

МИНИСТЕРСТВО СТРОИТЕЛЬСТВА ПРЕДПРИЯТИЙ
НЕФТЕЙНОЙ И ГАЗОВОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ

Всесоюзный научно-исследовательский институт
по строительству магистральных трубопроводов

-ВНИИСТ-



РЕКОМЕНДАЦИИ

ПО РАСЧЕТУ УСИЛИЙ
ВНУТРЕННЕГО ЦЕНТРАТОРА
ДЛЯ СБОРКИ ТРУБ
С НАЧАЛЬНОЙ ОВАЛЬНОСТЬЮ
СЕЧЕНИЙ

P 541-84



Москва 1986

УДК 621.643:621.791

В настоящих Рекомендациях изложена методика расчета разжимных усилий центрирующего ряда внутреннего центратора с учетом овальности сечений свариваемых труб.

Данные Рекомендации предназначены для инженерно-технических и научных работников, занимающихся расчетом и проектированием оборудования для сварочно-монтажных работ.

Рекомендации разработали сотрудники отдела прочности и надежности конструкций трубопроводов ВНИИСТА А.А.Никитин, В.П.Черный и сотрудник лаборатории математических методов исследований ВНИИСТА Т.А.Першина.



Всесоюзный научно-исследовательский институт
по строительству магистральных трубопроводов
(ВНИИСТ), 1985

Министерство строительства предпринятий нефтяной и газовой промышленности	Рекомендации по расчету усийий внутреннего центратора для сборки труб с начальной овальностью сечений	P 54I-84 Впервые
---	---	---------------------

I. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

I.1. Данние Рекомендаций дают возможность определять наибольшую допустимую овальность труб из условия, что при их сборке материал труб работает только в упругой области; необходимую силу разжатия центрирующего ряда внутреннего центратора для выправления овальности.

I.2. Разработка настоящих Рекомендаций вызвана необходимости проектирования внутренних центраторов для труб большого диаметра с учетом их начальной овальности.

I.3. В Рекомендациях рассмотрены силы взаимодействия между кинками одного центрирующего ряда центратора и внутренней поверхностью трубы с начальной овальностью сечений.

I.4. Настоящие Рекомендации разработаны с использованием положений, изложенных в работе [1], и результатов, полученных при рассмотрении напряженного состояния полубесконечной цилиндрической оболочки, к которой применены самоуравновешенные нагрузки, распределенные ядом периметра одного и того же поперечного сечения [2], [3]. Самоуравновешенные поверхностные нагрузки при сборке труб возникают от действия центратора на внутреннюю поверхность труб.

Внесены ВНИИСТом, отделом прочности и надежности трубопроводов	Утверждены ВНИИСТом II апреля 1984 г.	Срок введения с 1 января 1986 г.
--	--	--

2. МЕТОДИКА РАСЧЕТА УСИЛИЙ ВНУТРЕННЕГО ЦЕНТРАТОРА ПРИ ВЫПРАВЛЕНИИ НАЧАЛЬНОЙ ОВАЛЬНОСТИ ТОРЦА ТРУБЫ

Основные допущения

2.1. Прямая труба (полубесконечная круговая цилиндрическая оболочка) имеет средний радиус сечения R и толщину стенки h (рис. I).

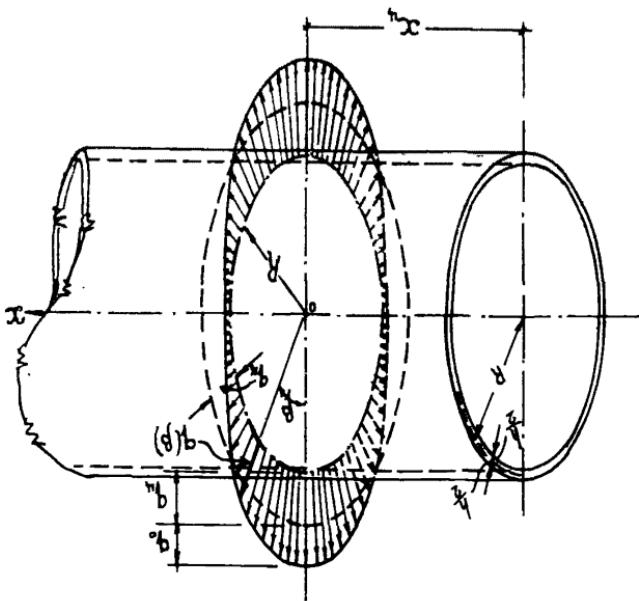


Рис. I. Схема нагрузок при выпрямлении начальной овальности полубесконечной цилиндрической оболочки

2.2. Деформации трубы обозначены в безразмерных продольной и угловой координатах $\alpha = x/R$, β (см. рис. I). Компо-

менты перемещения произвольной точки срединной поверхности трубы по направлениям координат α , β и по нормали к срединной поверхности обозначены соответственно через u_x , v и w .

2.3. Труба имеет начальную овальность сечений, которую можно представить зависимостью

$$w_h = -(w_o)_h \cos 2\beta, \quad (1)$$

где $(w_o)_h$ – амплитудное значение начальных нормальных перемещений.

2.4. Материал трубы однородный изотропный и подчиняется закону Гука вплоть до достижения им предела текучести; влияние двухосного напряженного состояния не учитываем.

2.5. Сечение трубы удовлетворяет условию тонкостенности оболочек

$$1 + h/R \approx 1 \quad (2)$$

2.6. Нормальные составляющие сил взаимодействия между центрирующим рядом и внутренней поверхностью трубы на всех стадиях нагружения принимаем непрерывно распределенными вдоль периметра производящей окружности по закону

$$q(\beta) = q_4 + q_a \cos 2\beta; \quad (3)$$

$$q_4 = q_4 / 2\pi R; \quad q_a = 2q_4,$$

где q_4 – суммарное усилие хомутов центрирующего ряда;

ζ – коэффициент, близкий к единице ($\zeta \leq 1$).

Плоскость, в которой действуют разжимные силы, отстоит от торца трубы на расстоянии x_4 (см.рис.1).

