

ՀԱՅԿԱԿԱՆ ՍՍՀ  
ԳԻՏՈՒԹՅՈՒՆՆԵՐԻ ԱԿԱԴԵՄԻԱՅԻ

ՏԵԴԵԿԱԳԻՐ  
ИЗВЕСТИЯ

АКАДЕМИИ НАУК АРМЯНСКОЙ ССР

ՏԵԽՆԻԿԱԿԱՆ ԳԻՏՈՒԹՅՈՒՆՆԵՐԻ ՍԵՐԻԱ  
СЕРИЯ ТЕХНИЧЕСКИХ НАУК

ԽՐԱԳՐԱԿԱՆ ԿՈՒՆԿԻԱ

Պոսեյ Հ. Տ., Ալեքեևսկի Վ. Վ., Եղիազարյան Ի. Վ., Կասյան  
Մ. Վ. (պատ. խմբագիր), Նազարով Ա. Դ., Սիմոնով Մ. Ջ.,  
Փիեաբյան Վ. Վ. (պատ. խմբագրի տեղակալ):

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ

Адоиц Г. Т., Алексеевский В. В., Егiazаров И. В., Касьян  
М. В. (ответ. редактор), Назаров А. Д., Симоньян В. В.  
(зам. отв. редактора), Симонов М. З.

ՃՅԻՑ - ԱԴ

Э. Л. ОГАНЕСЯН

РАСЧЕТ ХАРАКТЕРИСТИКИ ДРОССЕЛЕЙ НАСЫЩЕНИЯ С ПОДАВЛЕННЫМИ ЧЕТНЫМИ ГАРМОНИКАМИ ТОКА

Процессы в дросселях насыщения (ДН) с подавленными четными гармониками тока сильно отличаются от процессов в ДН со свободными четными гармониками тока и, что наиболее важно, уравнения потоков в этих ДН различны [1]. Рассмотрим ДН с последовательно соединенными рабочими обмотками, работающий на активную нагрузку (рис. 1). Цепь управления включена на источник тока. В

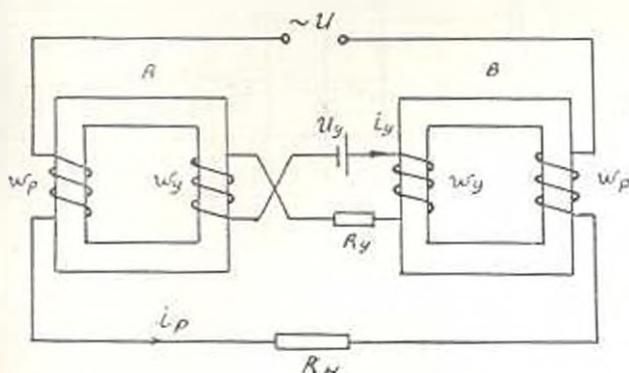


Рис. 1. Схема дросселя насыщения.

отличие от [2] здесь используем только уравнение магнитной цепи ненасыщенного дросселя, скажем B. Тогда, выражая ампервитки намагничивания через магнитный поток и магнитную проводимость сердечника, получим

$$i_p N_p = i_y N_c - \frac{\Phi_B}{0,4 \pi G_{\text{сер. B}}} \quad (1)$$

Значение ампервитков управления не зависит от трансформации напряжения от рабочих обмоток в обмотки управления и задается источником тока в цепи управления. Магнитный поток в сердечнике дросселя B для ДН с идеальной характеристикой сердечника равен [1]:

$$\Phi_B = \Phi_s - \Delta\Phi \sin \left( \omega t - \frac{\pi}{2} \right) \quad (2)$$

где  $\Delta\Phi$  — максимальное изменение тока в сердечнике, зависящее от приложенного к рабочей обмотке напряжения. В ДН с реальной магнитной характеристикой сердечника при малых токах управления маг-

нитные потоки не доходят до потока насыщения вследствие потерь в сердечнике на подмагничивание. В связи с чем можем записать

$$\Phi_a = \Phi_y - \Delta\Phi \sin\left(\omega t - \frac{\pi}{2}\right), \quad (3)$$

где  $\Phi_y$  — постоянная составляющая магнитного потока, зависящая от тока управления. Определение характеристики при малых токах управления для всех режимов работы ДП (т. е. при  $R_{\text{max}} = 0$  и  $R_{\text{max}} \neq 0$ ) остается одним и тем же, поэтому будет дано ниже после рассмотрения этих режимов. Для облегчения расчета аналогично [2] условно

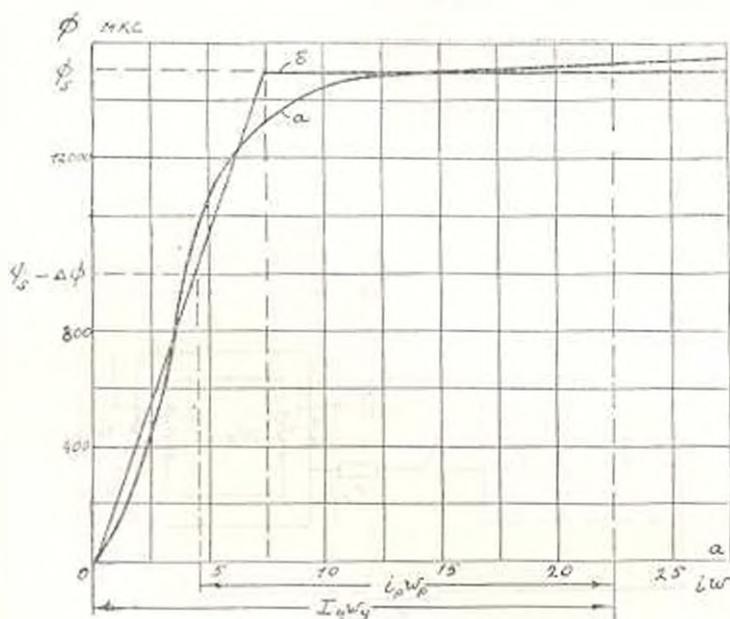


Рис. 2. Магнитные характеристики сердечника: а) — реальная, б) — аппроксимированная.

аппроксимируем кривую намагничивания сердечника двумя отрезками прямой (рис. 2). Совместное решение уравнений (1) и (2) дает значение рабочих ампервитков как

$$I_p \omega_p = I_y \omega_y - \frac{\Phi_s}{0,4 G_{m, B}} + \frac{\Delta\Phi \sin\left(\omega t - \frac{\pi}{2}\right)}{0,4 G_{m, B}}$$

или, соответственно, так как при  $R_{\text{max}} = 0$  напряжение сети прикладывается к рабочей обмотке ненасыщенного дросселя

$$I_p \omega_p = I_y \omega_y - \frac{\omega_p U_s}{\omega L} + \frac{\omega_p U_s \sin\left(\omega t - \frac{\pi}{2}\right)}{\omega l}, \quad (4)$$

где  $L = 0,4\pi \omega_p^2 G_{m, B} \cdot 10^{-8}$  — индуктивность рабочей обмотки одного дросселя;  $U_s$  — напряжение насыщения одного дросселя. Среднее по модулю значение рабочих ампервитков равно

$$I_p \omega_p = I_y \omega_y - \frac{\omega_p U_s}{\omega L} + \frac{\omega_p U}{\omega L} \quad (5)$$

Коэффициент усиления по ампервиткам

$$K_{ЛВ, ДН} = \frac{I_p \omega_p}{I_y \omega_y} \quad (6)$$

При конечном сопротивлении нагрузки существуют четыре режима работы ДН с идеальной характеристикой сердечника [3]. Эти режимы существуют и для ДН с реальной характеристикой намагничивания сердечника. Кроме этого, существует и режим при малых токах управления. Этот режим не разграничивается резко от первого режима, однако, как и в [2], характеристика ДН при малых токах управления требует отдельного решения.

**Первый режим работы ДН.** Если пренебречь падением напряжения от токов возбуждения, то

$$I_p \approx I_y - I_y \frac{\omega_p}{\omega_p}$$

Тогда рабочие ампервитки (рис. 3а) будут

$$I_p \omega_p = I_y \omega_y - \frac{\omega_p U_s}{\omega L} + \frac{\omega_p |U_m \sin(\omega t - \alpha) - I_p R_{ВМХ}|}{\omega L} \quad (7)$$

Среднее по модулю значение рабочих ампервитков

$$I_p \omega_p = I_y \omega_y - \frac{\omega_p U_s}{\omega L} + \frac{\omega_p (U - I_p R_{ВМХ})}{\omega L} \quad (8)$$

Первый режим работы ДН при конечной нагрузке имеет место до некоторого значения угла  $\alpha$  [1]. Значение этого угла

$$\alpha = \arccos \frac{I_p R_{ВМХ}}{U} \quad (9)$$

Первый режим ограничивается значением  $\alpha = \nu = 32,5^\circ$  ( $\cos \nu = 0,844$ ) при значениях  $\alpha < \nu$  начинается второй режим работы ДН (рис. 3б)

**Второй режим работы ДН.** Для второго режима работы ДН проще написать сразу выражение для средних значений ампервитков. При этом для расчета ампервитков возбуждения делаем допущение, что среднему значению магнитного потока, независимо от формы приложенного напряжения, соответствует определенное среднее значение ампервитков. Это справедливо не только для аппроксимированной магнитной характеристики, но и приближенно для реальной магнитной характеристики. Ошибку, вносимую при этом, учитываем выбором нового пачала координат на кривой намагничивания [2]. Получаем следующее выражение средних рабочих ампервитков:

$$I_p \omega_p = I_y \omega_y - \frac{\omega_p U_s}{\omega L} + \frac{\omega_p (U - I_p R_{ВМХ})}{\omega L}$$

$$-\frac{1}{\pi} \int_0^{\pi} \left( I_y \omega_y - \frac{\omega_p U}{R_{\text{max}}} \sin \omega t \right) d(\omega t). \quad (10)$$

Угол  $\gamma$  определяется из следующего уравнения:

$$\gamma = \arcsin \frac{I_y R_{\text{max}}}{U_m}. \quad (11)$$

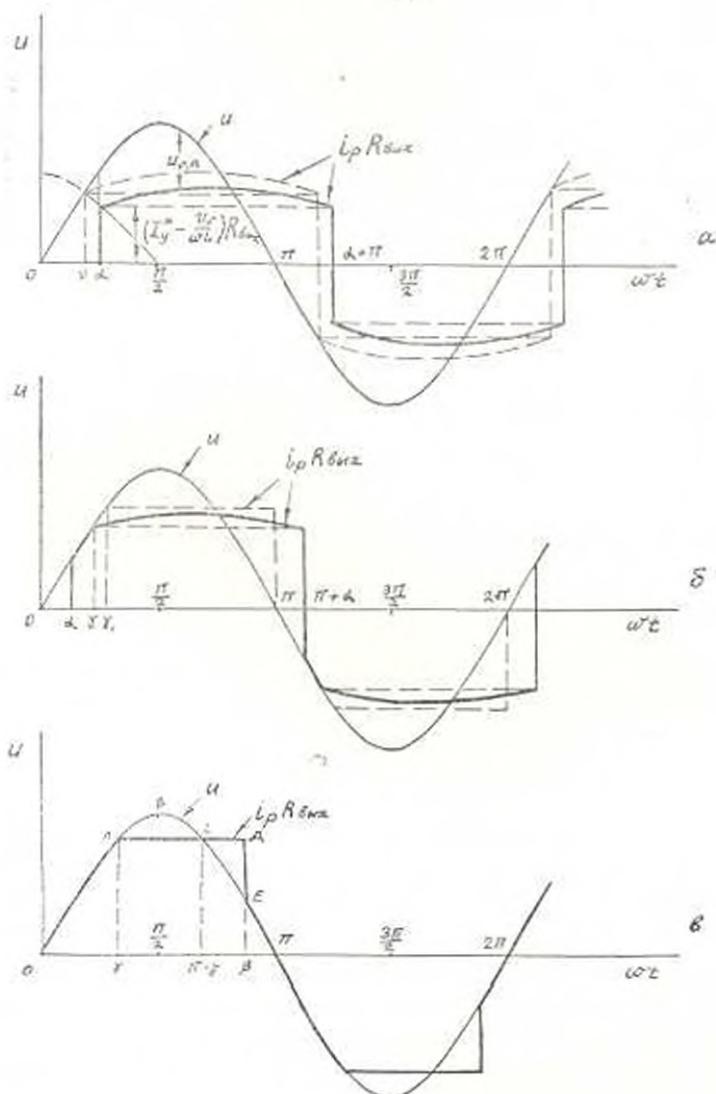


Рис. 3. Напряжение питания и выходное напряжение на нагрузке при: а) первом режиме, б) втором режиме, в) — третьем режиме.

Решая уравнение (10) относительно рабочих ампервитков, получаем трансцендентное уравнение

$$I_p \omega_p = \frac{b}{a} + \frac{I_y \omega_y}{\pi} \arcsin \cos \frac{I_p R_{\text{max}}}{U}. \quad (12)$$

где

$$a = \frac{1}{2} + \frac{R_{\max}}{\omega L};$$

$$b = I_y \omega_y \left(1 - \frac{\gamma}{\pi}\right) - \frac{\omega_p U_s}{\omega L} + \frac{\omega_p U}{\omega L} - \frac{\omega_p U}{2R_{\max}} \cos \gamma.$$

Существуют довольно простые методы приближенного решения трансцендентных уравнений с какой угодно степенью точности. Нам необходимо для каждого значения  $I_y \omega_y$  определять  $I_p \omega_p$  как корень уравнения (12). Второй режим работы имеет место при  $0 < \alpha < \gamma$  или для относительного тока управления  $0,844 < I_y < 1,14$  [1]. При  $I_y > 1,14$  начинается третий режим работы ДН (рис. 3в).

Третий режим работы ДН. При третьем режиме для ДН с реальной магнитной характеристикой сердечника при полном насыщении сердечников ( $\Delta\Phi = 0$ ) мгновенное значение рабочего тока  $i_p$  из-за существования наклонной части магнитной характеристики и в интервале АД будет меньше  $I_p$  на  $\frac{U_s}{\omega L}$  (рис. 2).

Для облегчения определения интервала АД считаем, что магнитопровод ДН идеальный. Тогда из равенства площади ABC=CDE [4]

$$\int_{\gamma}^{\pi-\gamma} \left( \frac{U_m}{R_{\max}} \sin \omega t - I_y \right) d(\omega t) = \int_{\beta}^{\gamma} \left( I_p - \frac{U_m}{R_{\max}} \sin \omega t \right) d(\omega t). \quad (13)$$

Решая эти интегралы, получим трансцендентное уравнение

$$\beta = -\frac{U_m}{I_p R_{\max}} \cos \gamma + \pi - \gamma - \frac{U_m}{I_y R_{\max}} \cos \beta. \quad (14)$$

Интервал АД обозначим через

$$\alpha = \pi - \gamma - \beta. \quad (15)$$

Рабочие ампервитки будут для ДН с реальным магнитопроводом

$$I_p \omega_p = \frac{2}{\pi} I_y \omega_y - \frac{\omega_p U_s}{\omega L} - \frac{\pi - \gamma - \beta}{\pi}. \quad (16)$$

Откуда видно, что только в конце третьего режима, т. е. когда  $I_y = \frac{\pi}{2}$ , относительное значение рабочего тока  $i_p = 1$ . При токе управления больше  $I_y = \frac{\pi}{2}$  начинается четвертый режим.

Четвертый режим работы ДН. Четвертый режим ДН с реальной магнитной характеристикой сердечника не отличается от того же режима ДН с идеальной магнитной характеристикой сердечника, так как при  $I_y > \frac{\pi}{2}$  ДН работает так, как если бы в дросселе не было железа (рис. 4). Ток нагрузки синусоидален и не меняется при увеличении  $I_y$ .

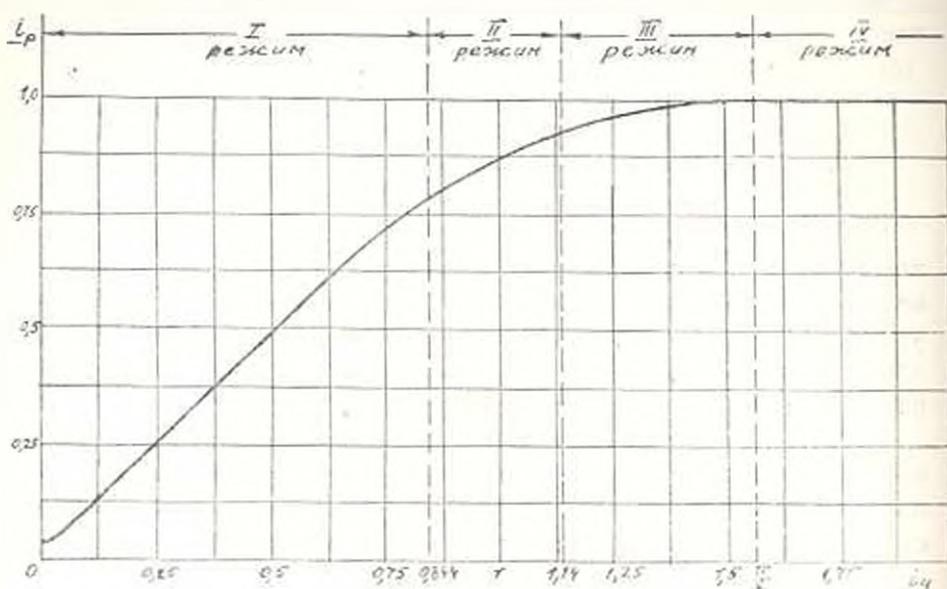


Рис. 4. Характеристика дросселя насыщения.

Примечание: При отсутствии тока управления при нормальном возбуждении и недо возбуждении ДП сердечники дросселей ненасыщены, через рабочую обмотку [2] течет ток возбуждения

$$I_{p,0} = \frac{\Phi_A - \Phi_B}{2\omega_p G_m} \quad (17)$$

где  $G_m$  — магнитная проводимость ненасыщенного сердечника.

При определении непосредственно значений ампервитков будем пользоваться реальной характеристикой намагничивания. Среднее значение тока возбуждения  $I_{p,0}$  при нулевом токе управления определяется по кривой намагничивания или вольтамперной характеристике одного дросселя (рис. 5) как полусумма токов, соответствующих напряжениям  $U_{p,A}$  и  $U_{p,B}$ , отложенным от точки 0 вверх и вниз. При протекании в обмотке управления малого тока управления  $I_u$ , магнитные потоки смещаются вверх на  $\Phi_u$ , соответствующий току управления  $I_u$ , на магнитной кривой. Напряжения  $U_{p,A}$  и  $U_{p,B}$  откладываются теперь от точки  $O_1$ . Если  $U_{p,A}$  переходит за  $U_s$ , то  $\Delta U$  откладывается вниз от конца  $U_{p,B}$ . Ток возбуждения в этом случае равен половине тока соответствующего напряжению от  $U_s$  до конца  $U_{p,B}$  плюс ток  $\Delta I$ , соответствующий напряжению  $\Delta U$ . Символически можно записать так

$$I_p = \frac{1}{2} I [(U_{p,A} - \Delta U) + U_{p,B}] + I (\Delta U) \quad (18)$$

Ток возбуждения определяется до значения приведенного тока управления  $I_u = \frac{U_s}{mI}$ , при больших  $I_u$  начинается первый режим работы ДП.

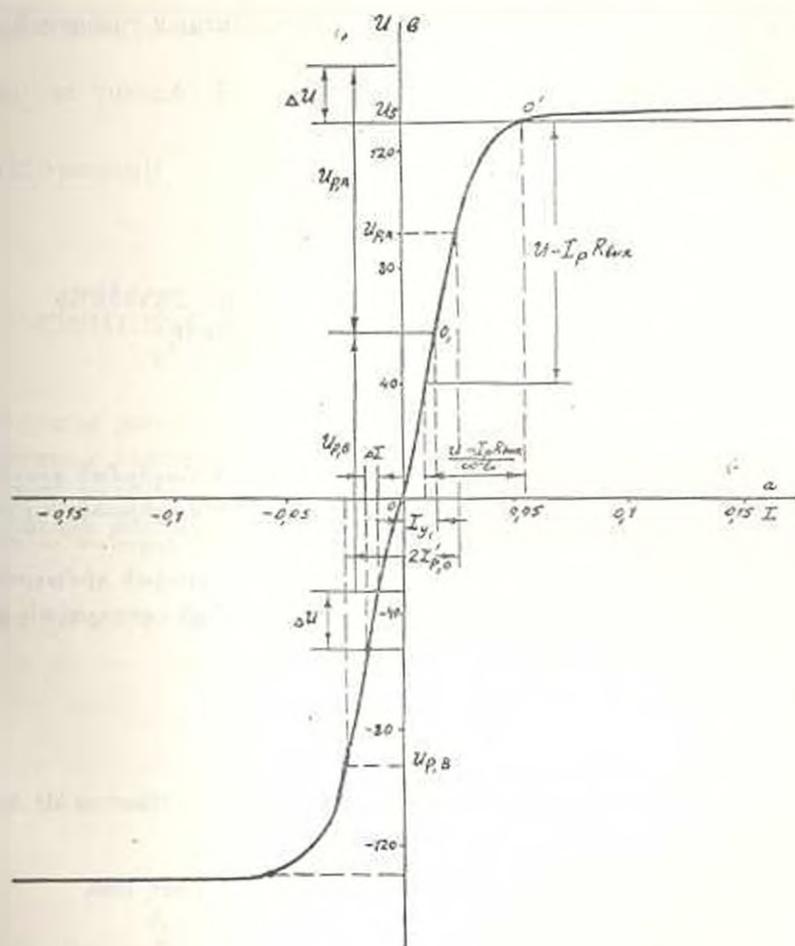


Рис. 5. Магнитная характеристика одного дросселя.

