

ՀԱՅԿԱԿԱՆ ՍՍՀ
ԳԻՏՈՒԹՅՈՒՆՆԵՐԻ ԱԿԱԴԵՄԻԱՅԻ

ՏԵԴԵԿԱԳԻՐ
ИЗВЕСТИЯ

АКАДЕМИИ НАУК АРМЯНСКОЙ ССР

ՏԵԽՆԻԿԱԿԱՆ ԳԻՏՈՒԹՅՈՒՆՆԵՐԻ ՍԵՐԻԱ
СЕРИЯ ТЕХНИЧЕСКИХ НАУК

ԽՐԱԹՒՔՐԱԿԱՆ ԿՈՒՆԳՐԱ

Ազատ շ. Ց., Ալեքսեևսկի Վ. Վ., Եղիազարյան Ի. Վ., Կուսյան
Մ. Վ. (պատ. խմբագիր), Խաչատրյա Ա. Գ., Սյունիսի Մ. Զ.,
Ֆրեճայան Վ. Վ. (պատ. խմբագրի տեղակալ)

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ

Абонц Г. Т., Алексеевский В. В., Егизаров И. В., Касьян
М. В. (ответ. редактор), Чахаров А. Г., Ниниджян В. В.
(зам. отв. редактора), Симонов М. З.

МАШИНОСТРОЕНИЕ

И. А. ТЕР-АЗАРЬЕВ, Л. М. МАКАРЯН

АНАЛИЗ ВЫКРАШИВАНИЯ РЕЖУЩЕЙ КРОМКИ
ИНСТРУМЕНТА ПРИ РЕЗАНИИ ГОРНЫХ ПОРОД

1. Анализ имеющихся исследований по изнашиванию режущего инструмента показывает, что кривые износа задней грани инструмента в зависимости от пути трения имеют две явно выраженные зоны: зону начального износа, характерную переменной интенсивностью изнашивания инструмента; зону установившейся интенсивности изнашивания инструмента. Исчерпывающих данных по выявлению механизма износа инструмента в первой зоне и причин переменной интенсивности изнашивания во второй в существующей литературе нет. Имеются данные, которые объясняют эти явления выкрашиванием режущей кромки в первой зоне. Причины выкрашивания и механизма его протекания не раскрыты. Некоторые исследователи на основе опытных данных предлагают, во избежание выкрашивания острой режущей кромки инструмента, до работы притупить ее заточкой специальной флэски или округлить. Теоретического анализа явлений выкрашивания при резании камня в литературе нет. Вместе с тем такой анализ разрешил бы сделать более полноценные выводы и дать рекомендации в части выбора геометрии инструмента.

Для теоретического анализа поставленного вопроса необходимо выявить характер распределения нагрузки в режущей зоне передней грани инструмента в процессе резания и определить напряженное состояние острой режущей кромки при уже известном способе распределения нагрузки. В процессе резания режущая часть инструмента подвергается действию нормальных сил по передней и задней граням и действию сил трения. Наиболее существенной по величине является нормальная сила, действующая по передней грани инструмента, вызывающая изгиб и срез рабочей части инструмента и способствующая поломке острой кромки реза.

2. Из существующих исследований по металлообработке и резанию горных пород [1, 2] для практических расчетов можно допустить, что в направлении, перпендикулярном режущей кромке, нормальная сила на передней поверхности изменяется по закону треугольника. Такое допущение возможно поскольку при принятии другого закона нагружения режущего клина методика анализа выкрашивания и установления оптимальной геометрии инструмента не меняется.

Известно, что величина контакта между породой и резцом зависит от толщины среза и свойств породы, которая описывается эмпирическим уравнением вида [3]:

$$l_k = \varphi a^x,$$

где a — толщина среза в мм; φ — коэффициент, зависящий от свойств породы; x — показатель.

Максимальная сила, действующая на самом кончике резца определяется, исходя из равенства равнодействующей при равномерном распределении силы по длине контакта l_k и при распределении ее по закону треугольника. В соответствии с этим

$$q_{\max} = \frac{2P_z \cos \gamma}{l_k}$$

Закон распределения нормальных сил по передней грани инструмента при принятии ширины кромки $b = 1$ мм будет:

$$q = q_{\max} \left(1 - \frac{l_1}{l_k}\right) \quad (2)$$

или

$$q = \frac{2P_z \cos \gamma}{l_k} \left(1 - \frac{l_1}{l_k}\right).$$

Для аналитического определения напряжений по передней грани режущего клина, действующая сила разлагается на составляющие по оси симметрии клина N и по оси, перпендикулярной ей — Q . Соответственно после подстановки получим:

$$N = \frac{2P_z}{l_k} \left(x - \frac{x^2}{2l_k \cos \omega}\right) \cos \gamma \operatorname{tg} \omega; \quad (3)$$

$$Q = \frac{2P_z}{l_k} \left(x - \frac{x^2}{2l_k \cos \omega}\right) \cos \gamma,$$

где $x = l_1 \cos \omega$.

Расстояние от точек приложения сил N и Q до сечения $n-n$ (рис. 1) и оси клина будет:

$$x_1 = \frac{x}{3} \left(\frac{3l_k \cos \omega - x}{2l_k \cos \omega - x}\right);$$

$$h_1 = \left|x - \frac{x}{3} \left(\frac{3l_k \cos \omega - x}{2l_k \cos \omega - x}\right)\right| \operatorname{tg} \omega.$$

Наибольшее растягивающее напряжение в пределах контакта инструмента с породой будет:

$$\sigma = \frac{P_z \cos \gamma}{l_k} \left(1 - \frac{x}{2l_k \cos \omega}\right) \left|\frac{1}{\operatorname{tg}^2 \omega} \left(\frac{3l_k \cos \omega - x}{2l_k \cos \omega - x}\right) + \frac{3l_k \cos \omega - x}{2l_k \cos \omega - x} - 4\right|. \quad (4)$$

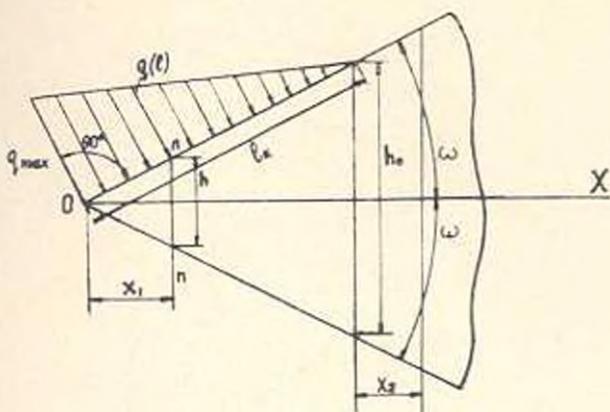


Рис. 1.

а за линией контакта

$$\sigma = \frac{P_z \cos \gamma}{2L_k (l_k \cos \omega + x_2 \operatorname{tg} \omega)} \left[\frac{2 l_k \cos^2 \omega + 3 x_2 \cos \omega - l_k \sin^2 \omega}{(l_k \cos \omega + x_2) \operatorname{tg} \omega} - \sin \omega \right] \quad (5)$$

Исходя из условия предельных растягивающих напряжений определяемой хрупкостью твердого сплава, можем записать:

$$\frac{P_z \cos \gamma}{l_k} \left(1 - \frac{x}{2 l_k \cos \omega} \right) \left[\frac{1}{\operatorname{tg}^2 \omega} \left(\frac{3 l_k \cos^2 \omega - x}{2 l_k \cos \omega - x} \right) + \frac{3 l_k \cos \omega - x}{2 l_k \cos \omega - x} - 4 \right] < [\sigma]. \quad (6)$$

Значения напряжений в зависимости от геометрии инструмента и положения сечения приведены на графике (рис. 2).

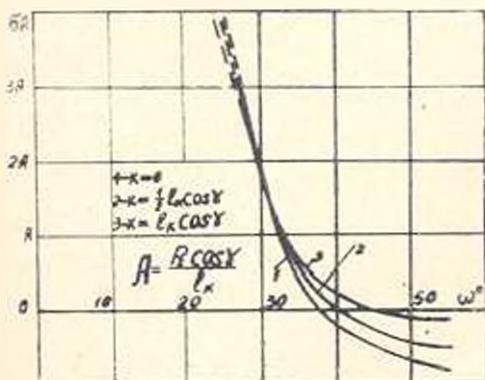


Рис. 2.

Из рис. 2 видно, что при малых значениях угла заострения инструмента в зоне нагружения, вероятность выкрашивания режущей кромки значительна. С удалением от режущей кромки возможность выкрашивания уменьшается, поэтому можно изменением геометрии самой режущей кромки достичь минимального значения напряжения.

Начиная с $\omega = 35-40^\circ$, что соответствует углу заострения режущей кромки $2\omega = 70-80^\circ$, дальнейшее его увеличение практически не влияет на величину напряжений. Исходя из этого, для уменьшения напряжений необходимо осуществить округление режущей кромки, либо придать ей соответствующие очертания. Если предположить, что на кончике инструмента сделана фаска перпендикулярно оси симметрии инструмента (клина) шириной h_0 , то вместо одного ребра O с углом 2ω появляются два ребра O_1 с углом $2\omega_1$, существенно превышающим прежнее значение ω (рис. 3)

$$2\omega_1 = 90^\circ + \omega.$$

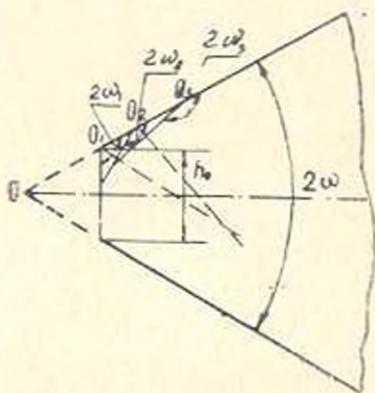


Рис. 3.

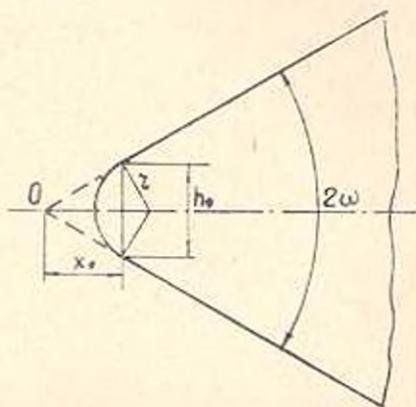


Рис. 4.

Вторичное снятие фаски с двух ребер дает четыре новых ребра с углом

$$2\omega_2 = 90^\circ + \omega_1 = 90^\circ + \frac{90^\circ}{2} + \frac{\omega}{2}.$$

При снятии фаски n раз получается $2n$ ребер, у каждого из которых угол составляет

$$2\omega_n = 180^\circ (1 - 0,5^n) + \frac{\omega}{2}.$$

При $n = 1$ коэффициент $(1 - 0,5^n)$ приближается к единице, а при $n \rightarrow \infty$ $2\omega_n = 180^\circ$, т. е. при многократном снятии фаски получается кривая поверхность с радиусом округления r (рис. 4)

$$r = x_0 \frac{\operatorname{tg} \omega}{\cos \omega}, \quad (7)$$

где x_0 определяется из условия прочности кромки по нормальным напряжениям, исходя из уравнения (6).

Ширина площадки, соответствующая радиусу округления r , будет

$$h_0 = 2x_0 \operatorname{tg} \omega.$$

При определении радиуса закругления r по формуле (7) и сопоставления его с фактическими значениями, необходимо учесть, что на

оформление радиуса округления режущей кромки влияет абразивное действие породы. Поэтому совпадения этих значений не будет и фактический радиус округления режущей кромки будет несколько больше расчетного.

НИИКС

Поступило 17.XII.1968.

Ի. Ա. ՏԵՐ-ԱՉԱՐԻԿ Լ. Մ. ՄԱՆԱՐՅԱՆ

ԱՊԱՐՆԵՐԻ ԿՏՐՈՒՆ ԺԱՄԱՆԱԿԻ ԿՈՐԾԻՔԻ ԿՏՐՈՂ ԵՋՐԻ ՓՇՐԱՄԱՇՄԱՆ ՎԵՐԱԴՆՆՈՒԹՅՈՒՆԸ

Ա Վ Փ Ն Փ Ն Ա Մ

Տեսականորեն ուսումնասիրված է կտրիչի կտրող եզրի փշրամաշման մեխանիզմը ապարների կտրման ժամանակ, որի համար բացահայտված է՝ բեռնավորման ընույթը կտրիչի սուղեի նիստի վրա կտրման ընթացքում և սուր կտրիչի լարվածային վիճակը սվայլ բեռնավորման ղեկարում: Ելնելով հայտնի հետազոտություններից, բեռնավորման բաշխումն առջևի նիստի վրա՝ կտրող զոտում, ընդունված է եռանկյան օրենքով: Այլ բեռնավորման ղեկարում հետազոտման մեթոդիկան և կտրող եզրի օպտիմալ երկրաչափության հիմնավորումը չի փոխվում:

Ստացված են հիմնական բանաձևեր և հաճախարումներ, որոնք հնարավորություն են ընձեռնում որոշելու կտրիչի օպտիմալ երկրաչափությունն ու կտրող եզրի կորացման շառավիղը:

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Клушин М. И. Расчет режущей части инструментов на прочность. Журн. „Станки и инструменты“, № 2, 1958.
2. Карпичев Н. Г. Распределение удельного давления по передней грани резца при разрушении горных пород. Научные доклады высшей школы. Журн. „Горное дело“, № 3, 1958.
3. Тер-Азирьев И. А. Основы эффективного резания природного камня. (Автореферат докторской диссертации). Киев, 1966.

А. А. КАСАМАНЯН

ОБ ОТНОСИТЕЛЬНЫХ ПЕРЕМЕЩЕНИЯХ ЗВЕНЬЕВ
 ТРЕХЗВЕННОГО МЕХАНИЗМА ОБЩЕГО ВИДА
 С СОПРИКАСАЮЩИМИСЯ ШАРОМ И ПЛОСКОСТЬЮ

1. В статье излагается точный графо-аналитический метод определения перемещений звеньев механизма, кинематическая схема которого приведена на рис. 1. Частные случаи этого механизма нашли применение в некоторых приборах [1].

Принятые обозначения: A, r — центр и радиус шара 1; $AE = a_1$ — кратчайшее расстояние точки A от оси OE цилиндрической пары 1—3; M — точка касания шара 1 и плоскости 2 (далее плоскость 2 обозначена через Π_1); α_2 — угол между плоскостью Π_0 и осью FD цилиндрической пары 2—3, определяемый углом между прямой BC и осью DF ; C — точка пересечения плоскости Π_0 и оси FD ; $BD = a_2$ — кратчайшее расстояние точки B от оси FD ; $OF = a_3$ и α_1 — соответственно кратчайшее расстояние и угол между осями OE и DF ;

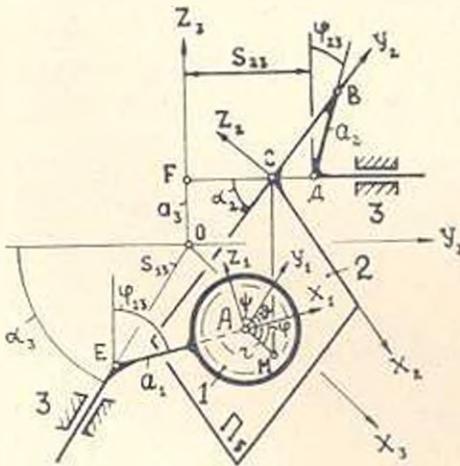


Рис. 1.

$OE = s_{21}$ и φ_{21} — соответственно кратчайшее расстояние и угол между отрезками a_1 и a_2 ; $FD = s_{32}$ и φ_{32} — соответственно кратчайшее расстояние и угол между отрезками a_2 и a_3 ; X_i, Y_i, Z_i — прямоугольная правая система координат, связанная со звеном i ($i = 1, 2, 3$); x_i, y_i, z_i — координаты произвольной точки в системе X_i, Y_i, Z_i ; φ, θ, ψ — углы, образованные отрезком AM соответственно с осями X_1, Y_1, Z_1 ; θ — линейный угол между плоскостями EAM и AMC ; Π_1, Π_0, Π_3 — плоскости, проведенные соответственно через точки O, D, E и перпендикулярные отрезкам OF, FD, OE ; Π_2 — плоскость, проведенная через точки B, C, D ; A_p, B_p и т. д. — проекции точек A, B и т. д. на плоскости Π_p ($p = 1, 2, 3, 4, 5$); X_{pq} — линия (ось) пересечения взаимно-перпендикулярных плоскостей Π_p и Π_q ; A_{pq}, B_{pq} и т. д. — проекции точек A, B и т. д. на ось X_{pq} . Оси AX_1, CY_2, OZ_3 направлены соответственно по EA, CB, OF .

Оси AM_1 и OV_3 проведены соответственно параллельно EO и FD , а ось CZ_3 перпендикулярна плоскости Π_3 . Положение (перемещение) звена 1 относительно неподвижного звена 3 определяется параметрами s_{13} и φ_{13} . Положение звена 2 относительно звена 3 определяется параметрами s_{23} и φ_{23} . Положение звена 1 относительно звена 2 определяется координатами x_2^A, y_2^A, z_2^A точки A , углом θ и двумя из углов φ, θ, ψ . Из рис. 1 следует, что $x_2^A = x_2^M, y_2^A = y_2^M$ и $z_2^A = r$. Механизм данного вида обладает тремя степенями подвижности, и потому среди его переменных параметров независимыми могут быть три параметра.

Даны независимые переменные $\varphi_{13}, s_{13}, s_{23}$; постоянные параметры $a_1, a_2, a_3, z_0, z_3, r$. Нужно определить переменные $\varphi_{23}, \varphi, \theta, \psi, \theta$ и координаты $x_2^M, y_2^M, x_3^M, y_3^M, z_3^M$ точки M .

Сущность метода решения задачи заключается в следующем. Искомый параметр φ_{23} переносится в число заданных, а известный параметр r — в число искомых, т. е. производится некоторая перемена заданных параметров. Строятся ортогональные проекции точек кинематической схемы механизма в новых заданных параметрах последовательным применением способа перемены плоскостей проекции. На основе этих построений выводятся аналитические выражения искомых параметров $\varphi_{23}, \varphi, \theta, \psi, \theta$ механизма и координат точки M . Схема ортогональных проекций точек механизма, построенная в новых заданных параметрах, не является графическим решением данной задачи. Этим и отличается изложенный выше метод от графо-аналитического метода Г. Д. Анапова [2]. Первый из этих методов целесообразно применять в тех случаях, когда графическое решение задачи получается сложным и трудоемким.

