

УДК 539.3 : 624.075

А. И. МАНЕВИЧ, д-р техн. наук, проф. (Украинский государственный химико-технологический университет);

С. В. РАКША, канд. техн. наук (Днепропетровский инженерно-строительный институт)

СВЯЗАННАЯ ПОТЕРЯ УСТОЙЧИВОСТИ ТОНКОСТЕННЫХ СТОЕК ПРЯМОУГОЛЬНОГО СЕЧЕНИЯ ПРИ ВНЕЦЕНТРЕННОМ СЖАТИИ

Как показывают экспериментальные и теоретические исследования [1, 4, 7, 10, 11], при расчете устойчивости тонкостенных стержней в широком диапазоне параметров гибкости и тонкостенности нельзя ограничиваться раздельным учетом общей и местной форм потери устойчивости, а необходимо учитывать их взаимовлияние, приводящее к развитию так называемых связанных форм, сочетающих общие и местные прогибы. При этом следует различать два основных класса стержней: 1) стержни, близкие к равноустойчивым по общей и местной формам; 2) стержни с предварительным местным выпучиванием (критические напряжения для местного выпучивания значительно ниже, чем для общего).

В первом случае стадии местного и общего выпучивания нельзя разделить — при некоторой нагрузке наступает связанное выпучивание, сопровождающееся, как правило, резким падением нагрузки. Эффективная аналитическая модель для этого класса стержней, учитывающая влияние местных и общих несовершенств, может быть построена на основе асимптотического метода В. Койтера (для сжатых стержней закрытого поперечного сечения решение представлено в [3]).

Во втором случае указанные стадии разделяются, но на обеих стадиях существенно взаимовлияние общих и местных прогибов. Физическая сторона этого взаимодействия достаточно очевидна. 1. Влияние общего прогиба на местную форму. Общий докритический изгиб, обусловленный общим начальным несовершенством, эксцентриситетом приложения силы, приводит к перераспределению напряжений по сечению, которое способствует местному выпучиванию. 2. Влияние местного выпучивания на общую потерю устойчивости. После местного выпучивания существенно уменьшается эффективная изгибная жесткость сечения и, кроме того, меняется эксцентриситет нагрузки, так как смещается эффективный центр жесткости сечения из-за различных «эффективных ширин» пластин, составляющих стержень.

Длительное время в исследованиях устойчивости стержней с предварительным местным выпучиванием стенок учитывалась лишь

одна из двух отмеченных сторон взаимодействия форм (как правило, вторая [5]). В тех же работах, в которых учитывалось взаимное влияние двух форм, обходился наиболее сложный этап расчета (произвольно назначался коэффициент устойчивости для местной формы [8, 9]).

В данной работе изложено решение задачи о связанной потере устойчивости тонкостенных стержней, относящихся ко второму классу, при внецентренном сжатии, учитывающее обе стороны взаимодействия форм. Для конкретности рассматриваются стержни закрытого поперечного сечения (преимущественно прямоугольного).

Решение включает следующие этапы: а) расчет общего докритического изгиба; б) расчет местной устойчивости с учетом общего изгиба; в) расчет редуцированной жесткости после местного выпучивания; г) расчет послекритической ветви общего изгиба и определение предельной нагрузки.

Общий докритический изгиб. Рассмотрим тонкостенный стержень длины L прямоугольного поперечного сечения, шарнирно-опертый на краях и нагруженный сжимающей силой P , приложенной с эксцентриситетом e (рис. 1). Общее несовершенство принимаем в виде

$$w_0(x) = w_0 \cos \left[\pi \left(x - \frac{L}{2} \right) / L \right]. \quad (1)$$

Дифференциальное уравнение общего докритического изгиба

$$EI w_{,xx} + Pw = -P[w_0(x) + e] \quad (2)$$

(I — момент инерции относительно оси минимальной изгибной жесткости; w — дополнительный прогиб; $w + w_0$ — полный прогиб) имеет решение