Составляющие тока возбуждения в рабочей обмотке  $\frac{U_s}{\omega L}$  и  $\frac{U - I_p R_{нмх}}{\omega L}$  определяются также по вольтамперной характеристике дросселя. Ток  $\frac{U_s}{\omega L}$  определяется как ток, соответствующий напряжению, принятому за напряжение насыщения  $U_s$ . Ток  $\frac{U - I_p R_{нмх}}{\omega L}$  определяется откладыванием значения  $U - I_p R_{нмх}$  вниз от точки  $O'$ , принимаемой за нулевое начало координат и соответствующей точке насыщения на магнитной характеристике. Если задать характеристику намагничивания сердечника аналитически [4], то можно будет аналитически определять токи возбуждения. Но поскольку для второго и третьего режимов были получены трансцендентные уравнения рабочих ампервитков, в целом численное определение характеристики  $\mu(I)$  будет

графоаналитическим, так как корни трансцендентных уравнений определяются графически и графо-аналитически.

Автор выражает благодарность проф. Г. Т. Азовцу за ценные советы и замечания.

ИРФЭ АН АрмССР

Поступило 22.IV.1966

#### Է. Լ. ՕՂԱՆԵՍՅԱՆ

### ՀՈՍԱՆՔԻ ԶՈՒՅՉ ՀԱՐՄՈՆԻԿԱՆԵՐԸ ՀԻՇՎԱԾ ՀԱԳԵՑՄԱՆ ԳՐՈՍԵԼՆԵՐԻ ԲՆՈՒԹԱԳՐԻ ՀՅՇՎԱԿԸ

#### Ա մ ֆ և փ ո ս ւ մ

Տրվում է հոսանքի շուրջ հարմանիկաները հնչված հազեցման դրոսելների բնութագրի հաշվարկի մեխոզ' օպտագործելով միջուկի մազնիսական բնութագրի կաոր-դճալի: Թպրսրսլմացիսու Հաշվի են առնվում որդսման ասպնրալարները: Հաշվարկը կատարվում է րեանլածրի ոչ-դերոյական դիմագրոյթյուն ունեցող հազեցման դրոսելի շարս ուժիմների և հոսանքի դերոյական դիմագրոյթյուն ունեցող հազեցման դրոսելների համար:

#### Л И Т Е Р А Т У Р А

1. *Сторж Г. Ф.* Магнитные усилители. М., 1957.
2. *Օգանեսյան Յ. Լ.* Расчет характеристики дросселя насыщения. Известия АН АрмССР (серия ТН), № 2, 1966.
3. *Storm H. F.* Trans. ATEE, 69, Part. II, 1299—1309 (1950).
4. *Бессонова Л. А.* Электрические цепи со сталью. Госэнергоиздат, 1948.

Р. П. ДЖАВАХЯН

К СИНТЕЗУ ПЛОСКИХ КУЛАЧКОВЫХ МЕХАНИЗМОВ  
 С КАЧАЮЩИМСЯ КУЛАЧКАМИ

В статье рассматривается задача синтеза рычажно-кулачковых механизмов с качающимся кулачком и центральным толкателем.

Пусть кулачок  $B$ , профилированный для воспроизведения заданной функции положения

$$\zeta_0 = \zeta_0(\zeta_k) \quad (1)$$

при его равномерном движении ( $\frac{d\zeta_k}{dt} = \text{const}$ ), жестко связан с коро-

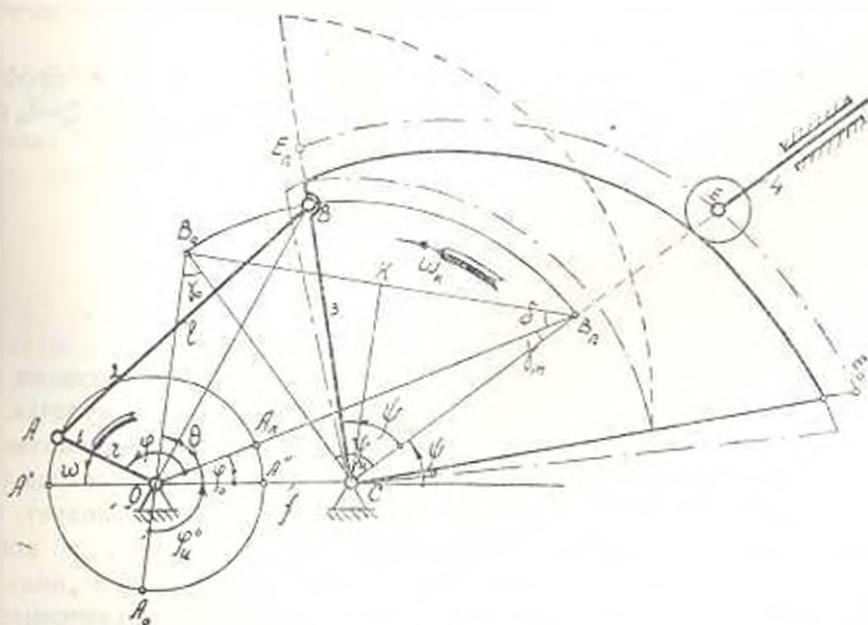


Рис. 1.

мыслом  $BC$  коромыслового четырехзвенника  $OABC$  (рис. 1) и движется заданной неравномерностью

$$\zeta_k = \zeta_k(k), \quad (2)$$

где  $k = t/t_k$  — безразмерный коэффициент времени. Тогда ведомое звено  $k$  будет перемещаться по некоторому закону  $\zeta = \zeta(k)$ . В этих выражениях  $\zeta_0$  — коэффициент пути ведомого звена при равномерном

движении кулачка,  $\zeta_k$  — коэффициент пути кулачка и  $\zeta$  — действительный коэффициент пути ведомого звена при движении кулачка  $Z$  по закону движения коромысла ВС. Полагая, что данному значению  $k$  соответствуют коэффициенты пути  $\zeta_k$ ,  $\zeta_0$  и  $\zeta$ , получим связь между этими коэффициентами

$$\zeta(k) = \zeta_0(\zeta_k). \quad (3)$$

Дифференцируя дважды выражение (3) по безразмерному коэффициенту  $k$  с учетом (1) и (2), получим

$$\ddot{\zeta}(k) = \ddot{\zeta}_0(\zeta_k) \cdot \dot{\zeta}_k(k) \quad (4)$$

и

$$\dot{\zeta}(k) = \dot{\zeta}_0(\zeta_k) \cdot \dot{\zeta}_k^2 + \ddot{\zeta}_0(\zeta_k) \cdot \zeta_k, \quad (5)$$

где  $\dot{\zeta}_k$ ,  $\ddot{\zeta}_k$ ,  $\dot{\zeta}$  и  $\ddot{\zeta}$  — соответственно коэффициенты скорости и ускорения кулачка и ведомого звена,  $\dot{\zeta}_0$  и  $\ddot{\zeta}_0$  — коэффициенты скорости и ускорения ведомого звена в случае, когда кулачок  $Z$  движется равномерно. Из выражений (1)–(5) следует, что один и тот же закон движения ведомого звена можно получить сочетанием различных исходных законов  $\zeta_0 = \zeta_0(\zeta_k)$  и законов движения кулачка  $\zeta_k = \zeta_k(k)$ . При выборе последних можно исходить из требования улучшения тех или иных характеристик кулачкового механизма или же получения профилей кулачков, позволяющих их дешевое и точное изготовление на универсальных станках.

Так как угол передачи в кулачковой паре зависит от профиля кулачка, а кулачок профилируется по функции положения  $\zeta_0 = \zeta_0(\zeta_k)$ , то его можно определить по формуле [1]

$$\operatorname{ctg} \gamma_k = \frac{1}{R} \cdot \dot{\zeta}_0(\zeta_k) \cdot \frac{S_0}{\dot{\zeta}_k}, \quad (6)$$

которая с учетом (4) принимает вид [2]

$$\operatorname{ctg} \gamma_k = \frac{1}{R} \cdot \frac{\dot{\zeta}(k)}{\dot{\zeta}_k(k)} \cdot \frac{S_u}{\dot{\psi}_u},$$

где  $S_u$  и  $\dot{\psi}_u$  — полные перемещения кулачка и ведомого звена на интервале подъема последнего;  $R$  — радиус-вектор профиля кулачка.

Рассмотрим сначала задачу синтеза рычажно-кулачкового механизма с качающимся кулачком для воспроизведения заданного закона (типа „подъем-опускание“) движения толкателя. Из рис. 1 следует, что началу подъема толкателя соответствует положение  $OA_n$ , а концу подъема — положение  $OA_0$  кривошипа 1. Для законов типа „подъем-опускание“ фазовые углы толкателя равны фазовым углам коромысла, т. е. для опускания толкателя  $\varphi_2 = \sphericalangle A_0OA_n$ , а для подъема —  $\varphi_0 = 2\pi - \sphericalangle A_0OA_n$ .

Коэффициент полезного действия рычажно-кулачкового механизма зависит от углов передачи как и кулачковой паре, так и в рычажном механизме. В большинстве случаев рабочим является интервал подъема толкателя. Следовательно, необходимо во всех положениях рычажного механизма, соответствующих подъему толкателя, обеспечивать условие

$$\gamma \geq \gamma_m. \quad (7)$$

где  $\gamma$  и  $\gamma_m$  — текущее и минимально допустимое значение угла передачи от шатуна к коромыслу-кулачку. Кроме того, для уменьшения динамических нагрузок должно быть ограничено значение коэффициента ускорения коромысла-кулачка и его крайних положениях, а для увеличения угла передачи в кулачковой паре необходимо иметь возможно большее значение угла размаха кулачка. Для положений четырехзвенника, соответствующих подъему толкателя, минимальное значение  $\gamma_m$  угла передачи получается в начале подъема (положение  $OAB_0C$  четырехзвенника) толкателя. Связь между углом  $\gamma_m$  и размерами четырехзвенника получим из  $\triangle OAB_0C$

$$\cos \gamma_m = \frac{1 + (l+r)^2 - f^2}{2 \cdot (l+r)}, \quad (8)$$

где  $r$ ,  $l$  и  $f$  — относительные размеры кривошипа, шатуна и стойки при длине коромысла  $BC=1$ .

Угол размаха коромысла-кулачка при угле подъема толкателя  $\varphi_0 \geq$  определяется по формуле

$$\sin \frac{\varphi_0}{2} = \frac{1}{l} \cdot \frac{1}{2} \cdot \sqrt{l^2 + r^2 - (l^2 - r^2) \cdot \cos \varphi_0}. \quad (9)$$

полученной из  $\triangle OAB_0B_n$  и  $\triangle CB_0K$ .

Значения аналогов углового ускорения коромысла  $BC$  в его крайних положениях можно найти из планов ускорений четырехзвенника, построенных для этих положений

$$\ddot{\varphi}_n = -\frac{r \cdot (l-r)}{l \cdot \sin \gamma_0} \quad \text{и} \quad \ddot{\varphi}_m = \frac{r \cdot (l+r)}{l \cdot \sin \gamma_m},$$

где  $\ddot{\varphi}_0$ ,  $\ddot{\varphi}_m$ ,  $\gamma_0$  и  $\gamma_m$  — аналоги ускорения коромысла и углы передачи в указанных положениях механизма. После перехода к безразмерным коэффициентам получаем:

$$\xi_{0n} = -\frac{\ddot{\varphi}_n}{\ddot{\varphi}_0} = \frac{r(l-r)}{l \cdot \sin \gamma_0} \quad (10)$$

и

$$\xi_{0m} = \frac{\ddot{\varphi}_m}{\ddot{\varphi}_0} = \frac{r(l+r)}{l \cdot \sin \gamma_m}. \quad (11)$$

Из этих выражений следует, что большее значение  $\xi_{0n}$  получается в правом крайнем положении коромысла.

При известных  $\ddot{\varphi}_0$ ,  $\gamma_m$  и  $\xi_{0n}$  можно выбрать значение угла размаха  $\varphi_0$ , тогда параметры  $r$ ,  $l$  и  $f$  определятся совместным решением уравнений (8), (9) и (11).

Если кривошип выполняется в виде диска, то траектория шарнира  $B$  не должна пересекаться с траекторией шарнира  $A$ . Минимальное значение угла  $\varphi$ , при котором выполняется это условие, определится по формуле [3]

$$\operatorname{tg}^2 \gamma \geq \frac{\sin \varphi_a}{3 + \cos \varphi_a}$$

которая с учетом  $\delta = 90^\circ - \frac{\varphi_a}{2} - \gamma_m$  (рис. 1) принимает вид

$$\operatorname{ctg} \left( \frac{\varphi_a}{2} + \gamma_m \right) \geq \frac{\sin \varphi_a}{3 + \cos \varphi_a} \quad (12)$$

В этом случае при определении параметров  $r$ ,  $l$  и  $f$  значение угла  $\varphi_a$  определяется из (12).

При больших углах  $\delta = \varphi_a - \pi$  и малых перемещениях  $s_a$  можно потребовать, чтобы в крайних положениях коромысла иметь  $\gamma_a = \gamma_m$ . Тогда точки  $C$ ,  $O$ ,  $B_0$  и  $B_m$  располагаются на одной окружности и получаем  $\varphi_a = \delta$ . Приравнявая значения  $f$ , найденные из  $\triangle OCB_0$  и  $\triangle OCB_m$  получим  $l = \cos \gamma_m$ . Параметры  $r$  и  $f$  можно определить по формулам (11) и (8).

Углы  $\varphi_0$  и  $\varphi_6$ , характеризующие положение  $O A_m B_0 C$  четырехзвенника, соответствующие началу подъема толкателя, получим из  $\triangle O B_0 C$

$$\varphi_0 = \arccos \left[ \frac{(l+r)^2 - 1 - f^2}{2f} \right] \quad \text{и} \quad \varphi_6 = \arcsin \left( \frac{\sin \varphi_a}{l+r} \right).$$

При известных параметрах коромыслового четырехзвенника можно найти функцию положения  $\psi = \psi(\varphi)$ . Если известен закон  $\zeta = \zeta(k)$  движения центрального толкателя, то профиль кулачка опишется уравнениями

$$\gamma = \zeta_k(k) \cdot \varphi_a \quad \text{и} \quad R = R_0 + \zeta(k) \cdot s_a. \quad (13)$$

Минимальный радиус  $R_0$  кулачка можно найти графическим способом для равномерно вращающихся кулачков, исходя из функции положения  $s = s(\psi)$ . На рис. 1 имеем  $\varphi = (\sphericalangle COB + \sphericalangle BOA) - \varphi_0$  или, подставляя значения, получим

$$\begin{aligned} \varphi = & \arcsin \left( \frac{\sin(\psi + \psi_0)}{r \sqrt{1 + f^2 + 2f \cdot \cos(\psi + \psi_0)}} \right) + \\ & + \arccos \left( \frac{1 + r^2 + f^2 - l^2 + 2f \cdot \cos(\psi + \psi_0)}{2 \cdot r \cdot \sqrt{1 + f^2 + 2f \cdot \cos(\psi + \psi_0)}} \right) - \varphi_0. \end{aligned} \quad (14)$$

Координаты профиля кулачка можно вычислить по (13) и (14), имея в виду, что  $\varphi = k \cdot \varphi_0$ . Если закон движения толкателя не задан, то целесообразно кулачок профилировать дугой окружности архимедовой спирали. Для архимедовой спирали коэффициент  $\zeta_0(\zeta_k) = 1$  и из (6) следует, что минимальное значение угла передачи получается при  $R = R_0$ . Исходя из требования ограничения минимального угла передачи  $\gamma_k^{\min}$  в кулачковой паре из (6), получим

$$R_0 = \frac{s_a}{\varphi_a} \cdot \operatorname{tg} \gamma_k^{\min}.$$

Уравнение спирали относительно полярной оси  $OE_0$  (рис. 1) будет

$$R = (\dot{\varphi} + \varepsilon \gamma_k^m) \cdot \frac{\delta_0}{\dot{\varphi}_k}$$

Для архимедовой спирали  $\delta_0 = 1$  и  $\dot{\varphi}_0 = 0$  (в начале и в конце интервала  $\dot{\varphi}_0 = \pm \infty$ ) и из выражений (4) и (5) имеем

$$\delta = \delta_k \text{ и } \dot{\varphi} = \dot{\varphi}_k. \quad (15)$$

Следовательно, рычажный механизм можно проектировать по условию ограничения коэффициентов ускорения толкателя в его крайних положениях, которые определятся из (10) и (11) с учетом (15).

Определим максимальный коэффициент скорости толкателя на участке его подъема. В соответствии с рис. 2 с учетом (15) получим

$$\delta_{\max} = \dot{\varphi}'_{\max} \cdot \frac{\varphi_u}{\dot{\varphi}_u}, \quad (16)$$

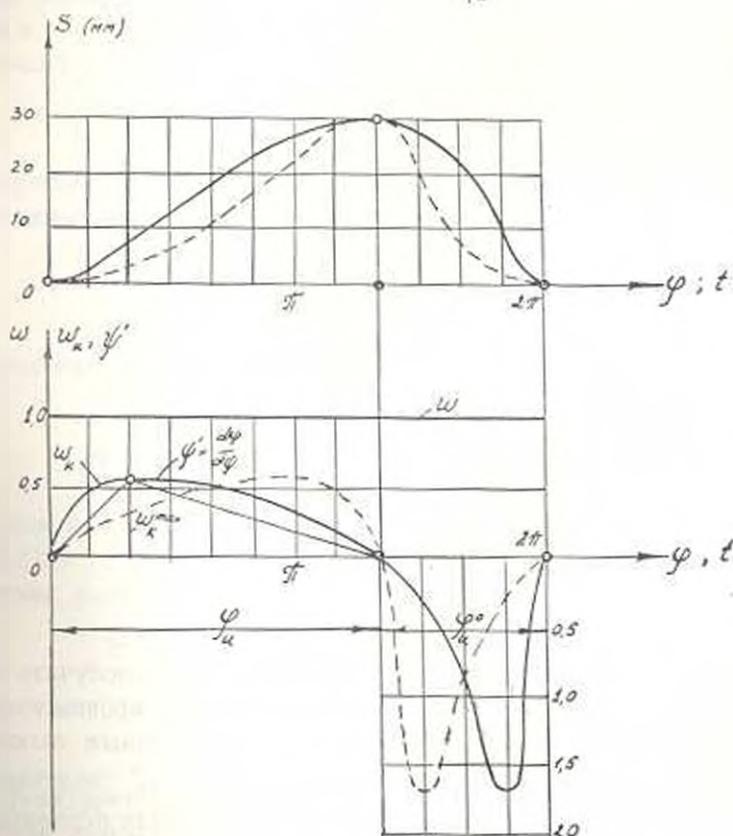


Рис. 2.