2. Очевидно, что отрезки EO, BD, AE лежат соответственно в плоскостях Π_1, Π_2, Π_3 и $\Pi_3 \perp \Pi_1, \Pi_2 \perp \Pi_1, \Pi_4 \perp \Pi_2, \Pi_5 \perp \Pi_4, OF \parallel (\Pi_2 \text{ и } \Pi_3), FD \perp \Pi_1, AM \parallel \Pi_4$. Согласно этому и вышепринятым обозначениям можно написать: $a_1 = A_3E_3, a_2 = B_3D_3, a_3 = E_3F_3, s_{13} = OE_1, s_{23} = OD_1, r = A_3M_1, \varphi_{13} = \angle A_3E_3F_3, \varphi_{23} = \angle Z_3D_3B_3, \alpha_3 = \angle V_3OE_1, \theta = \angle E_3A_3C_3, z_3 = B_3C_3D_3$.

Проводим оси OX_3 и OY_3 (рис. 2). По углу α_3 и отрезку s_{13} находим точку E_1 . Ось X_{13} проходит через точку E_1 и перпендикулярна отрезку OE_1 , так как плоскость $\Pi_3 \perp s_{13}$ проведена через точку E . Совмещаем плоскость Π_3 с плоскостью Π_1 поворотом ее вокруг оси X_{13} . Проекция E_3 совпадает с E_1 , так как точка E лежит в плоскостях Π_1 и Π_3 . Точка F_3 находится на продолжении отрезка OE_1 на расстоянии a_3 от оси X_{13} . По углу φ_{13} и отрезку a_1 находим точку A_3 . Опуская перпендикуляр из точки A_3 на ось X_{13} , получим проекцию A_1 , так как точка A лежит в плоскости Π_1 .

Откладывая отрезок s_{23} из точки O на оси OY_3 , получим проекцию D_1 . Ось X_{23} проходит через точку D_1 и перпендикулярна отрезку OD_1 , так как плоскость $\Pi_2 \perp s_{23}$ проведена через точку D . Ось X_3

ный отрезок A_1M_1 изображает искомый параметр r в натуральную величину. Проекция M_1 находится на том же расстоянии от оси X_{21} , что и проекция A_2 , так как $AM \perp \Pi_1$. По точкам M_1 и M_2 находим проекции M_1 и M_2 . Отрезки OM_{12} , $M_{12}M_1$, $M_{12}M_2$ изображают соответственно координаты x_2'' , y_2'' , z_2'' точки M в неподвижной системе $X_1Y_1Z_1$. Ось AU_1 в плоскости Π_1 изображается осью A_1Y_1 . Отрезок A_1M_{12} дает координату y_1'' . Если повернуть плоскость MAU_1 вокруг оси AU_1 до положения, параллельного плоскости Π_1 , то проекция M_1 перейдет в положение M_1' , где $M_1M_1' \perp A_1Y_1$ и $A_1M_1' = r$. Полученный при этом угол $M_1'A_1Y_1$ изображает угол ψ без искажения.

В плоскости Π_1 через точку A_2 проводим оси X_1 и Z_1 . Если повернуть плоскость $MA X_1$ вокруг оси $A X_1$, а плоскость $MA Z_1$ — вокруг оси $A Z_1$, и совместить их с плоскостью Π_1 , то проекция M_1 займет соответственно положения M_2 и M_3 , где $M_2M_2' \perp A_2X_1$, $M_3M_3' \perp A_2Z_1$, $A_2M_2' = A_2M_3' = r$. Углы $X_1A_2M_2$ и $Z_1A_2M_3$ изображают соответственно углы φ и γ без искажения, а отрезки A_2M_{21} и A_2M_{31} дают координаты $(-x_1'')$ и $(-z_1'')$ точки M в системе $X_1A_2Z_1$. В плоскости Π_1 по C_1H_1 проводим ось C_1Y_2 и перпендикулярно к ней — ось C_1Z_2 . Совмещаем плоскость Π_2 с плоскостью Π_1 поворотом ее вокруг оси X_{12} . При этом ось X_2 совпадает с осью Z_2 . По M_2 и M_3 находим проекцию M_4 . С точкой M_4 совпадает проекция A_3 , так как $AM \perp \Pi_2$. Отрезки M_1M_4 и C_4M_4 изображают соответственно координаты x_2'' и y_2'' точки M в системе $X_2C_4Y_2$. Опуская перпендикуляр из точки E_1 на ось X_{12} , получим E_2 , так как точка E лежит в плоскости Π_1 . Имея E_1 и E_2 , находим проекции E_1 и E_2 . Проекция C_3 совпадает с C_4 , так как точка C лежит в плоскостях Π_1 и Π_2 . Таким образом, получаем угол $E_2A_3C_4$, равный искомому углу θ .

3. Учитывая, что $A_1A_2 = A_2A_{12}$, $A_1A_{12} = A_1A_{21}$, $A_2A_{21} = A_2M_1$, из треугольников $E_1A_1A_2$, $C_2A_2B_1$ и контуров $OE_1A_1A_{12}A_2O$, $A_1A_{12}A_2A_{21}A_1$, получим

$$(s_{12} \sin \alpha_2 + a_1 \cos \alpha_2 \sin \varphi_{12}) \cos \alpha_2 \sin \varphi_{22} + (a_1 \cos \varphi_{12} - a_2) \cos \alpha_2 \cos \varphi_{22} = r + a_2 \cos \alpha_2 - (s_{22} + s_{12} \cos \alpha_2 - a_1 \sin \alpha_2 \sin \varphi_{12}) \sin \alpha_2; \quad (1)$$

$$x_2'' = (s_{12} \sin \alpha_2 + a_1 \cos \alpha_2 \sin \varphi_{12}) \cos \varphi_{22} - (a_1 \cos \varphi_{12} - a_2) \sin \varphi_{22}; \quad (2a)$$

$$y_2'' \cos \alpha_2 = a_1 \operatorname{ctg} \alpha_2 + r \sin \alpha_2 - s_{22} - s_{12} \cos \alpha_2 + a_1 \sin \alpha_2 \sin \varphi_{12}. \quad (2b)$$

Вводя обозначения

$$m = (s_{12} \sin \alpha_2 + a_1 \cos \alpha_2 \sin \varphi_{12}) \cos \alpha_2,$$

$$n = (a_1 \cos \varphi_{12} - a_2) \cos \alpha_2,$$

$$e = r + a_2 \cos \alpha_2 - (s_{22} + s_{12} \cos \alpha_2 - a_1 \sin \alpha_2 \sin \varphi_{12}) \sin \alpha_2.$$

выражение (1) примет вид

$$m \sin \varphi_{22} + n \cos \varphi_{22} = e.$$

Откуда находим

$$\sin \varphi_{22} = \frac{me \pm n \sqrt{\sigma}}{m^2 + n^2}; \quad (3a)$$

$$\cos \varphi_{22} = \frac{ne \mp m \sqrt{\sigma}}{m^2 + n^2}. \quad (3b)$$

где $\sigma = m^2 + n^2 - e^2$.

Два знака перед радикалом в выражении (3) соответствуют двум возможным схемам механизма. Причем для схемы, показанной на рис. 1, соответствуют верхние знаки. Возводя в квадрат уравнения (1) и (2a) и складывая их, получим

$$x_2^{II} \cos \alpha_2 = \pm \sqrt{\sigma}. \quad (2a)^*$$

Имея в виду, что $M_1 M_{24} = M_1 M_{12}$, $M_2 M_{32} = M_2 M_{12}$, $y_3^{II} = s_{22} = M_2 M_{12}$, $\Delta_1 M_{12} = \Delta_1 A_{12} = A_{12} M_{12}$, $A_2 M_2 = A_{21} M_{21}$, из $\Delta E_1 A_1 A_1$, контура $OE_1 A_1 A_{12} \Delta_1 O$, трапеций $A_2 A_{12} M_{12} M_2$ и $A_1 A_{21} M_{21} M_1$, получим

$$x_2^{II} = s_{13} \sin \alpha_3 + a_1 \cos \alpha_3 \sin \varphi_{13} - r \cos \alpha_2 \sin \varphi_{23}; \quad (4a)$$

$$y_3^{II} = -s_{13} \cos \alpha_3 + a_1 \sin \alpha_3 \sin \varphi_{13} + r \sin \alpha_2; \quad (4b)$$

$$z_1^{II} = a_1 \cos \varphi_{13} - r \cos \alpha_2 \cos \varphi_{23}. \quad (4c)$$

Из контуров $OE_1 A_1 A_{12} \Delta_1 O$, $A_2 A_{12} M_{12} M_2 A_2$, $A_1 A_{21} M_{21} M_1 A_1$, $A_1 A_{12} M_{12} M_1 M_{13} A_1$, $A_1 A_3 M_{21} M_3 M_{13} A_1$ и треугольников $E_1 A_1 A_3$, $A_2 M_{21} M_3$, $A_1 M_{21} M_3$, $A_3 M_{21} M_3$ с учетом $A_1 M_{21} = M_1 M_{13}$, $M_3 M_{21} = A_3 M_{31}$ получим

$$\cos \varphi = \frac{x_1^{II}}{r} = -\cos \alpha_3 \cos \varphi_{13} \cos \varphi_{23} + (\sin \alpha_2 \sin \alpha_3 - \cos \alpha_2 \cos \alpha_3 \sin \varphi_{23}) \sin \varphi_{13}; \quad (5a)$$

$$\cos \theta = \frac{y_1^{II}}{r} = \sin \alpha_2 \cos \alpha_3 + \cos \alpha_2 \sin \alpha_3 \sin \varphi_{23}; \quad (5b)$$

$$\cos \psi = \frac{z_1^{II}}{r} = -\cos \alpha_2 \sin \varphi_{13} \cos \varphi_{23} - (\sin \alpha_2 \sin \alpha_3 - \cos \alpha_2 \cos \alpha_3 \sin \varphi_{23}) \cos \varphi_{13}. \quad (5c)$$

Имея в виду, что $E_1 E_2 = E_1 E_{23}$, $E_2 E_{23} = E_2 E_{45}$, из контуров $OE_1 E_2 \Delta_1 O$, $\Delta_1 E_2 E_{23} \Delta_2 \Delta_1$, $\Delta_2 E_{23} E_4 E_{45} C_4 \Delta_2$, $C_4 E_{45} E_5 A_5 C_4$ и треугольников $C_4 M_4 A_5$, $C_4 \Delta_2 B_4$ находим

$$\operatorname{tg} \theta = \frac{x_2^{II} y_2^E - x_2^E y_2^{II}}{x_2^{II} (x_2^E - x_2^{II}) + y_2^{II} (y_2^E - y_2^{II})} \quad (6)$$

где

$$x_2^E = E_5 E_{45} = a_3 \sin \varphi_{23} + s_{13} \sin \alpha_3 \cos \varphi_{23};$$

$$-y_2^E = C_4 E_{45} = (s_{23} + s_{13} \cos \alpha_3 - a_2 \operatorname{ctg} \alpha_2) \cos \alpha_2 - (s_{13} \sin \alpha_3 \sin \varphi_{23} - a_3 \cos \varphi_{23}) \sin \alpha_2.$$

Механизмы с одной степенью подвижности можно рассматривать как частные случаи механизмов с несколькими степенями подвижности. Так из рис. 1 можно получить следующие три вида механизмов с одной степенью подвижности: механизм для преобразования вращательного движения звена 1 вокруг оси OE во вращение звена 2 вокруг оси $F\Delta$, если цилиндрические пары 1-3 и 2-3 заменить вра-

зательными парами ($s_{13} = \text{const}$, $s_{23} = \text{const}$): механизм для преобразования вращательного движения звена 1 вокруг оси OK в поступательное движение звена 2 вдоль оси FD , если цилиндрическую пару 2—3 заменить вращательной парой, а цилиндрическую пару 1—3—поступательной ($s_{13} = \text{const}$, $\varphi_{23} = \text{const}$); механизм для преобразования поступательного движения звена 1 вдоль оси EO в поступательное движение звена 2 вдоль оси FD , если цилиндрические пары 1—3 и 2—3 заменить поступательными ($\varphi_{13} = \text{const}$, $\varphi_{23} = \text{const}$).

Перемещения звеньев этих механизмов определяются уравнениями (1)—(6), только следует учесть в них постоянность и переменность соответствующих параметров.

Этими же уравнениями определяются также перемещения звеньев трехзвенных механизмов, у которых неподвижным является плоскость Π (звено 2) вместо звена 3. На рис. 3 приведена кинематическая схема четырехзвенного механизма общего вида с одной шаровой 1—2, одной плоскостной 2—3 и двумя вращательными 1—4, 3—4 парами. Звено 2 обладает местной подвижностью — свободное вращение его вокруг оси AM . Этот механизм кинематически эквивалентен трехзвенному механизму общего вида с двумя вращательными и одной высшей парой (элементы высшей пары — шар и плоскость). Если в уравнениях (1)—(4) и (6) положить $r = a_2 = 0$, $s_{13} = \text{const}$, $s_{23} = \text{const}$, то получим аналитические выражения перемещений трехзвенного механизма с соприкасающимися точкой и плоскостью. Графическое определение угла поворота ведомого звена этого механизма дано в [3]. Если в уравнениях (1)—(4) и (6) принять еще $\alpha_2 = 0$, то получим аналитические зависимости перемещений частного случая четырехзвенного механизма рис. 3. Для этого частного случая в [4] найдено аналитическое выражение угла поворота ведомого звена.

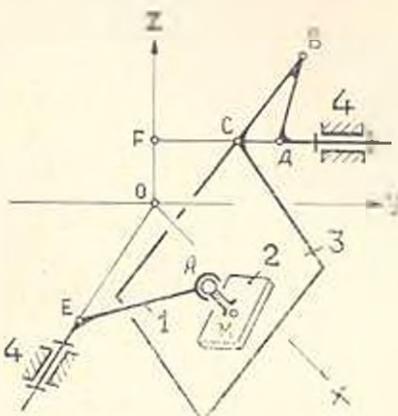


Рис. 3.

Ереванский политехнический институт
им. К. Маркса

Получено 25.1.1968.

Հ. Հ. ՎԱՍԻՍՅԱՆԿ

ՀԳՎՈԳ ԳԻՏՈՎ ԵՎ ՀԱՐԹՈՒԹՅՈՒՆՆՈՎ ՈՒՏՎԱԾ ԸՆԴՀԱՆՈՒՐ ՏԻՄԵՐ ԻՈՐՈՎԱԿ
ՍԵՆՏԵՐԱՐԻ ՕՐԱՆՆԵՐԻ ՀԱՐԱԹԵՐԱԿԱՆ ՏԵՂԱԳՈՒՈՒՄՆԵՐԻ ՈՒՍԻՆ

Ա Վ Փ Ն Փ Ն Է Մ

Չիտված է երեք ամսառվյալի աստիճան ունեցող երիտասարդ տարածական
մեխանիկոս, որի տանող և տարվող օգակները հզորում են միմյանց՝ կազմելով

դունդ—հարթութիւնն զույգը, իսկ անշարժ օղակի հետ կազմում են դրանային կինեմատիկ զույգեր: Սղակների հարաբերական տեղափոխումները որոշվում են դրաֆտանալիտիկ եղանակով: Տվյալ մեխանիզմի համար արտածված անալիտիկ արտահայտութիւնները տարածվում են մեկ աղատութեան աստիճան ունեցող մի շարք մեխանիզմների վրա:

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. *Пантелеев С. И.* Обзор и исследование структуры пространственных механизмов соприкасающихся рычагов. Труды МАИ им. С. Орджоникидзе, вып. 72, 1957.
2. *Ананов Г. Д.* Кинематика пространственных шарнирных механизмов сельскохозяйственных машин. Машгиз, 1963.
3. *Пантелеев С. И.* Кинематическое исследование пространственных трехзвенных механизмов графическим методом. Изв. вузов „Машиностроение“, 11—12, М., 1958.
4. *Heinrich H. J.* Kinematische Untersuchung von zwei raumlichen Getrieben (Kupplungen) „Maschinenbautechnik“, 15, 1966, H. 11.

М. Г. ФАГРАДЯН, Б. С. ГУКАСЯН

О КОЛЕБАНИЯХ СПИРАЛЬНОГО СВЕРЛА И УСЛОВИЯХ ЕГО УСТОЙЧИВОСТИ

Одной из основных причин возникновения вибрации при сверлении является жесткость станок-приспособление—инструмент-деталь (СПИД), в числе которой большое место занимает жесткость сверла. Реальная система процесса сверления состоит из многих степеней свободы. Для упрощения задачи необходимо представить систему, имеющую ограниченное число степеней свободы и наиболее близко представляющую реальную систему.

При сопоставлении уравнений колебания режущей кромки сверла принимается, что обрабатываемая деталь неподвижна и колебательному движению подвергается только сверло. Это вполне допустимо, так как жесткость шпинделя и стола станка по сравнению с жесткостью сверла велика.

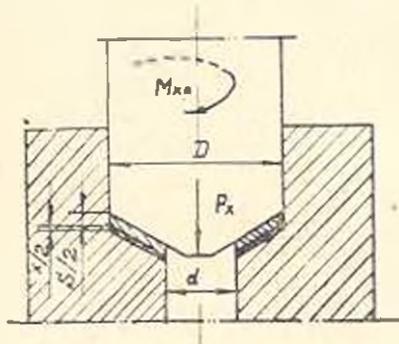


Рис. 1. Изменение срезаемого слоя от колебания сверла.

В процессе сверления, колебания сверла приводят к изменению осевого усилия и крутящего момента (рис. 1). При этом, колебания режущей кромки сверла вдоль и вокруг его оси можно представить в виде системы дифференциальных уравнений:

$$m\ddot{x} + h_1\dot{x} + k_1x = P_x; \tag{1}$$

$$I\ddot{\varphi} + h_2\dot{\varphi} + k_2\varphi = M_{\alpha},$$

где I, m — соответственно момент инерции и масса выступающей части сверла;

h_1, h_2 — коэффициенты затухания осевого и крутильного колебаний;

k_1, k_2 — осевая и крутильная жесткость сверла.

Путем аппроксимации экспериментальных данных (рис. 2), осевое усилие P_x и крутящий момент M_{α} можно представить в следующем виде:

$$P_x = \frac{a_1 a^p}{b_1 d + c_1}; \quad M_{кр} = a^q (c_2 - b_2 d^n), \quad (2)$$

где $a_1, b_1, b_2, c_1, c_2, p, q, n$ — некоторые постоянные, зависящие от условий сверления; a — толщина срезаемого слоя; d — диаметр рассверливаемого отверстия.

