

ՀԱՅԿԱԿԱՆ ՍՍՀ
ԳԻՏՈՒԹՅՈՒՆՆԵՐԻ ԱԿԱԴԵՄԻԱՅԻ

ՏԵԴԵԿԱԳԻՐ
ИЗВЕСТИЯ

АКАДЕМИИ НАУК АРМЯНСКОЙ ССР

ՏԵԽՆԻԿԱԿԱՆ ԳԻՏՈՒԹՅՈՒՆՆԵՐԻ ՍԵՐԻԱ
СЕРИЯ ТЕХНИЧЕСКИХ НАУК

ԿՄՐԱԿՐԱԿԱՆ ԿՐԻՏԻՒՄ

Ազադեց Ն. Տ., Արխեսևսկի Վ. Վ., Եղիազարյան Ի. Վ., Կառլան
Մ. Վ. (պատ. խմբագիր), Նազարով Ա. Գ., Սիմոնով Մ. Զ.,
Փիկալով Վ. Վ. (պատ. խմբագրի տեղակալ)

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ

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

МАШИНОСТРОЕНИЕ

Э. Л. ДЖАВАЛЯН

ШАТУННО-КУЛАЧКОВЫЙ МЕХАНИЗМ С БОЛЬШИМ
УГЛОМ РАЗМАХА ВЕДОМОГО ЗВЕНА

В практике часто возникает необходимость получения больших углов размаха ($\beta_2 \leq 180^\circ$) ведомого звена механизма [1, 2]. Для ведомых звеньев, движущихся без нисстоев, эта задача решается путем соединения промежуточного коромысла, имеющего небольшой угол размаха, и ведомого звена с помощью высшей кинематической пары или же дополнительного звена, входящего с ними в низшие кинематические пары [2].

Трехзвенные кулачковые механизмы, применяемые для сообщения коромыслу заданного возвратного движения с выстоями, дают сравнительно небольшие углы размаха коромысла. В настоящей работе рассматривается задача синтеза шатуно-кулачкового механизма (в котором кулачок жестко соединен с шатуном коромыслового четырехзвенника) для получения большого угла размаха ведомого звена, имеющего в одном из крайних положений выстой конечной продолжительности. Некоторые вопросы анализа и синтеза шатуно-кулачковых механизмов рассмотрены в работах [3, 5, 6].

На рис. 1, 2 показаны схемы шатуно-кулачковых механизмов, полученных путем введения между ведомой штангой 4 и шатуном 2 кулачковой пары. Для получения выстоя штанги 4 в положении ME_0 кулачок профилируется участком mn кривой p , являющейся относительной траекторией неподвижной точки E_0 на плоскости шатуна. Участок mk профиля кулачка, работающий при удалении штанги 4 можно профилировать, исходя или из условия получения заданного закона движения штанги или же получения простого в изготовлении профиля, если закон движения штанги не задан. Так как в коромысловом четырехзвеннике угловая скорость шатуна меняет свой знак, то профиль кулачка получается незамкнутым и каждый его участок работает дважды за время одного оборота кривошипа. Форма кривой p зависит от выбора положения центра E_0 ролика при высоте штанги 4. Для получения простого в изготовлении профиля кулачка положение точки E_0 нужно выбрать так, чтобы в качестве кривой p получить прямую линию или окружность. Если совместить точку E_0 с неподвижной точкой θ (или C), то она на плоскости шатуна опишет окружность p_0 (рис. 1) радиуса AO (или дугу p_0 окружности радиуса BC), так

как в любом положении механизма расстояния от точек A и B шатуна соответственно до точек O и C не меняются. Следовательно, целесообразно за крайнее положение центра ролика, в котором штанга 4 имеет выстой конечной продолжительности, брать точку O или C .

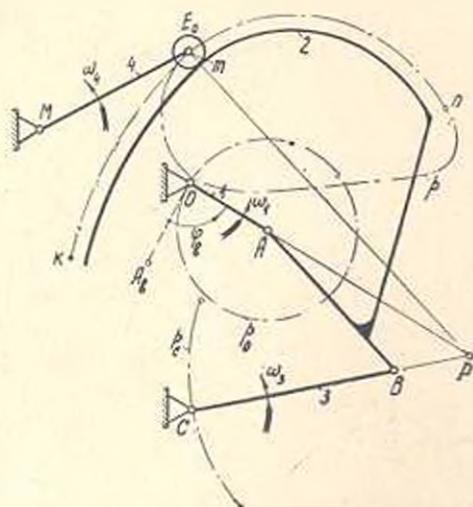


Рис. 1.

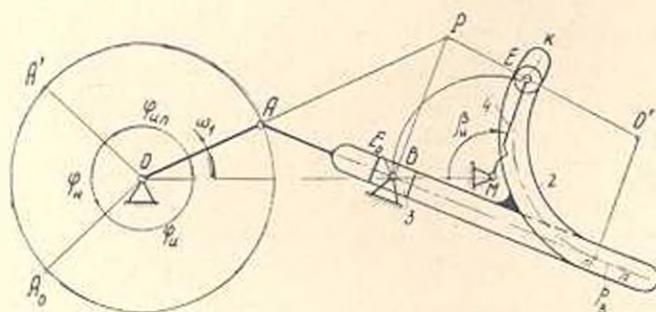


Рис. 2.

В шатуно-кулачковом механизме, показанном на рис. 2, профиль mn кулачка, работающий при выстое штанги, будет прямым, так как центр ролика E_0 при выстое совмещен с неподвижной точкой B , описывающей на плоскости шатуна прямую p_B . Положение неподвижного шарнира M штанги можно выбрать, исходя из конструктивных соображений.

Рассмотрим случай, когда коромысло 3 и штанга 4 качаются вокруг шарнира C и нижнее крайнее положение центра ролика совпадает с шарниром O (рис. 3). Тогда штанга 4, движущаяся по закону типа „удаление—приближение—выстой“, на фазе нижнего выстоя $\varphi_4 = \angle A_0 O A_0$ будет совпадать со стойкой OC , а профиль кулачка представит дугу mn окружности ρ_0 . Положение OA_0 соответствует началу удаления штанги 4. Участок mk профиля кулачка, работающего при

центра этой дуги брать точку B шатуна, то в высшей паре получим постоянный угол передачи, значение которого определится по формуле

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

где r , l и f — соответственно относительные размеры кривошипа, шатуна и коромысла $З$, при длине стойки $OC = 1$. Относительный радиус R дуги mk будет

$$R = l - r. \quad (2)$$

В этом случае на участке $0 \leq \varphi < \varphi_n$ удаления штанги 4 , когда работает участок mk профиля кулачка, законы движения коромысла $З$ и штанги 4 совпадают, поскольку стороны треугольника CE_1B_1 не меняются, т. е.

$$\beta(\varphi) = \psi(\varphi) \text{ и } \beta_n = \psi_n. \quad (3)$$

где ψ_n и β_n углы размаха коромысла $З$ и штанги 4 .

При обратном ходе, штанга 4 движется быстрее коромысла $З$ и в положении CO имеет выстой, соответствующий углу φ_n поворота кривошипа. Следовательно, рассмотренный механизм позволяет получить угол размаха штанги 4 кулачкового механизма, движущейся с выстом, равный углу размаха коромысла $З$ шарнирного четырехзвенника. При заданном угле размаха β_n ведомой штанги 4 и соответствующему углу φ_n поворота кривошипа (фазовый угол удаления) параметры механизма, обеспечивающие постоянство угла передачи γ в кулачковой паре, можно найти следующим образом. Из $\triangle OB_0C$ и $\triangle COB_1$ соответственно имеем

$$\sin \psi_0 = \frac{l-r}{f} \sin \gamma_k, \quad \cos \psi_0 = \frac{1 - (l-r) \cos \gamma_k}{f} \quad (4)$$

и

$$\frac{l+r}{\sin(\psi_0 + \psi_n)} = \frac{f}{\sin(\gamma_k + \varphi_n)} = \frac{1}{\sin(\gamma_n + \varphi_n + \psi_n + \psi_0)}. \quad (5)$$

где ψ_0 — угол, определяющий начальное положение коромысла $З$.

Из выражений (5) после преобразований с учетом (4) получим

$$r = \frac{[\sin(\gamma_k - \psi_n) + \sin(\gamma_k + \varphi_n)] \cdot [\sin(\gamma_k + \varphi_n) - \sin(\gamma_n + \varphi_n + \psi_n)] - 2 \sin(\gamma_k + \varphi_n) \cdot \sin(\varphi_n + \psi_n) - \sin \psi_n \cdot \sin(\varphi_n + \psi_n)}{2 \sin(\gamma_k + \varphi_n) \cdot \sin(\varphi_n + \psi_n)} \quad (6)$$

$$l = \frac{[\sin(\gamma_k - \psi_n) - \sin(\gamma_k + \varphi_n)] \cdot [\sin(\gamma_k + \varphi_n) - \sin(\gamma_n + \varphi_n + \psi_n)] - \sin \psi_n \cdot \sin(\varphi_n + \psi_n)}{2 \sin(\gamma_k + \varphi_n) \cdot \sin(\varphi_n + \psi_n)} \quad (7)$$

На всем интервале, когда ролик контактирует с участком mk профиля, законы движения звеньев $З$ и 4 совпадают и угол γ_k пере-

дачи в кулачковой паре постоянен. Если отсчет углов φ и β вести от линий OA_0 и CB_0 , представляющих положения кривошипа и коромысла β в начале удаления штанги l , то функцию положения $\beta(\varphi)$ четырехзвенника $OABC$ можно представить выражением [4]

$$\beta - \varphi = \left| \arctg \frac{r \sin(\varphi - \varphi_0)}{1 - r \cos(\varphi - \varphi_0)} \right| - \beta_0 + \left| \arccos \frac{r^2 - l^2 + f^2 - 1 - 2r \cos(\varphi - \varphi_0)}{2fl \sqrt{1 + r^2 - 2r \cos(\varphi - \varphi_0)}} \right|. \quad (8)$$

Контакт ролика с участком mk профиля начинается в положении OA_0B_0C (рис. 3) четырехзвенника (начало удаления). При дальнейшем повороте кривошипа точка контакта удаляется от точки m профиля, затем приближается. Начиная с момента, когда точка m снова входит в контакт с роликом, работает участок ml профиля. Это положение механизма определяется следующим образом. Так как в точке m нормаль к профилю кулачка совпадает с осью шатуна, то из условия (1) следует, что в указанном положении угол между шатуном BC и штангой l равняется углу γ_k . Легко убедиться, что это имеет место в положении OA^* кривошипа, определяемом из условия $\angle A^*OC = \angle A_0OC = \angle A^*E^*C$, поскольку в этом положении $A^*E^* = OA^*$, т. е. $\varphi^* = 2 \angle A_0OC = 2(\pi - \gamma_k)$. Для положения OA^* кривошипа имеем $\beta^* = \beta_0^* = 2 \cdot \angle OCA^*$, следовательно

$$\beta^* = 2 \arctg \frac{r \sin \gamma_k}{1 + r \cos \gamma_k}. \quad (9)$$

При дальнейшем приближении штанги l работает участок ml профиля. Для текущего положения OA_i приближения штанги l получим фигуру OA_iE_iC (с равными сторонами при вершинах A_i и C), из которой аналогично (9) имеем

$$\beta = -2 \arctg \frac{r \sin(\varphi + \gamma_k)}{1 + r \cos(\varphi + \gamma_k)}; \quad (10)$$

$$\gamma = \pi - \angle A_iOC = 2\pi - \gamma_k - \varphi, \quad (11)$$

где $\varphi^* \leq \varphi \leq 2\pi - \gamma_k$.

Аналогично получаем значение переменного угла передачи в кулачковой паре

$$\gamma = \varphi + \gamma_k - 2\pi \quad (12)$$

на фазе нижнего выстоя $2\pi - \gamma_k \leq \varphi \leq 2\pi$.

Из выражения (10) следует, что $\beta = 0$ при $\varphi = 2\pi - \gamma_k$. Следовательно, для указанной схемы получаем следующие фазовые углы приближения $\varphi_{\text{ни}}$ и нижнего выстоя $\varphi_{\text{в}}$ штанги l

$$\varphi_{\text{ни}} = 2\pi - \gamma_k - \varphi_{\text{в}} \text{ и } \varphi_{\text{в}} = \gamma_k. \quad (13)$$

Из (13) следует, что хорошие углы передачи в кулачковой паре получаются, когда значение фазового угла нижнего выстоя штанги

близко к 90° . Все полученные результаты соответствуют случаю, когда профиль кулачка состоит из двух сопряженных дуг mk и mi окружностей. Из формулы (11) следует, что при таком профилировании кулачка в конце интервала приближения $\gamma=0$, что не допустимо. Для получения работоспособного механизма необходимо, чтобы в положениях, близких к $\varphi = 2\pi - \gamma_k$, получить приемлемые значения угла передачи, т. е. соблюдать условие

$$\gamma > \gamma_m \quad (14)$$

где γ_m — минимальное допустимое значение угла передачи. Однако это связано с уменьшением фазы выстоя до $\varphi_k = \gamma_k - \gamma_m$.

Подставляя значение γ_m в (11) и (12), находим интервал

$$2\pi - \gamma_k - \gamma_m \leq \varphi \leq 2\pi - \gamma_k + \gamma_m,$$

на котором необходимо ввести новый участок $n'e$ профиля для обеспечения условия (14). На рис. 3 положение OA' кривошипа соответствует началу работы этого участка, а положение OA_b — концу.

Графики зависимостей (10)–(12) показаны на рис. 4. Графики зависимостей $\beta(\varphi)$ и $\psi(\varphi)$ на интервале $0 \leq \varphi \leq \varphi^*$ совпадают, кроме того соблюдается условие $\gamma_k = \text{const}$. Положения OA' и OA_b кривошипа симметричны относительно стойки OC , поэтому на графике положения g и q получаются симметричными относительно линии cc . Из рис. 3 и формулы (1) следует, что на участке удаления штанги 4

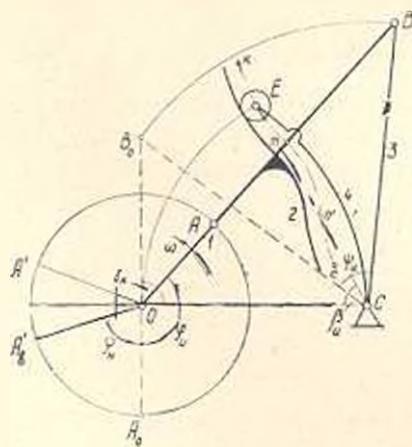


Рис. 5.

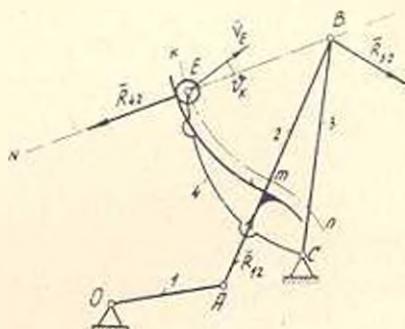


Рис. 6.

в кулачковой паре можно получить постоянно нулевой угол давления, если коромысловый четырехзвенник проектировать так, чтобы соблюдалось условие

$$f^2 = 1 + (l - r)^2 \quad (15)$$

Условие (15) означает, что в положении OA_0B_0C коромыслового четырехзвенника (рис. 5) угол между шатуном и стойкой должен быть прямым, т. е. $\gamma_k = 90^\circ$. Для этого случая формулы (6) и (7) принимают вид

$$r = \frac{\cos \beta_n + \cos \varphi_n - \cos (\beta_n + \varphi_n) - 1}{2 \sin (\beta_n + \varphi_n)} \quad (16)$$

$$l = \frac{\cos \beta_n - \cos \varphi_n + \cos (\beta_n + \varphi_n) - 1}{2 \sin (\beta_n + \varphi_n)} \quad (17)$$

Из формулы (8), имея в виду, что $\varphi_0 = 90^\circ$ с учетом (15), получаем

$$\beta = \psi = \left[\arccos \frac{l + r^2 - lr - r \sin \varphi}{f} \right] - \left[\arctg \frac{r \cos \varphi}{1 - r \sin \varphi} \right] - \left[\arcsin \frac{l - r}{f} \right] \quad (18)$$

На рис. 5 показан механизм с постоянно нулевым углом давления в кулачковой паре на всем интервале удаления штанги ϕ . Для соблюдения условия (14) вводим участок $h'e$ профиля, который должен быть вогнутым. Целесообразно профилировать его дугой окружности радиуса $R_1 = R = l - r$. Тогда профиль кулачка будет симметричным. Если требуется проектировать кулачковый механизм для машины, в состав которой входит рычажный четырехзвенник, выполняющий определенную функцию, то можно кулачок устанавливать на шатуне этого четырехзвенника. Тогда при проектировании всего механизма нужно ограничивать минимальное значение угла передачи как от шатуна к коромыслу, так и от шатуна к штанге. Следует отметить, что на шатун такого механизма (рис. 6) действуют три силы (\bar{R}_{12} , \bar{R}_{32} , \bar{R}_{12}) и $\angle ABC$ уже не является углом передачи от шатуна к коромыслу 3 (в отличие от случая последовательного соединения кулачкового и рычажного механизмов), так как реакция \bar{R}_{23} не будет направлена по оси шатуна. Легко заметить, что в рассмотренных механизмах (без учета трения) на фазе удаления реакции \bar{R}_{12} , \bar{R}_{32} и \bar{R}_{12} проходят через шарнир B . Если коромысло BC не нагружено внешней силой, то ограничивать нужно только угол передачи γ_k в высшей паре, поскольку усилие на штангу будет передаваться шатуном рычажного четырехзвенника.

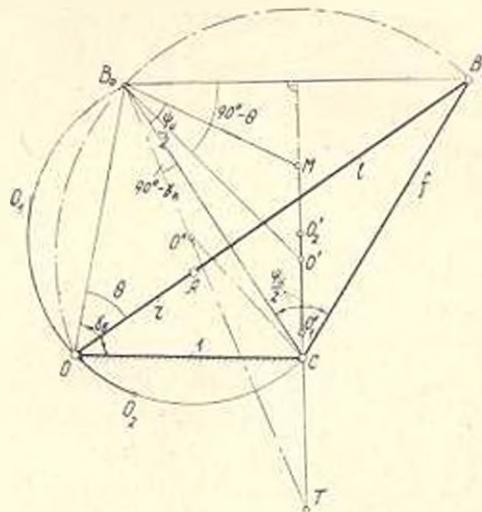


Рис. 7.

Размеры четырехзвенника $OABC$, удовлетворяющие условию (1), можно найти и графически следующим образом: откладываем $\angle B_0CB = \gamma_k - \beta_k$ (рис. 7) и на отрезке BB_0 , как на хорде, строим дугу

Размеры четырехзвенника $OABC$, удовлетворяющие условию (1), можно найти и графически следующим образом: откладываем $\angle B_0CB = \gamma_k - \beta_k$ (рис. 7) и на отрезке BB_0 , как на хорде, строим дугу

BB_0O , вмещающую угол $\theta = \pi - \varphi_n$. Условие (1) выполнится, если неподвижный шарнир кривошипа располагать в точке O пересечения дуги BB_0O с дугой B_0OC , вмещающей угол γ_k . Из рис. 7 следует, что для пересечения указанных дуг необходимо, чтобы центр O' дуги BB_0O находился на отрезке MT , т. е. $\angle TB_0B > \angle O'B_0B > \angle MB_0B$, или, подставляя значения, получаем

$$\pi - \varphi_n < \varphi_n < \frac{3\pi - \varphi_n}{2} - \gamma_k \quad (19)$$

Если центр O' брать ближе к точке T , то уменьшается отношение $i = l/r$, следовательно, уменьшается относительный радиус $R = l - r$ вогнутого участка профиля кулачка. Для точки T шарнир O будет находиться в точке B_0 , т. е. $r = l$,

$= 0$ и нельзя профилировать кулачок. Кроме того, в этом положении можно получить только определенное значение угла передачи

$\gamma_k = 90^\circ - \frac{\varphi_n}{2}$. Если же центр O' находится ближе к точке M , то

уменьшается относительная длина кривошипа r , следовательно, и радиус дуги выпуклого участка профиля кулачка. Конструктивно приемлемое решение получается для участка O_1O_2 , полученного исходя из условия

$$r \leq R \leq 4r. \quad (20)$$

Точка O_1 соответствует случаю $R = r$ или $i = 2$, когда профиль кулачка состоит из трех дуг одинакового радиуса, а точка O_2 — случаю $R = 4r$ или $i = 5$.

На рис. 8 показаны области I, II и III, соответствующие участкам TO_1 , O_1O_2 и O_2M на рис. 7. Область II получена, исходя из ограничения (20) (т. е. $2_1^1 \leq i_2^1 \leq 5$), для случая, когда на всем интервале удаления ведомой штанги угол передачи в кулачковой паре $\gamma_k = 90^\circ$.

Московский авиационный институт

Поступило 25.VI.1968.

Է. Լ. ԶԱՎԱԴՅԱՆ

ՏԱՐՎՈՂ ՕՂԱԿԻ ՔՍԱԿԻ ՄԵՐ ԱՆԿՅՈՒՆ ՈՐԿԵՏՈՂ ՇԱՐԺԱԹԵՎԱ-ԲՈՆՑՔԱՎՈՐ
ՄԵՆԱԿՆԻՉՄ

Ա. մ. փ. ռ. փ. ռ. լ. մ.