2.7. В связи с тем, что перемещение хомутов центратора происходит только в радиальном направлении, а точки срединной поверхности при выпрямлении овальности перемещаются как в радиальном, так и в касательном направлениях к средней линии сечения трубы, то между поверхностью хомутов центрирующего ряда и поверхностью трубы, кроме нормальных усилий, возникают также силы трения T , определяемые выражением

$$T = q(\beta) k_{tp} \sin 2\beta, \quad (4)$$

где k_{tp} – коэффициент трения.

Подставляя в формулу (4) вместо нормальных сил их выражение в соответствии с формулой (3), получим:

$$T = K_{tr} q_4 \sin 2\beta + \frac{1}{2} K_{tr} q_0 \sin 4\beta. \quad (5)$$

В дальнейшем следует ограничиться только первым слагаемым формулы (5), так как изгиб по четвертой гармонике не реализуется в силу того, что начальная овальность описывается выражением (1), а химки всегда располагаются по поверхности кругового цилиндра и поэтому:

$$T \approx K_{tr} q_4 \sin 2\beta. \quad (6)$$

2.8. Ширину химков (размер вдоль оси трубы) центрирующего ряда принимаем малой по сравнению с размерами трубы, что позволяет исключить из рассмотрения распределение усилий вдоль оси трубы.

2.9. Принимаем в расчетах, что постоянная (кольцевая) и косинусоидальная составляющие нормальных сил взаимно не влияют на вызываемые ими напряженно-деформированное состояния трубы, и в расчете их воздействия суммируем. Такое допущение вытекает из предположения, что в конечной стадии нагружения поперечное сечение трубы, совпадающее с плоскостью центрирующего ряда, не имеет овальности.

О теории расчета цилиндрических оболочек на самоуравновешенную нагрузку

2.10. Всякую произвольную самоуравновешенную нормальную нагрузку $Z(\beta)$, приложенную к поверхности цилиндрической круговой оболочки, можно представить в виде ряда элементарных нагрузок Z_n :

$$Z(\beta) = Z_0 + \sum_{n=2}^{\infty} Z_n = Z_0 + \sum_{n=2}^{\infty} (Z_n)_0 \cos n\beta. \quad (7)$$

2.11. Исходя из рассмотрения условий равновесия элемента оболочки $Rd\alpha \times Rd\beta$ и условий совместности деформаций, в работе [1] показано, что решение задачи о расчете цилиндрической оболочки кругового очертания, нагруженной нормальной поверхностной нагрузкой Z_n , сводится к одному разрешающему дифференциальному уравнению, которое имеет вид:

$$(\nabla^2 \nabla^2 + 2\nabla^2 + 1) \nabla^2 \nabla^2 \phi + \frac{1-\nu^2}{C^2} \frac{\partial^4 \phi}{\partial \alpha^4} = \frac{Z_n R^4}{D}, \quad (6)$$

где $\nabla^2 \nabla^2 = \frac{\partial^2}{\partial \alpha^2} + \frac{\partial^2}{\partial \beta^2}$;

$D = Eh^3/12(1-\nu^2)$ - цилиндрическая жесткость;

ϕ - по терминологии [1], основная функция;

ν - коэффициент Пуассона;

E - модуль упругости;

$$C^2 = h^2/12R^2.$$

2.12. Компоненты напряженно-деформированного состояния элемента оболочки определяют по формулам:

$$u_x = \frac{\partial^3 \phi}{\partial \alpha \partial \beta^2} - \nu \frac{\partial^3 \phi}{\partial \alpha^3}; \quad v = -\frac{\partial^3 \phi}{\partial \beta^3} - (2+\nu) \frac{\partial^3 \phi}{\partial \alpha^2 \partial \beta};$$

$$w = \nabla^2 \nabla^2 \phi; \quad \dot{w} = \frac{1}{R} \frac{\partial w}{\partial \alpha};$$

$$N_1 = \frac{Eh}{R} \frac{\partial^4 \phi}{\partial \alpha^2 \partial \beta^2};$$

$$N_2 = \frac{Eh}{R} \left[\frac{\partial^4 \phi}{\partial \alpha^4} + \frac{1-\nu^2}{C^2} \left(\frac{\partial^2}{\partial \beta^2} + 1 \right) w \right];$$

$$S_1 = S_2 = S = - \frac{Eh}{R} \frac{\partial^4 \phi}{\partial \alpha^3 \partial \beta};$$

$$M_1 = \frac{D}{R^2} \left[\frac{\partial^2}{\partial \alpha^2} + \nu \left(1 + \frac{\partial^2}{\partial \beta^2} \right) \right] w;$$

$$M_2 = \frac{D}{R^2} \left(1 + \frac{\partial^2}{\partial \beta^2} + \nu \frac{\partial^2}{\partial \alpha^2} \right) w;$$

$$M_{12} = M_{21} = - \frac{D}{R^2} (1-\nu) \frac{\partial^2 w}{\partial \alpha \partial \beta};$$

$$Q_1 = - \frac{D}{R^3} \frac{\partial}{\partial \alpha} (\nabla^2 + \nu) w; \quad Q_2 = - \frac{D}{R^3} \frac{\partial}{\partial \beta} (\nabla^2 + 1) w;$$

- где u_x , v , w - компоненты перемещений в продольном, касательном и нормальном направлениях;
 θ_1 - угол поворота нормали к элементу оболочки в продольном направлении;
 N_1, N_2 - нормальная сила соответственно в продольном и окружном направлениях;
 S - сдвиговая сила;
 M_1, M_2 - изгибающие моменты в продольном и попечечном направлениях;
 M_{T2} - крутящий момент;
 Q_1, Q_2 - попечечные силы в продольном и попечечном направлениях.

Выражения (9) отличаются от соответствующих выражений технической теории тонких оболочек В.С.Власова [1] дополнительными членами в формулах для M_1 , M_2 , Q_1 и Q_2 , которые были введены в [3] на основании анализа формул.