где  $\dot{\varphi}'_{\max}$  — максимальный аналог угловой скорости кулачка. Из (16) следует, что  $\delta_{\max}$  уменьшается с увеличением  $\varphi_u$ . Из рис. 2 имеем

$$\varphi_u = \pi \cdot t_u \text{ и } \dot{\varphi}_u = \int_0^{\pi} \omega_k \cdot dt = 0,5 \cdot \omega_k^{\max} \cdot t_u$$



откуда с учетом

$$\sin \beta = \frac{R_0 + s_u}{E_0 E_n} \cdot \sin \psi_u \text{ и } E_0 E_n = \sqrt{R_0^2 + (R_0 + s_u)^2 - 2R_0(R_0 + s_u)\cos \psi_u},$$

найденных из  $\triangle CE_0E_n$ , получим

$$\operatorname{tg} \gamma_k^m = \frac{2 \cdot R_0 (s_u + R_0) \cdot \sin \psi_u}{s_u \cdot (s_u + 2R_0)} \quad (18)$$

Исходя из условия ограничения угла  $\gamma_k^m$ , из (18) получаем минимальный радиус  $R_0$  профиля. Радиус  $r_1$  и смещение  $e = O_1C$  найдем соответственно по формулам (17) и

$$e = R_1 \cdot \operatorname{ctg} \gamma_k^m. \quad (19)$$

Формулой (18) можно пользоваться и в том случае, когда центр дуги  $E_0E_n$  берется в точке  $O_2$  и минимальный угол передачи  $\gamma_k^m$  получается в точке  $E_0$ . Для этого случая формулы (17) и (18) принимают следующий вид:

$$r_1 = \frac{R_0 + s_u}{\sin \gamma_k^m}, \quad e = (R_0 + s_u) \cdot \operatorname{ctg} \gamma_k^m.$$

Функция положения (1) для кулачкового механизма с кулачком, очерченным дугой окружности, имеет вид

$$\varphi_0 = \frac{1}{s_u} \cdot \left( \sqrt{r_1^2 - [e \cdot \cos(\zeta_k \cdot \psi_u)]^2} + e \cdot \sin(\zeta_k \cdot \psi_u) - R_0 \right). \quad (20)$$

Коэффициент  $\delta_0 = \frac{d^2 \varphi_0}{d\zeta_k^2}$  можно найти из (20)

$$\delta_0 = \frac{e \cdot \psi_u}{s_u} \left[ \frac{\sin(2 \cdot \zeta_k \cdot \psi_u)}{\sqrt{r_1^2 - [e \cdot \cos(\zeta_k \cdot \psi_u)]^2}} + \cos(\zeta_k \cdot \psi_u) \right]. \quad (21)$$

Имея в виду, что в начале ( $\zeta_k = 0$ ) и в конце ( $\zeta_k = 1$ ) интервала  $\delta_0 = 0$ , из (5), (10), (11) и (21) получим соответствующие коэффициенты ускорения толкателя

$$\begin{aligned} \ddot{\varphi}_n &= \frac{e \cdot \psi_u^2}{s_u} \cdot \frac{r \cdot (l+r)}{l \cdot \sin \gamma_m} \text{ и } \ddot{\varphi}_{m0} = \frac{e \cdot \varphi_u^2}{s_u} \cdot \frac{r(l-r)}{l \cdot \sin \gamma_k} \\ &\cdot \left[ \frac{\sin 2\psi_u}{\sqrt{r_1^2 - (e \cdot \cos \psi_u)^2}} + \cos \psi_u \right]. \end{aligned}$$

При проектировании рычажно-кулачковых механизмов для законов движения толкателя типа „подъем-опускание-выстой“ (рис. 4), кроме ограничения коэффициента ускорения кулачка в его крайних положениях, угла передачи коромыслового четырехзвенника и получения больших углов  $\psi_u$ , желательно получить малые значения угла  $\psi_n$  — соответствующего выстоку толкателя. Из рис. 4 следует, что точка  $B_n$  должна находиться на равных расстояниях от точек  $A_n$  и  $A_n$ , представляющих положения пальца кривошипа в начале и в конце выстоя, т. е.  $\delta = 0,5 \cdot (\varphi_u + \varphi_n)$ . Тогда фазовому углу  $\varphi_n = \angle A_n O A_n$  нижнего выстоя толкателя будет соответствовать угол  $\varphi_k = \angle BCB_n$  пово-

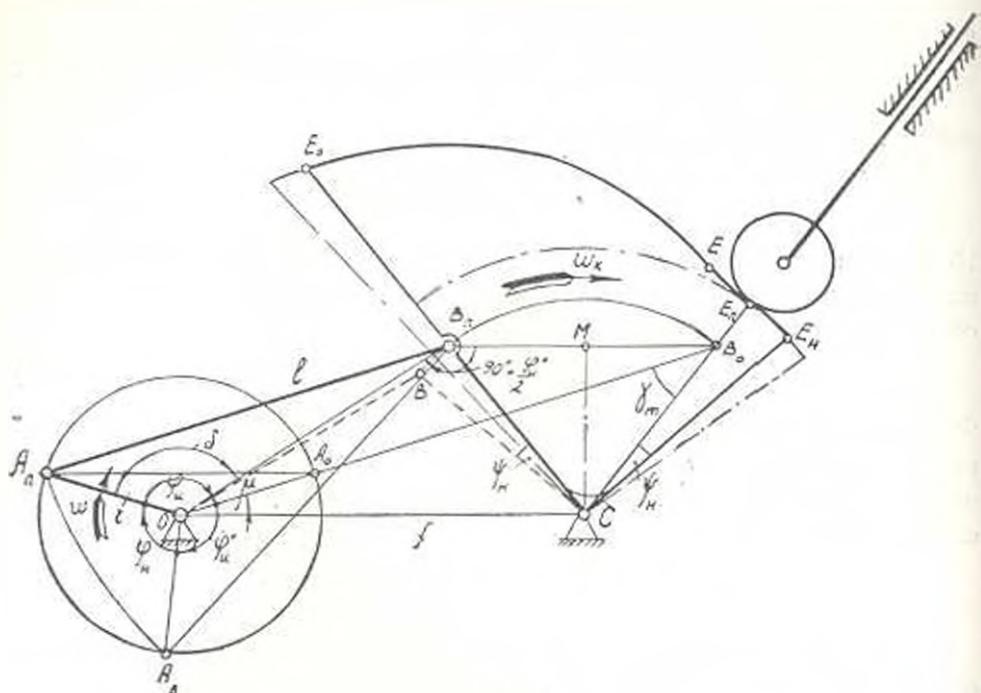


Рис. 4.

рота коромысла и профиль  $E_1E_2$  кулачка, который дважды вызывает выстой толкателя (при прямом и обратном ходах кулачка). Задача синтеза таких механизмов по заданным фазовым углам толкателя, углу передачи  $\gamma_m$  и коэффициенту ускорения  $L$  в крайнем положении кулачка сложна. Задачу можно упростить, если полагать, что положения шатуна, соответствующие началу и концу подъема толкателя, параллельны (т. е.  $A_1B_1 \parallel A_0B_0$  и  $A_2B_2 \parallel A_0B_0$ ). Тогда при заданных фазовых углах  $\varphi_2 > \varphi_0 > \varphi_1$  движения толкателя и углы  $\gamma_m$  находим:

$$r = \frac{\cos(\varphi_1 - \gamma_m)}{\sin \frac{\varphi_2}{2}}, \quad l = r \cdot \left( \frac{2 \cdot \sin \frac{\varphi_2}{2} \cdot \cos \frac{\varphi_2}{2} - 1}{\sin \frac{\varphi_2 - \varphi_0}{2}} - 1 \right) \text{ и}$$

$$f = \sqrt{1 + (r + l)^2 - 2(r + l) \cdot \cos \gamma_m}.$$

Подставляя в (11) значения фазовых углов  $\varphi_0$  и  $\varphi_2$  коромысла, найденных из выражений  $\varphi_1 = \varphi_0 + \psi_0$  и (9), можно найти значение коэффициента ускорения  $L_{kl}$  кулачка.

Коромысловые четырехзвенники, размеры которых удовлетворяют равенству

$$f^2 - 1 = l^2 - r^2, \quad (22)$$

имеют одинаковые экспериментальные значения угла передачи (рис. 5). Для таких механизмов фазовый угол коромысла  $\varphi_0 = \angle A_0A_1A_2$  имеет минимально возможное значение, что очень важно для уменьшения  $L_{kl}$ . При синтезе симметричного коромыслового четырехзвенника не

обходимо иметь ввиду, что луч  $OB_n$  (наклон которого зависит от фазовых углов движения толкателя) должен пересекать траекторию  $B_0B_n$  шарнира В. Если рассматривать предельный случай, когда  $OB_n \perp B_nC$ , то из  $\triangle OB_nC$  с учетом (22), получим  $(OB_n)^2 = l^2 - r^2$ , т. е.  $A_nO \perp OB_n$ .

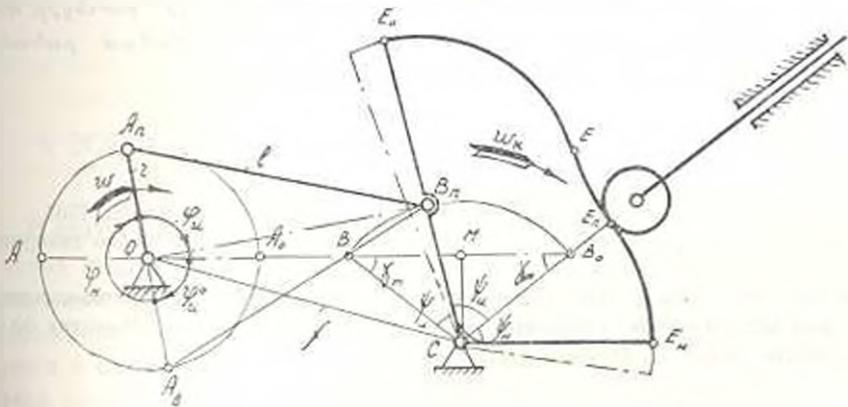


Рис. 5.

Это обстоятельство дает возможность использовать симметричный коромысловый четырехзвенник при фазовых углах движения толкателя  $\varphi_u = \varphi_u + \varphi_u' = \pi$  и  $\varphi_u > \varphi_u'$ . Из рис. 5 следует, что  $\psi_u = \pi - 2\gamma_m$  и  $MB_0 = OA_0 = r$ , тогда

$$r = \cos \gamma_m. \tag{23}$$

Подставляя значения  $\varphi_u$  и  $\psi_u$  в (11) с учетом (23), получим

$$l = \frac{(\pi \cdot \cos \gamma_m)^2}{2 \cos(\pi - 2 \cdot \gamma_m) \cdot \sin \gamma_m - \pi^2 \cdot \cos \gamma_m}. \tag{24}$$

По формулам (22) — (24) при известных  $\gamma_m$  и  $\xi_m$  можно определить параметры  $r$ ,  $l$  и  $f$ .

Если закон подъема толкателя задан, то на участке движения толкателя кулачок можно профилировать по функции положения  $s = s(\varphi)$ , а если закон подъема толкателя не задан, то можно профилировать дугой архимедовой спирали  $E_0E$  с переходной дугой окружности  $EE_n$  (рис. 4) или двумя дугами окружностей (рис. 5) [1].

Угол установки кулачка на коромысле определяется, исходя из конструктивных соображений.

Московский НИИ машиноведения

Поступило 7.11.1957

Ռ. Պ. ԶԱՎԱԵԱՆ

ՀՈՃՎՈՂ ԲՈՌԻՆՅՔՆԵՐՈՎ ՀԱՐԻ ԲՈՆՅՔԱՎՈՐ ՄԵԽԱՆԻԶՄՆԵՐԻ ՆԱԽԱԳԻՄԱՆ ՇՈՒՐՋՐ

Ա. Վ. Փ. Ո. Փ. Ո. Վ.

Հողի ածումը քննարկվում է հարթ բուկայի մեխանիզմների նախագծման խնդիրը. երբ բուկայը շարժման մեջ է, դրվում լծակային քառոցակի միջոցով.

խի տարվող ողակը շարժում է օրարձրացում-իջնում և օրարձրացում-իջնում-կանգառում ախլի օրենքով:

Ստացված են տարվող ողակի ու բռունցքի ճանապարհի, տրադուկյան և արագացման դորձակիցների կապն արտաշայտող բանաձևեր: Ելնելով լծակալին մեխանիզմի փոխանցման անկյան և ծայրային դիրքում բռունցքի արագացման սահմանափակման պայմաններից, գուրս են բերված բանաձևեր լծակային մեխանիզմի պարամետրերի որոշման համար:

#### Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Левицкий И. И. Кулачковые механизмы, Изд. Машиностроение, М., 1964.
2. Солдаткин Л. И. К синтезу кулачковых механизмов с неравномерно движущимися кулачками. Теория машин и механизмов, вып. 107—108, 1965.
3. Шебанов В. Т. Проектирование кривошипно-шатунных и кривошипно-коромысловых механизмов по коэффициенту изменения скорости хода. Известия ВУЗ-ов Машиностроение, № 7—8, 1958.

К. А. МНДЖОЯН

К ВОПРОСУ РАБОТОСПОСОБНОСТИ АБРАЗИВНОГО  
 ЗЕРНА

В статье сделана попытка оценить работоспособность абразивного зерна вне инструмента. Работу зерна в процессе абразивной обработки можно представить следующим образом. Абразивное зерно 1, закрепленное в инструменте 2, под действием усилия подачи внедряется в обрабатываемый материал 3 на глубину  $h$  и при наличии усилия резания производит обработку (рис. 1а). В процессе обработки абразивное зерно претерпевает определенный износ, обусловленный механическими, температурными, молекулярными (адгезия) и диффузионными явлениями. В зависимости от условий обработки одно из явлений получает превалирующее значение и определяет общий характер износа. Сам износ зерна проявляется на режущей части в ви-

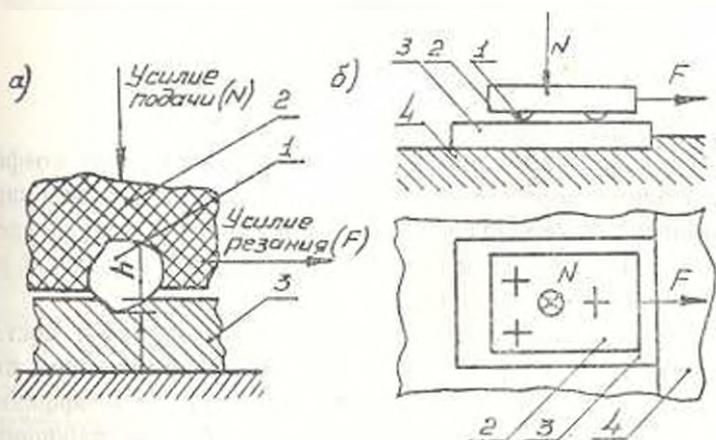


Рис. 1. Схема работы абразивного зерна (а) и схема установки для определения коэффициента  $h$  (б).

де площадки или зазубрин. Площадка образуется вследствие отделения мельчайших частичек, а зазубрины являются результатом мелких сколов, которые происходят по плоскостям спайности под действием больших напряжений, возникших в зерне от динамических нагрузок и высокой температуры в месте контакта зерна с обрабатываемым материалом. Любой износ абразивного зерна приводит к изменению его режущих свойств, что в свою очередь отражается на показателях процесса обработки.

Под работоспособностью абразивного зерна следует подразумевать сохранность режущих свойств зерна, обеспечивающая стабильность показателей процесса абразивной обработки во времени с точки зрения производительности и энергоемкости процесса, а также чистоты обработанной поверхности и структурных изменений в поверхностном слое.

В качестве величины, характеризующей работоспособность абразивного зерна, был принят коэффициент  $\theta$ , представляющий собой отношение удельных величин, действующих на зерно нормальной нагрузки  $N$  (усилие подачи) и тангенциальной силы  $F$  (усилия резания)

$$\theta = \frac{N_{\text{уд}}}{F_{\text{уд}}} = \frac{N/h \cdot f_0}{F/l \cdot f_c}, \quad (1)$$

где  $f_0$  и  $f_c$  — соответственно площади горизонтальной и вертикальной проекций лунки, образованной зерном в металле под действием нормальной нагрузки  $N$ ;  $l$  — количество зерен, одновременно участвующих в процессе [1].

Для шарообразных зерен формула (1) примет вид

$$\theta = \frac{4}{3\pi} \cdot \frac{N}{F} \cdot \frac{h}{(Dh - h^2)^{0,5}}, \quad (2)$$

где  $h$  — глубина внедрения зерна в металл;  $D$  — диаметр зерна.

Принимая во внимание, что величина  $h$  очень мала по сравнению с  $D$ , выражение (2) можно представить в виде

$$\theta \cong \frac{4}{3\pi} \cdot \frac{N}{F} \cdot \left(\frac{h}{D}\right)^{0,5}. \quad (3)$$

Исследование сводилось к определению величины коэффициента  $\theta$  для абразивных зерен в различных стадиях их износа и оценке работоспособности материала зерна по зависимости  $\theta = \varphi(T)$ , где  $T$  — время работы зерна. При этом износ зерна осуществляется в условиях, имитирующих обычное шлифование.

Для определения работоспособности зерна следует поставить такие эксперименты, которые с наибольшим приближением повторяют процесс абразивной обработки. Поэтому величина коэффициента определялась на специальной установке (рис. 16) при царапании эталона 3 из стали 0 тремя шарообразными зёрнами 1, закрепленными в сферических гнездах плитки 2. При этом нормальная нагрузка  $N$ , действующая в центре тяжести равностороннего треугольника, по вершинам которого расположены зерна, создавалась грузом. Глубина внедрения зерен  $h$  в эталон определялась микронным индикатором, а сила  $F$  — с помощью кольцевого динамометра и осциллографа  $H-700$ . Для исключения влияния скорости относительного движения сила  $F$  фиксировалась в момент трогания с места, что позволило получить более стабильные данные. Время неподвижного контакта было принято  $t = 1,0$  мин.

Экспериментальные исследования показали, что коэффициент  $\theta$  при прочих равных условиях зависит от величин  $N$ ,  $h$ ,  $F$ ,  $D$ . Некоторые результаты этих исследований представлены на рис. 2—4.

Анализ полученных результатов позволяет делать следующие выводы:

1. Между нормальной нагрузкой  $N$  и глубиной внедрения  $h$  существует линейная зависимость (рис. 2). Эта закономерность для пластических тел подтверждается данными других исследователей [2].

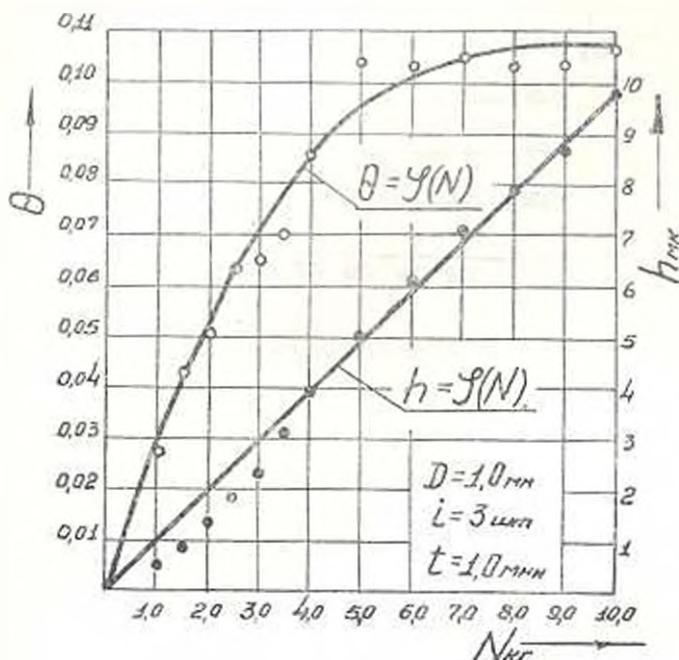


Рис. 2. Зависимости коэффициента  $\theta$  и глубины внедрения  $h$  от нормальной нагрузки  $N$ .

2. При увеличении нормальной нагрузки  $N$  до  $5 \text{ кг}$  коэффициент  $\theta$ , представляющий собой отношение  $N_{y1}$  к  $F_{y1}$ , возрастает пропорционально, а затем стабилизируется (рис. 2). Это можно объяснить влиянием масштабного фактора. Дело в том, что с уменьшением масштабов деформаций сопротивляемость материалов разрушению увеличивается [3]. Поэтому при незначительных глубинах внедрения абразивных зерен в эталон  $N_{y1}$  и  $F_{y1}$ , соответственно характеризующие предел текучести при сжатии и предел прочности на срез материала, имеют повышенные значения.

3. Экспериментальные данные показывают, что с увеличением диаметра абразивного зерна  $D$  при постоянной нормальной нагрузке глубина внедрения  $h$  и  $N_{y1}$  уменьшается, а  $t_{y1}$  имеет тенденцию к возрастанию. Поэтому с увеличением  $D$  коэффициент  $\theta$  уменьшается (рис. 3). Экспериментальные данные, необходимые для построения графической зависимости  $\theta = f(l)$ , были получены при постоянных параметрах (рис. 4). При этом износ абразивных зерен  $l$ , закреплен-

ных в плитке 2, осуществлялся на токарном станке при шлифовании закаленной болванки 3 со скоростью 9 м/сек и продольной подачей 0,1 мм/об. Плитка с тремя зернами, закрепленная в обойме 4, шарнирно была соединена с резцедержателем 5 посредством рычага 6 и

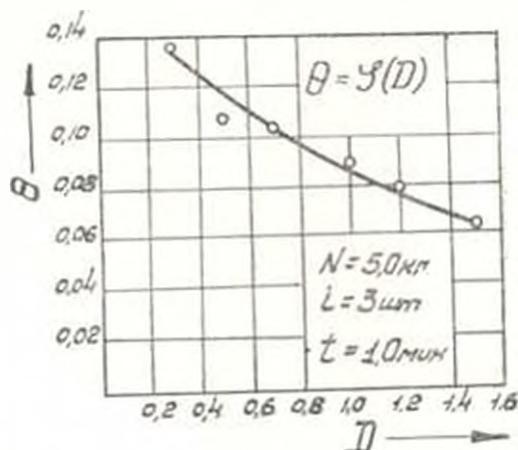


Рис. 3. Зависимость коэффициента  $\theta$  от диаметра абразивного зерна  $D$ .

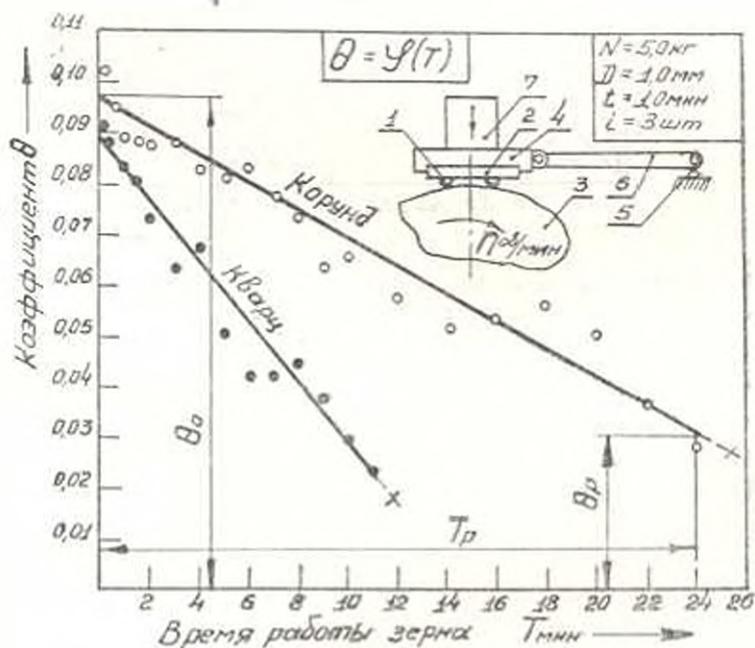


Рис. 4. Зависимости  $\theta = \varphi(T)$  для кварцевых и корундовых зерен.

