

ՀԱՅԿԱԿԱՆ ՍՍՀ
ԳԻՏՈՒԹՅՈՒՆՆԵՐԻ ԱԿԱԴԵՄԻԱՅԻ

ՏԵԴԵԿԱԳԻՐ
ИЗВЕСТИЯ

АКАДЕМИИ НАУК АРМЯНСКОЙ ССР

ՏԵԽՆԻԿԱԿԱՆ ԳԻՏՈՒԹՅՈՒՆՆԵՐԻ ՍԵՐԻԱ
СЕРИЯ ТЕХНИЧЕСКИХ НАУК

ԽՄԲԱԳՐԱԿԱՆ ԳՈՒԵՅԻՒԼ

Ազոնց Հ. Յ., Ալեխանյան Վ. Վ., Եղիազարյան Ի. Վ., Կասյան
Մ. Վ. (պատ. խմբագիր), Խաչատրյան Ա. Գ., Սիմոնով Մ. Ջ.,
Փիլադելան Վ. Վ. (պատ. խմբագրի տնօրեն):

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ

Азонц Г. Т., Алексеевский В. В., Егизаров И. В., Касьян
М. В. (ответ. редактор), Назаров А. Г., Пикадожян В. В.
(зам. отв. редактора), Симонов М. Э.

418-477

СТРОИТЕЛЬНАЯ МЕХАНИКА

Յ. Ե. ԽԱՇՅԱՆ, Լ. Ս. ԿԱԶԱՐՅԱՆ

О ПОПЕРЕЧНЫХ КОЛЕБАНИЯХ ВЕРТИКАЛЬНЫХ СТЕРЖНЕЙ
 С УЧЕТОМ ИХ СОБСТВЕННОГО ВЕСА

В статье методом Галёркина определены частоты колебаний стержней с учетом собственного веса для некоторых часто встречающихся случаев закрепления их концов и получено решение задачи при произвольных вынужденных колебаниях.

Дифференциальное уравнение статического изгиба балки имеет вид

$$EI \frac{d^2 y}{dx^2} = M. \quad (1)$$

Дифференцируя дважды уравнение (1) и учитывая, что из условия равновесия элемента балки имеем [3]

$$\frac{dM}{dx} = Q - S(x) \frac{dy}{dx}, \quad (2)$$

где $S(x)$ — продольная сила в сечении x , и что при колебаниях

$$\frac{dQ}{dx} = -m \frac{d^2 y}{dt^2} \quad (3)$$

есть интенсивность распределенной инерционной нагрузки, получим следующее дифференциальное уравнение поперечных колебаний стержней с учетом переменной продольной силы

$$EI \frac{d^3 y}{dx^3} + m \frac{d^3 y}{dt^2} + S(x) \frac{d^2 y}{dx^2} + \frac{dS(x)}{dx} \frac{dy}{dx} = 0. \quad (4)$$

Здесь y — прогиб балки, M — изгибающий момент, Q — поперечная сила, E — модуль упругости, I — момент инерции, m — погонная масса стержня. Заметим, что при $S(x) = \text{const}$ уравнение (4) переходит в известное уравнение поперечных колебаний с учетом постоянной продольной силы.

Частное решение уравнения (4) ищем в виде

$$y(x, t) = Y(x) T(t). \quad (5)$$

Подставляя решение (5) в (4) после разделения переменных, получим следующие два уравнения движения:

$$T'' + \omega^2 T = 0; \quad (6)$$

$$EI Y^{(IV)} + S(x) Y'' + S'(x) Y' - m \omega^2 Y = 0.$$

Рассмотрим несколько частных наиболее распространенных в практике задач, ограничиваясь первыми двумя членами ряда (9).

1. Стержень с шарнирно-опертыми концами

Фундаментальные функции $Z_i(x)$ имеют вид [3]

$$Z_i(x) = \sin \mu_i \frac{x}{l}, \quad \mu_1 = \pi, \quad \mu_2 = 2\pi.$$

Для коэффициентов Δ_{ij} по формуле (11) получим:

$$\Delta_{11} = 0,5 l \left[EI \left(\frac{\mu_1}{l} \right)^4 - \frac{q}{g} \omega^2 \right] - 2,465 q;$$

$$\Delta_{22} = -\frac{23}{9} q; \quad \Delta_{21} = -\frac{68}{9} q;$$

$$\Delta_{12} = 0,5 l \left[EI \left(\frac{\mu_2}{l} \right)^4 - \frac{q}{g} \omega^2 \right] - 9,86 q.$$

При учете только одного члена ряда (9) частотное уравнение будет

$$\Delta_{11} = 0,$$

отсюда для частоты колебания ω получим

$$\omega = \left(\frac{\mu_1}{l} \right)^2 \sqrt{\frac{EI}{m}} \sqrt{1 - 0,94 \frac{ql}{(ql)_{кр}}},$$

где $(ql)_{кр} = 18,5 \frac{EI}{l^2}$ — критическая нагрузка потери устойчивости при распределенной продольной нагрузке q .

Аналогично задачам устойчивости введем понятие приведенной нагрузки, понимая под этим нагрузку $P_{пр}$, сосредоточенную в верхнем конце стержня и эквивалентную распределенной переменной нагрузке. При постоянной продольной силе $P_{пр}$ для частоты первой формы имеем

$$\omega = \left(\frac{\mu_1}{l} \right)^2 \sqrt{\frac{EI}{m}} \sqrt{1 - \frac{P_{пр} l^2}{EI \pi^2}},$$

отсюда для эквивалентности

$$\frac{P_{пр} l^2}{EI \pi^2} = 0,051 \frac{ql^3}{EI}; \quad P_{пр} = 0,51 ql.$$

Следовательно, приведенная нагрузка составляет половину полного веса.

С учетом двух членов ряда (9) частотное уравнение имеет вид

$$\Delta_{11} \Delta_{22} - \Delta_{12} \Delta_{21} = 0.$$

Подставляя значения Δ_{ij} , получим квадратное уравнение относительно ω^2 :

$$\omega^4 - 1652 \frac{EI}{m l^4} \omega^2 + 24g l \omega^2 + 15120 \frac{(EI) l^3}{m^2} - 31150 \frac{EI}{m} g l^{-2} - 77 \frac{g^2}{l^2} = 0,$$

откуда для частот первой и второй формы получим

$$\omega_1 = \left(\frac{p_1}{l} \right)^2 \sqrt{\frac{EI}{m}} \sqrt{8,5 - 0,126 \alpha - \sqrt{56,25 - 1,142 \alpha - 0,024 \alpha^2}},$$

$$\omega_2 = \left(\frac{p_2}{l} \right)^2 \sqrt{\frac{EI}{m}} \sqrt{0,031 - 0,008 \alpha - \sqrt{0,22 - 0,0044 \alpha - 9 \cdot 10^{-5} \alpha^2}},$$

где принято обозначение $\frac{q l^3}{EI} = \alpha$.

Заметим, что если в выражениях для частот положить $\alpha = 0$, то получим точные значения частоты без учета влияния собственного веса.

2. Стержень с одним заделанным и другим свободным концами

Для этого случая [3]

$$Z_1(x) = -\frac{\sin p_1 + \operatorname{sh} p_2}{\cos p_1 + \operatorname{ch} p_2} \left(\cos p_1 \frac{x}{l} - \operatorname{ch} p_2 \frac{x}{l} \right) + \sin p_1 \frac{x}{l} - \operatorname{sh} p_2 \frac{x}{l},$$

где $p_1 = 1,875$, $p_2 = 4,694$.

Для Δ_{ij} получим следующие значения:

$$\Delta_{11} = 1,73 l \left[EI \left(\frac{p_1}{l} \right)^4 - \frac{q}{g} \omega^2 \right] - 2,633 q;$$

$$\Delta_{12} = -0,495 l \left[EI \left(\frac{p_2}{l} \right)^4 - \frac{q}{g} \omega^2 \right] + 0,058 q;$$

$$\Delta_{21} = -0,405 l \left[EI \left(\frac{p_1}{l} \right)^4 - \frac{q}{g} \omega^2 \right] - 8,118 q;$$

$$\Delta_{22} = 0,879 l \left[EI \left(\frac{p_2}{l} \right)^4 - \frac{q}{g} \omega^2 \right] - 7,933 q.$$

С учетом одного члена ряда (9) для частоты основного тона получим

$$\omega = \left(\frac{p_1}{l} \right)^2 \sqrt{\frac{EI}{m}} \sqrt{1 - 0,963 \frac{q l}{(q l)_{кр}}}, \quad \text{где } (q l)_{кр} = \frac{7,83 EI}{l}.$$

Приведенная нагрузка $P_{пр}$ определяется из условия

$$\frac{P_{пр} l^2}{\frac{11}{5} EI} = 0,123 \frac{q l^3}{EI}, \quad P_{пр} = 0,344 q l.$$

С учетом двух членов ряда для частот первой и второй формы получим:

$$\mu_1 = \left(\frac{p_1}{l}\right)^2 \sqrt{\frac{EI}{m}} \sqrt{20,135 - 0,609\alpha - \sqrt{366,2 - 21,109\alpha - 0,294\alpha^2}}$$

$$\mu_2 = \left(\frac{p_2}{l}\right)^2 \sqrt{\frac{EI}{m}} \sqrt{0,51 - 0,084\alpha - \sqrt{0,237 - 0,014\alpha - 0,0002\alpha^2}}$$

3. Стержень с одним заделанным и другим опертым концами

Фундаментальные функции $Z_l(x)$ имеют вид [3]:

$$Z_l(x) = \operatorname{ch} \mu_1 \frac{x}{l} - \cos \mu_2 \frac{x}{l} - \frac{\operatorname{ch} \mu_1 - \cos \mu_2}{\operatorname{sh} \mu_1 + \sin \mu_2} \left(\operatorname{sh} \mu_1 \frac{x}{l} - \sin \mu_2 \frac{x}{l} \right),$$

где $\mu_1 = 3,93$, $\mu_2 = 7,07$.

Для Δ_{ij} имеем:

$$\Delta_{11} = 328 l \left[EI \left(\frac{\mu_1}{l}\right)^4 - \frac{q}{g} \omega^2 \right] = 8281 q;$$

$$\Delta_{12} = 5611 l \left[EI \left(\frac{\mu_1}{l}\right)^4 - \frac{q}{g} \omega^2 \right] = 13405 q;$$

$$\Delta_{21} = 5611 l \left[EI \left(\frac{\mu_2}{l}\right)^4 - \frac{q}{g} \omega^2 \right] = 10884 q;$$

$$\Delta_{22} = 48184 l \left[EI \left(\frac{\mu_2}{l}\right)^4 - \frac{q}{g} \omega^2 \right] = 1427989 q.$$

С учетом одного члена ряда (9) получим

$$\omega = \left(\frac{\mu_1}{l}\right)^2 \sqrt{\frac{EI}{m}} \sqrt{1 - 5,51 \frac{ql}{(ql)_{\text{кр}}}}, \quad \text{где } (ql)_{\text{кр}} = \frac{52,5 EI}{l^2}.$$

Приведенную нагрузку определим из условия [1]

$$\frac{P_{\text{кр}} l^2}{EI \pi^2} = 0,105 \frac{ql^2}{EI}.$$

$$P_{\text{кр}} = 1,05 ql.$$

4. Стержень с заделанными концами

Для фундаментальных функций $Z_l(x)$ имеем [3]:

$$Z_l(x) = \operatorname{ch} \mu_1 \frac{x}{l} - \cos \mu_2 \frac{x}{l} - \frac{\operatorname{ch} \mu_1 - \cos \mu_2}{\operatorname{sh} \mu_1 - \sin \mu_2} \left(\operatorname{sh} \mu_1 \frac{x}{l} - \sin \mu_2 \frac{x}{l} \right),$$

$\mu_1 = 4,79$, $\mu_2 = 7,85$.

Для Δ_{ij} имеем:

$$\Delta_{11} = 1.108 l \left[EI \left(\frac{\mu_1}{l}\right)^4 - \frac{q}{g} \omega^2 \right] = 29,92 q;$$

$$\Delta_{12} = -0,314 l \left[EI \left(\frac{\mu_1}{l}\right)^4 - \frac{q}{g} \omega^2 \right] = 2703 q;$$

$$\Delta_{21} = -0,314 l \left[EI \left(\frac{v_2}{l} \right)^4 - \frac{q}{g} \omega^2 \right] + 8101q;$$

$$\Delta_{22} = 1,128 l \left[EI \left(\frac{v_2}{l} \right)^2 - \frac{q}{g} \omega^2 \right] - 11630q.$$

Частоты колебаний с учетом одного и двух членов ряда (9) соответственно будут

$$\omega = \left(\frac{v_1}{l} \right)^2 \sqrt{\frac{EI}{m}} \sqrt{l - 0,054 \frac{ql^3}{EI}}$$

или

$$\omega = \left(\frac{v_1}{l} \right)^2 \sqrt{\frac{EI}{m}} \sqrt{1 - 4,87 \frac{ql}{(ql)_{кр}}}, \text{ где } (ql)_{кр} = 73,6 \frac{EI}{l^2};$$

$$\omega_1 = \left(\frac{v_1}{l} \right)^2 \sqrt{\frac{EI}{m}} \sqrt{4,29 - 8,26\alpha - \sqrt{10,84 + 0,117\alpha + 14,31\alpha^2}};$$

$$\omega_2 = \left(\frac{v_2}{l} \right)^2 \sqrt{\frac{EI}{m}} \sqrt{0,565 - 1,09\alpha + \sqrt{0,188 - 0,002\alpha - 10^{-4}\alpha^2}}.$$

Аналогичным образом можно определить частоты колебаний и при других закреплениях.

Зная значения Δ_{ij} , можно определить и форму колебания. При учете двух членов ряда (9) для формы колебания будем иметь

$$Y(x) = Z_1(x) + \frac{\Delta_{21}}{\Delta_{12}} Z_2(x).$$

При вынужденных колебаниях уравнение движения имеет вид

$$EI \frac{d^4 y}{dx^4} + \bar{m} \frac{d^2 y}{dx^2} + S(x) \frac{d^2 y}{dx^2} + \frac{dS(x)}{dx} \frac{dy}{dx} = f(x, t), \quad (13)$$

Ищем решение уравнения (13) в виде

$$y(x, t) = \sum_{k=1}^{\infty} Y_k(x) T_k(t), \quad (14)$$

где $Y_k(x)$ — решения второго уравнения (6). Подставляя (14) в (13) и учитывая (6), получим

$$\sum_{k=1}^{\infty} \bar{m} Y_k (T_k'' + \omega_k^2 T_k) = f(x, t). \quad (15)$$

Если функции $Y_k(x)$ ортогональны, т. е.

$$\int_0^l Y_k(x) Y_i(x) dx = 0 \quad \text{при } k \neq i, \quad (16)$$

то для функций $T_k(t)$ получим следующие дифференциальные уравнения:

$$T_k + \omega^2 T_k = \frac{\int_0^l f(x, t) Y_k(x) dx}{\int_0^l Y_k^2(x) dx} = F(t), \quad (17)$$

Следовательно, общее решение уравнения (13) имеет вид

$$y(x, t) = \sum_{k=1}^{\infty} Y_k(x) [A_k \sin \omega_k t + B_k \cos \omega_k t] + \frac{1}{\omega_k} \int_0^t F(\xi) \sin \omega_k (t - \xi) d\xi, \quad (18)$$

где A_k и B_k определяются из начальных условий.

Теперь выясним при каких условиях имеет место условие ортогональности (16).

Имеем

$$E I Y_k^{IV} = -S(x) Y_k'' - S'(x) Y_k' + \bar{m} \omega_k^2 Y_k; \quad (19)$$

$$E I Y_l^{IV} = -S(x) Y_l'' - S'(x) Y_l' + \bar{m} \omega_l^2 Y_l.$$

Умножив первое уравнение системы (19) на Y_l , а второе — на Y_k , вычитывая из первого второе и интегрируя в интервале $[0, l]$, получим

$$\begin{aligned} \bar{m}(\omega_l^2 - \omega_k^2) \int_0^l Y_k Y_l dx &= E I \int_0^l (Y_k^{IV} Y_l - Y_l^{IV} Y_k) dx + \\ &+ \int_0^l S(x) [Y_k' Y_l - Y_l' Y_k] + \int_0^l S'(x) [Y_k Y_l - Y_k Y_l] dx. \end{aligned} \quad (20)$$

Интегрируя по частям, получим

$$\begin{aligned} \bar{m}(\omega_l^2 - \omega_k^2) \int_0^l Y_k Y_l dx &= E I [Y_k'' Y_l - Y_l'' Y_k + \\ &+ Y_k' Y_l - Y_l' Y_k] \Big|_0^l + S(x) [Y_k Y_l - Y_k Y_l] \Big|_0^l. \end{aligned} \quad (21)$$

Первый член выражения (21) равен нулю при любых граничных условиях, а второй член только для стержней шарнирно опертых или защемленных на концах. Однако для других случаев, например, для консольного стержня, если под $S(x)$ понимать нагрузку от собствен-

ного веса, можно, таким образом, выбрать начало координат, чтобы при $x = l$, $S(x) = 0$.

Таким образом, условия ортогональности (16) выполняются для всех рассмотренных нами четырех случаев и общее решение задачи для них выразится формулой (18).

АНСМ

Поступило 12.IV.1966.

Է. Ե. ԽԱՇԻՆ, Լ. Ս. ԿԱԶԱՐՅԱՆ

ՄԵՓԱԿԱՆ ԿՇՈՒ ՇԱՆԴԱՌՄԱՄԲ ՌԵԳՂԱԶԻՅԻ ՉՈՂԵՐԻ ԸՆԴՂԱՅԻՆԱԿԱՆ ՏԱՏԱՆՈՒՄՆԵՐԻ ՄԱՍԻՆ

Ա մ փ ո փ ո ւ մ

Ճողվածում ուսումնասիրվում են ձողերի ընդլայնական տատանումները փոփոխական երկայնական ուժերի ազդեցության դեպքում:

Մեփական տատանումների դիֆերենցիալ հավասարումն ստացված է [4] բնդանուր տեսքով, որտեղ երկայնական ուժի փոփոխական լինելն արտատայվում է հավասարության վերջին անդամով: Որպես փոփոխական ուժ բնդունելով ձողի սեփական կշիռը, ստացված է փոփոխական գործակիցներով [7] հավասարումը, որի լուծումը փնտրվում է Գալյուերիի նայանի մեթոդով: Կանխված են ճողակապային և կոշտ ամրակցումներ ունեցող ձողերի տատանումների համախաղանայությունները: Ստացված արդյունքները համեմատված են առանց սեփական կշռի հաշվառմամբ ստացված արդյունքների հետ: Դիտարկված օրինակների համար ստացված են համարժեք հաստատուն երկայնական ուժերի արժեքները, որոնց կիրառման դեպքում կստացվին նույն համախաղանայությունները, ինչպիսիք ստացվում են փոփոխական ուժի դեպքում:

Մոտիպոզական տատանումների դիֆերենցիալ հավասարումն ստացված է (13) տեսքով, որի լուծումն քննարկում է (14) տեսքով: Ապացուցելով, որ հիմնական (ֆունդամենտալ) ֆունկցիաների համար տեղի ունի սրթոպոնայության (21) պայմանը, խնդրի բնդանուր լուծումը արվում է (18) տեսքով, որտեղ A_n և B_n գործակիցները որոշվում են նախնական պայմաններից:

Լ Ի Տ Ե Ր Ա Մ Ր Ա

1. Позацкий В. Динамика сооружений. Госстройиздат, М., 1963.
2. Смитка П. К. Динамика сооружений. Госстройиздат, Л.—М., 1960.
3. Филиппов А. П. Колебания в упругих системах. АН УССР, Киев, 1950.

СТРОИТЕЛЬНАЯ МЕХАНИКА

С. А. БАГДАСАРЯН

ПРОЧНОСТЬ СЖАТЫХ СТЕРЖНЕЙ ПРИ НЕОДИНАКОВЫХ
 КОНЦЕВЫХ ЭКСЦЕНТРИЦИТЕТАХ С УЧЕТОМ ЛИНЕЙНОГО
 УПРОЧНЕНИЯ МАТЕРИАЛА*

В статье дается аналитическое решение задачи сжатого стержня прямоугольного сечения с неодинаковыми концевыми эксцентриситетами приложения продольной нагрузки (рис. 1). Принимается идеализированная диаграмма материала с линейным упрочнением за пределом упругости (рис. 2). Кроме того допускается, что крутильные де-

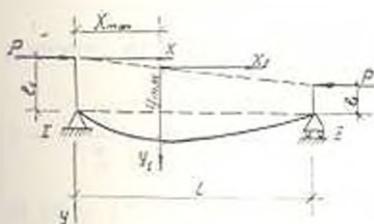


Рис. 1. Схема стержня сжатого с неодинаковыми концевыми эксцентриситетами.

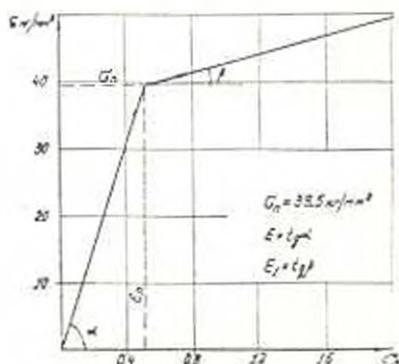


Рис. 2. Идеализированная диаграмма материала.

формации в стержне отсутствуют; влияние сдвигающих сил пренебрежимо мало; поперечные сечения при деформации стержня остаются плоскими; диаграммы материала при сжатии и растяжении идентичны; изогнутая ось стержня представляет собой синусоиду.