Դիտվում է շարժաթևա-բռնցքավոր հարթ մեխանիզմ, որի բռնցքը կոշա միացված է քառոդակ շոտտիկա-լծակավոր մեխանիզմի շարժաթևին, իսկ տարվող օդակը շարժվում է մեկ կանցառով: Մեխանիզմը նախադրվում է՝ կլ-

ինկով տարվող օղակի ճեռացման ողջ ինտերվալում բոնցրավոր գույգում ճրնչման հաստատուն (այդ թվում և գերոյակուն) անկյուն ստանալու պայմանից: Ըստ որում բունցրը պրոֆիլավորվում է շրջանագծային աղիղներով: Տարվող օղակի և միջակա լծակի շարժման օրենքները նշված ինտերվալում համընկնում են:

Տրվում է շարժաթևա-բոնցրավոր մեխանիզմների սինթեզման խնդրի անալիտիկ ու գրաֆիկական լուծումները և ստացված է դրանց գոյություն տիրույթները: Դիտվող մեխանիզմները ննարավորություն են բնձնանում ստանալ վերջավոր տեսգույթյամբ կանգառներով շարժվող տարվող ձողի թափի անկյուն՝ նախասար քառահողակապ մեխանիզմի լծակի թափի անկյանը:

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Ahmed H. Die Synthese von sechsheedringen Kurvengetrieben. Maschinenmarkt, 1966, 72, № 07.
2. Aronson R. Linkages with Rotating Input and Large Oscillating Output. Transaction of the sixth Conference on Mechanisms, 1960, October 10—11.
3. Бахшич А. К. Проектирование плоских кулачково-рычажных механизмов по заданному углу давления. Труды АН ССР, серия Б, № 4 (14), 1965.
4. Баранов Г. Г. Курс теории механизмов и машин. Изд. „Машиностроение“, М., 1967.
5. Müller I. Ebene Kurvenkoppelgetriebe. Maschinenbautechnik, 1957, № 3.
6. Солдаткин Л. П. К теории плоских многозвенных кулачковых механизмов. Машиноведение, № 2, 1967.

МАШИНОСТРОЕНИЕ

С. С. ДМИТРИЧЕНКО, Р. В. ПЕРСЕСЯН

О ВЫБОРЕ ВЕРХНЕЙ И НИЖНЕЙ ГРАНИЦ СУММИРОВАНИЯ
 ПОВРЕЖДЕНИЙ ПРИ РАСЧЕТНОЙ ОЦЕНКЕ УСТАЛОСТНОЙ
 ДОЛГОВЕЧНОСТИ

В статье на примере эксплуатационных спектров напряжений, записанных при тензометрических исследованиях напряженности несущих систем самоходных шасси СШ—75, приведена оценка погрешности вычисления накопленного повреждения в зависимости от границ суммирования. Полученные в результате эксперимента и статистически обработанные методом укрупненных размахов [1] ряды распределений амплитуд напряжений удовлетворительно описываются логарифмически-нормальным законом. Для вычислений на ЭВМ величины накопленного повреждения D интеграл, входящий в эту величину, был приведен к виду, удобному для программирования [2]

$$\int_{\sigma_{\min}}^{\infty} \sigma_m \Phi'(\sigma) d\sigma = \frac{\sigma_m^m}{\sqrt{2\pi}} \int_{t_{\min}}^{\infty} e^{-t^2} dt,$$

где σ — амплитуда напряжений,

σ_{\min} — наименьшее повреждающее напряжение;

m — показатель, характеризующий наклон левой ветви кривой усталости;

$\Phi'(\sigma)$ — плотность вероятности распределения амплитуд напряжений данного режима нагружения;

σ_m — среднее значение ряда распределения амплитуд.

В таблицах 1 и 2 представлены величины накопленного повреждения по показаниям датчиков, наклеенных на лонжероне подрамника кузова и датчиков, наклеенных на главной раме шасси. Осциллограммы типичных режимов нагружения были записаны при движении шасси по булыжному шоссе среднего качества, по плохой грунтовой дороге, по полю с поперечными бороздами от старой пахоты. Из данных табл. 1 видно, что расхождение расчетных величин D составляет: при пределах $4S$ и ∞ — не более 0,3%, при пределах $3S$ и ∞ — не более 3,1%. В табл. 1 приведены также данные о погрешности вычисления D в случае верхнего предела суммирования, равного максимальной амплитуде эмпирического ряда распределения — σ_{\max} . Можно констатировать, что величины D в этом случае (по сравнению с вели-

Таблица 1

n	Накопленное повреждение и погрешность его вычисления							погрешность, %	с верхним пределом Σ_{max}
	при использовании логарифмически нормального закона с верхним пределом суммирования					при использовании эмпирического ряда распределения			
	2S	погрешность, %	3S	погрешность, %	4S	погрешность, %	Σ		
3	46,91	11,51	53,01	1,56	53,85	0,15	53,93	3,20	55,71
3	21,92	7,43	23,68	1,17	23,96	0	23,96	4,39	25,06
3	36,51	7,48	39,46	0,70	39,74	0,08	39,77	3,68	41,29
3	9,41	20,99	11,91	1,81	12,13	0,08	12,14	8,38	13,25
4	189,86	17,57	230,32	3,13	237,76	0,24	238,33	6,00	253,51
4	68,04	11,09	76,53	1,53	77,72	0,06	77,77	5,22	82,05
4	79,15	10,82	88,75	1,37	89,98	0,08	90,05	3,73	93,51

Таблица 2

m	Σ	S	Σ_{-1k}	Накопленное повреждение и погрешность его вычисления при нижней границе интегрирования					Σ_{-1k}	суммарная погрешность, %	
				0,7	погрешность, %	0,8	погрешность, %	0,9			погрешность, %
				Σ_{-1k}	Σ_{-1k}	Σ_{-1k}	Σ_{-1k}	Σ_{-1k}			
3	3,34	1,34	1,82	54,01	0,02	54,00	0,02	53,99	0,11	53,93	0,15
4	2,95	1,20	2,66	30,62	0,99	30,32	3,81	29,20	9,90	26,57	15,24
4	3,34	1,31	1,82	238,50	0	238,49	0,01	238,46	0,05	238,33	0,07
4	2,95	1,20	2,66	90,62	0,59	90,01	2,57	96,56	7,19	90,05	10,63
4	2,76	1,30	4,40	103,00	11,88	92,06	25,62	73,28	31,68	55,65	85,09
4	3,05	1,22	3,60	119,99	0,97	118,84	5,31	112,85	50,52	74,97	60,05
4	2,59	1,31	3,60	177,19	0,07	177,07	5,17	166,36	18,69	141,85	24,91

чинами, полученными при использовании логарифмически-нормального закона) отличаются на 3,2—8,4%, причем использование эмпирических рядов приводит к погрешности, увеличивающей величину D . Таким образом, при расчетах накопленного повреждения для спектров напряжений, у которых Σ_{max} превышает величину $\Sigma + 3S$, рекомендуется ограничивать верхний предел суммирования величиной Σ_{max} с использованием эмпирических рядов распределений.

В настоящее время нет общепринятой точки зрения о влиянии на накопление усталостных повреждений напряжений ниже исходного предела усталости. Экспериментальные данные, полученные различными авторами, противоречивы (см., например, [3] и [4]). Чаще всего влияние нижней границы оценивалось только по долговечности, обусловленной окончательным разрушением образца. Поскольку окончательному разрушению всегда предшествует появление трещины, развитие ее может продолжаться при напряжениях ниже тех, которые необходимы, чтобы вызвать появление трещины. Можно предполо-

жить, что напряжения, которые считались повреждающими, становятся ими после появления усталостной трещины.

В работе [3] описан метод косвенного исследования нижней границы повреждающих напряжений спектра. В результате испытаний двух групп полированных образцов из стали 45 на изгиб до появления усталостной трещины и с дальнейшим ступенчатым повышением амплитуд напряжений установлено, что независимо от величины начальных напряжений, при которых получены первые трещины, дальнейшее их развитие наступало при напряжениях $0,5 - 0,6 \sigma_{-1}$, что практически совпадает с нижним уровнем повреждающих напряжений спектра [4]. Выявлено, что нижняя граница повреждающих напряжений, активно участвующих в образовании трещин усталости, значительно выше границы, определяемой по окончательному разрушению и приблизительно совпадает с исходным пределом усталости.

В работе [5] вычислены запасы прочности полусети ведущих колес самоходного комбайна с использованием различных нижних пределов интегрирования и предположении линейного закона. Погрешность вычисления запаса прочности при суммировании повреждений от σ_{-1} и от $0,5 \sigma_{-1}$ не превышала 18%.

С целью обоснования нижней границы повреждающих напряжений исследуем изменение накопленного повреждения для эксплуатационных спектров напряжений при различных уровнях нижнего предела интегрирования и при различных значениях показателя m .

В связи с большой трудоемкостью вычисления выполнены на ЭВМ [2]. В первых четырех строках табл. 2 приведены данные, подсчитанные для спектров, описываемых логарифмически-нормальным законом. При изменении нижней границы от $0,7 \sigma_{-1k}$ до σ_{-1k} (верхняя граница равна σ_{+1k}) погрешность вычисления накопленного повреждения не превышает 16%. С увеличением показателя m погрешность уменьшается. Аналогичные данные получены для дискретных распределений. Особенностью распределений, представленных в табл. 2, является то, что величина σ_{-1k} находится ниже среднего значения ряда. Для таких рядов распределений изменение нижнего предела суммирования не оказывает существенного влияния на величину D .

В последних 3 строках табл. 2 приведены также данные вычисления величины D для рядов распределений, усеченных уровнями $\sigma_{мин}$ вправо от среднего значения. Приведенные примеры показывают, что в этом случае изменение нижней границы суммирования от $0,7 \sigma_{-1k}$ до σ_{-1k} существенно влияет на величину накопленного повреждения. Необходимо также учитывать, что расчетная величина повреждения в значительной мере зависит от величины σ_{-1k} , поэтому точность ее определения существенно влияет на достоверность прогнозов.

В наших расчетах долговечности сварных деталей несущих систем самоходных шасси СШ-75 удовлетворительное совпадение расчетных величин с экспериментальными получено при установлении нижней границы суммирования повреждений, равной пределу выносливо-

сти. В связи с этим необходимы дальнейшие эксперименты по уточнению нижней границы повреждающих напряжений, поскольку рядом отечественных и зарубежных авторов получены данные о существенном влиянии недогрузок на процесс накопления повреждений.

ПАТИ

Поступило 27.VII.67.

Ս. Ս. ԿՄԵՏԵՐԳԵԱՈՒ, Ռ. Վ. ՆՐՈՒՌՅԱՆ

ՀՈՒՆԱՄԱՅԻՆ ԵՐԿԱՐԱԿԵՏՈՒԹՅԱՆ ՀԱՇՎԱՅԻՆ ԳՆԱՀԱՏՄԱՆ ԺԱՐԱՆԱԿ ՎԱՍՎԱՆՔՆԵՐԻ ԳՈՒՄԱՐՄԱՆ ՎԵՐԻՆ ԵՎ ՍՏՈՐԻՆ ՍԱՀՄԱՆՆԵՐԻ ԸՆՏՐՄԱՆ ՎԵՐԱՐԵՐՅԱԼ

Ս. մ փ ո փ ո լ մ

Լարումների աերնդհատ սպակտրների համար հոգնածային վնասվածքների գումարման վերին սահմանի ընտրումը գործնական հետաքրքրություն է ներկայացնում: Էմպիրիկ շարքերի օգտագործումը հանգեցնում է մինչև 10% սխալի: Առաջարկվում է սահմանափակել դրանցված առավելագույն լարումների մեծությունների գումարման վերին սահմանը՝ բաշխման էմպիրիկ շարքեր օգտագործելով: Նշվում է, որ լարումների այն շահագործման սպակտրների համար, որոնք հոգնածության սահմանի մեծությունը ցած է բաշխման շարքի միջին արժեքից, գումարման ստորին սահմանի փոփոխությունը զգալի ազդեցություն չի թողնում կուտակված վնասվածքի մեծության վրա: Երբ հոգնածության սահմանի մեծությունը մեծ է շարքի միջին արժեքից՝ կուտակված վնասվածքի մեծությունը էապես կախված է գումարման ստորին սահմանի ընտրումից:

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. *Дмитриченко С. С.* Современные методы ускоренных испытаний машин на сопротивление усталости. «Вестник машиностроения», № 2, 1967.
2. *Дмитриченко С. С., Персеяк Р. В.* Оценка усталостной прочности элементов конструкции на электронно-вычислительных машинах. «Известия Академии наук Армянской ССР» (серия Т. Н.)^о, т. XVIII, вып. 1, 1965.
3. *Гарф М. Э., Павловский В. Э.* О методике определения нижней границы повреждающих напряжений спектра. «Заводская лаборатория», № 3, 1967.
4. *Friedenthal A. M.* «Proc Colloquium on Fatigue», Stockholm, May, 1955.
5. *Сергисен С. В., Козлов Л. А.* К расчету на прочность при нестационарной переменной нагрузке. «Вестник машиностроения», № 1, 1962.

МАШИНОСТРОЕНИЕ

В. С. МАНУКЯН, Е. В. ХЛЕБАЛОВ

К РАСЧЕТУ ЧАСТОТЫ СОБСТВЕННЫХ КОЛЕБАНИЙ
 ВЫДВИЖНОГО ШПИНДЕЛЯ ГОРИЗОНТАЛЬНО-РАСТОЧНОГО
 СТАНКА

Расчет шпиндельных систем горизонтально-расточных станков на устойчивость в процессе резания можно производить путем приведения динамической системы станка к сосредоточенным массам с конечным числом степеней свободы, перемещаемых по обобщенным координатам. Конструкция шпиндельной системы расточного станка характеризуется тем, что выдвижной шпindel, изготовленный из легированной стали, представляет из себя точно пригнанный балку по диаметру направляющих итулок, рассматриваемых в дальнейшем как упругие. Таким образом, для расчета приведенной массы выдвижного шпинделя имеем балку, лежащую на прерывистых упругих опорах со свободными концами (рис. 1). При этом согласно формуле



Рис. 1. Расчетная схема.

$$m_{eq} = \frac{C}{p^2}$$

требуется определить значение жесткости C и угловой частоты p . Значение p для принятой схемы определялось расчетным путем и проверялось экспериментально на горизонтально-расточном станке модели 2А614 Лусаванского завода, исходя из предположения, что реакция постели линейна и действует по главным осям. Влияние заделки в механизме подачи замещено угловой пружиной. Уравнение собственных изгибных колебаний для свободных участков балки и для участков лежащих на упругих опорах соответственно равны [1]:

$$EI \frac{\partial^4 y}{\partial x^4} + m \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} = 0;$$

$$EI \frac{\partial^4 y}{\partial x^4} + m \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} + ky = 0. \quad (1)$$

Здесь y — прогиб; x — продольная координата; t — время; EI — изгибная жесткость; m — распределенная погонная масса; $k = \frac{d}{\delta_s}$ — погонная жесткость; d — приведенная ширина направляющих (диаметр выдвижного шпинделя);

k_c — коэффициент контактной податливости.

Решение дифференциальных уравнений в частных производных можно представить в следующем виде

$$y = f(x) \sin(pt + \varphi), \quad (2)$$

где φ — фаза колебаний.

Выражение $f(x)$ удобно представить в виде функции Крылова для каждого участка выдвигного шпинделя (рис. 1):

$$\begin{aligned} f_1(x_1) &= A_1 S(z_1 x_1) + B_1 T(z_1 x_1) + C_1 U(z_1 x_1) + D_1 V(z_1 x_1), \\ f_2(x_2) &= A_2 S(z_2 x_2) + B_2 T(z_2 x_2) + C_2 U(z_2 x_2) + D_2 V(z_2 x_2), \\ f_3(x_3) &= A_3 M(\beta x_3) + B_3 N(\beta x_3) + C_3 P(\beta x_3) + D_3 Q(\beta x_3), \\ f_4(x_4) &= A_4 S(z_4 x_4) + B_4 T(z_4 x_4) + C_4 U(z_4 x_4) + D_4 V(z_4 x_4), \\ f_5(x_5) &= A_5 M(\beta x_5) + B_5 N(\beta x_5) + C_5 P(\beta x_5) + D_5 Q(\beta x_5), \\ f_6(x_6) &= A_6 S(z_6 x_6) + B_6 T(z_6 x_6) + C_6 U(z_6 x_6) + D_6 V(z_6 x_6). \end{aligned} \quad (3)$$

где $A_1 \dots A_6, B_1 \dots B_6, C_1 \dots C_6, D_1 \dots D_6$ — постоянные коэффициенты, S, T, U, V, M, N, P, Q — функции Крылова

$$z_1 = \sqrt[4]{\frac{m_1 p^2}{E_1 I_1}}, \quad z_2 = \sqrt[4]{\frac{m_2 p^2}{E_2 I_2}}, \quad \beta = \sqrt[4]{\frac{k - mp^2}{4E_3 J_3}}$$

при $k > mp^2$.

Значения z и β определяются из краевых условий балки при совместном решении уравнений (3). Поскольку эти уравнения трансцендентны, решение уравнений производится следующим путем. Задаем некоторой величиной P , которая со всей возрастающей точностью должна удовлетворять соотношению, вытекающему из краевых условий [1]. В результате получаем уравнение частот выдвигного шпинделя в следующем виде:

$$(A_1 B_1) \Phi_1(l_1) \cdot \Phi_2'(l_2) \cdot \Phi_3(l_3) \cdot \Phi_4(l_4) \cdot \Phi_5(l_5) \cdot \Phi_6(l_6) = 0, \quad (4)$$

где $(A_1 B_1)$ — матрица — строка из неопределенных коэффициентов 1-го участка, значения функций $\Phi_1(l_1), \Phi_2(l_2), \dots, \Phi_6(l_6)$ представляют из

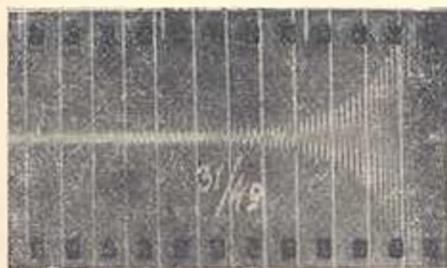


Рис. 2. Оциллограмма собственных колебаний системы шпиндель-борштанга при вылете шпинделя в 246 мм.

себя соотношение между коэффициентами смежных участков, выраженные через функции Крылова в матрической форме. Так как нами исследуются решения, отличные от нуля, при котором $A_1 = 0, B_1 = 0$, то, следовательно,

$$\Delta [\Phi(p)] = \Phi_1(l_1) \cdot \Phi_2(l_2) \cdot \Phi_3(l_3) \cdot \Phi_4(l_4) \cdot \Phi_5(l_5) \cdot \Phi_6(l_6).$$

Приближенное значение p выбираем по формуле линейных приближений. По описанной методике расчетная схема шпиндельной системы проверялась экспериментально для трех разных вылетов на расстоянии 100 мм, 240 мм, 400 мм от торца планшайбы.

Частота собственных колебаний системы шпиндель-борштанга вызывалась ударом молотка на каждом вылете выдвижного шпинделя. Запись колебаний осуществлялась с помощью тензометрических датчиков, наклеенных на поверхности борштанги, соединенных с светолучевым осциллографом. Полученные осциллограммы колебаний показали соответствие расчетных данных с экспериментальными (рис. 2). Здесь каждый интервал отсчетчика времени соответствует 50 гц. При этом расчетом получены следующие данные: $l = 100$ мм, $\nu = 400$ гц, $l = 240$ мм, $\nu = 275$ гц и $l = 400$ мм, $\nu = 150$ гц. Одновременно были

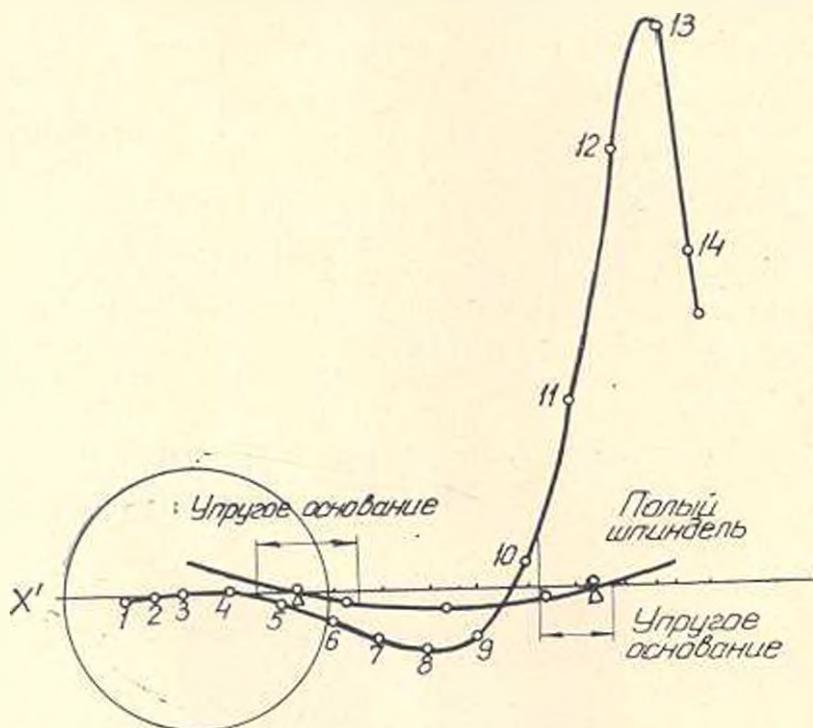


Рис. 3. Форма колебаний выдвижного шпинделя при вылете в 100 мм.

получены формы колебаний полого и выдвижного шпинделя для тех же вылетов выдвижного шпинделя (рис. 3). Результаты расчета приведены в табл. 1.

Резюмируя результаты исследования отметим, что предлагаемый способ является достаточно точным для определения частот собственных колебаний системы шпиндель-борштанга горизонтально-расточного станка. Амплитуда распространяемой волны полого шпинделя растет по длине балки, для ограничения которой потребуется увеличение

длины упругих участков и внесения в конструкцию правого свисающего конца выдвижного шпинделя радиальной опоры.