прижималась к болванке грузом 7, обеспечивающим нагрузку на зерно в 0,67 кг. Необходимо отметить, что при определении коэффициента  $\theta$  для изношенных зерен изменение их формы в процессе шлифования болванки ввиду их незначительности не принималось во внимание. Разрушение, отмеченное на рис. 4 крестиками, фиксиро-

валось при обнаружении трещины в одном из трех зерен, закрепленных в плитке. Полученные экспериментальным путем зависимости  $\theta = \varphi(T)$  для кварца и корунда приведены на рис. 4. Анализ этих зависимостей позволяет отметить явное уменьшение коэффициента  $\theta$  при увеличении времени работы (износа) зерна. При этом интенсивность уменьшения  $\theta$  и время работы зерна до разрушения (образования трещины)  $T_p$  различны для кварца и корунда. Что же касается начальных и конечных величин  $\theta$  ( $\theta_0$  при  $T=0$  и  $\theta_p$  при  $T=T_p$ ), то они для кварца и корунда мало отличаются друг от друга. В свете изложенного для определения работоспособности абразивного зерна предлагается формула

$$R = \frac{T_p}{\theta_0 - \theta_p} \quad (4)$$

В частности  $R = 175$  — для кварца,  
 $R = 375$  — для корунда.

Наличие подобных данных для других абразивных зерен даст возможность составить сравнительную таблицу работоспособности абразивных материалов, что позволит уточнить область их рационального применения.

Вакханазский филиал ЭНИМС

Поступило 11.V.1965

Կ. Ա. ՄԱՋԱՅԱՆ

## ԱՔՐԱՊԻԿԱՅԻՆ ՀԱՏԻԿԻ ԱՇԽԱՏՈՒՆԱԿՈՒԹՅԱՆ ՀԱՐՑԻ ՄԱՍԻՆ

Ա. մ փ ո փ ու մ

Հղկասկալառակի որակը գլխալի շափով կախված է սրբադիվաչին հատիկի աշխատունակությունից: Տվյալ դեպքում աշխատունակություն է կալվում հատիկի այն հատկությունների պահպանումը, որոնք հղկման պրոցեսում ապահովում են մշակման արտադրողականության, էներգատարության, մակերևույթի մաքրության և սահմանային շերտի ստրուկտուրայի անփոփոխությունը: Հատիկի աշխատունակության չափանիշ է ընդունված հատիկի վրա ազդող նորմալ և շոշափող ուժերի տեսակարար մեծությունների հարաբերությունը, որի նվազումը հղկման պրոցեսում ընդլայնում է հատիկի աշխատունակությունը:

Հողվածում պարզարանված են հատիկի աշխատունակության որոշման մեթոդիկայի հարցերը և բերված են փորձնական տվյալներ կլարցի ու կորունդի վերաբերյալ:

## Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Миджоян К. А. К методике изучения абразивного износа. Известия АН АрмССР (серия ТН), т. XIV, № 4, 1961.
2. Бюден Ф. П., Тейбор Д. Трение и смазка. М., 1960.
3. Шрейнер Л. А. Физические основы механики горных пород. М., 1950.

ИНЖЕНЕРНАЯ СЕНСМОЛОГИЯ

А. Г. БАГЛОЕВ

ОПРЕДЕЛЕНИЕ РЕШЕНИЯ НА ФРОНТЕ ВБЛИЗИ  
 ТОЧКИ ПОВОРОТА

Рассматривается задача о поведении решения вблизи фронта ударной волны малой интенсивности около каустики. В качестве примера можно указать задачу о движении давления по границе жидкой полуплоскости. Когда скорость фронта по поверхности  $R'(t)$  становится равной скорости звука в невозмущенной жидкости  $a_0$ , фронт перпендикулярен поверхности и точка пересечения фронта с поверхностью находится на каустике. Если теперь обратить движение и рассмотреть движение фронта вдоль луча в верхнюю полуплоскость, получится задача о прохождении фронта через каустик. Используем тот факт, что образование огибающей лучей, на которой интенсивность бесконечна, связано с линеаризацией задачи. Поэтому необходим учет нелинейных эффектов. Обозначим через  $p_1$  — малую величину, связанную с приложенным давлением.

Уравнение потенциала  $\varphi(x, y, t)$  возмущенного движения запишется с точностью до малых второго порядка

$$a^2 \left( \frac{\partial^2 \varphi}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \varphi}{\partial y^2} \right) - 2 \frac{\partial \tau}{\partial x} \frac{\partial^2 \varphi}{\partial x \partial t} - 2 \frac{\partial \tau}{\partial y} \frac{\partial^2 \varphi}{\partial y \partial t} - \frac{\partial^2 \varphi}{\partial t^2} = 0, \quad (1)$$

где скорость звука в первом порядке находится с помощью уравнения состояния

$$P = B \left( \frac{p}{p_0} \right)^n - B \quad (2)$$

в виде

$$a = a_0 \left( 1 + \frac{n-1}{2} \frac{P}{Bn} \right). \quad (3)$$

Здесь  $P$  — давление,  $\rho$  — плотность,  $B$ ,  $n$  — постоянные.

Введем вместо декартовых координат  $x, y$  координаты  $\tau, \theta$ :

$$\begin{aligned} x - x_0(\theta) &= a_0(t - t_0 - \tau) \cos \theta; \\ y - y_0(\theta) &= a_0(t - t_0 - \tau) \sin \theta. \end{aligned} \quad (4)$$

где угол  $\theta$  задает положение луча,  $\tau = 0$  есть уравнение фронта линейной задачи в момент  $t$ ,  $x = x_0(\theta)$ ,  $y = y_0(\theta)$  — уравнения каустики фронта,  $t_0(\theta)$  — момент прихода фронта вдоль луча на каустик, причем

$$x_0(t) = a_0 t_0(t) \cos \theta, \quad y_0(t) = a_0 t_0(t) \sin \theta. \quad (5)$$

В координатах (4) уравнение (1) переписывается в виде

$$\frac{\partial \varphi}{\partial t} + \frac{\partial^2 \varphi}{\partial z^2} \frac{n+1}{2} + \frac{\partial^2 \varphi}{\partial z \partial t} + \frac{1}{2} \frac{\partial \varphi}{\partial z} \frac{1}{t_1} - \frac{a_0^2}{2t_1^2} \frac{\partial^2 \varphi}{\partial \theta^2} - \frac{1}{2} \frac{\partial \varphi}{\partial \theta} \left( \frac{\partial^2 \theta}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial y^2} \right) = 0, \quad (6)$$

$$t_1 = t - t_0(t).$$

Введем систему координат, движущуюся с фронтом по каустике, причем направим ось  $Ox'$  по касательной с указанной кривой. Тогда

$$x' = -(x - x_0) \cos \theta_1 - (y - y_0) \sin \theta_1, \quad y' = (x - x_0) \sin \theta_1 - (y - y_0) \cos \theta_1, \quad (7)$$

причем  $\theta = \theta_1$  характеризует начало  $O'$  новой системы координат, при этом  $t_0(\theta_1) = t$ .

Если подставить (4) в (7) и оставить малые до четвертого порядка по  $\theta' = \theta - \theta_1$ , получим вблизи точки подхода фронта к каустике

$$\begin{aligned} x' &= -\frac{1}{3} t_0' \theta'^3 + \tau; \\ y' &= -\frac{3}{2} t_0'' \theta'^2 \end{aligned} \quad (8)$$

и уравнение фронта при  $\tau = 0$

$$x' = -\frac{1}{3} \frac{(1 + 2y')^2}{1 - t_0''^2} t_0''.$$

В случае задачи о приложенном давлении легко видеть, что при  $R'(t) = \text{const}$  каустика отсутствует, поскольку  $t_0' = \infty$ .

Для давления вдоль фронта по лучевой теории [1]:

$$P = \frac{C(\theta_1)}{V t_1}$$

или, поскольку  $t_1 = -t_0'$ , вблизи точки  $t_0 = t$  имеем

$$P = \frac{C(\theta_1)}{V - t_0' \theta'}. \quad (9)$$

где  $C$  — постоянная вдоль луча, имеющая первый порядок по  $P_1$ .

Из сравнения линейного и нелинейного наклонов фронта получают оценки для порядков

$$\tau = P_1^{\frac{6}{5}}, \quad \theta' = P_1^{\frac{2}{5}}, \quad y' = P_1^{\frac{4}{5}}, \quad x' = P_1^{\frac{6}{5}}, \quad P = P_1^{\frac{4}{5}}, \quad \varphi = P_1^2.$$

Кроме того, легко найти

$$\frac{\partial \theta}{\partial x} = \frac{\sin \theta_1}{t_0' \theta'}, \quad \frac{\partial \theta}{\partial y} = -\frac{\cos \theta_1}{t_0' \theta'}.$$

$$\frac{\partial^2 \varphi}{\partial x^2} = \frac{\sin^2 \theta_1}{t_0^2 b^2} \cdot \frac{\partial^2 \varphi}{\partial y^2} = - \frac{\cos^2 \theta_1}{t_0^2 b^2}.$$

Тогда с помощью (6) и (8) можно найти в порядке  $\frac{2}{5}$

$$\frac{\partial^2 \varphi}{\partial x'^2} \left( \frac{n+1}{2} \frac{\partial \varphi}{\partial x'} - \frac{b^2}{2} \right) - \frac{\partial^2 \varphi}{\partial x' \partial y'} \cdot \frac{1}{2} \frac{\partial^2 y}{\partial y'^2} - \frac{\partial^2 \varphi}{\partial x' \partial t} = 0. \quad (10)$$

Для получения решения в конечном виде запишем уравнение (4) в переменных  $\tau, \theta, t$  в порядке  $\frac{2}{5}$

$$\frac{\partial^2 \varphi}{\partial \tau^2} \left\{ a^2 \left( \frac{\partial \tau}{\partial x} \right)^2 + a^2 \left( \frac{\partial \tau}{\partial y} \right)^2 - 2 \frac{\partial \tau}{\partial x} \frac{\partial \tau}{\partial x} \frac{\partial \tau}{\partial t} - 2 \frac{\partial \tau}{\partial y} \frac{\partial \tau}{\partial y} \frac{\partial \tau}{\partial t} - \left( \frac{\partial \tau}{\partial t} \right)^2 \right\} -$$

$$- 2 \frac{\partial^2 \varphi}{\partial \tau \partial t} \frac{\partial \tau}{\partial t} - \frac{\partial \tau}{\partial \tau} a^2 \left( \frac{\partial^2 \tau}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \tau}{\partial y^2} \right) + \dots = 0, \quad (11)$$

где не выписаны производные по  $\theta$ , причем  $\tau = \tau_0 + \tau'$ ,  $\theta = \theta_0 + \theta'$ ,  $\tau = \tau_0$ ,  $\theta = \theta_0$  даются (4).  $\tau = \text{const}$  есть уравнение нелинейных характеристик, получаемое приравнованием нулю скобки при  $\frac{\partial^2 \varphi}{\partial \tau^2}$ , которое

с учетом  $\frac{\partial \tau'}{\partial t} = -2a_0^2 \left( \frac{\partial \tau'}{\partial x} \frac{\partial \tau_0}{\partial x} - \frac{\partial \tau'}{\partial y} \frac{\partial \tau_0}{\partial y} \right)$  запишется

$$2 \frac{\partial \tau_0}{\partial x} \frac{\partial \tau'}{\partial x} + 2 \frac{\partial \tau_0}{\partial y} \frac{\partial \tau'}{\partial y} = - \frac{1}{a_0^2} \left( 2 \frac{\partial \tau_0}{\partial x} \frac{\partial \tau_0}{\partial x} + 2 \frac{\partial \tau_0}{\partial y} \frac{\partial \tau_0}{\partial y} \right) - \frac{n-1}{a_0^2} \frac{\rho}{Bn}$$

и учитывая, что  $\frac{\partial \tau_0}{\partial x} \frac{\partial \tau_0}{\partial x} + \frac{\partial \tau_0}{\partial y} \frac{\partial \tau_0}{\partial y} = \frac{\partial \tau_0}{\partial \tau}$ ,  $\rho = -\tau_0 \frac{\partial \varphi}{\partial \tau}$ ,  $\frac{\partial \tau_0}{\partial x} = -\frac{1}{a_0^2} \frac{dx}{dt}$ ,

$\frac{\partial \tau_0}{\partial y} = -\frac{1}{a_0^2} \frac{dy}{dt}$ , вдоль луча имеем

$$\frac{d\tau'}{dt} = \frac{n+1}{2} \frac{1}{a_0^2} \frac{\partial \tau_0}{\partial \tau}.$$

Подставляя сюда линейное решение (9), взятое вдоль характеристики (4), где  $\theta = \theta_0 + \theta'$ , получим, отбрасывая несущественную постоянную

$$\tau' = - (n-1) \frac{C}{2a_0^2} \sqrt{t - t_0(\theta_0) - \tau_0}, \quad \tau_0 = t_0 b^2, \quad (12)$$

$$\tau_0 = \frac{3}{2} \frac{n+1}{2} \frac{C}{2a_0^2} t_0^2 (t - t_0 - \tau_0)^{-\frac{1}{2}},$$

где  $a_0(t - t_0 - \tau_0)$  — радиус кривизны характеристики. Отсюда

$$\frac{\partial \tau'}{\partial x} = \frac{n+1}{2} \frac{C}{2a_0^2} \frac{t_0 \sin \theta_0}{(t - t_0 - \tau_0)^{\frac{3}{2}}}, \quad \frac{\partial \tau'}{\partial x^2} = \frac{3}{2} \frac{n+1}{2} \frac{C}{2a_0^2} \frac{t_0^2 \sin^2 \theta_0}{(t - t_0 - \tau_0)^{\frac{5}{2}}}$$

и для кривизны характеристики ( $\tau = \tau_0 + \tau'$ )

$$\frac{\partial^2 \varphi}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \varphi}{\partial y^2} = -\frac{1}{t-t_0} + \frac{3n+1}{2} \frac{C}{\rho_0 a_0^2} \frac{t_0'^2}{(t-t_0-t_0')^2}$$

Если искать по лучевому методу решение (11) в виде

$$\varphi = \varphi_1(t_0, t) \quad \text{при } \tau > 0;$$

$$\varphi = 0 \quad \text{при } \tau < 0,$$

приравнявая слагаемые с единичной функцией, получим интегрированием двух последних слагаемых в (4) с учетом  $P = -\rho_0 \frac{\partial \varphi}{\partial \tau}$ ;

$$P = \frac{C(t_0)}{\sqrt{t}}, \quad \text{где } t' = t - t_0(t_0) + \frac{n+1}{2} \frac{C}{Bn} \frac{3}{2} \frac{t_0'^2}{t^{\frac{3}{2}}}$$

То же выражение найдется из закона обратной пропорциональности решения кривою квадратному из радиуса кривизны для нелинейной характеристики (12). Решение на линии  $t = t_0$  будет конечным. Ударная волна не заходит в область, ограниченную линией, находящейся

на расстоянии порядка  $P_1 \frac{t}{C}$  впереди огибающей лучей. Отметим, что соотношение для давления можно получить из общих характеристических уравнений в предположении одномерности характеристик [2]. (Уравнение  $\tau = \text{const}$  есть уравнение одномерных вдоль лучей характеристик). В уравнении (11)  $\frac{\partial \varphi}{\partial \tau}$  есть производная по нормали к нелинейной характеристике. Из уравнения (11) для скачка  $\frac{\partial \varphi}{\partial \tau}$  получается обычное линейное решение

$$-\frac{C(t_0)}{\sqrt{t-t_0-t_0'}}$$

где  $a_0(t-t_0-t_0')$  — радиус кривизны нелинейной характеристики. Впереди ударной волны все параметры невозмущенные, поэтому, отбрасывая влияние ударной волны и отождествляя ее с характеристикой, получим, что приведенное выражение совпадает с  $\frac{\partial \varphi}{\partial \tau}$ . Всюду в окрестности огибающей лучей уравнение (11) совпадает с линейным, где вместо  $a_0 t$  стоит нелинейный радиус кривизны. Отметим еще, что решение (6) дает закон затухания двумерных ударных волн.

Ա. Գ. ԲԱԶԴՈՅՆ

## ԼՈՒԾՄԱՆ ՈՐՈՇՈՒՄԸ ԴԱՐՉՄԱՆ ԿԵՏԻՆ ՄՈՏ ՀԱԿԱՏՈՒՄ

Ա մ փ ո փ ո ՝ մ

Դիտվում է հարվածային ձախարհի որոշման խնդիրը ճառագայթների հոսման գծի մոտ: Գծային լուծումը, որն անվերջություն է այդ գծի վրա, ճշտվում է քննթաղրի փոփոխման մեթոդով: Ստացվում են ոչ դժուարին հավասարումներ հատման գծի շրջակայքում:

## Л И Т Е Р А Т У Р А

1. *Баздоян А. Г.* Пространственные нестационарные движения. Ереван, 1961.
2. *Губкин К. Е.* ИММ, т. XXII, в. 4, 1958.

Л. С. ОГАНЕСЯН

## ИНТЕНСИФИКАЦИЯ ПРОЦЕССА ТЕПЛООБМЕНА ПУТЕМ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ПРОДОЛЬНЫХ И ПОПЕРЕЧНЫХ ГРАДИЕНТОВ ДАВЛЕНИЯ

В развитии и совершенствовании теплообменных аппаратов значительный интерес представляет задача интенсификации теплообмена в межреберных каналах за счет создания такого поля давления, которое приводило бы к непрерывному обновлению теплоносителя в пристеночной области течения путем замещения ее свежей массой, протекающей из внешнего потока. Поиски такой формы поверхности привели к продольно-волнистому оребрению, образующему каналы с последовательно увеличивающимся и уменьшающимся сечением.

Действительно, согласно уравнению Бернулли в этих каналах должно происходить последовательное увеличение (в диффузорной части) и уменьшение (в конфузорной части) давления газа. При этом давление газа во внешнем потоке остается постоянным. Возникающий поперечный градиент давления должен приводить к непрерывной замене газа в межреберном пространстве внешним потоком.

Опыты автора, проведенные по изучению поля давления и скорости в каналах с продольно-волнистыми ребрами, доказали справедливость теоретических положений, приведенных в [1]. В дальнейших опытах изучались теплообмен и гидродинамическое сопротивление для труб с продольно-волнистыми ребрами.

Эксперименты были проведены на замкнутой аэродинамической трубе, схема которой показана на рис. 1. В зависимости от режима работы давление в аэродинамической трубе изменялось от 1 до 5 бар. Давление в системе создавалось сжатым газом, находящимся в баллоне. Циркуляция газа осуществлялась центробежным вентилятором типа ЭВР-3 с модифицированным кожухом.

Аэродинамическая труба в пределах измерительного участка имела хорошо выравненные скоростные поля газового потока. Перед экспериментальным участком для стабилизации потока был предусмотрен прямой участок трубы с соотношением  $l/D \approx 30$ , а за экспериментальным участком  $l/D \approx 15$ . При проведении опытов с экспериментальными участками различного диаметра плавный вход в них обеспечивался с помощью конических вставок на входе и выходе газа. Исходя из удобства экспериментирования, тепловой поток создавался

внутренним электрическим нагревателем и был направлен от поверхности труб к газу. Во избежание тепловых потерь, которые могли бы исказить результаты эксперимента, соответствующий участок тщательно изолировался. Для поддержания постоянного режима установки была снабжена двумя холодильниками непосредственно после экспериментального участка и на нагнетающей линии. В холодильниках:

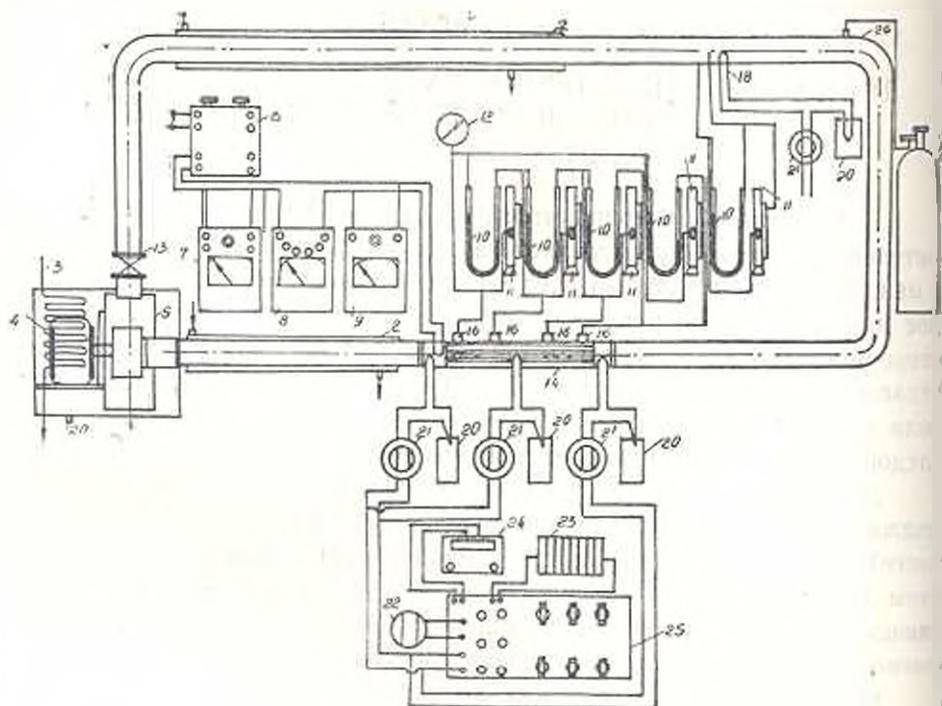


Рис. 1. Принципиальная схема экспериментальной установки: 1—аэродинамическая труба, 2—холодильник, 3—охлаждение двигателя, 4—электродвигатель, 5—вентилятор, 6—трансформатор, 7—ваттметр, 8—амперметр, 9—вольтметр, 10—дифманометр, 11—микроманометр, 12—манометр, 13—задвижка, 14—экспериментальный участок, 15—пневмометрическая трубка, 16—отборник статического давления, 17—баллон, 18—пятижильные термопары, 19—термопары на поверхности, 20—сосуд Дюара, 21—переключатель, 22—нормальный элемент, 23—аккумулятор, 24—гальванометр, 25—потенциометр, 26—штуцер.