В соответствии с рис. 1 в системе координат (X_1, Y_1) изгибающий момент в любом сечении стержня будет равен

$$M_x = M_{\max} \cos \pi x, \quad (1)$$

при этом уравнение предельного равновесия согласно [1], [2] запишется в следующем виде:

$$\operatorname{tg} \frac{\pi k}{2} \left(\frac{dr}{dy_{\max}} \frac{y_{\max}}{r} \frac{\pi k n + 1}{2 n} + \frac{1}{\operatorname{tg} \frac{\pi k}{2 n}} \right) + 1 = 0, \quad (2)$$

* Научный руководитель проф. В. В. Шнапжян.

где

$u_{max} = \frac{M_{max}}{P}$ — прогиб оси стержня в сечении с максимальным изгибающим моментом:

$$\alpha = \sqrt{\frac{P}{EI}}; \quad r = \frac{\pi}{\alpha}; \quad h = \frac{2x_{max}}{r};$$

$$\beta = \frac{x_{max}}{L - x_{max}} = \frac{\pi k}{2 \arccos\left(\frac{c_1}{c_2} \cos \frac{\pi k}{2}\right)}$$

В случае, когда при потере устойчивости пластические деформации наблюдаются только в зоне сжатых волокон стержня (рис. 3), следуя [3], получим:

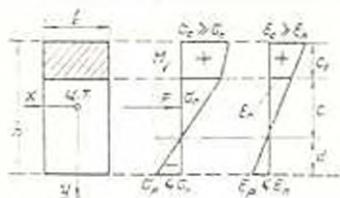


Рис. 3. Элюры напряжений и деформаций в сечении стержня при односторонней текучести.

$$u_{max} = \frac{1 - \psi}{\psi} \xi \frac{h}{4} \frac{w}{v}; \quad (3)$$

$$\psi = \frac{(1 - \psi) \frac{c_1^2}{2} + \left(\frac{h}{2} - c_1\right) h}{(1 - \psi) h}. \quad (4)$$

Здесь

$\xi = \left(1 - \frac{c_1}{h}\right)$ — относительная высота упругой части сечения:

$$w = \left(1 - \frac{2}{3} \xi\right) (1 - \psi) + \frac{\psi}{3\xi^2}; \quad v = \psi \left(1 - \frac{1}{2\xi}\right) + \frac{\xi}{2} (1 - \psi).$$

Используя известные соотношения

$$\frac{1}{\psi} = \frac{z_0}{cE}; \quad \frac{1}{\psi} \approx y'' = y_{max} \frac{\pi^2}{r^2}, \quad (5)$$

на основании (4) находим

$$r = \pi \sqrt{\frac{E}{z_0}} \sqrt{2h \frac{y_{max}}{1 - \psi} \psi}. \quad (6)$$

Продифференцировав (3) и (6) по ξ и подставляя полученные выражения в (2), получим следующее уравнение предельного равновесия стержня при одностороннем развитии в сечении пластических деформаций

$$\operatorname{tg} \frac{\pi k}{2} \left[\left[1 + \frac{\psi + \xi(1 - \psi)}{v \left(1 - \frac{2}{3} \xi - \frac{1 - \psi + \frac{\psi}{\xi^2}}{w}\right) - \frac{1}{2} \xi \left(1 - \psi + \frac{\psi}{\xi^2}\right)} \right] \frac{\pi k n + 1}{4} + \frac{1}{\operatorname{tg} \frac{\pi k}{2n}} \right] - 1 = 0, \quad \text{где } \psi = \frac{E_1}{E}. \quad (7)$$

Относительный эксцентриситет приложения нагрузки на опоре l стержня (рис. 1) с учетом (3) будет равен

$$m_1 = \frac{3}{2} \frac{1 - \varphi}{\xi} \pm \frac{\omega}{v} \cos \frac{\pi k}{2}. \quad (8)$$

Критическая гибкость стержня

$$\lambda_{кр} = \pi k \frac{n+1}{n} \frac{\xi}{2} \sqrt{\frac{E}{\varphi \sigma_n}} \sqrt{3\omega}. \quad (9)$$

При односторонней текучести сечения значения $\lambda_{кр}$ можно найти из выражений (7)–(9), задаваясь значениями φ , m_1 , e_0 , e_1 , ψ , σ_n , E , при этом $0 < k < 1$; $-1 < e_0, e_1 < 1$.

В случае, когда при потере устойчивости пластические деформации возникают одновременно в сжатой и растянутой зонах стержня (рис. 4), следуя [3], получим

$$y_{\max} = \frac{h^2 \frac{1-\varphi}{2} + 2 \frac{1-\psi}{\xi h} \left(\frac{c_1^3}{6} - h \frac{c_1^2}{2} + \frac{c_2^3}{6} \right) - \frac{h}{\xi} \left(\frac{h}{3} - c_1 \right)}{\varphi h}; \quad (10)$$

$$c_2 = h(1-\xi) - c_1; \quad (11)$$

$$h(1-\xi) = \frac{(h-c_1)^2}{3h} - \varphi \frac{c_1^2}{3h} - \frac{c_1^2}{2h} (1-\psi); \quad (12)$$

$$\xi h = 2c. \quad (13)$$

В силу (10)–(13) находим

$$y_{\max} = \frac{h}{\varphi} \left\{ \frac{1-\varphi}{2} + 2 \frac{1-\psi}{\xi} \left[\frac{1}{6} - \frac{\xi}{2} + \frac{\xi^2}{2} - \frac{\xi^3}{6} - \frac{z}{t} \left(\frac{1}{2} - \xi + \frac{\xi^2}{2} + \frac{\xi}{2} \frac{z}{t} \right) \right] - \frac{1}{\xi} \left(\frac{1}{3} - \frac{z}{t} \right) \right\}, \quad (14)$$

где

$$z = \xi \frac{1-\varphi}{2} + \frac{1-\psi}{2} - \xi(1-\psi) + \xi^2 \frac{1-\psi}{2} - \frac{1}{2}; \quad t = (1-\psi)(1-\xi) - 1.$$

Используя соотношения (5) с учетом (13), находим

$$r = \pi \sqrt{\frac{E}{\sigma_n}} \sqrt{\xi \frac{h}{2} y_{\max}}. \quad (15)$$

Путем несложных преобразований уравнение предельного равновесия при двустороннем развитии пластических деформаций в сечении можно представить в виде

$$\operatorname{tg} \frac{\pi k}{2} \left[\left(1 + \frac{y_{\max}}{\xi} \frac{dy_{\max}}{d\xi} \right) \frac{\pi k}{4} \frac{n-1}{n} + \operatorname{tg} \frac{\pi k}{2n} \right] + 1 = 0. \quad (16)$$

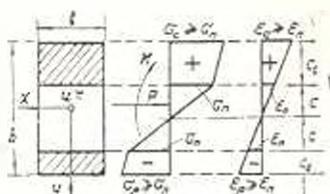


Рис. 4. Эпюры напряжений и деформаций в сечении стержня при двусторонней текучести.

Здесь

$$\frac{dy_{\max}}{d\xi} = \frac{h}{\xi^2} \left\{ 2(1-\psi)\xi + \frac{1}{\xi} \left[\frac{1}{3} - \xi \frac{1-\psi}{2} - \xi(1-\xi)(1-\psi) + z \left(\xi \frac{1-\psi}{t} - 1 \right) \right] \right\}, \quad (17)$$

где

$$\xi = \frac{\xi}{2} - \frac{\xi^2}{3} - \frac{1}{6\xi} - \frac{z}{t} \left[\xi - 1 + \xi \frac{1-\psi}{2} - \xi(1-\xi)(1-\psi) + z \left(1 + \xi \frac{1-\psi}{t} \right) \right] - \frac{1}{2} - \xi + \frac{\xi^2}{2} + \frac{\xi}{2} \frac{z}{t} \left[\frac{1-\psi}{2} - (1-\xi)(1-\psi) + z \left(\frac{1-\psi}{t} - \frac{1}{\xi} \right) \right].$$

Относительный эксцентриситет приложения нагрузки на опоре / стержня (рис. 1) равен

$$m_1 = \frac{6 y_{\max}}{h} \cos \frac{\pi k}{2}. \quad (18)$$

Критическая гибкость стержня

$$\lambda_{кр} = \pi k \frac{\sqrt{3} n + 1}{\xi} \sqrt{\frac{E}{\sigma_n}} \sqrt{\xi \frac{h}{2} y_{\max}}. \quad (19)$$

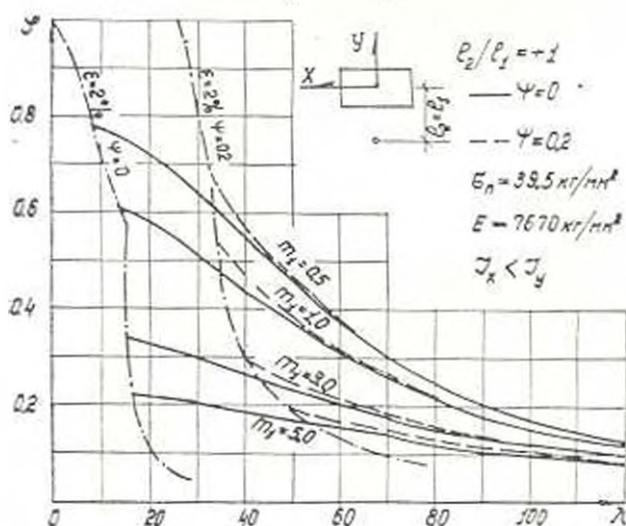


Рис. 5. График предельной несущей способности стержней при отношении конечных эксцентриситетов -1 .

При двусторонней текучести сечения значения $\lambda_{кр}$ можно найти из выражений (16), (18), (19) с учетом (14) и (17), задаваясь значениями φ , m_1 , e_2/e_1 , ψ , ε_n , E . При этом, как и в предыдущем случае: $0 \leq k \leq 1$, $-1 \leq e_2/e_1 \leq 1$.

Для граничного напряженного состояния, когда краевая деформация на выпуклой стороне стержня равна ε_n (рис. 3) в силу (13), из первого условия равновесия сил получим

$$\sigma = -\sigma_0 \left(1 + \psi \frac{1-\xi}{l} \right). \quad (20)$$

Совместным решением (7), (9) и (20) получим уравнение, описывающее границу между первым и вторым упруго-пластическими напряженными состояниями. На рис. 5, 6, 7 представлены кривые

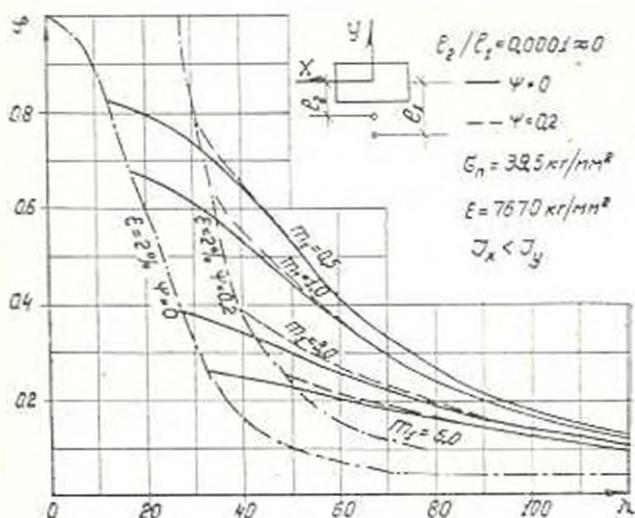


Рис. 6. График предельной несущей способности стержней при отношении конечных эксцентриситетов 0.

$\bar{\sigma} = \bar{\sigma}(\lambda, e_2/e_1, m_1)$, вычисленные по приведенным выше формулам с помощью ЭВМ для сжатых стержней при коэффициентах линейного упрочнения $\psi = 0$ и 0,2. Графики показывают, что влияние линейного упрочнения на несущую способность стержней становится существенным с уменьшением их гибкости и увеличением эксцентриситетов. Значительное влияние на несущую способность оказывает линейное упрочнение при уменьшении отношения конечных эксцентриситетов e_2/e_1 . Например, для стержня с расчетными характеристиками $\lambda = 50$, $m_1 = 3$, $e_2/e_1 = 0,9$ изменение коэффициента линейного упрочнения от 0 до 0,2 увеличивает его несущую способность на 10%.

Сопоставление результатов экспериментальных исследований, проведенных автором над сжатыми дуралевыми стержнями прямоугольного сечения в диапазоне гибкостей 40–100, при относительных эксцентриситетах $m_1 = 0,5$ и 3 и отношении конечных эксцентрисите-

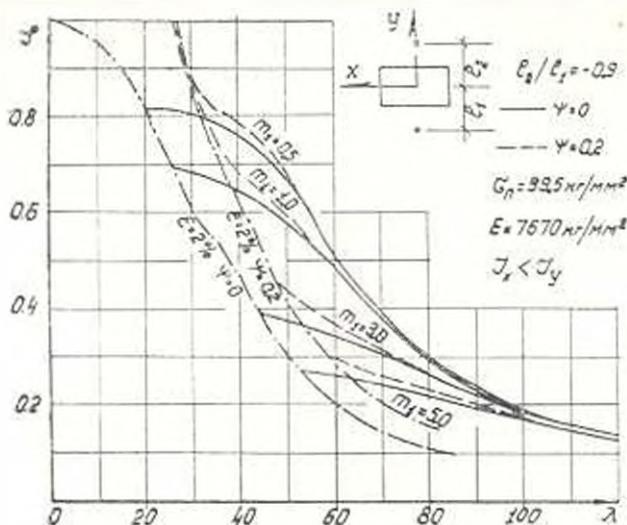


Рис. 7. График предельной несущей способности стержней при отношении конечных эксцентриситетов $e_2/e_1 = -0,2$.

тов $e_2/e_1 = 0$ и $-0,5$ с результатами, вычисленными по приведенным выше формулам, показало их хорошую сходимость.

АНСМ

Поступило 6.XI.1965.

ՈՒՍՏԱՆՈՒԹՅԱՆ ԳՐԱԳՆԱԿԱՆՈՒԹՅԱՆ

ՄԱՅՐԱՅԻՆ ԱՆՇԱՎԱՍԱՐ ԱՊԱԿԵՆՏՐՈՆՈՒԹՅԱՆԻ ՍԵՂՎԱՆ ՉՈՂՆԵՐ
ԱՐԴՈՒԹՅՈՒՆԸ ԵՆՈՒԹԻ ԳԾԱՅԻՆ ԵՐԱՅՄԱՆ ՀԱՇՎԱՌՈՒՄՈՒ

Ո Ւ Փ Ո Փ Ո Ւ Մ

Հողվածում գիտվում է ծայրերում անհավասար ապակենտրոնությամբ բեռնավորված սեղմվող ձողի ինդրի մոտավոր անալիտիկ լուծումը. Ենթադրելով, որ ծոված առանցքը ենթարկվում է սինուսոիդի օրենքին. իսկ նյութի $\chi = \pm$ դիսպրամն ունի գծային ամրացում առաձգական-պլաստիկ դեֆորմացիաների շրջանում: Ստացված ներքակ լուծման հիման վրա հաշված են ձողերի սահմանային կրողունակության գրաֆիկները տարրեր ապակենտրոնության և գծային ամրացման դործակիցների համար: Ելքակապում է, որ e_2/e_1 հարաբերության նվազմամբ դժային ամրացման ազդեցությունը ձողերի կրողունակության վրա աճում է:

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Ржаницын А. Р. Устойчивость равновесия упругих систем. М., 1955.
2. Соболев Ю. В. Исследование устойчивости внецентренно сжатых стальных стержней при неодинаковых эксцентриситетах. Научные доклады высшей школы (серия «Строительство»). № 2, 1958.
3. Пинадзյан В. В. Некоторые вопросы предельного состояния сжатых элементов стальных конструкций. Изд. АН Арм. ССР, Ереван, 1956.

СТРОИТЕЛЬНАЯ МЕХАНИКА

Г. Т. МИРЗОЕВ

ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОСТРАНСТВЕННОЙ ЖЕСТКОСТИ ЗДАНИЙ С НЕСУЩИМИ ПРОДОЛЬНЫМИ СТЕНАМИ*

Существующая методика определения пространственной жесткости многэтажных зданий основана на требованиях строительных норм, которые подразделяют здания на две группы по степени их пространственной жесткости. Одним из основных критериев, позволяющих производить указанную градацию, является понятие максимально допустимого расстояния $l_{ст}$ [4] между вертикальными диафрагмами жесткости здания.

Анализ работ [4] и [5] показал, что принятая величина $l_{ст}$ не имеет серьезного обоснования. В то же время вопросы обеспечения пространственной жесткости приобретают более важное значение в связи с увеличением их этажности и возрастанием влияния горизонтальных нагрузок.

С целью определения пространственной жесткости многоэтажного здания представим его в виде конструктивно-анизотропной пластинки (рис. 1). Тогда следуя [2], для рассматриваемого случая имеем следующее выражение для определения прогибов пластинки w :

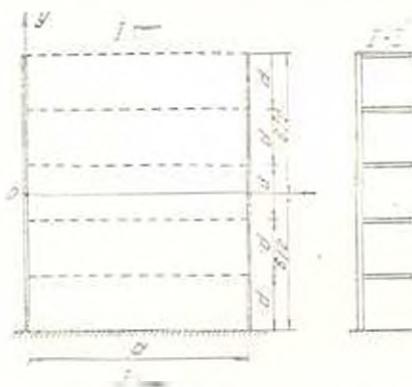


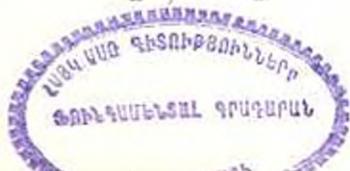
Рис. 1. Схема многоэтажного здания

$$w = \frac{a^4}{D_z \pi^4} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{a_n}{n^4} \left(1 - \frac{2\nu}{\varphi}\right) \sin \frac{n\pi x}{a}, \quad (1)$$

где

$$\varphi = (s^2 + t^2) \left(s^2 + t^2 - \sqrt{\frac{s^2 - t^2}{s^2 + t^2}} \right) \left(\operatorname{sh}^2 \frac{n\pi sb}{2a} \cos^2 \frac{n\pi tb}{2a} + \operatorname{ch}^2 \frac{n\pi sb}{2a} \sin^2 \frac{n\pi tb}{2a} \right) \times \\ \times \left[\frac{(s^2 - t^2 - \nu) \left(\operatorname{sh}^2 \frac{n\pi sb}{a} - \sin^2 \frac{n\pi tb}{a} \right)}{\left(s^2 + t^2 - \sqrt{\frac{s^2 - t^2}{s^2 + t^2}} \right) \left(\operatorname{sh}^2 \frac{n\pi sb}{a} + \sin^2 \frac{n\pi tb}{a} \right)} - 1 \right];$$

* Научный руководитель Н. Ф. Лавыдов.
 2. ТН, № 2



7A-8117

$$\begin{aligned} & \left[t(s^2 + t^2 + 2\nu) \operatorname{sh} \frac{n\pi sb}{a} - s(s^2 + t^2 - 2\nu) \sin \frac{n\pi tb}{a} \right] \times \\ & \left[\operatorname{sh} \frac{n\pi sb}{2a} \cos \frac{n\pi tb}{2a} \left(s \operatorname{sh} \frac{n\pi sy}{a} \sin \frac{n\pi ty}{a} - t \operatorname{ch} \frac{n\pi sy}{a} \cos \frac{n\pi ty}{a} \right) - \right. \\ & \left. - \operatorname{ch} \frac{n\pi sb}{2a} \sin \frac{n\pi tb}{2a} \left(s \operatorname{ch} \frac{n\pi sy}{a} \cos \frac{n\pi ty}{a} + t \operatorname{sh} \frac{n\pi sy}{a} \sin \frac{n\pi ty}{a} \right) \right] \times \\ & - (s^2 - t^2) \left(t \operatorname{sh} \frac{n\pi sb}{a} - s \sin \frac{n\pi tb}{a} \right) \times \\ & \left[\operatorname{ch} \frac{n\pi sb}{2a} \cos \frac{n\pi tb}{2a} \left(s \operatorname{ch} \frac{n\pi sy}{a} \sin \frac{n\pi ty}{a} - t \operatorname{sh} \frac{n\pi sy}{a} \cos \frac{n\pi ty}{a} \right) - \right. \\ & \left. - \operatorname{sh} \frac{n\pi sb}{2a} \sin \frac{n\pi tb}{2a} \left(s \operatorname{sh} \frac{n\pi sy}{a} \cos \frac{n\pi ty}{a} + t \operatorname{ch} \frac{n\pi sy}{a} \sin \frac{n\pi ty}{a} \right) \right]. \end{aligned}$$

Здесь s и t — корни характеристического уравнения

$$D_1 s^4 - 2D_3 s^2 + D_2 = 0,$$

где

$$D_1 = D_2 = \frac{Eh^3}{12(1-\nu^2)};$$

$$D_3 = \frac{Eh^3}{12(1-\nu^2)} + \frac{EI}{d}.$$

Здесь

E, ν — модуль упругости и коэффициент Пуассона материала пластинки;

h — толщина пластинки;

E', I — модуль упругости материала ребра и момент инерции его сечения;

d — расстояние между ребрами (рис. 1).