2.13. Анализ уравнения (8) показывает, что в случае действия на тонкостенные цилиндрические оболочки нагрузок с малой (по классификации [4]) изменяемостью вдоль контура попечечного сечения ($n < 4$) можно рекомендовать пользоваться более простым приближенным дифференциальным уравнением ([3]):

$$\frac{d^6\phi}{d\alpha^6} + \frac{1-\nu^2}{c^2} \frac{d^4\phi}{d\alpha^4} + \left(\frac{d^6}{d\beta^6} + 2 \frac{d^6}{d\beta^4} + \frac{d^4}{d\beta^4} \right) \phi = z_n R^4 / D. \quad (10)$$

В случае, если нагрузка z_n не зависит от продольной координаты, основную функцию $\phi(\alpha, \beta)$ выбираем в виде

$$\phi = \phi(\alpha) \cos p\beta. \quad (11)$$

После подстановки (11) в (10) получаем обыкновенное линейное дифференциальное уравнение с постоянными коэффициентами и постоянной правой частью

$$\frac{d^6\phi}{d\alpha^6} + \frac{1-\nu^2}{c^2} \frac{d^4\phi}{d\alpha^4} + n^4(n^2-1)\phi = \frac{(z_n)_0 R^4}{D}, \quad (12)$$

характеристическое уравнение которого

$$z^6 + \frac{1-\nu^2}{c^2} z^4 + n^4(n^2-1)^2 = 0 \quad (13)$$

имеет корни

$$z_{1-4} = t(\pm 1 \pm i), \quad z_{5-8} = u(\pm 1 \pm i), \quad (14)$$

где $t = n\sqrt{(\pi^2 - 1)/2a}$; $u = \sqrt{a/2}$; $a = \frac{\sqrt{1 - V^2}}{G}$.

2.14. Функция $\varphi(\alpha)$ в (II) с учетом (I4) для бесконечной оболочки принимает вид:

$$\varphi = \varphi(\alpha) = C_1 U(t\alpha) + C_2 T(t\alpha) + C_3 U(u\alpha) + C_4 T(u\alpha) + \varphi^*, \quad (I5)$$

где

$$U() = e^{-t} \sin(); \quad T() = e^{-t} \cos(); \quad \text{- затухающие функции;}$$

$$\varphi^* = R^4 (Z_n)_0 / \mu^4 (\mu^2 - 1)^2 D \quad \text{- частное решение уравнения (I2);}$$

$$C_j (j = 1, 2, 3, 4) \quad \text{- произвольные постоянные.}$$

Подставив выражение (I5) в формулу (9) и суммируя члены при затухающих функциях, получим для всех составляющих перемещений и внутренних сил в цилиндрической оболочке от нагрузки, распределенной по закону $Z_n(\beta) = (Z_n)_0 \cos \beta$, однаково - вме по структуре соотношения [2, 3] :

$$H = Z_H \left\{ C_1 [K_{1H} U(t\alpha) + K_{2H} T(t\alpha)] + C_2 [-K_{2H} U(t\alpha) + \right. \\ \left. + K_{1H} T(t\alpha)] + C_3 [K_{3H} U(u\alpha) + K_{4H} T(u\alpha)] + \right. \\ \left. + C_4 [-K_{4H} U(u\alpha) + K_{3H} T(u\alpha)] + K_{5H} \varphi^* \right\} F_n(\beta), \quad (I6)$$

где H - условное обозначение любого из компонентов, перемещений, внутренних сил и моментов;

Z_H, K_{jH} ~~($j=1, 2, 3, 4$)~~ коэффициенты, выражения для вычисления которых при $H = 2$, приведены в табл. I;

$F_n(\beta)$ - тригонометрическая функция, принимаемая также согласно табл. I.

Таблица I

Значения тригонометрических функций

H	Выражения для вычисления коэффициентов формулы (I6)				$\mathcal{F}_n(\beta)$
	ζ_H	K_{1H}	K_{2H}	K_{3H}	
u_x	1	$4t - 2\sqrt{v}t^3$	$-4t - 2\sqrt{v}t^3$	0	$\cos 2\beta$
v	1	-8	$-4(2+v)t^2$	-8	$\sin 2\beta$
w	1	$16 - 4t^4$	$16t^2$	16	$\cos 2\beta$
ϑ	$1/R$	$4t^5 - 16t^3 - 16t$	$-4t^5 - 16t^3 + 16t$	0	$\cos 2\beta$
s	$-\frac{E\hbar}{R}$	$-4t^3$	$-4t^3$	0	$\sin 2\beta$
N_1	$\frac{E\hbar}{R}$	0	$8t^2$	0	$\cos 2\beta$
N_2	$\frac{E\hbar}{R}$	$-4t^4$	0	0	$\cos 2\beta$
M_1	$\frac{D}{R^2}$	$16(2+v)t^4 - 48v$	$8t^6 - 32(7+v)t^4$	$-48v$	$\cos 2\beta$
M_2	$\frac{D}{R^2}$	$4[4(1+2v)-1]t^2 - 48$	$8vt^6 - 8[4(2+v)-2]t^2$	-48	$\cos 2\beta$
Q_1	$-\frac{D}{R^3}$	$-8t^7 - 48t^5 + 96t^3 +$ $+ 16(4-v)t$	$-8t^7 + 48t^5 +$ $+ 96t^3 - 16(4-v)t$	0	$\cos 2\beta$

П р и м е ч а н и я : I. Правило знаков приведено на рис.2.

2. Выражения для вычисления коэффициентов K_{3H} и K_{2H} совпадают с формулами для коэффициентов K_{1H} и K_{2H} соответственно, после замены в них t на U .

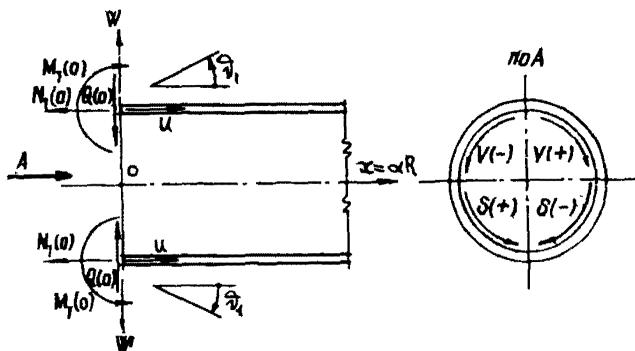


Рис.2. Правило знаков для компонентов напряженно-деформированного состояния в сечении цилиндрической оболочки кругового очертания

Определение усилий центрирующего ряда центратора

2.15. Вначале рассматриваем воздействие центрирующего ряда на бесконечную трубу нагружками, характеризуемыми выражениями (3) и (6).