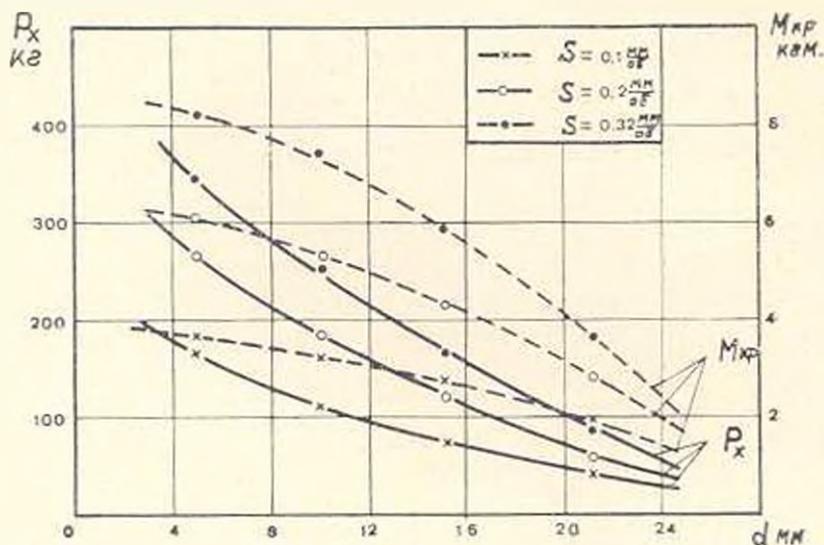


Рис. 2. Зависимость осевого усилия и крутящего момента от диаметра рассверливаемого отверстия. Обрабатываемый материал. Сталь ст. 45, материал сверла Р6М3, $\psi_{св} = 26$ мм; $V = 16,3$ м/мин.

Поскольку спиральное сверло имеет сложную форму, то при его закручивании имеет место осевая деформация, которая будет изменять мгновенное значение толщины среза на величину:

$$x_1 = k\varphi,$$

где k — коэффициент; φ — угол закручивания.

Так как плоскость резания не совпадает с плоскостью крутильного колебания, то при повороте сверла на угол φ режущая кромка выедрится в металл на величину

$$x_2 = \frac{S_0}{2\pi},$$

где S_0 — величина подачи.

Суммарное перемещение режущей кромки вдоль оси сверла при повороте на угол φ будет

$$x = N\varphi, \quad (3)$$

где

$$N = k + \frac{S_0}{2\pi}.$$

Изменение величины осевого усилия и крутящего момента от изменения скорости резания и переднего угла сверла при снятии не-

больших стружек, как показали эксперименты, незначительны. Поэтому для упрощения задачи их влияние не учитывается. При крутильном колебании величина среза равна $a + x$, поэтому уравнения (2) примут вид

$$P_1 = \frac{a_1(a+x)^p}{b_1d + c_1}; \quad M_{1p} = (a+x)^q(c_2 - b_2d^2). \quad (4)$$

В силу (4) систему дифференциальных уравнений (1) можно представить в следующем виде:

$$B_1^q (I\ddot{\varphi} + h_2\dot{\varphi} + k_2\varphi)^p - B_2^q (m\dot{x} + h_1\dot{x} + k_1x)^q. \quad (5)$$

где

$$B_1 = \frac{a_1}{b_1d + c_1}; \quad B_2 = c_2 - b_2d^2.$$

Рассмотрим случай, когда показатели степени $p = q = 1$. Подставляя значение x из уравнения (3) в уравнение (5), получается

$$(B_1I - B_2mN)\ddot{\varphi} + (B_1h_2 - B_2h_1N)\dot{\varphi} + (B_1k_2 - B_2k_1N)\varphi = 0. \quad (6)$$

Решение уравнения (6) ищем в следующем виде:

$$\varphi = \varphi_1 e^{i\tau}. \quad (7)$$

Подставляя в уравнение (6) значение φ , получим:

$$(B_1I - B_2mN)i^2\varphi_1 e^{i\tau} + (B_1h_2 + B_2h_1N)i\varphi_1 e^{i\tau} + (B_1k_2 - B_2k_1N)\varphi_1 e^{i\tau} = 0. \quad (8)$$

Характеристическое уравнение получим из (8), полагая $\varphi_1 e^{i\tau} \neq 0$:

$$F_0\lambda^2 + F_1\lambda + F_2 = 0; \quad (9)$$

$$F_0 = B_1I - B_2mN;$$

$$F_1 = B_1h_2 + B_2h_1N;$$

$$F_2 = B_1k_2 - B_2k_1N.$$

Корни характеристического уравнения будут:

$$\lambda_{1,2} = \frac{-F_1 \pm \sqrt{F_1^2 - 4F_0F_2}}{2F_0}. \quad (10)$$

Согласно теории Ляпунова, если все корни уравнения отрицательны, то движение будет устойчивым. По критерию Гурвица-Рауса корни отрицательны при соблюдении следующих неравенств:

$$B_1I - B_2mN > 0;$$

$$B_1h_2 + B_2h_1N > 0; \quad (11)$$

$$B_1k_2 - B_2k_1N > 0;$$

$$(B_1h_2 + B_2h_1N)^2 - 4(B_1I - B_2mN)(B_1k_2 - B_2k_1N) > 0.$$

В начале вращения $t = 0$, скорость $\dot{\varphi} = 0$, а скачок крутящего момента при переходе от покоя к резанию должен компенсироваться скачком ускорений, т. е.

$$\varphi = \frac{M_0 - M_{кр}}{I} = \frac{\Delta M}{I}, \quad (12)$$

где M_0 — максимальный крутящий момент покоя;

$M_{кр}$ — крутящий момент, определяемый уравнением (2).

На основании (12) находим:

$$\varphi_1 = \frac{\Delta M}{I \lambda^2}, \quad (13)$$

Подставляя значение φ_1 и λ в уравнение (7), получим следующее уравнение движения режущей кромки сверла относительно его оси

$$\varphi = \frac{\Delta M}{I \lambda^2} e^{-c_1 t} (e^{c_2 t} + e^{-c_2 t}), \quad (14)$$

где

$$c_1 = \frac{F_1}{2F_0}; \quad c_2 = \frac{\sqrt{F_1^2 - 4F_0F_2}}{2F_0}.$$

Из принятого уравнения (7) видно, что при удовлетворении условий (11) колебание будет затухающим. Если подкоренное выражение будет отрицательным, т. е. $F_1^2 < 4F_0F_2$, то движение будет периодическим и уравнение (7) примет вид:

$$\varphi = e^{-c_1 t} (A \cos \omega t + B \sin \omega t), \quad (15)$$

где

$$\omega = \frac{1}{2F_0} \sqrt{4F_0F_2 - F_1^2}.$$

Исходя из начальных условий, находим:

$$A = \frac{\Delta M}{I} \frac{F_2}{F_0}; \quad B = \frac{\Delta M}{I} \frac{F_1}{F_2 \sqrt{4F_0F_2 - F_1^2}}.$$

Подставляя значения A и B в (15), получим:

$$\varphi = \frac{\Delta M}{IF_0} e^{-c_1 t} \left(F_0 \cos \omega t + \frac{F_1}{\sqrt{4F_0F_2 - F_1^2}} \sin \omega t \right). \quad (16)$$

При отсутствии сил сопротивления ($c_1 = 0$) уравнение (15) приобретает вид:

$$\varphi = A_1 \cos \omega_0 t + B_1 \sin \omega_0 t. \quad (17)$$

где

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{F_2}{F_0}}.$$

Подставляя в (17) значения A_1 и B_1 , полученные из начальных условий, находим:

$$\varphi = -\frac{\Delta M}{I \omega_0} \cos \omega_0 t. \quad (18)$$

Уравнение колебания вдоль оси сверла получим, подставляя со-

ответствующее значение φ в уравнение (3). Анализируя приведенные данные, можно отметить, что при сверлении в условиях пониженной жесткости (СПИД), имеет место колебание режущей кромки сверла вдоль и вокруг его оси; безвибрационное сверление обеспечивается при удовлетворении неравенств (11); колебательное движение сверла будет устойчивым при отсутствии силы сопротивления, т. е. при условии, когда $B_1 h_1 = B_2 h_1 N$.

Ереванский политехнический институт
им. К. Маркса

Поступило 23 IX.1968.

Մ. Գ. ՅԱՆՐԱԿՅԱՆ, Բ. Ս. ԿՈՒՈՒՍՅԱՆ

ՊԵՐՈՒՅՐԱԶՆԵՎ ԳԱՅՐԻՐՈՒՄԻ ՏՈՏԱՆՈՒՄԻՆԵՐԻ ԵՎ ԵՐԱ ԿԱՅՈՒՐՈՒԹՅԱՆ
ՊԵՐՈՒՄՆԵՐԻ ՄԱՍԻՆ

Ա. ը թ ո թ ո ը

Հաստաց-հարմարանք-կործիր-ղեռալ սիւտեմում դիտվում է պարուրածի
գայլիկների կալուելութունը: Տառանման դիֆերենցիալ հավասարումներում աե-
ղազրված են փորձնական տվյալների հիման վրա կառուցված առանցքային
սեփ և պատուղ մոմենտի ապրոքսիմացված արժեքները:

Ստացված է փակ լուծում մասնավոր դեպքի համար, երբ մատուցման
առտիճանացույցերը հավասար են մեկի: Գառված են գայլիկների կալուելության
ծայրային պայմանները:

А. М. МКРТЧЯН

К АНАЛИЗУ ТЕПЛОВЫХ СХЕМ ГАЗОТУРБИННЫХ И
 ПАРОГАЗОВЫХ УСТАНОВОК

В статье исследуется возможность применения коэффициентов энергетической и энергоэкономической ценности тепла при анализе тепловых схем газотурбинных (ГТУ) и парогазовых (ПГУ) установок.

1. Применительно к обычной ГТУ с регенератором коэффициент энергоценности (к. э.) и энергоэкономической ценности тепла можно выразить следующими зависимостями:

$$\left(\frac{Q_{\text{ГТУ}}}{Q_{\text{ГТУ}}}\right)^{\text{к. э.}} = \frac{\Delta Q_{\text{топл.}}}{\Delta Q_{\text{ГТУ}}} = \frac{\Delta Q_{\text{ГТУ}} - \Sigma \Delta Q_{\text{пот.}}}{\Delta Q_{\text{ГТУ}}}; \quad (1)$$

$$\epsilon = \epsilon_{\text{ГТУ}}^{\text{ср.}} - \frac{Q_{\text{ГТУ}} \cdot \Sigma \Delta Z_p}{C_{\text{топл.}} \cdot h_{\text{топл.}} \cdot \Delta Q_{\text{ГТУ}}}; \quad (2)$$

где $\epsilon_{\text{ГТУ}}^{\text{ср.}}$ — среднее значение к. э. тепла уходящих газов ГТУ;

$\Delta Q_{\text{ГТУ}}$ — количество тепла отработавших газов ГТУ, утилизируемого при повышении степени регенерации;

$\Delta Q_{\text{пот.}}$ — потери тепла вследствие затрат энергии на преодоление гидравлических сопротивлений теплообменника;

$C_{\text{топл.}}$ — расчетная стоимость топлива, $\frac{\text{руб.}}{\text{т. у. т.}}$;

Z_p — расчетные затраты, $\frac{\text{руб.}}{\text{год}}$.

Расчеты по определению к. э. и энергоэкономической ценности тепла уходящих газов ГТУ были проведены для двух вариантов схем ГТУ: с простым регенеративным циклом (применительно к ГТУ—35—700 ХТЗ) и с циклом с промежуточным охлаждением воздуха (применительно к ГТУ—25—700 ЛМЗ).

Расчеты проведены для ГТУ с пластинчатыми регенераторами типа НЗЛ, выпускаемые ленинградским заводом им. Ленина, при постоянной степени сжатия ($\pi = \text{const}$) и переменной степени регенерации ($\pi = \text{var}$). Топливом для обеих установок был принят природный газ Ставропольского месторождения с $Q_{\text{Г}}^{\text{н}} = 8489 \text{ ккал/м}^3$. Для каждого варианта значения степени регенерации определялись оптимальные падения давления в регенераторе по методике, описанной в [1]. Стоимость 1 м² поверхности регенератора принята 21,2 руб. Чтобы обе

схемы были сопоставимы, температура перед газовой турбиной ГТ-35 принята равной начальной температуре ГТ-25, т. е. 700°C, а также приняты сопоставимые значения внутренних к. п. д. турбины и компрессора.

Таблица 1

Наименование величин	Базисные обозначения	Тип установки				
		ГТ-25—700 (ЛМЗ)		ГТ-35—700 (НТЗ)		
Степень регенерации	μ	0,55	0,65	0,70	0,75	0,78
Степень сжатия	ϵ	9,77	9,77	9,77	9,77	9,77
		6,42	6,41	6,41	6,41	6,41
Суммарные относительные потери давления в регенераторе в %	100 $\frac{\Delta P}{P}$	3,00	2,82	2,67	2,43	2,26
		3,17	3,01	2,87	2,61	2,45
Коэффициент полезного действия установки	η	0,247	0,255	0,258	0,264	0,266
		0,221	0,227	0,232	0,236	0,239
Поверхность нагрева регенератора в схеме ПГУ, м ²	$F_{\text{рег.}}$	1986	3557	4967	7076	8993
		2361	4220	5881	8362	10605
Средний коэффициент утилизуемого тепла	$\frac{\epsilon_{\text{у}}}{\epsilon_{\text{у1}}}$	0,892	0,882	0,878	0,873	
		0,906	0,897	0,891	0,888	
Средний энергoэкономический коэффициент	ξ	-0,608	-0,403	-0,097	-0,210	
		-0,632	-0,486	-0,255	-0,279	
Температура уходящих газов за регенератором ГТУ, °C	$t_{\text{г}}$	250	244	226	217	213
		314	298	288	280	276

Результаты расчетов, приведенные в табл. 1, показывают, что к. э. тепла при принятых оптимальных падениях давления получается весьма высоким. Вместе с тем, коэффициент энергoэкономической ценности тепла резко падает в области высоких значений степени регенерации. Из таблицы видно, что ξ принимает отрицательное значение в пределах степеней регенерации $\mu = 0,75—0,78$. Это значит, что для этих установок невыгоднейшая степень регенерации не выше 0,76. Резкое повышение поверхностей нагрева (почти в 3,5 раза) в диапазоне $\mu = 0,55—0,75$ можно объяснить тем, что принятая методика расчета [1] предусматривает значительное снижение скоростей газов и воздуха (при повышении степени регенерации). При степени регенерации $\mu = 0,75$ средние скорости по газу и по воздуху получаются близкими к значениям скоростей, принятым в пластинчатых регенераторах ГТУ типа ГТ—700—5 (НЗЛ). Из приведенных геометрических размеров регенератора применительно к схеме ГТУ—35—700 имеем:

Степень регенерации	0,55 — 0,75
Ширина, м	0,65 — 1,41
Фронтальное сечение, м ²	23 — 34

Отсюда видно, что при регенераторах данного типа не длина, а большие фронтальные сечения будут определять условия компоновки и габариты регенеративной установки; что условия компоновки могут заставить повысить принятые расчетные значения скоростей газов и воздуха.

2. Ниже рассматривается схема теплоиспользования отработанных газов ПГХ (рис. 1) и применительно к экономайзеру первой ступени (ЭК-I) выводится расчетная формула для определения к. э. тепла уходящих газов. Предполагается, что питательная вода после подогрева и регенеративных подогревателей и в экономайзерах второй и третьей ступени смешивается в точке 2, а затем поступает в ЭК-I ступени, где происходит подогрев всего конденсата уходящими газами.

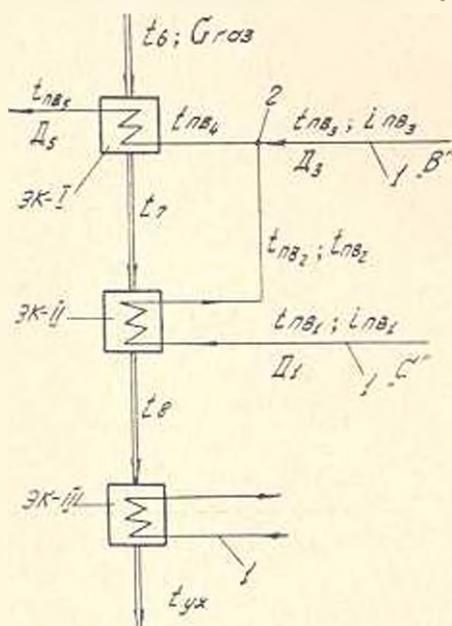


Рис. 1. Схема параллельного подогрева питательной воды в экономайзерных ступенях в парогазовой установке. 1 — поступление питательной воды из системы регенерации; 2 — точка смешения параллельно нагреваемых потоков.

Изменением температуры уходящих газов за ЭК-I ступени t_2 можно увеличить количество утилизируемого тепла $\Delta Q_{г1}$, что сказывается на режимах работы и характеристиках тепловой схемы следующим образом. При сохранении неизменной температуры в точке смешения (точка 2) двух потоков воды изменяется соотношение расходов параллельно подогреваемых потоков в линиях В и С, что приводит к изменению расхода пара из отборов турбины. В связи с этим при неизменном расходе топлива на парогенератор увеличивается расход острого пара или питательной воды, что приводит к изменению мощности паровой ступени; возрастанию потери давления газового тракта, что в свою очередь влияет на полезную работу газовой ступени; уменьшению расхода воды через ЭК-II ступени. Увеличение расхода острого пара или питательной воды и уменьшение расхода конденсата через ЭК-II можно получить из общего теплового баланса парогенератора и ЭК-III до и после утилизации тепла. В результате получаем:

$$\Delta D_{пв} = \frac{\Delta Q_{г1}^{т-1} + \Delta Q_{г1}}{t_6 + \gamma \Delta t_{гн} - t_{пв}}; \quad (3)$$

возрастанию потери давления газового тракта, что в свою очередь влияет на полезную работу газовой ступени; уменьшению расхода воды через ЭК-II ступени. Увеличение расхода острого пара или питательной воды и уменьшение расхода конденсата через ЭК-II можно получить из общего теплового баланса парогенератора и ЭК-III до и после утилизации тепла. В результате получаем:

$$\Delta D_{\text{ЭЭ}}^{\text{пр}} = - \frac{\Delta Q_{\text{ЭЭ}}^{\text{пр}}}{(i_{\text{пр.г.}} - i_{\text{пр.в.}})} \quad (4)$$

где $\Delta Q_{\text{ЭЭ}}^{\text{пр}}$ — количество дополнительно утилизируемого тепла за счет углубления охлаждения газов в э.к.—1;

$\Delta Q_{\text{г.}}$ — количество тепла, идущего на преодоление гидравлических сопротивлений за счет этого углубления.