Используя зависимость [2]

$$M_x = -D_1 \left(\frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \nu \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \right),$$

получим значения изгибающих моментов

$$M_x = \frac{D_1 a^2}{D_2 a^2} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{a_n}{n^2} \left(\nu - \frac{2\Phi}{\pi} \right) \sin \frac{n\pi x}{a}, \quad (2)$$

где

$$\begin{aligned} \Phi = & \left[t(s^2 + t^2 + 2\nu) \operatorname{sh} \frac{n\pi sb}{a} - s(s^2 + t^2 - 2\nu) \sin \frac{n\pi tb}{a} \right] \times \\ & \times \left[\operatorname{sh} \frac{n\pi sb}{2a} \cos \frac{n\pi tb}{2a} \left(s \operatorname{sh} \frac{n\pi sy}{a} \sin \frac{n\pi ty}{a} - \right. \right. \\ & \left. \left. + t(s^2 + t^2 + \nu) \operatorname{ch} \frac{n\pi sy}{a} \cos \frac{n\pi ty}{a} \right) - \operatorname{ch} \frac{n\pi sb}{2a} \sin \frac{n\pi tb}{2a} \times \right. \\ & \left. \times \left[s(s^2 + t^2 - \nu) \operatorname{ch} \frac{n\pi sy}{a} \cos \frac{n\pi ty}{a} - t(s^2 + t^2 - \nu) \operatorname{sh} \frac{n\pi sy}{a} \sin \frac{n\pi ty}{a} \right] \right] \times \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 & - (s^2 + t^2) \left(t \operatorname{sh} \frac{n\pi sb}{a} - s \sin \frac{n\pi tb}{a} \right) \times \\
 & \times \left[\operatorname{ch} \frac{n\pi sb}{2a} \cos \frac{n\pi tb}{2a} \left\{ s(s^2 + t^2 - \nu) \operatorname{ch} \frac{n\pi sy}{a} \sin \frac{n\pi ty}{a} + \right. \right. \\
 & + t(s^2 + t^2 + \nu) \operatorname{sh} \frac{n\pi sy}{a} \cos \frac{n\pi ty}{a} \left. \right\} - \operatorname{sh} \frac{n\pi sb}{2a} \sin \frac{n\pi tb}{2a} \left\{ s(s^2 + t^2 - \nu) \right. \\
 & \left. \left. - \nu \right\} \operatorname{sh} \frac{n\pi sy}{a} \cos \frac{n\pi ty}{a} - t(s^2 + t^2 + \nu) \operatorname{ch} \frac{n\pi sy}{a} \sin \frac{n\pi ty}{a} \right] \Bigg|.
 \end{aligned}$$

По результатам экспериментальных исследований [3] автором сделана попытка использовать выражение (1) и (2) при изучении напряженного состояния здания, имеющего регулярно расположенные проемы. В рассматриваемом случае по аналогии с [1] в выражениях (1) и (2) вместо модуля упругости E следует подставить величину приведенного модуля упругости

$$E_{пр} = k_{пр} E, \quad (3)$$

где

$$k_{пр} = \frac{1}{1 + \frac{\nu_{пр}}{1 - \nu}}$$

$\nu_{пр}$ — коэффициент пружинности пластины;

$\nu = d_1/d$ — безразмерный коэффициент, равный отношению высоты проема к расстоянию (по вертикали) между осями двух смежных проемов.

С целью проверки правомерности предлагаемого решения автором было проведено испытание модели многоэтажного здания на воздействие горизонтальной нагрузки.

Сконструированный стенд (рис. 2) позволял загружать модель равномерно распределенной нагрузкой. В процессе эксперимента имелась возможность изменять соотношения сторон испытываемых пластинок с проемами и без них, а также исследовать влияние закрепления элементов на пространственную жесткость.

Модель 12-этажного здания в масштабе 1/50 изготовлялась из оргстекла. Напряжения в модели измерялись с помощью электрических тензодатчиков. Регистрирующим аппаратом служил электронный

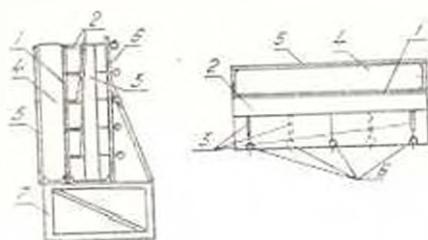


Рис. 2. Конструкция стенда для испытания модели здания: 1 — испытываемая пластинка (наружная продольная стена); 2 — горизонтальные ребра (междуэтажные перекрытия); 3 — вертикальные передвижные опоры (поперечные стены); 4 — воздушный мешок; 5 — узорчатый щит; 6 — индикаторные стойки; 7 — рама стенда

измеритель деформаций АИ-1 с комплектом коммутирующих устройств. Измерения деформаций модели производились мессурами.

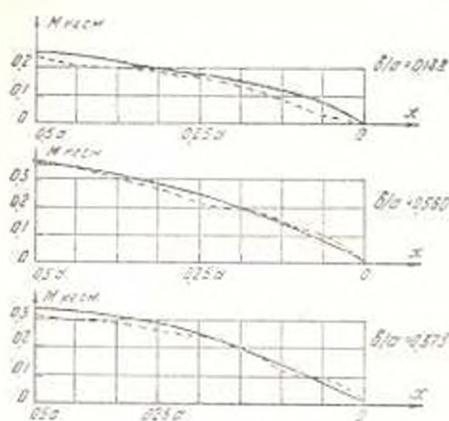


Рис. 3. Распределение изгибающих моментов

момента, действующего в основании среднего простенка ($x = a/2$; $y = -b/2$)

$$M_y = qa^2 \frac{k_0}{1 - (2\lambda - \lambda^2)(1 - \beta)} \times 10^{-4} \text{ кг/см}, \quad (4)$$

где

$$k_0 = 125 \beta \frac{D_1}{D_2}; \quad k = \frac{1000}{4 + 0.1 \frac{D_1}{D_2}}$$

$$\lambda = \frac{l}{b/a}; \quad \beta = \frac{k_0}{k}$$

Абсцисса максимума кривой, выражающей зависимость между



Рис. 4. Зависимость $m - b/a$.

действующим единичным изгибающим моментом m и отношения сторон пластинки b/a (рис. 4), определяется выражением

$$l = 0.6 \left(1 - \frac{D_1}{D_2} \times 10^{-4} \right).$$

Կ. Տ. ԼՐԱԶՆԵՎ

ԸՆԴԵՐՈՒՅՆԱԿԱՆ ԿՐՈՂ ՊԵՏԵՐՈՎ ՇԵՆՔԵՐԻ ՏԱՐԱԾԱԿԱՆ ԿՈՇՏՈՒԹՅԱՆ
ՇԵՏԱԶՈՏՈՒԹՅՈՒՆԸ

Ա. մ. փ. ո. փ. ո. է. մ.

Շենքերն ըստ տարածական կոշտության աստիճանի դասակարգման հիմնական չափանիշն է ընդլուծնական պատերի միջև մաքսիմալ թուլլատրելի «եռափորության» է-ի հասկացությունը: Ենթադրելով l_{Σ} -ի արժեքներն ընդունվում են կենկով շինարարական պրակտիկայի բազմամյա փորձից և շտեմն սեսական ու էքսպերիմենտայի հիմնավորումներ:

Հողվածում բերված է ալյ գեղմության սրճման սեսական կլոնակ՝ անի-դոտրոպ սալերի ակտության հիման վրա: Դոների և լուսամտաների շտրիվ առաջացող պատերի թուլացումը հաշվառվում է բերված առաձգականության մոդուլի՝ $E_{\text{որ}}$ -ի գաղափարի օգտագործմամբ: Ալյ տեսության հիման վրա ստացված ծուղ մոմենտների և ճկվածքների արժեքները ենթարկվել են էքսպերիմենտայ ստուգման՝ տարբեր հարկայնության շենքերի 1:50 մասշտաբի մոդելների վրա: Մոդելներն իրականացվել են օրգանական ապակուց:

Կատարված փորձնական շետադոտրություններն ապացուցում են բազմա-հարկ շենքերի տարածական կոշտության խնդրի լուծման համար անիդոտրոպ թիթեղնիկի սխեմայի օգտագործման օրինա-փությունը: Ելված սխեմայի հիման վրա ստացված արդյունքները ենթարկվել են սպորքսիմացիայի և ճերկայացրված են դործնական կիրառության համար հարմար բանաձևերի տեսքով:

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Айзенберг Я. М. Распределение горизонтальных статической нагрузки между вертикальными диафрагмами зданий. Диссертация, 1960.
2. Лехмицкий С. Г. Анизотропные пластинки. М., 1957.
3. Пятлюк Д. А. Расчет бескаркасных крупнопанельных зданий на горизонтальную нагрузку. М., 1960.
4. СНиП III - В.2-62. Каменные и железобетонные конструкции. Нормы проектирования. М., 1962.
5. Recommended minimum requirements for masonry wall construction. Report of Building Code Committee Bureau of Standards, 1924.

ՈՍԿԱՐԻԱՆ

НАГРЕВ ЯВНОПОЛЮСНЫХ РОТОРОВ ТОКАМИ РАЗНЫХ ЧАСТОТ

Практика проектирования и эксплуатации современных высокопроизводительных машин выдвигает задачу создания метода расчета дополнительных потерь и обусловленного ими нагрева. Проведение экспериментов для определения дополнительных потерь и обусловленных ими превышений температуры на крупных машинах сопряжено с трудностями, которые в настоящее время представляются практически непреодолимыми. Поэтому приходится вести исследования на машинах небольшой мощности, имеющих в принципе такую же конструкцию, как и крупные машины, и затем, полученные выводы распространить с известным приближением на крупные машины. К электрическим машинам с принудительной вентиляцией применим принцип наложения превышений температуры [1]. Поэтому превышения температуры, обусловленные гармониками тока статора при работе генератора на несинусоидальную нагрузку, можно отдельно определять для каждой гармоники.

Сущность проведенных автором экспериментов состояла в следующем. К статору синхронного генератора, приводимого во вращение синхронным двигателем, поочередно подводились трехфазные напряжения разных частот и определялись превышения температуры на вращающемся роторе при замкнутой накоротко обмотке возбуждения.

В качестве испытуемой машины был взят синхронный двигатель типа СД 102-8 ($P_n = 75$ квт, $U_n = 380$ в, $\cos \varphi = 0,9$ (опер.), $n = 750$ об/мин).

Опыты нагрева были проведены:

на роторе 1 с полюсами, набранными из листовой стали ($\Delta = 1$ мм) с полной успокоительной обмоткой из меди. Отношение веса успокоительной обмотки к весу меди обмотки возбуждения $m = 0,225$;

на роторе 2 с теми же полюсами, но с неполной успокоительной обмоткой (конструкция успокоительной обмотки позволяла разомкнуть соединительные сегменты между полюсами);

на роторе 3 с теми же полюсами, но без успокоительной обмотки.

Местные превышения температуры контуров ротора были определены с помощью термопар медь-константан. Методика измерений подробно изложена в [2]. Э.д.с. термопар определялась компенса-

ционным методом. Погрешность при измерениях превышений температуры на роторе 1 составляла примерно 1°С. Позднее точность измерений была повышена и для роторов 2 и 3 погрешность не превосходила 0,5°С. Термопары были заложены во все стержни успокоительной обмотки, в железо наконечника и на участках соединительного сегмента между стержнями (рис. 1). В катушку полюса термопары были заложены по высоте и по длине.

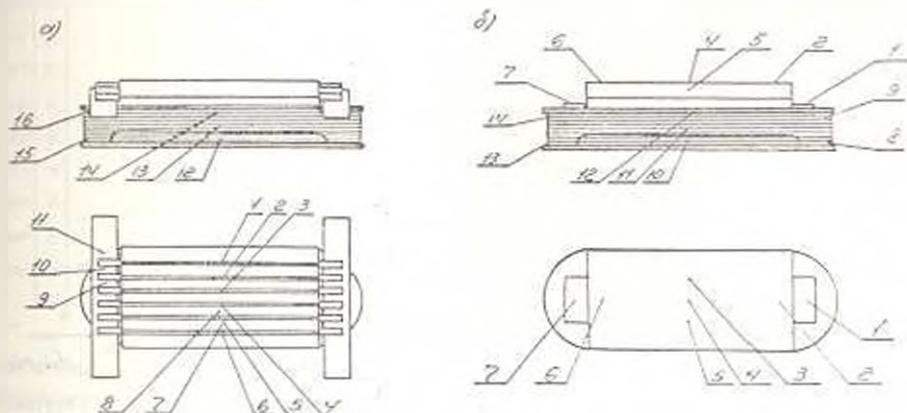


Рис. 1. Схема расположения термопар на полюсе: а — на роторах 1 и 2, б — на роторе 3.

Ввиду малости размеров наконечника и хорошей теплопередачи между его элементами, превышения температуры всех стержней и поверхности полюсного наконечника на середине длины полюса с успокоительной обмоткой были одинаковы. Для полюса без успокоительной обмотки превышения температуры были одинаковы в точках поверхности наконечника на середине его длины. За превышение температуры всего наконечника принималось превышение температуры на середине его длины. За превышение температуры обмотки возбуждения принималось среднее превышение температуры, определенное методом сопротивления.

Опыты нагрева испытуемой машины были проведены при неизменном действующем значении тока статора преимущественно в интервале частот 10—340 гц. Экспериментальные данные, полученные из опытов нагрева, были использованы для решения уравнений частичных превышений температуры, составленных для наконечника и катушки полюса. Частичное превышение температуры элементов ротора, обусловленное потерями в статоре, пренебрежимо мало [2]. Из уравнений были определены превышения температуры наконечника θ_n и катушки θ_k^z полюса, обусловленные потерями только в них самих.

На рис. 2, 3 и 4 представлены зависимости θ_n и θ_k^z от частоты. Для всех трех роторов θ_n значительно больше θ_k^z .

Параллельно с измерением температур измерялась электрическая мощность, подведенная к статору испытуемой машины. Потери в роторе при разных частотах тока равны:

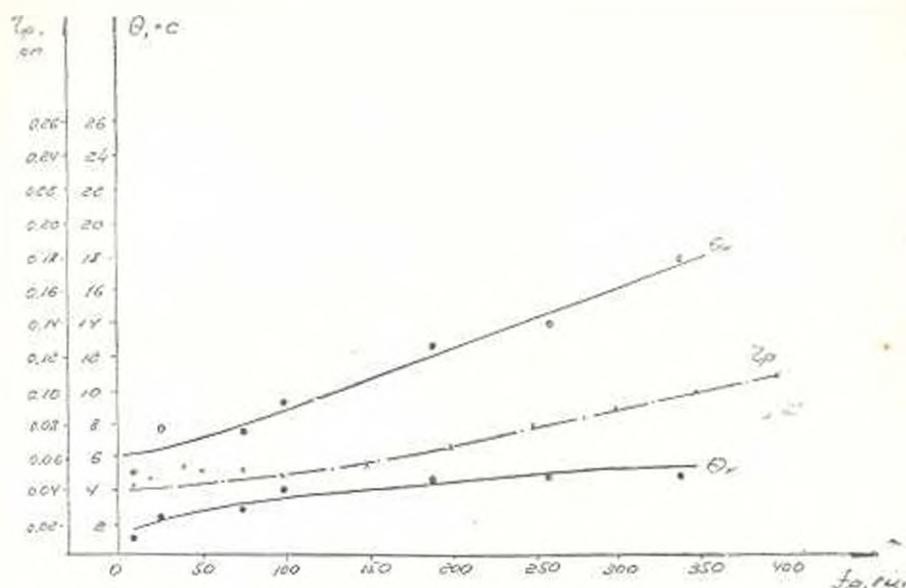


Рис. 2. Зависимость от частоты превышения температуры наконечника и катушки возбуждения ротора 1 при вращении и $I = 60\text{a}$; r_p — частотная характеристика активного сопротивления ротора 1

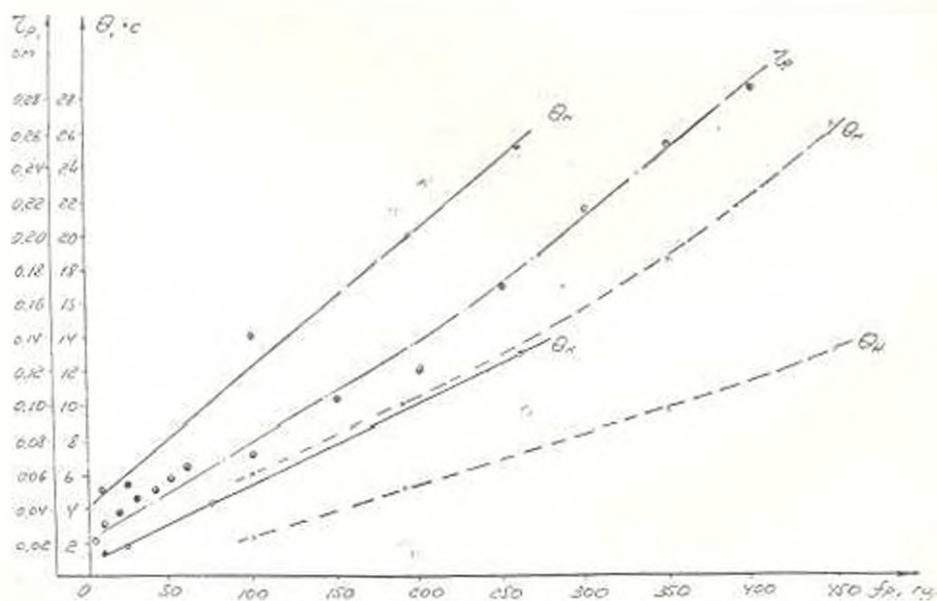


Рис. 3. Зависимость от частоты превышения температуры наконечника и катушки ротора 2 при вращении: — при $I = 60\text{a}$; - - - при $I = 45\text{a}$; r_p — частотная характеристика активного сопротивления ротора 2.

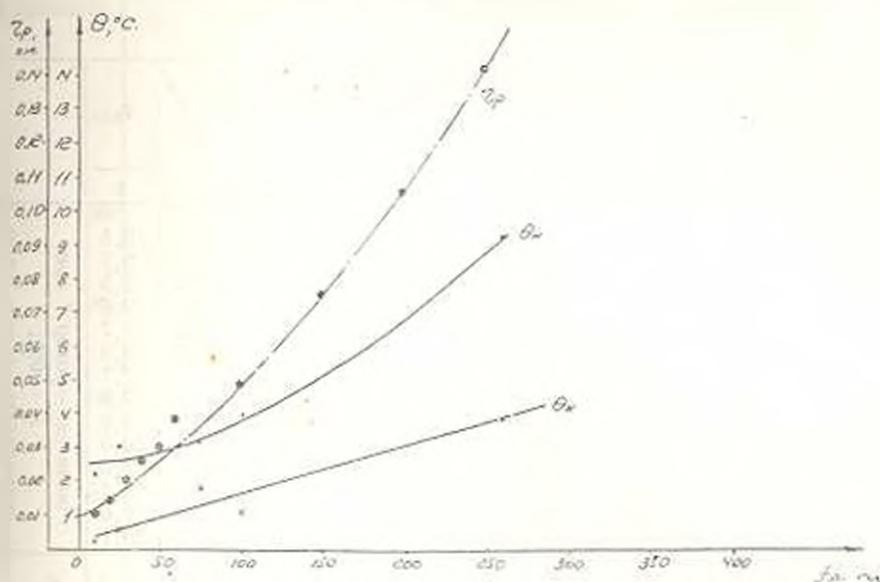


Рис. 4. Зависимость от частоты вращения температуры наконечника и катушки возбуждения ротора β при вращении и $I_c = 35$ а; r_p — частотная характеристика сопротивления ротора β

$$\Delta P_p = (P_c \mp \Delta P_c) (-s), \quad (1)$$

где P_c — мощность, подводимая к статору при разных частотах тока;

$\Delta P_c = 3I_c^2 r_{ca}$ — потери в меди обмотки статора;

I_c — действующее значение тока статора при разных частотах;

r_{ca} — активное сопротивление фазы обмотки статора токам разных частот при температуре, полученной в опыте нагрева [3];

s — скольжение ротора относительно поля статора.

При положительном s (режим двигателя или электромагнитного тормоза) перед ΔP_c необходимо взять знак (-).

Для проверки потери в роторах 1 и 2 определялись также со стороны приводного двигателя, предварительно тарированного.