Вследствие симметрии задачи на данном ее этапе граничные условия записываем в виде:

$$\left. \begin{array}{l} u_x(0) = 0; \\ v_r(0) = 0; \\ q_r(0) = -0.5 q_o \cos 2\beta; \\ \delta(0) = -0.5 T_o \sin 2\beta, \end{array} \right\} \quad (17)$$

что приводит к системе четырех линейных уравнений относительно произвольных постоянных.

Решение системы (17) с учетом (16) позволяет получить неизвестные произвольные постоянные C_j выражений (15) и (16) и в итоге значения любых из компонентов перемещений и усилий.

По найденным значениям произвольных постоянных C_j ($j = 1, 2, 3, 4$) определяем силу $N_2(0)$, изгибающий момент $M_2(0)$ и перемещение $\bar{w}(0)$ в сечении, совпадающем с плоскостью центрирующего ряда и внутренние силы $N_1(x_4)$, $N_2(x_4)$, $Q_1(x_4)$, $S(x_4)$, изгибающие моменты $M_1(x_4)$, $M_2(x_4)$ и перемещение $w(x_4)$ в сечении, находящемся на расстоянии x_4 от плоскости центрирующего ряда.

2.16. Далее рассматриваем полубесконечную трубу, к торцевому сечению которой приложены силы $\bar{N}_1(x_4)$, $\bar{Q}_1(x_4)$, $\bar{S}(x_4)$ и момент $\bar{M}_1(x_4)$, определяемые таким образом, чтобы после суммирования их с соответствующими величинами, полученными ранее для этого же сечения в бесконечной оболочке, торец трубы оказался бы свободным от внешних нагрузок. Исходя из этих соображений, указанные величины, распределенные юдоль торца по закону $\cos 2\beta$ и $\sin 2\beta$, определены как

$$\left. \begin{aligned} \bar{N}_1(x_4) &= -N_1(x_4); & \bar{Q}_1(x_4) &= Q_1(x_4); \\ \bar{S}(x_4) &= S(x_4); & \bar{M}_1(x_4) &= -M_1(x_4). \end{aligned} \right\} \quad (18)$$

Таким образом, на этом этапе решения условиями для определения произвольных постоянных для полубесконечной трубы является условия (18), из них находим новые произвольные постоянные \bar{C}_j ($j = 1, 2, 3, 4$) с помощью которых, а также выражения (16), могут быть найдены все составляющие напряженно-деформированного состояния от действия так называемых компенсирующих нагрузок (18).

2.17. Используя указания п.2.16, вычисляем значения сил \bar{N}_2 , изгибающего момента \bar{M}_2 и радиального перемещения \bar{w} в торцевом и совпадающем с плоскостью центрирующего ряда сечениях полубесконечной трубы от действия компенсирующих нагрузок (18), причем при вычислениях нужно принимать величину $\alpha = 0$ для торцевого сечения и $\alpha = x_4/R$ для сечения, совпадающего с центрирующим рядом.

2.18. Необходимые для дальнейшего расчета составляющие напряженно-деформированного состояния полубесконечной трубы от кольцевой нагрузки q_4 определяют по известным выражениям из теории расчета балок, лежащих на упругом основании [5], имеющих вид:

а) для прогиба (радиальных перемещений) стенки полу- бесконечной трубы от нагрузки $q(\beta)$ в сечении совпадающем с плоскостью центрирующего ряда

$$\hat{w}(0) = \frac{q_4}{2\lambda^3 D} \left[T(\lambda x_4) A(\lambda x_4) - U(\lambda x_4) B(\lambda x_4) \right], \quad (19)$$

где $\lambda = 4/\sqrt{\frac{3(1-\nu^2)}{R^2 h^2}}$ (или что то же самое $\lambda = u/R$);
 $A(\lambda x) = ch \lambda x \cdot \cos \lambda x; B(\lambda x) = \frac{1}{2} (ch \lambda x \cdot \sin \lambda x + sh \lambda x \cdot \cos \lambda x);$
 $U(\lambda x) = e^{-\lambda x} (\cos \lambda x - \sin \lambda x);$

б) для прогиба торца трубы от нагрузки q_4 , приложенной от торца на расстоянии x_4 :

$$\hat{w}(x_4) = \frac{q_4}{2\lambda^3 D} T(\lambda x_4); \quad (20)$$

в) для растягивающей силы \hat{N}_2 от нагрузки q_4
 $\hat{N}_2(x) = \hat{w}(x) E h / R; \quad (21)$

г) для изгибающего момента в продольном сечении трубы на расстоянии от торца $x = x_4$.

$$\hat{M}_2(0) = \frac{q_4 V}{\lambda} \left[T(\lambda x_4) A(\lambda x_4) - U(\lambda x_4) B(\lambda x_4) \right]. \quad (22)$$

2.19. Суммированием результатов, найденных в п.п.2.15, 2.17 и 2.18, находят действительные значения растягивающих сил N_{2d} изгибающих моментов M_{2d} в торцевом и совпадающем с плоскостью центрирующего ряда сечениях. Из условия ограничения фибровых напряжений пределом текучести

$$\frac{6M_{2d}}{h^2} + \frac{N_{2d}}{h} \leq 6\gamma \quad (23)$$

можно получить допустимое значение кольцевой нагрузки q_4 и силу разжатия центрирующего ряда Q_4 .

2.20. При расчете прочности элементов центрирующего ряда следует пользоваться наибольшим значением распределенной нагрузки

$$q_\Sigma = (1+\gamma) q_4. \quad (24)$$

2.21. Так как с процессом выпрямления овальности трубы кольцевая нагрузка φ_4 не связана, то для определения максимальной допустимой овальности расчетные величины прогиба W_o находят как сумму результатов только п.п. 2.15 и 2.17.

3. АЛГОРИТМ РАСЧЕТА

На основании разработанной методики был составлен алгоритм определения разжимого усилия центратора и допустимой овальности сечения трубы.

Входная информация

1. Наружный диаметр трубы D_H (см);
2. Толщина стеки h (см);
3. Расстояние от торца трубы до плоскости центрирующего ряда x_4 (см);
4. Предел текучести σ_T (МПа);
5. Модуль упругости E (МПа);
6. Коэффициент поперечной деформации ν (б/п);
7. Отношение $\lambda = \varphi_0 / \varphi_4$;
8. Коэффициент трения $K_{тр}$.