Таблица 1

Вылет 100 мм		Вылет 240 мм		Вылет 400 мм	
X в мм	Прогиб	X в мм	Прогиб	X в мм	Прогиб в мм
0	-1	0	-1	0	-1
60	-0,37928	120	-0,174106	120	0,5718
120	0,2305	220	0,85581	220	0,23922
220	0,56197	275	1,77186	320	0,11367
320	-1,31028	320	2,58751	420	0,24772
420	-6,1768	370	3,46302	520	0,3357
520	-8,6909	115	4,14666	620	0,2775
620	-13,3258	400	4,6501	720	-0,1333
720	-10,6944	560	2,8492	820	1,60042
820	4,73616	660	9,1003	920	43798
920	37,9899	760	44,18838	1020	8,1768
1020	92,1088	860	-114,48437	1120	-12,8306
1120	115,43415	940	-202,26222	1220	-18,07553
1170	66,34422	1060	-414,2190	1320	-13,94678
1220	55,3967	1160	-618,3359	1420	64,36636
—	—	1260	-435,93414	—	—
—	—	1310	-1,96945	—	—
—	—	1360	750,67938	—	—

ЭИИМС

Поступило 21.VI.1968.

Վ. Ս. ՄԱՍԻՍՅԱՆ, Ե. Վ. ԿՆՅՈՒՆՈՎ

ՀՈՐԻԶՈՆԱԿԱՆ ՆԵՐՏԱՇ ՀԱՍՏՈՑԻ ԴՈՒՐՍԲԱՇՏՈՎԻ ԻՎԻ ՍԵՓԱԿԱՆ ՏԱՏԱՆՈՒՄՆԵՐԻ ՀԱՃԱՆՈՒԹՅԱՆ ՀԱՇՎԱՐԿԻ ՎԵՐԱԲԵՐՅԱԼ

Ս. մ փ ա փ ու ռ մ

Հողվածում շարադրված է հորիզոնական ներտաշ հաստոցի դուրսքաշովի իլի սեփական տատանումների հաճախության հաշիման եղանակ՝ Կոնյովի ֆունկցիաների օգտագործմամբ: Դուրսքաշովի իլը ներկայացված է որպես ընդհատվող առաձգական հենարանների վրա զրված հեծան և ընդունված է, որ վերջինիս տատանումների ձևը համապատասխանում է ստատիկական դեֆորմացիայի կորին:

Կատարված է առաջարկվող եղանակի էքսպերիմենտալ ստացում, որը սովել է տեսականորեն հաշված և էքսպերիմենտալ եղանակով ստացված արդյունքների բավարար համընկնում:

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Пономарев С. Д. и др. Основы современных методов расчета на прочность в машиностроении. Машгиз, 1952.
2. Аваньев И. В., Тимофеев П. Г. Колебания упругих систем в авиационных конструкциях и их демпфирование. Машиностроение, 1965.

Р. А. ЕРМЕКОВА

К ВОПРОСУ ВЫБОРА ОТВЕТВЛЕНИЙ НЕРЕГУЛИРУЕМЫХ ТРАНСФОРМАТОРОВ ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ СЕТЕЙ

В статье приводится алгоритм выбора ответвлений нерегулируемых потребительских трансформаторов для случая, когда заданы напряжения шин высокой стороны трансформаторов во всех характерных суточных режимах нагрузок. Предлагаемый алгоритм реализуется в виде программы для ЦВМ „Урал — 3“. Выбранные ответвления каждого нерегулируемого трансформатора должны способствовать получению наибольшего экономического эффекта режимом данной распределительной сети за время, в течение которого коэффициент трансформатора остается неизменным.

Это условие можно записать в виде:

$$\sum_{l=1}^m M_{lj} \cdot t_l + g \sum_{l=1}^m \pi_{lj} = \min,$$

где j — индекс узла с нерегулируемым трансформатором;

l — индекс режима;

m — число рассматриваемых характерных режимов в течение заданного промежутка времени;

g — размерный коэффициент;

M_{lj} — экономические характеристики группы потребителей в режиме l , для узла j ;

t_l — продолжительность l -го режима;

π_{lj} — потери активной мощности в трансформаторах, в узлах j , в режиме l .

Функции коэффициента трансформации:

$$M_{lj} = f_1(K_j), \quad \pi_{lj} = f_2(K_j).$$

Заданный промежуток времени определяется условиями эксплуатации и обычно совпадает с одним сезоном. Исходная информация для определения ответвлений каждого нерегулируемого трансформатора складывается из следующих величин:

параметры распределительной сети r_j и x_j , подключенной к данному трансформатору и параметры собственно трансформатора r_T и x_T ;

коэффициенты трансформации нерегулируемого трансформатора на разных отпайках (K_j);

экономические характеристики группы потребителей с учетом потерь в распределительной сети, приведенные к шинам низкой стороны трансформатора, $M_{lj} = f_m(|U_{lj}|)$;

суточные графики нагрузок обычных и воскресных дней рассматриваемого периода, $P_j = \varphi(t)$;

величины напряжений на высокой стороне трансформаторов во всех характерных режимах нагрузок $|U_{lj}|$.

Требуется определить величины ответвлений трансформаторов. В связи с этим эквивалентные экономические характеристики представляются в виде отрезков прямых (рис. 1). Уравнения прямых имеют вид:

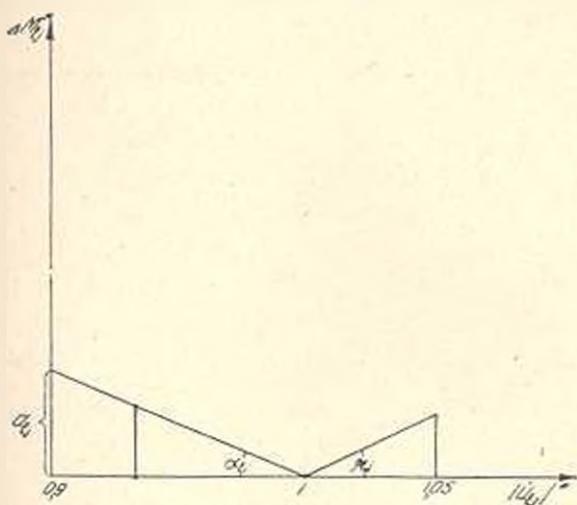


Рис. 1. Эквивалентные экономические характеристики.

$$\Delta M^*_{lj} = a_{lj} - \alpha_{1j} \left| \left(\frac{1}{K_{lj}} |U_{lj}|^* - |\Delta U_{lj}|^* \right) - 0,9 \right| \text{ при } |U_{lj}| \leq |U_{lj0}| \quad (1)$$

$$\Delta M^*_{lj} = \beta_{lj} \left| \left(\frac{1}{K_{lj}} |U_{lj}| - |\Delta U_{lj}|^* \right) - 1 \right| \text{ при } |U_{lj}| \geq |U_{lj0}| \quad (2)$$

где $\Delta M^*_{lj} = \frac{\Delta M_{lj}}{P_{lj}}$ — относительное приращение ущерба нагрузок l узла в режиме l при отклонениях напряжения от оптимального на единицу активной мощности;

$|U_{lj0}|$ — модуль оптимального напряжения на шинах низкой стороны трансформатора, узла $j \dots$ в режиме l , при котором режим работы сети и приемников получается наиболее экономичным;

$|U_{lj}|^* = \frac{|U_{lj}|}{|U_{lj0}|}$ — модуль относительного напряжения на шинах высокой стороны трансформатора в j узле для режима l ;

$|U_{lj}|$ — модуль напряжения на шинах низкой стороны трансформатора узла j , в режиме l ;

$|\Delta \dot{U}_{ij}|^* = \frac{|\Delta \dot{U}_{ij}|}{|U_{ij}|}$ — потери напряжения в трансформаторе узла j ,

α_{ij}, β_{ij} — угловые коэффициенты отрезков прямых;
в режиме l ;

a_{el} — приращение ущерба ΔM_{ij}^* при относительном напряжении

$$\frac{|\dot{U}_{ij}|}{|U_{ij}|} = 0,9.$$

Используя уравнения прямых, можно записать суммарное приращение ущерба эквивалентной нагрузки, подключенной к нерегулируемому трансформатору в режиме l , одним из следующих выражений

$$\Delta M_{ij} = P_{ij} \cdot t_l \left| a_{ij} - \alpha_{ij} \left(\frac{1}{K_j} \cdot |\dot{U}_{ij}|^* - |\Delta \dot{U}_{ij}|^* - 0,9 \right) \right| \text{ при } |\dot{U}_{ij}| \leq |\bar{U}_{ij}|, \quad (3)$$

$$\Delta M_{ij} = P_{ij} \cdot t_l \left| \beta_{ij} \left(\frac{1}{K_j} \cdot |\dot{U}_{ij}|^* - |\Delta \dot{U}_{ij}|^* - 0,9 \right) \right| \text{ при } |\dot{U}_{ij}| \geq |\bar{U}_{ij}|. \quad (4)$$

Здесь P_{ij} — активная мощность узла j , в режиме l , t_l — продолжительность одного режима.

При заданных напряжениях $|\dot{U}_{ij}|$ высокой стороны трансформатора уравнения (3) и (4) превращаются в уравнения прямых относительно искомого переменного $\frac{1}{K_j}$. При этом допускаем, что K_j изменяется непрерывно в заданных пределах. Обозначим:

$$(a_{ij} - \alpha_{ij} |\Delta \dot{U}_{ij}|^* + \alpha_{ij} \cdot 0,9) P_{ij} \cdot t_l = A_{ij};$$

$$(\alpha_{ij} \cdot |\dot{U}_{ij}|^* \cdot P_{ij} \cdot t_l) = B_{ij};$$

$$(\beta_{ij} \cdot |\Delta \dot{U}_{ij}|^* + \beta_{ij}) = C_{ij};$$

$$(\beta_{ij} \cdot |\dot{U}_{ij}|^* \cdot P_{ij} \cdot t_l) = D_{ij},$$

тогда уравнения (3) и (4) примут вид:

$$\Delta M_{ij} = -A_{ij} - B_{ij} \left(\frac{1}{K_j} \right) \text{ при } \frac{1}{K_j} \leq \frac{|\dot{U}_{ij}| + |\Delta \dot{U}_{ij}|}{|\dot{U}_{ij}|}.$$

$$\Delta M_{ij} = -C_{ij} + D_{ij} \left(\frac{1}{K_j} \right) \text{ при } \frac{1}{K_j} > \frac{|\dot{U}_{ij}| + |\Delta \dot{U}_{ij}|}{|\dot{U}_{ij}|}.$$

Суммарный ущерб эквивалентной нагрузки в течение заданного промежутка времени определится, как сумма приращений ущерба в отдельных режимах l . При этом зависимость $\Delta M_j = f_{\Delta M} \left(\frac{1}{K_j} \right)$ имеет вид ломаной линии.

На (рис. 2) приведена зависимость $\Delta M_j = f_{\Delta M} \left(\frac{1}{K_j} \right)$, когда число

рассматриваемых характерных режимов равно пяти. Пределы изменения $\frac{1}{K_j}$ ограничены для каждого трансформатора величиной коэффициентов трансформации на крайних отпайках. Величины переменной

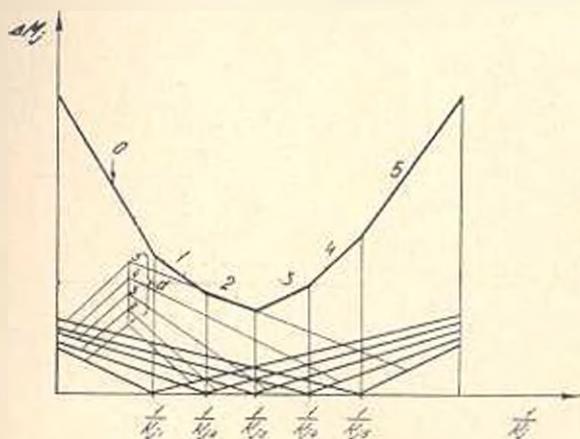


Рис. 2. а) 1, 2, 3, 4, 5—характеристики приращению ущерба для отдельных режимов; б) характеристика приращения суммарного ущерба.

$\frac{1}{K_{j1}}, \frac{1}{K_{j2}}, \dots, \frac{1}{K_{jm}}$ в точках излома определяют путем подстановки величин напряжений конкретного режима в соотношении

$$\frac{1}{K_j} = \frac{|U_{i,j0}| + |\Delta U_{i,j}|}{|U_{ij}|}$$

Отдельные отрезки ломаной линии ΔM_j определяются уравнениями:

$$\Delta M_{j1} = \left(\sum_{l=2}^m A_{lj} - C_{lj} \right) - \frac{1}{K_j} \left(\sum_{l=2}^m B_{lj} - D_{lj} \right) \text{ для первого отрезка}$$

$$\Delta M_{jp} = \left(\sum_{l=p+1}^m A_{lj} - \sum_{l=1}^p C_{lj} \right) - \frac{1}{K_j} \left(\sum_{l=p+1}^m B_{lj} - \sum_{l=1}^p D_{lj} \right) \text{ для } p\text{-ого отрезка}$$

.....

Число интересующих нас отрезков ломаной линии равно числу характерных режимов. Минимум функции ΔM_j возможен лишь в точках излома линии. Следовательно, сравнение значений ΔM_j в точках излома определит минимальное значение функции и соответствующее ей искомое оптимальное значение коэффициента трансформации.

Точность расчета возрастает при увеличении числа выбранных характерных режимов, а также при представлении эквивалентной экономической характеристики несколькими отрезками прямых.

Ниже приведены блок-схема (рис. 3) и пример расчета ответвления нерегулируемого трансформатора.

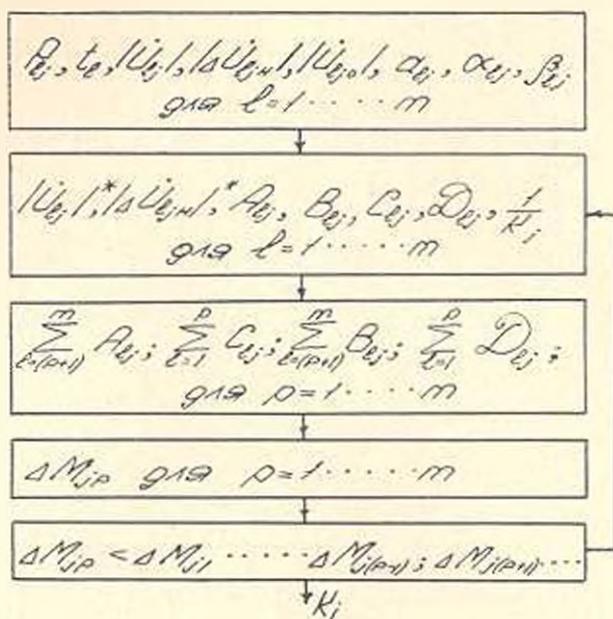


Рис. 3. Блок-схема для расчета отклонения нерегулируемого трансформатора.

Пример расчета. Необходимо определить коэффициент нерегулируемого трансформатора, питающего распределительную сеть. Параметры трансформатора $z = 0,021 + j 0,373$ (ом) и величины коэффициентов на стандартных отпайках $K_1 = 17,5$; $K_2 = 17,08$; $K_3 = 16,66$; $K_4 = 16,25$; $K_5 = 15,83$.

Остальные исходные данные для точки $j=1$ сведены в табл. 1.

Таблица 1

Режим	P_{l0} , мвт	t_l , час	$(U_{l0})_{кв}$	$(U_{l0+n})_{кв}$	d_{lj} 1 м.вт	α_{lj}	β_{lj}
1	8,3	8	115,2	6,55	0,1	1	0,5
2	10,91	9	114,9	6,6	0,1	1	0,5
3	10,33	4	114,4	6,65	0,1	1	0,5
4	11,85	3	114,0	0,68	0,1	1	0,5

Результаты определения коэффициентов $\frac{1}{K_j}$ и постоянных A_{lj} , B_{lj} , C_{lj} , D_{lj} для каждого режима, а также суммарные значения приращения ущерба ΔM_j в точках излома ломаной линии $\Delta M_j = f_{\Sigma} \left(\frac{1}{K_j} \right)$ представлены в табл. 2.

Минимальному приращению ущерба $\Delta M = 3,5$ соответствует коэффициент 16,2. Выбираем ближайший к нему стандартный коэффициент 16,25.

Таблица 2

$f = 1.$

№ реж.	$(U_{1j})^*$	$(\Delta U_{1jn})^*$	$\frac{1}{K_j}$	A_{1j}	B_{1j}	C_{1j}	D_{1j}	ΔM_j	K_j
1	17,65	0,061	0,0602	70,5	1172	35,5	586	$p=1$ 7,7	16,6
2	17,45	0,076	0,0618	105,8	1710	53	857,5	$p=2$ 3,5	16,2
3	17,25	0,089	0,0632	49,44	779	24,6	389,5	$p=3$ 3,53	15,8
4	17,05	0,095	0,0642	39	608	19,5	304	$p=4$ 4,6	15,6

Армения

Поступило 5.V.1968

Թ. Ա. ԵՐԵՎԱՆ

ԷԼԵԿՏՐԱԿԱՆ ՑԱՆՑԵՐԻ ՉԿԱՐԳԱՎՈՐՎՈՂ ՏՐԱՆՍՖՈՐՄԱՏՈՐՆԵՐԻ
ՃՅՈՒՂԱՎՈՐՈՒՄՆԵՐԻ ԸՆՏՐՄԱՆ ՀԱՐՑԻ ՇՈՒՐՋԸ

Ա. Վ. Վ. ՈՒ Վ. ՈՒ ՈՒ

Հոդվածում նկարագրվում է սպառողական շղարկավորվող տրանսֆորմատորների ճյուղավորումների ընտրման ալգորիթմը, երբ տրված են տրանսֆորմատորների քարձը լարման զոդերի լարումները բեռնվածքների բոլոր բնորոշ օրական ուժերի համար: Ալգորիթմը կազմված է բեռնվածքների ստատիկական ու տնտեսական բնութագրերի հաշվառմամբ: Տրանսֆորմատորների ընտրված ճյուղավորումները նպաստելու են բաշխիչ ցանցի տնտեսապես օտարվել էֆեկտիվ շահագործմանը: Առաջարկվող ալգորիթմը ծրագրված է Ուրալ-3 էլեկտրոնային հաշվիչ մեքենայի համար:

С. В. ШАХВЕРДЯН, Д. М. БАБАЯН

АЛГОРИТМ ОПТИМИЗАЦИИ РЕЖИМА РАБОТЫ ТЭЦ В
ЭНЕРГОСИСТЕМЕ

1. В настоящей работе алгоритм оптимизации режима ТЭЦ в энергосистеме построен на основе трехмерного динамического программирования в дискретном приближении [1].

Отметим ряд преимуществ применения динамического программирования в дискретном приближении к решению данной конкретной задачи. Во-первых, исключается необходимость решения системы $3(p+1)$ нелинейных алгебраических уравнений с ограничениями в виде неравенств, которая получается при исследовании классическим анализом. Здесь p — число теплофикационных турбогенераторов в общем случае с двумя регулируемыми отборами. Во-вторых, весьма удобно учитывается ограничение на искомые переменные, не говоря уже о существенном сокращении числа вычислительных операций. В-третьих, исключается проблема неоднозначности решения, возникающая из-за наличия точек перегиба в расходных характеристиках турбогенераторов. В-четвертых, отпадает необходимость в построении характеристик относительных приростов. Наряду с этим следует отметить, что если те или иные задачи принадлежат к классу программирования выше трехмерного, тогда аппарат динамического программирования становится не очень рациональным и его применение в таких случаях может быть не совсем целесообразным.

2. Рассматривается ТЭЦ, состоящая из различных типов котлов и турбин (рис. 1). Подобная схема является наиболее распространенной в современных энергосистемах. Необходимо заданные электрическую и тепловую нагрузки различных параметров оптимально, в принятом смысле распределить между турбинами исследуемой ТЭЦ. Вопрос выбора оптимального числа включенного оборудования является предметом особых исследований, выходящих за рамки данной статьи. Поэтому состав включенного оборудования на станции принимается заданным.

При решении задача разбивается на две взаимосвязанные части: оптимизация режима турбинного цеха; оптимизация режима котельного цеха.

В результате решения первой части задачи получаем потребляемое турбинным цехом тепло, или что то же самое нагрузку котельного цеха, являющейся исходным для второй части задачи. Первая часть задачи математически формулируется так:

Необходимо минимизировать функцию:

$$\Phi_0 = \sum_{l=1}^k Q_l(x_l, y_l, z_l) + \sum_{j=1}^l Q_j(x_j) + \sum_{r=1}^m Q_r \quad (1)$$

по x, y, z , при ограничениях

$$\begin{aligned} \sum_{i=1}^n x_i &= X, \quad x_i^0 < x_i \leq x_i^*; \\ \sum_{s=1}^{k+l} y_s &= Y, \quad y_s^0 < y_s \leq y_s^*; \\ \sum_{s=1}^k z_s &= Z, \quad z_s^0 < z_s \leq z_s^*, \end{aligned} \quad (2)$$

где $k + l + m = n$; x — активная мощность турбины; y — тепловая нагрузка производственного отбора турбины; z — тепловая нагрузка теплофикационного отбора турбины; X — заданная на станцию элект-

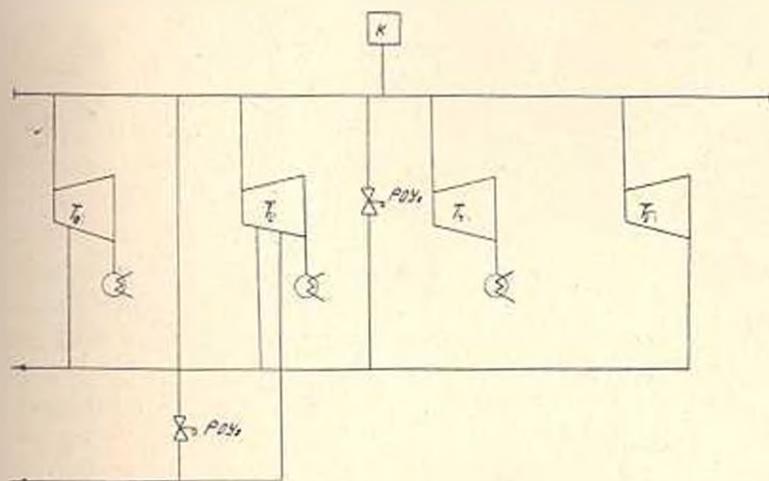


Рис. 1. Принципиальная тепловая схема ТЭЦ; T_1 — теплофикационные турбины; T_2 — противодавленческие турбины; T_3 — конденсационные турбины; T — котлоагрегат.