Полученные данные по измерениям потерь приведены в табл. 1. При разных частотах произведено разделение потерь в полюсах на потери в наконечниках ΔP_n и потери в обмотке возбуждения $\Delta P_{в.н}$

$$\Delta P_{в.н} = I_v^2 r_{в.н}, \quad (2)$$

где I_v — ток, наведенный в обмотке возбуждения, при разных частотах тока статора;

$r_{в.н}$ — активное сопротивление обмотки возбуждения токам разных частот при температуре, полученной в опыте нагрева испытуемой машины [4]

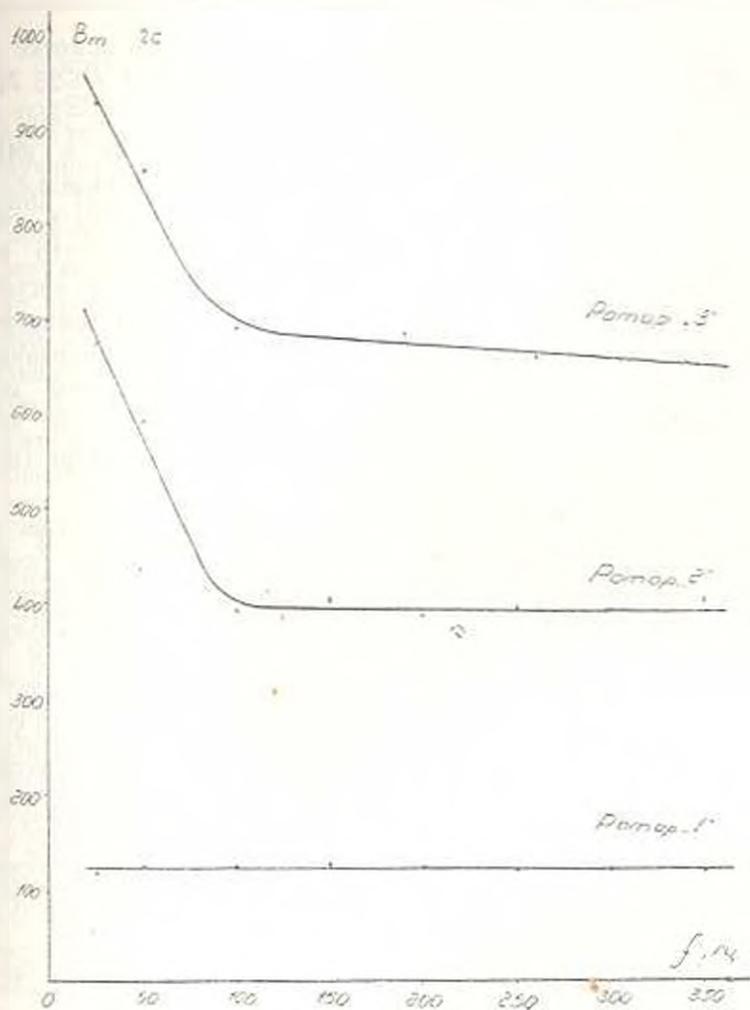
$$\Delta P_n = \Delta P_p - \Delta P_{в.н}. \quad (3)$$

Таблица 1

Частота, м	ΔP_1 (со стороны статора ПМ)	ΔP_2 (со стороны двигателя)	$\Delta P_{\text{об}}$	ΔP_3	$\frac{\Delta P_1}{\Delta P_2}$	$\frac{\Delta P_1}{\Delta P_{\text{об}}}$	$\frac{I_1}{I_2}$	I_2	
	в в т т								
10	54	311	17	367	0,96	22	4,8	9,5	Числитель — ротор 1 при $I_1 = 100$, знаменатель — ротор 2 при $I_2 = 350$
20	75	—	26	49	0,65	1,89	5,7	9,7	
	555	—	17	548	0,98	49	2,9	7,9	
75	820	627	40	790	0,95	20	2,4	9,8	
	—	—	140	—	—	—	2,7	7,7	
100	564	767	60	804	0,93	13,5	2,2	9,9	
	344	—	206	138	0,40	0,67	2,6	7,7	
190	1020	939	135	885	0,87	6,6	2,9	9,8	
	671	—	326	335	0,50	1,0	—	7,0	
260	1310	1155	216	1094	0,835	5,1	2,8	10,0	
	870	—	423	457	0,53	1,08	—	7,6	
340	1570	1489	316	1254	0,80	4	3,5	10,1	
	—	—	—	—	—	—	—	7,6	
	—	—	—	—	—	—	—	10,1	
10	415	400	32	393	0,925	12,0	3,7	10,3	Числитель — ротор 2 при $I_1 = 100$, знаменатель — при $I_2 = 450$
25	757	593	40	717	0,947	15,0	2,08	8,35	
	—	—	—	—	—	—	—	10,3	
75	—	809	75	791	0,911	10,6	2,0	7,7	
	—	—	—	—	—	—	—	10,3	
110	1191	1267	92	1102	0,925	12,0	2,2	7,6	
	661	—	52	612	0,92	11,7	1,7	10,3	
190	1820	—	202	1618	0,89	8,0	—	7,8	
	1018	—	111	907	0,89	8,15	1,74	10,6	
260	2150	2456	300	2144	0,877	7,0	2,0	7,8	
	—	—	—	—	—	—	—	10,6	
350	—	—	—	—	—	—	—	7,9	
	—	—	—	—	—	—	—	10,5	
450	1983	—	261	1722	0,87	6,6	1,6	7,8	
	—	—	—	—	—	—	—	10,5	
	2520	—	360	2130	0,845	5,5	2,0	7,8	

Из табл. 1 видно, что потери в наконечниках роторов 1 и 2 значительно больше, чем в обмотке возбуждения. Однако с возрастанием частоты доля потерь в обмотке возбуждения в полных потерях и роторе несколько возрастает.

На рис. 5 приведены зависимости результирующей индукции в зазоре от частоты для всех трех роторов при неизменном действующем значении тока статора. Обмотки возбуждения роторов замкнуты накоротко. Индукция определялась по э.д.с. проводника, уложенного на поверхности полюсного наконечника. Измерения производились на неподвижных роторах, так как при этом э.д.с. проводника практически изменяется по синусоидальному закону. Э.д.с. определялась с помощью лампового вольтметра типа Ф517 с $R_{\text{вн}} = 0,3 \text{ Мом}$. Измерения, произведенные при разных значениях тока статора, показали, что изменение индукции в зазоре прямо пропорционально току. Это вполне объяснимо, если учесть, что значительная часть пути переменного потока в зазоре проходит по воздуху. Крутой загиб вверх кривых индукции, имеющий место при низких частотах, объясняется

Рис. 5. Зависимость индукции в зазоре от частоты при $I_c = 35$.

уменьшением экранирующего действия ротора, которое зависит также от конструкции успокоительной системы.

Результирующий магнитный поток в зазоре остается практически неизменным в интервале частот $25 \div 350$ Гц для ротора 1, в интервале частот $100 \div 350$ Гц — для ротора 2 и мало изменяется в интервале частот $100 \div 350$ Гц — для ротора 3. Поэтому можно считать, что в указанных интервалах частот м.д.с., создающая результирующий магнитный поток, практически неизменна по величине. Эта м.д.с. получается от сложения м.д.с. обмотки статора с м.д.с. контуров ротора. Вследствие неизменности действующего значения токов разных частот статора, величина м.д.с. обмотки статора не зависит от частоты. Поэтому м.д.с. ротора тоже должна оставаться практически неизменной. Она состоит из м.д.с. успокоительной обмотки, контуров в стали и обмотки возбуждения. В последней графе табл. 1 приведены значения токов, наведенных в обмотке возбуждения при соответствующем

щих токах разных частот статора. Величина тока в обмотке возбуждения практически не зависит от частоты, начиная с $f = 25$ гц. Поэтому м.д.с. обмотки возбуждения в интервале частот 25—350 гц практически неизменна. Тогда можно предположить, что в интервалах частот, соответствующих роторам 1, 2 и 3, суммарная м.д.с. остальных контуров ротора (успокоительная обмотка, контуры в стали наконечника) тоже не зависит от частоты. Это означает, что величина токов в контурах полюсного наконечника в интервалах частот, соответствующих роторам 1, 2 и 3, остается практически неизменной.

Когда токи в контурах не зависят от частоты, изменение потерь обусловлено только изменением активного сопротивления контуров. Поэтому зависимость активного сопротивления контура от частоты в некотором масштабе должна выражать зависимость потерь (превышения температуры) в контуре от частоты.

На рис. 2, 3 и 4 нанесены также частотные характеристики активных сопротивлений роторов $r_p = r(f)$, представляющие собою зависимость от частоты активного сопротивления, эквивалентирующего активные сопротивления всех контуров ротора. Частотная характеристика определялась при подведении к статору испытуемой машины трехфазного напряжения разных частот и при неподвижном роторе, обмотка возбуждения которого замкнута накоротко [2, 4, 5]. Когда потери выделяются в нескольких контурах, частотная характеристика эквивалентирующего активного сопротивления должна с некоторым приближением отражать нагрев того из контуров, в котором выделяется наибольшая часть полных потерь. Поэтому для роторов 1 и 2 частотные характеристики должны отражать нагрев полюсного наконечника в соответствующих интервалах частот.

Таблица 2

Частота, гц		10	25	50	150	200	250	300	350	400
Ротор 1	θ_n при $I_c = 60$ А, С	$\frac{6,0}{6,8}$	$\frac{6,4}{7,2}$	$\frac{7,0}{7,5}$	$\frac{10,4}{9,7}$	$\frac{12,3}{11,7}$	$\frac{11,0}{13,6}$	$\frac{16}{15,1}$	$\frac{17,8}{17,5}$	—
	θ_n при $I_c = 60$ А, С	$\frac{4,7}{4,1}$	$\frac{6,0}{5,5}$	$\frac{8,1}{7,8}$	$\frac{16,3}{16,7}$	$\frac{20,3}{21,3}$	$\frac{21,5}{26,8}$	—	—	—
Ротор 2	θ_n при $I_c = 45$ А, С	—	—	—	$\frac{8,2}{8,2}$	$\frac{10,4}{10,5}$	$\frac{12,9}{13,1}$	$\frac{15,7}{16,2}$	$\frac{18,7}{19,2}$	$\frac{22,3}{22,5}$
	θ_n при $I_c = 45$ А, С	—	—	—	$\frac{8,2}{8,2}$	$\frac{10,4}{10,5}$	$\frac{12,9}{13,1}$	$\frac{15,7}{16,2}$	$\frac{18,7}{19,2}$	$\frac{22,3}{22,5}$

В табл. 2 приведены превышения температуры наконечника, полученные по опытным данным (числитель) и по следующей формуле (знаменатель)

$$\theta_{n, \text{теор}} = r_p \frac{S_{\text{ст}}}{r_{\text{ст}}} \quad (4)$$

где

ϵ_{100} и r_{100} — превышение температуры полюсного наконечника и активное сопротивление ротора при частоте, равной 100 гц;
 ϵ_f и r_f — то же, но при частоте f .

Полученную точность определения ϵ_0 по (4) можно считать приемлемой. Причем, как это видно из табл. 2, удовлетворительные данные получаются и при частотах ниже 50 гц и выше 250 гц.

В результате проведенного исследования можно отметить, что в диапазоне частот 10 ÷ 450 гц большая часть потерь роторов с успокоительной обмоткой выделяется в этой обмотке; для роторов с успокоительной обмоткой теплостем с наконечника значительно лучше, чем с катушки возбуждения. Поэтому отношение превышений температуры наконечника и катушки возбуждения значительно меньше, чем отношение потерь в них. Для изученной машины в диапазоне частот 10 ÷ 350 гц отношение превышений температуры находится в пределах 4 ÷ 2, отношение потерь — в пределах 20 ÷ 5. С возрастанием частоты от 10 до 340 гц доля потерь, выделяющихся в наконечниках ротора с полной успокоительной обмоткой, убывает соответственно с 96% до 86%. С возрастанием частоты от 10 до 450 гц доля потерь, выделяющихся в наконечниках ротора с неполной успокоительной обмоткой, убывает с 93% до 85%. За счет этого возрастает доля потерь в обмотке возбуждения. Перераспределение потерь в полюсе в сторону увеличения доли потерь в обмотке возбуждения весьма нежелательно, так как ухудшается тепловой режим обмотки возбуждения. При отсутствии успокоительной обмотки потери в полюсе распределяются между наконечником и катушкой приблизительно поровну. Такое распределение сохраняется с возрастанием частоты.

Для синхронных машин небольшой и средней мощности по частотной характеристике активного сопротивления ротора, имеющего мощную успокоительную обмотку ($m = 0,226$), зная ϵ_0 при частоте, равной 100 гц, можно определять ϵ_0 в диапазоне частот 10 ÷ 400 гц.

Автор выражает глубокую благодарность В. В. Алексеевскому за ценные замечания, учтенные в статье.

Ереванский политехнический институт
 им. К. Маркса

Получено 28.VI.1956.

У. Ч. 1000000

ՀԱՅԱՍՏԱՆԻ ԲԱՆԻՔԱՆԵՐԻ ԻՆՏԵՐՆԵՐՆԱԿԱՆ ՏՈՒՐԱԿԱՆՈՒՄԻ ՏՄԱՐԻՐ
 ՀԱՃԱՆԻՒԹՅԱՆ ՀՈՍՏԱՆՔՆԵՐԷՑ

Ա Վ Փ Ո Փ Ո Վ

Կրիվ և ոչ կրիվ հանդատացնող պղնձե փափուկված բաղաձայն բևեռներով
 ուստորի և առանց հանդատացնող փափուկված առտորի տարացման հիթանակող
 ալյալները հիման վրա սրտչվում է բևեռային ծաղրապատեակի և գրղոման

կոճի պողպատե լճակախոյանք, ինչպես նաև կորուստների բաշխումը նրանց միջև 10—400 հզ չափսության ինտերվալում:

Հանգստացնող փաթույթ ունեցող ստորների կորուստների ամենամեծ մասն առաջանում է չանգստացնող փաթույթում: Այս չանգստանքը թույլ է տալիս ստորի կոնտուրների յոսանքների փաստառեն արժեքների դեպքում արդեն բնկոային ծայրագույնակի վերմոթյան մեծացումը, սզովելով ստորի ակտիվ դիմադրության չափսահանային բնութագրից:

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Никитк Н. Г. О применении принципа наложения при тепловы эксплуатационный испытаниях и тепловых расчетах электрических машин и трансформаторов Труды ЭПИ, № 1, 7, 1946
2. Никитк Н. Г. Влияние насыщения на нагрев многоотомного ротора с медной усно-контельной обмоткой Труды ЕРПИ, 1967.
3. Барсегян Н. С. Активное сопротивление статора многополюсной синхронной машины токам высших гармоник. Изв АН Арм.ССР, серия техн наук : XVIII, № 4, 1965.
4. Барсегян Н. С. Активное сопротивление контуров многополюсного ротора токам высших гармоник. Тр ЕРПИ, 1966
5. Тер-Газарян Г. Н. Нагрев ротора гидрогенератора, обусловленный дополнительными потерями. «Электричество», № 8, 1963.

ЭЛЕКТРОТЕХНИКА

В. К. АБРАМЯН, Л. Е. КРАШВИН

НЕКОТОРЫЕ ЗАКОНОМЕРНОСТИ ВОЗНИКНОВЕНИЯ СТАТИЧЕСКОГО ЭЛЕКТРИЧЕСТВА ПРИ ПНЕВМОТРАНСПОРТИРОВКЕ САХАРНОЙ ПУДРЫ

При пневмотранспортировке сыпучих материалов действуют следующие основные механизмы заряжения частиц: симметричное заряжение и контактное заряжение. К этим основным механизмам заряжения можно добавить некоторые второстепенные механизмы: заряжение частиц вследствие ударов при движении в турбулентном потоке [1, 2]; заряжение частиц вследствие адсорбции других более мелких заряженных частиц поверхностью крупных [3, 4]; электризация частиц путем захвата из окружающей газовой среды ионов определенного знака вследствие избирательной их адсорбции [5, 6]. Рассмотрим последовательно вопросы, связанные с основными механизмами заряжения, применительно к транспортировке сахарной пудры.

Симметричное заряжение. Исходной предпосылкой является предположение, что электризация транспортируемого материала отчасти вызывается разделением крупных частиц на более мелкие. Турбулентное движение частиц в газовой среде сопровождается ударами, которые являются причиной раздробления крупных частиц. Слипшиеся частицы могут быть разделены под воздействием инерционных сил. Разрушение частиц существенно зависит от их скорости, влажности и формы.

При пневмотранспортировке сахарной пудры происходит сильное размельчение материала еще в эжекторном питателе. Возникает необходимость исследования симметричного заряжения именно в эжекторе. Из самой природы вещества вытекает возможность микроскопического разделения ионов. При температурах, отличных от абсолютного нуля, правильность строения кристалла вещества нарушается и притом в тем большей степени, чем выше температура. Следовательно, существует неравномерное распределение электрических зарядов по объему кристалла, соответствующее определенной структуре решетки кристалла. При раздроблении частицы происходит макроскопическое разделение зарядов. Количественное решение этой задачи дано в [7, 8]:

$$\bar{n} = z(S)^{-1}, \quad (1)$$

где \bar{n} — средний заряд частицы; S — ее поверхность; α — постоянная, характеризующая материал.

Для частиц, имеющих сферическую форму, $\bar{n} = \beta d$, где d — диаметр частицы.

Нам была сделана экспериментальная проверка этого закона при размельчении сахарной пудры в эжекторном питателе. Метод исследования основан на изучении движения заряженных частиц, перемещающихся под действием двух сил: силы тяжести и силы со стороны горизонтального электрического поля. Исходя из того, что движение заряженных аэрозольных частиц в электрическом поле принципиально не отличается от движения в поле тяготения, можно выразить диаметр частицы следующим образом:

$$d = \left[\frac{18 \tau V_v}{(\rho_1 - \rho_2) g} \right]^{1/2}, \quad (2)$$

где V_v — вертикальная составляющая скорости; ρ_1 и ρ_2 — плотности частицы и газа; τ — вязкость газа; g — ускорение свободного падения.

Заряд частицы определится как

$$q = \frac{3 \pi \tau V_h}{E}, \quad (3)$$

где V_h — горизонтальная составляющая скорости;

E — напряженность электрического поля.

По микрофотографии стеклянной пластинки с осевшими частицами определяли «диаметр» исследуемой частицы и ее смещение x в горизонтальном направлении. Принимая, что оседающая частица движется равномерно, и располагая значениями E , τ , ρ_1 , d и x , можно написать:

$$q = k x d^3, \quad (4)$$

где k — постоянная прибора (включая и напряжение на конденсаторе); x и d в сантиметрах; q — заряд в кулонах.

В нашем эксперименте $k = 7,7 \cdot 10^{-8} \left| \frac{a, \text{ см}}{\text{см}^2} \right|$.

При изучении симметричного заряжения нужно иметь в виду, что вследствие контакта сахарной пудры с металлической поверхностью, последняя заряжается отрицательно. Это доказано нами экспериментально. Значит, образование отрицательно заряженных частиц обусловлено только измельчением, тогда как образование положительно заряженных частиц вызывается как измельчением, так и контактными явлениями на металлической поверхности. Поэтому для исследования симметричного заряжения следует учитывать только отрицательно заряженные частицы.

Схема установки для исследования симметричного заряжения показана на рис. 1. Здесь учтены возможность образования конвек-

ционных токов и опасность возникновения короны. Были проведены предварительные опыты с целью определения основных параметров ширины и выбора ширины щели. В результате были найдены следующие удобные значения: напряженность между плоскими обкладками конденсатора $E = 246$ в.с.м.; расстояние между ними $d = 3,25$ с.м.; путь частиц по вертикали. $y = 4,275$ с.м.

Результаты эксперимента приведены в табл. 1.

Таблица 1

Условный диаметр шарообразной частицы (мм)	Средний заряд отрицательно заряженных частиц $q \cdot 10^{14}$ (кулон)
43—60	2,3209
60—80	5,3147
80—100	29,2207
100—120	66,6424
120—145	110,2534
145—180	126,9562
180—200	206,7126
200—220	254,4804
220—240	339,6289
240—260	413,028
260—280	482,2944
270—300	602,3556
300—330	696,7345

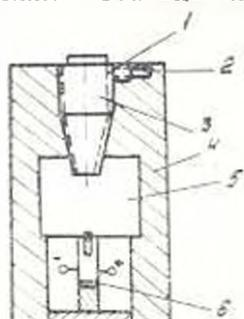


Рис. 1. Схема установки для исследования симметричного заряжения: 1 — изоляционный слой; 2 — трубопровод; 3 — шпалон; 4 — теплоизоляционный слой; 5 — емкость; 6 — стеклянная пластинка.

Здесь не учтены частицы, смещение которых оказалось менее, чем $1,5$ мк, так как оно соизмеримо с погрешностью опыта. Из приведенных данных следует, что увеличение заряда частиц по мере увеличения их диаметра происходит значительно быстрее, чем можно было бы ожидать, исходя из заключения Куинкеля и Вайсмана. Это объясняется тем, что исследовались несферические частицы, обладающие сильно развитой поверхностью, причем по мере уменьшения размеров частицы ее удельная поверхность растет гораздо быстрее, чем это следовало бы для правильной сферы. Найдено, что приобретаемый частицей заряд в зависимости от ее диаметра приблизительно описывается уравнением

$$q = Ad^2 \quad (5)$$

Контактное заряжение. При соприкосновении полупроводника с металлом должны выравниваться их электрохимические потенциалы, что совершается за счет перехода электронов или ионов на контактную поверхность одного из тел. Если этот, имеющийся на обоих телах, избыток зарядов сохраняется затем хотя бы частично, то имеет место контактное заряжение. В зоне контакта возникает двойной электрический слой. Так как толщина слоя существенно превосходит длину свободного пути электрона, то этот слой обладает чрезвычайно высоким сопротивлением, а напряженность поля в нем достигает значений $10^5 - 10^7$ в.с.м. Во время разделения контактирующих

тел как вследствие поверхностной электропроводности, так и за счет возникновения газового разряда может появиться обратный ток. Поэтому

$$I = I_{\text{пр.}} - I_{\text{об.}} \quad (6)$$

Таким образом, для существования заметного тока зарядки требуется, чтобы $I_{\text{пр.}} \gg I_{\text{об.}}$, т. е. чтобы по крайней мере одна из контактирующих поверхностей обладала малой электропроводностью.

Большое влияние на значение работы выхода электрона оказывает мономолекулярный слой воды и газов, способствующий образованию двойного электрического слоя на поверхностях контакта. Значит, еще до соприкосновения на контактирующих телах существует двойной электрический слой. Выясним влияние этого слоя на величину работы выхода электрона. Пусть две весьма близкие и параллельные друг другу поверхности несут заряды противоположных знаков, а плотности зарядов \pm и \pm' на противоположащих элементах обеих поверхностей равны по абсолютной величине ($\pm = \pm'$).