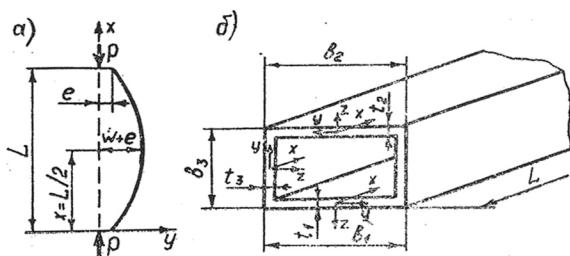


Рис. 1. Схема нагружения (а) и профиль тонкостенного стержня (б)

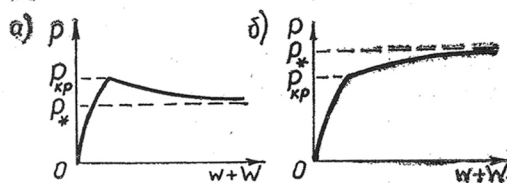


Рис. 2. Равновесные ветви внецентренно сжатого тонкостенного стержня при различном соотношении $P_{кр}$ и P_*

$$w = \frac{w_0 P}{P_3 - P} \cos \frac{\pi}{L} \left(x - \frac{L}{2} \right) + e \left[\frac{\cos \sqrt{\frac{P}{EI}} \left(x - \frac{L}{2} \right)}{\cos \sqrt{\frac{P}{EI}} \frac{L}{2}} - 1 \right], \quad (3)$$

где $P_3 = \pi^2 EI / L^2$ — эйлерова критическая нагрузка.

Максимальный прогиб (при $x = L/2$) запишется

$$w_{\max} = \frac{w_0 P}{P_3 - P} + e \left[\sec \sqrt{\frac{P}{EI}} \frac{L}{2} - 1 \right]. \quad (4)$$

Определение критической нагрузки местного выпучивания. Задача о местном выпучивании с учетом общего изгиба сводится к расчету местной формы при действии продольной силы P и изгибающего момента M , причем отношение M к P не является величиной постоянной, а зависит от P в соответствии с (3). Последнее обстоятельство при решении задачи итеративным методом практически не усложняет решения.

Для каждой из пластин, составляющих сечение стержня (рис. 1, б), решение известного дифференциального уравнения устойчивости принимается в виде

$$w = t^0 w(\eta) \sin m\pi\xi, \quad (5)$$

где $\eta = y/L$, $\xi = x/L$, t^0 — максимальная из толщин пластин; m — число продольных полуволн местной формы (ввиду образования большого числа полуволн граничные условия на нагруженных краях несущественны).

Относительно функции $w(\eta)$ получаем обыкновенное дифференциальное уравнение

$$w_{,\eta\eta\eta\eta} - 2(m\pi)^2 w_{,\eta\eta} + (m\pi)^2 \left((m\pi)^2 - \frac{\sigma_x t}{D} \right) w = 0. \quad (6)$$

Здесь σ_x — продольное напряжение (положительное при сжатии); $D = Et^3/12(1-\nu^2)$; остальные обозначения общеприняты.

При наличии изгибающего момента, обусловленного общим изгибом, напряжения σ_x оказываются переменными по длине. Ввиду коротковолнового характера местной формы расчет местной устойчивости производим по наиболее нагруженному среднему участку, т. е. напряжения в поперечных сечениях принимались такими же, как и при $x = L/2$.

При постоянном по ширине пластины напряжении σ_x для полог, параллельных нейтральной оси, решение уравнения (6) имеет вид

$$w(\eta) = C_1 \operatorname{ch} k_1 \eta + C_2 \operatorname{sh} k_1 \eta + C_3 \operatorname{ch} k_2 \eta + C_4 \operatorname{sh} k_2 \eta, \quad (7)$$

где $k_{1,2} = \pm m\pi \sqrt{1 + \mu}$; $\mu = \sqrt{\sigma_x t/D}/m\pi$.