Вычисление промежуточных результатов

- 1) Параметры сечения трубы:
 1. $R = 0,5(D_H - h)$, см;
 2. $a = \sqrt{12(1-\nu^2)} \frac{R}{\pi}$;
 3. $t = 2\sqrt{3}/2a$;
 4. $u = \sqrt{a/2}$; $\lambda = u/R$ (см⁻¹);
 5. $D = 100Eh^3/12(1-\nu^2)$, Н.см;
- 2) коэффициенты системы линейных уравнений для бесконечной трубы:
 6. $Q_{11} = -4t - 2\nu t^3$;
 7. $Q_{12} = +4t - 2\nu t^3$;
 8. $Q_{13} = -4u - 2\nu u^3$;
 9. $Q_{14} = +4u - 2\nu u^3$;

10. $a_{21} = -4t^5 - 16t^3 + 16t;$
 11. $a_{22} = +4t^5 - 16t^3 - 16t;$
 12. $a_{23} = -4u^5 - 16u^3 + 16u;$
 13. $a_{24} = +4u^5 - 16u^3 - 16u;$
 14. $a_{31} = a_{32} = -4t^3;$
 15. $a_{33} = a_{34} = -4u^3;$
 16. $a_{41} = -8t^7 + 48t^5 + 96t^3 - 16(4-v)t;$
 17. $a_{42} = -8t^7 - 48t^5 + 96t^3 + 16(4-v)t;$
 18. $a_{43} = -8u^7 + 48u^5 + 96u^3 - 16(4-v)u;$
 19. $a_{44} = -8u^7 - 48u^5 + 96u^3 + 16(4-v)u;$
 20. $\beta_1 = \beta_2 = 0;$
 21. $\beta_3 = +0,5 K_{TP} R / 100 E h, \text{ см}^2/H;$
 22. $\beta_4 = +0,5 \gamma R^3 / D, \text{ см}^2/H;$

23. решение системы линейных уравнений относительно неизвестных C_j ($\text{см}^2/\text{H}$): $\|a_{ij}\| \cdot \|C_j\| = \|\beta_i\|, i = \overline{1,4}; j = \overline{1,4};$

3) коэффициенты системы линейных уравнений для полубесконечной трубы:

24. $\bar{a}_{11} = a_{41};$
 25. $\bar{a}_{12} = a_{42};$
 26. $\bar{a}_{13} = a_{43};$
 27. $\bar{a}_{14} = a_{44};$
 28. $\bar{a}_{21} = +8t^2;$
 29. $\bar{a}_{22} = 0;$
 30. $\bar{a}_{23} = +8u^2;$
 31. $\bar{a}_{24} = 0;$
 32. $\bar{a}_{31} = \bar{a}_{32} = a_{31} (\text{п.14});$
 33. $\bar{a}_{33} = \bar{a}_{34} = a_{33} (\text{п.15});$
 34. $\bar{a}_{41} = +8t^6 - 32(1+2v)t^2;$

35. $\bar{a}_{42} = +16(2+\nu)t^4 - 48\nu;$
 36. $\bar{a}_{43} = +8u^6 - 32(1+2\nu)u^2;$
 37. $\bar{a}_{44} = +16(2+\nu)u^4 - 48\nu;$

4) вспомогательные величины для вычисления свободных членов системы линейных уравнений для полубесконечной трубы:

38. $\bar{g}_1 = t x_4 / R;$
 39. $\bar{g}_2 = u x_4 / R;$
 40. $V_i = e^{-\bar{z}_i} \sin \bar{z}_i; T_i = e^{-\bar{z}_i} \cos \bar{z}_i, (i=1,2);$
 41. $\bar{\beta}_{11} = a_{42} V_1 + a_{41} T_1;$
 42. $\bar{\beta}_{12} = -a_{41} V_1 + a_{42} T_1;$
 43. $\bar{\beta}_{13} = a_{44} V_2 + a_{43} T_2;$
 44. $\bar{\beta}_{14} = -a_{43} V_2 + a_{44} T_2;$
 45. $\bar{\beta}_{21} = -8t^2 T_1;$
 46. $\bar{\beta}_{22} = +8t^2 V_1;$
 47. $\bar{\beta}_{23} = -8u^2 T_2;$
 48. $\bar{\beta}_{24} = +8u^2 V_2;$
 49. $\bar{\beta}_{31} = -4t^3(V_1 + T_1);$
 50. $\bar{\beta}_{32} = +4t^3(V_1 - T_1);$
 51. $\bar{\beta}_{33} = -4u^3(V_2 + T_2);$
 52. $\bar{\beta}_{34} = +4u^3(V_2 - T_2);$
 53. $d_1 = -16[(2+\nu)t^4 - 3\nu];$
 54. $d_2 = +8[t^6 - 4(1+2\nu)t^2],$
 55. $d_3 = -16[(2+\nu)u^4 - 3\nu];$
 56. $d_4 = +8[u^6 - 4(1+2\nu)u^2];$
 57. $\bar{\beta}_{41} = d_1 V_1 - d_2 T_1;$
 58. $\bar{\beta}_{42} = d_2 V_1 + d_1 T_1;$
 59. $\bar{\beta}_{43} = d_3 V_2 - d_4 T_2;$
 60. $\bar{\beta}_{44} = d_4 V_2 + d_3 T_2;$

61. определение свободных членов $\bar{\beta}_i$:

$$\bar{\beta}_i = \sum_{j=1}^4 \bar{B}_{ij} C_j \text{ см}^2/\text{Н} \quad (i = 1, 2, 3, 4);$$

62. решение системы линейных уравнений относительно неизвестных \bar{C}_j ($\text{см}^2/\text{Н}$): $\|\bar{A}_{ij}\| \cdot \|C_j\| = \|\bar{\beta}_i\|$; ($i = 1, 4$, $j = 1, 4$);