Если $\pm = \pm l$ постоянна по всей толщине l зазора, то $\varphi = \pm \Omega$, где Ω — телесный угол, под которым виден элемент поперечного сечения зазора в двойном слое из точки P . Потенциал всякого (как замкнутого, так и незамкнутого) двойного слоя испытывает на его поверхности скачок $4\pi\pm$. Если слой расположен на поверхности сферической частицы, то он, как всякая замкнутая поверхность, виден под углом 4π из всех точек, лежащих внутри сферы и под углом 0 из внешних точек. Стало быть, потенциал замкнутого двойного слоя равен нулю во всем внешнем пространстве, но составляет $\pm 4\pi\pm$ во всех точках, охватываемых слоем. Знак потенциала зависит от того, какая сторона слоя обращена внутрь сферы. В результате получаем:

$$\varphi = \varphi_0 \pm 4\pi\pm. \quad (7)$$

Общий заряд насыщения (без учета обратных токов утечек) составляет [9]:

$$q_s = \pm A_s \approx V \sqrt{2} \frac{(16 E_n r^2)^{1/2}}{\rho} (mg)^{1/2} \pm. \quad (8)$$

где A_s — общая поверхность шарообразного образца, подверженная молекулярному контакту; E_n — эффективный модуль Юнга, равный

$$E_n = \frac{1}{E_{\text{л. пол.}}} + \frac{1}{E_{\text{п. металл}}};$$

P — давление; r — радиус частицы; mg — ее вес:

$\pm = \frac{q_s U_s}{4\pi b}$ — поверхностная плотность зарядов, которая обусловлена разностью работ выходов.

Согласно [10], ток образца, катящегося по поверхности с заданной скоростью (с учетом обратного тока проводимости), описывается следующим уравнением:

$$\frac{dq}{dt} = c(q_0 - q) - \xi \cdot q. \quad (9)$$

Здесь c — постоянная, по данным для некоторых высокомолекулярных соединений, равная 0,25; ξ — коэффициент, характеризующий утечки и прямо пропорциональный электропроводности частицы.

Естественно, что для возникновения заряжения частицы должно иметь место соотношение: $\xi < c$.

Поверхностная плотность зарядов уменьшается также в результате газового разряда, ток которого можно представить как

$$i_p = 4\pi r q + \tau_1 v_1 (U - U_0), \quad (10)$$

где i — проводимость воздуха; v_1 — скорость передвижения ионов в газе; U_0 — начальное напряжение короны; U — потенциал частицы; τ_1 — коэффициент, который зависит от формы тела, влажности и запыленности газа, поверхностной проводимости.

При принятых в пневмотранспорте скоростях можно считать, что $v_1 = KE$, где K — подвижность ионов, а $E = \frac{q}{r^2}$. Тогда уравнение (9) видоизменяется:

$$\frac{dq}{dt} = c(q_0 - q) - \xi q - 4\pi r q - \tau_1 K \frac{q}{r^2} \left(\frac{q}{r} - U_0 \right). \quad (11)$$

Уравнение (11) описывает упрощенную картину электризации сферических частиц. Действительный процесс электризации, как, например, электризация транспортируемого газом материала в системе пневмотранспорта гораздо сложнее. Поэтому экспериментальное исследование и выявление закономерностей в электризации сыпучих материалов при пневмотранспортировке представляет определенную ценность.

В лабораторных условиях были получены зависимости токов с различных участков системы пневмотранспорта: от концентрации материала в газе, от скорости потока (рис. 2), а также зависимости тока эжекторного питателя от относительной влажности воздуха, влагосодержания материала (рис. 3) и от его дисперсного состава (рис. 4). Графики этих зависимостей позволяют заключить, что в процессах заряжения и передачи зарядов большую роль играет пограничный диэлектрический слой между металлической поверхностью и газовым потоком. Если в эжекторном питателе, где из-за большой скорости образование пограничного слоя затруднено, сохраняется прямая пропорциональность между током и скоростью, то этого нельзя сказать об остальных участках системы пневмотранспорта. Рассмотрим явления в этих участках:

Горизонтальный участок трубопровода. При малых скоростях здесь легко образуется стационарный пограничный слой и происходит только передача стенкам зарядов, полученных вследствие контактных явлений в эжекторном питателе. При увеличении скорости начинает-

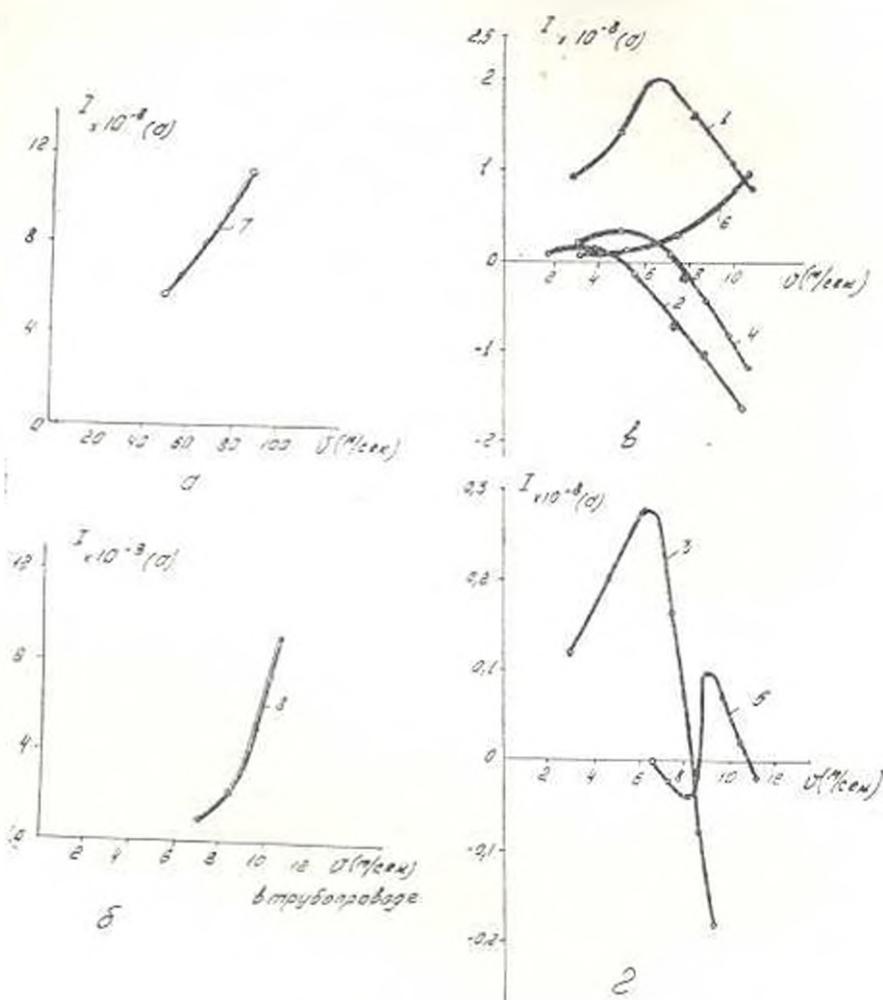


Рис. 2. Зависимость тока системы от скорости потока: 1—горизонтальный участок трубопровода $K=0,00365 \text{ кг/сек}$; 2—то же $K=0,0008 \text{ кг/сек}$; 3—уголок $K=0,0008 \text{ кг/сек}$; 4—то же $K=0,00254 \text{ кг/сек}$; 5—вертикальный участок трубопровода $K=0,0008 \text{ кг/сек}$; 6—то же $K=0,00365 \text{ кг/сек}$; 7—ток от эжекторного питателя при $K=0,00254 \text{ кг/сек}$; 8—ток от циклона при $K=0,00365 \text{ кг/сек}$.

ся частичный отрыв этого слоя, ток становится неустойчивым и при дальнейшем увеличении скорость изменяет направление: контактное заряджение начинает преобладать над передачей заряда. Такого же рода зависимость наблюдается и при изменении концентрации. При малых концентрациях ток от горизонтального участка отрицателен. По мере увеличения концентрации создаются благоприятные условия для образования стационарного пограничного слоя и для преобладания передачи зарядов. С дальнейшим увеличением концентрации ток достигает «насыщения», которое можно объяснить тем, что при увеличении концентрации ток с эжекторного питателя тоже стремится к

насыщению и вследствие увеличения толщины пограничного слоя ухудшается передача зарядов.

Участок поворота трубопровода в вертикальной плоскости. Здесь колебания тока выражены сильнее, чем на горизонтальном участке. При малых концентрациях с увеличением скорости наблю-

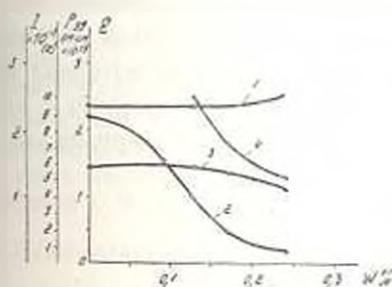


Рис. 3. Зависимость тока системы от влажности воздуха и влагосодержания материала: 1—диэлектрическая постоянная; 2—удельное сопротивление; 3, 4—ток эжекторного питания.

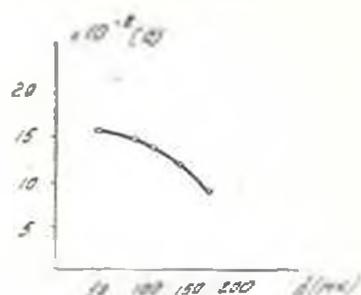


Рис. 4. Зависимость тока эжекторного питания от дисперсного состава порошка.

дается картина, аналогичная описанной для горизонтального участка трубопровода. При больших скоростях и с увеличением концентрации увеличивается отрицательный ток. Это явление можно объяснить тем, что поворот потока воздуха усиливает его турбулизацию; при этом снижается стабильность пограничного слоя и создаются благоприятные условия для контактного заряжения. При малых скоростях происходит образование пограничного слоя, вследствие чего передача заряда преобладает над контактным заряжением.

Вертикальный участок трубопровода. При малых скоростях здесь наблюдается положительный ток. Это свидетельствует о преобладании передачи зарядов. Интересный характер имеет зависимость тока от скорости при подаче материала со скоростью $0,0008 \text{ кг/сек}$. Здесь ток весьма неустойчив. Среднее значение тока во времени, отрицательное при малых значениях скорости, с ее увеличением становится положительным, а далее — вновь уменьшается и снова становится отрицательным. Такой, на первый взгляд, неожиданный ход этой зависимости находит простое объяснение, если учесть, что при малых скоростях газа (порядка скорости питания частиц) на вертикальном участке происходит понижение концентрации за счет частичного осаждения материала на стенках участка поворота. Понижение концентрации в свою очередь приводит к уменьшению пограничного слоя, и ток становится отрицательным. Дальнейшее увеличение скорости вызывает повышение концентрации и формирование пограничного слоя: ток становится положительным и нарастает. При значительном повышении скорости начинается разрушение слоя за счет срыва, что приводит к уменьшению тока. Зависимость тока от скорости при больших концентрациях имеет монотонно возрастающий

характер, при этом ток положительный. Следовательно, существует стационарный пограничный слой. При малых скоростях нарастание тока происходит медленно, но затем с дальнейшим увеличением скорости резко убыстряется. Это явление можно объяснить образованием слоя различной толщины.

В опытах при различной относительной влажности транспортирующего воздуха замечено, что этот фактор практически не оказывает влияния на ток, если подаваемый через питатель материал имеет определенное влагосодержание, а длительность его контакта с воздухом непродолжительна, так что влагосодержание материала не успевает существенно измениться.

Ленинградский технологический институт
им. Менделеева

Поступило 19.VII.1966.

Վ Վ ԱՐԵՎԵՐԻՑՅԱՆ, Լ. Ե. ԿՐԱՍՆՈՎԻՆ

ՇԱՐՔԻ ՓՈՇՈՒ ՊՆԵՎՄԱՏՅԱԿ ՓՈՆԵՐՐՈՒԼ ԺԱՐՄԱՆԿ ՍՏՄՏԻԿ ԷԼԵՄԵՆՏԱՆՈՒԹՅԱՆ ԱՌԱՋՈՑԻՄԱՆ ՄԻ ՔՈՆԵ ՈՐԿՆԱԶԱՓՈՒԹՅՈՒՆՆԵՐԸ

Ա Վ Փ Ո Փ Ո Ւ Մ

Հուզմանում դիտվում են շարքի փոշու պենմատիկ փոխադրման ժամանակ ստատիկ էլեկտրականության առաջացման պրոցեսները: Տեսականորեն և էքսպերիմենտալ եղանակով հետազոտված են.

ա) Միմետրիկ լիցքավորումը,

բ) Փախադրվող նյութի մասնիկների կոնտակտային լիցքավորումը:

Միմետրիկ լիցքավորման քննարկումը հիմնավորվում է փարձեական տվյալներով, մասնավորապես՝ էքսպերիմենտալ եղանակով բացահայտված էլեկտրականության լիցքի կախումը նրանց պայմանական տրամագծից.

Տեսականորեն հետազոտված է կոնտակտային լիցքավորման տարրական մեխանիզմը: էքսպերիմենտալ եղանակով ստացված են փոխադրվող նյութի դիէլեկտրիկ թափանցելիության, տեսակարար դիմադրություն և լիցքավորման լիցքաթափման հոսանքի մեծության կախումները նրա խոնավապարունակությունից: Նշված է փոշին շորաղնեխա առաջացող եռակալման ազդեցությունը նրա էլեկտրական հատկությունների վրա.

Ստացված են սխեմների տարբեր մասերում հոսանքի մեծության փոքրամասնական կախումները փոխադրվող նյութի կոնցենտրացիայից և օդի հոսանքի արագությունից: նկատված է, որ լիցքավորման հիմնական ազդուրն է էլեկտրադինամիկը: Խոշորակուսում և ճիկունում նյութի մեծ կոնցենտրացիայի դեպքում առաջանում է լիցքափոխանցում՝ նյութից պատերին: Իսկ փոքր կոնցենտրացիաների կամ մեծ արագությունների դեպքում էլեկտրականացում է դիտվում նաև խոզովակաշարում, որը պայմանավորված է խոզովակաշարի պատի հետ կոնտակտի մեջ զտնվող նյութի ստմանաշելյաթի պրկումով:

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. *Boning P.*, Elektrotechn. Z. 73, № 20, 1952.
2. *Имаштов И. Н.* ДАН СССР, т. 121, № 1, 1958.
3. *Дроздов Н. Г.* Статическое электричество в промышленности. М.—Л., 1949.
4. *Блабачков Е. М.* Исследование дисперсных систем в электрическом поле коронного разряда. Диссертация, М., 1965.
5. *Френкель Я. Н.* Теория явления атмосферного электричества. М., 1949.
6. *Boning P.*, Z. angew. Phys. 8, 516, 1955.
7. *Kunkel W. B.* J. Appl. Phys. 19, 1056, 1948.
8. *Kunkel W. B.* J. Appl. Phys. 19, 1053, 1948.
9. *Веракин В. Н.* Исследование статического электричества при пневмотранспортировке пластмасс. Диссертация, М., 1966.
10. *Peterson I. W.* J. Appl. Phys. 25, 907, 1954.

ЭНЕРГЕТИКА

Р. П. АРСЕНЯН

О ЦЕЛЕСООБРАЗНОСТИ ПЕРЕХОДА К ЦЕНТРАЛИЗОВАННОМУ
 ТЕПЛОСНАБЖЕНИЮ ОТ РАЙОННЫХ И КВАРТАЛЬНЫХ
 КОТЕЛЬНЫХ

Экономичность перехода к централизованному теплоснабжению от районных котельных с котлами ПТВМ и квартальных котельных с паровыми котлами ДКВР по сравнению с децентрализованным теплоснабжением определяется сроком окупаемости дополнительных капиталовложений

$$T = \frac{\Delta K}{\Delta S} \text{ лет,} \quad (1)$$

где ΔK — дополнительные капиталовложения, необходимые для перехода к централизованному теплоснабжению от районных или квартальных котельных; ΔS — экономия эксплуатационных расходов, полученных в результате перехода к теплоснабжению от районных или квартальных котельных.

В случае, когда фактически полученный срок окупаемости T меньше нормативного T_n (например, в [2] принимается $T_n = 8$ лет), то экономически целесообразен переход к централизованному теплоснабжению от районных или квартальных котельных. В противном случае ($T > T_n$) указанный переход является преждевременным и экономически не оправдывается. При сравнении различных вариантов требуется их приведение к одинаковому энергетическому эффекту и равноценному техническому состоянию. Техничко-экономические расчеты необходимо производить с учетом расходов по всем звеньям системы теплоснабжения, величина которых изменяется и зависит от принятого варианта. При определении дополнительных капиталовложений следует учитывать, что существующие тепловые сети и внутридомовые системы горячего водоснабжения частично можно использовать в новой системе централизованного теплоснабжения после их капитального ремонта. Следует учесть также, что ликвидируемые основные фонды (котлы, здания, трубопроводы и т. д.) существующей системы теплоснабжения можно будет эффективно использовать на других предприятиях, где имеются для этого соответствующие условия. Учитывая приведенные соображения, формулу для определения дополнительных капиталовложений можно написать в следующем виде:

$$\Delta K = K_{\text{н}} + K' - (K_{\text{ост}} + K_{\text{н}} + K_{\text{к.р.}}) = \Delta K_{\text{т.д.}} \quad (2)$$

где $K_{\text{н}}$ — капиталовложения для сооружения централизованной системы теплоснабжения; K' — трудовые затраты для демонтажа частей существующей системы теплоснабжения; $K_{\text{ост}}$ — стоимость частей существующей системы, которые используются в новой системе после капитального ремонта; $K_{\text{н}}$ — капитальные средства, которые возвращаются народному хозяйству в виде возврата оборудования, строения и лома, после демонтажа с учетом ущерба, связанного с порчей демонтируемого оборудования; $K_{\text{к.р.}}$ — капиталовложения, которые требуются для капитального, восстановительного ремонта всей существующей системы теплоснабжения в случае оставления ее в работе для приведения обеих систем в технически равноценные условия; $\Delta K_{\text{т.д.}}$ — экономия капитальных затрат на топливодобычу в результате перехода к централизованному теплоснабжению.

Трудовые затраты для демонтажа частей существующей системы определяются следующей формулой:

$$K' = niK_{\text{с}} \quad (3)$$

где $K_{\text{с}}$ — первоначальная (балансовая) стоимость всей существующей системы; i — коэффициент, учитывающий долевую стоимость части системы, подлежащей к демонтажу, от общей балансовой стоимости существующей системы; n — коэффициент, учитывающий доли трудовых затрат на демонтаж от балансовой стоимости демонтируемой системы.

Стоимость частей существующей системы

$$K_{\text{ост}} = K_{\text{ост}} - K_{\text{ост}} \quad (4)$$

где $K_{\text{ост}}$ — балансовая стоимость основных фондов, используемых в новой системе; $K_{\text{ост}}$ — капитальные затраты, необходимые для капитального ремонта этих фондов, которые, очевидно, будут равными сумме ежегодных отчислений на капитальный ремонт.

Величины слагаемых формулы (4) могут быть определены по следующим формулам:

$$K_{\text{ост}} = (1 - i) K_{\text{с}} \quad (5)$$

$$K_{\text{ост}} = p_{\text{к}} t (1 - i) K_{\text{с}} \quad (6)$$

где $p_{\text{к}}$ — ежегодные отчисления на капитальный ремонт от стоимости демонтируемого оборудования определяются по табл. 1; t — число лет эксплуатации демонтируемого оборудования.

С учетом (5) и (6) формула (4) примет вид:

$$K_{\text{ост}} = (1 - i) (1 - p_{\text{к}} t) K_{\text{с}} \quad (7)$$

Возврат капиталовложений в виде оборудования, строения и т. д. от демонтируемых основных фондов с учетом выхода из строя оборудования во время демонтажа будет:

Таблица 1

Желательные отчисления амортизационных расходов (ориентировочно по [1, 2, 3])

Наименование сооружения	Амортизационные отчисления %		
	на ренова- цию p_2	на капита- льный ремонт	общие p_3
Групповые или домовые котельные	4,3	5,7	9,0
Районные или квартальные котельные	2,0	5,0	7,0
Тепловые сети $d \geq 250$ мм	2,5	1,0	3,5
	$d < 250$ мм	3,25	1,3
Местные системы	2,5	1,5	4,0

$$K_n = t(1 - m)(1 - p_1 t) K_1, \quad (8)$$

где m — коэффициент, учитывающий ущерб капитальных затрат, связанный с порчей части демонтируемого оборудования.

Капитальные затраты, необходимые для капитального ремонта всей существующей системы, в случае оставления ее в работе

$$K_{к.р.} = p_k t \cdot K_1, \quad (9)$$

Общие дополнительные капиталовложения с учетом формул (3)–(9)

$$\Delta K = K_n - K_1 \{1 - t[m(1 - p_1 t) + n]\} - \Delta K_{т.з.}, \quad (10)$$

Экономия капитальных затрат на добычу и транспортирование топлива определяется следующей формулой:

$$\Delta K_{т.з.} = (K_{т.б.} + K_{т.т.}) \Delta B, \quad (11)$$

где $K_{т.б.}$ и $K_{т.т.}$ — удельные капиталовложения на топливную базу и транспорт топлива определяются по [2];

ΔB — годовая экономия условного топлива при централизованном теплоснабжении по сравнению с теплоснабжением от групповых или домовых котельных [2, 4].

Общие капиталовложения в системе теплоснабжения как от районных и квартальных, так и от групповых котельных (K_2 и K_3) складываются из капитальных расходов на котельные (K_k), на тепловые сети (K_c) и местные системы (K_n).

Одним из важных факторов, определяющим капиталовложения в тепловые сети, является теплоплотность района q , т. е. расчетный расход тепла из 1 $гм$ теплоснабжаемого района.

Основные капиталовложения в тепловые сети K_c определяются по [5] по формуле:

$$K_c = a Q_c^b \text{ тыс. руб.}, \quad (12)$$

где a и b — коэффициенты, зависящие от теплоплотности района q , способа прокладки тепловых сетей, параметров теплоносителя и т. д.; Q_c — мощность тепловой сети, $мвт$.