В случае мнимого k_2 соответствующие гиперболические функции заменяются на тригонометрические ($k_2 = ik_2^*$):

$$w(\eta) = C_1 \operatorname{ch} k_1 \eta + C_2 \operatorname{sh} k_1 \eta + C_3 \cos k_2^* \eta + C_4 \sin k_2^* \eta. \quad (8)$$

Решение (7) приводит к следующей связи между значениями обобщенных усилий и перемещений на продольных краях 1 и 2:

$$(w^{(2)}, w_\eta^{(2)}, M_0^{(2)}, Q_0^{(2)})^T = \frac{1}{\tau_2 - \tau_1} [G] \cdot (w^{(1)}, w_\eta^{(1)}, M_0^{(1)}, Q_0^{(1)})^T, \quad (9)$$

где $M_0 = M/EL\delta$, $Q_0 = Q/E\delta$ — безразмерные амплитуды изгибающего момента и поперечной силы; $\delta = t^3/12(1-\nu^2)$; индекс «т» обозначает транспонирование; $[G]$ — матрица с элементами:

$$g_{11} = \tau_1 \operatorname{ch} k_2 \eta - \tau_2 \operatorname{ch} k_1 \eta; \quad g_{12} = \frac{\tau_1}{k_1} \operatorname{sh} k_1 \eta - \frac{\tau_2}{k_2} \operatorname{sh} k_2 \eta;$$

$$g_{21} = \tau_1 k_2 \operatorname{sh} k_2 \eta - \tau_2 k_1 \operatorname{sh} k_1 \eta; \quad g_{22} = \tau_1 \operatorname{ch} k_1 \eta - \tau_2 \operatorname{ch} k_2 \eta;$$

$$g_{31} = \tau_1 \tau_2 (\operatorname{ch} k_1 \eta - \operatorname{ch} k_2 \eta); \quad g_{32} = \frac{\tau_2^2}{k_2^2} \operatorname{sh} k_2 \eta \frac{\tau_1^2}{k_1^2} \operatorname{sh} k_1 \eta;$$

$$g_{41} = \tau_1^2 k_2 \operatorname{sh} k_2 \eta - \tau_2^2 k_1 \operatorname{sh} k_1 \eta; \quad g_{42} = g_{31};$$

$$g_{13} = \operatorname{ch} k_2 \eta - \operatorname{ch} k_1 \eta; \quad g_{14} = \frac{\operatorname{sh} k_2 \eta}{k_2} - \frac{\operatorname{sh} k_1 \eta}{k_1};$$

$$g_{23} = k_2 \operatorname{sh} k_2 \eta - k_1 \operatorname{sh} k_1 \eta; \quad g_{24} = g_{13}; \quad g_{34} = g_{12};$$

$$g_{33} = g_{22}; \quad g_{43} = g_{21}; \quad g_{44} = g_{11}.$$

Здесь $\tau_1 = k_1^2 - \nu(m\pi)^2$; $\tau_2 = k_2^2 - \nu(m\pi)^2$.

Стенки с линейно-переменными по ширине напряжениями σ_x разбивались на несколько полос, в пределах которых напряжения принимались постоянными, и для каждой из полос использовалось решение вида (9). Соответствующая матрица $[G_0]$ для всей стенки получалась перемножением матриц для всех полос. Как показали расче-

ты, для рассмотренных вариантов достаточным было разбиение стенки на пять полос одинаковой ширины.

Условия сопряжения для двух смежных пластин

$$w_{\eta,i}^{(k)} = w_{\eta,j}^{(k)}; M_{0,i}^{(k)} = -M_{0,j}^{(k)} \quad (10)$$

($k=1, 2$ — номер края пластины; i, j — номера смежных пластин) приводят к системе однородных уравнений относительно $w_{\eta}^{(k)}$ и к соответствующему характеристическому уравнению.