рическая нагрузка; Y, Z — соответственно суммарные тепловые нагрузки производственного и теплофикационного отборов;

Q — расход тепла на турбину; k — число турбин с двумя отборами; l — число противодавленческих турбин; m — число конденсационных турбин; n — общее число турбин.

С индексом 0 обозначены минимальные значения переменных, с индексом * — максимальные.

Пользуясь методом множителей Лагранжа, рассматриваем видоизмененную функцию

$$\Phi = \Phi_0 - \lambda_1 \sum_{s=1}^{k+l} y_s - \lambda_2 \sum_{s=1}^k z_s \quad (3)$$

при ограничениях

$$\sum_{i=1}^n x_i = X; \quad y \geq 0, \quad z \geq 0. \quad (4)$$

Здесь λ_1 и λ_2 предполагаются на время фиксированными параметрами.

Тогда минимизацию по y можно произвести независимо от минимизации по x и z .

Введем функцию

$$\varphi_i(x_i, z_i, \lambda_1, \lambda_2) = \varphi_i(x_i, z_i) = \min_{y_i} [Q_i(x_i, y_i, z_i) - \lambda_1 y_i - \lambda_2 z_i]. \quad (5)$$

Функцию (5) можно минимизировать по z_i независимо от x_i , подставляя вместо y_i их оптимальные значения при соответствующих z_i . Для этого построим функцию:

$$\psi_i(x_i, \lambda_1, \lambda_2) = \psi_i(x_i) = \min_{z_i} \{Q_i(x_i, y_i, z_i) - \lambda_1 y_i - \lambda_2 z_i\}, \quad (6)$$

для всех $i = 1, 2, \dots, k$.

Для турбин противодавленческих и конденсационных функции (5) и (6) совпадают и соответственно имеют вид:

$$\varphi_j(x_j, \lambda_2) = \psi_j(x_j) = Q_j[x_j, y_j(x_j)] - \lambda_2 y_j(x_j); \quad (7)$$

$$\varphi_r(x_r) = \psi_r(x_r) = Q_r(x_r). \quad (8)$$

Построив таким образом функции $\psi(x)$ для всех турбин, задачу можно свести к типу задач легко решаемых аппаратом одномерного динамического программирования, т. е. к минимизации функции

$$\sum_{i=1}^n \psi_i(x_i) = \min, \quad (9)$$

при ограничениях

$$\sum_{i=1}^n x_i = X; \quad x_i^0 \leq x_i \leq x_i^*, \quad (10)$$

Очевидно, необходимо минимизировать одну n -мерную функцию

$$f_N(x) = \min \psi(x_1, x_2, \dots, x_n). \quad (11)$$

при ограничениях

$$\sum_{i=1}^n x_i = X; \quad 0 \leq x_i \leq x_i^*. \quad (12)$$

Используя принцип оптимальности, эту задачу сводим к решению n одномерных задач. С этой целью необходимо построить следующие функции:

$$\begin{aligned}
 f_1(x) &= \psi_1(x), \\
 f_2(x) &= \min_{0 < x_2 < x} [\psi_2(x_2) + f_1(x - x_2)], \\
 f_3(x) &= \min_{0 < x_3 < x} [\psi_3(x_3) + f_2(x - x_3)], \\
 &\dots \\
 &\dots \\
 f_n(x) &= \min_{0 < x_n < x} [\psi_n(x_n) + f_{n-1}(x - x_n)];
 \end{aligned}
 \tag{13}$$

где $\psi_1(x_1), \psi_2(x_2), \dots, \psi_n(x_n)$ — вычисленные по уравнениям (6), (7) и (8) функции. При построении $f_1(x), f_2(x), \dots, f_n(x)$ необходимо соблюдать условие $x^0 \leq x \leq X$. Функция $f_1(x)$ структурно отличается от всех остальных функций системы (13). Для обеспечения универсальности программы, реализуемой данным алгоритм на ЦВМ, необходимо в первое уравнение системы (13) ввести функцию $f_0(x)$, которой придается заведомо большое значение.

Тогда $f_1(x)$ будет иметь вид

$$f_1(x) = \min_{0 < x_1 < x} [\psi_1(x_1) + f_0(x - x_1)]. \tag{14}$$

В общем случае задачу оптимизации режима ТЭЦ необходимо рассматривать с учетом РОУ (редукционно-охлаждающая установка).

Однако область экономичной работы РОУ довольно ограничена, так как целесообразность его включения в работу может быть только в 2-х частных случаях: при относительно низких тепловых и электрических нагрузках на станции; при максимально-возможных тепловых и электрических нагрузках теплофикационных турбин. Поэтому, преследуя цель не загромождать основной алгоритм, его построение произведено без участия РОУ.

При решении в первом случае в уравнение (1) вводятся функции $Q_p^I(y_p)$ и $Q_p^{II}(z_p)$, а в уравнения (6) и (в) системы (2) соответственно u_p и z_p , где u_p, z_p — расход пара через РОУ₁ и РОУ₂, Q_p^I, Q_p^{II} — соответственно тепловые нагрузки. Дальнейшее построение ведется аналогично построениям, изложенным выше для турбин с отборами при $x=0$.

Второй случай полностью вписывается в основной алгоритм. Необходимо лишь функцию $Q_i(x_i, u_i, z_i)$ надстроить выше линии ограничения максимального пропуска пара части высокого давления в зоне от наибольшего значения x при u^* до x^* . Это построение разумеется, условно; оно отражает совместную работу теплофикационных турбин с РОУ. Причем, надо отметить, что подобная задача возникает только для РОУ — 1. Вторая часть задачи математически формулируется так: необходимо минимизировать функцию

$$B(Q_{1k}, Q_{2k}, \dots, Q_{nk}), \tag{15}$$

при ограничениях

$$\left. \begin{aligned} \sum_{s=1}^{\tau} Q_{sk} &= Q_k, \\ Q_s^* &< Q_{sk} < Q_s^* \end{aligned} \right\} \quad (16)$$

где B — часовой расход условного топлива по станции; Q_k — тепловая нагрузка котла; Q_k — суммарная тепловая нагрузка котельного цеха.

С целью единства алгоритма и универсальности программы вычисления на ЦВМ задача решается методом одномерного динамического программирования, хотя особых преимуществ в этой части ее применение не дает. Как и в первой части здесь также одну τ -мерную задачу минимизации с помощью рекуррентных соотношений типа

$$F_s(Q) = \min_{Q_{sk} < Q_{sk} < Q_s^*} [B(Q_{sk}) + F_{s-1}(Q - Q_{sk})], \quad (17)$$

сводим к τ -одномерным задач. Функции $F_s(Q)$ строятся аналогично функциям системы (13), имея которые и заданное Q_k можно однозначно определить Q_{sk} ($s = 1, 2, \dots, \tau$) — нагрузки всех котлов.

Приводим основные этапы алгоритма:

1. Фиксируется i .
2. Для произвольно заданных x_1, x_2, x и z по формуле (5) вычисляется функция $\varphi(x, z)$ с фиксацией y .
3. При новых значениях x операция 2 повторяется.
4. По формуле (6) строится функция $\psi(x)$ с фиксацией z .
5. Операции 2 — 4 повторить для всех значений i ($i = 1, 2, \dots, k$).
6. По формулам (7) и (8) строятся функции $\psi_j(x_j)$ ($j = 1, 2, \dots, l$) и $\varphi_r(x_r)$ ($r = 1, 2, \dots, m$).
7. По рекуррентным соотношениям (13) строятся функции $f_s(x_s)$ ($s = 1, 2, \dots, n$).
8. Для заданного X из n -ого уравнения системы (13) определяется x_n .
9. В $(n-1)$ -м уравнении вместо x , подставив $x^{n-1} = X - x_n$, вычисляем x_{n-1} .
10. Операцию 9 повторить для всех уравнений системы (13), подставив в них вместо x соответственно $x^i = x^{i-1} - x_{i+1}$.
11. Вычислив x_1, x_2, \dots, x_n по результатам операции 2 — 5, определяем y_i и z_i , y_j — определяется однозначно по x_j .
12. Проверяются условия (б) и (в) уравнения (2), выполнение которого достигается изменением λ_1 и λ_2 .
13. Зная x, y, z для каждой турбины, определяем соответствующие Q — расход тепла на турбину, суммируя которые получаем нагрузку котельного цеха.
14. Построив рекуррентные соотношения (17) аналогично операциям 8 — 10, определяем Q_{sk} ($s = 1, 2, \dots, \tau$) — для заданного значения Q_k .

15. По результатам операции (14) определяется B_{3k} , суммируя которые получаем B станции.

16. Повторив операции 1 — 15 для различных X , строятся расходные характеристики станции, необходимые для оптимизации режима энергосистемы.

По разработанному алгоритму были составлена программа на ЦВМ „Урал — 3“ и реализована для одной из ТЭЦ Волгоградской энергосистемы.

И. А. БОЛДЫРЕВСКИЙ, Э. В. ПИЩАКОВ

ԷՆԵՐԳԻԱՍԻՍՏԵՄԻՈՒՄ ԶԷԿ-Ի ԱՇԽԱՏԱՆՔԻ ՈՒՓԻՄԻ ՕՊՏԻՄԱԼԻԶԱՑԻԱՆ ԱԼԳՈՐԻԹՄԸ

Ա Վ Փ Ո Փ Ո Ւ Մ

Առաջարկվում է ԶԷԿ-ի աշխատանքի ուժիմի օպտիմալացման նոր ալգորիթմ՝ հիմնված եռաչափ գինամիկ ծրագրման վրա: Օդտագործելով կապրանժի արտադրիչների մեթոդի դադափարը, խնդիրը բերվում է միաչափ գինամիկ ծրագրման, որի լուծումը ստացվում է Բելլմանի ֆունկցիանալ հավասարումների միջոցով: Կազմված ալգորիթմը հնարավորություն է առիթա օպտիմալացնել ԶԷԿ-ի ուժիմները առավել ընդհանուր ջերմային սխեմայով: Ըստ այդ ալգորիթմի կազմված է ծրագիր և «Մուրալ-3» էլեկտրոնային հաշվիչ մեքենայի վրա իրականացված է Վոլգոգրադի էներգասխեմայի կոնկրետ ԶԷԿ-ի համար:

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Беллман Р., Дрейфус С. Прикладные задачи динамического программирования. М., 1965.

ГИДРАВЛИКА, ГИДРОТЕХНИКА

Г. А. АМБАРՇՄՅԱՆ

К ВОПРОСУ ГИДРОМЕХАНИЧЕСКОГО РАСЧЕТА СКВОЗНОЙ
 ШПОРЫ С ГИДРАВЛИЧЕСКИМ БАРЬЕРОМ*

В статье в развитие [1, 2, 3] рассматривается задача определения поля скоростей у сквозной шпору с гидравлическим барьером (СШГБ). На первом этапе рассматривается работа одной сквозной шпору с глухой корневой частью и с несколькими галереями, допуская, что ось шпору нормальна берегу, а оси галерей в первом приближении параллельны берегу. Полученное решение довольно хорошо отражает

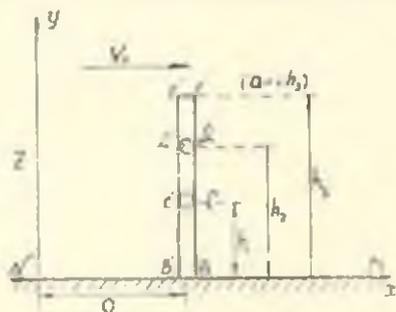


Рис. 1.

действительную картину всюду, кроме некоторой окрестности, где имеются существенные накопления наносов и, по-видимому, периодические вертикальные вихри. Схематизированная картина течения у сквозной шпору показана на рис. 1. Ось x — направлена по касательной к берегу, а ось y от берега к стрежню потока. Шпору параллельна оси y и находится на расстоянии

" a " от начала координат. В рассматриваемом случае шпору состоит из глухого корня и двух сквозных галерей.

Задача обтекания шпору потоком (рис. 1) приводится к определению аналитической функции $\omega(z) = \varphi + i\psi$ при граничных условиях:

$$V = \frac{\partial \varphi}{\partial y} = 0, \quad U = \frac{\partial \varphi}{\partial x} = 0. \quad (1)$$

Для получения задачи с нулевыми условиями на бесконечности введем вместо потенциала φ возмущенный потенциал Φ

$$\varphi = \varphi_0 + \Phi, \quad (2)$$

где $\varphi_0 = V_0 x$ есть потенциал невозмущенного равномерного потока. Соответствующий комплексный потенциал равномерного потока будет

$$\omega_0 = \varphi_0 + i\psi_0 = V_0 (x + iy), \quad (3)$$

при этом граничные условия определяются из выражения

$$\frac{\partial \Phi}{\partial y} = 0,$$

* В порядке обсуждения

Имея в виду, что набегающий поток не удовлетворяет нулевым условиям в бесконечности, введем новое значение

$$\bar{\omega} = \omega_0 + W',$$

в связи с чем получается смешанная граничная задача для потенциала Φ или для аналогичной функции

$$W = \Phi + i\psi. \quad (4)$$

Поскольку для рассматриваемой области решение задачи сложно, отображаем указанную область на полуплоскость. С этой целью сначала переместим отрезок $BEF'B'$ (рис. 1) на расстояние a налево и совместим с новой осью Y . При этом отображение приобретает вид

$$z_1 = z - a \text{ и } z_1 = x_1 + iy_1.$$

Затем выпрямляем границу области $M_1BEF'B'_1N_1$ отображением $z_2 = z_1$. В результате получаем область с границей $M_1B_1E_1E_2B_2N_2$, причем координаты точки E_2 будут $Y_2 = 0$ и $x_2 = -(h_3)^2$. При следующем отображении совмещаем точку E_2 с началом координат, для чего сдвигаем плоскость направо на h_3^2 .

И, наконец, для получения из плоскости z_2 с границей в виде разреза по положительной оси X_2 полуплоскости z_1 совершим отображение $z_1 = \sqrt{z_2}$ (рис. 2), причем $z_1 = x_1 + iy_1$.

Подставляя эти отображения одно в другое, находим:

$$z_1 = \sqrt{z_2} = \sqrt{z_2 + h_3^2} = \sqrt{z_1^2 + h_3^2} = \sqrt{(z - a)^2 + h_3^2}. \quad (5)$$

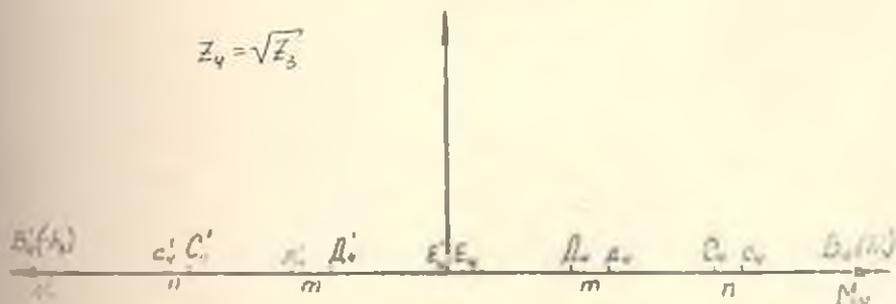


Рис. 2.

Обозначим через $C_1D_1D'_1C'_1$ верхние стороны галерей (рис. 3), а через $C_2D_2D'_2C'_2$ нижние стороны галерей. Координатами граничных точек будут

$$B_1 = h_1, B_2 = -h_2, c_1 = \sqrt{h_1^2 - h_3^2}, D_1 = \sqrt{h_2^2 - h_3^2}, C'_1 = \sqrt{h_2^2 - h_3^2},$$

$$D'_1 = -\sqrt{h_1^2 - h_3^2}. \quad (6)$$

С учетом ширины галерей m_0 и n_0 в плоскости z_1 получаем дополнительные точки на оси x_1

$$c_4 = \sqrt{h_3^2 - (h_1 - m_0)^2}, \quad c_1 = -c_4, \quad D_4^1 = \sqrt{h_3^2 - (h_2 - n_0)^2}, \quad D_1 = -D_4. \quad (7)$$

Таким образом, на рис. 2 получаем граничную задачу на полуплоскости. Для перехода к новым граничным условиям на основании (5) и имея в виду, что

$$\frac{dW}{dz} = \frac{dW}{dz_4} \frac{dz_4}{dz} \quad (8)$$

получим

$$\frac{dz_4}{dz} = \frac{z-a}{\sqrt{(z-a)^2 + h_3^2}} \quad (9)$$

Используя уравнение (8), получим

$$\frac{\partial w}{\partial y} = \pm \frac{\partial w}{\partial y_4} \frac{\sqrt{x_1^2 - h_3^2}}{x_4} \quad (10)$$

Имея в виду (4) на основании (10), получим:

$$\frac{\partial \Phi}{\partial y} = \pm \frac{\partial \Phi}{\partial y_4} \frac{\sqrt{x_1^2 - h_3^2}}{x_4}$$

Рассмотрим шпору, отображенную в плоскости z_4 (рис. 2) в виде отрезка $B_1^1 B_4$. По аналогии на основании (5) и (8) на отрезке $B_4 B_1^1$ имеем $z_4 = x_4$, поэтому при $|x_1| < |h_3|$ получим:

$$\frac{\partial \Phi}{\partial x} = \pm \frac{\partial \Phi}{\partial y} \frac{\sqrt{h_3^2 - x_1^2}}{x_4} \quad (11)$$

В силу (1) при $x = a$ имеем:

$$\frac{\partial \Phi}{\partial x} = -V_0 = \pm \frac{\partial \Phi}{\partial y_4} \frac{\sqrt{h_3^2 - x_1^2}}{x_4}; \quad \frac{\partial \Phi}{\partial y_4} = \pm \frac{V_0 x_4}{\sqrt{h_3^2 - x_3^2}} \quad (12)$$

Полученные выражения относятся к участкам

$$B_4^1 c_1, \quad C_1 D_4, \quad D_4, \quad D_4 C_3, \quad c_3 B_4 \text{ оси } x_4.$$

Отметим, что точка EE' (рис. 1) переходит в точку $E_3 E_4$ (рис. 2), где решение W_4 имеет особенность. Для решения полученной смешанной граничной задачи по определению гармонической функции в полуплоскости применен метод Келдыша-Седова. В результате получено следующее общее выражение для скорости потока в любой точке межшпорного пространства:

$$W_4 = \frac{1}{\pi g(z_4)} \left[\int_{-c_1}^{c_1} \frac{v_0 g(t) dt}{\sqrt{h_3^2 - t^2} (t - z_4)} - \int_{c_3}^{c_4} \frac{v_0 g(t) dt}{\sqrt{h_3^2 - t^2} (t - z_4)} + \right]$$

$$\begin{aligned}
 & + \int_{D_4}^{\infty} \frac{v_0 g(t) dt}{\sqrt{h_3^2 - t^2 (t - z_4)}} - \int_0^{D_4} \frac{v_0 t g(t) dt}{\sqrt{h_3^2 - t^2 (t - z_4)}} - \int_{D_1}^{\infty} \frac{v_0 t g(t) dt}{\sqrt{h_3^2 - t^2 (t - z_4)}} - \\
 & - \int_{C_4}^{\infty} \frac{v_0 t g(t) dt}{\sqrt{h_3^2 - t^2 (t - z_4)}} \Bigg\}. \quad (13)
 \end{aligned}$$

По этой формуле находятся $\frac{\partial \Phi}{\partial x_4}$, $\frac{\partial \Phi}{\partial y_4}$, откуда можно найти $\Phi(x_4, y_4)$, а затем по (13) определить $\Phi(x, y)$. Значение функции тока находится подобным же образом из условий

$$\frac{\partial \Phi}{\partial y_4} = \frac{\partial \Psi}{\partial y_4}; \quad \frac{\partial \Phi}{\partial x_4} = -\frac{\partial \Psi}{\partial x_4}.$$

Полученное решение громоздкое и поэтому ниже сделана попытка в пределах принятых допущений получить более простое решение. Пренебрегая шириной шпоры по сравнению с ее длиной, можно по обеим сторонам шпоры разместить источники и стоки. В случае симметричного расположения источника и стока относительно продольной оси шпоры можно полагать, что $m_0 = 0$, $n_0 = 0$ (рис. 2).