Значения коэффициентов a и b приведены в [5] при расчетном перепаде температур $\Delta t' = 80^\circ C$ (параметры теплоносителя $150/70^\circ C$).

При других расчетных перепадах температур теплоносителя $\Delta t''$ капиталовложения в тепловой сети K_c^* определяются путем пересчета от варианта с известными K_c и $\Delta t'$ по следующей формуле:

$$\frac{K_c^*}{K_c} = \left(\frac{\Delta t''}{\Delta t'} \right)^{0,38} \quad (13)$$

При прокладке тепловых сетей в районах существующей застройки общая стоимость их сооружения возрастет примерно на 15—20% [4]. Капиталовложения в групповые, квартальные и районные котельные определяются по следующей формуле:

$$K_c = A + BQ_c \text{ тыс. руб.} \quad (14)$$

где Q_c — тепловая мощность котельной, *мвт* (принимается $Q_c = Q_t$); A и B — коэффициенты, зависящие от типа установленных котлов, параметров теплоносителя и системы теплоснабжения, принимаются по табл. 2.

Таблица 2

Значения коэффициента A и B в формуле (14) (для газообразного топлива, при резервном топливе — мазуте)

Тип котельной	Открытая система		Закрытая система	
	A	B	A	B
Отдельно стоящая котельная с чугунными водогрейными котлами	—	—	11,0	3,15
Квартальная котельная с паровыми котлами типа ДКВР	145	3,7	116	2,9
Центральная районная котельная с подогревными котлами ПТВМ	608	1,9	505	1,36

Удельные капиталовложения в местные системы горячего водоснабжения при варианте групповых котельных по ориентировочным расчетам можно принимать *6,5 тыс. руб./мвт*. При централизованном горячем водоснабжении дополнительные удельные капиталовложения на сооружение внутридомовых разводящих сетей горячего водоснабжения и абонентских вводов можно принимать примерно *1,5 тыс. руб./мвт* для открытых и *4 тыс. руб./мвт* для закрытых систем теплоснабжения. Годовые эксплуатационные расходы на тепловые сети (теплопотери, электроэнергия для перекачки теплоносителя, амортизация и т. д.) принимаются 15—18% от общей стоимости сетей [4].

Годовые эксплуатационные расходы по котельным определяются согласно [2]. Сравнение вариантов производится по удельным показателям ΔK и ΔS . Дальнейшие расчеты проводятся с предположением, что город или район города, подлежащий реконструкции, имеет достаточную тепловую нагрузку, которая позволяет сооружение квартальной или районной котельной с оптимальной мощностью. Опти-

мальная мощность котельных находится в пределах 30—15 *мвт* для квартальных и 140—250 *мвт* для районных в зависимости от q . Нижние пределы соответствуют низким значениям q ($\approx 0,25$ *мвт га*).

Мощность групповых котельных принимается 4—5 *мвт*, при которой обеспечиваются сравнительно высокие экономические показатели по всей системе теплоснабжения от таких котельных. Предполагается также, что при теплоснабжении от групповых котельных горячее водоснабжение осуществляется квартирами газовыми водонагревателями. В расчетах принимаются только те расходы в местных системах, которые изменяются в зависимости от вида источника тепла. Технико-экономические расчеты по определению срока окупаемости дополнительных капиталовложений T при переходе к централизованному теплоснабжению от районных или квартальных котельных для климатических условий г. Еревана производятся при следующих исходных данных:

1) топливом принят природный газ (резервное топливо — мазут); расчетные затраты по добыче и транспортированию топлива с учетом внутригородского транспорта принимаются 3, 6, 10, 15 *руб тут* (капиталовложения 23, 39 и 58 *руб тут* и себестоимость 3, 5; 8 *руб тут*);

2) принимается открытая система теплоснабжения при нагрузке горячего водоснабжения 15% от расчетной тепловой нагрузки района;

3) для районных и квартальных котельных принимается $\Delta t' = 80^\circ \text{C}$, для групповых котельных $\Delta t' = 25^\circ \text{C}$ (параметры теплоносителя 45,70 $^\circ \text{C}$); к.п.д. котельных принимается $\eta_k^p = 0,92$ для районных; $\eta_k^p = 0,85$ для квартальных и $\eta_k^p = 0,75$ для групповых;

4) для отдельных звеньев существующей системы теплоснабжения при $t = 5$ лет приняты следующие значения коэффициентов в формуле (19):

групповые котельные	$i = 1,0$;	$m = 0,4$;	$n = 0,15$;
тепловые сети	$i = 0,4$;	$m = 0,5$;	$n = 0,1$;
домовые системы горячего водоснабжения	$i = 0,9$;	$m = 0,15$;	$n = 0,1$.

Результаты расчета представлены на рис. 1. Кривые показывают, что при принятых исходных данных переход к централизованному теплоснабжению от районных или квартальных котельных экономически всегда себя оправдывает, так как фактический срок окупаемости T меньше нормативного. Только в случае квартальных котельных при низких расчетных затратах на топливо (3—6 *руб тут*) и высоких значениях теплоплотности ($q > 0,85$ *мвт га*) фактический срок окупаемости превышает нормативный. Из кривых рис. 1 видно, что с увеличением значения 3_T срок окупаемости T при переходе к централизованному теплоснабжению резко падает.

Кривые $T = f(q)$ почти во всех случаях имеют точки минимума. Это объясняется тем, что с увеличением q одновременно умень-

шаются и ΔK и ΔS , однако после точки $T_{\text{мин}}$ значения ΔK уменьшаются медленнее ΔS . Кривые показывают, что при сравнительно высоких значениях q экономически более целесообразен переход к централизованному теплоснабжению от районных котельных, чем от квартальных.

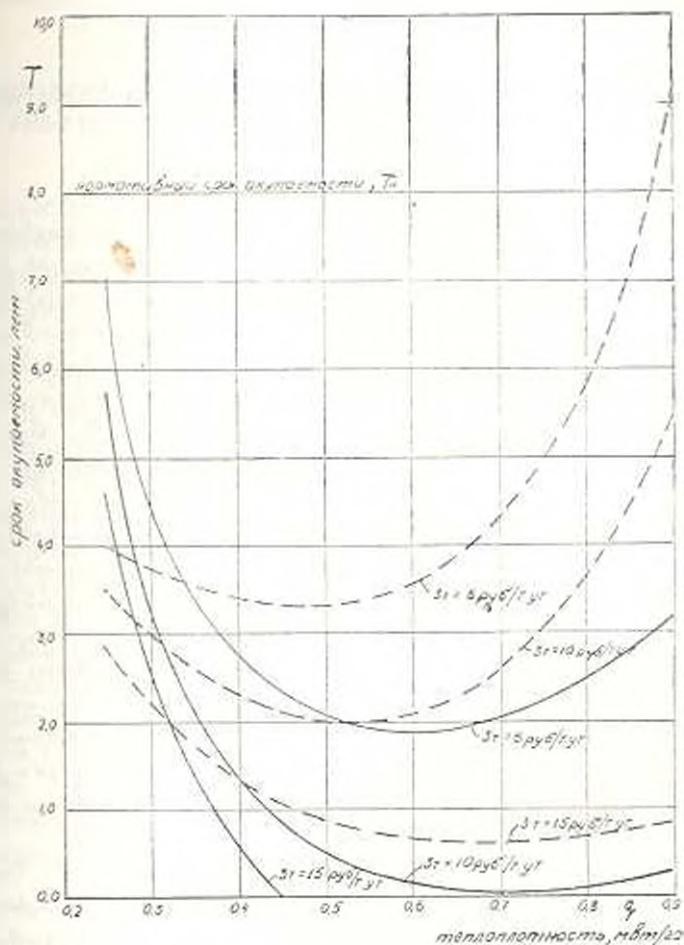


Рис. 1. — при районных котельных,
— при квартальных котельных

В ы в о д ы

1. При достаточных тепловых нагрузках района (от 20 до 300 мвт) переход к централизованному теплоснабжению от квартальных и районных котельных экономически оправдывает себя. Причем, срок окупаемости дополнительных капиталовложений тем ниже, чем выше стоимость топлива и отработанный срок старой системы. При тепловой нагрузке района больше 300 мвт возникает вопрос о целесообразности строительства ТЭЦ, т. е. осуществления теплофикации района.

2. При высоких теплоплотностях района ($q > 0,35$ мвт га) переход к централизованному теплоснабжению от районных котельных с

котлами ПТВМ экономически всегда выгоднее, чем от квартальных котельных с паронными котлами ДКВР.

3. При централизованном теплоснабжении от крупных источников тепла улучшается качество теплоснабжения, санитарное и гигиеническое состояние городов.

АрмИИИЭ

Поступило 8.V.1965.

И. Ф. АРМЕНЯН

ՇՐՋԱՆԱՅԻՆ ԵՎ ԹԱՂԱՄԱՍՍՅԻՆ ԿԱԹՈՒԱՑՆԵՐՈՎ ԿԵՆՏՐՈՆԱԿԱՆ
ՉԵՐՈՒԱՐԱՏԱԿԱՐԱՐՄԱՆ ԱՆՑՆԵԼՈՒ ԿՓԱՏԱԿԱԶՄՐՄԱՐՈՒԹՅԱՆ ՄԱՍԻՆ

Ա. մ փ ո փ ու ռ

Ըողվածում տրված է ջերմաֆիկացիայի շենթարկված բաղարներում խրմ-բաշին և տնային կաթսայատներից շրջանային և թաղամասային կաթսայատներով կենտրոնական ջերմամատակարարմանն անցնելու տեխնիկա-տնտեսական հաշվարկների մեթոդիկան: Եղված անցման հատվածայինները բնութադրող շափանիշն է ամենամյա շահագործման ծախսերի տնտեսման հաշվին կենտրոնական ջերմամատակարարման իրականացման համար անհրաժեշտ լրացուցիչ կապիտալ ներդրումների հետգնման ժամկետը (T): Այն դեպքում, երբ փաստացի հետգնման T ժամկետը փոքր է նորմալավորվողից՝ T_0 (ընդունվում է $T_0 = 8$ տարի), ապա տնտեսապես նպատակահարմար է ապակենտրոնացված ջերմամատակարարումից կենտրոնացվածին անցնելը: Հակառակ դեպքում ($T > T_0$) անցումը վաղաժամ է և տնտեսապես աննպատակահարմար: Տեխնիկա-տնտեսական հաշվարկներ կատարելիս, անհրաժեշտ է հաշվի առնել, որ դոյուբյուն ունեցող շին սխտեմը կարելի է մասամբ օգտագործել ջերմամատակարարման նոր սխտեմում, նրա կապիտալ վերանորոգումից հետո: Անհրաժեշտ է նաև հաշվի առնել շին սխտեմի ապամոնտաժումից ստացվող կապիտալ միջոցները: Բերված են հիշյալ ծախսերի և կապիտալ միջոցների որոշման բանաձևեր՝ կախված շրջանի ջերմային խտությունից, վառելիքի հաշվարկային ծախսերից, շին սխտեմի ծառայած ժամանակամիջոցից և այլն:

Հայկական ՍՍՀ (բաղ. Երևան) կլիմայական պայմանների համար կատարված հաշվարկները ցույց են տալիս, որ անհրաժեշտ ջերմային բեռնվածություն առկայության դեպքում շրջանային և թաղամասային կաթսայատներով կենտրոնական ջերմամատակարարմանն անցնելը իրեն արդարացնում է:

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Арух А. Я. Новые нормы амортизации основных фондов энергопредприятия. «Электрические станции», № 3, 1963.
2. Инструкция по технико-экономическим расчетам для определения сравнительной эффективности комбинированной и раздельной схем энергоснабжения. Госэнергоиздат, 1962.
3. Мелентьев Л. А., Штейнгауз Е. О. Экономика энергетики СССР. Госэнергоиздат, 1963.
4. Технико-экономические основы развития теплофикации в энергосистемах. Под ред. Лещеная Г. Б. и Мелентьева Л. А. Госэнергоиздат, 1961.
5. Арсений Р. П. Вопросы выбора тепловой мощности районных котельных. Тр. АКХ. «Теплоснабжение городов», вып. XXIХ, 1964.

ЭНЕРГЕТИКА

Լ. Կ. ԿՍԼՅԱՆ, Լ. Ս. ՕԳԱՆԵՅԱՆ

К ВОПРОСУ ОБ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОМ ИСПОЛЬЗОВАНИИ
 СИНТЕЗ-ГАЗА

В процессе получения ацетилена из природного газа одновременно в качестве газового отхода получается горючий газ или, как принято называть, синтез газ. По данным Ереванского завода СК синтез газ имеет следующий состав: $H_2=59,64\%$, $CO=28,12\%$, $CH_4=5,43\%$, $CO_2=4,33\%$, $(N_2+Ar)=1,74\%$, $C_2H_4=0,33\%$, $C_2H_2=0,2\%$, $O_2=0,21\%$.

Выход синтез газа на 1 т ацетилена составляет порядка 100(х) м³. В связи с освоением новой технологии производства ацетилена на базе природного газа ожидается значительное увеличение выхода синтез газа. Однако в ближайшей и, вероятно, даже в дальней перспективе химическая промышленность вряд ли сумеет полностью реализовать (в качестве химического сырья) переработку всей массы этого газа. Вероятно, значительная часть синтез газа будет использована в качестве топлива.

Насколько авторам известно у нас в стране не имеется опыта сжигания синтез газа. На основании теплотехнических расчетов в статье делается попытка оценки синтез газа как горючего и предлагаются пути его использования.

В табл. 1 приведены вычисленные авторами теплотехнические характеристики синтез газа, а также для природного газа и мазута Азербайджанских месторождений.

Таблица 1

Наименование величины	Обозначение	Природный газ ккал н.м. ³	Синтез газ ккал н.м. ³	Мазут ма- досернистый ккал кг
Низшая теплота горения	$Q_{н}^0$	7960	2920	9310
Теоретически необходимый для горения объем воздуха	V^0	8,7	2,68	10,3
Теоретический объем водяных паров	$V_{H_2O}^0$	2,0	0,77	1,34
Теоретический объем продуктов горения	V_r^0	9,92	3,29	11,1

* н.м.³ — для газообразного топлива, кг — для жидкого.

Как и следовало ожидать, для горения низкокалорийного синтез газа требуется меньшее количество воздуха. Соответственно более, чем в три раза по сравнению с природным газом и мазутом сокращается выход продуктов сгорания.

Для оценки эффективности сжигания топлива важное значение имеет жаропродуктивность последнего [1], т. е. максимально возможная температура, развиваемая при полном сгорании топлива в теоретически необходимом для горения количестве воздуха без подогрева воздуха и топлива. Максимальная возможная температура может быть вычислена по формуле:

$$t_{\max} = \frac{Q_H}{V_{\text{RO}_2} C_{\text{RO}_2} + V_{\text{H}_2\text{O}} C_{\text{H}_2\text{O}} + V_{\text{N}_2} C_{\text{N}_2}}, \quad (1)$$

где $V_{\text{RO}_2} = V_{\text{CO}_2} + V_{\text{SO}_2}$ — суммарный объем двуокиси углерода и сернистого газа в $\text{н.м}^3/\text{кг}$ или $\text{н.м}^3/\text{м}^3$;

$V_{\text{H}_2\text{O}}$ — объем водяных паров в $\text{н.м}^3/\text{м}^3$ или $\text{н.м}^3/\text{кг}$;

V_{N_2} — объем азота;

C_{RO_2} , $C_{\text{H}_2\text{O}}$, C_{N_2} — соответственно средние объемные теплоемкости в интервале от 0° до t_{\max} .

Значения t_{\max} , определенные методом последовательного приближения на основании (1), приведены в табл. 2. Из таблицы видно, что жаропродуктивность для синтез газа выше, чем у природного газа (на 104°C) и мазута (на 60°C). Это можно объяснить относительно малой величиной объема продуктов горения, выделяемых при сжигании синтез газа. Высокая жаропродуктивность синтез газа объясняется большим содержанием водорода.

Для проектирования, выбора и эксплуатации горелочных устройств необходимо знание концентрационных пределов воспламенения и скорости распространения пламени. Пределы воспламенения (верхний и нижний) по концентрации горючей смеси можно определить, пользуясь известной формулой Ле-Шателье [2]

$$L_L = \frac{r_1 + r_2 + r_3 + \dots}{\frac{r_1}{L_1} + \frac{r_2}{L_2} + \frac{r_3}{L_3} + \dots}, \quad (2)$$

где r_1 , r_2 , r_3 — процентные содержания компонентов в горючей смеси;

L_1 , L_2 , L_3 — верхний и нижний пределы воспламенения по концентрации для смеси данного компонента с воздухом.

С учетом балластных примесей окончательные пределы воспламенения уточняются по выражению:

$$L_L = L_{L_1} \left(\frac{1 + \frac{\delta}{1-\delta}}{100} \right) \cdot 100 \quad (3)$$

$$100 \cdot L_L \frac{\delta}{1-\delta}$$

где L — предел воспламенения (верхний или нижний) газовой смеси, содержащей балластную примесь;

\bar{c} — содержание балластных примесей в долях единицы.

Горение горючих газов, представляющих собой сложные смеси простых газов, можно рассматривать как одновременное и независимое горение нескольких простых смесей индивидуальных (элементарных) газов с воздухом. Согласно этому положению, скорость распространения пламени для смеси сложного газа с воздухом, обладающей максимальной скоростью распространения пламени, можно определить по формуле:

$$U = L \frac{r_1 u_1 + r_2 u_2 + r_3 u_3 + \dots}{r_1 + r_2 + r_3 + \dots} \quad (4)$$

где U — максимальная скорость распространения пламени сложной газозвушной смеси (м/сек);

L — содержание сложного газа в смеси, дающей максимальную скорость распространения пламени, в процентах;

r_1, r_2, r_3 — содержание простых газов в техническом газе, в процентах;

u_1, u_2, u_3 — максимальные скорости распространения пламени простых газов в газозвушной смеси в м/сек;

l_1, l_2, l_3 — содержание простых газов в смеси с воздухом, дающее максимальную скорость распространения пламени, в процентах.

При забалластировании газа азотом и углекислотой снижение скорости распространения пламени учитывается поправочным коэффициентом [3]

$$\alpha = \frac{100 - N_2 - 1,2 CO_2}{100} \quad (5)$$

Действительная скорость распространения пламени будет:

$$U_c = \alpha \cdot U \quad (6)$$

Соответствующие данные расчета, выполненные согласно выражениям (1) — (6), приведены в табл. 2.

Таблица 2

Наименование величины	Размерность	Простой газ	Сложный газ	Минут
Жаропроизводительность топлива	С	1891	2160	2100
Пределы воспламенения:				
нижний	α_2	5,4	5,25	—
верхний	α_1	16,4	9	—
Скорость распространения пламени	м/сек	0,62	3,18	—

Как видно из табл. 2, нижние концентрационные пределы воспламенения для природного и синтез газа имеют почти одинаковые значения. Верхний концентрационный предел для синтез газа по сравнению с природным газом значительно выше. Эти данные вполне закономерны и отражают прямое влияние основных горючих компонентов сравниваемых газозвушительных смесей: метана и водорода. Для последних, согласно [2], нижние пределы воспламенения равны $4-7\%$, а верхние $15-74\%$.

Таким образом, в отличие от природного газа воспламенение смесей синтез газа с воздухом возможно в значительно более широком диапазоне концентраций (особенно, в сторону богатых смесей). Низкая концентрация водорода в смеси увеличивает скорость распространения пламени для синтез газа почти в пять раз больше, чем у природного газа, что объясняется весьма высокой теплопроводностью водорода по сравнению с другим горючим газом.

Недостаточный уровень скорости распространения пламени может привести к нарушению нормального режима работы горелок и снижению их к.п.д., а иногда даже к преждевременному выходу горелок из строя.

Отдельное сжигание синтез газа в топках и печах окажется затруднительным из-за его низкой теплотворности (теплоты горения) и большой скорости распространения пламени.

Низкая калорийность синтез газа не может сильно влиять на увеличение габаритов газогорелочного устройства, так как для его горения требуется значительно меньше воздуха (табл. 1), а большие скорости распространения пламени потребуют соответственно увеличить скорость выхода газозвушительной смеси из горелки.

Перспективным является совместное сжигание природного газа с синтез газом. При этом технология сжигания может базироваться на двух различных принципах:

а) сжигание каждого газа осуществляется раздельно соответствующими горелками, расположенными по ярусам топочного устройства. Очевидно, такой принцип сжигания возможно реализовать только в мощных энергетических котлах;

б) сжигание обоих газов осуществляется после их смешивания. Расчеты показали, что наиболее оптимальных параметров горения можно добиться при их смешивании в пропорции 1:1.

Основные величины, характеризующие теплоценность и процесс горения такой смеси, имеют следующие значения:

низшая теплота горения — 5410 ккал/м^3 ,

теоретический объем воздуха для горения 1 м^3 смеси — $5,7 \text{ м}^3$ воздуха,

теоретический объем продуктов горения — $6,6 \text{ м}^3$ смеси,

жаропрочность — 2340 С ;

пределы воспламенения — $5,3$ и $26,4\%$;

скорость распространения пламени — $1,17 \text{ м/сек}$.

Как по калорийности, так и по ожидаемому температурному уровню горения и скорости распространения пламени, смесь синтез газа с природным газом окажется более приемлемой, чем отдельное сжигание синтез газа.

Смешивание горючих можно осуществить как в самих горелках, так и вне их централизованным порядком.

В том и другом случае его осуществление вряд ли будет связано с большими трудностями.

С увеличением доли синтез газа в смеси теплоты сгорания последней будет снижаться, а концентрационные пределы воспламенения будут расширяться. При необходимости регулирование как топливного режима котельной (или печи), так и паропроизводительности (или теплопроизводительности печи) можно осуществить, кроме всего прочего, изменением соотношения в смеси обоих горючих газов. В определенном диапазоне этого соотношения работа котельной топки или промышленной печи окажется надежной и устойчивой.