по внутренней трубе происходило движение нагретого газа, а по наружной трубе — противотоком охлаждающей воды с последующим выбросом в дренаж.

Экспериментальные трубки изготовлялись из стандартных стальных труб (сталь марки ст-3) разных диаметров длиной в 500 мм. Ребра на всех трубках имели одинаковые геометрические характеристики (длина волны 20 мм, амплитуда 3 мм). Они штамповались из стального листа толщиной 1 мм, затем вставлялись в предварительно профрезированные на поверхности трубы пазы и припаивались.

Измерение температур поверхности теплообмена и газа производилось посредством медно-константановых термопар  $\varnothing 0.2$  мм. Для

измерения температуры на поверхности экспериментальной трубки у основания ребер было заложено 8 термопар: 5 по длине, а 3 по периметру в центральном сечении. Температура на входе и выходе в экспериментальный участок измерялась термобатареями. Электродвижущая сила термопар измерялась потенциометром постоянного тока (ППТФ-1) с гальванометром М-195/2 по обычной потенциометрической схеме. Расход газа определялся с помощью предварительно тарированной пневматической трубки. Перепады давления измерялись микроанометром типа „Аскания“ (при атмосферном давлении) или дафманометром ДТ-5 при работе установки под избыточным давлением. Измерение теплового потока осуществлялось ваттметром и дублировалось амперметром и вольтметром.

На основании анализа дифференциальных уравнений и граничных условий процесса теплообмена ребреных поверхностей нагрета экспериментальные данные обрабатывались в виде зависимости:

$$St = f(R_e, P_1, \lambda_r/\lambda_g, P_2, R_2, \dots), \quad (1)$$

где  $St = \alpha/c_p w$  — число Стантона;

$$R_e = \frac{w d_{эк}}{\nu} — \text{критерий Рейнольдса};$$

$P_1$  — критерий Прандтля;  $C_p$  — теплоемкость при постоянном давлении ( $кдж/кг \cdot град$ );  $\rho$  — плотность ( $кг/м^3$ );  $\nu$  — кинематическая вязкость ( $м^2/сек$ );  $\lambda_g$  — теплопроводность газа ( $вт/м \cdot град$ );  $w$  — скорость газа в минимальном сечении ( $м/сек$ );  $d_{эк}$  — эквивалентный диаметр ( $м$ ), равный отношению учетверенной площади свободного сечения канала к полному смоченному периметру.

$P_1, P_2$  — параметрические критерии, характеризующие геометрию поверхности,

$\lambda_r$  — теплопроводность металла ребра ( $вт/м \cdot град$ ).

Коэффициент теплоотдачи

$$\alpha = \frac{Q}{F(t_w - t_f)} \quad (вт/м^2 \cdot град), \quad (2)$$

где  $Q$  — тепловой поток ( $вт$ );  $F$  — полная наружная поверхность экспериментальной трубки ( $м^2$ );  $t_w$  — среднинегральная температура поверхности ( $град$ );  $t_f$  — средняя по длине температура газа ( $град$ ). Коэффициент гидродинамического сопротивления

$$\zeta = \frac{\Delta p}{\rho w^2/2}, \quad (3)$$

где  $\Delta p$  — перепад давления ( $н/м^2$ );  $l$  — длина трубки ( $м$ ).

Физические константы газа выбирались по его средней температуре. Предварительные опыты показали, что тепловая стабилизация наступает на длине, равной (5 : 10)  $d_{эк}$ . Данные по теплообмену и гидродинамическому сопротивлению приведены для участка трубки с стабилизировавшимся в тепловом отношении течением.

В опытах изучалось влияние диаметра канала  $D$ , диаметра несущей трубы  $d$ , числа ребер  $n$ , высоты ребра  $h$  и физических свойств газа на интенсивность теплообмена и гидродинамическое сопротивление. Опыты проводились в интервале  $Re = 10^4 - 10^5$ . В качестве при-

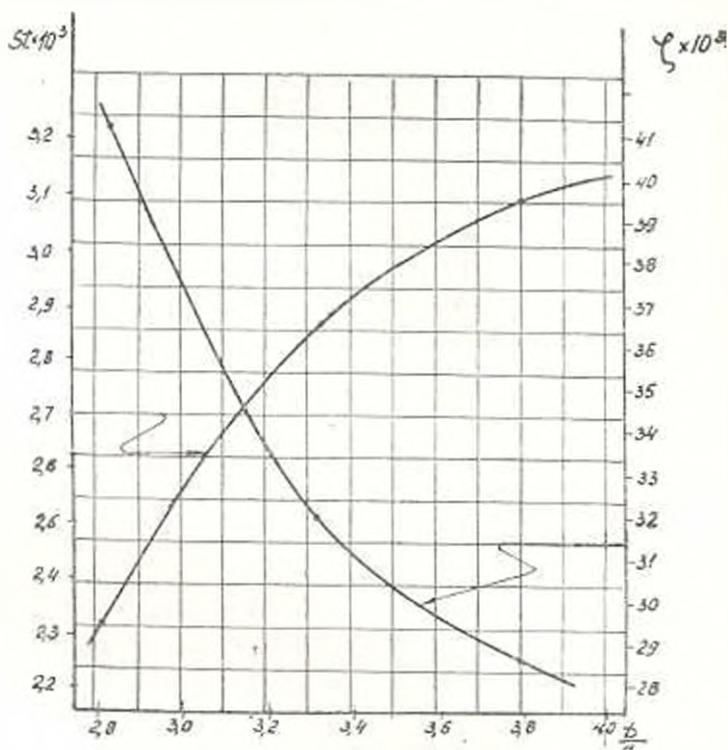


Рис. 2. Зависимость интенсивности теплообмена и гидродинамического сопротивления от диаметра канала при  $Re = 4 \cdot 10^4$  ( $d = 28$  мм;  $n = 20$ ;  $h = 10$  мм).

мера на рис. 2, 3, 4 приведены зависимости  $St$  и  $\zeta$  от геометрических характеристик при  $Re = 1 \cdot 10^4$ . Из рассмотрения этих рисунков можно прийти к следующим выводам.

Увеличение диаметра канала (рис. 2) (от 86 до 107 мм) приводит к увеличению интенсивности теплообмена  $St$  и уменьшению гидродинамического сопротивления  $\zeta$ . Влияние этого фактора постепенно ослабевает и при  $D/d = 4$  становится практически несущественным. С ростом  $D$  увеличивается область внешнего потока, вовлекаемая в обмен с пристеночной областью течения. При этом интенсивность теплообмена возрастает. Начиная с некоторого значения, увеличение  $D$  перестает сказываться на интенсивности теплообмена, так как при этом в обмен вовлекается не весь внешний поток, а только некоторая его часть. Уменьшение гидродинамического сопротивления с ростом  $D$  объясняется увеличением проходного сечения. При больших величинах  $D$  этот эффект становится несущественным.

Увеличение диаметра несущей трубы (рис. 3) от 28 до 41 мм первоначально приводит к некоторому росту интенсивности теплообмена, который, по-видимому, связан с вовлечением в обмен большей части внешнего потока и изменением формы межреберного канала. Последующее увеличение  $d$  от 41 до 48 мм уже не приводит к заметному росту интенсивности теплообмена. Можно предполагать, что дальнейшее увеличение  $d$  приведет к падению интенсивности тепло-

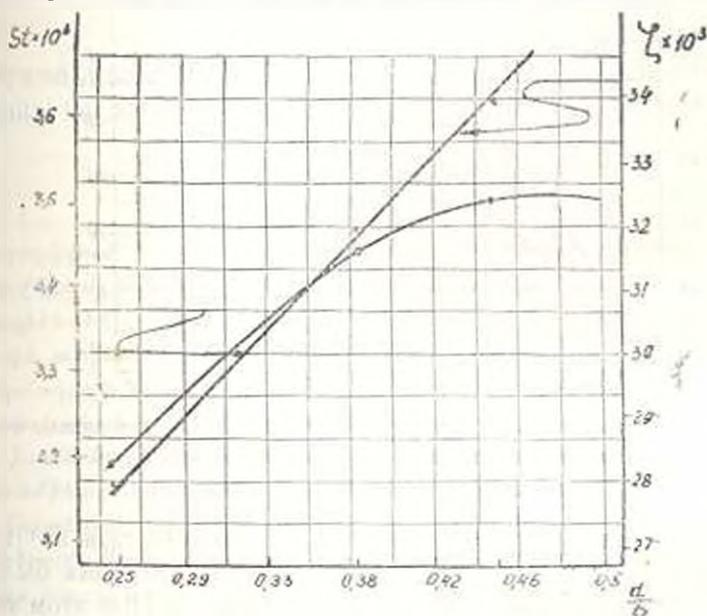


Рис. 3. Зависимость интенсивности теплообмена и гидродинамического сопротивления от диаметра несущей трубы при  $Re = 4 \cdot 10^4$  ( $n = 20$  мм,  $h = 10$  мм;  $D = 107$  мм).

обмена из-за уменьшения области внешнего потока. Следует заметить, что увеличение  $d$  связано с существенным ростом гидродинамического сопротивления.

Увеличение числа ребер (рис. 4)  $n$  от 16 до 24 приводит к увеличению интенсивности теплообмена и гидродинамического сопротивления. При этом рост интенсивности теплообмена несколько опережает рост гидродинамического сопротивления. Последующее увеличение  $n$  до 28 приводит к уменьшению  $St$  и дальнейшему росту  $\zeta$ . Падение интенсивности теплообмена обусловлено уменьшением скорости газа в межреберных каналах. Следует помнить, что увеличение числа ребер связано со значительным развитием поверхности теплообмена и увеличением теплового потока.

Увеличение высоты ребра  $h$  от 10 до 26 мм приводит к уменьшению интенсивности теплообмена и увеличению гидродинамического сопротивления. Падение интенсивности теплообмена обусловлено уменьшением области внешнего потока при одновременном снижении коэффициента полезного действия ребра.

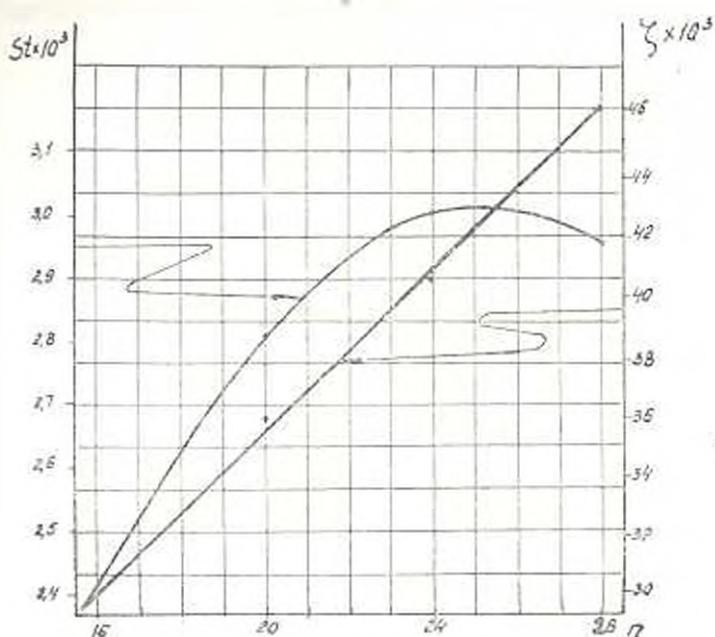


Рис. 4. Зависимость интенсивности теплообмена и гидродинамического сопротивления от числа ребер при  $R_c = 4 \cdot 10^4$   
( $h = 10$  мм;  $d = 48$  мм;  $D = 107$  мм).

Для выяснения влияния физических свойств газа на интенсивность теплообмена и гидродинамического сопротивления были проведены опыты с воздухом, гелием и углекислотой. При этом теплопроводность среды изменилась примерно в 10 раз.

На основании опытных данных показано, что процесс теплообмена удовлетворительно описывается уравнением вида

$$St \cdot P_r^{0.33} = 14 \cdot 10^{-3} n^{0.62} \left(\frac{h}{d}\right)^{-0.28} \left(\frac{D}{d}\right)^{0.22} \left(R_c \cdot \frac{\lambda_r}{\lambda_m}\right)^{0.32} \quad (4)$$

Здесь величина  $P_r^{0.33}$  принята по литературным данным.

Данные по гидродинамическому сопротивлению описываются уравнением

$$\zeta = 314 \cdot 10^{-1} n^{0.72} \left(\frac{d_1}{d}\right)^{0.22} \left(\frac{d}{D}\right)^{4.6} R_c^{-0.14} \quad (5)$$

$d_1$  — диаметр оребренной трубки по вершинам ребер.

Эти уравнения справедливы в интервале  $R_c = 10^4 - 10^5$  и дают точность  $\pm 15\%$ .

Степень эффективности трубы с продольно-волнистыми ребрами определялась путем сравнения ее с трубой с непрерывным спиральным оребрением по методике [2]. Сравнительный анализ показывает, что при одинаковом тепловом потоке к поверхности нагрева, затрачиваемая мощность на преодоление сопротивления теплоносителя для продольно-волнистого оребрения примерно в 1,5–2 раза меньше.

чем для непрерывного спирального оребрения. При других вариантах сравнения примерно равноценны [3].

Резюмируя изложенное, отмечаем, что трубы с продольно-волнистыми ребрами обладают определенными достоинствами и могут быть рекомендованы для теплообменных аппаратов.

Ереванский политехнический институт  
им. К. Маркса

Поступило 7.VI.1966.

Ն. Ս. ՀՈՎԱՆՆԻՍՅԱՆ

ՋԵՐՄԱՓՈՆԱՆԱԿՈՒԹՅԱՆ ՊՐՈՑԵՍԻ ԻՆՏԵՆՍԻՖԻԿԱՑԻՄԸ ԸՆՇՄԱՆ  
ԼԱՅՆԱԿԱՆ ԵՎ ԵՐԿԱՅՆԱԿԱՆ ԳՐԱԳԻՆՏՆԵՐԻ ՍԳՏԱԳՈՐԾՄԱՆ ՇՆՈՐԶԻՎ

Ա Վ Փ Ո Փ Ո Ւ Մ

Առաջարկվում է ջերմափոխանակման մակերևույթի ալիքաձև երկայնական կողավորում: Այդ դեպքում ստեղծվում են նշման երկայնական և լայնական պրագիկներ, որոնք բերում են անընդհատ մասսափոխանակության միջկողային տարածությունում և արտաքին կանալում հոսող միջավայրերի միջև: Ջերմակրիչի այդպիսի խտանման շնորհիվ զգալիորեն ինտենսիֆիկանում է ջերմափոխանակությունը: Էքսպերիմենտալ եզանակով ուսումնասիրված է ջերմափոխանակությունը այդ ձևով կողավորված խողովակներից և նրանց հիդրոդինամիկական դիմադրությունը:  $St$ -ի և  $Z$ -ի հաշվման համար ստացված են կրիտերիալ հավասարումներ, որոնք իրավացի են  $Re = 1 \cdot 10^3 \div 10^5$  սահմաններում: Ստացվող արդյունքների և այլ ձևով կողավորված խողովակների համար ստացված արժեքների համադրումը ցույց է տալիս, որ ալիքաձև երկայնական կողավորումը զգալիորեն արդյունավետ է և այդ ձևով կողավորված խողովակները կարող են լայն կիրառում գտնել ջերմափոխանակման ապարատներում:

#### Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Оганесян Л. С., Гутарев В. В., Карников В. А. Исследование полей скорости течения в продольно-волнистых каналах. Тезисы докладов на XXV научно-технической конференции МНХМ-а, 1964.
2. Гухмак А. А. Методика сравнения конвективных поверхностей нагрева. Журн. технической физики, 1938.
3. Оганесян Л. С., Гутарев В. В., Карников В. А. Сравнение некоторых оребренных поверхностей нагрева. Тезисы докладов на XXVI научно-технической конференции МНХМ, 1965.

Մ. Գ. ԱՐՄԵՆՅԱՆ

## О ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИХ РАСЧЕТАХ ОСУЩЕСТВЛЯЕМЫХ СИСТЕМ С УЧЕТОМ ФАКТОРА ВРЕМЕНИ

При технико-экономических расчетах учет фактора времени важен для мелноративных объектов, строительство и освоение которых длится ряд лет. Пусть для осуществления мелноративных мероприятий на площади  $\omega$  необходимая сумма капитальных вложений составляет  $K$  рублей. Предполагая, что мелноративные земли используются только после завершения строительства и освоения земель, величину суммарных затрат можно выразить формулой

$$Z_t = K + u(t - \tau), \quad (1)$$

где  $u$  — суммарные ежегодные издержки в рублях;

$t$  — время в годах с начала строительства;

$\tau$  — срок от начала строительства до года полного освоения.

Доходность мелнированных земель можно выразить формулой

$$D_t = \text{СВП} (t - \tau), \quad (2)$$

где СВП — ежегодная стоимость валовой продукции в рублях. Тогда чистый доход —

$$D_n = D_t - Z_t.$$

Доходность мероприятия определяется условием

$$D_t - Z_t > 0,$$

а величина недобора чистого дохода условием

$$D_t < Z_t.$$

Сопоставляемые проектируемые варианты мелноративных мероприятий обычно имеют разные капиталовложения по объему и срокам вложения, а также ежегодные эксплуатационные издержки. Размер капиталовложений зависит от степени механизации и автоматизации производственных процессов, стоимости строительных материалов, способа организации работ, срока строительства и т. д. С течением времени указанные факторы изменяются в зависимости от срока строительства, повышения производительности труда, снижения стоимости ошествленного труда и суммы капиталовложения в процессе строительства. Поэтому, если капитальные затраты производятся в разные сроки, то сравнение производится по сумме приве-

ленных вложений издержек производства. В настоящее время для приведения затрат более поздних лет к текущему моменту используется коэффициент приведения, рассчитываемый по формуле сложных процентов [1]. Необходимость применения такого коэффициента обосновывается неравноценностью с точки зрения данного момента равных затрат, сделанных в разное время. Это и дает основание для применения в указанных расчетах коэффициента приведения, позволяющего привести вложения разных времен к одному времени.

Согласно [2] коэффициент приведения определяется из равенства:

$$z = \frac{1}{(1+\zeta)^t}, \quad (3)$$

где  $\zeta = \frac{1}{T}$  представляет собой величину, обратную сроку окупаемости  $T$ , принимаемому в качестве расчетного, нормативного при анализе экономической эффективности.

Величина затрат и доходность с учетом сложных процентов будут иметь следующий вид:

$$Z_t = [k + u(t - \tau)] \frac{1}{(1+\zeta)^t}; \quad (4)$$

$$D_t = [\text{СВП}(t - \tau)] \frac{1}{(1+\zeta)^t}. \quad (5)$$

Тогда чистый доход

$$D_{\text{ч}} = D_t - Z_t = [(\text{СВП} - u)(t - \tau) - k] \frac{1}{(1+\zeta)^t}. \quad (6)$$

Из уравнения (6) при  $t = \tau$ :

$$D_{\text{ч}} = - \frac{k}{(1+\zeta)^{\tau}}. \quad (7)$$

Эта величина остается отрицательной до года  $t = t_1$ . Это означает, что полученный доход полностью идет на погашение затрат. Из условия

$$D_{\text{ч}} - Z_t = 0$$

определяется  $t_1$

$$t_1 = \tau + \frac{k}{\text{СВП} - u}.$$

При сопоставлении различных вариантов осушения характеристикой может служить оптимальная величина того времени, в течении которого доходность данного предприятия достигает своего максимума. В рассматриваемой здесь задаче решение сводится к отысканию максимума функции (6) из условия

$$\frac{d(D_{\text{ч}})}{dt} = 0. \quad (8)$$

В силу (6) и (8) находим год, когда доход достигает своей максимальной величины

$$t_m = \tau + \frac{k}{\text{СВП} - \pi} + \frac{1}{\ln(1 + \zeta)} \quad (9)$$

Пример. На площади  $\omega = 14,3$  тыс. га при открытом горизонтальном дренаже с параметрами  $h = 2$  м,  $b = 400$  м суммарные капиталовложения с учетом орошения и освоения составляют  $K = 39,9$  млн. руб. Допустим, что доля виноградных насаждений составляет  $60\%$ , а плодородных садов —  $20\%$  площади, а на полеводство выделяется  $20\%$  площади и  $\text{СВП} = 32,95$  млн. руб. Тогда годовые суммарные средневзвешенные издержки равны  $\pi = 18,8$  млн. руб. Срок строительства по соответствующим нормативам [3] составляет  $\tau = 3$  года. Нормативный срок окупаемости  $T = 10$  лет и  $\zeta = 0,1$ .