Составление этих уравнений облегчается, если перейти к матрице $[B]$, связывающей векторы обобщенных усилий на обоих краях с вектором соответствующих обобщенных перемещений:

$$(M_0^{(1)}, Q_0^{(1)}, M_0^{(2)}, Q_0^{(2)})^T = [B] (w_{\eta}^{(1)}, w_{\eta}^{(1)}, w_{\eta}^{(2)}, w_{\eta}^{(2)})^T. \quad (11)$$

Разбивая матрицы $[G]$ и $[B]$ на блоки

$$[G] = \begin{pmatrix} [G_1] & [G_2] \\ [G_3] & [G_4] \end{pmatrix}, \quad [B] = \begin{pmatrix} [B_1] & [B_2] \\ [B_3] & [B_4] \end{pmatrix},$$

получим

$$\begin{pmatrix} M_0 \\ Q_0 \end{pmatrix}^{(1)} = [B_1] \begin{pmatrix} w \\ w_{\eta} \end{pmatrix}^{(1)} + [B_2] \begin{pmatrix} w \\ w_{\eta} \end{pmatrix}^{(2)}; \\ \begin{pmatrix} M_0 \\ Q_0 \end{pmatrix}^{(2)} = [B_3] \begin{pmatrix} w \\ w_{\eta} \end{pmatrix}^{(1)} + [B_4] \begin{pmatrix} w \\ w_{\eta} \end{pmatrix}^{(2)}, \quad (12)$$

где

$$[B_1] = -[G_2]^{-1}[G_1]; \quad [B_2] = [G_2]^{-1}; \\ [B_3] = [G_3] - [G_4][G_2]^{-1}[G_1]; \quad [B_4] = [G_4][G_2]^{-1}$$

(для полых матрица $[B]$ сводится к матрице $[H]$, приведенной в [2].

Из уравнения (12) получаем выражения для изгибающих моментов на краях пластин ($[B_k] = \{b_{ij}^k\}$):

$$M^{(1)} = b_{12}^I w_{\eta}^{(1)} + b_{12}^{II} w_{\eta}^{(2)}; \quad M^{(2)} = b_{12}^{III} w_{\eta}^{(1)} + b_{12}^{IV} w_{\eta}^{(2)}. \quad (13)$$

Для полых в силу симметрии прогиба $w_{\eta}^{(1)} = -w_{\eta}^{(2)}$. Тогда условия сопряжения (10) приводят к системе

$$\begin{cases} (h_{22,1}^{III} + b_{12,3}^I) w_{\eta,3}^{(1)} + b_{12,3}^{II} w_{\eta,3}^{(2)} = 0; \\ -b_{12,3}^{III} w_{\eta,3}^{(1)} + (h_{22,2}^{III} - b_{12,3}^{IV}) w_{\eta,3}^{(2)} = 0, \end{cases} \quad (14)$$

из которой следует характеристическое уравнение, определяющее критическую силу местной потери устойчивости $P_{кр}$ с учетом общего докритического изгиба (после целочисленной минимизации по числу продольных полуволн):

$$(h_{22,1}^{III} + b_{12,3}^I) (h_{22,2}^{III} - b_{12,3}^{IV}) + b_{12,3}^{II} b_{12,3}^{III} = 0. \quad (15)$$

Определение жесткостных характеристик сечения после местной потери устойчивости. Местное выпучивание приводит к скачкообразному (или очень быстрому) изменению эффективных жесткостей составляющих сечение пластин, что, в свою очередь, приводит к смещению эффективного центра жесткости сечения. Так как редуцированный коэффициент (или приведенная ширина) для каждой из пластин, упруго закрепленных на линиях соединения, могут быть определены лишь приближенно (точные теоретические решения относятся к случаям граничных условий шарнирного опирания или защемления), для их определения в работе использовались приближенные значения (оценки снизу), полученные в работе [6] (см. также [8]):

$$f = 1 - (\bar{g}^2)^2 / \bar{g}^4, \quad (16)$$

где $g(y)$ — поперечный профиль местной формы выпучивания, а черта сверху обозначает среднее значение соответствующей величины:

$$\bar{g}^2 = \frac{1}{b} \int_{-b/2}^{b/2} g^2(y) dy, \quad \bar{g}^4 = \frac{1}{b} \int_{-b/2}^{b/2} g^4(y) dy. \quad (17)$$