Изменение мощности паровой ступени определяется из полного дифференциала функции $D_{\text{пр}} = f(N^{\text{пр}}; \Sigma Q_{\text{от.г.}})$, который имеет следующий вид:

$$\Delta N^{\text{пр}} = \frac{\Delta Q_{\text{от.г.}} (1 - \xi_{\text{от.г.}}^{\text{пр}}) + \Delta Q_{\text{г.}}}{q_{\text{пр}}^{\text{пр}}} \quad (5)$$

где $q_{\text{пр}}^{\text{пр}}$ — удельный расход паротурбинной установки с нормально развитой регенерацией;

$\xi_{\text{от.г.}}^{\text{пр}}$ — среднее значение к. э. тепла вытесняемых отборов паровой ступени [2, 3, 4].

Величина $\xi_{\text{от.г.}}^{\text{пр}}$ можно определить по средневзвешенным выражениям или по среднеарифметическим:

$$(\xi_{\text{от.г.}}^{\text{пр}})_{\text{ср}} = \frac{\Sigma (i_{\text{от.г.}}^{\text{пр}} - q_{\text{от.г.}}^{\text{пр}}) D_i}{\Sigma (i_{\text{от.г.}}^{\text{пр}} - q_{\text{от.г.}}^{\text{пр}}) D_i} ; \quad (\xi_{\text{от.г.}}^{\text{пр}})_{\text{ар}} = \frac{\Sigma \xi_i}{n}$$

где n — число вытесняемых отборов, подключенных к регенеративным подогревателям на линии В. Изменение мощности газовой ступени учитывается следующим выражением:

$$\Delta N^{\text{г.}} = - 0,0115 \Delta Q_{\text{г.}} \quad (6)$$

С учетом (5) и (6) общее изменение мощности парогазовой установки будет иметь вид:

$$\Delta N^{\text{пр.г.}} = \Delta N^{\text{пр}} + \Delta N^{\text{г.}} = \frac{\Delta Q_{\text{от.г.}} (1 - \xi_{\text{от.г.}}^{\text{пр}})}{q_{\text{пр}}^{\text{пр}}} - \Delta Q_{\text{г.}} \left(\frac{1}{860} - \frac{1}{q_{\text{пр}}^{\text{пр}}} \right) \quad (7)$$

Из основания (2), учитывая изменение мощности ПГУ согласно (7), получим следующее выражение к. э. тепла уходящих газов для ЭК—1

$$\xi_{\text{от.г.}}^{\text{пр}} = \frac{\gamma_{\text{от.г.}} \gamma_{\text{пр.г.}} [(1 - \xi_{\text{от.г.}}^{\text{пр}}) - \Delta Q_{\text{г.}} \Delta Q_{\text{от.г.}} \left(\frac{1}{\gamma_{\text{от.г.}}} - 1 \right)]}{1 + \frac{\Delta Q_{\text{г.}}}{860} \cdot \gamma_{\text{от.г.}} (1 - \xi_{\text{от.г.}}^{\text{пр}})} \quad (8)$$

где $\frac{\gamma_{\text{от.г.}}}{\gamma_{\text{пр.г.}}} = \frac{q_{\text{от.г.}}}{q_{\text{пр.г.}}}$ — экономия в удельном расходе тепла, обеспечиваемая парогазовым циклом, по сравнению с паротурбинной установкой. Многочисленными исследованиями выявлено, что эта экономия составляет примерно 5—11% и зависит от установленной мощности и параметров сравниваемых схем.

Применительно к конкретной тепловой схеме ПГУ-200-130 на Невинномысской ГРЭС по схеме Центрального котло-турбинного института (ЦКТИ) были проведены расчеты для нескольких значений температур газов за ЭК-1 ступени. Результаты расчетов приведены на рис. 2 (кривая 1). Низкие значения

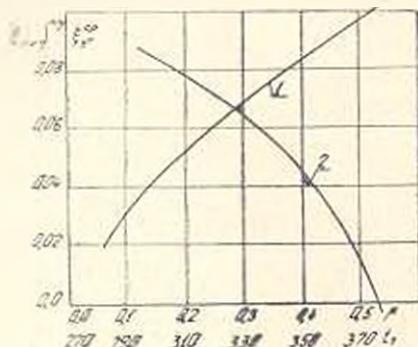


Рис. 2. Кривая зависимости $\varepsilon_{г1}^{сп}$ от $t_{г1}^{сп}$. 1 — Изменение коэффициента энергонеэффективности тепла уходящих газов экономайзера первой ступени в схеме ПГУ с высоконапорным парогенератором.

означают, что изменение степени утилизации тепла в ЭК-1 в схеме ПГУ-200-130 не может привести к заметной экономии топлива. Вместе с тем полученные значения для $\varepsilon_{г1}^{сп}$ могут быть использованы при выборе оптимальной температуры газов за ЭК-1. Для этого необходимо учитывать изменение суммарных расчетных затрат в зависимости от степени утилизации тепла в ЭК-1 и определить энергоэкономический коэффициент для этой ступени, который будет иметь вид, аналогичный выражению (2).

3. Среди многообразия отечественных и зарубежных парогазовых схем можно отметить значительное количество перспективных тепловых схем, где газоздушный регенератор является неотъемлемой частью газовой ступени. Вместе с тем в некоторых исследованиях [5, 6, 7] указывается, что установка регенератора в схеме ПГУ может привести не к улучшению, а, наоборот, к ухудшению эффективности тепловой схемы. Поэтому исследование вопроса об оптимальной степени регенерации в газовой ступени ПГУ представляет существенный интерес. В процессе исследования необходимо учитывать, что уходящие газы из газовой турбины дополнительно охлаждаются в экономайзерных ступенях. С учетом этого фактора выражение (2) представим в следующем виде:

$$\varepsilon_{г1} = (\varepsilon_{г1}^{сп})_{г1}^{дгу} \cdot \frac{Q_{г1}^{сп} (\Sigma \Delta Z)^{дгу}}{C_{г1}^{сп} h_{г1}^{сп} (\Delta Q_{г1}^{сп})^{дгу}} \quad (9)$$

где $(\varepsilon_{г1}^{сп})_{г1}^{дгу}$ — энергоэкономический коэффициент утилизируемого тепла в схеме ПГУ;

$(\Sigma \Delta Z)^{дгу}$ — суммарные расчетные затраты по экономайзеру и регенератору в схеме ПГУ.

Множитель $\frac{\Delta t_{г1}^{сп}}{\Delta t_{г1}}$, в скрытом виде входящий в первое слагаемое (9), учитывающий влияние изменения температуры уходящих газов вследствие изменения температуры газов за газовой турбиной, выведен на основе тепловых балансов ЭК-II и ЭК-III и точки смешения 2 (рис. 3) при условии постоянства поверхностей нагрева и

коэффициента теплопередачи, можно представить в следующем виде:

$$\frac{\Delta t_{yx}}{\Delta t_0} = \frac{d t_{yx}}{d t_0} = \frac{K_1 K_2}{m_1 m_2 - m_3 \left[m_2 \left(1 - \frac{1}{b'a} \right) + K_2 \cdot \frac{b}{a} \left(1 + \frac{1}{b'b} \right) \right]} \quad (10)$$

Для упрощения аналитических зависимостей в выражении (10) ЭК—II и ЭК—III (рис. 3) условно объединены. Величины K_1 , m_1 , K_2 и m_2 зависят от критерия Банзена, соотношения водяных эквивалентов и от постоянных a и b , значения которых выбираются из условия $a \cdot b = 1$.

Расчеты были проведены для тепловой схемы ПГУ-200—130 (рис. 3) с газовой ступенью ГТ-35—700. Для нескольких значений температур за регенератором и при фиксированном значении температуры за ЭК—I t_7 , подсчитано изменение температуры питательной воды $t_{ав}$ и $t_{ав,1}$ и также увеличение поверхности нагрева ЭК—I при полном отсутствии регенератора в схеме ПГУ. Доля расхода воды через ЭК—II и ЭК—III была определена по выбранным значениям соотношений водяных эквивалентов этой ступени. Результаты расчетов приведены на рис. 2 (кривая 2) и рис. 4. На рис. 4 показано изменение расчетных затрат по регенератору и экономайзеру (кривые 1, 2) и изменение расчетных затрат компенсирующих мощностей, требующихся для преодоления гидравлических сопротивлений по регенератору и экономайзеру (кривые 3, 4). На рис. 2 кривая 2 отображает эффективность газовой регенерации в схеме ПГУ. Кривая получена при стоимости 1 м² поверхности нагрева пластинчатого регенератора и экономайзера 12 и 19,6 руб. и удельной стоимости замещаемой мощности 60 руб. Стоимость одной тонны условного топлива принята 10 руб. В расчетах учтены дополнительные расходы на монтаж и на строительные работы по регенератору и экономайзеру.

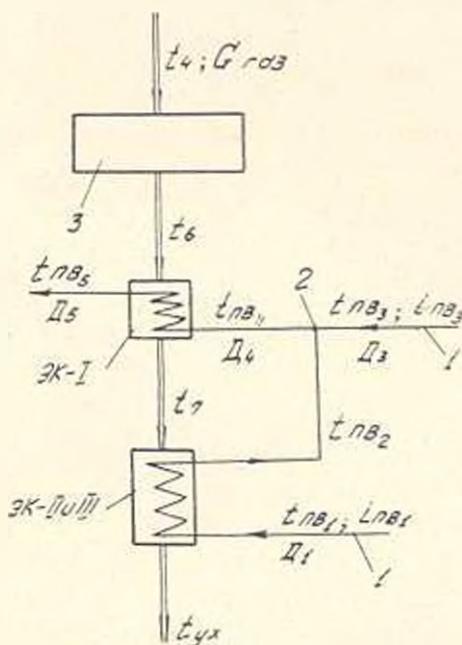


Рис. 3. Схема подогрева воздуха и питательной воды в парогазовой установке. 1— поступление питательной воды из системы регенерации; 2— точка смешения параллельно нагреваемых потоков воды.

и экономайзеру (кривые 1, 2) и изменение расчетных затрат компенсирующих мощностей, требующихся для преодоления гидравлических сопротивлений по регенератору и экономайзеру (кривые 3, 4). На рис. 2 кривая 2 отображает эффективность газовой регенерации в схеме ПГУ. Кривая получена при стоимости 1 м² поверхности нагрева пластинчатого регенератора и экономайзера 12 и 19,6 руб. и удельной стоимости замещаемой мощности 60 руб. Стоимость одной тонны условного топлива принята 10 руб. В расчетах учтены дополнительные расходы на монтаж и на строительные работы по регенератору и экономайзеру.

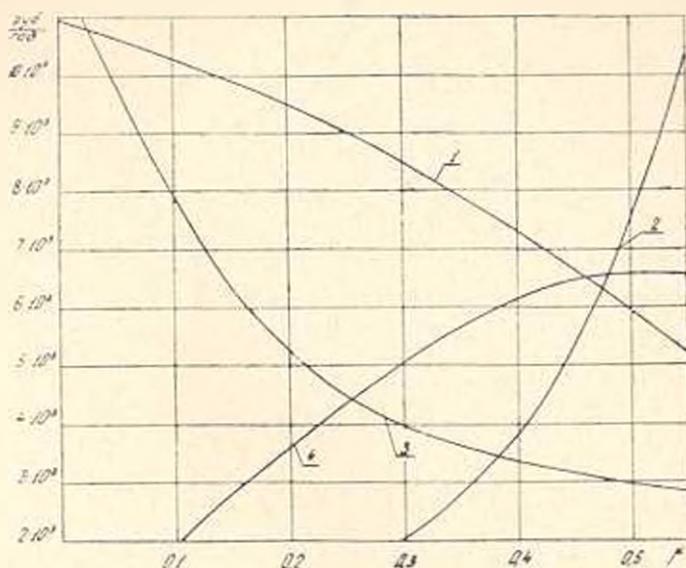


Рис. 1. Зависимость суммарных расчетных затрат от степени регенерации в схеме парогазовой установки.

Полученные результаты расчетов не сходятся с выводами, приведенными в [3]. Это расхождение является результатом использования в наших расчетах высокоэффективного пластинчатого регенератора типа НЗ.1 с учетом влияния паровой регенерации и изменений охлаждения уходящих газов на эффективность газовой регенерации в схеме парогазовой установки.

Выводы

1. Показатели энергетической и энергоэкономической ценности тепла могут быть использованы при анализе и оптимизации тепловых схем парогазовых установок.

2. При анализе метода утилизации тепла газотурбинных и парогазовых установок, показатели энергетической ценности тепла должны быть дополнены стоимостными показателями поверхностей нагрева теплообменников, а также затратами, связанными с преодолением сопротивления, что требует введения показателя энергоэкономической ценности тепла.

3. Расчеты показывают, что эффективность утилизации тепла в регенераторе газовой ступени резко падает в условиях схемы ПГУ, при наличии включенных за ним (по ходу газов) экономайзеров утилизаторов. В связи с этим оптимальная степень регенерации в таком регенераторе падает с 0,70—0,75 до 0,50—0,52.

Հ. Մ. ՄԻՏՉՅԱՆ

ԳՈՋԱՏՈՒՐԲԻՆԱՅԻՆ ԵՎ ՇՈՒԿԿԱԶԱՅԻՆ ՏՆՂԱՆԱՅՈՒՄՆԵՐԻ ԶԵՐՄԱՅԻՆ ՍԽԵՄԱՆԵՐԻ ՎԵՐԼՈՒՄԻՔԻՆ ԱՆՈՒՋՎ

Ա մ փ ո փ ու մ

Հոդվածում ցույց է տրվում էներգետիկական ու էներգաէկոնոմիական գործակիցների մեթոդիկայի կիրառման Տնարադորությունը գազատուրբինային և շոշեկ ազային սեղակայումների ցածր ջերմաստիճանային սեղամասերի տալազման մակերևույթների ցուցանիշների վերլուծման և օպտիմալացման հասար: Քերված են կոնկրետ ջերմային սխեմաների հաշվարկման որինակներ և ստացված են վերը նշված զործակիցների արժեքների մեծությունները: Բացառությամբ է իրիկային սեղեներատորների կիրառման էֆեկտիվությունը դազատուրբինային և շոշեկազային սեղակայումներում: Հետագոյ գազերի ջերմության էներգետիկական և էներգաէկոնոմիական արժեքի զործակիցները միջոցով կատարված է շոշեկազային սեղակայումների ջերմային սխեմաների վերլուծություն՝ գազային սեղեներացիայի օպտիմալ աստիճանն ընտրելու նպատակով: Ցույց է տրվում, որ գազային սեղեներացիայի էֆեկտիվությունը շոշեկազային սեղակայումներում հիմնականում կախված է՝ տարացուցիչից (սեղեներատորից) հետո սեղակարված տարացման մակերևույթներում հետագոյ գազերի ջերմության օպտալորման մեթոդից, այդ մակերևույթների հասար ընարված օպտիմալ պայմաններից և շոշեկազային սխեմայում գազային և զոյորշային սեղեներացիայի ամենալավ ժարիանաների ամակցությունից:

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Новикова М. Д. Расчет оптимальных параметров теплообменных аппаратов газотурбинных установок. Изд. Энергия, 1967.
2. Руоппинен Я. М. Некоторые вопросы тепловой схемы электростанций высокого давления. Сб. «Пар высокого давления и энергетика» Госэнергоиздат, 1950.
3. Шенстильников М. П. Определение коэффициентов ценности тепла для реальных тепловых схем паротурбинных установок. Журн. «Теплоэнергетика», № 7, 1957.
4. Гельман А. Э., Мкртчян А. М. Методика расчета коэффициентов энергоценности тепла из отборов паровых турбин в схеме ПГУ. Журн. «Энергомашиностроение», № 11, 1967.
5. Корнеев М. Н., Моисеев Г. П. Эффективность парогазовых установок средней и большой мощности с высоконапорным парогенератором. Журн. «Теплоэнергетика», № 5, 1960.
6. Андрущенко А. П., Липшов В. П. Парогазовые установки электростанций. Изд. Энергия, 1965.
7. Корнеев М. Н., Дробот В. П. Парогазовая установка с высоконапорными парогенераторами мощностью в блоке 175—200 мвт. Журн. «Энергомашиностроение», № 11, 1960.

ЭНЕРГЕТИКА

Э. О. ОВСЕПЯН

МЕТОДИКА ОПРЕДЕЛЕНИЯ ОПТИМАЛЬНЫХ МОЩНОСТЕЙ
 ЭЛЕКТРОСТАНЦИИ И СРОКОВ ИХ ВВОДА

Одним из важнейших направлений развития отечественной энергетики является концентрация энергетического производства, укрупнение энергоустановок и их агрегатов, что создает большие возможности для применения более совершенного оборудования и сокращения сроков ввода в действие энергетических объектов. Однако укрупнение энергоустановок имеет целесообразные пределы, определяемые комплексным воздействием разнообразных факторов. К числу основных факторов, влияние которых необходимо учесть [1]—[4], относятся внутростанционные, системные и местные условия, а также фактор времени.

Определение оптимальной мощности вводимых в эксплуатацию электростанций с учетом этих факторов представляет собой сложную технико-экономическую задачу, решение которой возможно при соответствующей математической модели и средств вычислительной техники. Общая постановка задачи. Имеется величина суммарных затрат Z , состоящая из капитальных вложений K и эксплуатационных расходов H , представленных в виде функций от совокупности структурных параметров энергосистемы и сопряженных отраслей

$$Z[\bar{Z}(t)] = Z[K(\bar{Z}(t)); H(\bar{Z}(t))], \quad (1)$$

где $\bar{Z}(t)$ — совокупность параметров (мощность и выработка электростанций, параметры ТЭП, расход топлива и т. д.) в году t . При этом совокупность $\bar{Z}(t) = \{t, \bar{X}(t), Y(\bar{X}, t)\}$ состоит из независимых $\bar{X}(t)$ и зависимых $Y(\bar{X}, t)$ параметров. В качестве независимого параметра принимаются мощности электростанций в t -м году. Все остальные параметры (расход топлива, параметры транспортных устройств и т. д.) принимаются зависящими от вектора независимых параметров. Поэтому можем сказать, что $\bar{Z}(t) = \bar{X}(t)$.