Подставляя эти величины в формулу (9), получим год, когда чистый доход достигает своей максимальной величины

$$t_m = 3 + \frac{39,9}{32,95 - 18,38} + \frac{1}{\ln(1 + 0,1)} = 16 \text{ лет.}$$

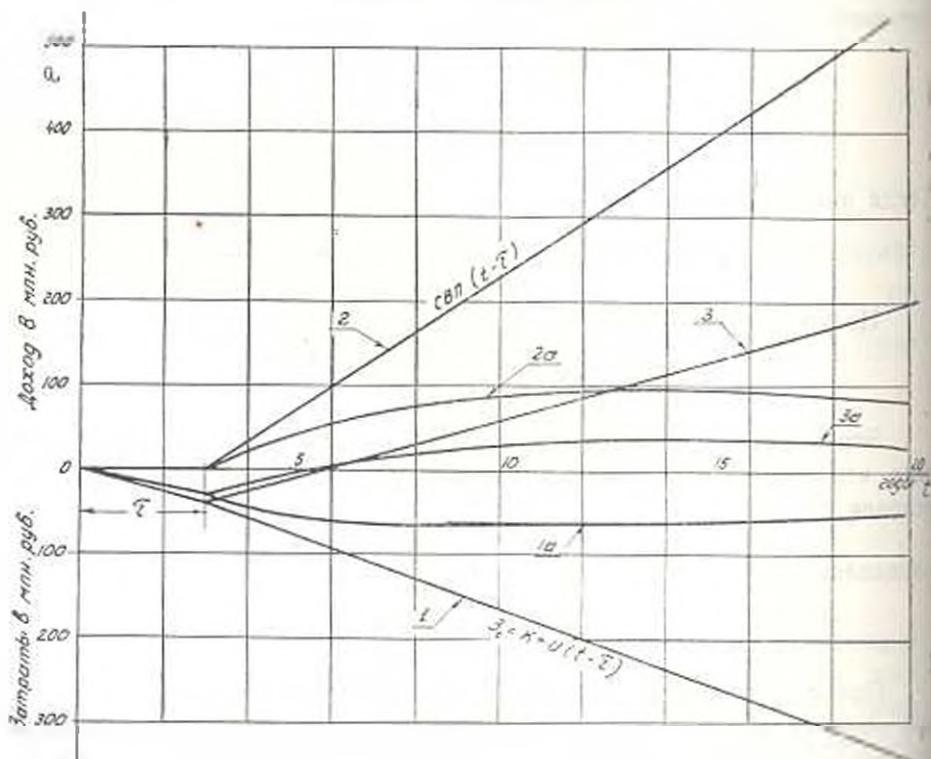


Рис. 1.

На рис. 1 приведена схема экономической характеристики конкретного объекта с учетом фактора времени. В этой схеме начало координат соответствует началу строительства. Прямая 1 вычислена по формуле (1), а прямая 2 по формуле (2). Как видно из рис. 1, в любой год  $t$  разность ординат прямых 2 и 1 составляет величину чистого дохода (прямая 3).

Для учета разновременности затрат по формуле (1) для  $T=10$  лет,  $\alpha=0,10$ , ординаты кривой зависимости общих затрат от времени (прямая 1) приводятся ко времени начала строительства ( $t=0$ ). При этом вместо прямой 1 получим кривую вида 1а, а вместо прямой 2—кривую вида 2а. Кривую чистого дохода с учетом фактора времени (кривая 3а) можно получить или вычитанием ординат кривых 1а и 2а, или умножением ординат прямой 3 на соответствующие множители.

Как видно из рис. 1, начало кривых 3 и 3а совпадает. Возрастающие кривой 3а происходит медленнее и, достигая некоторого максимума, начинает убывать, несмотря на продолжающееся возрастание кривой 3.

На рис. 2 даны зависимости чистого дохода от времени для нормативных сроков окупаемости 8 и 10 лет. Сопоставление кривых показывает, что изменение величины процента начисления почти не влияет на величину срока окупаемости. Этот вывод подтверждается и

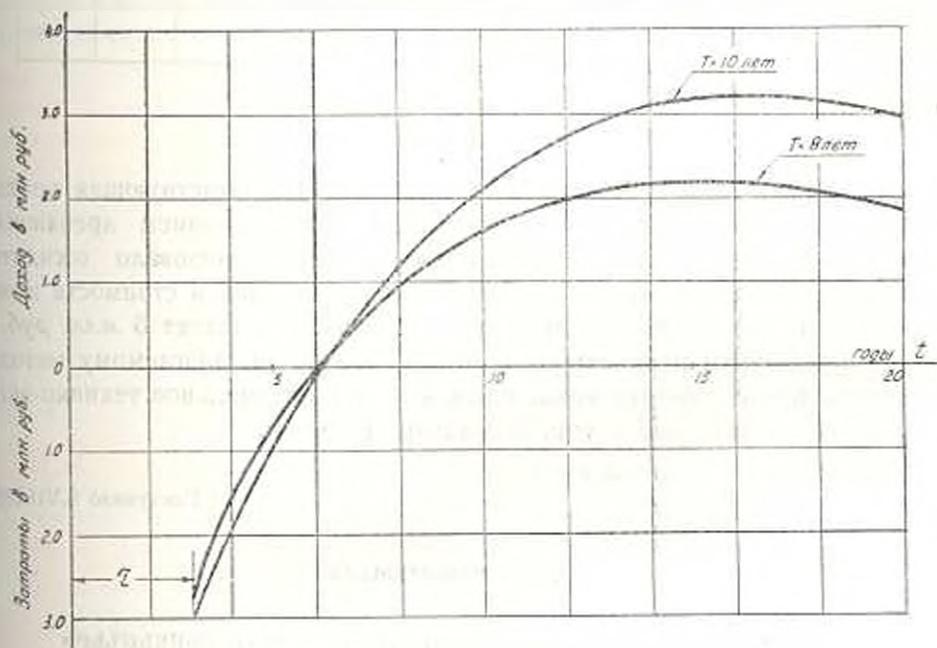


Рис. 2.

данными П. А. Деревьянко [5], но подсчетам которого при  $T=5$  и 20 лет разница в сроке окупаемости составляет один год. Как видно из рис. 2, учет разновременности затрат влияет на величину максимального чистого дохода и срока службы  $t_m=14$  лет при  $T=8$  лет и  $t_m=16$  лет при  $T=10$  лет.

На рис. 3 представлены интегральные кривые зависимости чистого дохода от времени при  $T=8$  лет, полученные в результате графического построения. При открытом горизонтальном способе осушения несмотря на сравнительно небольшие капитальные вложения кри-



ներս ենթադրմանը, տարեկան ծախսերը և ստացված եկամուտները (կ. 1, 2, 3): Վերահիշյալ բանաձևից և դրաֆիկից որոշվում է մարմնի եկամտի ժամկետը: Այսպիսով, բերված մեթոդով ուսումնասիրվող օբյեկտներից լավագույնի ընտրման դեպքում, նախաձեռն է հաշվի առնել բնաօտի գործոնի ազդեցությունը շրջանից կառուցվածքների տեխնիկա-տնտեսական պարամետրերի վրա:

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Савельев Е. Д. Основы водохозяйственных и энерго-экономических расчетов гидротехнических станций, Ереван, 1965.

2. Методика определения экономической эффективности капитальных вложений и новой техники в народном хозяйстве. АН СССР. М., 1960.

3. Средельные нормы и правила. Ч. III. М., 1962.

4. Шварц М. Г. О методике определения экономической эффективности капитальных вложений мелiorации. Экономическая эффективность капитальных вложений в сельское хозяйство. М., 1962.

5. Завьянко И. А. Учет разновременности затрат и вопросы их распределения при распределении экономической эффективности водохозяйственных объектов. Проблемы гидроэнергетики и регулирования речного стока. Вып. 11. М., 1963.

С. М. ИСААКЯН

## ВЫБОР ОПТИМАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ РЕАКЦИОННОЙ КАМЕРЫ С ГАЗОВЫМ ПОТОКОМ ПРИ ТЕЧЕНИИ ТОНКОЙ ПЛЕНКИ ЖИДКОСТИ ПО СТЕНКАМ

1. Газовые массы, имеющие температуру 2100–1800 С, с большой скоростью входят в вертикальную, цилиндрическую реакционную камеру, расширяясь в поперечном сечении ( $d_1, d = 0,2 - 0,8$ ) и через очень короткое время ( $\tau = 0,03 - 0,001$  сек) оставляют ее пределы. Для защиты от перегрева по стенкам реакционной камеры в направлении газового потока (сверху—вниз) течет тонкий слой жидкости с погонным расходом  $q$ . Давление в аппарате атмосферное. Для сохранения непрерывности пленки скорость жидкости не может превзойти определенные пределы. Имея ввиду контактное движение газового потока и жидкости при указанных выше скоростях газа, ожидается нарушение непрерывности жидкой пленки, срыв и унос частиц жидкости газовым потоком, что по условиям работы аппарата не допустимо.

Срыв и унос частиц жидкости будет зависеть как от толщины пленки (или погонного расхода жидкости), так и от скорости газового потока. При этом, с увеличением расхода жидкости уменьшается величина допустимой скорости газа [1]. Целесообразные для реакции скорости газового потока могут быть нецелесообразными с точки зрения сохранения водяной пленки, необходимой для защиты стен камеры от перегрева, если учесть теплопередачу от газовой струи и от пленки во внешнюю среду через стены камеры. Скорости же газовой струи, доходящие до поверхности водяной пленки зависят как от входных скоростей газа, так и от геометрических параметров камеры [2], поэтому необходимо исследование движения жидкой пленки по вертикальным стенкам камеры в зависимости от входных скоростей газового потока, геометрических параметров камеры, а так же погонного расхода жидкости. Такое исследование выполнено в нижеприведенной работе. Предполагается, что выбор оптимальных параметров аппарата не нарушается от variations температуры\*.

2. В вертикальный цилиндрический аппарат через входное отверстие поступает газовый поток, направленный вниз, расширяясь до сечения аппарата. Одновременно под действием силы тяжести вода тонким слоем течет по стенке. Вследствие разности скоростей во вни-

\* Опыты, произведенные в лаборатории ИТП АрмянНИИХИМПРЕКТ, полностью подтвердили полученные здесь результаты.

как силы трения как между стенкой и жидкостью, так и между жидкостью и газом. В поперечном сечении пленки образуются вихри, которые в режимах, характеризуемых числом Рейнольдса  $Re < 20-30$ , не нарушают гладкую поверхность пленки. При  $Re > 30-50$  возникают волны на поверхности жидкости, и помимо поступательного движения частицы жидкости получают также поперечные колебания [3, 4]. При увеличении скорости жидкости достигается турбулентный режим движения. При волновом-турбулентном режиме от большого градиента скорости в поперечном сечении образуются вращающиеся комки жидкости, которые катятся вниз по стенке наподобие катящихся волн при сверхзвурном движении в бы-стротоках [5]. Это происходит тогда, когда инерционные силы пре-вышают капиллярные и поверхность жидкости теряет непрерывность. Обтекание этих комков газовым потоком вызывает отталкивающие от стенки силы Магнуса, которые растут вместе со скоростью обтека-ния и при достижении определенного критического значения выбро-сывают комки в газовый поток.

На основании имеющихся теоретических и экспериментальных работ [6-9] в [1] получено безразмерное уравнение, связывающее критические скорости газового потока с расходом жидкости

$$\frac{w_{cr} \sqrt{\gamma''}}{\sqrt{g \delta^3 (\gamma' - \gamma)}} \approx 7.0 \left[ \frac{q (\gamma' - \gamma)^{1/2}}{R^2 \delta^3} \right]^{-0.25} \quad (1)$$

где  $w_{cr}$  — скорость газа, при которой начинается срыв пленки;

$\gamma'$  и  $\gamma''$  — удельные веса газа и жидкости;

$g$  — ускорение силы тяжести;

$\delta$  — поверхностное натяжение жидкости;

$q$  — расход жидкости на единицу длины смоченного параметра.

Коэффициент и показатели степени в формуле (1) получены на основании данных опытов в круглых трубах [10]. Толщину пленки при ее турбулентном движении можно определить по формуле [7]:

$$Re = \frac{q}{g \nu'} \approx \sqrt{\left\{ \frac{g \delta^3}{\nu'^2} \left( 1 - \frac{\gamma''}{\gamma'} \right) \right\} 11.6 + 2.5 \left| \ln \left( \frac{1}{11.6} \times \right. \right.} \\ \left. \left. \times \sqrt{\frac{g \delta^3}{\nu'^2} \left( 1 - \frac{\gamma''}{\gamma'} \right) - 1} \right| \right\}} \quad (2)$$

где  $\nu'$  и  $\nu''$  — динамический и кинематический коэффициенты вязкости жидкости;  $\delta$  — толщина пленки.

3. С целью определения скорости газа у поверхности касания с жидкостью исследуем кинематическую структуру газового потока и реакционной камере.

В зависимости от степени расширения газового потока при вхо-де в камеру  $d_{in}/d$  и относительной длины аппарата  $L/d$  возможны следующие кинематические схемы движения газового потока (рис. 1):

$l < L$ , где  $l$  — длина застойной зоны;  $L$  — длина аппарата, т. е. газовая струя пересекает стены камеры в ее пределах;

$l = L$ , т. е. струя достигает стен камеры в ее конечном сечении;

$l > L$ , т. е. струя газа выходит из камеры, не коснувшись ее стен.

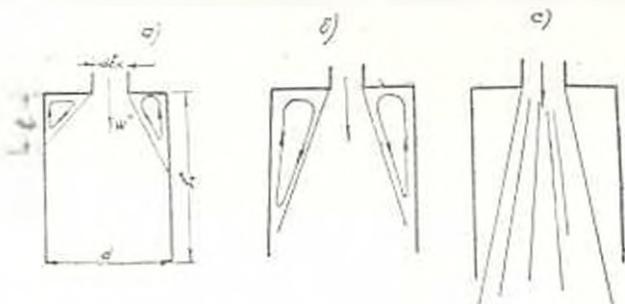


Рис. 1. Три возможные кинематические схемы движения газа.

Турбулентные газовые струи исследованы многими авторами, работы которых в основном подытожены в [10] и [11]. Растекание же газовой струи в области ограниченной ширины мало исследовано. Здесь надо отметить решение [12] для плоского и осесимметричного потоков. Принимая распределение скоростей у входа в камеру равномерным, для осесимметричной задачи получено решение, представленное на рис. 2 [12]. Здесь приведена кинематическая структура газового потока в камере при  $d_{\text{вх}}/d = 0,4, 0,6; 0,8$ .

Как видно из рис. 2, струя газа, расширяясь за входом в камеру, достигает стен камеры на некотором расстоянии  $l$  от входного сечения. До пересечения струи со стенками образуется водоворотная зона между струей и стенками камеры. Длина этого участка в долях диаметра камеры, вычисленная В. М. Селезневым [13, 14], приводится на рис. 3. Здесь же наложены экспериментальные точки разных авторов, которые показывают хорошую сходимость с теоретической кривой.

Скорости в водоворотной зоне достигают больших размеров у стенки камеры, которые могут уносить жидкость со стенки. На некотором расстоянии  $l$  большем, чем длина водоворотного участка, устанавливается примерно средняя скорость газового потока. Эти величины в зависимости от степени расширения струи у входа в камеру  $d_{\text{вх}}/d$  представлены в табл. 1 и на рис. 4.

Таблица 1

$\frac{d_{\text{вх}}}{d}$	0,4	0,6	0,8
$\frac{2l_1}{d}$	6,0	5,0	4,0
$\frac{w_{\text{вх}}}{w_{\text{ст}}}$	-1,12	-0,78	-0,55

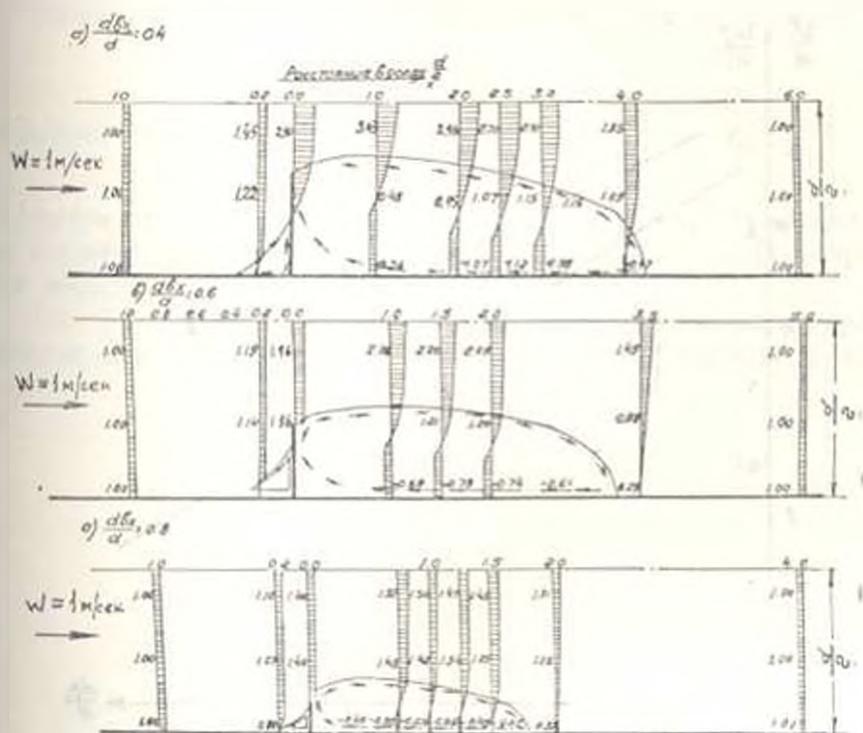


Рис. 2. Поле скоростей при растекании газовой струи в области ограниченной ширины.

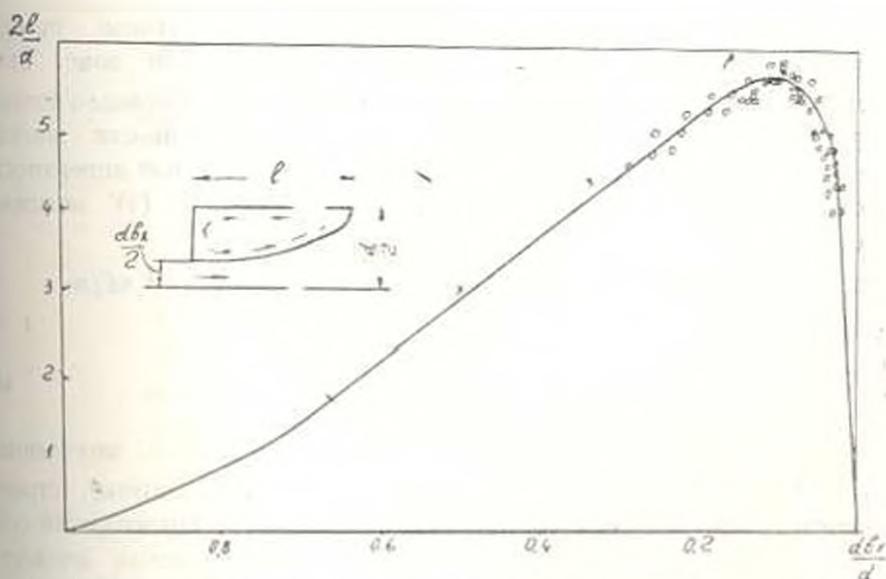


Рис. 3. Экспериментальная проверка зависимости длины водоворотной зоны от степени расширения потока: — по расчету, о — по опытам Рахманова, х — по опытам Физмана.

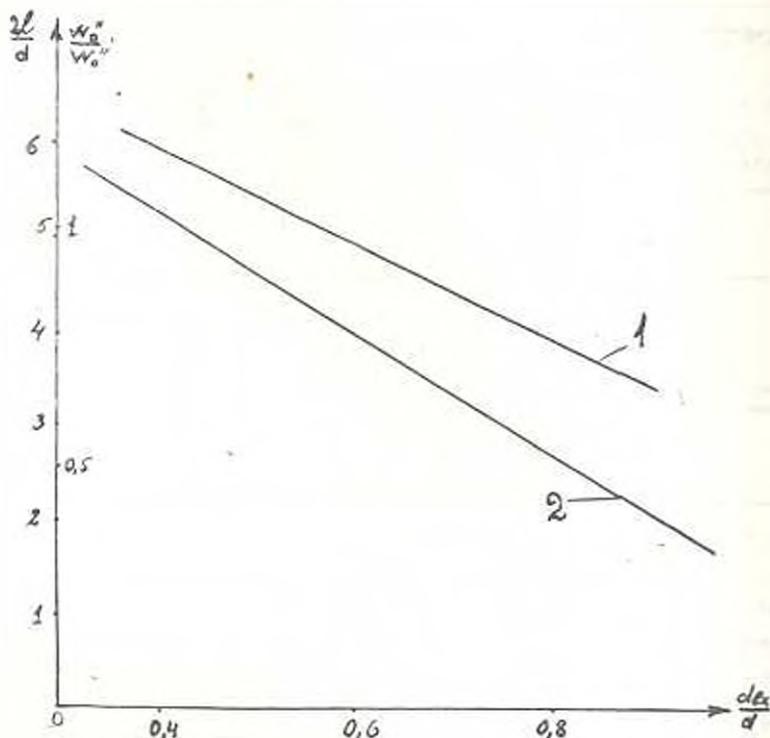


Рис. 4. Зависимости: 1)  $\frac{\delta l}{d} = f_2\left(\frac{d_{\text{ок}}}{d}\right)$ , 2)  $\frac{w^*}{w_0} = f_1\left(\frac{d_{\text{ок}}}{d}\right)$ .