Так как изменение профиля $g(y)$ с ростом нагрузки не учитывается, редуцированный коэффициент оказывается постоянным для каждой пластины. Умножая ширину каждой пластины на соответствующий коэффициент, получаем «эффективное» сечение стойки, для которого определяется смещение эффективного центра жесткости $e_{кр}$ и редуцированный момент инерции I_* .

Общий изгиб после местного выпучивания. Дифференциальное уравнение общего изгиба после местного выпучивания можно получить вариационным методом, принимая в качестве обобщенной силы внутренний изгибающий момент $M = M_{кр} + EI_*(\chi - \chi_{кр})$, где χ — кривизна; $M_{кр}$ и $\chi_{кр}$ — значения изгибающего момента и кривизны при $P = P_{кр}$:

$$EI_* W_{xx} + PW = (P_{кр} - P)(w_0 + w_{кр} + e + e_{кр}). \quad (18)$$

Здесь W — дополнительный прогиб после местного выпучивания (полный прогиб равен $w_0 + w_{кр} + W$), $w_{кр}$ определяется выражением (4) при $P = P_{кр}$. Заметим, что в уравнении, полученном в работе [8], некоторые слагаемые в правой части пропущены. Решение уравнения (18) ввиду громоздкости здесь не приводится. Приведем выражение для максимального прогиба (при $x = L/2$):

$$w_{\max} = w_0 \frac{1 - \frac{P_{кр}}{P}}{\left(1 - \frac{P}{P_*}\right)\left(\frac{P_*}{P} - 1\right)} + e \frac{1 - \frac{P_{кр}}{P}}{1 - \frac{P_{кр}}{P} \frac{I_*}{I}} \left[\frac{1}{\cos \sqrt{\frac{P}{EI_*}} \frac{L}{2}} - \frac{1}{\cos \sqrt{\frac{P_{кр}}{EI}} \frac{L}{2}} \right] \quad (19)$$

где $P_* = \pi^2 EI_*/L^2$ — «редуцированная» эйлерова нагрузка. В зависимости от соотношения между $P_{кр}$ и P_* равновесная ветвь (19) может быть нисходящей ($P_* < P_{кр}$) или восходящей ($P_* > P_{кр}$). В первом случае (рис. 2, а) несущая способность определяется величиной $P_{кр}$ или (если на докритическом участке в наиболее нагруженной полке напряжения превысят предел упругости) нагрузкой начала пластического деформирования. Во втором случае (рис. 2, б) предельная нагрузка определяется началом пластического деформирования в догружаемой полке. Эта нагрузка может достигаться на до- или после-критическом участке равновесной ветви.

Если пластические деформации начинаются на докритическом участке, данный подход сводится к известной процедуре Айртона — Перри, в соответствии с которой исчерпание несущей способности стержня связывается с достижением максимальными напряжениями (суммарными напряжениями сжатия и изгиба) предела текучести.