Задача оптимизации сводится к выбору оптимального вектора \bar{X} , минимизирующего функцию (1). Оптимальные величины мощностей вновь вводимых электростанций должны быть определены при условии оптимального покрытия роста потребности в электроэнергии. Рассматриваемая задача по своему характеру является многовариантной, ди-

намической, затраты по сравниваемым вариантам производятся в течение длительного промежутка времени, поэтому существующие методы выбора наиболее эффективного технического решения (методы «срока окупаемости дополнительных капитальных вложений», «минимума приведенных расчетных затрат» и др.) не могут быть использованы. В данном случае, кроме изменений технико-экономических показателей во времени, необходимо также учесть, что сроки окупаемости у некоторых объектов частично выйдут за пределы планового периода. Это означает, что часть капитальных вложений, пропорциональная этим долям сроков окупаемости, предназначена для последующего времени и должна окупиться после планового периода. Включение всей величины вложений по данным объектам в затраты рассматриваемого периода было бы неверно. В то же время необходимо учесть в расчетах долю от капитальных вложений, произведенных до рассматриваемого планового периода, если они не успели окупиться. С этой целью нами предлагается использовать показатель суммарных затрат Z_T за плановый период T , имеющий следующий вид

$$Z_T = \sum_{i=1}^n \sum_{t=1}^T K_{i,t} \cdot E_{11} + \sum_{i=1}^n \sum_{t=1}^T H_{i,t} \rightarrow \min, \quad (2)$$

при условиях

$$r = \begin{cases} 1, & \text{если } \tau_i < 0; \\ \tau_i, & \text{если } \tau_i > 0; \end{cases} \quad (2')$$

$$r = \begin{cases} \tau_i - T_{11}, & \text{если } \tau_i < 0 \text{ и } \tau_i + T_{11} \leq T; \\ \tau_i - T_{11} - 1, & \text{если } \tau_i > 0 \text{ и } \tau_i + T_{11} + 1 < T; \\ T, & \text{если } \tau_i + T_{11} \geq T, \end{cases} \quad (2'')$$

где $K_{i,t}$, $H_{i,t}$ — соответственно приведенные капитальные вложения и эксплуатационные расходы по i -му объекту (очереди);

τ_i — порядковый номер года ввода в эксплуатацию i -го объекта (очереди) от начала планового периода;

$E_{11} = \frac{1}{T_{11}}$ — нормативный коэффициент экономической эффективности.

Записав функцию (1) в развернутом виде с учетом критерия (2), получим целевую функцию для рассматриваемой задачи

$$Z = \sum_{i,j,l}^{n,m,n} \sum_{t'}^T [K_{i,t}^j (X_{i,t}^j) + K_{i,t}^{lj} (X_{i,t}^{lj})] \cdot E_{11} + \\ + \sum_{r,t}^{c,n} \sum_{t'}^T [K_{r,t} (g_{r,t}) + K_{r,t}^l (Y_{r,t}^l)] \cdot E_{11} + \\ + \sum_{i,j,l}^{n,m,n} \sum_{t'}^T [H_{i,t}^j (X_{i,t}^j) + H_{i,t}^{lj} (X_{i,t}^{lj})] + \quad (3)$$

$$+ \sum_{\tau, l} \sum_{t'}^{c, l, T} [H_{\tau, t}(g_{\tau, t}) + H'_{\tau, t}(Y'_{\tau, t}) - Y_{\tau, t}] \rightarrow \min,$$

где

$$t' = \begin{cases} 1, & \text{если } \tau_i < 0; \\ \tau_i, & \text{если } \tau_i > 0; \end{cases} \quad (3')$$

$$t'' = \begin{cases} \tau_i + T_{II}, & \text{если } \tau_i < 0 \text{ и } \tau_i + T_{II} \leq T; \\ \tau_i + T_{II} - 1, & \text{если } \tau_i > 0 \text{ и } \tau_i + T_{II} - 1 < T; \\ T, & \text{если } \tau_i + T_{II} > T. \end{cases} \quad (3'')$$

Минимизация функционала (3) производится при следующих ограничениях, отражающих балансовые уравнения [5]:

1. Баланс выпуска и распределения электроэнергии за t -й год

$$\sum_a X'_{i, t} = \sum_a X''_{i, t}, \quad (i = 1, 2, \dots, a; t = 1, 2, \dots, T). \quad (4)$$

Таких уравнений для одного года будет l .

2. Баланс добычи и распределения топлива по каждому τ -му пункту добычи за t -й год

$$g_{\tau, t} = \sum_c Y'_{\tau, t}, \quad (\tau = 1, 2, \dots, c; t = 1, 2, \dots, T). \quad (5)$$

Таких уравнений для одного года будет τ .

3. Баланс по каждому виду топлива из пункта добычи τ и каждой i -й электростанции за t -й год

$$\sum_c X'_{i, t} i'_c = \sum_{\tau} Y'_{\tau, t} i'_c, \quad (i = 1, 2, \dots, a; \tau = 1, 2, \dots, c; t = 1, 2, \dots, T). \quad (6)$$

Таких уравнений для одного года будет i .

В выражениях (3) — (6) приняты следующие обозначения:

i, j, τ, l — соответственно, возможные пункты размещения электростанций, потребления электроэнергии, добычи топлива и виды энергии;

$K_{i, l}, K_{i, l}^I, H_{i, l}, H_{i, l}^I$ — соответственно, капитальные вложения и эксплуатационные расходы для производства электроэнергии на i -ой электростанции и передачи ее в j -й пункт потребления;

$g_{\tau, t}, K_{\tau, t}, K_{\tau, t}^I, H_{\tau, t}, H_{\tau, t}^I$ — соответственно, объем производства, капитальные вложения и себестоимость единицы топлива в τ -м пункте добычи и затраты на ее транспортировку в l -й пункт;

$X'_{i, t}, X''_{i, t}, Y'_{\tau, t}$ — соответственно, вводимые мощности электростанций (очереди), передаваемые мощности из i в j и количество топлива, транспортируемого из пункта добычи τ в i -ю электростанцию;

i_{τ}^l — количество топлива τ -го вида, потребляемое для производства l -го вида электроэнергии (единицы);

$\alpha_{i,j}^l$ — переходный коэффициент для данной электростанции от мощности к выработке.

Для использования в решении практических задач, не требующих большой степени точности, функционал (3) может быть несколько упрощен. В этом случае можно не учитывать разницу в качестве вырабатываемой электроэнергии (т. е. $l = a - 1$), ограничить количество пунктов потребления электроэнергии j , считая потребителем центры потребления и т. д. С учетом вышесказанного, функционал (3) будет иметь следующий вид

$$Z = \sum_{\tau} \sum_{i'}^{\tau} \left[K_{i',\tau}^t(X_{i',\tau}) + \sum_j^m K_{i',j}^t(X_{i',j}^t) + \sum_{\tau'}^c K_{\tau',i}^t(Y_{\tau',i}^t) \right] E_{\Pi} + \\ + \sum_{i'}^n \sum_{j'}^{\tau} \left[X_{i',j}^t \cdot U_{i',j}^t(X_{i',j}^t) + \sum_j^m X_{i',j}^t \cdot U_{i',j}^t(X_{i',j}^t) + \sum_{\tau'}^c S_{\tau',i}^t(Y_{\tau',i}^t) \right] - \min, \quad (7)$$

где $K_{i',\tau}^t$, $S_{\tau',i}^t$ — соответственно капитальные вложения на транспорт и оптовая цена топлива вида τ , доставляемого в пункт i ;

$U_{i',j}$, $U_{i,i}$ — соответственно себестоимость производства электроэнергии на i -й электростанции и передачи в j .

Условия (3'), (3'') и балансовые уравнения 4—6 остаются в силе.

Для решения задачи в каждом рассматриваемом году независимые параметры подразделяются на три группы: замещаемые, претенденты и фиксированные [6]. В группу замещаемых входят электростанции, условно введенные в данном году. В группу претендентов включается мощность всех электростанций, ввод которых возможен в данном году, а также дополнительная мощность, которая может быть получена на действующих электростанциях рассматриваемой системы и за счет перетоков из других энергосистем. В группу фиксированных входят электростанции, действующие в данной энергосистеме на начало рассматриваемого года (в соответствии с критерием (2) и условием (2')). Для минимизации функционалов (2) и (7) рассматриваются варианты, в которых замещаемые параметры последовательно вытесняются параметрами из группы претендентов. Процесс продолжается до получения минимального значения функционала.

С целью упрощения процесс решения задачи разбивается на два этапа. На первом этапе подготавливаются следующие исходные данные:

1. Определяются все возможные пункты размещения электростанций. Для каждого пункта размещения уточняются возможные типы и мощности электростанций.

2. С учетом всех возможных пунктов размещения и мощностей электростанций составляются возможные схемы электрических сетей.

3. Для каждого пункта размещения методами оптимального программирования определяются оптимальные схемы топливоснабжения для различных возможных мощностей электростанций.

4. Исходя из местных условий, сроков строительства, внутривостанционных и других факторов разрабатывается методика расчета затрат для варьируемых величины мощностей $[k=f(X_{i,t}), H=f(X_{i,t})]$.

5. Составляется график потребной мощности на основании перспективных графиков нагрузки с учетом величины резервов.

Задача решается градиентным методом нелинейного программирования [7]. В качестве исходного решения принимаем допустимые значения $X_{i,t}$ ($i = 1, 2, \dots, n$; $t = 1, 2, \dots, T$). Определяется значение функционала Z , имеющего вид (3) или (7) в исходной точке \bar{X}_0 .

Для определения наименьшего значения функционала Z внутри области допустимых значений двигаемся против направления градиента

$$\text{grad } Z = \left(\frac{\partial Z}{\partial X_1^1}, \frac{\partial Z}{\partial X_2^1}, \dots, \frac{\partial Z}{\partial X_n^1}, \frac{\partial Z}{\partial X_1^2}, \frac{\partial Z}{\partial X_2^2}, \dots, \frac{\partial Z}{\partial X_n^2}, \dots, \frac{\partial Z}{\partial X_1^T}, \frac{\partial Z}{\partial X_2^T}, \dots, \frac{\partial Z}{\partial X_n^T} \right),$$

где $\frac{\partial Z}{\partial X_i^t}$ — значение соответствующих частных производных в точке \bar{X}_0 .

Из-за отсутствия аналитических выражений для $Z(X_i)$, определяются приближенные значения частных производных, придавая по очереди всем X_i приращения ΔX_i и вычисляя соответствующие приращения $\Delta Z_{i,t}$ в точке \bar{X}_0 . За градиент функции Z при достаточно малых ΔX_i можно приближенно принять выражение

$$\text{grad } Z = \left(\frac{\Delta Z}{\Delta X_1^1}, \frac{\Delta Z}{\Delta X_2^1}, \dots, \frac{\Delta Z}{\Delta X_n^1}, \frac{\Delta Z}{\Delta X_1^2}, \frac{\Delta Z}{\Delta X_2^2}, \dots, \frac{\Delta Z}{\Delta X_n^2}, \dots, \frac{\Delta Z}{\Delta X_1^T}, \frac{\Delta Z}{\Delta X_2^T}, \dots, \frac{\Delta Z}{\Delta X_n^T} \right), \quad (8)$$

Каждому независимому переменному X_i^t дается приращение пропорционально значению $\frac{\Delta Z}{\Delta Z_{i,t}}$ и находится новая точка \bar{X}_1 . Далее

определяется значение градиента Z в точке \bar{X}_1 и продолжается движение против направления градиента до тех пор, пока все значения $\frac{\Delta Z}{\Delta X_i^t}$ ($i = 1, 2, \dots, n$; $t = 1, 2, \dots, T$) станут равны нулю (в пределах точности расчета). Определяем оптимальное значение X_i^t .

Таким образом, приведенная методика позволяет определить оптимальные мощности электростанций с учетом многих переменных во времени факторов.

Է. Հ. ՀՈՎՍԵՓՅԱՆ

ԻԿԿՏՐԱԿԱՅՈՆՆԵՐԻ ՕՊՏԻՄԱԼ ՀԶՈՐՈՒԹՅՈՒՆՆԵՐԻ ԻՎ ՆՐԱՆՑ ՇԱՀԱԿՈՐԾՄԱՆ
ՀԱՆՁՆՆՆԸ ԺԱՄԿԵՏՆԵՐԻ ՈՐՈՇՄԱՆ ՄԵԹՈԴԻԿԱ

Ա մ փ ո փ ո լ մ

Նշվում է, որ էներգետիկ տեղակայումների խոշորացումն ունի իր նպասակահարմարության սահմանը, որը պայմանավորված է տարրեր գործոնների ներկայանային, սիստեմային, տեղական և այլն) համատեղ ներգործությամբ:

Հոդվածում առաջարկված է տվյալ խնդրի լուծման մաթեմատիկական մոդել՝ ձևակերպված դումարային հաշվային ծախսերի ֆունկցիոնալի ձևով, որը կախված է արտադրվող էներգիայի քանակից և բալանսային սահմանափակումներից՝ ըստ վառելիքի ու էլեկտրաէներգիայի: Առաջարկվող մոդելը թույլ է տալիս հաշվի առնել հիմնական գործոններն իրենց գինամիկությամբ:

Л И Т Е Р А Т У Р А

- 1 Черкухин А. А. Основные вопросы экономической эффективности капитальных вложений в электроэнергетике СССР, М., 1963.
- 2 Овсепян Э. О. Оптимальное планирование ввода мощностей тепловых электростанций с учетом фактора времени. Сборник научных трудов Ереванского политехнического института, т. 22. Ереван, 1965.
- 3 Пиркутский Ю. А. Методологические вопросы прогнозирования структуры мощностей в энергетических системах. (Автореферат кандидатской диссертации), М., 1967.
- 4 Овсепян Э. О. Концентрация производства в энергетике. Сб. «Экономические предпосылки и резервы роста производства». Ереван, 1968.
- 5 Рыбальский В. И. Учет принципов организации строительства при размещении предприятий. Сборник «Математические методы и проблемы размещения производства», М., 1963.
- 6 Методы математического моделирования в энергетике, Иркутск, 1966.
- 7 Когин Б. М., Тер-Микаелин Т. М. Решение инженерных задач на цифровых вычислительных машинах, М., 1964.

ГИДРАВЛИКА

Մ. Դ. ԲԱՐՏԵԳՅԱՆ

ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ ПОТЕРИ ПРИ ЛАМИНАРНОМ РЕЖИМЕ
 НЕУСТАНОВИВШЕГОСЯ УСКОРЕННОГО ДВИЖЕНИЯ
 ЖИДКОСТИ

В заметке [1], на основе теории размерностей автором была получена формула для значения потерь энергии при неустановившемся движении жидкости, структура которой одинакова со структурой формулы Дарси-Вейсбаха:

$$h_{\text{от}} = \lambda_{\text{от}} \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g} \quad (1)$$

где

$$\lambda_{\text{от}} = 8kRe^{\alpha} \cdot z^{-\beta} Str^{\gamma} \quad (2)$$

$\lambda_{\text{от}}$ — коэффициент сопротивления трения в случае неустановившегося движения, k — коэффициент пропорциональности, Re — число Рейнольдса, Str — число Струхала, выраженная величинами $Str = \frac{vt}{d}$, n — показатель времени, z — показатель скорости, l — длина трубы, d — диаметр трубы, v — средняя скорость движения жидкости.

Как следует из выражения (2), коэффициент сопротивления трения зависит как от числа Рейнольдса, так и от числа Струхала. Следуя [2], попытаемся определить величину $\lambda_{\text{от}}$ для рассматриваемого нами режима. Выражение средней скорости по живому сечению имеет следующий вид [2]:

$$v = \frac{(\rho_0 - \rho_1) r_0^2}{8\mu l} \left(1 - 32 \sum_{i=1}^{\infty} \frac{e^{-q_i^2 \frac{vt}{r_0^2}}}{q_i^4} \right) \quad (3)$$

где $(\rho_0 - \rho_1)$ — разность давлений в концах трубы; r_0 — радиус трубы; μ — динамический коэффициент вязкости жидкости; l — время; q_i — корни уравнения Бесселевых функций $J_0(x) = 0$; ν — кинематический коэффициент вязкости жидкости.

Учитывая, что $\frac{\rho_0 - \rho_1}{l} = \gamma t$, уравнение (3) переищется в следующем виде:

$$v = \frac{\gamma t r_0^2}{8\mu} \left(1 - 32 \sum_{i=1}^{\infty} \frac{e^{-q_i^2 \frac{vt}{r_0^2}}}{q_i^4} \right) \quad (4)$$

Из этого уравнения определим гидравлический уклон

$$i = \frac{8\nu v}{r_0^2 \left(1 - 32 \sum_{i=1}^{\infty} \frac{e^{-\alpha_i^2 \frac{v}{v_0}}}{\alpha_i^4} \right)} \quad (5)$$

При совместном решении (1) и (5), принимая во внимание, что коэффициент $\frac{v}{v_0}$ представляет из себя отношение числа Струхала к числу Рейнольдса, получим

$$\lambda_{\text{ну}} = \frac{64}{Re} \cdot \frac{1}{1 - 32 \sum_{i=1}^{\infty} \frac{e^{-\alpha_i^2 \frac{St}{Re}}}{\alpha_i^4}} \quad (6)$$

Выражение (6) отличается от выражения λ для установившегося движения дробью

$$\frac{1}{1 - 32 \sum_{i=1}^{\infty} \frac{e^{-\alpha_i^2 \frac{St}{Re}}}{\alpha_i^4}}$$

Дробь больше единицы, т. е. $\lambda_{\text{ну}} > \lambda$.

Отделяем от общих потерь часть инерционного напора. В случае установившегося движения гидравлический уклон равен пьезометрическому уклону, а в случае неустановившегося движения гидравлический уклон уменьшается за счет инерционного напора, т. е.

$$i = i_n - i_i, \quad (7)$$

где i — гидравлический уклон; i_n — пьезометрический уклон; $i_i = \frac{h_i}{l}$ — инерционный уклон. Величину инерционного напора получим из уравнения (3), дифференцируя v по t . Для круглой цилиндрической жесткой трубы инерционный напор вычисляется по следующей формуле:

$$h_i = \frac{2v l}{g} \cdot \frac{dv}{dt}, \quad (8)$$

где α_0 — коэффициент количества движения. При ламинарном установившемся режиме коэффициент $\alpha_0 = 1,3$, при ламинарном ускоренном неустановившемся режиме колеблется в пределах от 1,0+1,3 и вычисляется по формуле

$$\alpha_0 = \frac{8}{r_0^4 \left(1 - 32 \sum_{i=1}^{\infty} \frac{e^{-4q_i^2 \frac{Str}{Re}}}{q_i^4} \right)^2} \int_r^{r_0} r \left[1 - \left(\frac{r}{r_0} \right)^2 - 8 \sum_{i=1}^{\infty} \times \right. \\ \left. \times \frac{I_0 \left(q_i \frac{r}{r_0} \right) e^{-4q_i^2 \frac{Str}{Re}}}{q_i^2 I_0(q_i)} \right]^2 dr.$$

Здесь подынтегральное выражение в скобках имеет сложное решение. Для предварительных расчетов принимаем $\alpha_0 = 1.0$. Это дает некоторую ошибку, влияние которой будет учтено в дальнейшей работе. Увеличение α_0 приводит к уменьшению потерь.