Согласно расчетной схеме в точке D_4 и C_4 следует расположить стоки, а в точках D_4^1 и C_4^1 — соответствующие источники. Мощность источника является функцией сечения галереи s и скорости истечения, которая приближенно принимается равной скорости набегающего потока V_0 . Мощность источника и стока будут $\pm \frac{V_0 s}{\pi}$. В плоскости z_4 имеем обтекание стенки потоком, набегающим со скоростью V_0 вдоль оси ox_4 при наличии источника и стоков. Так как потенциал источника мощности $\frac{V_0 s}{\pi}$ в точке C_4^1 будет

$$W = \frac{V_0 s}{\pi} \ln (Z_4 - C_4^1). \quad (14)$$

Аналогичные формулы получим и для источника в точке D_4^1 . Для точек D_4 , C_4 получим тот же результат, но с обратным знаком. Суммируя потенциал набегающего потока с потенциалами источников и стоков, имея в виду, что $C_4^1 = -C_4$ и $D_4^1 = -D_4$ для полного потенциала, получим следующее выражение:

$$W_4 = -V_0 Z_4 + \frac{V_0 s}{\pi} \ln \frac{(Z_4 + C_4)(Z_4 + D_4)^*}{(Z_4 - C_4)(Z_4 - D_4)}. \quad (15)$$

Для перехода на физическую плоскость необходимо учесть формулу преобразования (5), при этом на правой стороне шпоры $Z_4 > 0$, а на левой стороне $Z_4 < 0$. В связи с этим для физического поля на основании (15) получим:

Если в формулах (15) и (18) отделить минимую часть, получим значение функции тока ψ и по нему можем построить линию тока перед шпорой при $x > a$, а за шпорой при $x < a$. Кроме того, отделяя действительную и мнимую части в выражении $\frac{d\psi}{dz} = U - iV$, можно найти распределение скоростей. По полученным формулам можно определить также форму линии тока как у глухих, так и сквозных шпор с гидравлическим барьером.

Ереванский политехнический институт
им. К. Маркса

Поступило 1.11.1967.

Գ. Ս. ՆԱՄՈՒՐՉԱՆՅԱՆ

ՆԻԿՐԱՎԻԻ ՓԱԿՈՑՈՎ ՄԻՋԱՆՅՈՒ ԽԹԱՆԻ ԿԻՐՈՄԵՆԱՆԻՎԱԿԱՆ
ՀԱՇՎԱՐԿԻ ՀԱՐՑԻ ՇՈՒՐՋԸ

Ա. մ. փ. ո. փ. ո. մ.

Հոգնատում դիտվում է հիդրավիկ փակոցով միջանցիկ խթանի շրջակայքում արագությունների դաշտի որոշման խնդիրը:

Օգտագործելով կոնֆորմաչին արտապատկերման մեթոդը, ստացված են արտահայտություններ, որոնք խթանից առաջ ու ետ հոսանքագծերը կառուցելու և արագությունների բաշխումը գտնելու ննարավորություն են րնձննում:

Ստացված արտահայտություններով կարելի է որոշել նաև հոսանքագծերի ձևը՝ ինչպես խուլ խթանի, այնպես էլ հիդրավիկ փակոցով միջանցիկ խթանի մոտ:

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Амбарцумян Г. А. О некоторых вопросах гидравлического расчета ШШБ. «Известия АН АрмССР (серия ТН)», т. XIII, в. 4, 1960.
2. Амбарцумян Г. А. Некоторые новые исследования по сквозным шпорам с гидравлическим барьером. «Известия АН АрмССР (серия ТН)», т. XVII, в. 4, 1964.
3. Амбарцумян Г. А. К вопросу экономического обоснования сквозной шпоры с гидравлическим барьером. «Промышленность Армении», № 3, 1965.

СТРОИТЕЛЬНАЯ МЕХАНИКА

С. А. БАГДАСЯН

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ НЕСУЩЕЙ СПОСОБНОСТИ СЖАТЫХ СТЕРЖНЕЙ ИЗ АЛЮМИНИЕВОГО СПЛАВА ПРИ НЕОДНОАКОВЫХ ЭКСЦЕНТРИСИТЕТАХ ПРИЛОЖЕНИЯ НАГРУЗКИ*

Статья является развитием [1], где автором дано приближенное аналитическое решение задачи несущей способности сжатых стержней при неодинаковых эксцентриситетах приложения нагрузки в предположении линейного упрочнения материала в упруго-пластической области.

Рассмотрим сжатый стержень с различными концевыми эксцентриситетами приложения нагрузки (рис. 1). Следуя К. Ежеку [2], примем, что несущая способность стержня длиной L , сжатого с эксцентри-

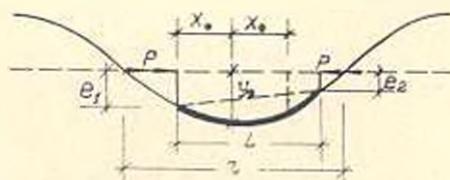


Рис. 1. Схема сжатого стержня при неодинаковых эксцентриситетах приложения нагрузки.

ситетами e_1 и e_2 такая же как у стержня с приведенной длиной $L_{пр} = 2x_0$, сжатого с равными эксцентриситетами $e = e_1$ ($|e_1| > |e_2|$).

Тогда, учитывая, что $n = \frac{x_0}{L - x_0}$, получим [1]:

$$2 \frac{x_0}{L} = 2 \frac{n}{n + 1}, \quad (1)$$

где x_0 — расстояние от левой опоры (рис. 1) до сечения с максимальным изгибающим моментом.

С другой стороны известно [3], что

$$n = \frac{\pi R}{2 \arccos(e_1/e_2 \cos \pi/2)}$$

и поэтому выражение (1) можно представить в следующем виде:

* Научный руководитель проф. В. В. Циналджян.

$$\delta = \frac{\bar{l}_{np}}{\bar{l}} = 2 \frac{x_0}{L} = 2 \frac{\pi k}{\pi k + 2 \arccos(e_2/e_1 \cos \pi k / 2)} \quad (2)$$

Здесь $\bar{l} = \frac{1}{\pi} \sqrt{\pi^2 E}$, \bar{l} — относительная гибкость стержня длиной L ,

\bar{l}_{np} — приведенная относительная гибкость стержня длиной L_{np} ,

δ — коэффициент, учитывающий несимметричность приложения продольных сил,

$r = \frac{\pi}{2}$ — длина полуволны изогнутой оси стержня.

$$r = \sqrt{P/EJ}, \quad k = \frac{2x_0}{r}$$

Для получения зависимости $\delta - \bar{\lambda}$ необходимо иметь значения k , соответствующие определенным $\bar{\lambda}$. В качестве примера на рис. 2 показан график $\delta - \bar{\lambda}$, вычисленный по формуле (2) в соответствии с значениями k , полученными по методу [1] для $e_2/e_1 = -0.5$.

2. В Армянском НИИИ строительных материалов и сооружений с целью экспериментальной проверки результатов, полученных в [1], были проведены испытания 26 стержней прямоугольного сечения из алюминиевого сплава Д16—Т, сжатых с различными эксцентриситетами. Было испытано по 12 образцов гибкостью 60 и 100 и 2 образца гибкостью 40. Имея в виду, что влияние несимметричности приложения продольной нагрузки на несущую способность сжатых стержней в значительной степени проявляется при концевых эксцентриситетах

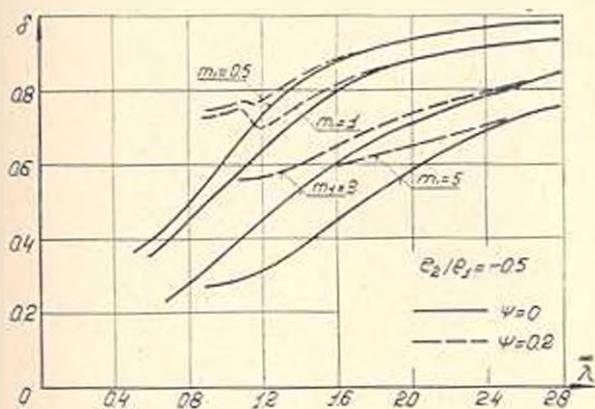


Рис. 2. График $\delta - \bar{\lambda}$ при $e_2/e_1 = -0.5$.

различных знаков, образцы испытывались при соотношениях $e_2/e_1 = 0$; $e_2/e_1 = -0.5$; $e_2/e_1 = -0.9$; $e_2/e_1 = -1$. Величина относительного экс-

центриситета $m_1 = \frac{u_1 e_1 F}{l}$ принималась равной 0.5 для стержней гибкости 40 и 1 и 3 для стержней гибкостью 60 и 100.

Физико-механические характеристики материала стержней приводятся в [4]. Прямолинейность стержней перед испытаниями про-

верялась при помощи специального приспособления и в тех случаях, когда прогиб стержней превышал $1/1000$ их длины, стержни отбраковывались. В испытаниях применялись ножевые шарнирные приспособления, описанные в [4]. Испытания стержней гибкостью 40 и 60 производились на прецизионном гидрпрессе РАЭ.1, а образцов гибкостью 100 на гидрпрессе ГМС-20. Нагрузки определялись по динамометрам прессов с точностью 1^0_0 .

Деформации волокон и прогибы измерялись в четвертях и в середине пролета при помощи датчиков сопротивления с базой 20 мм и прогибомеров ПАО-6. Нагружение образцов производилось ступенями, равными $\approx 0,1 P_{кр}$ ($P_{кр}$ — предполагаемая критическая сила) до появления первых признаков пластических деформаций. Следующие ступени нагружения составляли $2 \cdot 5^0_0$ от $P_{кр}$. При состоянии стержня, близком к критическому, ступени нагрузок принимались равными одному делению шкалы пресса. Отсчеты по приборам на всех уровнях нагрузки, кроме критической, брались после стабилизации пластических деформаций. Деформации волокон и прогибы в момент критического равновесия стержня фиксировались осциллограммой, а

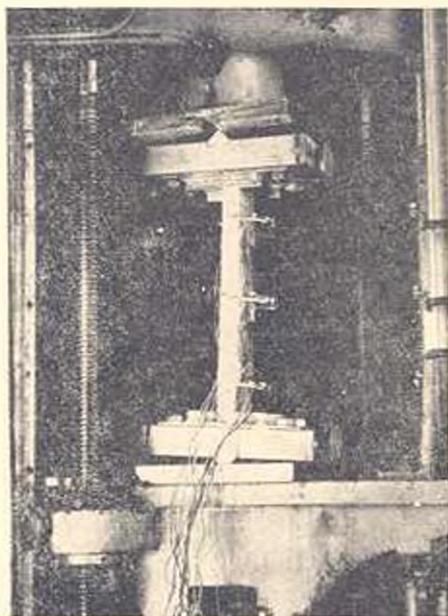


Рис. 3. Испытание сжатого стержня при неодинаковых эксцентриситетах.

также фотографированием показаний прогибомеров. На рис. 3 показан момент испытания сжатого стержня с различными эксцентриситетами приложения нагрузки. На рис. 4 представлены диаграммы $\sigma_0 - \epsilon$ (напряжение—деформация волокон) и $\sigma_0 - f$ (напряжение—прогиб) стержней гибкостью 60 при $\epsilon_0, \epsilon_1 = 1$. На этих графиках видно, что до

уровня нагрузки $0.8-0.9 P_{кр}$ поперечное сечение в середине пролета стержня находилось в условиях центрального сжатия, так как относительные деформации волокон были одинаковы и поперечные перемещения приборами не были отмечены, в то время, как в четвертях

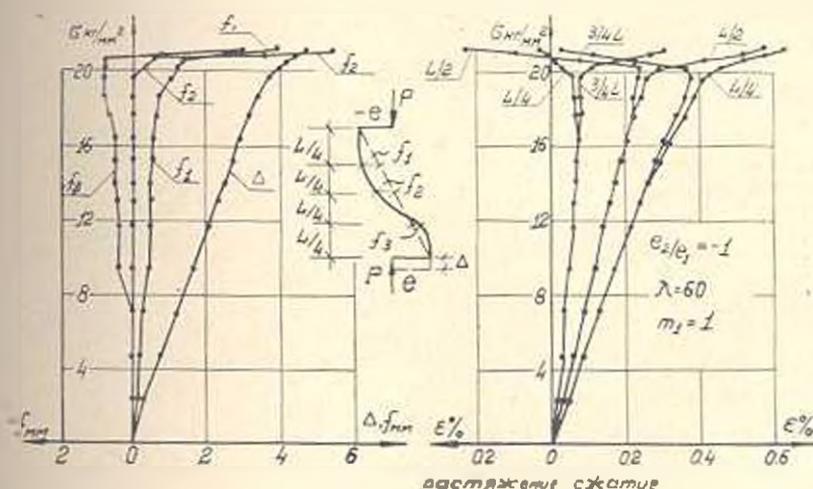


Рис. 4. Прогнбы и относительные деформации сжатого стержня гибкостью 60 при $e_2/e_1 = -1$.

Таблица 1
Результаты испытаний стержней прямоугольного сечения на силах П16-Т на сжатие с неравными концевыми эксцентриситетами приложения нагрузки

Классификация образца	λ	$\frac{L}{r}$	e_1/e_2	m_1	$P_{кр}$ кг	$\frac{P_{кр}}{F_0}$	$\frac{P_{кр}}{F_0} \cdot \frac{F_0}{F_0}$	$\frac{P_{кр}}{F_0}$	$\frac{P_{кр}}{F_0}$
09-1-05-1	40,05	-0,9	0,5	66600	0,792				1,023
09-1-05-2	40,0	-0,9	0,5	68100	0,809		0,773		1,046
0-6-1-1	60,10	0	1,0	31450	0,371				1,015
0-6-1-2	59,97	0	1,0	32400	0,385		0,369		1,042
0-6-3-1	60,0	0	3,0	23450	0,279				1,065
0-6-3-2	60,03	0	3,0	22700	0,270		0,262		1,032
05-6-1-1	59,95	-0,5	1,0	35350	0,421				1,015
05-6-1-2	59,93	-0,5	1,0	36600	0,435		0,415		1,017
05-6-3-1	59,95	-0,5	3,0	26250	0,312				1,020
05-6-3-2	60,07	-0,5	3,0	26900	0,319		0,306		1,043
1-6-1-1	59,95	1,0	1,0	45250	0,538				1,030
1-6-1-2	60,0	-1,0	1,0	44750	0,532		0,523		1,020
1-6-3-1	60,0	-1,0	3,0	34400	0,408				1,085
1-6-3-2	59,96	-1,0	3,0	31950	0,380		0,375		1,015
0-10-1-1	99,95	0	1,0	11350	0,171				1,010
0-10-1-2	99,91	0	1,0	11150	0,180		0,169		1,065
0-10-3-1	99,98	0	3,0	12520	0,149				1,065
0-10-3-2	100,10	0	3,0	11520	0,138		0,141		0,980
05-10-1-1	100,0	-0,5	1,0	15040	0,179				1,005
05-10-1-2	100,05	-0,5	1,0	15540	0,185		0,178		1,040
05-10-3-1	99,92	-0,5	3,0	14380	0,171				1,080
05-10-3-2	99,97	-0,5	3,0	13460	0,160		0,158		1,010
1-10-1-1	100,0	-1,0	1,0	18000	0,214				1,105
1-10-1-2	99,97	-1,0	1,0	17240	0,205		0,193		1,060
1-10-3-1	99,92	-1,0	3,0	16580	0,197				1,020
1-10-3-2	99,95	-1,0	3,0	17200	0,201		0,193		1,055

пролета наблюдались деформации, возникшие от действия изгибающих моментов. На всех уровнях нагружения вплоть до $0,8-0,9 P_{кр}$ изогнутая ось стержня имела S-образную антисимметричную форму. При нагрузках в $0,8-0,9 P_{кр}$ наблюдалось поперечное перемещение сечения в середине пролета и изогнутая ось стержня принимала явно выраженную несимметричную форму.

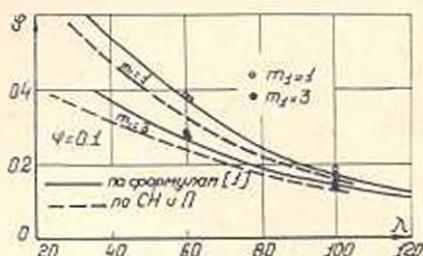


Рис. 5. Сопоставление расчетных данных с экспериментальными при $e_2/e_1 = 0$.

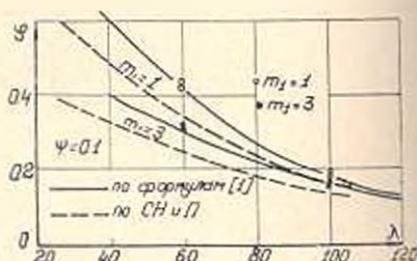


Рис. 6. Сопоставление расчетных данных с экспериментальными при $e_2/e_1 = -0,5$.

Проведенные опыты подтвердили теоретические результаты [5, 6] в отношении возникновения явления бифуркации при потере устойчивости стержней, сжатых с равными и противоположно направленными эксцентриситетами. Однако эксперименты показывают, что изменение формы изогнутой оси стержня происходит не при критической нагрузке $P_{кр}$ и не мгновенно. Бифуркация оси стержня происходит постепенно и заметные поперечные деформации наблюдаются при нагрузках $0,8-0,9 P_{кр}$.

В случаях, когда $e_1/e_2 \neq -1$, стержни, сжатые с неравными концами эксцентриситетами, испытывали потерю устойчивости второго рода.

В табл. 1 приведены результаты испытаний 26 стержней. Полученные экспериментальные данные на рисунках 5-7 сопоставлены с

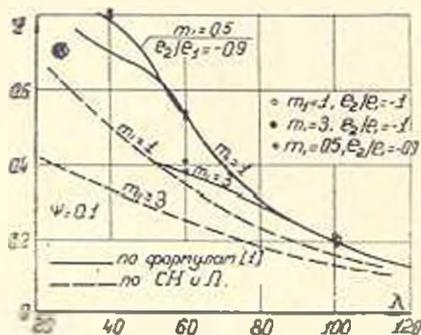


Рис. 7. Сопоставление расчетных данных с экспериментальными при $e_2/e_1 = -0,9$ и $e_1/e_2 = -1$.

расчетными. Сплошной линией показаны кривые, полученные в соответствии с [1], а штрих линией — кривые, рассчитанные в соответствии

с СНиП [7]. Экспериментальные данные на рисунках 5—7 показаны в виде кружков и точек. Из сопоставления видно, что в большинстве случаев расхождение между результатами расчета по методу, изложенному в [1] и экспериментальными данными не превышает 6%. Расхождения между кривыми, полученными по СНиП и экспериментальными данными, растут с уменьшением значения e_2/e_1 . При $e_2/e_1 = -1$ расхождение достигает 55%, причем, нормативные формулы дают преуменьшенную величину критической нагрузки.

АНСМ

Поступило 16.9.1968

Ս. Ա. ԲԱԴԴԱՍԱՐՅԱՆ

ԱՅՈՒՄԻՆԵ ՄԻԱՇԱՂԱՄՔԻՑ ՉՈՂԵՐԻ ԿՐՈՂՈՆԱԿՈՒԹՅԱՆ
ԷՔՍՊԵՐԻՄԵՆՏԱԼ ՌԵՍՈՒՄՆԱՍԻՐՈՒԹՅՈՒՆԸ ՍԵՂՄՈՂ ՌԻՏԻ ԿՐՈՂՈՄԱՆ
ՏԱՐԱՆՑԵՍԱԿ ԱՊԱԿԵՆՏՐՈՆՈՒԹՅՈՒՆՆԵՐԻ ԳԵՊԲՈՒՄ

Ա մ փ ո փ ո լ մ

Առաջարկված է սեղմված ձողերի կրողունակության վրա ծայրային ապակենտրոնությունների աղղեցություն զործակցի որոշման եղանակ, Ֆերված են D 16—TS ալյումինե միահալվածքից բառանկյուն կտրվածք ունեցող սեղմված ձողերի վրա կատարված փորձերի արդյունքները՝ ծայրային ապակենտրոնությունների $e_2/e_1 = 0, -0.5, -0.9$ և -1 հարաբերությունների դեպքում: Նշվում է, որ էրապերմենտալ տվյալների և առաջարկված եղանակով ստացված արդյունքների համադրումը աաիս է բավարար զուգամիտություն: Փորձերի արդյունքներով հաստատված է, որ երբ $e_2/e_1 = 0$ ու բևոնվածքն է $0,8 - 0,9$ $P_{\text{սն}}$ ապա ձողի ծոված առանցքի S-անման հակասիմետրիկ ձևի փոխակերպվում է անսիմետրիկի:

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Багдасарян С. А. Прочность сжатых стержней при неодинаковых концевых эксцентриситетах с учетом линейного упрочнения материала. Изв. АН АрмССР (серия Т. II), т. XX, № 2, 1967.
2. Ježek K. Die Festigkeit von Druckstäben aus Stahl. Wien, 1937.
3. Соболев Ю. В. Исследование устойчивости висцентренно сжатых стальных стержней при неодинаковых эксцентриситетах. Научные доклады высшей школы (серия „Строительство“), № 2, 1958.
4. Багдасарян С. А. Экспериментальное исследование несущей способности сжатых стержней из алюминиевого сплава D16—T. Изв. АН АрмССР (серия Т. II), т. XVIII, № 3, 1965.
5. Chwalla E. Außermittig gedrückte Baustahlstäbe mit elastisch eingespannten Enden und verschieden großen Angriffshebeln. „Stahlbau“, II. 7. II. 8, 1937.
6. Лейтин С. Д., Раздоликский А. Г. Исследование устойчивости висцентренно сжатых упруго-пластических стержней. „Строительная механика и расчет сооружений“, № 1, 1967.
7. Строительные нормы и правила, часть II, раздел В, глава 5. Алюминиевые конструкции (СНиП II—В.5—64). М., 1965.