Численный анализ. а) Влияние общего докритического прогиба на местную устойчивость стержня изучалось на стойках различной геометрии. Как показывают расчеты, это влияние существенно зависит от гибкости стержня. На рис. 3 приведены зависимости безразмерной критической нагрузки местного выпучивания $P \cdot 10^3 / EA$ (A — площадь сечения) от параметра e/b_2 (при $w_0 = 0$) для стержней прямоугольного поперечного сечения с параметрами $b_2 = 2 \cdot b_1 = 41,6$ мм, $t_2 = t_1 = 0,95$ мм при различных значениях длин (сплошные линии): 1 — гибкость $\lambda = 32$ ($b_1/L = 0,0416$, $t_1/L = 0,0019$); 2 — $\lambda = 64$ ($b_1/L = 0,0208$, $t_1/L = 0,00095$); 3 — $\lambda = 96$ ($b_1/L = 0,0139$, $t_1/L = 0,00063$). Для сравнения пунктирной линией показана та же зависимость, рассчитанная без учета общего докритического прогиба (для $\lambda = 96$ критическое напряжение общей формы при $e = 0$ меньше, чем критическое напряжение местной формы). Кривая 2 соответствует стойке, равноустойчивой по общей и местной формам при чистом сжатии. Влияние общего прогиба, незначительное для «коротких» стержней, становится весьма большим для стоек, близких к равноустойчивым (снижение примерно на 40 % при $e/b_2 = 0,5$).

б) Соотношение между критической нагрузкой местного выпучивания, эйлеровой нагрузкой и «редуцированной» эйлеровой нагрузкой при различных гибкостях стержня рассматривалось на примере стержня квадратного сечения с одинаковыми толщинами стенок ($b/t=80$) при эксцентриситете нагрузки $e=0,3 \cdot b_2$ ($w_0=0$). На рис. 4 построены зависимости безразмерного параметра нагрузки от гибкости: кривая 1 — эйлерова нагрузка, 2 — местное выпучивание без учета докритического общего изгиба, 3 — местное выпучивание с учетом влияния докритического общего изгиба, 4 — «редуцированная» эйлерова нагрузка. Редукционные коэффициенты для догружаемой полки и стенки равны соответственно 0,44 и 0,49 и слабо зависят от длины стержня. Пунктирная кривая 5 представляет безразмерные напряжения $\sigma^* = \sigma \cdot 10^3 / E$ в догружаемой полке при нагрузке $P = P_{кр}$ и иллюстрирует различие между максимальными и средними (кривая 3) напряжениями в сечении.

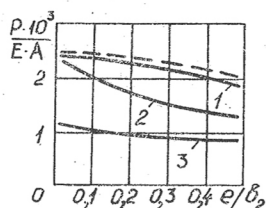


Рис. 3. Зависимость критической нагрузки местного выпучивания от эксцентриситета нагружения для стержней различной гибкости

1 — $\lambda=32$; 2 — $\lambda=64$; 3 — $\lambda=96$

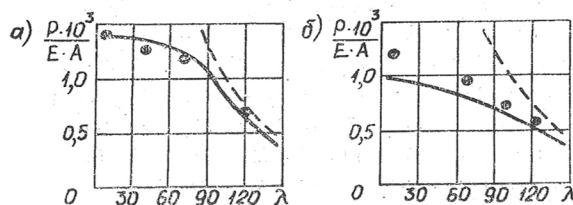


Рис. 5. Сравнение теоретических результатов с экспериментальными данными

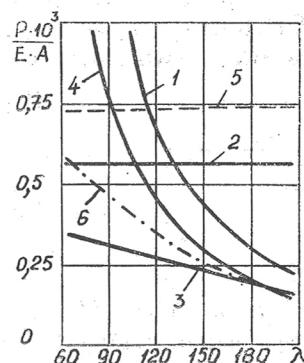


Рис. 4. Критическая нагрузка местного выпучивания, эйлерова, «редуцированная» эйлерова и предельная нагрузки внецентренно сжатого стержня квадратного сечения ($b/t=80$; $e=0,3b_2$)

Значение $\lambda=190$ разделяет два диапазона гибкостей — с ниспадающей ($P_* < P_{кр}$) и восходящей ($P_* > P_{кр}$) характеристиками после точки $P = P_{кр}$. Если соответствующая точка кривой 5 ниже предела текучести, то при $\lambda > 190$ несущая способность определяется кривой 3; при $\lambda < 190$ предельная нагрузка лежит между кривыми 3 и 4. Если же точка кривой 5 выше предела текучести, то предельная нагрузка будет ниже значения, определяемого кривой 3. Штрихпунктирной линией 6 показана предельная нагрузка для предела текучести, соответствующего значению $\sigma_t/E \cdot 10^3 = 3$ (при $\lambda > 190$ эта линия совпадает с кривой 3).