5) вспомогательные величины для определения результатов вычислений:

$$63. A_2 = \operatorname{ch} Z_2 \cdot \cos Z_2;$$

$$64. B_2 = 0,5(\operatorname{ch} Z_2 \sin Z_2 + \operatorname{sh} Z_2 \cos Z_2);$$

$$65. U_2 = T_2 - V_2; \quad \}$$

$$66. W_2 = T_2 + V_2; \quad \}$$

$$67. \hat{W}(0) = (2A^3D)^{-1}(A_2 T_2 - U_2 B_2), \text{см}^2/\text{Н};$$

$$68. \hat{W}(x_4) = (2A^3D)^{-1}T_2, \text{см}^2/\text{Н};$$

$$69. \hat{N}_2(0) = 100Eh \hat{w}(0)/R;$$

$$70. \hat{N}_2(x_4) = 100 \cdot Eh \hat{w}(x_4)/R;$$

$$71. \hat{M}_2(0) = (\nu/\lambda)(A_2 V_2 - B_2 W_2), \text{см};$$

$$72. d_5 = 16t^2; \quad d_6 = 4(4-t^4); \quad d_7 = 16u^2; \quad d_8 = 4(4-u^4);$$

$$73. d_9 = -8t^2[\delta + \nu(4-t^4)];$$

$$74. d_{10} = -4[12 - (3+8\nu)t^2];$$

$$75. d_{11} = -8u^2[\delta + \nu(4-u^4)];$$

$$76. d_{12} = -4[12 - (3+8\nu)u^2];$$

$$77. w(0) = d_5 C_1 + d_6 C_2 + d_7 C_3 + d_8 C_4, \text{см}^2/\text{Н};$$

$$78. M_2(0) = (D/R^2)[d_9 C_1 + d_{10} C_2 + d_{11} C_3 + d_{12} C_4], \text{см};$$

$$79. N_2(0) = -(400Eh/R)(t^4 C_2 + u^4 C_4);$$

$$80. M_2(x_4) = (D/R^2)[(d_{10}V_1 + d_9 T_1)C_1 + (-d_9 V_1 + d_{10} T_1)C_2 + (d_{12}V_2 + d_{11} T_2)C_3 + (-d_{11}V_2 + d_{12} T_2)C_4], \text{см};$$

$$81. N_2(x_4) = -(400Eh/R)(t^4 V_1 C_1 + t^4 T_1 C_2 + u^4 V_2 C_3 + u^4 T_2 C_4);$$

$$82. \bar{W}(0) = (d_6 V_1 + d_5 T_1) \bar{C}_1 + (-d_5 V_1 + d_6 T_1) \bar{C}_2 + (d_8 V_2 + d_7 T_2) \bar{C}_3 + (-d_7 V_2 + d_8 T_2) \bar{C}_4, \text{см}^2/\text{Н};$$

83. $\bar{M}_2(0) = (\mathcal{D}/R^2) \left[(d_{10} V_1 + d_g T_1) \bar{C}_1 + (-d_g V_1 + d_{10} T_1) \bar{C}_2 + (d_{12} V_2 + d_{11} T_2) \bar{C}_3 + (-d_{11} V_2 + d_{12} T_2) \bar{C}_4 \right], \text{ см};$
84. $\bar{N}_2(0) = -(400 E h/R) (t^4 V_1 \bar{C}_1 + t^4 T_1 \bar{C}_2 + U^4 V_2 \bar{C}_3 + U^4 T_2 \bar{C}_4);$
85. $\bar{M}_2(X_4) = (\mathcal{D}/R^2) (d_g \bar{C}_1 + d_{10} \bar{C}_2 + d_{11} \bar{C}_3 + d_{12} \bar{C}_4), \text{ см};$
86. $\bar{N}_2(X_4) = -(400 E h/R) (t^4 \bar{C}_2 + U^4 \bar{C}_4);$
87. $M_{2A}(0) = M_2(0) + \bar{M}_2(0) + \hat{M}_2(0);$
88. $M_{2A}(X_4) = M_2(X_4) + \bar{M}_2(X_4);$
89. $N_{2A}(0) = N_2(0) + \bar{N}_2(0) + \hat{N}_2(0);$
90. $N_{2A}(X_4) = N_2(X_4) + \bar{N}_2(X_4) + \hat{N}_2(X_4);$
91. $\bar{b}_T(0) = \frac{\mathcal{B}/M_{2A}(0)}{h^2} + \frac{N_{2A}(0)}{h}, \text{ см}^{-1};$
92. $\bar{b}_T(X_4) = \frac{\mathcal{B}/M_{2A}(X_4)}{h^2} + \frac{N_2(X_4)}{h}, \text{ см}^{-1};$

П р и м е ч а н и е . Для дальнейших вычислений принимаем наибольшее из значений \bar{b}_T , найденных в п.п. 91-92.

Входная информация:

1. $q_4 = \frac{b_T}{b_{Tmax}} \text{ Н/см};$
2. $Q_d = 2\pi R 10^{-4} q_4 \text{ тс};$
3. $q_\Sigma = q_4 (1+2) \text{ Н/см};$

4. допустимая начальная овальность (в %) согласно нормали [6] :

$$\mu = \frac{400 [W(0) + \bar{W}(0)]}{\mathcal{D}_H} \cdot q_4.$$

4. РЕАЛИЗАЦИЯ РАСЧЕТОВ на ЭВМ И РЕЗУЛЬТАТЫ ВАРИАНТНЫХ РАСЧЕТОВ

4.1. На основании приведенного алгоритма разработана программа расчета на ЭВМ ЕС 10-22^{1/4} величин разжимной силы Q и допускаемой выпрямляемой овальности μ .

^{1/4} Программа расчета хранится в лаборатории математических методов исследований ВНИИСта.