СТРОИТЕЛЬНЫЕ КОНСТРУКЦИИ

А. В. БЕЛУБЕКЯН

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ НЕСУЩЕЙ СПОСОБНОСТИ БАЛОК ИЗ ЛЕГКОГО ЖЕЛЕЗОБЕТОНА ПРИ СОВМЕСТНОМ ДЕЙСТВИИ ИЗГИБА И КРУЧЕНИЯ*

Систематические экспериментально-теоретические исследования работы армированных элементов из тяжелого бетона при одновременном действии изгиба и кручения впервые были выполнены под руководством проф. А. А. Гвоздева в ЦНИПС (1948—49 гг.), а затем продолжены в НИИЖБ [1], [2]. В процессе исследования были выявлены два характерных случая разрушения железобетонных балок. В первом случае трещины развиваются по двум боковым и одной горизонтальной грани балки. Во втором случае трещины развиваются по двум горизонтальным и одной вертикальной грани балки. По результатам исследований были предложены формулы для определения несущей способности железобетонных элементов при совместном действии изгиба и кручения, которые нашли отражение в действующих общесоюзных нормативных положениях [3].

В 1962 г. В. К. Юдин [4] предложил уточнить расчетные формулы [3], так как им была выявлена некоторая нелогичность, заключающаяся в том, что недостаток продольной арматуры по [3] может быть компенсирован избытком поперечной арматуры и наоборот.

Исследования работы армированных балок из тяжелого бетона при одновременном действии изгиба и кручения были проведены также в Австралии Г. Коаном [5], в США Г. Гезундом, Л. Бостоном, Г. Бухананом [6]. Критический обзор экспериментальных исследований по затронутому вопросу дается в статье М. Госнами и Д. Рей [7].

Прочность железобетонных балок из легкого бетона на естественных заполнителях при рассматриваемом сложном напряженном состоянии, насколько автору известно, никем еще не была изучена. Необходимость изучения этого вопроса в Армянской ССР диктуется практикой проектирования и возведения ответственных несущих конструкций из легкого железобетона, получивших массовое применение в республике.

В данной статье приводятся результаты проведенных автором экспериментов по несущей способности одной серии балок из легкого бетона на литондной пемзе и двух балок из тяжелого бетона при одновременном действии изгибающих и крутящих моментов.

* Научный руководитель проф. В. В. Винаджян

Эксперименты производились на специальном стенде (рис. 1), позволяющем испытывать балки на чистое кручение и изгиб, а также при совместном действии изгиба и кручения с приложением сил в любой последовательности. Изгибающий момент создавался 10 т та-

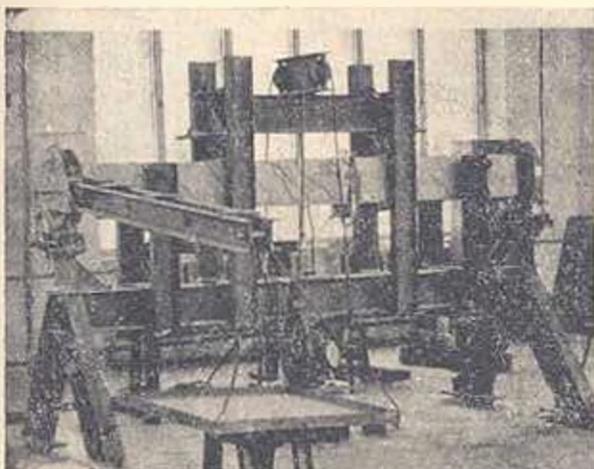


Рис. 1. Общий вид стенда для испытания балок на изгиб и кручение.

рированным домкратом и траверсой с шаровыми шарнирами (рис. 2). Крутящий момент создавался рычагами, соединенными с концами балки с помощью двухрядных цилиндрических подшипников с планшай-

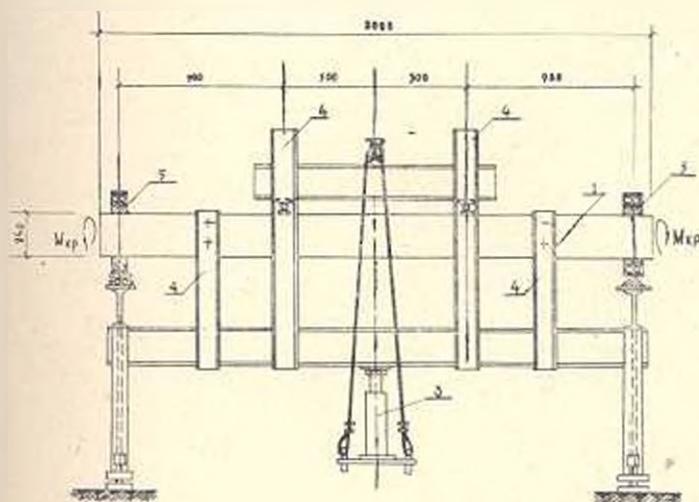


Рис. 2. Схема стенда (фасад): 1—опытная балка; 2—траверса для перелачи изгибающего момента; 3—гидравлический домкрат; 4—направляющие траверсы; 5—подшипники.

бами (рис. 3). Схема армирования балок показана на рис. 4. Процент армирования сечения балок составлял 1, 05%. Элементы каркаса из-

готовялись в виде сеток с помощью аппарата точечной сварки, затем объединялись в пространственные каркасы.

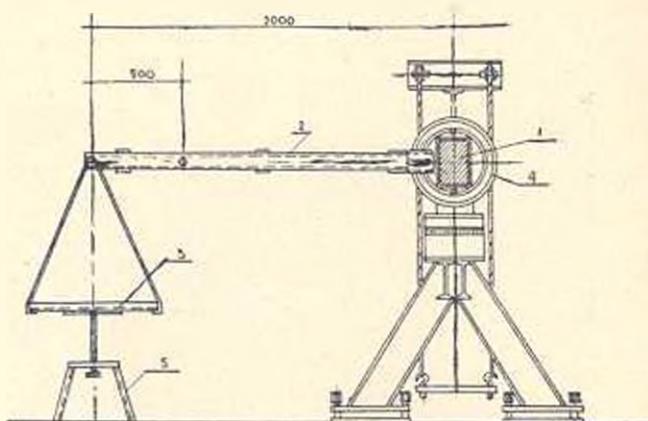


Рис. 3. Схема стенда (вид сбоку): 1—опытная балка; 2—рычаг; 3—люлька для груза; 4—подшипник с планшайбой; 5—предохранительный столик.

В качестве продольной рабочей арматуры применялась горячекатаная сталь периодического профиля класса А — II (сталь марки Ст.5) диаметром 16 мм. Хомуты изготовлялись из стали класса А — I диа-

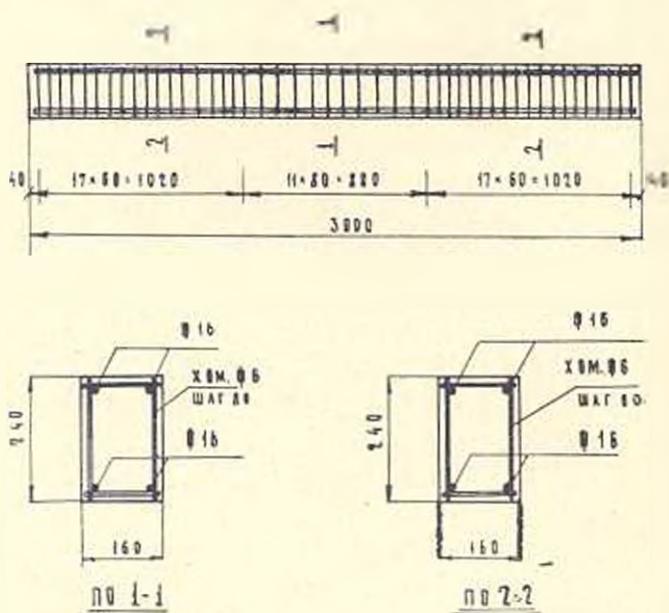


Рис. 4. Схема армирования опытных балок.

метром 6 мм. Шаг хомутов в зоне чистого изгиба принимался равным 8 см.

С целью предотвращения преждевременного разрушения опорных участков балок на этих участках шаг хомутов принимался рав-

ним 6 см. Для изготовления опытных балок применялся цемент Ара-ратского завода, активностью 500 кгс/см² и литондная пемза Джрабер-ского месторождения с объемным весом щебня $\gamma_{ш} = 810 \text{ кг/м}^3$ и пес-ка $\gamma_{п} = 1100 \text{ кг/м}^3$.

Состав бетона приведен в табл. 1.

Таблица 1

Вид бетона	Расход материала на 1 м ³ бетона в литрах			
	цемент	песок	щебень	вода
Легкий	380	590	590	250
Тяжелый	260	410	8(н)	200

Опытные образцы балок в количестве 9 шт. изготавливались в металлических формах, причем, одновременно изготавливались по две балки и соответствующие контрольные бетонные кубы и призмы. Уплотнение бетонной смеси осуществлялось площадным вибратором. Все образцы до 28-дневного возраста хранились во влажных опил-ках, а затем в испытательном зале.

Прочность и деформации бетона к моменту испытания опреде-лялись испытанием на сжатие контрольных кубов с размерами ребер 15 см и призм сечением 10×10 см, высотой 40 см.

Характеристики арматуры определялись согласно ГОСТ. По дан-ным испытаний предел текучести стали для рабочей продольной ар-матуры оказался равным $\sigma_1 = 3500 \text{ кгс/см}^2$, предел прочности $\sigma_{кр} = 6000 \text{ кгс/см}^2$; предел текучести арматуры для хомутов $\sigma_2 = 3530 \text{ кгс/см}^2$; предел прочности $\sigma_{пр} = 4450 \text{ кгс/см}^2$. Фактические геометрические размеры испытанных балок и прочностные характеристики бетона приведены в табл. 2.

Таблица 2

Индекс балки	Размеры сечения			Прочность бетона в момент испытан-ния кгс/см ²		M _{кр.} тм	M _н тм	$\alpha = \frac{M_{кр.}}{M_n}$
	h см	h см	h ₀ см	кубико-вая	призмен-ная			
Б-II-1	16,2	24	21,2	410	325	0,87	0	∞
Б-II-2	16,0	24	21,2	410	325	0,28	3,1	0,09
Б-II-3	16,3	24,5	21,7	389	319	0,555	2,78	0,2
Б-II-4	16,0	24,1	21,3	389	319	0,6	2,72	0,22
Б-II-5	16,1	24,0	21,2	325	250	0,78	1,85	0,42
Б-II-6	16,2	24,0	21,2	325	250	0,775	2,04	0,36
Б-II-7	16,0	24,4	21,6	312	230	0	3,21	0
Б-I-1	16	24	21,2	324	230	0,56	3,1	0,18
Б-I-2	16	24	21,2	324	230	0,91	0	∞

Балка Б-II-1 из легкого бетона и балка Б-I-2 из тяжелого бето-на испытывались на чистое кручение ($\alpha = \infty$), а балка Б-II-7 на изгиб ($\alpha = 0$). Балки нагружались ступенями, равными примерно 0,1 от предполагаемой разрушающей нагрузки. Остальные семь балок

испытывались при одновременном действии изгиба и кручения в следующей последовательности.

На балки передавался крутящий момент и при этом брались отсчеты по всем приборам непосредственно после загрузки и после 10-минутной выдержки под нагрузкой. Затем балки подвергались изгибу и снова брались отсчеты по приборам. Этот процесс повторялся вплоть до разрушения балок. С целью возможно точного определения несущей способности балок, величина ступеней загрузки, в стадии близкой к разрушению, уменьшилась примерно до 0,04 от разрушающего момента.

В процессе испытания балок измерялись прогибы и углы поворота сечений по отношению к сечению в середине пролета. Измерялись также деформации арматуры и бетона. Прогибы замерялись на опорах и в середине пролета балок с точностью 0,01 мм при помощи прогибомеров ПАО-6. Углы поворотов сечений балок определялись на концах элементов и в местах изменения шага хомутов (рис. 4) путем замера перемещений сечений при помощи прогибомеров ПАО-6 с точностью 0,01 мм. Деформации бетона и арматуры измерялись в зоне чистого изгиба. Деформации всех продольных стержней определялись в трех сечениях, находящихся друг от друга на расстоянии 25 см. при помощи датчиков сопротивления. Датчики с базой 20 мм приклеивались 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 бетона на четырех гранях балок измерялись розетками датчиков сопротивления, расположенными под углом 45° к продольной оси балки.

Деформации бетона и арматуры регистрировались при помощи автоматических измерителей деформаций АИ-1 с точностью 1×10^{-3} . Ввиду ограниченных возможностей статьи в графах 7 и 8 табл. 2 при-

Таблица 2

Индекс балки	Вид бетона	Кубиковая прочность бетона в момент испытания кгс/см ²	Величины разрушающих моментов по эксперименту		Расчетные величины разрушающих моментов, вычисленных по формулам НИИЖБ [1]	
			$M_{кр.}$ тм	M_u тм	$M_{кр.}$ тм	M_u тм
Б-П-1	Легкий	110	0,87	0	1,14	0
Б-П-2	"	110	0,28	3,1	0,25	2,74
Б-П-3	"	389	0,555	2,78	0,48	2,4
Б-П-4	"	389	0,6	2,72	0,51	2,32
Б-П-5	"	325	0,78	1,85	0,71	1,69
Б-П-6	"	325	0,775	2,04	0,69	1,81
Б-П-7	"	312	0	3,29	0	2,74
Б-1-1	Тяжелый	324	0,56	3,1	0,45	2,5
Б-1-2	"	324	0,91	0	1,14	0

водятся только величины, характеризующие несущую способность испытанных балок.

Разрушение происходило на среднем участке балок, при этом трещины развивались по двум вертикальным и одной горизонтальной грани балок, расположенной в растянутой от изгиба зоне. В табл. 3 величины разрушающих изгибающих моментов и соответствующих крутящих моментов сопоставлены с расчетными величинами, вычисленными по формулам НИИЖБ [1].

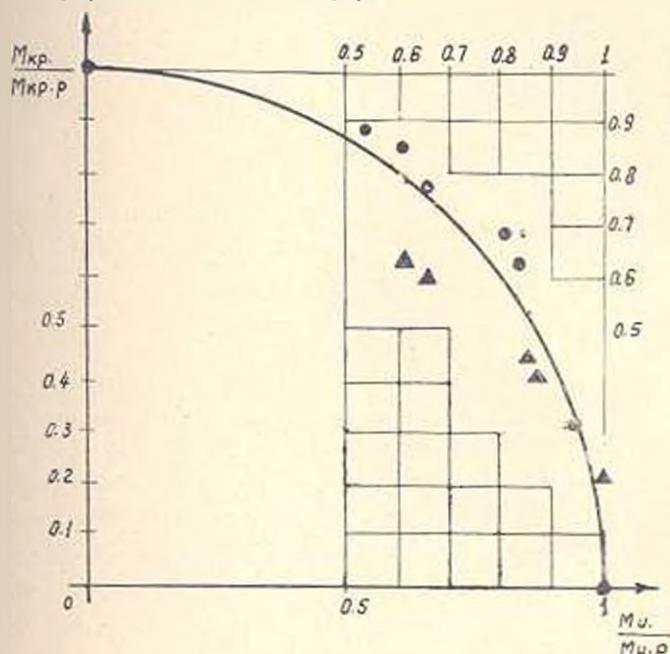


Рис. 5. График зависимости между разрушающими величинами крутящих и изгибающих моментов. Сплошными кружками показаны результаты опытов автора; треугольниками — результаты расчета по формулам НИИЖБ.

Данные, приведенные в табл. 3, представлены графически на рис. 5. Кривая на этом рисунке вычислена по формуле

$$\left(\frac{M_{кр}}{M_{кр,р}}\right)^2 + \left(\frac{M_{к}}{M_{к,р}}\right)^2 = 1, \quad (1)$$

где $M_{кр,р}$ — разрушающий крутящий момент при отсутствии изгиба;

$M_{к,р}$ — разрушающий изгибающий момент при отсутствии кручения;

$M_{к}$ и $M_{кр}$ — соответственно величины крутящих и изгибающих моментов, при совместном действии которых происходило разрушение балок.

Данные, приведенные в табл. 3, показывают, что при совместном действии изгиба и кручения, максимальное расхождение между экспериментальными и соответствующими расчетными величинами, вычисленными по формулам НИИЖБ, не превышает 20%. Несущая

способность балок из легкого железобетона на литондной пемзе получилась несколько ниже несущей способности балок из тяжелого бетона. Так, например, для балки Б-II-2, выполненной из легкого бетона прочностью на сжатие 410 кгс/см^2 , разрушающий крутящий момент при сложном нагружении оказался вдвое меньше крутящего момента для балки Б-I-1 из тяжелого бетона прочностью 324 кгс/см^2 .

В стадии разрушения балок из легкого бетона зависимость между изгибающими и крутящими моментами с некоторым запасом может быть описана уравнением (1).

АНСМ, Ереванский политехнический институт им. К. Маркса

Поступило 6.IX.1968.

Ա. Վ. ԲԵԼՍԵԿՅԱՆ

ԹԵՄԵԻՆԻ ԵՐԱՍՏՐԱՍՏՈՒՄԻ ՀԵՄԱՆՆԵՐԻ ԿՐՈՂՈՒՄԱԿՈՒԹՅԱՆ ԼԷՄՈՒՆԻՄԵՆՏԱԿ ՈՒՍՈՒՄՆԱՍԻՐՈՒԹՅՈՒՆԸ ՄԵՐԱՆ ԵՎ ՈՂՐՄԱՆ ՀԱՄԱՏԵՂ ԱԶՊՄԱՆ ԴԵՊՔՈՒՄ

Ա Վ Փ Ն Փ Ո Ւ Մ

Հողվածում բերված են համատեղ ծոման և ուղորման դեպքում բնական թև-թև լցիչներով պատրաստված երկաթբետոնե հեծանների կրողունակության էքսպերիմենտալ ուսումնասիրության արդյունքները: Փորձերը կատարված են հատուկ ստեղծված, որը հեծանը ցանկացած կոմբինացիայի ծոց և ուղորդ մոմենտներով բեռնավորելու հնարավորություն է բնականում: էքսպերիմենտալ սովորելը համադրված են ՈՒՍՈՒՄՆԱՍԻՐՈՒԹՅՈՒՆԻ Ի ՐԱՆԱՃԱՆՈՎ ՍՈՍԱԳՎԱԾ ԱՐԴՅՈՒՆԵՐՆԵՐԻ ՀԵՄ:

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. *Левин Н. Н.* Определение несущей способности железобетонных элементов прямоугольного сечения, работающих на изгиб с кручением. Тр. НИИЖБ, вып. 5, М., 1959.
2. *Чиняков Ю. В.* Исследование работы железобетонных элементов при совместном действии изгиба и кручения. Тр. НИИЖБ, Вып. 5, М., 1959.
3. СНиП II-B, 1-62. Бетонные и железобетонные конструкции. Нормы проектирования, М., 1959.
4. *Июди В. К.* Определение несущей способности железобетонных элементов прямоугольного сечения при совместном действии кручения и изгиба. «Бетон и железобетон», № 6, М., 1962.
5. *Cowan H. J.* Design of Beams Subject to Torsion Related to the New Australian Code. «JACI», 1960, 31, № 7, Proceedings 56.
6. *Giesund H., Schuette F. I., Buchanan G. R. and Gray G. A.* Ultimate Strength in Combined Bending and Torsion of Concrete Beams. Containing Both Longitudinal and Transverse Reinforcement. «JACI», 1964, № 12, Proceedings 61.
7. *Goswami M. and Ray D.* Ultimate strength of reinforced concrete beams under combined bending and torsion. «J. Sci and Engng Res», 1966, 10, № 2.

СТРОИТЕЛЬНЫЕ КОНСТРУКЦИИ

А. А. ВАРТАПЕТЯН

О НЕСУЩЕЙ СПОСОБНОСТИ ГИБКИХ СЖАТЫХ ЭЛЕМЕНТОВ
ИЗ ЛЕГКОГО ЖЕЛЕЗОБЕТОНА НА ЕСТЕСТВЕННЫХ
ЗАПОЛНИТЕЛЯХ*

1 В [1] были освещены результаты исследований автора по несущей способности 44 коротких ($l_0/h = 5$) центрально и внецентренно сжатых колонн из легкого железобетона на литондидной немзе. В данной статье приводятся экспериментальные данные по испытанию 20 гибких элементов из легкого железобетона при центральном и внецентренном сжатии, проведенных в АН СМ. Гибкость колонн варьировалась в пределах $\lambda = 35-104$ ($\lambda = \frac{l_0}{r} = 10-30$) (l_0 — расчетная длина колонн, h — высота сечения в плоскости изгиба). Характеристики опытных образцов приведены в табл. 1.

В табл. 2 приведены величины коэффициентов продольного изгиба φ_{0n} по формуле

$$\varphi_{0n} = \frac{N_{0n}}{N_1}$$

где N_{0n} — разрушающая нагрузка для гибких центрально сжатых образцов.

N_1 — разрушающая нагрузка коротких центрально сжатых колонн.

Там же приведены величины коэффициентов φ , полученные путем интерполяции экспериментальных данных для центрально и внецентренно сжатых стержней, исходя из предположения, что начальный эксцентриситет равен $l_0/600$. Эти значения φ рекомендуются в качестве расчетных для центрально сжатых колонн из легкого железобетона. В табл. 2 приведены также, с целью сопоставления значения коэффициентов φ_1 и φ_2 для легкого и тяжелого бетона по действующим строительным нормам [2].

2. В действующих нормативных положениях несущая способность внецентренно сжатых железобетонных колонн производится с введением в величину начального эксцентриситета приложения нагрузки коэффициента, учитывающего увеличение эксцентриситета за счет прогиба гибкого элемента

* Научный руководитель — проф. В. В. Пинаванк.