в) Выполнено сравнение с результатами экспериментальных исследований, проведенных Де-Вулфом и другими в 1973 г. и представленными, в частности, в работе [9]. Испытывались центрально-нагруженные тонкостенные стержни коробчатого сечения, изготовленные из двух соединенных гнутых швеллеров, с толщиной полки $t_1 = 1,47$ мм (толщина стенки $t_2 = 2t_1$), шириной стенки $b_2 = 50,8$ мм, с различными шириной полки b_1 и длиной. Предел текучести материала $\sigma_t = 288$ МПа.

Результаты сравнения данного теоретического решения с экспериментальными данными представлены на рис. 5 для двух серий образцов с $b_1 = 88,9$ мм (рис. 5, а) и $b_1 = 127$ мм (рис. 5, б). Сплошная

линия — расчетное значение безразмерной предельной нагрузки при начальном несовершенстве $\omega_0 = L/1000$ (действительные значения погиби в работе [9] не приведены). Пунктирная кривая соответствует эйлеровым напряжениям. Кружками показаны экспериментальные значения разрушающей нагрузки для различных значений гибкости λ . При $\lambda < 90$ послекритическая ветвь оказывается восходящей (предельная нагрузка $P_{пр}$ лежит между $P_{кр}$ и P_* и существенно зависит от предела текучести), при $\lambda > 90$ — ветвь нисходящая и $P_{пр} = P_{кр}$.

Соответствие между экспериментальными и теоретическими данными является весьма хорошим. Аналогичные результаты были получены и для других серий образцов. Это свидетельствует о том, что данная теоретическая модель отражает наиболее важные черты процесса выпучивания реальных тонкостенных стержней и может использоваться для практических расчетов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Койтер В. Т. Устойчивость и закритическое поведение упругих систем//Механика: — 1960. — № 5. — С. 99—110.
2. Маневич А. И. Устойчивость оболочек и пластин с ребрами таврового профиля//Строительная механика и расчет сооружений. — 1985. — № 2. — С. 34—38.
3. Маневич А. И., Ракша С. В. Связанная потеря устойчивости сжатых тонкостенных стержней закрытого поперечного сечения//Прикладная механика. — Т. 29. — № 2. — С. 62—68.
4. Твергард В. Поведение пластинок и оболочек при выпучивании//Теоретическая и прикладная механика: Тр. XIV международного конгресса IUTAM. — М.: Мир, 1979. — С. 495—527.
5. Bijlaard P. P., Fischer G. P. Column strength of H-sections and square tube in postbuckling range of component plates. NACA, TN-2994, 1954.
6. Koiter W. T., Pignataro M. A general theory for the interaction between local and overall buckling of stiffened panels. WTHD N 83, 1976. — 49 p.
7. Neut A. van der. The interaction of local buckling and column failure of thin-walled compression members//Proc. 12 Int. Congr. Appl. Mech. (Stanford Univ., 1968), Springer-Verlag, 1969. — P. 389—399.
8. Reis A. J. Interactive buckling in thin-walled structures//Developments in Thin-Walled Structures-3 (ed. J. Rhodes and A. C. Walker). Chapter 7. 1987. — P. 237—279.
9. Roorda J. Buckling behaviour of thin-walled columns//Canadien J. Civ. Eng. — V. 15. 1988. — P. 107—116.
10. Skaloud M., Zornerowa M. Experimental investigation into the interaction of the buckling of compressed thin-walled columns with the buckling of their plate elements//Acta technica, CSAV. — 1970. — N 4. — P. 389—424.
11. Walker A. C. Interactive buckling of structural components//Science Progress. — V. 62. N 248. — P. 579—597.