Производная

$$\frac{d\alpha}{dt} = \frac{4g(\rho_0 - \rho_1)}{l} \sum_{i=1}^{\infty} \frac{e^{-4q_i^2 \frac{Str}{Re}}}{q_i^2}.$$

Разность давлений в концах трубы равна напору H . Подставим найденные величины в уравнение (8)

$$h_l = 4H \sum_{i=1}^{\infty} \frac{e^{-4q_i^2 \frac{Str}{Re}}}{q_i^2}. \quad (9)$$

Уравнение потерь энергии неустановившегося ускоренного движения получим на основании (7) при подставке соответствующих значений i_a и i_l :

$$h_{ny} = H \left(1 - 4 \sum_{i=1}^{\infty} \frac{e^{-4q_i^2 \frac{Str}{Re}}}{q_i^2} \right). \quad (10)$$

На основании (1) и (10) получим:

$$h_{ny} = \frac{64}{Re} \frac{1 - 4 \sum_{i=1}^{\infty} \frac{e^{-4q_i^2 \frac{Str}{Re}}}{q_i^2}}{1 - 32 \sum_{i=1}^{\infty} \frac{e^{-4q_i^2 \frac{Str}{Re}}}{q_i^4}}. \quad (11)$$

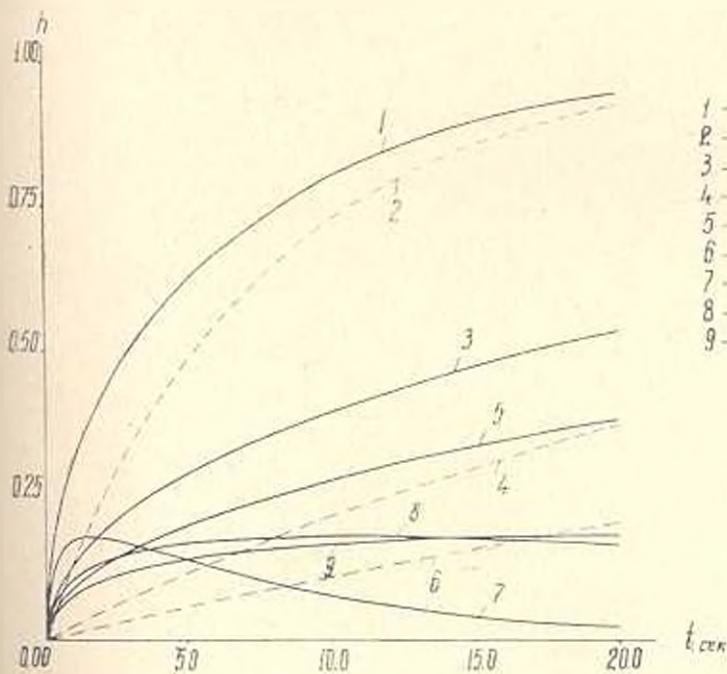
Выражение (11) отличается от формулы (6) числителем

$$1 - 4 \sum_{i=1}^{\infty} \frac{e^{-4q_i^2 \frac{Str}{Re}}}{q_i^2}.$$

Когда число Str стремится к бесконечности ($t \rightarrow \infty$), дробь стремится к единице и $i_{ny} = i_y$, т. е. движение становится установившимся.

Расчеты, выполненные на АЦМ, показывают, что числитель дроби всегда больше знаменателя. Это указывает на то, что $\lambda_{ну}$ всегда больше λ_y , или потери энергии при неустановившемся ускоренном ламинарном режиме больше, чем при соответственном установившемся движении. Разница между $\lambda_{ну}$ и λ_y показывает, что механизм образования потерь энергии неустановившегося движения отличается от механизма установившегося движения. При нестационарности появляется новый вид затраты энергии, что, по-видимому, надо объяснить перераспределением энтропии скоростей.

Величину погрешности, допускаемую при использовании формул установившегося режима, можно установить сопоставлением потерь неустановившегося движения с потерями соответственного установившегося движения, т. е. принимая скорость движения жидкости равной мгновенной скорости неустановившегося движения в данный момент времени.



- 1 - $h_{ну}$ при $d = 1,4$ см
- 2 - h_y при $d = 1,4$ см
- 3 - $h_{ну}$ при $d = 3,4$ см
- 4 - h_y при $d = 3,4$ см
- 5 - $h_{ну}$ при $d = 5,0$ см
- 6 - h_y при $d = 5,0$ см
- 7 - $(h_{ну} - h_y)$ $d = 1,4$ см
- 8 - $(h_{ну} - h_y)$ $d = 3,4$ см
- 9 - $(h_{ну} - h_y)$ $d = 5,0$ см

Рис. 1

Пользуясь формулой Дарси-Вейсбаха, заменяя среднюю скорость выражением (3), получим

$$h_y = H \left(1 - 32 \sum_{l=1}^{\infty} \frac{e^{-4q_l \frac{Str}{Re}}}{q_l^2} \right). \quad (12)$$

Анализ имеющихся рядов в формулах (10) и (12) показывает,

что ряд $32 \sum_{l=1}^{\infty} \frac{e^{-4q_l \frac{Str}{Re}}}{q_l^2}$ больше ряда $4 \sum_{l=1}^{\infty} \frac{e^{-4q_l \frac{Str}{Re}}}{q_l^2}$. Этим подтверж-

дается вывод об увеличении потерь при ускоренном неустановившемся движении. Величину погрешности получим из следующего выражения на основании формул (10) и (12):

$$h_{xy} - h_y = H \left(32 \sum_{i=1}^{\infty} \frac{e^{-4i^2 \frac{St}{Re}}}{4i^2} - 4 \sum_{i=1}^{\infty} \frac{e^{-i^2 \frac{St}{Re}}}{4i^2} \right). \quad (13)$$

По этой формуле построен график для разных диаметров (рис. 1), построены также кривые h_{xy} и h_y в зависимости от времени.

Погрешность колеблется в пределах от 0,0—0,18 H . Из изложенного можно заключить, что при нестационарности появляется новый вид затраты энергии, связанный с перераспределением скоростей.

Մ. Հ. ԲԱՐՍԵԳՅԱՆ

ՇԻՐԱՎԻԲՐԱԿԱՆ ԿՈՐՐԵՍՏՆԵՐԸ ՀԵՂՈՒՄ ՉԱՆՅՈՒՆԱՅԱՆ ԱՐԱԳԱՅՈՂ ՇԱՐՔՈՒՆ ԼԱՄԻՆԱՐ ՌԵՐԻՄԻ ԳԵՊՔՈՒՄ

Ա Մ Վ Ե Փ Ի Ն Ի Մ

Երևելով ե. Ս. Փրամեկայի լուծումից, հողվածում ստացված են բանաձևեր հեղուկի շփումնացած արագացող շարժման լամինար ռեժիմի գեպրում էներգիայի կորուստների և կորուստների գործակցի որոշման համար: Ստացված է որ լամինար ոչ ստացիոնար շարժման ժամանակ կորուստներն ավելի մեծ են, քան համապատասխան ստացիոնար շարժման դեպքում:

Տրված են գրաֆիկներ էներգիայի կորուստների ու կորուստների գործակցի որոշման համար:

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Барсегян М. Г. О формуле гидравлических потерь при неустановившемся движении жидкости. «Известия АН АрмССР (серия технических наук)», т. XX, № 5, 1967.
2. Громека И. С. К теории движения жидкости в узких цилиндрических трубках. Собрание сочинений. Изд-во АН СССР, М., 1952.
3. Люктерник Л. Я., Акушский И. Я., Диткин В. * Таблицы Бесселевых функций. Гостехиздат, 1949.

СТРОИТЕЛЬНЫЕ КОНСТРУКЦИИ

А. А. БАБАЯН, Р. Г. АЗАРЯН

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ НЕСУЩЕЙ СПОСОБНОСТИ ИЗГИБАЕМЫХ ЭЛЕМЕНТОВ ИЗ ЛЕГКОГО ЖЕЛЕЗОБЕТОНА ПО НАКЛОННЫМ СЕЧЕНИЯМ

В статье приводятся результаты испытаний балок из легкого ж-бетона на литондной лемазе, проведенных с целью определения влияния прочности бетона, а также продольного и поперечного армирования на несущую способность наклонных сечений балок при действии поперечной силы. Конструкция опытных балок приводится на рис. 1. В качестве продольной арматуры применялась сталь

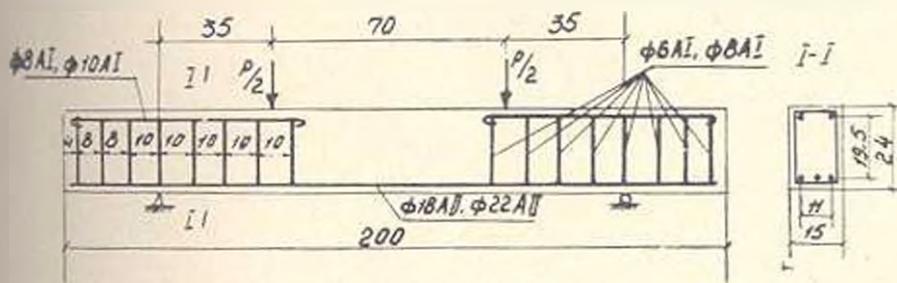


Рис. 1. Схема армирования и нагружения балок.

класса А-II диаметром 18 мм и А-III диаметром 22 мм. Для поперечной арматуры и монтажных стержней применялась сталь класса А-I. Результаты испытаний образцов арматурных стержней на разрыв приведены в табл. 1.

Таблица 1

Арматура	Диаметр и мм	Средние значения пределов текучести и прочности в кгс/см ²		Число испытаний
		σ_T	$\sigma_{пр.}$	
Периодического профиля класса А-II (Ст. 5)	18	3410	5360	34
Класса А-III (35 ГС)	22	4275	6450	12
Гладкая, класса А-I (Ст. 3)	10	2460	3140	22
	8	2430	3490	18
	6	2780	3540	26

Модуль упругости арматурной стали в среднем равнялся $E_s = 2.1 \times 10^6$ кгс/см². Применялся легкий бетон прочностью на сжатие к момен-

ту испытания 250 и 350 кгс/см² на портландцементе Араратского комбината активностью 500 кгс/см². В качестве крупного заполнителя применялся щебень крупностью 5–20 мм, а мелкого — песок крупностью до 5 мм из литондной пемзы Джабрабердского месторождения. Составы бетонов приведены в табл. 2.

Таблица 2
Расход материалов на 1 м³ легкого бетона на литондной пемзе в кг

Проектная марка бетона	Цемент	Щебень	Песок	Вода
150	281	710	489	283
300	408	1080	422	280

Балки изготавливали в металлических формах. Для установки тензодатчиков на арматуре до бетонирования балок в намеченных местах привязывались деревянные пробки. Одновременно эти пробки позволяли точно фиксировать защитный слой бетона. Уплотнение бетона производилось глубинным вибратором. Распалубка опытных образцов производилась спустя 2 дня после их бетонирования. Образцы маркировали и помещали во влажные опилки. Спустя 28 дней образцы извлекали из опилок и оставляли для естественного вызревания.

Для определения прочностных характеристик бетона с каждой серией балок готовились контрольные кубы размерами ребер 10 и 15 см в количестве 36 шт., а также призмы размерами 10×10×40 и 15×15×60 см в количестве 24 штук. Эти образцы испытывали согласно ГОСТ, в день испытания соответствующих балок. Балки были испытаны на 50-тонной универсальной машине ГРМ—1 при возрасте бетона 150–170 суток. Нагружение балок производили через распределительную траверсу двумя сосредоточенными силами на расстоянии 1,5–2,0 h_0 от опор (рис. 1).

Первые ступени нагружения принимались равными 0,1 P_p (P_p — ожидаемая величина разрушающей нагрузки); 0,03–0,05 от P_p — в интервале ожидаемого трещинообразования.

Выдержка нагрузки на каждой ступени принималась 10 мин. Ширина раскрытия трещины измерялась микроскопом к прессу Бриггеля с ценой деления 0,05 мм. Деформации бетона замерялись парными тензодатчиками сопротивления с базой 50 мм, приклеенными к боковым граням балки по направлению главных растягивающих напряжений. Цепочка тензодатчиков была заклеена на верхней грани балки над опорой. Деформации арматуры определялись тензодатчиками с базой 20 мм, приклеенными к обнаженной арматуре, после удаления деревянных пробок. Прогобы балок и осадка опор замерялись мессурами с ценой деления 0,01 мм.

Характеристики испытанных балок и основные результаты их испытания представлены в табл. 3. Первые наклонные трещины в

Таблица 3

Номера балок	$b \times h_0$ см	$R_{куб}$ кгс/см ²	$R_{лп}$ кгс/см ²	$R_{пр}$ кгс/см ²	Арматура			При накл. тре- щинообраз.		При разрушении					$Q_{раз, теор} = Q_6, теор. + Q_{хом.т}$	Причина разрушения				
					нижняя продольная	верхняя продольная	хомуты через 10 см	Q_{τ} в т	$\tau = \frac{Q}{b z}$ в кгс/см ²	C в см	$Q_{раз}$ в т	$Q_{хом}$ в т	$Q_6 = Q_{раз} - Q_{хом, т}$	$k = \frac{Q_6 \cdot C}{R_{лп} b h_0^2}$			$Q_6 теор = \frac{0.15 R_{лп} b h_0^2}{C}, м$	$Q_{раз, теор}$	$Q_{раз, теор}$	
Б-II-17	15,5×21,8	282	245	14,6	3Ø18AII	2Ø6AII	Ø6AII	5,0	16,9	27,5	13,4	4,8	8,6	0,131	9,8	14,6	0,92	Срез то же		
Б-II-18	15,7×21,6							5,0	16,9	25,0	14,25	4,8	9,45	0,132	10,8	15,6	0,91			
Б-II-19	15,5×22,1	377	323	16,5		2Ø6AII	Ø6AII	6,0	20,0	30,0	15,0	4,8						Раздробление бе- тона в зоне чи- стого изгиба		
Б-II-20	15,3×21,6							6,0	20,7	25,0	15,25	4,8	10,45	0,112	13,8	18,6	0,82			
Б-II-21	15,3×21,7					6,0	20,7	24,0	16,2	4,8	11,4	0,117	13,5	18,3	0,88					
Б-II-22	15,7×21,8					6,0	20,0	26,0	16,5	4,8	11,7	0,127	13,9	18,7	0,88					
Б-II-23	16,0×21,6					6,0	19,8	—	17,6	7,2										
Б-II-24	15,9×21,6					6,0	19,8	—	15,5	7,2						Раздробление бе- тона в зоне чи- стого изгиба то же				
Б-II-25	15,7×21,2	290	251	14,8		2Ø10AII	Ø6AII	4,5	15,4	27,0	13,5	4,8	8,7	0,132	9,9	14,7	0,92	Срез то же		
Б-II-26	15,6×21,6							4,5	15,2	27,5	13,5	4,8	8,7	0,131	10,0	14,8	0,91			
Б-II-27	15,4×21,7				4,5	15,4	31,5	14,6	7,2	7,4	0,129	9,9	17,1	0,85	то же то же					
Б-II-28	15,1×21,7				4,5	15,6	32,0	14,3	7,2	7,1	0,127	8,6	15,8	0,9						
Б-II-43	15,0×20,5				368	321	16,4	3Ø22AIII	Ø6AII	6,0	22,2	39,0	11,2	4,8	6,4	0,122	7,8	12,6	0,89	то же то же
Б-II-44	15,1×20,5									6,0	22,2	38,0	11,0	4,8	6,2	0,116	8,0	12,8	0,86	

балках обычно возникали при нагрузке, равной $0,33-0,5 P_p$ и имели ширину раскрытия $0,05-0,1$ мм. Трещинообразование этих балок наступало при более высокой степени нагружения, а развитие наклонных трещин носило более спокойный характер, чем в ранее испытанных балках с такими же параметрами, но без хомутов. Начало возникновения первых наклонных трещин отмечалось визуально переносным микроскопом, а также по показаниям прогибомеров и тензодатчиков, установленных на бетоне, продольной арматуре и хомутах. В балках, армированных хомутами, наблюдалось более чистое расположение наклонных трещин, из которых в дальнейшем одна развивалась более интенсивно и становилась причиной ее разрушения. Обычно развитие наклонных трещин начиналось в середине „пролета среза“, чуть ниже прямой, между местом приложения нагрузки и опоры. Наблюдались случаи развития наклонных трещин при выдержке нагрузки и разрушение балки без увеличения нагрузки. Действительная ширина раскрытия наклонных трещин существенно отличалась по величине от расчетной, вычисленной по рекомендациям СНиП (рис. 2). Расчетная ширина раскрытия наклонных трещин лучше соответствует действительности, если принять $l_1 = h_n$.

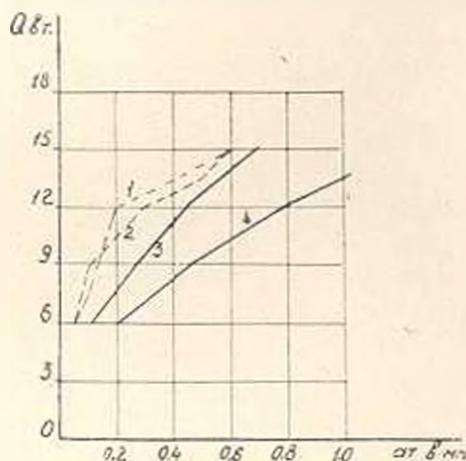


Рис. 2. Кривые раскрытия наклонных трещин в опорных участках балок: 1 — опытная кривая для балки Б-И-21; 2 — то же для балки Б-И-22; 3 — расчетная кривая по формуле СНиП при $l_1 = h_n$; 4 — то же при $l_1 = h_n + 30 d$.

Подавляющее большинство опытных балок разрушилось вследствие среза сжатой зоны бетона по наклонной трещине. Исключение составляли 3 балки, в которых была установлена более сильная поперечная арматура, где разрушение произошло в зоне чистого изгиба от действия изгибающего момента.