Здесь  $w_0^*$  — средняя скорость газа в равномерном потоке,  $w_{\text{max}}^*$  — максимальная скорость у стенки в водоворотной зоне. Знак минус показывает направление, обратное движению основного потока.

4. Как было отмечено в п. 2, условие устойчивости жидкой пленки при относительном движении газа на ее свободной поверхности характеризуется уравнением (1). При подстановке в (1) заданных значений

$$\gamma'' = 0,624 \text{ кг/м}^3, \quad \gamma' = 973 \text{ кг/м}^3, \quad \sigma = 63,546 \cdot 10^{-4} \text{ кг/м}$$

получим

$$q = \frac{457}{2w_{\text{max}}^*} \quad (3)$$

Пользуясь значениями  $w_{\text{max}}^*$  на поверхности пленки, полученными в п. 3 при заданных средних скоростях газового потока, строим зависимость (3) для трех случаев отношения  $d_{\text{ок}}/d$ . Пренебрегая скоростью пленки, в первом приближении определяем расход жидкости  $q$  для заданных средних скоростей  $w_0^*$  газа и для соответствующих им максимальных скоростей  $w_{\text{max}}^*$ . По этому значению  $q$  определяем толщину пленки  $\delta$  по (2) при средних и максимальных значениях скорости газа.

Скорость движения жидкой пленки определяем по формуле

$$w' = \frac{q}{\delta} \quad (4)$$

По разности скоростей газа и жидкости

$$w_{\text{отн}} = w_0' - w' \quad (5)$$

определяем относительную скорость газа для средних и максимальных значений  $w$ , и во втором приближении по формуле (1) определяем допустимый расход жидкости  $q$ .

Рис. 5 показывает, что допустимые расходы жидкости сильно падают по мере увеличения скорости газа в камере. Причем, функция

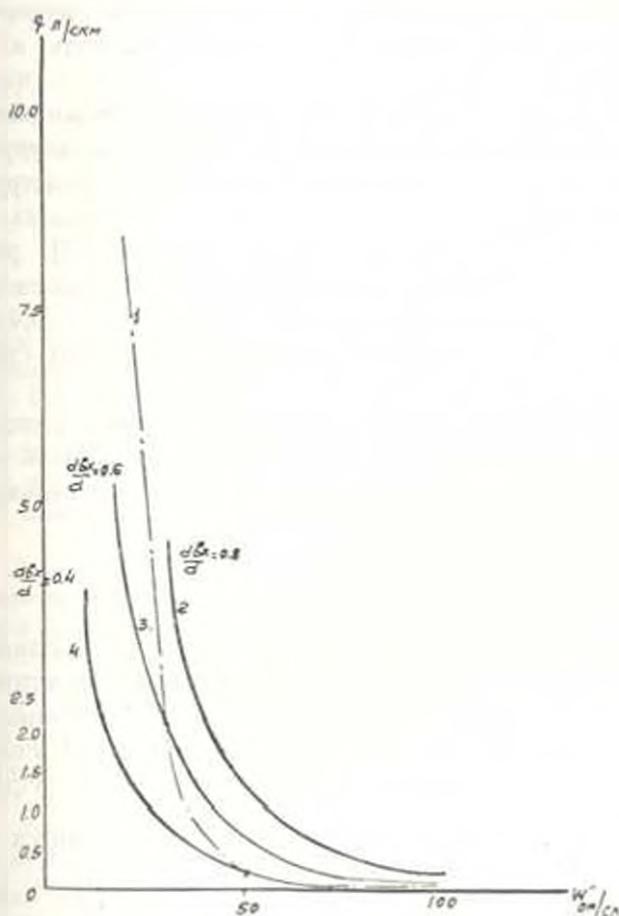


Рис. 5 Зависимость  $q = f\left(w', \frac{d_{отн}}{d}\right)$ . 1 — в циркуляционной зоне;

2, 3, 4 — в циркуляционной зоне при  $\frac{d_{отн}}{d} = 0,8; 0,6; 0,4$

$q = f(w)$  сильно зависит от величины  $d_{отн}/d$ . Наибольшая обеспеченность устойчивости пленки при тех же расходах жидкости получается при  $d_{отн}/d = 0,8$ . Допустимые скорости газа резко падают в преде-

лах  $w_0 = 30-40$  м/сек. Имея ввиду, что в камере средние скорости устанавливаются за пределами  $2l_1/d$  (рис. 4), можно предположить, что они могут быть не достигнуты в пределах камеры. Тогда расчетными для сохранения пленки жидкости должны быть максимальные значения скорости в водоворотной зоне. Но они значительно меньше средних скоростей газа в случае  $d_{\text{max}}/d > 0,6$ . Тогда с точки зрения увеличения обеспеченных расходов жидкости при  $d_{\text{max}}/d > 0,6$  лучше иметь небольшую длину камеры. Если потребная длина камеры будет больше  $2l_1/d$  и  $d_{\text{max}}/d < 0,6$ , расход жидкости ограничивается скоростью в циркуляционной зоне.

Таким образом, по рис. 5 можно в первом приближении подобрать невыгодные размеры аппарата для нужных скоростей газа и расхода жидкости, а во втором приближении уточнить их величины по формулам (2), (4) и (5).

5. С целью получения максимальных расходов жидкости с устойчивым режимом необходимо тщательно сглаживать внутреннюю поверхность камеры и входное отверстие жидкости конструировать с плавным переходом.

Здесь уместно отметить, что В. А. Шаумян [15], рассматривая истечение жидкости из-под щита для получения безволнового режима, предлагает округлить кромку щита радиусом  $r = 0,4a$  ( $a$  — высота открытия щели) с доведением живого сечения до степени максимального сжатия струи — 0,6.

На основании приведенного анализа приходим к выводу, что для обеспечения механической устойчивости волной пленки в реакционной камере нужно придерживаться следующих оптимальных геометрических параметров реакционной камеры:

$$\frac{d_{\text{max}}}{d} \approx 0,8, \quad \frac{L}{d/2} < 6.$$

Во избежание полнообразования на пленке необходимо предотвратить сжатие или расширение втекающей в камеру струи соответствующими конструктивными мероприятиями. Допустимые средние скорости газа в камере при данном расходе жидкости в пленке определяются по формуле (1), если длина камеры больше установленной по рис. 4  $\left(\frac{L}{d/2} = f\left(\frac{d_{\text{max}}}{d}\right)\right)$ . Когда длина камеры находится в пределах, установленных кривой рис. 4, то соответствующие максимальные скорости газа у контакта с жидкой пленкой определяются по второй кривой этого же рисунка. Как видно из этой зависимости (рис. 4), скорость газа у контакта двух сред не достигает величины средней скорости в камере при  $d_{\text{max}}/d > 0,4$ , а потому соответствующим расчетом по зависимости (1) можно при желании увеличить допустимый расход жидкости с устойчивой пленкой.

## II. Դ. ԻՍԱՀԱԿՅԱՆ

ԳԱԶԱՅԻՆ ՀՈՍՔՈՎ ԻՑԱԿՑԻՈՆ ԿԱՄԵՐԱՅԻ ՕՊՏԻՄԱԿ ՊԱՐԱՄԵՏՐԵՐԻ  
ԸՆՏՐՈՒՄԸ՝ ՊԱՏԵՐԻ ՎՐԱՅՈՎ ՀԵՂՈՒԿԻ ԲԱՐԱԿ ԹԱՂԱՆԹ ՀՈՍԵՆԻՍ

## Ա մ փ ո փ ո ս մ

Աշխատությունը կատարված է պիրոլիզային վառարանի գազային կամե-րայի հիդրո-գազադինամիկական հաշվարկի կապակցությամբ՝ երբ կամերայի պատերի պազենցումը կատարվում է ջրով: Ապարատի պատերը տարացումից պաշտպանելու նպատակով, նրա շտիկերն ու գազի արագությունը պետք է անպակս ընտրվեն, որ պահպանվի պատերի վրայով հոսող հեղուկի բարակ թաղանթը:

Պազի շիֆի լայնացումը սահմանափակ տիրույթում գիտելով, առաջարկություններ են արված մուտքի մոտ գազի շիֆի լայնացման աստիճանի և ապարատի երկարության ընտրման վերաբերյալ: Օգտվելով [1]-ի տվյալներից, որոշված է գազի թուլլատրելի միջին արագությունն ապարատում՝ կտրված հեղուկի գծային ծախսից:

## Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Кутателадзе С. С., Сорокин Ю. Л. О гидродинамической устойчивости некоторых газожидкостных систем. Со. Вопросы теплоотдачи и гидравлики двухфазных сред, ГЭИ, 1961.
2. Балакин В. В., Селазнев В. М. К расчету скоростного поля за полузапрудой. Тр. ЛВТИ, т. 26, стр. 42, 1959.
3. Левич В. Г. Физико-химическая гидродинамика, 1959.
4. Семенов П. Течение жидкости в тонких слоях. ЖТФ, 14, в. 7—8, 1944; 20, в. 8, 1950.
5. Гамбарин А. О., Манцян П. П. К исследованию воли на быстротоке. Тр. I конф. посв. энергетике, гидравлике, метеорологии—гидрологии, 1960.
6. Кутателадзе С. С., Стырикович М. В. Гидравлика газожидкостных систем, 1959.
7. Фрадков А. Б. Течение жидкости в тонких пленках. «Кислород», 2, 1947.
8. Капица П. Л. Волновое течение тонких слоев вязкой жидкости. ЖЭТФ, т. 18, в. 1; т. 19, в. 2, 1948.
9. Сорокин Ю. Л. Об условиях устойчивости жидких пленок при взаимодействии с вотоком газа, 1960.
10. Абрамович Г. Н. Теория турбулентных струй, 1960.
11. Бой Ши-И. Теория струй, 1960.
12. Кановалов И. М. Тр. ЛВТИ, т. 24, 1947.
13. Селазнев В. М. ЛВТИ, Методика расчета выправительных сооружений на судоходных реках, 1959.
14. Балакин В. В., Селазнев В. М. Некоторые вопросы гидравлики потока на уча. стках расширения, 1960.
15. Шаумян В. А. Научные основы орошения и оросительных сооружений, стр. 467, 1948.

СТРОИТЕЛЬНЫЕ КОНСТРУКЦИИ

О. В. ПЕШТМАЛДЖЯН

О ПОДАТЛИВОСТИ СТЫКОВ НАРУЖНЫХ СТЕНОВЫХ  
ПАНЕЛЕЙ ЖИЛЫХ ЗДАНИЙ ПРИ ДЕЙСТВИИ  
ГОРИЗОНТАЛЬНОЙ НАГРУЗКИ

Задачей описанных ниже экспериментов было определение влияния сварных стыков соединения наружных стеновых панелей крупнопанельного дома серии А1-464-С на прочностные и деформационные характеристики фрагментов стен при действии горизонтальных сил в их плоскости. Исследования проводились на моделях. В основу моделирования была принята теория подобия твердых деформируемых тел, разработанная профессором А. Г. Назаровым [1]. Применен метод поэлементного моделирования, сущность которого заключается в следующем: если изучаемая конструкция оригинала состоит из отдельных элементов и их соединений, то можно моделировать эту конструкцию, экспериментальным путем подобрав элементы модели и стыки соединений таким образом, чтобы они были механически подобны элементам и стыкам оригинала. При этом необходимо осуществить тщательную проверку правильности моделирования отдельных элементов и узлов сопряжения конструкции на основе прямого сопоставления их на моделях и в натуре.

Ранее проводившиеся исследования моделей железобетонных панелей с оконным проемом [2], а также горизонтальных и вертикальных стыков их соединения [3] в масштабах 1/3 и 1/5, и сопоставление полученных результатов с данными натурных испытаний дали хорошую сходимость и показали возможность проведения исследований подобных вопросов с помощью моделей.

Подбор модельных материалов был произведен согласно условиям простого подобия. Бетон модели взят с теми же физико-механическими характеристиками, что и в оригинале, а рабочие стержни арматуры и металлические закладные детали были приняты геометрически подобными натурным. Образцами для испытаний служили однослойные железобетонные панели с оконным проемом ПС-3 толщиной, равной 30 см. Бетон панелей принят легкий, марки 75 на кармрашенском шлаке. Геометрический множитель подобия принят равным  $\alpha = 1/5$ . Испытания проводились на специальном стенде, представляющем собой жесткую металлическую раму. Вертикальные усилия, имитирующие вес постоянной и временной нагрузок верхних этажей, так же

как и горизонтальные силы прикладывались с помощью тарированных пружин. Для определения горизонтального и вертикального смещения верха панелей относительно основания, удлинения и укорочения диагоналей применялись мессуры, установленные с обеих сторон панелей. Всего было испытано 10 образцов, которые были разделены на две серии. В первую серию пошли образцы, представляющие собой две соединенные вертикальными стыками панели и образцы идентичных размеров, но монолитные. Образцы второй серии—это сборные и монолитные фрагменты стен, состоящие из двух панелей по высоте, соединенных горизонтальными стыками.

Панели для сборных образцов и монолитные фрагменты изготавливались одновременно и хранились в одинаковых условиях. Прочность бетона, модуль деформации и коэффициент Пуассона определялись по контрольным образцам кубиков и призм. Прочность бетонных кубиков размерами  $10 \times 10 \times 10$  см, испытанных в 28-дневном возрасте, колебалась в пределах  $73 - 88 \text{ кг/см}^2$ . Призменная прочность бетона  $60 - 70 \text{ кг/см}^2$ . Модуль деформации бетона  $55000 - 70000 \text{ кг/см}^2$ , коэффициент Пуассона—0,17.

Образцы обеих серий испытывались по схеме, где одновременно действуют нормальная и горизонтальная нагрузка. Вертикальная на-

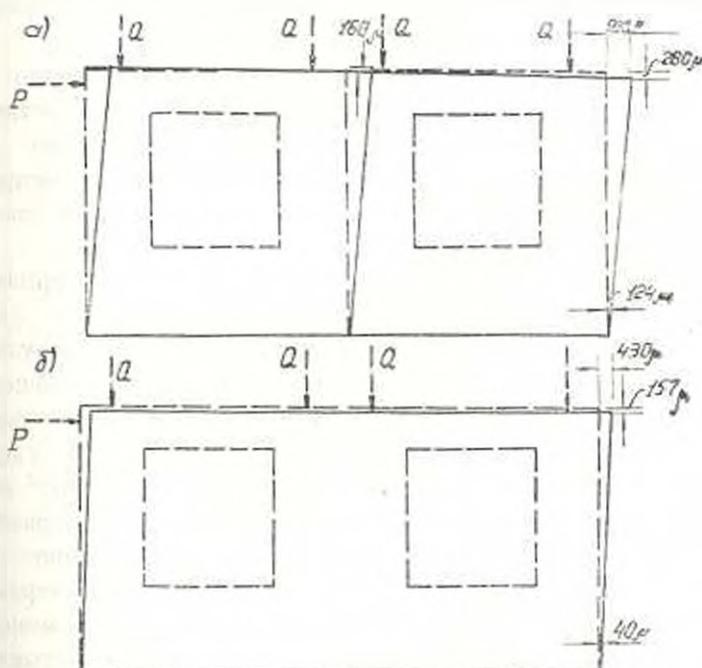


Рис. 1. Деформации монолитного и сборного фрагментов стен при нагрузке  $P=1,2 \text{ т}$ .

грузка равнялась  $0,6 \text{ т}$  на каждую панель. Образцы 1, 2 и 3, соединенные вертикальными стыками, разрушались от горизонтальной нагрузки соответственно равной  $1,3$ ;  $1,4$  и  $1,45 \text{ т}$ . В монолитных образ-

цах 4, 5 и 6 разрушение наступило при горизонтальной нагрузке, равной 1,85; 1,8 и 1,95  $m$ . Первые трещины в углах оконных проемов появились при нагрузках, составляющих 0,7–0,8 от разрушающих. Укорочение и удлинение диагоналей измерялись в пределах каждой панели и для всего фрагмента в целом.

Среднее значение относительного укорочения диагонали сборных фрагментов стен при горизонтальной нагрузке 1,2  $m$  равнялось  $0,45 \cdot 10^{-3}$ , а относительное удлинение  $-0,42 \cdot 10^{-3}$ . В монолитных образцах среднее значение относительного укорочения диагонали было порядка  $0,14 \times 10^{-1}$  и относительного удлинения  $-0,11 \times 10^{-1}$ .

Перемещения верха сборных образцов (рис. 1) относительно заделки были примерно в 2 раза больше, чем у монолитных. Характер трещинообразования для фрагментов обоих типов был тождественным, но к моменту разрушения трещины в средней части сборных фрагментов стен распространялись параллельно горизонтальным границам проема, пересекая стыки соединения. В монолитных же образцах их направление совпадало с диагональю проема.

Осредненные характеристики образцов при нагрузке, составляющей 0,2; 0,5 и 0,8 от разрушающей, приводятся в табл. 1.

Составные образцы 1 и 2 с горизонтальными стыками, так же как и монолитные 3 и 4 доводились до разрушения горизонтальной силой при вертикальном обжатии, равном 0,6  $m$ .

Разрушение образцов 1 и 2 произошло соответственно при нагрузке 0,6  $m$  и 0,55. Трещины появились при нагрузке, составляющей 0,7 от разрушающей в углах проема нижней панели. При увеличении горизонтальной силы эти трещины расширялись и распространялись у верхней грани проема на ширину перемычки, а вниз — проемов.

Схема средней деформативности фрагментов стен приведена на рис. 2. Разрушающая нагрузка для монолитных фрагментов 3 и 4 была равна 0,7  $m$  и 0,75. Первые трещины образовались при нагрузке 0,8 от разрушающей в нижних углах панели первого этажа. Отношение разрушающей нагрузки монолитных образцов и сборных составляет 1,3.

Для составных фрагментов среднее относительное укорочение диагонали при горизонтальной силе 0,5  $m$  равно  $0,44 \times 10^{-1}$  и относительное удлинение  $-0,42 \times 10^{-3}$ . В случае монолитных образцов при нагрузке 0,5  $m$  относительное укорочение было равно порядка  $0,19 \times 10^{-3}$ , а удлинение  $-0,12 \times 10^{-3}$ . Горизонтальное перемещение верха сборных образцов было больше в 1,4 раза, чем у монолитных. В сборных образцах трещины, как правило, пересекают стыки соединения панелей, что свидетельствует о концентрации напряжения в последних.

Коэффициент деформативности, принятый равным отношению горизонтального смещения верхней грани панели к соответствующей горизонтальной нагрузке, с повышением нагрузки от 0,5  $P_{раз}$  до 0,8  $P_{раз}$  увеличивается для образцов первой серии в 1,41–1,55 раз и для об-

Таблица 1

Осредненные прочностные и деформационные характеристики испытанных образцов

Серия образцов	Размеры образца (в.м)	Вертикальная нагрузка на панель (м)	Номера образцов	Горизонтальная нагрузка (м)		$\frac{P_{тр}}{P_{раз}}$	Горизонтальное смещение верха образца (м.м)			Относительное укорочение диагонали $\epsilon \times 10^{-5}$			Относительное удлинение диагонали $\epsilon \times 10^{-5}$			Коэффициент деформативности (м.м/м)		$\frac{D_{05}}{D_{03}}$
				$P_{тр}$	$P_{раз}$		При относительной нагрузке $P/P_{раз}$									$D_{03}$	$D_{05}$	
						0,2	0,5	0,8	0,2	0,5	0,8	0,2	0,5	0,8				
I	33,6 × 10,2 × 0,6 (336 × 102 × 60)	0,6 (15,0)	1	1,11	1,45	0,786	0,11	0,38	0,86	4,0	13,0	40,0	6,0	15,0	38,0	0,52	0,74	1,41
			2	(28,5)	(36,3)	(0,55)	(1,0)	(4,3)							(0,105)	(0,148)		
			3															
			4	1,51	1,87	0,805	0,48	0,27	0,67	2,0	8,0	35,0	1,5	7,0	32,0	0,290	0,45	
							(0,4)	(1,35)	(3,35)					(0,058)	(0,09)	1,55		
II	107,2 × 61,6 × 0,6 (1072 × 616 × 60)	0,6 (15,0)	1	0,41	0,57	0,715	0,7	2,5	6,0	6,0	11,0	37,0	3,5	11,0	40,0	8,5	13,0	1,53
			2	(10,3)	(14,4)	(3,5)	(12,5)	(30,0)							(1,0)	(2,6)		
			3															
			4	0,58	0,72	0,800	0,6	2,6	6,5	6,0	13,0	38,0	4,0	13,0	43,0	7,2	11,2	
							(4,0)	(13,0)	(32,5)					(1,44)	(2,24)	1,56		

Примечание. Цифры в скобках относятся к образцам натуральных размеров при подобии:  $P' = \mu^2 P$ ,  $U' = \mu U$ ,  $\epsilon' = \epsilon$ ,  $D' = \frac{1}{\mu} D$ .