Нормальная работа топливосжигающих установок в первую очередь зависит от режима и надежности топливоснабжения. В этом смысле наиболее важным является поддержание заданного режима поступления синтез газа к топливосжигающим установкам. Не менее важным является также поддержание состава газа в заданных пределах.

Вопросы рационального использования синтез газа актуальны особенно для Армянской ССР, где внедрение новой технологии производства ацетилена сопровождается выходом все возрастающей массы синтез газа.

В настоящее время завершаются практические мероприятия для использования синтез газа в котлах Ереванской ТЭЦ. В дальнейшем это горючее найдет применение и в других топливосжигающих установках, территориально близко расположенных к объектам производства ацетилена.

Как известно, в течение большей части года Ереванская ТЭЦ работает на бакинском мазуте. Поскольку нам известно, еще не имеется опыта совместного сжигания мазута и синтез газа, поэтому использование синтез газа в этих котлах будет сопровождаться,无疑но, с некоторыми трудностями. Для своевременного осуществления всех практических мероприятий, связанных с эффективным использованием синтез газа в качестве топлива, необходимо уже сейчас приступить к интенсивному изучению всего комплекса вопросов, связанных с его сжиганием: режим выхода синтез газа; возможные пределы изменения его состава; транспорт и распределение синтез газа; технические аспекты предварительного смешивания синтез газа с другими видами топлива; вопросы техники безопасности при транспорте и использовании этого газа, связанные с большим содержанием водорода и др.

Լ. Տ. ՂՈՒՂՈՅԱՆ, Լ. Ս. ՀՈՎՀԱՆՆԻՍՅԱՆ

ՍԻՆԹԵԶ ԴԱՋԻ ԷՆԵՐԳԵՏԻԿ ՕԳՏԱԿՈՐԾՄԱՆ ՀԱՐՑԻ ՇՈՒՐՋՐ

Ա. մ փ ո փ ու ռ

Բնական գազի հիման վրա ացետիլենի արտադրության նոր տեխնոլոգիայի ներդրման կապակցությամբ խիստ կարևոր է կողմնակի ելանյութ հանդիսացող սինթեզ գազի օգտագործման հարցի լուծումը:

Ջերմատեխնիկական հաշվարկների հիման վրա հողվածում ստվում է սինթեզ գազի զնահատականը որպես վառելիքի և բննարկվում է նրա օգտագործման առավել նպատակահարմար ուղիները:

Ընդհանրացնելով ստացված արդյունքները, Նեղինակները հանգում են եզրակացություն, որ այրման ցածր ջերմության ու բացի տարածման մեծ արագության պատճառով սինթեզ գազի այրումը կապված է զգալի ղծվարությունների հետ: Ավելի հեռանկարային է սինթեզ գազի և բնական գազի համատեղ այրումը, որը կարող է իրականացվել երկու եղանակով. ա) յուրաքանչյուր պողի այրումն իրականացվում է մյուսից անհատ և բ) երկու գազերի այրումն իրականացվում է նրանց նախապես խառնելուց հետո: Հաշվարկները ցույց են տալիս, որ ավելի նպատակահարմար է սինթեզ գազի և բնական գազի 1:1 հարաբերությամբ խառնուրդի այրումը:

Հողվածում թվարկված են այն հիմնական խնդիրները, որոնց լուծումը կապաճովի սինթեզ գազի այրման բարձր արդյունավետությունը:

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. *Равич М. Б.* Упрощенная методика теплотехнических расчетов. М., 1961.
2. *Кнорри Г. Ф.* Топочные процессы. Госэнергоиздат, 1951.
3. *Стаскович Н. Л.* Газоснабжение городов. Госэнергоиздат, т. 1, 11, 1954.
4. *Хитрин Л. Н.* Теория горения и взрыва. Изд. МГУ, 1957.
5. *Тепловой расчет котельных агрегатов (нормативный метод).* Госэнергоиздат, 1957.

МАШИНОСТРОЕНИЕ

А. С. МАКСУДЯН, Б. А. ЧЕРНИКОВ

ВЛИЯНИЕ ЧИСЛА РЕЙНОЛЬДСА НА КОНЦЕВЫЕ ПОТЕРИ

В статье рассматривается вопрос влияния числа Рейнольдса на концевые потери в прямых решетках и в условиях вращающейся турбинной ступени. Испытания прямых решеток проводились на статическом стенде, а ступени — в экспериментальной турбине лаборатории турбиностроения ЛПИ им. М. И. Калинина. Тщательная отделка поверхностей лопаток исключала влияние шероховатости.

В литературе рекомендованы формулы, учитывающие изменение концевых потерь в зависимости от числа Рейнольдса. Формула МЭИ, полученная на основе теории размерности, для несжимаемой жидкости имеет вид

$$\zeta_k = \frac{0,13}{Re_m \bar{l}} \left[1 + B \left(1 + \frac{\operatorname{ctg} \beta_1}{\operatorname{ctg} \beta_2} \right) \right] \cdot l^2 \cdot \cos^2 \beta_2 \quad (1)$$

Здесь Re_m — число Рейнольдса, подсчитанное по выходной скорости и величине хорды профиля;

m и B — коэффициенты, зависящие от режима течения;

β_1 и β_2 — углы входа и выхода потока;

\bar{l} и \bar{l} — относительное удлинение лопатки и относительный шаг.

Величину коэффициента m предлагается принимать, равной 0,27 и 0,5 для турбулентного и ламинарного режимов течения соответственно, т. е. так же, как и для профильных потерь. Тогда согласно [1] для концевых потерь следует ожидать таких же закономерностей изменения по Re_m , что и для профильных. Формула Г. А. Зальфа

$$\zeta_k = \frac{\xi_k}{Re_m \bar{l}} \quad (2)$$

приводит к аналогичному выводу о степени влияния Re_m на ζ_k . В выражении (2) коэффициент ξ_k учитывает увеличение концевых потерь в решетке профилей из-за вторичных течений по сравнению с решеткой пластины. ξ_k — постоянная, зависящая только от режима течения. Согласно выражениям (1) и (2) число Рейнольдса существенно влияет на концевые потери даже при безотрывном течении в прямой решетке.

Для разработки надежных рекомендаций несомненно необходимы экспериментальные исследования различных решеток в возможно

широком диапазоне изменения Re_2 . С этой целью были проведены испытания двух рабочих решеток, реактивной (Л-1.5) и активной (Т-3). Число Рейнольдса менялось за счет скорости в пределах $7 \cdot 10^4 - 5,2 \cdot 10^5$ для реактивной и $5 \cdot 10^4 - 5 \cdot 10^5$ для активной решеток. Число M в опытах не превосходило 0,5, так что сжимаемость воздуха не могла оказать заметного влияния. Результаты этих опытов изображены на рис. 1. Здесь же представлены данные опытов

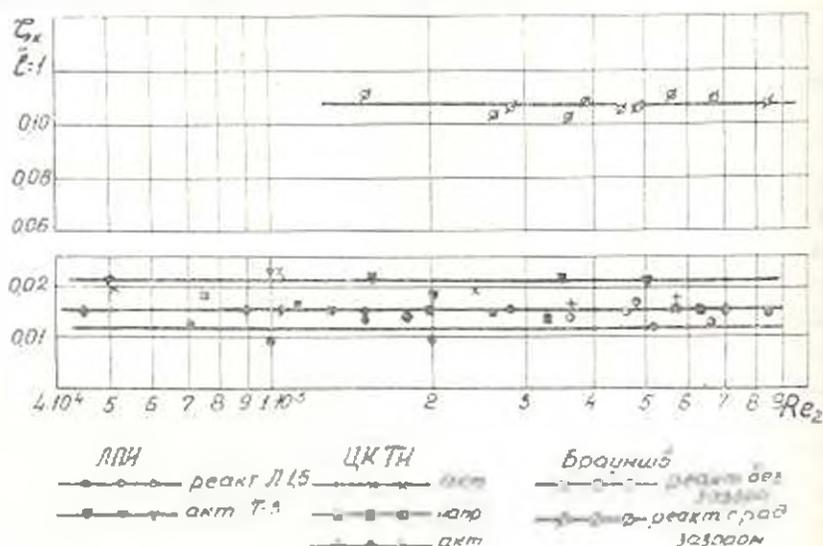


Рис. 1. Влияние числа Рейнольдса на концевые потери в прямых решетках.

Е. А. Лукасовой и Г. Хуберта [1]. Величина ζ_x для всех решеток соответствует относительному удлинению лопатки $l/b = 1$. Как видно из рис. 1, результаты экспериментальных исследований различных авторов свидетельствуют об отсутствии заметного влияния числа Рейнольдса на концевые потери. Это справедливо как для активных, так и для реактивных решеток. Кроме того, Г. Хуберт [1] провел испытания также при наличии радиального зазора в решетке. В этом случае концевые потери также остаются практически постоянными во всем диапазоне изменения Re_2 . Анализ эпюр распределения коэффициента потерь энергии по высоте лопатки показал, что увеличение его локального значения происходит как в среднем сечении, так и в области, охваченной концевыми явлениями. Однако это увеличение происходит приблизительно на одну и ту же величину, вследствие чего не наблюдается заметного увеличения суммарного значения концевых потерь. Таким образом, на основе испытаний целого ряда решеток установлено, что влияние числа Рейнольдса на концевые потери практически отсутствует и его можно не учитывать в диапазоне $5 \cdot 10^4 < Re_2 < 8,5 \cdot 10^5$. Отклонение среднего угла выхода потока из вторичных течений и трения на торцевых поверхностях также сохраняется практически постоянным при различных Re_2 . Эти выводы относятся только к условиям безотрывного течения в прямых решетках.

Испытания турбинной ступени. В прямой решетке у корня лопатки возникают такие же явления, как у вершины. В кольцевых решетках картина течения у корня и периферии существенно различна. Это различие имеет место вследствие особенностей течения у ограничивающих поток цилиндрических поверхностей. Циркуляционное обтекание внутренней цилиндрической поверхности в сопловых каналах и в кольцевом пространстве за направляющим аппаратом сопровождается нарастанием пограничного слоя и стремлением потока к отрыву. Эти явления усиливаются под влиянием вторичных течений вблизи концов лопаток [2]. Согласно экспериментальным исследованиям изолированных кольцевых решеток со сравнительно малыми значениями d/l поток имеет склонность к отрыву от внутренней цилиндрической поверхности с образованием у корня лопаток области слабоподвижной жидкости или так называемой "застойной зоны". Это сопровождается появлением значительной неоднородности потока как перед рабочим колесом, так и за ним. Потери на вихреобразование и внутреннее трение в потоке при возникновении "застойной зоны" могут существенно уменьшить к.п.д. ступени. Нарушение структуры потока в осевом зазоре неблагоприятно сказывается на обтекании рабочих лопаток и приводит к дополнительному снижению экономичности. Теоретическое рассмотрение задачи возникновения отрывов у корня кольцевой решетки связано с целым рядом допущений. Наиболее существенным из них является допущение об отсутствии вязкости. Учесть теоретически влияние вязкости на отрывные явления чрезвычайно сложно.

С целью дальнейшего освещения вопроса были проведены испытания турбинной ступени. Исследуемая ступень реактивного типа с закрученными лопатками имела следующие характеристики: отношение $d/l = 6,1$, высота сопловой лопатки $l_s = 58$ мм и величина хорды $b_s = 66,7$ мм. Соответственно для рабочей лопатки — высота $l_r = 62$ мм и величина хорды на среднем диаметре рабочего колеса $b = 25,8$ мм. Степень реактивности на среднем диаметре и при оптимальном значении отношения α/C_a составляла $\mu = 0,32$, а у корня $\mu' = 0,11$. Опыты проводились методом получения суммарных характеристик и траверсирования потока за рабочим колесом. Результаты траверсирования на выходе из ступени позволяют также судить о характере течения в межвенцевом зазоре.

Суммарные характеристики ступени согласно опытам представлены на рис. 2 в виде зависимости мощностного к.п.д. η от характеристического отношения α/C_a . Здесь различным кривым соответствуют следующие значения числа Рейнольдса: кривой 1 — $R'_{0,21} = 7,02 \cdot 10^4$ и $R'_{0,21} = 1,58 \cdot 10^5$; 2 — $R'_{0,21} = 5,4 \cdot 10^4$ и $R'_{0,21} = 1,2 \cdot 10^5$; 3 — $R'_{0,21} = 4,4 \cdot 10^4$ и $R'_{0,21} = 9,5 \cdot 10^4$; 4 — $R'_{0,21} = 3,4 \cdot 10^4$, $R'_{0,21} = 7 \cdot 10^4$; 5 — $R'_{0,21} = 2,4 \cdot 10^4$, $R'_{0,21} = 5 \cdot 10^4$. Отметим, что при больших значениях числа Рейнольдса

опытные значения к.п.д. достаточно точно соответствуют их величине по кривой 1, т. е. эта кривая характеризует начало области отсутствия влияния числа Рейнольдса. Максимальное значение (мощно-

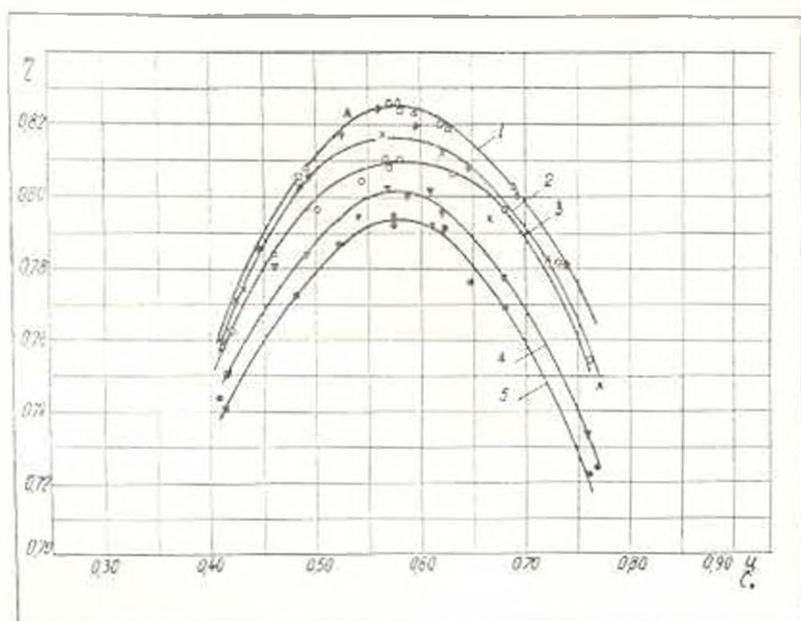
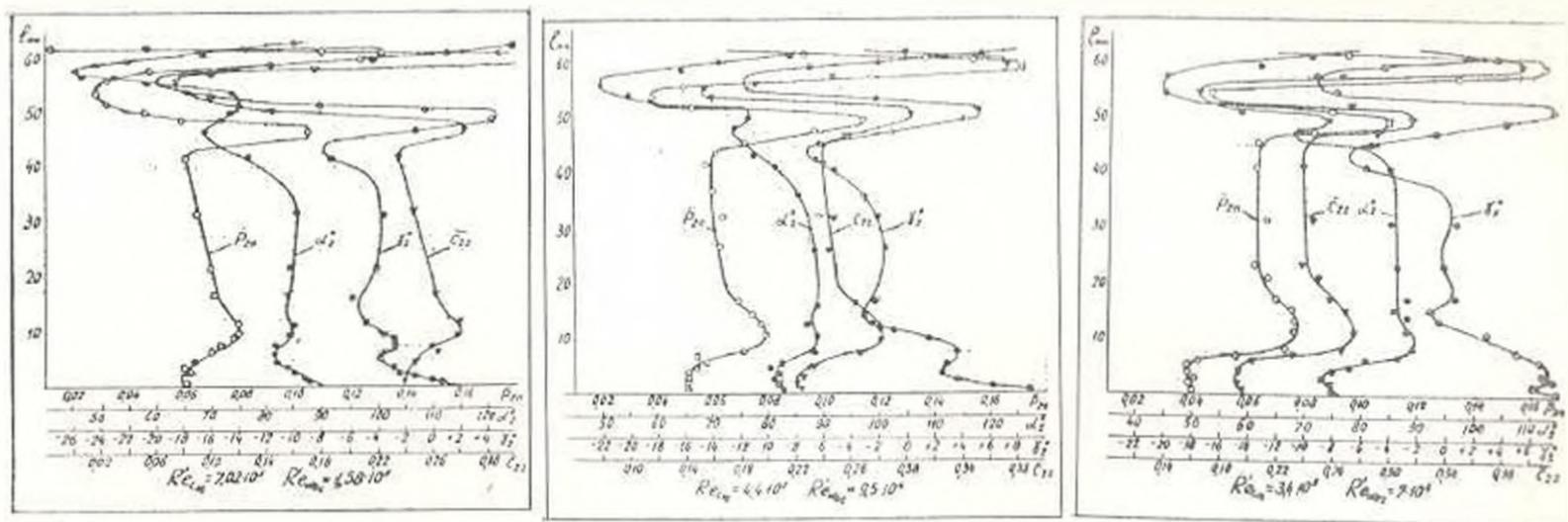


Рис. 2. Влияние числа Рейнольдса на к.п.д. турбинной ступени.

стного к.п.д. при оптимальном отношении u/C_0 составляет приблизительно 0,825. Для всех кривых сохраняется практически одинаковым отношение $(u/C_0)_{opt} = 0,575$. Кривые $\eta = f(u/C_0)$ иллюстрируют сильное снижение к.п.д. ступени с уменьшением числа Рейнольдса. В исследованном диапазоне его изменения происходит снижение мощностного к.п.д. почти на 4%. Такое уменьшение к.п.д. вряд ли может объясняться влиянием числа Рейнольдса только на профильные потери, как было установлено в опытах на плоских решетках. Выяснению этого вопроса способствует анализ результатов траверсирования за рабочим колесом при различных Re . Поток траверсировался на расстоянии 8 мм от выходных кромок рабочих лопаток в 25—30 точках по радиусу. В концевых сечениях и особенно у корня измерения проводились в интервале 0,5—1 мм.

При всех значениях числа Рейнольдса для траверсирования выбиралось оптимальное значение отношения u/C_0 . На рис. 3 представлены кривые изменения относительных полных напоров за ступенью $\bar{p}_{2c} = P_{2c}/P_{0п}$, углов выхода α_2 и γ_2 в тангенциальной и меридиональной плоскостях соответственно, а также относительной осевой скорости $\bar{c}_{2c} = c_{2c}/C_0$ по высоте лопатки и при различных Re . Число Рейнольдса подсчитывалось по величине хорды и теоретическим параметрам в корневом сечении ступени. При $Re_{c_1} = 7 \cdot 10^5$ и $Re_{c_2} = 1,58 \cdot 10^5$ происходит малозаметное уменьшение \bar{p}_{2c} , α_2 и \bar{c}_{2c} в сечениях



лопатки, близлежащих от корня. На высоте $l = 10$ мм заметно увеличение полного напора и расходной составляющей скорости. Радиальный угол γ_2 имеет в средней части отрицательное значение, равное $-3,6$ и несколько увеличивается в корневых сечениях, достигая положительных значений. Такой характер кривых свидетельствует о наличии радиальных перетеканий в рабочем колесе, направленных к корню. Однако в непосредственной близости от корня происходит оттеснение потока от внутренней ограничивающей поверхности и местное уменьшение p_{2n} и c_{2r} . С уменьшением Re происходит существенное изменение полных напоров, скоростей и углов потока у корня ступени. На участках по высоте лопатки, охваченных концевыми явлениями у корня, наблюдается возрастание углов γ_2 . В сечении $l = 5$ мм от корня и ниже величина угла γ_2 изменяется от $-4 \div 1$ при $Re_{\text{кр}} = 1,58 \cdot 10^3$, до $-6 \div +7,5$ при $Re_{\text{кр}} = 6,8 \cdot 10^4$. Между тем в среднем сечении эта величина мала и остается почти неизменной при различных значениях числа Рейнольдса. Следовательно, при меньших значениях Re растут радиальные составляющие скорости, направленные от корня к средней части лопатки.

Угол выхода потока α_2 увеличивается в корневых сечениях на $10 \div 12^\circ$. Увеличение угла α_2 близ корня объясняется снижением относительной w_2 и расходной c_{2r} скоростей из-за неблагоприятных условий обтекания корневых сечений. Можно предполагать, что в этих местах растут положительные углы атаки на рабочую решетку вследствие уменьшения угла α_1 . Сопоставляя результаты траверсирования при различных Re , нетрудно заметить изменение полей полных давлений и расходных составляющих скорости в сечениях лопатки, близлежащих к корню. Действительно, как видно из рис. 3а ($Re_{\text{кр}} = 7 \cdot 10^3$; $Re_{\text{кр}} = 1,58 \cdot 10^3$), минимальное значение p_{2n} у корня лопатки составляет 93% от его величины в среднем сечении. При $Re_{\text{кр}} = 3,1 \cdot 10^3$ и $Re_{\text{кр}} = 7 \cdot 10^4$ (рис. 3) значение p_{2n} у корня уменьшается и составляет около 64% от величины в средней части. Минимальная величина c_{2r} у корня, отнесенная к ее значению в средней части, уменьшается при этом с 97 до 79% при изменении числа Рейнольдса в том же диапазоне. Отметим, что характерные провалы уменьшения у краевых распределения p_{2n} и c_{2r} по высоте лопатки расположены приблизительно в одинаковых сечениях, отстоящих от корня на расстоянии $5 \div 7$ мм. На всех режимах по Re отчетливо видно увеличение p_{2n} и c_{2r} на расстоянии $10 \div 12$ мм от корня.