Таблица 2

Значения допустимых величин разжимной силы Q (в т) и овальности μ (в %) в зависимости от наружного диаметра трубы D_H , толщины стенки t , предела текучести σ_T и расстояния x_4 .

x_4 , см	$D_H = 1420$ мм; $\sigma_T = 470$ МПа					$D_H = 1220$ мм; $\sigma_T = 370$ МПа			$D_H = 1020$ мм; $\sigma_T = 370$ МПа		
	t , мм					t , мм			t , мм		
	17,5	21,6	23,8	26,9	31,9	II,0	13,6	17,0	10,0	12,0	14,9
0,0	{ 69,0 (4,28)	97,4 (3,42)	II4,4 (3,08)	I40,5 (2,70)	I87,7 (2,24)	24,2 (4,66)	34,1 (3,74)	49,0 (2,96)	I9,4 (4,28)	26,0 (3,54)	37,0 (2,81)
2,0	{ 77,45 (4,90)	I07,8 (3,88)	I25,9 (3,48)	I53,6 (3,03)	I203,3 (2,50)	28,5 (5,59)	39,4 (4,41)	55,6 (3,44)	23,4 (5,28)	30,8 (4,29)	42,9 (3,36)
4,0	{ 87,9 (5,63)	I20,6 (4,40)	I40,0 (3,93)	I69,4 (3,41)	I222,1 (2,80)	34,0 (6,72)	46,0 (5,22)	63,8 (4,01)	28,5 (5,50)	36,9 (5,21)	50,5 (4,02)
6,0	{ 99,8 (6,44)	I35,3 (4,99)	I56,2 (4,44)	I87,8 (3,83)	I243,9 (3,12)	37,8 (7,49)	52,8 (6,01)	73,3 (4,64)	30,2 (6,87)	40,3 (5,70)	57,0 (4,55)

П р и м е ч а н и я : 1. Значения μ указаны в скобках.

2. При вычислениях принимали значения $K_{T\rho} = 0,2$ и $\gamma = 0,9$.

4.2. В результате расчетов на ЭВМ при различных исходных данных получен ряд наибольших допускаемых значений разжимной силы Q и овальности μ , которые определены из условия, что фибровые напряжения не превышают нормативного предела текучести. Эти значения приведены в табл.2.

4.3. Влияние коэффициента трения K_{tp} на величину разжимной силы Q характеризуется данными для трубы $D_H = 142$ см и $\delta_4 = 6$ см, приведенными в табл.3.

Таблица 3

Значения разжимной силы Q (в т) и допустимой овальности μ (в %) в зависимости от толщины стенки h и коэффициента трения K_{tp}

K_{tp}	Значения $Q(\mu)$ при h , см				
	3,19	2,69	2,38	2,16	1,75
0,0	{ 226,7 (3,27)	174,1 (4,00)	144,6 (4,63)	125,0 (5,19)	91,9 (6,67)
0,2	{ 243,9 (3,12)	187,8 (3,83)	156,2 (4,44)	135,3 (4,99)	99,8 (6,44)
0,4	{ 264,1 (2,94)	203,8 (3,63)	169,9 (4,22)	147,5 (4,75)	109,2 (6,16)

При мечания: 1. Значения μ - величины овальности указаны в скобках в %.

2. При вычислениях принимали $\gamma = 0,9$.

4.4. Приближенный способ определения разжимного усилия и допустимой овальности для труб одного и того же диаметра приведен в приложении I рекомендаемым. Этот способ основан на анализе результатов вычислений по точной методике. Для применения приближенного способа необходимо иметь значения разжимного усилия и допустимой овальности, определенных по точной методике для какого-то одного значения толщины стенки.

4.5. Пример расчета разжимных усилий центратора и допустимой управляемой овальности трубы (в соответствии с алгоритмом расчета) приведен в приложении 2 справочном.

ПРИЛОЖЕНИЯ

Приложение I
Рекомендуемое

**ПРИБЛИЖЕННЫЙ СПОСОБ ОПРЕДЕЛЕНИЯ РАЗЖИМНОГО УСИЛИЯ
И ДОПУСТИМОЙ ОВАЛЬНОСТИ ДЛЯ ТРУБ ОДНОГО И ТОГО ЖЕ ДИАМЕТРА**

1. На основании анализа данных табл.2 (п.4.2) и в соответствии с физическим смыслом задачи для определения разжимной силы Q внутреннего центратора, необходимой для выпрямления соответствующей ей овальности для труб одного и того же диаметра, может быть рекомендована приближенная формула, использующая данные, вычисление по точной методике раздела 2 настоящих Рекомендаций,

$$Q = Q_0 \left(\frac{h}{h_0} \right)^{1,5} \frac{\sigma_r}{(\sigma_r)_0}, \quad (1)$$

где величины с индексом "0" известны и определены с помощью приведенной выше методики расчета.

Зная, например, что при $D_H = 1420$ мм, $h = 3,19$ см, $\mu_0 = 6$ см и $\sigma_r = 470$ МПа, $Q_0 = 243,9$ тс (см.табл.2, п.4.2), можно определить Q для трубы из той же марки стали и того же диаметра при $h = 1,75$ см следующим образом:

$$Q = 243,9 \frac{1,75^{1,5}}{3,19} = 99,1 \text{ тс, что отличается от величины, вычисленной согласно алгоритму (см.табл.2) на } \frac{99,8 - 99,1}{99,8} \cdot 100 = 0,7\%.$$

2. Для определения допустимой величины овальности, которая может быть выпрямлена при достижении некоторого наибольшего фибрового напряжения, может быть рекомендована приближенная формула, имеющая вид

$$\mu = \mu_0 \frac{h_0}{h} \frac{\sigma_r}{(\sigma_r)_0}. \quad (2)$$

Например, для трубы наружным диаметром 1420мм при толщине стенки 1,75 см и $\sigma_r = 470$ МПа, исходя из данных табл.2 (п.4.2) для $h = 3,19$ см формула (2) настоящего приложения дает $\mu = 3,12 \frac{3,19}{1,75} = 5,68\%$, что на $\frac{6,44 - 5,68}{6,44} \cdot 100 = 11,5\%$ менее величины, полученной согласно методике.

3. Если овальность μ , которую надлежит выпрямить (на момент сварки стыка), менее μ_0 , то необходимую разжимную силу можно найти из выражения

$$Q = Q_0 \frac{\mu}{\mu_0}. \quad (3)$$

Приложение 2
Справочное

ПРИМЕР РАСЧЕТА РАЗДИМНЫХ УСИЛИЙ ЦЕНТРАТОРА
И ДОПУСТИМОЙ ВЫПРАВЛЯЕМОЙ ОВАЛЬНОСТИ ТРУБЫ
(в соответствии с алгоритмом расчета)

Входная информация:

наружный диаметр трубы $D_H = 1420$ мм;
толщина стенки трубы $h = 32$ мм;
расстояние от торца трубы до плоскости центрирующего
ряда $\tilde{x}_4 = 60$ мм;
предел текучести $\sigma_T = 470$ МПа;
модуль упругости $E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа;
коэффициент поперечной деформации $\nu = 0,3$;
 $\gamma = 0,9$;
коэффициент трения $k_{tr} = 0,2$.