разцов второй серии в 1,53–1,53 раз. Характеристика податливости стыков, представляющая собой отношение коэффициентов деформативности монолитных и сборных фрагментов стен при одинаковой горизонтальной нагрузке, равна 0,44 для вертикальных стыков при нагрузке 1,2 т и 0,79, для горизонтальных стыков при нагрузке 0,5 т. С ростом нагрузки характеристика податливости постепенно увеличивается. Переменное значение этой характеристики затрудняет ее учет в расчетах, поэтому, очевидно, следует пользоваться определенным средним значением характеристики податливости. Например, за рас-

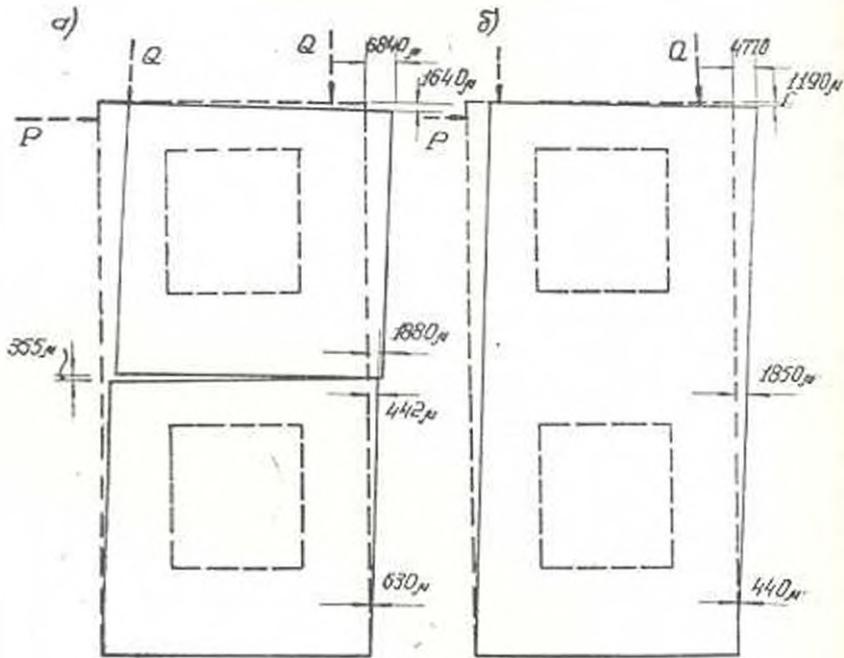


Рис. 2. Деформации монолитного и сборного фрагментов стен при нагрузке  $P=0,5$  т.

четную величину можно принять характеристику податливости стыков в момент образования трещин, которая по проведенным экспериментам для вертикальных стыков равна 0,60, а для горизонтальных—0,85.

Резюмируя изложенное, следует отметить, что разрушение составных образцов со сварными стыками происходило при горизонтальных нагрузках в среднем в 1,3 раза меньше, чем монолитных. Горизонтальные смещения верхних граней составных образцов относительно заделки при одинаковых нагрузках превышали над монолитными в среднем для вертикальных стыков в 2,1 раза и для горизонтальных стыков в 1,4 раза.

Первые трещины в образцах появлялись в углах оконных проемов при горизонтальных нагрузках, составляющих 0,7–0,8 от разрушающих. Различие в характере разрушения сборных и монолитных образцов заключается в направлении распространения трещин. В сборных образцах они, как правило, пересекают стыки соединения.

С увеличением горизонтальной нагрузки от  $0,5 P_{\text{пр}}$  до  $0,8 P_{\text{пр}}$  коэффициенты деформативности увеличиваются в среднем в 1,5 раза. Характеристику податливости стыков в момент появления первых трещин для вертикальных стыков можно принять равной 0,6, для горизонтальных стыков — 0,85.

АНСМ

Поступило 27.11.1967

Հ. Վ. ՓԵՏՄԱԼՋՅԱՆ

ՀՈՐԻԶՈՆԱԿԱՆ ՈՒԺԻ ԱԶԳԵՑՈՒԹՅԱՆ ԴԵՊՔՈՒՄ ԱՐՏԱՔԻՆ ՊԱՏԱՅԻՆ ՊԱՆԵԼՆԵՐԻ ԿՑՎԱՆՔՆԵՐԻ ԸՆԿՐԿԵԼԻՈՒԹՅԱՆ ՎԵՐԱԲԵՐՅԱԼ

Ա մ փ ո լ ր ո ս մ

Հոդվածում բերված է հորիզոնական ուժի ազդեցության դեպքում Ա1-161-Շ սերիայի խոշորապանել շինքի արտաքին պատային պանելների ուղղաձիգ և տրիպոնական կցվանքների փորձարկումների արդյունքները: Փորձերը կատարվել են 1/5 պծային մասշտաբի մոդելների վրա: Մոդելացումը կատարված է համաձայն դեֆորմացիայի ենթարկվող կոշտ մարմինների նմանության Ա. Փ. Կազարովի տեսության՝ հիմքում ունենալով բառ էլեմենտային մոդելացման եղանակը: Փորձարկվել են մոդելների 2 սերիա կազմող 10 նմուշ. դրանցից երեքական նմուշ էղիլ են պատային երկու պանելի իրար միացնող ուղղաձիգ կցվանքով ու առանց կցվանքի՝ միաձուլյ է երկուսական նմուշ՝ պատային երկու պանելները իրար միացնող հորիզոնական կցվանքով ու միաձուլյ:

Մոդելները փորձարկվել են այդ նպատակով իրականացված ուղղաձիգ ստենդի վրա, որը հնարավորություն է ընձեռնում նմուշը միաժամանակ բեռնափորելու հորիզոնական և ուղղաձիգ՝ շենքի վերին հարկերի յաշը վերականգնող, ուժերով: Դեֆորմացիաները չափվել են մեխանիկական սխառեմի մետաղների և դիմադրության ավիչների օգնությամբ: Փորձարկումների արդյունքները թույլ են տվել առաջին մոտավորությամբ որոշելու խոշորապանել պատի աշխատանքի մեջ ուղղաձիգ և հորիզոնական կցվանքների բերկելիություն թյան չափը:

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Назаров А. Г. О механическом подобии твердых деформируемых тел. АН А.М.ССР, Ереван, 1965.
2. Пештмалджян О. В. Испытание моделей железобетонных стеновых панелей на центральное сжатие. Сб. Исследования по сейсмостойкости зданий\*. Изд. АН АрмССР, Ереван, 1966.
3. Пештмалджян О. В. К вопросу моделирования узлов сопряжений наружных стеновых панелей крупнопанельного дома. Сб. докладов Всесоюзного совещания по проблемам моделирования строительных конструкций на сейсмические воздействия. Ленинскан, 1967.

К. А. АЛИХАНИЯ, Ф. П. ДАДИВАНЯН

К ВОПРОСУ ОПТИМАЛЬНОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ  
 АСИНХРОННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Требования, предъявляемые в настоящее время к малым электрическим машинам, противоречивы. Хорошие энергетические показатели, малошумность, повышение эксплуатационной надежности и долговечности находятся в некотором противоречии с требованиями малых габаритов и веса, уменьшения трудоемкости и др. Поэтому при создании серий или отдельных машин проектировщики должны находить компромиссные решения, в которых в возможной мере оптимально сочетаются предъявляемые требования. Что же должно служить критерием оптимальности при проектировании? В зависимости от назначения двигателей и предъявляемых к ним требований критерии оптимальности могут быть различными. Например, при проектировании электрических машин для передвижных установок, летательных аппаратов или целей спецтехники, в некоторых случаях критерием оптимальности целесообразно выбрать минимальный вес или наименьшие габаритные размеры. При проектировании электрических машин общего назначения решающим обычно является требование экономичности. В этом случае в качестве критерия выбора оптимального варианта целесообразно принять минимум суммарных затрат на двигатель при его изготовлении и эксплуатации.

Полные затраты средств на двигатель складываются из затрат на его изготовление и эксплуатацию. Затраты на изготовление складываются из затрат на материалы и прямых трудовых затрат (с накладными расходами). Приведенные ниже формулы составлены для общепринятых конструкций электрических машин.

1. Затраты на материалы

Электротехническая

сталь  $Z_{Fe} = (D_a + \delta)^2 \cdot l_a \cdot \gamma_{Fe} \cdot n_{Fe} \cdot 10^{-6}$  руб.

Обмоточный провод  $Z_{np} = 2.57 \cdot l_a \cdot \omega \cdot d^2 \cdot \gamma_{np} \cdot n_{np} \cdot 10^{-6}$  руб.

Алюминий ротора  $Z_{Al} = 1,115 \cdot 10^{-6} [\gamma_{Al} \cdot l_a \cdot q_1 + 2\pi (1+k) \times$   
 $\times D_k \cdot a \cdot b]$  руб.

Алюминиевый сплав в конструкции  $Z_k = 1,172 \cdot D_a \cdot 10^{-4} [\pi \cdot L_{II} \cdot \delta_1 + 2\pi (l_b + 5) \cdot \delta_1 +$   
 $+ \pi/2 \cdot D_a \cdot \delta_3 + 1/2 \cdot f \cdot b_s \cdot \delta_5]$  руб.

Сталь вала	$Z_{ст. в} = \pi/4 \cdot D_v^2 \cdot (l_{l2} + 2l_v) \cdot \gamma_{ст. в} \cdot n_{ст. в} \cdot 1/k_{ст. в} \cdot 10^{-6} \text{ руб.}$
Кожух вентилятора	$Z_{к. в.} = [\pi (D_a + 2 \cdot c)(l_v + 0,2 \cdot D_a) \cdot \delta_c + \pi/4 (D_a + 2 \cdot c)^2 \cdot \delta_k] \cdot \gamma_{к. в.} \cdot n_{к. в.} \cdot 1/k_{к. в.} \cdot 10^{-6} \text{ руб.}$
Изоляция пазов статора	$Z_{из} = [\pi (D_l + 2 \cdot h_{п1}) - z_1 \cdot b_{z1} + 2 \cdot z_1 \cdot h_{п1}] (l_l + 10) \times \gamma_{из} \cdot n_{из} \cdot 1/k_{из} \cdot 10^{-6} \text{ руб.}$
Материал клинсьев	$Z_{кл} = (\pi \cdot D_l - z_1 \cdot b_{z1}) \cdot l_{л1} \cdot \delta_{кл} \cdot \gamma_{кл} \cdot n_{кл} \cdot 1/k_{ис} \cdot 10^{-6} \text{ руб.}$

Расход материалов на остальные элементы конструкции можно принять постоянным и исключить из рассмотрения. Действительно, коробка выводов, элементы крепления двигателя, изоляция в лобовых частях, подшипниковые узлы и др. либо совершенно не должны изменяться (крепёж, коробка выводов и др.) в различных расчетных вариантах одного и того же типоразмера, либо изменения могут быть (изоляция в лобовых частях) весьма незначительными.

Таким образом, переменные затраты на материалы равны:

$$Z_{м} = Z_{Fc} + Z_{пр} + Z_{лс} + Z_{к} + Z_{ст. в.} + Z_{к. в.} + Z_{из} + Z_{кл}.$$

## 2. Затраты на основную зарплату и накладные расходы

Формулы по затратам на изготовление в разработанной методике составлены следующим образом. На ряде заводов, имеющих хорошо налаженное производство двигателей малой мощности, были собраны материалы по зарплате основных рабочих, систематизированы, установлены параметры, с изменением которых изменялась зарплата и строилась зависимость зарплат от этого параметра. По характеру кривой задавалась формула связи затрат и параметров и методом наименьших квадратов определялись наиболее вероятные значения неизвестных коэффициентов. Полученная зависимость проверялась построением ее совместно с заданными точками. Здесь, как и при расчете материальных затрат, из расчетов исключены постоянные составляющие.

Штамповка листа статора  $Z_{шт} = 7,92 \cdot D_a \cdot l_l \cdot 10^{-4} \text{ руб.}$

вместе с листом ротора

Шихтовка листов статора  $Z_{ш} = 2,364 \cdot l_l \cdot 10^{-4} \text{ руб.}$

и ротора

Механическая обработка  $Z_{м1} = 0,764 \cdot D_a \cdot 10^{-4} \text{ руб.}$

статора

Механическая обработка  $Z_{м2} = 0,0056 \cdot D_l \cdot l_l \cdot 10^{-4} \text{ руб.}$

ротора

Литье и механическая  $Z_{лм} = 2,9 \cdot D_a \cdot 10^{-4} \text{ руб.}$

обработка щитов

Бандажировка лобовых  $Z_6 = 7,126 \frac{D_a + 3D_l}{4} \cdot 10^{-4} \text{ руб.}$

частей обмотки статора

$$\begin{aligned} \text{Намотка катушек} \\ \text{статора} \quad Z_2 = d_{21} \cdot \omega \left( 0,97 - \frac{372,6}{\omega} - \frac{0,0204}{d_{21}} - \right. \\ \left. - 0,9395 \cdot d_{21} \right) \cdot 10^{-4} \text{ руб.} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Укладка обмотки} \\ \text{статора} \quad Z_3 = \frac{m \cdot \omega \cdot 10^{-6}}{1 - d_{21}/b_{21}} (1,53 - 0,33 \rho) (0,835 \cdot l_1 + \\ + 0,237 \cdot D_1 + 0,00298 \cdot l_2 \cdot D_1) \text{ руб.} \end{aligned}$$

Таким образом, переменные основные трудовые затраты на один двигатель равны сумме вычисленных затрат:

$$Z_{\text{пр}}^* = Z_{\text{шт}} + Z_{\text{ог}} + Z_{\text{м1}} + Z_{\text{м2}} + Z_{\text{м}} + Z_{\text{б}} + Z_2 + Z_3.$$

Обозначив величину накладных расходов (цеховых и общезаводских) в долях зарплаты через  $H$ , для переменной части полных трудовых затрат можно записать

$$Z_{\text{пр}} = Z_{\text{пр}}^* (1 + H) \text{ руб.}$$

Обозначив процент непроизводительных расходов как  $(k_k - 1) \times 100$ , получим переменную часть полной себестоимости двигателя:

$$C_2 = k_k (Z_{\text{м}} + Z_{\text{пр}}) \text{ руб.}$$

Учитывая, что для двигателей рассматриваемого класса норматив рентабельности  $P$  установлен  $-10\%$  от полной себестоимости, переменная часть цены двигателя выразится так:

$$\text{Ц}_2 = 1,1 \cdot C_2 = 1,1 \cdot k_k (Z_{\text{м}} + Z_{\text{пр}}) \text{ руб.}$$

### 3. Эксплуатационные затраты

Входящие сюда затраты на текущий ремонт, зарплату обслуживающего персонала, отчисления на соцстрах и накладные можно принять постоянными, не зависящими от изменения параметров в различных расчетных вариантах одного и того же типоразмера двигателя, и исключить из дальнейшего расчета.

$$\text{Затраты на оплату потерь} \quad Z_4 = h \cdot \frac{P_n}{\gamma} (1 + a - \eta) \cdot n_1 \cdot 10^{-3} \text{ руб.} \\ \text{активной электроэнергии}$$

$$\text{Затраты на компенсацию} \quad Z_5 = k_c \cdot h_k \cdot \frac{P_r}{\eta} (tg \varphi_2 - 0,5) \cdot 10^{-3} \text{ руб.} \\ \text{потребляемой ненормативной реактивной энергии}$$

$$\text{Амортизационные отчисления} \quad Z_6 = 0,102 \cdot \text{Ц}_2 \text{ руб.} \\ \text{нормированы [1]}$$

Общие затраты на двигатель в процессе изготовления его и эксплуатации в расчете на год определяются суммированием вычисленных выше затрат с учетом одновременности части из них.

Установка двигателя и компенсационных установок являются капиталовложениями, поэтому в расчет должны быть введены нормативные сроки окупаемости для двигателя —  $T_{н.д.}$  (3–5 лет) и компенсаторов —  $T_{н.к.}$  (8–10 лет).

Суммарные затраты в расчете на год равны

$$\Sigma Z = \frac{Ц_д}{T_{н.д.}} + \frac{З_к}{T_{н.к.}} + Z_{ам} + Z_1 \text{ руб./год. шт.} \quad (1)$$

Из рассмотренного ясно, что сумма затрат (1) на двигатель в процессе его изготовления и эксплуатации является именно тем необходимым при проектировании экономическим показателем, который, действительно, объединяет в себе экономические эквиваленты всех основных факторов, связанных с двигателем. Естественно, что при проектировании окончательный оптимальный вариант следует выбрать путем сравнения вариантов по условию  $\min \Sigma Z$ .

В свете изложенного критерием оптимальности при проектировании трехфазных асинхронных двигателей малой мощности общепромышленного назначения является минимум суммарных затрат на двигатель в процессе его изготовления и эксплуатации.

В случае, когда двигатель спроектирован по этому условию, можно считать, что найдено компромиссное решение, при котором оптимально учтены все слагающие суммарных затрат, правильно определены их удельный вес. В этом случае оптимальное решение отражает конкретно существующее у нас соотношение стоимостей материалов, уровня технологий, стоимости электроэнергии, стоимости компенсации реактивной энергии и др.

С использованием разработанной методики на ЭЦВМ были проведены расчеты асинхронных двигателей.

Принятые обозначения:

$D_0$  — внешний диаметр пакета статора (мм);  $D_1$  — внутренний диаметр пакета статора (мм);  $D_2$  — средний диаметр к.з. кольца (мм);  $D_3$  — диаметр заготовки вала (мм);  $l_1$  — длина пакета статора (мм);  $l_2$  — длина пакета ротора (мм);  $l_3$  — вылет лобовой части (мм);  $l_4$  — средняя длина витка (мм);  $m$  — число фаз;  $w$  — число витков в фазе;  $z_1$  — число пазов статора;  $z_2$  — число пазов ротора;  $f$  — число лопастей вентилятора;  $h_{с1}$  — высота паза статора (мм);  $b_{з1}$  — ширина зуба статора (мм);  $c$  — высота ребер (мм);  $d_0$  — диаметр провода без изоляции (мм);  $a \times b$  — размеры к.з. кольца (мм × мм);  $q_r$  — сечение стержня ротора (мм<sup>2</sup>);  $\delta$  — толщина материала (мм);  $n$  — цена материала (руб./кг);  $\gamma$  — удельный вес материала (г/см<sup>3</sup>).

ВНИИКЭ

Поступило 13.III.1967

#### Л И Т Е Р А Т У Р А

1 Нормы амортизационных отчислений по основным фондам народного хозяйства СССР, Госплан СССР, 1961.

**ՔԱՂԱՆԳԱԿՈՒԹՅՈՒՆ**

**ԷԼԵԿՏՐԱՏԵԿՆԻԿԱԿ**

Է. Լ. Հովհաննիսյան, Հասանքի գույք հարմոնիկաները Տեղիւմ հագեցման գրասենյակի բնութագրի հաշվարկը . . . . . 2

**ՄԵԲԵՆԱԳԻՏՈՒԹՅՈՒՆ**

Թ. Պ. Ջավախյան, Քաղաքի բոլորեցրելերով հարթ բնակարանային միջանկյալների նախագծման շուրջը . . . . . 31

Կ. Ա. Սերոյան, Արբանյակային հատիկի աշխատունակության հարցի մասին . . . . . 37

**ԻՆՏԵՆՍԻՎՈՒՄԻ ԱՆՅՈՒՄՈՒԹՅՈՒՆ**

Ա. Գ. Քաղաք, Լուսնի արտադրող զարման կետին մոտ ճակատում . . . . . 34

**ՋԵՐՄԱՏԵԿՆԻԿԱ**

Լ. Ս. Հովհաննիսյան, Ջերմամուխանակության պրոցեսի ինտենսիֆիկացումը Տեղիւմ լայնական և երկայնական զրադիկնտների օգտագործման շուրջից . . . . . 37

**ՀԻՒՐՈՏԵԿՆԻԿԱ**

Զ. Գ. Հարությունյան, Վաճառահի գործունի հաշվառումը լարացման սխառումների տեխնիկա-տնտեսական հաշվարկներում . . . . . 38

Ա. Մ. Բուսուկյան, Գաղափարի հոսքով ստեղծված կամերային սպորտային պարամետրերի բնութագրի պատերի վրայով հնդուկի բարակ ինչպե՞ս հոսելիս . . . . . 44

**ՇԻՆՏԻՄԵՆՏԱԿԱՆ ԿՈՆՍՏՐՈՒԿՏԻՎՈՒՄ**

Ը. Վ. Փնշմամյան, Հորիզոնական ուղի ազդեցության զեպրում արտաքին պատային պանելների կցմանը ներքին ընդհանրության վերաբերյալ . . . . . 42

**ԿԵՆՏՐԱԿԱՆ ԿՈՒՅՐ**

Կ. Ա. Ալիխանյան, Յ. Ղ. Գալիլայանյան, Ապասխանյան շարժիչների օպտիմալ նախագծման հարցի շուրջը . . . . . 53

## СО Д Е Р Ж А Н И Е

Стр.

### Электротехника

- Э. Л. Оганесян.* Расчет характеристики дросселя насыщения с подавляющими четными гармониками тока . . . . . 3

### Машиноведение

- Р. П. Джавахян.* К синтезу плоских кулачковых механизмов с качающимися кулачками . . . . . 11  
*К. А. Миджоян.* К вопросу работоспособности абразивного зерна . . . . . 21

### Инженерная сейсмология

- А. Г. Багдов.* Определение решения на фронте вблизи точки поворота . . . . . 26

### Теплотехника

- Л. С. Оганесян.* Интенсификация процесса теплообмена путем использования продольных и поперечных градиентов . . . . . 31

### Гидротехника

- У. П. Арутюнян.* О технико-экономических расчетах отстойных систем с учетом фактора времени . . . . . 38  
*С. М. Исаакян.* Выбор оптимальных параметров реакционной камеры с газовым потоком при течении тонкой пленки жидкости по стенкам . . . . . 44

### Строительные конструкции

- О. В. Пештмаджян.* О несатливости стыков наружных стеновых панелей жилых зданий при действии горизонтальной нагрузки . . . . . 52

### Научные заметки

- К. А. Алаханян, Ч. П. Дадивсян.* К вопросу оптимального проектирования асинхронных двигателей . . . . . 55