Таблица 1

Характеристики экспериментальных образцов

Вид нагрузки	Шифр колонн	$h \times H$ см	l_0 м	l_0/h	$a - a'$ в см	Бетон		Арматура				$N_{оп}$ т
						R_b кгс/см ²	$R_{пр}$ кгс/см ²	класс и марка	σ_s	$F_a - F'_a$ см ²	ξ_s кгс/см ²	
Центральное сжатие	K-VIII-1	24,2X15,3	1,40	9,1	2,2	461	330	A-II, ст. 5	0,59	2,18	3540	145,0
	K-VIII-2	21,1X15,0	1,40	9,3	2,0	404	330	A-II, ст. 5	0,59	2,14	3680	126,0
	K-VIII-3	24,3X15,2	2,20	15,1	2,1	373	280	A-II, ст. 5	0,58	2,14	3600	130,0
	K-VIII-4	24,4X15,0	2,29	15,3	2,0	373	280	A-II, ст. 5	0,57	2,08	3610	120,0
	K-VIII-5	21,2X15,2	3,21	21,1	2,1	353	259	A-II, ст. 5	0,59	2,16	3760	84,0
	K-VIII-6	21,3X15,0	3,20	21,4	2,0	353	259	A-II, ст. 5	0,59	2,16	3430	83,0
	K-VIII-7	21,4X15,4	3,20	20,9	2,2	385	306	A-II, ст. 5	0,59	2,20	3630	104,0
	K-VIII-8	24,2X14,9	3,19	21,4	2,0	385	500	A-II, ст. 5	0,59	2,11	3650	108,0
	K-VIII-9	24,2X15,8	4,71	29,8	2,1	388	276	A-II, ст. 5	0,56	2,16	3610	48,0
	K-VIII-10	21,2X15,7	4,70	29,9	2,4	388	276	A-II, ст. 5	0,56	2,12	3780	52,8
Внецентральное сжатие	K-X-1	24,2X15,8	2,31	15,4	2,0	358	258	A-II, ст. 5	0,67	2,10	3640	18,5
	K-X-2	24,0X14,7	2,31	15,7	1,8	358	258	A-II, ст. 5	0,70	2,16	3600	19,0
	K-X-3	24,2X15,3	2,29	15,0	1,2	505	373	A-II, ст. 5	0,67	2,12	3620	21,0
	K-X-4	24,2X14,9	2,29	15,4	1,0	505	373	A-II, ст. 5	0,69	2,14	3620	21,6
	K-X-5	24,0X14,9	3,19	21,6	1,9	500	362	A-II, ст. 5	0,69	2,14	3650	17,6
	K-X-6	24,2X15,3	3,19	20,8	2,2	500	362	A-II, ст. 5	0,68	2,16	3680	17,1
	K-X-7	23,9X15,2	4,72	31,0	2,1	344	267	A-II, ст. 5	0,68	2,14	3680	11,1
	K-X-8	24,5X15,6	4,72	30,2	2,3	344	267	A-II, ст. 5	0,69	2,24	3530	11,4
	K-X-9	24,8X15,2	4,71	31,0	2,1	417	304	A-II, ст. 5	0,66	2,16	3690	12,0
	K-X-10	24,2X14,9	4,71	31,6	2,0	417	304	A-II, ст. 5	0,72	2,24	3720	11,8

Таблица 2

l_0/h	< 8	10	12	14	16	18	20	22	24	28	30
l_0/r	28	35	42	48	55	62	69	76	83	97	104
$\frac{e_{оп}}{e_0}$	1	1	1	1	0,96	0,88	0,80	0,72	0,64	0,48	0,40
$\frac{e_1}{e_0}$	1	1	0,97	0,93	0,87	0,80	0,72	0,64	0,56	0,40	0,32
$\frac{e_2}{e_0}$	1	0,96	0,90	0,84	0,78	0,73	0,67	0,61	0,55	0,46	0,41
$\frac{e_3}{e_0}$	1	0,98	0,96	0,93	0,89	0,85	0,81	0,77	0,73	0,64	0,59

$$\beta = \frac{1}{1 - \frac{N}{cR_0F} \left(\frac{l_0}{h} \right)^2} \quad (1)$$

где N — продольная сила,

R_0 — характеристика прочности бетона,

F — площадь сечения колонны,

c — характеристика жесткости.

Следующ [3], выражение характеристики жесткости представим в виде

$$c = \beta c_{0,оп} \quad (2)$$

где

$$c_{0,оп} = 120 \left(\frac{1}{\frac{e_0}{h} + 0,16} + 200\mu + 1 \right) \quad (3)$$

$$\beta = \frac{k_0}{R + 350} \quad (4)$$

На основании проведенных экспериментов в соответствии с формулой (1) были получены опытные значения характеристики жесткости $c_{оп}$, представленные в табл. 3. Значения $c_{0,оп}$ получены по формуле (3). На основании (2) были определены значения $\beta_{оп}$.

В результате получены следующие значения характеристики жесткости c для колонн из легкого железобетона, соответствующие опытным данным:

при $l_0 < 20$

$$c = \frac{18\ 000}{R_{пр} + 160} \left(\frac{1}{\frac{e_0}{h} + 0,16} + 200\mu + 1 \right) \quad (5)$$

при $l_0 \geq 20$

$$c = \frac{24\ 000}{R_{пр} + 160} \left(\frac{1}{\frac{e_0}{h} + 0,16} + 200\mu + 1 \right) \quad (6)$$

Для колонн из тяжелого бетона опытная величина c , полученная К. Э. Талем и Е. А. Чистяковым [3.] равна

Таблица 3

Шифр колонн	λ_1	$R_{пр}$ кгс/см ²	$e_{оп}$	$e_{теор}$	$\xi_{оп}$
К-Х-1	15,4	258	173	463	0,373
К-Х-2	15,7	258	176	470	0,374
К-Х-3	15,0	373	126	463	0,272
К-Х-4	15,4	373	134	467	0,287
К-Х-5	21,6	362	173	466	0,371
К-Х-6	20,8	362	153	465	0,329
К-Х-7	31,0	267	229	465	0,493
К-Х-8	30,2	267	202	465	0,435
К-Х-9	31,0	304	206	460	0,448
К-Х-10	31,6	304	216	474	0,456

$$c = \frac{30\,000}{R_{пр} + 160} \left(\frac{1}{\frac{e_0}{h} + 0,16} + 200\rho + 1 \right). \quad (7)$$

Сопоставляя (5), (6) с выражением (7), видим, что для легкого бетона коэффициент c при $\lambda_1 < 20$ получается меньше, чем для тяжелого в 1,7 раза, а при относительно большей величине λ_1 — примерно на 12,5%.

В действующих нормативных положениях [2] величина c для колонн из тяжелого бетона принимается равной

$$c = \frac{66\,000}{R + 350} \left(\frac{1}{\frac{e_0}{h} + 0,16} + 200\rho + 1 \right), \quad (8)$$

где по сравнению с (7) учитывается возможное снижение прочности бетона до его расчетного значения и соответствующее изменение коэффициента c .

По аналогии для колонн из легкого железобетона получены следующие расчетные значения характеристики жесткости:

при $\lambda_1 < 20$

$$c = \frac{40\,000}{R + 350} \left(\frac{1}{\frac{e_0}{h} + 0,16} + 200\rho + 1 \right), \quad (9)$$

при $\lambda_1 \geq 20$

$$c = \frac{52\,000}{R + 350} \left(\frac{1}{\frac{e_0}{h} + 0,16} + 200\rho + 1 \right). \quad (10)$$

В табл. 4 для первого случая внецентренного сжатия с начальным эксцентриситетом $e_0/h = 0,5$ при $\lambda_1 = 15-30$ опытные величины разрушающих нагрузок ($N_{оп}$) сопоставлены с расчетными (N_1), вычисленными на основании формул (5) и (6).

Табличные данные показывают удовлетворительную сходимость расчетных и опытных величин.

НАУЧНЫЕ ЗАМЕТКИ

К. Г. АБРАМЯН, С. А. АКОПЯН

НЕКОТОРЫЕ ВОПРОСЫ ПОСТРОЕНИЯ АДАПТИВНОЙ МОДЕЛИ
 ПРОИЗВОДСТВЕННОГО ПРОЦЕССА

Настоящая работа посвящена рассмотрению некоторых вопросов, касающихся систем предвидения. Системы автоматического предвидения осуществляют управление процессом, на основе описывающих его уравнений, т. е. по предварительно построенной математической модели процесса, отражающей существующие зависимости между входными и выходными переменными. Адекватность модели и процесса устанавливается на основе экспериментального исследования характеристик объекта, по результатам которого имеющиеся отклонения параметров могут быть скорректированы. Полученная таким образом модель может быть использована для оптимизации процесса. Один из способов построения моделей производственных процессов основан на использовании физико-химических особенностей рассматриваемого процесса. В этом случае модель описывается системой дифференциальных уравнений, полученных исходя из условий материального и теплового баланса. Однако часто отсутствие необходимых сведений о механизме исследуемого процесса ограничивает возможности использования физико-химических моделей. Уточнение параметров этих моделей требует знания численных значений ряда физических и химических величин, которые не всегда могут быть измерены. Кроме того, применение физико-химических моделей невозможно в тех случаях, когда на процесс действуют неконтролируемые внешние возмущения, влияние которых существенно изменяет его характеристики.

Математическое описание процесса может быть также получено на основе статистического исследования объекта. Это достигается путем обработки большого количества экспериментальных данных, характеризующих зависимости между входными и выходными величинами.

В достаточно узкой области изменения входных параметров процесса зависимость между выходной и входными величинами может быть принята в линейной форме:

$$z_k = \sum_{i=1}^n a_{ki} x_i + c_k, \quad k = 1, 2, \dots \quad (1)$$

Для определения значений коэффициентов a_{ki} и c_k воспользуемся каким-либо критерием, который позволяет оценить величину расхож-

лений между действительным и модельным значениями z_k рассматриваемого процесса. В качестве такого критерия может быть применен метод наименьших квадратов. На основании этого метода [1]:

$$\sum_{i=1}^N (z_{ki} - z_{ki}^*)^2 = \sum_{i=1}^N (z_{ki} - \sum_{l=1}^n a_{kl} \cdot x_l - c_k)^2 = \min, \quad (2)$$

где z_{ki} — измеренные значения; N — число измерений.

Путем дифференцирования выражения (2) и решения соответствующей системы уравнений определяются искомые коэффициенты a_{kl} и c_k .

Недостаток статистических моделей с постоянными коэффициентами состоит в том, что их применение ограничивается узкой областью изменения параметра процесса, в которой является правомерным допущение о линейности модели. Применение моделей с постоянными коэффициентами не эффективно также в тех случаях, когда характеристики процесса изменяются под влиянием внешних неконтролируемых возмущений.

Отмеченных недостатков лишены статистические модели с переменными коэффициентами, которые обладают свойством приспособляемости к изменяющимся условиям технологических агрегатов. Особенность этих моделей, называемых адаптивными, состоит в том, что их коэффициенты вычисляются (подправляются) после каждого очередного измерения выходной величины [2].

Приспособление адаптивных моделей к влиянию неконтролируемых внешних возмущений достигается путем введения вероятностной оценки полученных данных. Один из простейших способов такой оценки сводится к тому, что определенное число α новых измерений учитывается с вероятностью 1, а другие более ранние измерения с вероятностью 0. Это достигается с помощью так называемого канала обучения, в котором вновь полученная информация накапливается, а предыдущая стирается.

Приспособляемость модели в существенной степени зависит от целесообразного выбора величины α , называемой параметром адаптивности. При больших значениях α свойства адаптивной модели приближаются к модели с постоянными коэффициентами и способность к приспособлению к неконтролируемым возмущениям уменьшается. Малые значения α не обеспечивают достаточной статистической достоверности модели и при этом возрастает вероятность получения ложных пробных шагов.

В качестве критерия для приспособляемости модели может быть принята величина отклонения модели от процесса, вычисляемая по формуле:

$$\sigma_k^2 = \frac{\sum_{i=1}^N (s_{ki} - z_{ki}^*)^2}{\alpha - 1}$$

Зависимость отклонения модели от параметра α имеет вид кривой, представленной на рис. 1. Очевидно, оптимальное значение α_{opt} для разных процессов будет различно, так как оно зависит от параметров объекта, а именно, количества входных и выходных переменных, стационарности или нестационарности их, от характера некоординируемых возмущений.

Блок-схема системы автоматического управления с адаптивной моделью приведена на рис. 2. УВМ при управлении объектом после каждого очередного замера входных и выходных величин выполняет

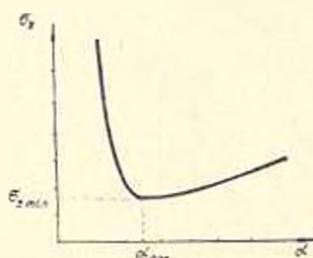


Рис. 1. Зависимость между величиной отклонения модели от процесса и параметром адаптивности.

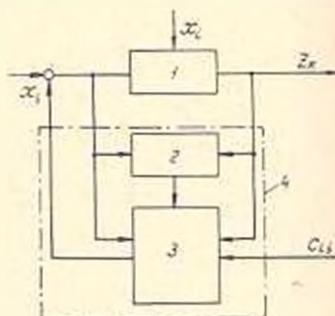


Рис. 2. 1—объект, 2—устройство подправки коэффициентов, 3—адаптивная модель, 4—УВМ.

две основные функции: находит оптимальные управляющие воздействия x_k^* ; подправляет коэффициенты адаптивной модели по накопленной в результате последних α замеров статистике. Рассмотрим более подробно процесс подправки коэффициентов адаптивной модели. В накопителе УВМ всегда хранятся последние α_{opt} замеров, так как при последующем ($\alpha_{opt} + 1$) замере информация заново записывается в накопителе, а информация о первом замере стирается. По результатам α_{opt} замеров определяются средние значения входных (\bar{x}_k) и выходных (\bar{z}_k) величин, а также средние значения отклонений измеренных выходных величин от модельных ($\Delta \bar{z}_k = \bar{z}_k - \bar{z}_k^*$). При $\Delta \bar{z}_k > \delta$ (δ — допустимый предел отклонений модели от процесса). Такая коррекция коэффициентов должна быть проведена

$$a_{ki} = a_{ki} + \delta_i,$$

чтобы отклонение стало равным нулю, т. е.

$$\Delta \bar{z}_k = \bar{z}_k - \sum_{i=1}^n (a_{ki} + \delta_i) \bar{x}_i = 0$$

или

$$\bar{z}_k - \bar{z}_k^* = \sum_{i=1}^n \delta_i \bar{x}_i. \quad (4)$$

Выражение (4) представляет собой скалярное произведение векторов

$$\vec{\Delta} = \begin{bmatrix} \delta_1 \\ \delta_2 \\ \vdots \\ \delta_n \end{bmatrix} \text{ и } \vec{x} = \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ \vdots \\ x_n \end{bmatrix}.$$

Для определенности положим, что векторы $\vec{\Delta}$ и \vec{x} коллинеарны. Тогда соответствующие проекции этих векторов относятся как их модули, т. е.

$$\frac{|\vec{x}|}{|\vec{\Delta}|} = \frac{x_1}{\delta_1} = \dots = \frac{x_n}{\delta_n} = R.$$

при этом

$$R\vec{\Delta} = \frac{1}{\Delta z_k} \sum_{i=1}^n x_i.$$

Тогда коррекция i -го коэффициента определится так

$$\delta_i = \frac{x_i}{R} = \Delta z_k \frac{x_i}{\sum_{i=1}^n x_i}.$$

При этом знак коррекции должен удовлетворять следующему условию:

$$\text{sgn } \delta_i = \text{sgn } \Delta z_k \text{sgn } x_i.$$

В действительности вектора $\vec{\Delta}$ и \vec{x} могут в общем случае быть не параллельными, поэтому полученные коррекции коэффициентов несколько занижены. Для точной коррекции необходимо провести повторные корректировки до тех пор, пока $\Delta z_k < \bar{z}_k$.

Брянский политехнический институт
им. К. Маркса

Поступило 1.11.1968

ЛИТЕРАТУРА

1. Лукомский Я. И. Теория коррекций и ее применение к анализу производства М., 1958.
2. Kasper E. Inkrementmodell ein Verfahren zur Optimierung technischer Prozesse Regelungstechnik 1967, 15

Л. Г. КУЛОЯН, В. А. МЕЛИКЯН

ОБ УЧЕТЕ ВНУТРЕННИХ ТЕПЛОТЫДЕЛЕНИЙ И НОРМАХ ХЛАДОПОТРЕБЛЕНИЯ

Укрупненные расчеты перспективных нагрузок тепло- и холодопотребления для коммунально-бытовых нужд производятся по наружным объемам здания. В этих расчетах внутренние тепловыделения не

$$\vec{\Delta} = \begin{bmatrix} \delta_1 \\ \delta_2 \\ \vdots \\ \delta_n \end{bmatrix} \text{ и } \vec{x} = \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ \vdots \\ x_n \end{bmatrix}.$$

Для определенности положим, что векторы $\vec{\Delta}$ и \vec{x} коллинеарны. Тогда соответствующие проекции этих векторов относятся как их модули, т. е.

$$\frac{|\vec{x}|}{|\vec{\Delta}|} = \frac{x_1}{\delta_1} = \dots = \frac{x_n}{\delta_n} = R.$$

при этом

$$R\vec{\Delta} = \frac{1}{\Delta z_k} \sum_{i=1}^n x_i.$$

Тогда коррекция i -го коэффициента определится так

$$\delta_i = \frac{x_i}{R} = \Delta z_k \frac{x_i}{\sum_{i=1}^n x_i}.$$

При этом знак коррекции должен удовлетворять следующему условию:

$$\text{sgn } \delta_i = \text{sgn } \Delta z_k \text{sgn } x_i.$$

В действительности вектора $\vec{\Delta}$ и \vec{x} могут в общем случае быть не параллельными, поэтому полученные коррекции коэффициентов несколько занижены. Для точной коррекции необходимо провести повторные корректировки до тех пор, пока $\Delta z_k < \bar{z}_k$.

Бреванский политехнический институт
им. К. Маркса

Поступило 1.11.1968

ЛИТЕРАТУРА

1. Лукомский Я. И. Теория коррекций и ее применение к анализу производства М., 1958.
2. Kasper E. Inkrementmodell ein Verfahren zur Optimierung technischer Prozesse Regelungstechnik 1967, 15

Л. Г. КУЛОЯН, В. А. МЕЛИКЯН

ОБ УЧЕТЕ ВНУТРЕННИХ ТЕПЛОТЫДЕЛЕНИЙ И НОРМАХ
ХЛАДОПОТРЕБЛЕНИЯ

Укрупненные расчеты перспективных нагрузок тепло- и холодопотребления для коммунально-бытовых нужд производятся по наружным обмерам здания. В этих расчетах внутренние тепловыделения не

учитываются, что приводит к неправильному определению нагрузок энергопотребления. Отметим, что учет внутренних тепловыделений имеет важное значение для определения норм холодопотребления в целях кондиционирования воздуха. В статье предлагается методика для определения внутренних тепловыделений (людей и бытовых приборов). Тепловыделение, отнесенное к 1 м^2 здания по наружным обмерам, назовем удельным внутренним тепловыделением.

Летом в жилых и общественных помещениях комфортными являются температуры $24 - 28 \text{ }^\circ\text{C}$, относительная влажность 50% и скорость движения воздуха $- 0,25 \text{ м/сек}$. Этим параметрам соответствуют величины $21 - 24 \text{ ЭЭТ}$ (эквивалентно-эффективные температуры)*. В соответствии с [1], при $21 - 24 \text{ ЭЭТ}$, тепловыделение от одного человека составляет $100 \text{ ккал/чел. час}$ и в связи с этим в жилых зданиях общее часовое количество тепловыделений от людей можно определить по формуле: $Q_1 = 100 m \text{ ккал/час}$, (1)

где m — число людей, проживающих в здании, определяется из соотношения

$$m = \frac{F_{\text{ж}}}{f}. \quad (2)$$

Здесь $F_{\text{ж}}$ — жилая площадь здания, м^2 ; f — норма жилой площади на одного человека, $\text{м}^2/\text{чел}$.

Удельное внутреннее тепловыделение от людей составит:

$$q_1 = \frac{Q_1}{V} = \frac{m \cdot 100}{V} = \frac{F_{\text{ж}} \cdot 100}{f \cdot V} \frac{\text{ккал}}{\text{м}^3 \cdot \text{час}}. \quad (3)$$

В архитектурной практике величина $K_v = \frac{V}{F_{\text{ж}}}$ называется объемным коэффициентом жилого здания. Как показывает анализ типовых паспортов жилых зданий, строящихся в республике, значение K_v колеблется в пределах $5,3 - 5,9$. Принимая $K_v = 5,5 \text{ м}^3/\text{м}^2$, в соответствии с (3), находим

$$q_1 = \frac{100}{K_v \cdot f} = \frac{18,2}{f} \frac{\text{ккал}}{\text{м}^3 \cdot \text{час}}. \quad (4)$$

Согласно (4) удельное тепловыделение от людей составляет:

$$\text{при } f = 9 \text{ м}^2/\text{чел.}, q_1 = 2,02 \frac{\text{ккал}}{\text{м}^3 \cdot \text{час}},$$

$$\text{при } f = 12 \text{ м}^2/\text{чел.}, q_1 = 1,52 \frac{\text{ккал}}{\text{м}^3 \cdot \text{час}}.$$

Бытовое тепловыделение — Q_2 образуется в основном в кухнях вследствие работы электрических и тепловых бытовых приборов. Тепловыделение от культурно-бытовых приборов, работающих вне кухни,

* ЭЭТ — условная температура, учитывающая совместное влияние температуры, влажности и скорости воздуха на человеческое ощущение.