При разрушении, напряжения во всех хомутах, пересеченных наклонной трещиной, достигали предела текучести. Поэтому величины в табл. 3 приняты с коэффициентом $m_s = 1,0$. Сравнения показали, что Q_c для балок без хомутов и $Q_c = Q_{ср} - Q_{мин}$ для балок с хомутами с учетом $m_s = 1,0$ для одинаковых по прочностям бето-

нов по величине очень близки; что косвенно свидетельствует о том, что хомуты, пересеченные разрушающей наклонной трещиной, достигают предела текучести. Анализ результатов испытаний показал, что коэффициент k в известной формуле $Q_b = \frac{kR_s b h^2}{c}$ для литонидо-пемзового бетона следует принять равным 0,12. Выявлено, что сопротивление срезу сжатой зоны бетона над косою трещиной существенно зависит от угла наклона трещины. При этом, степень поперечного армирования несущественно влияла на величину k . С повышением прочности бетона наблюдалось уменьшение величины k , что, по-видимому, в известной мере можно объяснить понижением R_{ct}/R_{sp} с увеличением R_{sp} . Резюмируя изложенное, отметим, что коэффициент k в формуле $Q_b = \frac{kR_s b h^2}{c}$ по результатам проведенных испытаний для балок из легко бетона марок 250 и 350 при проценте армирования $p = 1,5\%$ колеблется в пределах 0,1—0,12, что меньше нормированной величины $k = 0,15$ для балок из тяжелого бетона [1,2]. При назначении коэффициента условий работы следует учесть, что в момент разрушения балок во всех хомутах, пересекаемых наклонной трещиной, напряжения достигают предела текучести.

ЛИСМ

Поступило 30.1.1969.

Հ. Շ. ՄԱՐՍՅԱՆ, Բ. Շ. ԱԶԻՅԱՆ

ԹԵՄԵՂ ԵՐԿԱԹԵՏՈՆԵ ՄՈՒՈՂ ԷԼԵՄԵՆՏՆԵՐԻ ԹԵՔ ՀԱՏՉԱՍԹՅՆԵՐԻ
ԿՐՈՂՈՒՆԱԿԱՌԹՅԱՆ ԷՔՍՊԵՐԻՄԵՆՏԱԿԱՆ ԻՐԱՌԻՆԱԿԱՐԴՐՈՒՄՅՈՒՆԸ

Ո Ւ Փ Ո Փ Ո Ւ Մ

Հողի ամուրի բերված են լիթոնիդային պեմզայով թեթև երկաթբետոնե 14 հեծանների փորձարկման արդյունքների՝ ընդլայնական ուժերի ազդեցության դեպքում ֆորձարկումների արդյունքների հիման վրա առաջարկվում է համապատասխան ճշատմանը մոտենել դորձող նորմատիվ փաստաթղթերի հարցալիքի բանաձևերում:

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Боршинский М. С. Расчет железобетонных элементов при действии поперечных сил. В сборнике НИИЖБ «Расчет и конструирование элементов железобетонных конструкций». М., 1964.
2. СНиП II — В. 1 — 62. Бетонные и железобетонные конструкции. М., 1962.

СТРОИТЕЛЬНЫЕ КОНСТРУКЦИИ

А. В. БЕЛУБЕКЯН

К ВОПРОСУ СОПРОТИВЛЕНИЯ БЕТОННЫХ И
 ЖЕЛЕЗОБЕТОННЫХ БАЛОК ПРИ КРУЧЕНИИ

1. В практике проектирования железобетонных конструкций случай сложного нагружения, сопровождающийся закручиванием элементов, встречается довольно часто. В связи с этим представляет интерес выявление роли чистого кручения на несущую способность элементов. Первые систематические исследования прочности железобетонных элементов при чистом кручении были выполнены в 1910—1912 годах [1]. В дальнейшем в этом направлении были проведены многочисленные исследования.

Все известные автору экспериментальные исследования по чистому кручению и в частности [2] и [3] относятся к элементам из тяжелого железобетона. В 1968 г. в Центральной испытательной лаборатории АИСМ, автором, под руководством проф. В. В. Пинаджяна, проводились экспериментальные исследования кручения армированных балок из легкого бетона на литондной пемзе, в связи с широким применением этого вида бетона в ответственных несущих конструкциях. Эксперименты проводились на специальном стенде, описанном в [4]. Было испытано три типа балок прямоугольного сечения, схемы армирования которых показаны на рис. 1.

Балки армировались сварными каркасами. В качестве продольной арматуры применялась горячекатанная сталь периодического профиля класса А—II диаметром 16 мм. Хомуты изготавливались из стали класса А—I диаметром 6 мм. Для изготовления опытных балок применялся портландцемент Араратского завода без добавок, активностью 500, и литондная пемза Джраберского месторождения с объемным весом щебня $\gamma_{\text{ш}} = 810 \text{ кг/м}^3$ и песка $\gamma_{\text{п}} = 1100 \text{ кг/м}^3$. Составы бетонов, приведенные в табл. 1, были рекомендованы лабораторией гидротехнического бетона АИСМ.

Опытные образцы балок изготавливались в металлических формах. Одновременно изготавливались контрольные бетонные кубы с размерами ребер 15 см и бетонные призмы размерами $10 \times 10 \times 40 \text{ см}$. Все образцы освобождались из форм на третьи сутки и до 28-дневного возраста хранились во влажных опилках, а затем в закрытом помещении. По данным испытания на растяжение контрольных стальных образцов предел текучести и предел прочности для продольной арматуры получились равными и соответственно: $\sigma_{\text{т}} = 3500 \text{ кгс/см}^2$, $\sigma_{\text{пр}} = 6000 \text{ кгс/см}^2$; хомутов — $\sigma_{\text{т}} = 3530 \text{ кгс/см}^2$, $\sigma_{\text{пр}} = 4450 \text{ кгс/см}^2$.

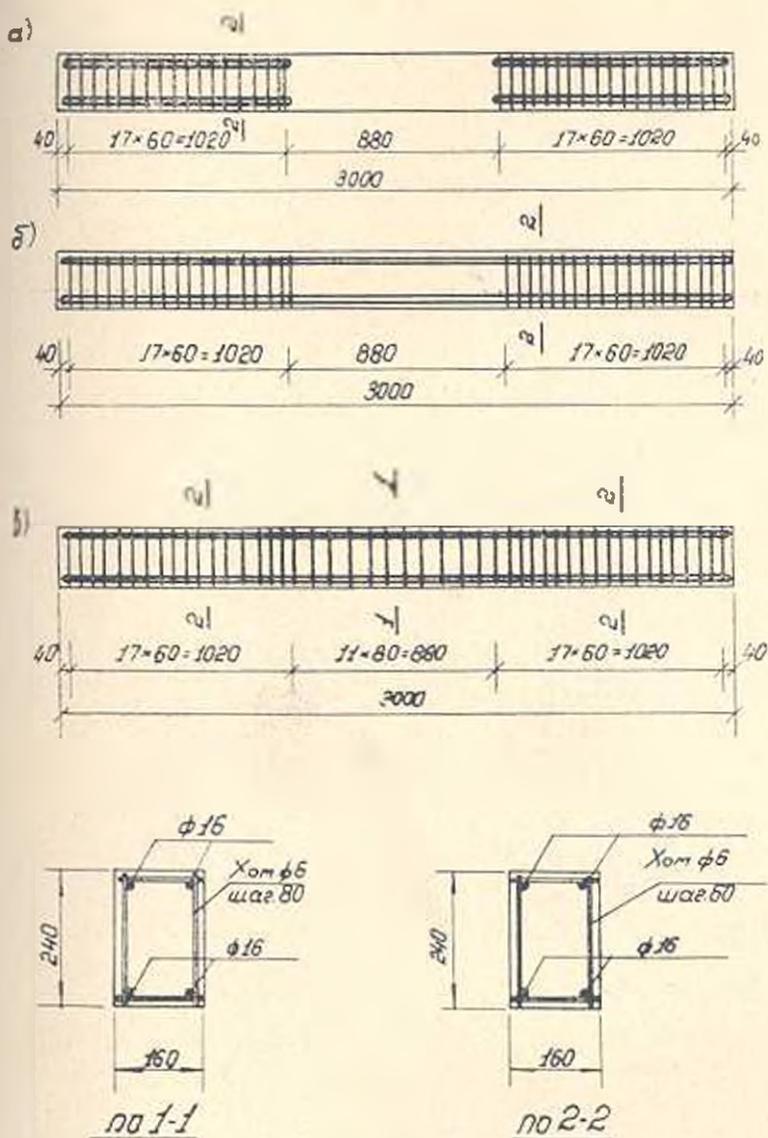


Рис. 1. Схемы армирования балок: а) Балки Б-II-9; Б-II-10; Б-IV-9; Б-IV-10. б) Балки Б-III-1; Б-III-2. в) Балки Б-I-2; Б-II-1; Б-IV-1; Б-IV-7.

Таблица 1

Составы легкого бетона

Проектная марка бетона	Расход материала на 1 м ³ бетона, в кг			
	цемент	песок	щебень	воза
150	240	470	770	250
350	475	610	470	250

В железобетонных балках в процессе их испытания измерялись углы поворота сечений, деформации продольной и поперечной арматуры. Углы поворота сечений балок определялись на концах элементов и в местах изменения шага хомутов (рис. 1) путем замера перемещений сечений с точностью 0,01 мм при помощи прогибомеров ПАО—6. Деформации всех продольных стержней измерялись в трех сечениях, находящихся друг от друга на расстоянии 25 см, при помощи датчиков сопротивления с базой 20 мм, приклеенных на ребрах арматуры. Деформации хомутов измерялись в трех сечениях при помощи датчиков, приклеенных на всех ветвях хомутов. Датчики сопротивления были гидроизолированы и концы их были выведены за пределы сечения балок. Деформации арматуры регистрировали при помощи автоматических измерителей деформаций АИ-1 с точностью 1×10^{-3} .

2. Образцы, показанные на рис. 1 а, в средней трети не были армированы. При кручении эти образцы разрушались по плоскому сечению, наклоненному под углом 45° к продольной оси балки (рис. 2). В



Рис. 2. Характер разрушения бетонных балок при кручении.

рассматриваемом случае имело место разрушение образцов, которое наступало сразу же после появления первых видимых трещин на поверхности бетона.

В табл. 2 приведены геометрические и прочностные характеристики балок с неармированными бетонными сечениями, испытанных при чистом кручении. Там же приведены результаты, полученные другими экспериментаторами. Прочность на сжатие испытанных автором образцов определялась сжатием до разрушения бетонных кубов, а прочность на растяжение определялась испытанием бетонных призм на раскол. Величина предела прочности на растяжение определялась по формуле:

$$R_s = \frac{2P}{\pi a^3}$$

В предпоследней графе табл. 2 приведены величины разрушающих крутящих моментов, вычисленных по известной формуле Надаи [5]:

Таблица 2

Результаты испытания бетонных балок на кручение

№ балок	Опыты	Вид бетона	b см	h см	R кгс/см ²	R _к кгс/см ²	M _к кгс. м	M _л кгс. м	M _у M _л
1 2	ДАЕ [1]		30	30	241	18,6	1730	1670	1,03
			25	42	244	18,6	1480	1430	1,03
4R7-1 5R7-1 6R7-1 4RW-1 5RW-1 6RW-1	Наваратна- раяна [2]	Тяже- лый	10,2	10,2	560	34,0	118	121	0,98
10,2			12,7	560	34,0	142	164	0,87	
10,2			15,24	560	34,0	191	208	0,92	
10,2			10,2	560	34,0	110	121	0,92	
10,2			12,7	560	34,0	178	164	1,09	
10,2			15,24	560	34,0	198	208	0,95	
Б-II-9 Б-II-10 Б-IV-9 Б-IV-10	АНСМ	Лег- кий	16,0	24,0	360	16,3	420	390	1,07
16,0			24,0	268	14,3	375	342	1,1	
16,0			21,0	143	11,6	280	276	1,01	
16,0			24,0	143	11,6	280	276	1,01	

$$M_1 = \frac{1}{2} b^2 \left(b - \frac{b}{3} \right) R_{к} \quad (1)$$

где b и h — соответственно ширина и высота сечения образцов. Как видно из последней графы табл. 2, формула (1) дает результаты, хорошо согласующиеся с экспериментальными данными. Имея в виду, что предельный крутящий момент бетонных образцов по формуле Надаи находится в прямой зависимости от $R_{к}$, можно прийти к выводу, что несущая способность балок из легкого бетона на литонидной пемзе марок 150 и выше должна быть несколько меньше несущей способности аналогичных балок из тяжелого бетона тех же марок, т. к. $R_{к}$ для легкого бетона на литонидной пемзе меньше, чем для тяжелого бетона [6], [7] и др.

3. В образцах из легкого бетона, армированных только продольной арматурой (рис. 1 б), трещины в зоне разрушения при кручении развивались по двум горизонтальным и одной вертикальной граням балок (рис. 3). Геометрические и прочностные характеристики испы-

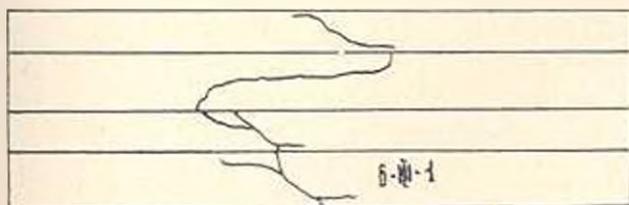


Рис. 3. Расположение трещин на гранях балки Б-III-1, армированной только продольной арматурой.

танных балок приведены в первых десяти графах табл. 3. Там же приведены результаты аналогичных опытов Наваратнараяна [1]. Разру-

Таблица 3

Результаты испытания на кручение бетонных балок, армированных только продольной арматурой

№№ балок	Опыты	Вид бето-на	b см	h см	R кг/см ²	R _к кг/см ²	Продольная армат.		M _к кгс. м	M ₁ по (1) кгс. м	M _к /M ₁
							диаметр мм	к-во			
1	ДАЕ [1]	Тяжелый	30	30	244	18,6	18	4	1880	1670	1,12
2			30	30	244	18,6	18	8	1970	1670	1,18
3			21	42	241	18,6	18	4	1570	1430	1,09
4			21	42	214	18,6	18	6	1630	1430	1,14
Б-III-1 В-III-2	АНСМ	Легкий	16	24	310	15,6	16	4	380	374	1,01
			16	24	310	15,6	16	4	360	374	0,96

шение балок наступало сразу же после появления первых трещин, при этом судя по показаниям датчиков в продольной арматуре в момент разрушения возникли незначительные растягивающие напряжения. Анализ табличных данных показывает, что величины разрушающих нагрузок для образцов с продольным армированием мало отличаются от разрушающих нагрузок для неармированных балок. И в этом случае формула предельного крутящего момента А. Надаи дает удовлетворительные результаты.

4. В образцах, армированных поперечной и продольной арматурой, разрушение носило более пластичный характер. Здесь крутящий момент трещинообразования оказался меньше предельного крутящего момента, при этом в стадии разрушения образцов напряжения в поперечной арматуре достигали предела текучести.

На рис. 4 и 5 показана зависимость между крутящими моментами и напряжениями в продольной арматуре и в хомутах для трех балок армированных продольной и поперечной арматурой. Момент трещинообразования при кручении балок определялся по точкам резкого перелома кривых, показанных на рис. 4 и 5. После трещинообразования, как видно из этих кривых, происходило перераспределение усилий между бетоном и арматурой, при этом напряжения в арматуре резко возрастали и в хомутах в стадии разрушения достигали предела текучести. Геометрические и прочностные характеристики испытанных балок приведены в табл. 4. Там же приведены результаты опытов ДАЕ [1] и опытов Наваратнараяна [2], Паидита [3].

В табл. 5 экспериментальные данные сопоставлены с расчетными, при этом расчетный крутящий момент трещинообразования M_1 вычислялся по формуле (1), а разрушающий крутящий момент M_2 вычислялся по формулам, приведенным в [8].

В табл. 5 $M_{т.к.}$ — опытная величина момента трещинообразования балки при кручении; M_k — опытная величина предельного крутящего момента.

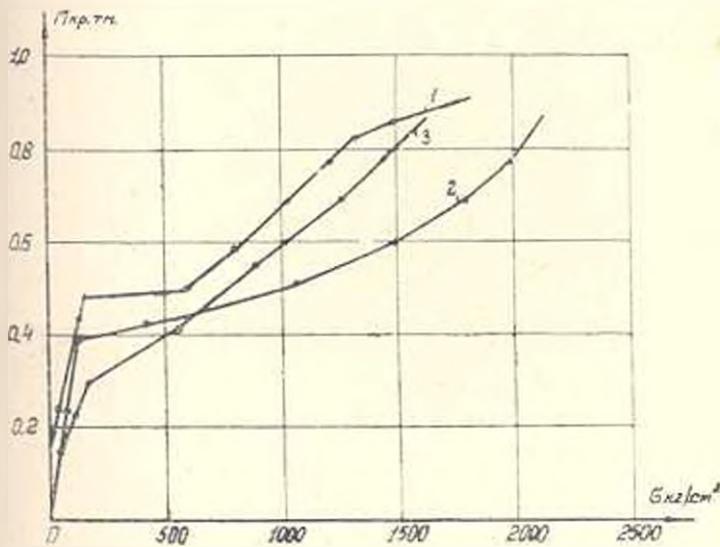


Рис. 4. Средние напряжения в продольной арматуре балок, армированных продольными стержнями и хомутами. 1. Балка из тяжелого бетона Б-I—2. 2. Балка из легкого бетона Б-II—1. 3. Балка из легкого бетона Б-IV—7.

Таблица 4
Геометрические и прочностные характеристики балок, армированных продольной и поперечной арматурой

№ балок	Опыты	Вид бетона	b см	h см	R кгс/см ²	R ₀ кгс/см ²	σ _с кгс/см ²	τ _с кгс/см ²	σ _с /R ₀	τ _с /R ₀	η см	
1	ДАЕ [1]	тяжелый	30,0	30,0	244	18,6	3813	38,6	4080	1,37	10	
4RT-1	Павловтарна [1]	тяжелый	10,2	10,2	560	34,0	—	—	4212	0,34	7,62	
4RT-2			10,2	10,2	560	34,0	—	—	4212	0,34	7,62	
4RT-3			10,2	10,2	560	34,0	—	—	4212	0,34	7,62	
5RT-1			10,2	12,7	560	34,0	—	—	4212	0,31	7,62	
5RT-2			10,2	12,7	560	34,0	—	—	4212	0,34	7,62	
5RT-3			10,2	12,7	560	31,0	—	—	4212	0,34	7,62	
6RT-1			10,2	15,2	560	34,0	—	—	4212	0,34	7,62	
6RT-2			10,2	15,2	560	34,0	—	—	4212	0,31	7,62	
6RT-3			10,2	15,2	560	31,0	—	—	4212	0,34	7,62	
B-1	Пасадта [3]	тяжелый	15,5	31	450	32,5	4100	4,7	4030	1,25	15,24	
C-4			16,5	31	510	35,0	3500	6,1	4030	1,25	11,4	
D-4			15,7	31	450	29,4	3640	18,1	4030	1,25	11,4	
E-3			15,7	31	415	29,8	4100	4,7	4030	1,25	11,4	
B-I-2	ЛИСМ	тяжелый	16,0	24,0	325	20,0	3500	14,1	3530	1,0	8	
B-II-1			легкий	16,2	24,0	410	17,0	3500	14,1	3530	1,0	8
B-IV-1				16,0	24,0	157	12,1	3500	14,1	3530	1,0	8
B-IV-7				16,0	24,0	229	13,1	3500	14,1	3530	1,0	8



Рис. 5 Средние напряжения в хомутах балок, армированных продольными стержнями и хомутами. 1. Балка из тяжелого бетона Б-I—2. 2. Балка из легкого бетона Б-II—1. 3. Балка из легкого бетона Б-IV—7.