Обсуждение результатов траверсирования позволяет прийти к выводу, что с уменьшением числа Рейнольдса распределение полных давлений, скоростей и углов выхода за ступенью приобретает вид, характерный для обтекания кольцевой решетки с отрывом у корня и оттеснением основного потока к центру лопатки. Об этом свидетельствует уменьшение полного давления и расхода рабочего тела и кор-

невых сечениях, а также характер изменения углов γ_1 и γ_2 в этой области. В результате опытов было установлено, что даже в ступенях реактивного типа число Рейнольдса оказывает существенное влияние на концевые явления в корневых сечениях. Этим в значительной степени обусловлено изменение к.п.д. ступени.

На всех режимах по числу Рейнольдса наблюдалась глубокая провала в полях давлений, скоростей и углов потока в периферийной области ступени. Сильная деформация потока связана прежде всего с наличием радиального зазора и большой положительной перекрыши рабочего колеса. Значительные местные градиенты полей скоростей в этих сечениях указывают на сложное взаимодействие основных, вторичных и дополнительных течений, которые сопровождаются возникновением сложных вихревых систем и срывными явлениями. Резкое уменьшение угла α_2 , происходящее на высоте $l = 58$ мм, позволяет сделать вывод о явно неудовлетворительном обтекании решетки профилей, образующей столь большую перекрышу. Здесь поля скоростей и давлений имеют вид, характерный для рабочих колес с большой положительной перекрышей, оказывающей явно неблагоприятное влияние на эффективность ступеней такого типа. Опыт показал, что для исследованной ступени существует оптимальная величина перекрыши, равная примерно 1,2-1,3 мм. Применение такой перекрыши позволило повысить к.п.д. ступени на 1,1-1,4% при радиальном зазоре над рабочим колесом, равным 1,2 мм.

Ленинградский политехнический институт
им. М. Калинина

Поступило: 20.IX.1966.

Ա. Ս. ԽԱՐԿՈՒՄՅԱՆ, Գ. Ա. ՉԵՐՆՈՎԻՉ

ՌԵՅԻՆՈՒԼԴՍԻ ԲԱՐՈՒ ԱՅԿԵՆՈՒԹՅԱՆԻ ԿՆԵՐԿՈՒՄՆԵՆ ԾԱՅՐՈՅՏԻՆ
ԳՈՐԾԻՍՏՆԵՐԻ ՎՐՈՒ

Ա Վ Փ Ո Փ Ո Վ

Ստատիկ փորձերը հիման վրա ցույց է տրվում, որ Ֆելնուդի թվի փոփոխումը չի ազդում էներգիայի ծախսանի կրուսամների վրա՝ առբրինակին արտֆիլների ուղիղ ջանքում:

Տարրինի փորձարկումներից ստացվում է, որ հիմնական էներգիայի կրուսաները Ֆելնուդի թվի փոքր արժեքների դեպքում սեղի են սուննում թիակների արժուտային ճառփածանրում: Հզովածում բաշտարված էն ոգտակար գործողության գործակցի փորրանալու պատճառները:

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. VDI-Forschungsheft, 496, 1963.
2. Курчалов И. В. Теория турбомашин, 1964.

Г. Н. МАРТИРОСЯН

ОБ ОДНОМ МЕТОДЕ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ИЗНОСА РЕЗЦА

На базе системы для автоматического регулирования подачи токарного станка исследована возможность автоматического определения величины износа резца по задней грани h_2 при достижении последнего заданного значения. В основу метода определения h_2 положена закономерность изменения усилия резания в зависимости от изменения величины износа.

На рис. 1 показана принципиальная схема установки измерения износа резца, состоящая из динамометрического узла, усилителя

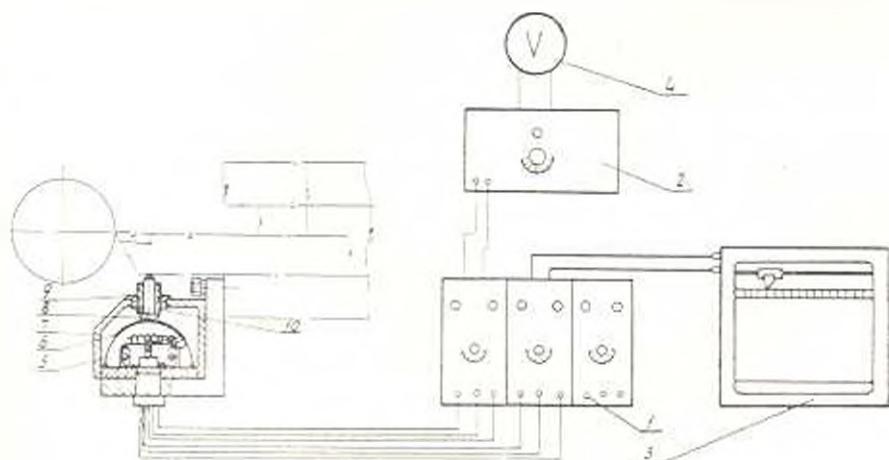


Рис. 1. Принципиальная схема установки измерения износа резца.

ПЭТ-ЗВ—М 1, электронного регулятора 2, электронного потенциометра ЭП-09—М 3 и вольтметра 4 класса 0,5. Динамометрический узел в свою очередь состоит из упругого элемента 5 с приклеенными на нем двумя парами тензодатчиков 6, кожуха 7 со сваренной на нем гайкой 9, винта 10 и штока 8. При прогибе резца от сил резания, изменяющийся под воздействием износа, шток 8 деформирует упругий элемент 5 с датчиками 6, вследствие чего на диагоналях мостов двух каналов ПЭТ-ЗВ—М появляются сигналы рассогласования, пропорциональные силе $P_2(h_2)$. Последние, усиливаясь, подаются один на потенциометр для регистрации усилия P_2 , а второй на электронный регулятор 2, к выходу которого подключен вольтметр 4.

Были проведены две серии опытов. В первой серии определялась зависимость $P_2 = f(h_2)$ для девяти групп предварительно изношенных резцов (табл. 1).

Таблица 1

Износ реза $h_3 = 0.1$ мм								
0,1	0,25	0,35	0,4	0,5	0,6	0,8	1,1	1,5
Геометрия реза в град								
α	β	γ	δ	ϵ	ζ	η	θ	ι
45	45		12			8		8
Режимы обработки								
S мм/об						t мм	V м/мин	
0,37	0,25	0,34				1,5	130	
С т а н о к						Материал заготовки	Пластинка	
Токарно-винторезный 1К62						Ст. 45	Т 15К6	

По данным опыта построены график (рис. 2), на котором сплошными кружочками обозначены значения $P_2 = f(h_3)$ при обработке резами, имеющими максимальное отклонение h_3 от среднего значения по табл. 1. Далее установлены зависимости $P_2 = f(h_3)$ при обработке со скоростями резания $V = 30, 80$ и 160 м/мин и $S = 0,26$ мм/об.

Процесс визуально наблюдался по вольтметру. Результаты опыта показаны на рис. 3.

Основной целью второй серии опытов было изучение возможности упрощения установки для использования метода в цеховых условиях. В этом случае в качестве сигнализирующего устройства был использован вольтметр с соответствующей градуировкой шкалы в долях износа h_3 .

Опыты проводились в следующей последовательности.

В процессе обработки новыми резами ($h_3 = 0$) при достижении отклонения стрелки вольтметра заданного значения систему отключали и проводили измерение износа реза, а по диаграммной ленте определяли соответствующее значение P_2 . Полученные данные занесены в график (рис. 3), где точки, находящиеся на кривой, обозначают значения h_3 и соответствующие ему P_2 при обработке изделия эталонными резами, а вне кривой значения P_2 и h_3 , полученные при автоматическом их определении.

Анализ показывает, что кривые, характеризующие $P_2 = f(h_3)$, для различных подач имеют примерно одинаковый вид, только смещены вверх по мере увеличения подачи. Это свидетельствует о том, что

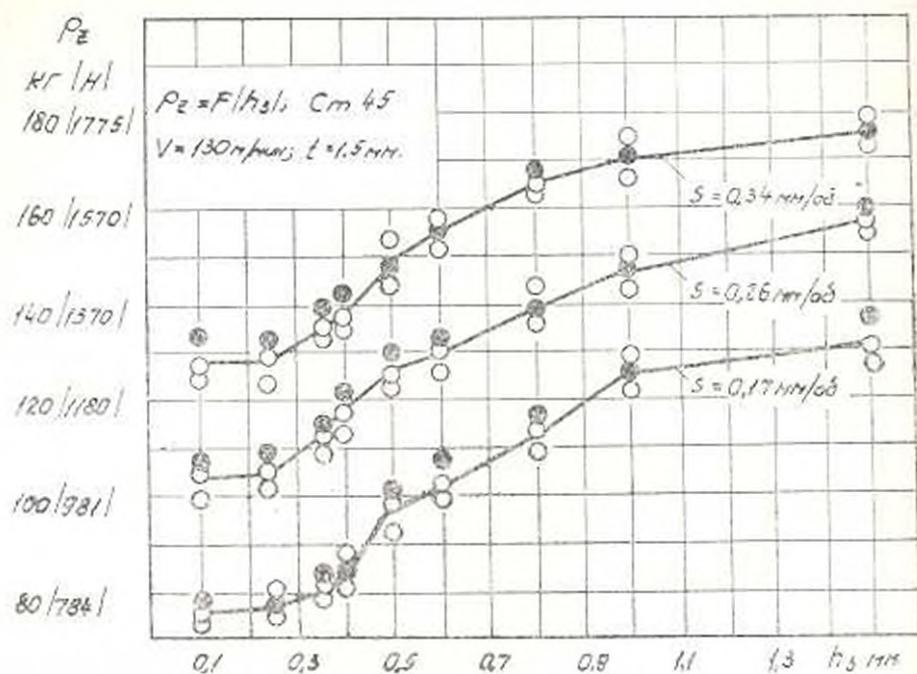


Рис. 2. Влияние ширины фаски износа на вертикальную проекцию силы резания при продольном точении с разными подачами.

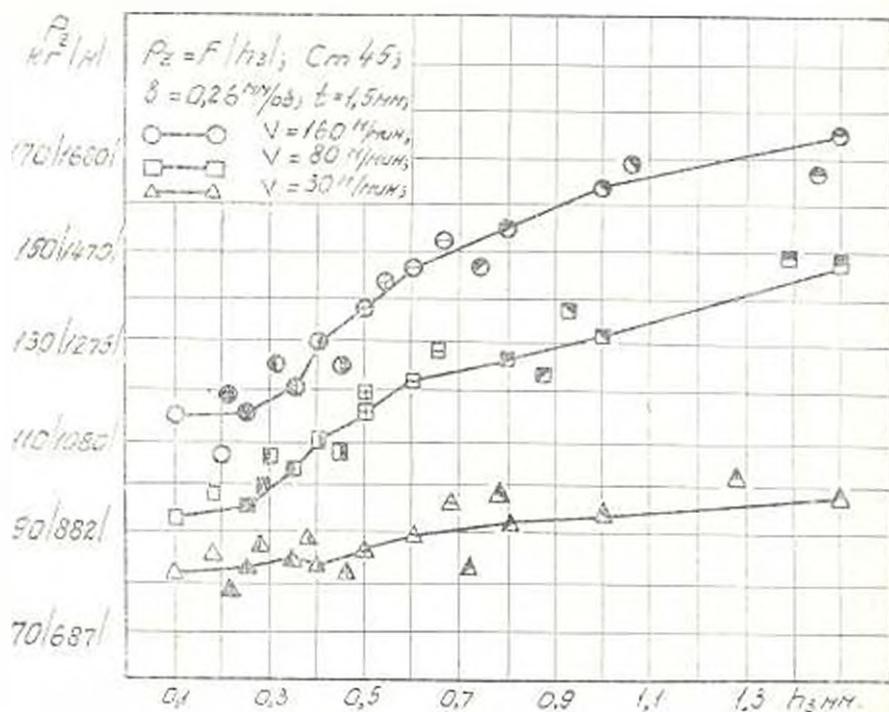


Рис. 3. Влияние ширины фаски износа на вертикальную проекцию силы резания при продольном точении с разными скоростями резания

изменение износа по задней грани одинаково влияет на приращение сил при разных величинах подачи. При увеличении износа h_2 от 0,1 до 0,25 мм, при скоростях резания 80 и 160 м/мин наблюдается незначительное изменение усилия P_2 ; иногда даже в сторону уменьшения. Это объясняется тем, что в начальный момент обработки, когда износ h_2 мал, преобладающее значение имеет износ по передней грани (лунка), увеличивающий передний угол γ , что приводит к некоторому уменьшению усилий. При дальнейшем увеличении h_2 от 0,25 до 0,4 мм усилие P_2 возрастает, так как начинает сказываться влияние h_3 . Сильное влияние на приращение усилия резания оказывает скорость резания. При скоростях ниже 70 м/мин приращение P_2 незначительное, а при $V = 80$ м/мин и выше, с увеличением h_2 больше 0,25 мм, наступает резкое увеличение P_2 .

Эти явления связаны с влиянием нароста в зонах скоростей интенсивного наростообразования, например, при $V = 30$ м/мин.

По Зореву [1, 2], при появлении нароста его верхний край свисает над площадкой износа и не дает возможности соприкосновения площадки износа с поверхностью заготовки, вследствие чего величина износа не влияет на силы по задней поверхности. При скоростях же, находящихся вне зоны наростообразования, влияние износа на силы по задней грани выражено очень резко.

Из рис. 2 видно, что максимальное колебание величины усилия резания при обработке заготовки тремя разными резцами, имеющими одинаковый износ, по абсолютной величине не превышает 11–12 кг (в среднем 7–9 кг).

Из рис. 3 видно, что максимальная ошибка при определении h_2 наблюдается при скорости $V = 30$ м/мин и доходит до 0,22–0,23 мм, что можно объяснить вялой реакцией усилия резания на износ при этой скорости. Для скоростей $V = 80$ и 160 м/мин максимальная ошибка наблюдается при износе $h_2 = 0,1–0,25$ мм, объясняемая незначительным изменением P_2 от h_2 . Минимальная ошибка наблюдается для скоростей $V = 80$ и 160 м/мин при износе $h_2 = 0,35–0,4$ мм ввиду резкого увеличения P_2 от износа в этих зонах.

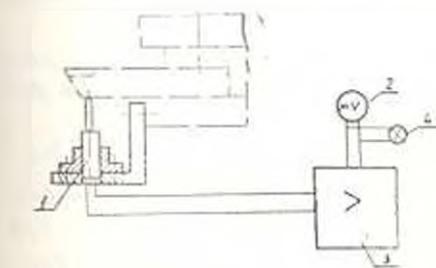


Рис. 4. Принципиальная схема установки и измерения износа резца (рекомендуемая).

Опыты показали, что средняя величина ошибки определения h_2 для $V = 80$ и 160 м/мин равна приблизительно 0,08–0,1 мм, что является вполне допустимой, так как средняя величина допуска на износ равна 0,25 мм [3]. В связи с этим за счет некоторого зашужения точности измерения путем упрощения схемы предлагается более компактная схема измерения износа резца (рис. 4). Она состоит из дива-

мометрического узла (или индуктивного датчика) 1, милливольтметра 2, простого двух-трехкаскадного усилителя 3 и сигнальной лампы 4.

В качестве датчика можно использовать индуктивный датчик системы Д. Т. Васильева [4], имеющий малые габариты (длина 40 мм, диаметр 10 мм и вес 10 г), что еще больше упростит схему.

Резюмируя отметим, что на базе установки для автоматического регулирования подачи предлагается новый способ определения износа инструмента при достижении им предельного значения. Эту установку целесообразно использовать при скоростях $V > 70$ м/мин, т. е. вне зоны зарождения образования.

Ереванский политехнический институт
им. К. Маркса

Поступила 16.IV.1966.

Կ. Ն. ՄԱՐՏԻՐՈՅԱՆ

ԿՏՐԵՉԻ ԳԻՆԵՐԱՆ ԱՍՏԻՃԱՆԻ ԲՐՈՇՄԱՆ ԱՆԿ ԳՆԻՐՈՒԹՅ ԳՈՒՆԻՆ

Ա մ ֆ ա ֆ ո ս մ

Հոդվածում նկարագրված մեխոդի նայատուն է կտրիչի մաշման աստիճանի որոշումը: Մեխոդի շիժքում դրված է կտրման ուժի փոփոխությունը կախված կտրիչի մաշման ստատիստիկայից: Բնրված է P_2 ուժի չափման սարքավորման սկզբունքային սխեման, որը կազմված է զինամոմենտրիկ ճանդույցից, ուժեղացուցիչից, էլեկտրոնային կարգավորիչից, էլեկտրոնային պոստմոմենտրից և վոլտմետրից: Սարքավորման աշխատանակությունը որոշելու նամար կատարվել է փորձերի երկու սերիա, որոնց արդյունքների անալիզից բրում է նեաւլար:

1. $P_2 = f(k_2)$ բնութագրող կորերը (որտեղ k_2 -ը կտրիչի մաշման չափն է) սարքեր մատուցման դեպքում մոտավորապես ետյն տեսքն ունեն, միայն չեղվում են դեպի վեր կախված մատուցման մեծությունից:

2. Կախված կտրիչի մաշման աստիճանից, կտրման ուժի մեծության աճի վրա մեծ ազդեցություն ունի կտրման արագությունը, որի մեծացման հետ մեծանում է կտրման ուժը:

3. Մաշման ստատիստիկ որոշելիս, մաքսիմալ սխալը դիտվում է 30 մ/րոպե արագության դեպքում և հասնում է մինչև 0,22—0,23 մմ-ի: Կատարված փորձերը ցույց տվեցին, որ $v = 80$ և 160 մ/րոպե արագության դեպքում k_2 -ի որոշման ճիշտն սխալը մոտավորապես 0,08—0,10 մմ է, որը լրիվ թույլատրելի է, քանի որ սխալի ճիշտն մեծությունն է մոտ 0,25 մմ:

Ելնելով վերոհիշյալից, ի հուշիկ չափման ճշտության որոշ իջեցման կարելի է ստեղծել սարքավորման տվելի կոմպակտ ու պարզեցված սխեմա:

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Зорев Н. Н. Исследование элементов механики процесса резания. Машгиз, 1952.
2. Зорев Н. Н. Вопросы механики процесса резания металлов. Машгиз, 1956.
3. НИБТИ. Нормы износа, стойкости и расхода режущего инструмента. Машгиз, 1961.
4. Васильев Д. Т. Малогабаритный индуктивный датчик. «Станки, инструмент», № 1, 1963.

ԲՈՂԱՆԿԱԿՈՒԹՅՈՒՆ

ՀՂԱՐԱՐԱԿԱՆ ՄԵՆԱՆԵԿԱ

Է. Լ. Լուչիլան. Լ. Ի. Ղազարյան, Սեփական կշոր նախատեսմամբ ուղղապիկ ձողերի բնդ- յայնական տատանումների մասին	3
Ի. Լ. Քաղաասարյան, Մայրաքեն աննախատես աղակենարունությունները սեղմված ձողերի ամրությունը նյութի դեպքին ամրաքման նախատեսումով	11
Պ. Տ. Միրզոև, Ընդերկայնական կրող սյուղերում հենքերի տարածական կոչություն հետադադարությունը	17

ԷԼԵԿՏՐՈՏԵԿՆԵԿԱ

Ն. Պ. Կիկիան, Բացառապես բնեցունով ոտարներով արագումբ տարբեր համախություն հոսանքներին	22
Վ. Ղ. Աբրահամյան, Լ. Ե. Կրապիկին, Շարարի փոշու պենետրոսկ փոխադրման ժամա- նակ ստատիկ էլեկտրականության առաջացման մի քանի սրինաչափությունները	31

ԷՆԵՐՊԵՏԵԿԱ

Թ. Փ. Արսենյան, Շքեանային և թաղումասային կաթնայատներով կենտրոնական զերմա- մատակարարման անընկալ նպատակահարմարություն մասին	40
Է. Տ. Կալոյան, Լ. Ի. Լովաճիսյան, Տրանսպորտային էներգետիկ օգտագործման հարցի շուրջը	47

ԽԵՓԵՆՐՇԽՆՈՒԹՅՈՒՆ

Ի. Ս. Մախուրյան, Վ. Լ. Սևինկով, Ինչնույստ թմի սղղեցությունը էներգիայի հայրա- յին կորուստների վրա	53
Պ. Ե. Մարտիրոսյան, Կտրիչի մաշման աստիճանի որոշման մեկ մեթոդի մասին	60

СОДЕРЖАНИЕ

Строительная механика

- Э. Е. Хачиян, Г. С. Казарян. О поперечных колебаниях вертикальных стержней с учетом их собственного веса 3
- С. А. Бигдасарян. Прочность сжатых стержней при неодинаковых концевых эксцентриситетах с учетом линейного упрочнения материала 11
- Г. Т. Марголюв. Исследование пространственной жесткости здания с несущими продольными стенами 17

Электротехника

- Н. Г. Никитин. Патрен выположенных роторов токами разных частот 22
- В. К. Абрамкин, Л. Е. Краткий. Некоторые закономерности возникновения статического электричества при пневмотранспортировке сахарной пудры 31

Энергетика

- Р. П. Арсенин. О целесообразности перехода к централизованному теплоснабжению от районных и квартальных котельных 40
- Л. Т. Кулюкин, Л. С. Оганьян. К вопросу об энергетическом использовании синтез газа 47

Машиностроение

- В. С. Максудин, В. А. Черников. Влияние числа Рейнольдса на концевые потери 53
- Г. Н. Мартиросян. Об одном методе определения плюса резца 60