ввиду их малости не учитываются. По данным [2] на 1 м^2 жилой площади приходится в среднем $12,2 \text{ ккал/час}$ бытового тепловыделения. Для всего жилого здания бытовое тепловыделение составит:

$$Q_b = 12,2 \cdot F_b \text{ ккал/час.} \quad (5)$$

Удельное бытовое тепловыделение q_b определяется формулой

$$q_b = \frac{Q_b}{V} = \frac{12,2 \cdot F_b}{V} = \frac{12,2}{K_b} = 2,22 \frac{\text{ккал}}{\text{м}^3 \text{ час}}. \quad (6)$$

Величины q_b и q_c получены в предположении одновременного нахождения в здании всех жильцов и работы всех бытовых приборов. Поэтому выбор мощности систем кондиционирования воздуха и отопления по этим значениям q_b и q_c привел бы к преувеличенным значениям. Неодновременность пребывания людей в жилом здании наблюдается в дневное время, когда имеет место интенсивное теплоступление снаружи через ограждающие конструкции здания. Расчеты показывают, что максимальное удельное теплоступление $q_{\text{от}}^{\text{max}}$ по величине значительно превышает тепловыделения от людей даже при одновременном пребывании людей в здании. Следовательно, мощность систем кондиционирования воздуха следует выбрать с учетом покрытия холодильной нагрузки в дневное время суток с учетом вероятного значения K_b для того же периода суток. Так как в ночное время теплоступление снаружи имеет маленькое значение и зависит от теплоаккумулирующей способности ограждающих конструкций здания, то выбранная мощность кондиционера для дневного времени, в ночное время также обеспечит комфортный микроклимат в помещении. Поскольку в литературе отсутствуют обоснованные данные значения K_b , в этом направлении были проведены натурные наблюдения. В результате наблюдений было установлено, что для семьи, состоящей из 6 душ, вероятное значение K_b колеблется в пределах $0,46 - 0,62$. Среднее его вероятное значение можно принимать равным $0,56$. Для семьи, состоящей из 5 душ, вероятное значение K_b колеблется в пределах $0,54 - 0,61$ для семьи, состоящей из 4 душ — $K_b = 0,63 - 0,72$, а для семьи из трех и меньше душ — $K_b = 0,61 - 0,63$. Эти величины имеют ориентировочный характер и требуют уточнения на основе массовых статистических наблюдений.

В случае, когда здание обслуживается автономными кондиционерами, значение K_b следует принимать, исходя из конкретного состава семьи, проживающей в данной квартире. Если в здании установлена центральная система кондиционирования воздуха, то значение K_b следует осреднить с учетом того, что в здании одновременно проживают семьи с различными составами и структурами. На основе анализа данных обследования, независимо от состава семей, средневоятное значение K_b можно принимать равным $0,58 - 0,65$. Значение коэффициента одновременности работы бытовых приборов в дневное время $K_b = 0,5$.

В свете изложенного, вероятные внутренние тепловыделения рекомендуется определить по следующей формуле:

$$\Sigma q_{\text{вн}} = K_1 \cdot q_1 + K_2 \cdot q_2 \text{ ккал/м}^3 \text{ час.} \quad (7)$$

В частности, при $f = 9 \text{ м}^2 \text{ чел.}$ $\Sigma q_{\text{вн}} = 2,02 \cdot 0,62 + 2,22 \cdot 0,5 = 2,36 \frac{\text{ккал}}{\text{м}^3 \text{ час}}$;

при $f = 12 \text{ м}^2 \text{ чел.}$ $\Sigma q_{\text{вн}} = 1,52 \cdot 0,62 + 2,22 \cdot 0,5 = 2,05 \frac{\text{ккал}}{\text{м}^3 \text{ час}}$.

Максимальные удельные теплонизбытки, подлежащие удалению системами кондиционирования воздуха, определяются из условия

$$q_u^{\text{max}} = q_{\text{от}}^{\text{max}} + \Sigma q_{\text{вн}} \text{ ккал/м}^3 \text{ час,} \quad (8)$$

где $q_{\text{от}}^{\text{max}}$ — максимальное удельное теплоступление в 1 м^3 здания по наружным обмерам через наружные ограждения [3]. Норма теплонизбытков (т. е. теплонизбытки в час, отнесенные к одному человеку) определяется из условия

$$q_u = q_u^{\text{max}} \cdot v \text{ ккал/чел. час,} \quad (9)$$

где жилой объем на одного человека по наружным обмерам здания

$$v = \frac{V}{n} = \frac{V \cdot f}{F_{\text{ж}}} = K_3 \cdot f, \text{ м}^3 \text{ чел.} \quad (10)$$

Таблица 1

Нормы хладопотребления для центральных систем кондиционирования воздуха в условиях г. Еревана при $I_{\text{ин}} = 13,3 \text{ ккал/кг}$; $I_{\text{н}} = 14,3 \text{ ккал/кг}$; $I_{\text{пр}} = 11,4 \text{ ккал/кг}$

Ориентация здания по главному фасаду	Север или Ю		Восток или Запад		Юго-вост. или Сев.-зап.		Юго-запад или Сев.-вост.	
	9	12	9	12	9	12	9	12
$f \frac{\text{м}^2}{\text{чел}}$	9	12	9	12	9	12	9	12
$q_{\text{от}}^{\text{max}} \frac{\text{ккал}}{\text{м}^3 \text{ час}}$	4,12		6,67		5,81		5,61	
$q_{\text{н}}^{\text{max}} \frac{\text{ккал}}{\text{м}^3 \text{ час}}$	6,48	6,17	9,03	8,72	8,17	7,86	7,97	7,66
$q_{\text{н}} \frac{\text{ккал}}{\text{чел. час}}$	320	406	446	575	405	520	395	506
$g \frac{\text{кг}}{\text{чел. час}}$	168	214	235	302	213	274	208	266
$q_{\text{х}} \frac{\text{ккал}}{\text{чел. час}}$	487	620	680	875	615	795	605	770

Согласно (10) жилой объем на 1 человека по наружным обмерам составляет

$$\text{при } f = 9 \text{ м}^3/\text{чел.}, v = 49,5 \text{ м}^3/\text{чел.};$$

$$\text{при } f = 12 \text{ м}^3/\text{чел.}, v = 66,0 \text{ м}^3/\text{чел.}$$

При централизованном кондиционировании воздуха в жилых зданиях рециркуляция внутреннего воздуха по санитарно-гигиеническим соображениям не желательна и весь воздух весом g кг/чел. час отбирается снаружи. Для охлаждения этого количества воздуха в кондиционных установках потребуется холод в количестве

$$q_x = g \cdot (I_n - I_{пр}) \text{ ккал/чел. час}, \quad (11)$$

где I_n — расчетная энтальпия наружного воздуха в ккал/кг;

$I_{пр}$ — энтальпия приточного воздуха в ккал/кг.

На основе проведенных исследований авторами посчитаны нормы холодопотребления q_x . Результаты расчетов для г. Еревана приведены в табл. 1.

Ереванский политехнический институт
им. К. Маркса

Поступило 9.1. 1968

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. *Ладыженский Р. М.* Кондиционирование воздуха. М., 1962.
2. *Временные указания по проектированию воздушного отопления совместного с приточно-вытяжной вентиляцией в жилых домах.* М., 1961.
3. *Кулюян Л. Г., Меликян Э. А.* Определение удельных теплоступлений. Сб. "Теплогоснабжение и вентиляция", Киев, 1968.

ПАМЯТИ А. И. САФАРЯНА
(к шестидесятилетию со дня рождения)

18 октября 1968 г. исполнилось 60 лет со дня рождения видного специалиста в области геотехники, оснований и фундаментов и инженерной сейсмологии Александра Нерсесовича Сафаряна. Его творческие способности как замечательного инженера-исследователя проявились на строительстве Тбилисского аэропорта (1933г.) при изучении оползней в проектировании и строительстве противоползневых сооружений Военно-Грузинской дороги (1941 г.). При его активном участии выполнялись исследования по микросейсморайонированию г. Рустави, где строился Закавказский металлургический комбинат.

В последние годы в течение 13 лет канд. техн. наук А. И. Сафарян работал в Бюро антисейсмического строительства АН Грузинской ССР. В этот период при его участии было проведено микросейсморайонирование ряда крупных населенных пунктов Закавказья и Средней Азии на основе длительных инструментальных наблюдений. Перу Александра Нерсесовича принадлежит более 10 оригинальных научных работ, в том числе исследования по сопротивляемости свай динамическим воздействиям, по фундаментации зданий и сооружений в сейсмических районах, по описанию последствий разрушительных землетрясений Закавказья и Средней Азии.

Большой интерес представляют его исследования по деформации фундаментов сооружений, свайным основаниям, а также по влиянию грунтовых условий на интенсивность сейсмических колебаний. Эти работы послужили базой для составления первой инструкции по сейсмическому микрорайонированию.

Работы Александра Нерсесовича как в практических, так и теоретических вопросах сейсмического микрорайонирования сыграли большую роль в сейсмостойком строительстве в СССР.

Наряду с научной и научно-организационной деятельностью А. И. Сафарян принимал активное участие в общественной работе, неоднократно был одним из организаторов и активных участников союзных и республиканских научных конференций по вопросам сейсмостойкости сооружений и инженерной сейсмологии.

Жизнь Александра Нерсесовича полная кипучей энергии и новых творческих замыслов оборвалась на 51 году жизни, 17 сентября 1959 г.

Шатунино-кулачковый механизм с большим углом размаха ведомого звена.
 Джавадян Э. Л. Известия АН АрмССР (серия Т. Н.),
 т. XXI, № 5, 1968, 3—11.

Рассматривается плоский шатунино-кулачковый механизм, в котором кулачок жестко соединен с шатуном четырехзвенного кривошипно-коромыслового механизма, а ведомое звено движется с одним выстоем. Механизм проектируется, исходя из условия получения постоянного (и том числе и нулевого) угла давления в кулачковой паре на всем интервале удаления ведомого звена. При этом кулачок профилируется двумя окружностями. На указанном интервале законы движения ведомого звена и промежуточного коромысла совпадают.

Дается аналитическое и графическое решение задачи синтеза шатунино-кулачковых механизмов и получения области их существования. Рассмотренные механизмы позволяют получить угол размаха ведомой штанги, движущейся с выстоем конечной продолжительности, равный углу размаха коромысла четырехшарнирного механизма. Библиографий 5. Иллюстраций 8.

УДК 620.169+669.539.43

О выборе верхней и нижней грани суммирования повреждений при расчетной оценке усталостной долговечности. Дмитриченко С. С.,
 Нерсисян Р. В. Известия АН АрмССР (серия Т. Н.),
 т. XXI, № 5, 1968, 12—15.

Для непрерывных спектров напряжений выбор верхней границы суммирования усталостных повреждений представляет практический интерес. Использование эмпирических рядов приводит к погрешности порядка 10%. Рекомендуется ограничивать верхний предел суммирования величиной максимальных зарегистрированных напряжений с использованием эмпирических рядов распределений. Отмечается, что для эксплуатационных спектров напряжений, в которых величина предела выносливости ниже среднего значения ряда распределения, изменение нижнего предела суммирования не оказывает существенного влияния на величину накопленного повреждения. Для спектров, у которых величина предела выносливости расположена выше среднего значения ряда, величина накопленного повреждения существенно зависит от выбора нижней границы суммирования. Таблица 2. Библиографий 5.

УДК 621.952.5

К расчету частоты собственных колебаний выдвижного шпинделя горизонтально-расточного станка. Манусян В. С., Хлебалов Е. В.
 Известия АН АрмССР (серия Т. Н.), XXI, № 5, 1968, 16—19.

Излагается методика расчета собственной частоты выдвижного шпинделя горизонтально-расточного станка с применением функций Крылова, при этом выдвижной шпиндель представляется как балка на прерывистых упругих опорах. Таблица 1. Библиографий 2. Иллюстраций 4.

УДК 621.314,2

К вопросу выбора ответвлений нерегулируемых трансформаторов электрических сетей. Ермекова Р. А. Известия АН АрмССР (серия Т. Н.), т. XXI, № 5, 1968, 20—25.

Приводится алгоритм выбора ответвлений нерегулируемых потребительских трансформаторов, когда заданы напряжения шин высокой стороны трансформаторов во всех характерных суточных режимах нагрузок. Алгоритм составлен с учетом статических и экономических характеристик нагрузок. Выбранные ответвления трансформаторов предназначены для получения наибольшего экономического эффекта распределительной сети. Алгоритм запрограммирован для ЦВМ «Урал-3». Таблиц 2. Иллюстраций 3.

УДК 621.311.1

Алгоритм оптимизации режима работы ТЭЦ в энергосистеме. Шахвердян С. В., Бабаян Д. М. Известия АН АрмССР (серия Т. Н.), т. XXI, № 5, 1968, 26—31.

Предлагается новый алгоритм оптимизации режима ТЭЦ, построенный на основе трехмерного динамического программирования в дискретном приближении. Используя идеи метода множителей Лагранжа, рассматриваемая задача сведена к задачам типа одномерного динамического программирования, решение которой получено с помощью функциональных уравнений Беллмана. Построенный алгоритм позволяет оптимизировать режимы ТЭЦ с наиболее общей тепловой схемой. По алгоритму составлена программа на ЦВМ «Урал-3» и реализована для конкретной ТЭЦ Волгоградской энергосистемы. Библиографий 1. Иллюстрация 1.

УДК 62—501.72+330.115

УДК 627.13

К вопросу гидромеханического расчета сквозной шпоры с гидравлическим барьером. Амбарцумян Г. А. Известия АН АрмССР (серия Т. Н.), т. XXI, № 5, 1968, 32—37.

Рассматривается задача определения поля скоростей в окрестностях сквозной шпоры с гидравлическим барьером. Получены выражения, позволяющие построить линии тока перед и за шпорой и найти распределение скоростей, а также определять форму линий тока как у глухих шпор, так и у сквозных шпор с гидравлическим барьером. Библиографий 7. Иллюстраций 4.

Экспериментальное исследование несущей способности сжатых стержней из алюминиевого сплава при неодинаковых эксцентриситетах приложения нагрузки. Багдасарян С. А. Известия АН АрмССР (серия Т. Н.), т. XXI, № 5, 1968, 38—43.

В статье предлагается способ определения коэффициента влияния неодинаковых концевых эксцентриситетов на несущую способность сжатых стержней. Приведены результаты экспериментов над сжатыми стержнями прямоугольного сечения из алюминиевого сплава Д16-Т гибкостью 10, 60 и 100 при соотношениях концевых эксцентриситетов $l_2/l_1 = 0, -0,5, 0,9$ и -1 . Отмечается удовлетворительная сходимость экспериментальных данных с результатами расчета по предложенному автором методу. В результате экспериментов установлено, что в случае, когда $l_2/l_1 = -1$ при нагрузках $0,8-0,9 P_k$ асимметричная S-образная форма погнутой оси стержня превращается в несимметричную. Таблицы 1 Библиографии 7 Иллюстрации 7.

УДК 624.072.2

Экспериментальное исследование несущей способности блоков из легкого железобетона при совместном действии изгиба и кручения.

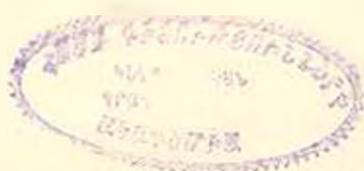
Белубекян А. В. Известия АН АрмССР (серия Т. II.), т. XXI, № 5, 1968, 44—50.

Приводятся результаты экспериментального исследования блоков из легкого железобетона на естественных заполнителях, подверженных одновременному действию изгиба и кручения. Эксперименты производились на специальном стенде, позволяющем загружать балки при любой комбинации приложения изгибающих и крутящих моментов. Экспериментальные данные сопоставлены с результатами, полученными по формулам НИИЖБ, и установлена их удовлетворительная сходимость. Таблица 3 Библиографий 7 Иллюстрации 5.

УДК 624.043.3

О несущей способности гибких сжатых элементов из легкого железобетона на естественных заполнителях. Вартапетян А. А. Известия АН АрмССР (серия Т. Н.), т. XXI, № 5, 1968, 51—55.

Приводятся результаты испытаний 20 колонн из легкого железобетона на литонной немзе при центральном и внецентральном приложении поперечной нагрузки. По результатам экспериментальных исследований предлагается в расчетные формулы действующих нормативных положений внести поправочные коэффициенты. Таблицы 3 Библиографий 3 Иллюстрации 1.



Некоторые вопросы построения адаптивной модели производственного процесса. Абрамян К. Г., Акопян С. А. Известия АН АрмССР (серия Т. Н.), т. XXI, № 5, 1968, 56—59.

Приводится метод построения адаптивной модели производственного процесса. Отмечены существенные особенности указанной модели перед статистической с постоянными коэффициентами. Предложен способ адаптации коэффициентов модели. Библиографий 2. Иллюстраций 2.

УДК 697.34

Об учете внутренних тепловыделений и нормах хладопотребления.

Кулоян Л. Т., Меликян З. А. Известия АН АрмССР (серия Т. Н.), т. XXI, № 5, 1968, 59—63.

Предлагается методика определения внутренних удельных тепловыделений в жилых зданиях. По предложенной методике посчитаны удельные нормы хладопотребления для ряда городов АрмССР. Приводится таблица норм хладопотребления для ряда центральных систем кондиционирования воздуха в условиях г. Ереван. Таблица 1. Библиографий 4.

Ի Ո Վ Ա Ն Գ Ա Կ Ո Ւ Թ Յ ՈՒ Ն

Մեկնայիններուն

Ե. Լ. Զովադյան. Տարվող սզակի թափի մեռնելու անհոգ ցարժաթեա-րանցքավոր մեխանիզմ	3
Ա. Ա. Փմբուրի: Լևկո, Թ. Վ. Ներսեսյան. Հարկաւորի արկարակեցութեան հալվային վեա-հատման ժամանակ վեաավաճեցների գումարման վերին և ստորին սահմանների բնարման վերաբերյալ	12
Վ. Ա. Մանուկյան. Ա. Վ. Կլերալով. Հարկաւորի անբարեկամ հաստատելու ցարժաթի իր ան-փակն տատանումների հաշիւութեան հալվարդի վերաբերյալ	16

Էներգետիկա

Թ. Ա. Խրեմիլովա. Էլեկտրական ցանցերի չկարգավորվող արանքարժանքների շարժա-վորումների բնարման հարցի շուրջը	20
Ա. Վ. Շանվերդյան. Ջ. Մ. Սուրյան. Էներգետիկական ձեռնարկի աշխատանքի սեփմի սպառնալուցման ալգորիթմ	26

Հիդրավիկա երգրամետիկա

Գ. Ա. Հավրտովյան. Հիդրավիկական փակուցով միջանցիկ խթանի իդրամետիկական հալվարդի հարցի շուրջը	32
--	----

Շինարարական մեխանիկա

Ա. Ա. Բազդասարյան. Այլուսմինն միահամարման շարժի կրող-նակութեան էջակեր-մաննայլ ուսումնասիրութիւնը սեղմող ուժի կիրառման տարատեսակ ապակենտրո-նութիւնների դեպքում	38
---	----

Շինարարական կառուցողական

Ա. Վ. Ռելուրիկյան. Թեթև արկաթեան ճեղքների կրող-նակութեան էջակերմաննայլ ուսումնասիրութիւնը ճեղքի և սլորման համառոտ ազդման դեպքում	44
Ա. Ա. Վարդապետյան. Բեռան թեթև լցիչներով պատրաստված արկաթեան ճեղքով սեղմված էջուն էլեմենտների կրող-նակութեան վերաբերյալ	51

Գիտական նորք

Կ. Գ. Արտաբաբյան. Ա. Ա. Հակոբյան. Արտադրական սարքաների ազդեցիկ մոդելի կա-ռուցման սրտը հարցերը	56
Վ. Տ. Գուրյան. Ա. Ա. Մելիկյան. Ներքին չարժանեցատումների հալվարդի և ցրտա-սպառման նորմաների վերաբերյալ	59

СОДЕРЖАНИЕ

	Стр.
Машиностроение	
<i>Э. Л. Джавидян</i> . Шатуново-кулачковый механизм с большим углом размаха ведомого звена	3
<i>С. С. Дмитриченко, Р. В. Нересин</i> . О выборе верхней и нижней границ суммирования повреждений при расчетной оценке усталостной долговечности	12
<i>В. С. Манукян, Е. В. Хлебадов</i> . К расчету частоты собственных колебаний подвижного шпинделя горизонтально-расточного станка	16
Энергетика	
<i>Р. А. Ермекова</i> . К вопросу выбора ответвлений нерегулируемых трансформаторов электрических сетей	20
<i>С. В. Шахвердян, Д. М. Бабалян</i> . Алгоритм оптимизации режима работы ТЭЦ в энергосистеме	26
Гидравлика, гидротехника	
<i>Г. А. Амбарцумян</i> . К вопросу гидромеханического расчета сквозной шпоры с гидравлическим барьером	32
Строительная механика	
<i>С. А. Багдасарян</i> . Экспериментальное исследование несущей способности сжатых стержней из алюминиевого сплава при неодинаковых эксцентриситетах приложения нагрузки	38
Строительные конструкции	
<i>А. В. Белубекян</i> . Экспериментальное исследование несущей способности балок из легкого железобетона при совместном действии изгиба и кручения	44
<i>А. А. Вартапетян</i> . О несущей способности гибких сжатых элементов из легкого железобетона на естественных заполнителях	51
Научные заметки	
<i>К. Г. Абрамян, С. А. Акопян</i> . Некоторые вопросы построения адаптивной модели производственного процесса	56
<i>Л. Т. Кулоян, Э. А. Акопян</i> . Об учете внутренних теплоделений и нормах теплопотребления	59