Таблица 5
Сопоставление экспериментальных и расчетных величин крутящих моментов балок, армированных продольной и поперечной арматурой

№ балок	Экспериментальная величина крутящего момента, кгс·м		Расчетная величина крутящего момента, кгс·м		$\frac{M_{1,2}}{M_1}$	$\frac{M_2}{M_1}$
	$M_{1,2}$	M_2	трещинообразования M_1 по формуле (1)	предельная M_2 по формулам [8]		
1	2180	2870	1670	1900	1,3	1,51
4RT-1	141	189	121	—	1,16	—
4RT-2	141	181	121	—	1,16	—
4RT-3	130	162	121	—	1,07	—
5RT-1	156	187	164	—	0,95	—
5RT-2	156	195	164	—	0,95	—
5RT-3	158	183	164	—	0,97	—
6RT-1	218	258	208	—	1,05	—
6RT-2	239	311	208	—	1,15	—
6RT-3	218	249	208	—	1,05	—
B-4	—	970	—	430	—	2,25
C-4	—	1270	—	630	—	2,0
D-4	—	1660	—	630	—	2,64
E-3	—	1370	—	580	—	2,4
B-I-2	510	910	480	555	1,06	1,63
B-II-1	420	570	415	555	1,01	1,57
B-IV-1	300	735	290	555	1,03	1,48
B-IV-7	330	825	312	555	1,06	1,32

Анализ данных, приведенных в табл. 5, показывает, что момент трещинообразования балок армированных продольной и поперечной арматурой при кручении можно определять по формуле А. Надаи. Между экспериментальными величинами предельных крутящих мо-

ментов и расчетными величинами, вычисленными по формулам [8], имеется существенное расхождение, поэтому эти формулы по мнению автора нуждаются в уточнении.

Резюмируя изложенное в статье, отметим, что предельный крутящий момент бетонных балок, а также балок армированных только продольной арматурой с достаточной точностью можно определить по формуле (1), предложенной А. Надаи. Момент трещинообразования при кручении балок армированных продольной и поперечной арматурой, также можно определить по формуле (1).

Несущая способность балок на кручение может быть увеличена при одновременном их армировании продольными стержнями и хомутами. Армирование балок только продольными стержнями существенного эффекта не дает.

Эреванский политехнический институт
им. К. Маркса, АН СМ

Поступило 20.1.1969.

Ա. Վ. ԲԵԼՈՒՅԵԱՆ

ԻՑՏՈՆՅԱ ԵՎ ԵՐԿԱՔՐԵՏՈՆՅԱ ՀԵՏԱՆՆԵՐԻ ԿՐՈՂՈՒՄԻՔՅԱՆ ՀԱՐՑԻ ՄԱՍԻՆ
ԱՂՈՐՈՒՄՆ ԿԵՓՈՒՄ

Ա. Վ Ի Վ Ե Ա Վ

Հողվածում բերվում են լիմիտային պեմզայով թեթև բետոնից ամրանա-
փորված ու առանց ամրանի հեծանների կրողունակության և ճարակահու-
թյան փորձառական հետազոտությունների արդյունքները:

Նշվում է, որ բետոնի հեծանի սլորոց մոմենտը, ինչպես նաև ամրանափոր-
ված հեծանների ճարտաչափման մոմենտը յա՛վ նկարագրվում է Ա. Նադայի
բանաձևով:

Փորձարկման հետազոտությունների արդյունքներով, որոնք բերված են
հողվածում, նշվում է, որ որման դեպքում երկաթբետոնյա հեծանների կրող-
ունակության որոշման գործող նորմատիվներում եղած բանաձևը կարի՛ր է
զգում ճիշման:

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Deutscher Ausschuss für Eisenbeton, Widerstand gegen Verddrehung, H. 16, Berlin, 1912.
2. Navaratnaranjan V. A New Approach to the Ultimate Strength of concrete in pure torsion. JACI, 1968, Proc. 65, No 2.
3. Pandit G. S., Warwaruk I. Reinforced Beams in Combined Bending and Torsion. JACI, 1968, Proc. 65, № 4.
4. Бєлубекян А. В. Экспериментальное исследование несущей способности балок из легкого железобетона при совместном действии изгиба и кручения. Известия АН АрмССР (серия технических наук), т. XXI, № 5, 1968.
5. Надаи А. Пластичность и разрушение твердых тел. М., 1954.
6. Номинян С. Г. Исследование деформаций обычных и предварительно напряженных изгибаемых элементов из высокопрочных легких бетонов на естественных заполнителях. (Автореферат диссертации). М., 1966.
7. Аюлян А. В. Прочность бетонов на легких заполнителях при растяжении и изгибе. «Промышленность Армении», № 11, 1968.
8. Инструкция по проектированию железобетонных конструкций. Госстрой СССР. М., 1968.

О. В. ПЕШТМАЛДЖЯН

О ДЕФОРМАЦИИ СТЕН КРУПНОПАНЕЛЬНЫХ ЗДАНИЙ ПРИ СЕЙСМИЧЕСКИХ ВОЗДЕЙСТВИЯХ

В действующих нормативных положениях по проектированию зданий в сейсмических районах отсутствуют рекомендации по учету податливости стыков сопряжений стеновых панелей, между тем влияние этого фактора на жесткость зданий весьма существенно. В связи с этим автором проводились исследования деформативности стен типовых крупнопанельных зданий под воздействием сил типа сейсмических.

Исследования проводились на моделях с применением метода элементарного моделирования [1], который позволил свести к минимуму всякого рода случайности, связанные с ошибками экспериментирования, при этом отпала необходимость в точном соблюдении условий подобия во всех деталях. Испытание плоских моделей наружных стен, которые отличались между собой числом этажей, количеством панелей по длине и видом сопряжения панелей, а также пространственной модели секции крупнопанельного здания позволило определить: какая часть продольной горизонтальной нагрузки, приходящейся на здание, воспринимается продольными наружными стенами; влияние проемов на жесткость стен; влияние податливости горизонтальных, а также горизонтальных и вертикальных связей на деформативность стен.

Отношение длины стены L к ее высоте H для изученных стен находилось в пределах $L/H=0,5+3,0$. Модели испытывались при двух схемах приложения горизонтальной нагрузки. По первой схеме сила была приложена только на уровне чердачного перекрытия, а по второй — на уровне междуэтажных перекрытий пропорционально сейсмическим силам, вычисленным по нормам. На основе проведенных экспериментальных исследований выведены расчетные формулы для учета податливости связей в стенах в зависимости от количества панелей в плане и по высоте здания. При постоянной этажности здания и переменном значении количества панелей в плане, прогиб стен на уровне перекрытий с учетом податливости связей можно вычислить по формуле:

$$y_{сб} = y_{м} \left(0,6 \cdot \frac{9}{n} - \frac{13}{n^2} \right), \quad (1)$$

где $y_{сб}$ — прогиб сборной стены;

$y_{м}$ — прогиб монолитной стены;

n — количество панелей в плане.

Имея постоянное число панелей в плане и переменное значение этажности стен, прогибы на уровне перекрытий следует определять по формуле:

$$y_{\text{об}} = y_{\text{ин}} (0,087 m + 1,3), \quad (2)$$

где m — число этажей здания.

Отношение $y_{\text{об}}/y_{\text{ин}}$ в зависимости от длины и высоты здания определяется формулой:

$$y_{\text{об}} = y_{\text{ин}} \left(0,6 \frac{H}{L} + 1,17 \right). \quad (3)$$

При расчете статические прогибы монолитных стен с достаточной точностью могут быть определены по формуле, приведенной в [2]

$$y_{\text{ин}}^m = y_{\text{ин}}^{m-1} + \frac{H_m \sum_{l=m}^1 S_l}{kFG}, \quad (4)$$

где kFG — имеет значение обобщенной жесткости, которая зависит от формы плана k , размеров площади стены в плане F и величины, характеризующей упругие константы материала и конструкции G . Экспериментальные исследования показали, что обобщенная жесткость не зависит от числа этажей и для крупнопанельного здания серии А1—464С может быть принята равной 2000 кгс/см^2 . При определении жесткости стен необходимо учитывать податливость связей, так как последние существенно увеличивают деформативность стен. В случае применения сварных стыков для соединения наружных стеновых панелей, деформативность стены по сравнению с монолитной увеличивается на 40 до 120% в зависимости от отношения ее длины к высоте.

АНСМ

Поступило 4.11.1969.

ЛИТЕРАТУРА

1. Назаров А. Г. О механическом подобии твердых деформируемых тел. Изд. АН Армянской ССР, Ереван, 1965.
2. Захарян Ж. В., Хачиян Э. Е., Шахсугурян Л. В. О расчетной схеме крупнопанельных зданий. Изв. АН Армянской ССР (серия Т.Н.), т. XX, № 1, 1967.

Анализ выкрашивания режущей кромки инструмента при резании горных пород. Тер-Азарьев И. А., Макарян Л. М. «Известия АН АрмССР (серия Т.Н.)», т. XXII, № 2, 1969, 3—7.

Исследуется механизм выкрашивания острой режущей кромки инструмента и исходя из закона распределения нагрузки вдоль передней грани по треугольнику. Предлагаются формулы для определения оптимальной геометрии режущей кромки инструмента от выкрашивания (поломок). Библиографий 3. Иллюстраций 4.

УДК 621.01

Об относительных перемещениях звеньев трехзвенного механизма общего вида с соприкасающимися шаром и плоскостью. Касамбян А. А. «Известия АН АрмССР (серия Т. Н.)», т. XXII, № 2, 1969, 8—14.

Излагается графо-аналитический метод определения перемещений звеньев пространственного трехзвенного механизма с тремя степенями подвижности, ведущее и ведомое звенья которого со стойкой образуют цилиндрические кинематические пары. Решение задачи состоит из следующих этапов: из числа заданных и искоемых параметров рассматриваемого механизма выбираются и задаются новые параметры; строятся ортогональные проекции точек кинематической схемы механизма в новых заданных параметрах; на основе этих построений выводятся аналитические зависимости перемещений. Полученные зависимости распространяются на ряд механизмов с одной степенью подвижности. Библиография 4. Иллюстраций 3.

УДК 621.951+517.9

О колебаниях спирального сверла и условиях его устойчивости. Фатрадян М. Г., Гукасян Б. С. «Известия АН АрмССР (серия Т. Н.)», т. XXII, № 2, 1969, 15—19.

Рассматривается устойчивость спирального сверла в системе станок—приспособление—инструмент—деталь.

В дифференциальные уравнения колебания сверла вносятся аппроксимированные значения осевых сил и крутящих моментов, полученные на основании экспериментальных данных. Получено замкнутое решение для частного случая, когда показатели степени подачи равны единице. Найдены граничные условия устойчивости сверла. Иллюстраций 2.

К анализу тепловых схем газотурбинных и парогазовых установок.**Мкртчян А. М. «Известия АН АрмССР (серия Т.Н.)».****т. XXII, № 2, 1969, 20—27.**

Описывается методика технико-экономического анализа газотурбинных и комбинированных парогазовых установок. Приводится пример применения этой методики. Отмечается, что показатели энергетической ценности должны быть также дополнены стоимостными показателями потерь нагретых теплообменников, а также затратами, связанными с преодолением сопротивления, что требует введения показателя энергоэкономической ценности. Исследования показывают, что эффективность утилизации и регенераторе газовой ступени резко падает в условиях схемы парогазовой установки, при наличии включенных за ней (во ходу газа) экономайзеров—утилизаторов.

Таблица 1. Иллюстрации 4. Библиографий 7.

Методика определения оптимальных мощностей электростанций**и срока их ввода. Овсепян Э. О. «Известия АН Арм. ССР****(серия Т.Н.)», т. XXII, № 2, 1969, 28—33.**

Отмечается, что укрупнение энергетических установок имеет целесообразные пределы, определяемые комплексным воздействием разнообразных факторов (внутристанционных, системных, местных и т. д.). Предлагается математическая модель решения данной задачи, сформулированная в виде функционала суммарных затрат в зависимости от выработки и балансовых ограничений по топливу и электроэнергии, позволяющая учесть основные воздействующие факторы и динамику

Библиографий 7.

Гидравлические потери при ламинарном режиме неустановившегося**ускоренного движения жидкости. Барсегиан М. Г. «Известия АН****АрмССР (серия Т.Н.)» т. XXII № 2, 1969, 34—35.**

В статье, следуя Н. С. Громке, получены уравнения для потерь энергии и коэффициента сопротивления трения при ламинарном режиме неустановившегося ускоренного движения жидкости. Отмечается, что при неустановившемся движении потери больше, чем при соответствующем установившемся движении жидкости. Иллюстрация 1. Библиографий 3.

Экспериментальное исследование несущей способности изгибаемых элементов из легкого железобетона по наклонным сечениям.

Бабаян А. А., Азарян Р. Г. «Известия АН АрмССР (серия Т. Н.)», т. XXII, № 2, 1969, 39—43.

Приводятся результаты испытаний 14 балок из легкого железобетона на литондной немзе при действии поперечных сил. По результатам проведенных экспериментальных исследований предлагается в расчетные формулы прочности действующих нормативных положений внести соответствующие дополнения, при расчете изгибаемых элементов из легкого железобетона на действие поперечной силы.

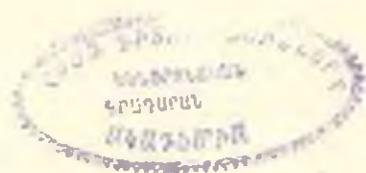
Таблиц 3. Иллюстрации 2. Библиографий 2.

К вопросу сопротивления бетонных и железобетонных балок при кручении. Белубекян А. В. «Известия АН АрмССР (серия Т. Н.)», т. XXII, № 2, 1969, 44—51.

Приводятся результаты экспериментального исследования несущей способности и трещиностойкости неармированных и армированных балок из легкого бетона на литондной немзе. Отмечается, что крутящий момент бетонных балок, а также момент трещинообразования армированных балок хорошо описывается формулой А. Надаи.

По результатам экспериментальных исследований, приведенных в статье, отмечается, что формула действующих нормативных положений по определению несущей способности железобетонных балок при кручении нуждается в уточнении.

Таблиц 5. Иллюстраций 5. Библиографий 8.



ՐՈՎԱՆԳԱԿՈՒԹՅՈՒՆ

ՄԵՓԵՆԱՇԻՆՈՒԹՅՈՒՆ

Ի. Ս. Տեր-Ազատյան, Լ. Մ. Ասկարյան, Աղսարների կողման ժամանակ դործիքի կորսող մեխանիզմի ուղակների հարսերական հեղափոխումների մասին	4
Հ. Հ. Կասառնյան, Հարկող զեղով և հարթությունով օժտված քնդհանուր տեսքի եռօղակ մեխանիզմի օղակների հարսերական հեղափոխումների մասին	4
Ս. Գ. Նունազյան, Ս. Ս. Հուկոսյան, Պարույրաձև գոյնիկների սատանումների և երա կալունության պայմանների մասին	15

ՀԱՆՐԵՏՄԱՆ

Հ. Մ. Մկրտչյան, Գազատուրբիչալի և չողեզուգալի տեղակայումների ջերմային սխեմաների վերլուծության շարք	20
Ե. Հ. Հովսեփյան, Հյնկարակայանների օպտիմալ չգործիչումների և նրանց շահագործման հանձնելու ժամկետների որոշման մեթոդիկան	23

ՀԻՊՐԱՎՈՒՄ

Մ. Հ. Բուրսեզյան, Հիդրավիկական կորուստները նդուկի պայունացած արտադրող շարժման յամինար սնժիմի դեպքում	31
--	----

ՇԻՆԱԿԱՆՈՒԹՅԱՆ ԿՈՆՍՏՐՈՒԿՏՈՒՄ

Հ. Հ. Բարսյան, Ի. Հ. Ազատյան, Ինքն երկաթբետոնե ճովող լիմենտների վերահարթության կրողունակության էքսպերիմենտալ ուսումնասիրություն	29
Ի. Վ. Բելուրեկյան, Բետոնյա և երկաթբետոնյա շեմաների զիմադրության հարցի մասին որոշման դեպքում	44

ԳԻՏԱԿԱՆ ՆՈՒԹՄ

Հ. Վ. Փեշումազյան, Անյամիկ արդեցությունների ժամանակ խոշորացանկի լենթերի պատերի ձևափոխելիության վերաբերյալ	52
---	----

СО Д Е Р Ж А Н И Е

Машиностроение

<i>И. А. Тур-Азарьев, Л. М. Макарян.</i> Анализ выкрашивания режущей кромки инструмента при резании горных пород	3
<i>А. А. Киселицкий.</i> Об относительных перемещениях звеньев трехзвенного механизма общего вида с соприкасающимися шаром и плоскостью	8
<i>М. Г. Фаградян, Б. С. Гукасян.</i> О колебаниях спирального сверла и условиях его устойчивости	15

Энергетика

<i>Л. А. Мкртчян.</i> К анализу тепловых схем газотурбинных и парогазовых установок	20
<i>Э. О. Овсепян.</i> Методика определения оптимальных мощностей электростанций и сроков их ввода	28

Гидравлика

<i>М. Г. Барсегян.</i> Гидравлические потери при ламинарном режиме неустановившегося ускоренного движения жидкости	34
--	----

Строительные конструкции

<i>Л. А. Бабочян, Р. Г. Амирян.</i> Экспериментальное исследование несущей способности нагибаемых элементов из легкого железобетона по наклонным сечениям	39
<i>А. В. Билубужян.</i> К вопросу сопротивления бетонных и железобетонных балок при кручении	44

Научные заметки

<i>О. В. Пештмаджян.</i> О деформации стен крупнопанельных зданий при сейсмических воздействиях	52
---	----