Вычисление промежуточных результатов:

I) геометрические параметры сечения (п.п. I-5 раздела 3):

$$\begin{aligned} R &= 69,4 \text{ см}; \\ A &= \sqrt{5,1362 \cdot 10^3}; \\ t &= 0,2893; \\ U &= 5,98612; \\ J &= 6,301510^7 \text{ Н.см}; \end{aligned}$$

2) коэффициенты A_{ij} и свободные члены b_j системы линейных уравнений для бесконечной трубы в соответствии с п.п. 6-22 раздела 3 приведены в табл. I данного приложения.

3) решение системы линейных уравнений для бесконечной трубы (п.23 раздела 3):

$$\begin{aligned} C_1 &= +4,2664 \cdot 10^{-6} q_4; \\ C_2 &= +4,2532 \cdot 10^{-6} q_4; \\ C_3 &= -0,53325 \cdot 10^{-9} q_4; \\ C_4 &= -0,54872 \cdot 10^{-9} q_4. \end{aligned}$$

Таблица 1

Коэффициенты a_{ij}

j	a_{ij} (при $i = 1-4$)				b_j
	1	2	3	4	
1	-1,1717	+1,1427	-152,646	-104,758	0
2	+4,2333	-5,0081	-3,40811·10 ⁴	+2,7217·10 ⁴	0
3	-0,09684	-0,09684	-0,858·10 ³	-0,858·10 ³	+1,03274·10 ⁻⁷
4	-14,707	+19,353	-1,8142·10 ⁶	-2,5514·10 ⁶	+2,387·10 ⁻⁸

4) коэффициенты \bar{a}_{ij} системы линейных уравнений для полубесконечной трубы (п.24-37 раздела 3) приведены в табл.2;

Таблица 2

Коэффициенты \bar{a}_{ij}

j	\bar{a}_{ij} (при $i = 1-4$)				
	1	2	3	4	
1	-14,70700	+19,353	-1,814·10 ⁶	-2,5514·10 ⁶	
2	+0,66954	0,0	+286,66	0,0	
3	-0,09684	-0,09684	-0,858·10 ³	-0,858·10 ³	
4	-4,2802	-14,142	+3,66243·10 ⁵	+4,2372·10 ⁴	

5) аргументы затухающих функций и сами функции для $\alpha = \chi_4 = 6$ см (п.38-40 раздела 3):

$$\xi_1 = 0,0250; \quad \xi_2 = 0,517;$$

$$V_1 = 0,02438; \quad V_2 = 0,29473;$$

$$T_1 = 0,97501; \quad T_2 = 0,51837;$$

6) свободные члены β_i (п.п. 61 раздела 3):

$$\beta_1 = 1357,070 \cdot 10^{-6} q_4; \quad \beta_2 = -2,6828 \cdot 10^{-6} q_4;$$

$$\beta_3 = -0,3287 \cdot 10^{-6} q_4; \quad \beta_4 = +143,02 \cdot 10^{-6} q_4;$$

7) решение системы линейных уравнений для полубесконечной трубы (п.62 раздела 3):

$$\bar{C}_1 = -4,36587 \cdot 10^{-6} q_4; \quad \bar{C}_2 = 9,46847 \cdot 10^{-6} q_4; \\ \bar{C}_3 = 0,83804 \cdot 10^{-9} q_4; \quad \bar{C}_4 = -1,03080 \cdot 10^{-9} q_4;$$

8) перемещения, усилия и моменты в сечениях полубесконечной оболочки \mathcal{E} от равномерно распределенной нагрузки (п.п. 67-71 раздел 3):

$$\hat{W}(0) = 0,50081 \cdot 10^{-5} q_4 \text{ см}; \\ \hat{W}(x_4) = 0,6408 \cdot 10^{-5} q_4 \text{ см}; \\ \hat{N}_2(0) = 4,8493 q_4; \\ \hat{N}_2(x_4) = 6,2049 q_4; \\ \hat{M}_2(0) = 0;$$

9) перемещения, усилия и моменты в сечениях полубесконечной оболочки:

$$W(0) = 1,416 \cdot 10^{-4} q_4 \text{ см}; \\ M_2(0) = -4,184 q_4 \text{ Н}\cdot\text{см}/\text{см}; \\ N_2(0) = 1,206 q_4 \text{ Н}/\text{см}; \\ N_2(x_4) = -4,269 q_4 \text{ Н}/\text{см}/\text{см}; \\ N_2(x_4) = 4,869 q_4 \text{ Н}/\text{см};$$

10) действительные значения моментов и сил:

$$M_{2A}(0) = -8,231 q_4 \text{ Н}\cdot\text{см}/\text{см}; \\ M_{2A}(x_4) = -7,258 q_4 \text{ Н}\cdot\text{см}/\text{см}; \\ N_{2A}(0) = 8,669 q_4 \text{ Н}/\text{см}; \\ N_{2A}(x_4) = +13,155 q_4 \text{ Н}/\text{см}.$$

Выходная информация:

1) равномерно-распределенная нагрузка:

$$q_4 = 5619 \text{ Н}/\text{см};$$

2) разжимная сила:

$$Q_4 = 245 \text{ тс};$$

3) суммарная распределенная нагрузка:

$$q_{\Sigma} = 10676 \text{ Н}/\text{см};$$

4) допустимая начальная овальность:

$$\mu = 3,16.$$

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Власов В. З. Общая теория оболочек и ее приложения в технике. М.-Л., ГИТГЛ, 1949.
2. Никитин А. А. Напряженное состояние трубопровода в околостиковой области, определяемое начальной овалностью труб. Труды ВНИИСТА, вып.32. М., 1976, с.5-13.
3. Никитин А. А., Черний В. П. О методике расчета цилиндрических оболочек на самоуравновешенную нагрузку. Сб. трудов ВНИИСТА "Надежность конструкций магистральных трубопроводов". М., 1983, с.114-125.
4. Гольденвейзер А. Л. Теория упругих тонких оболочек, изд.2-е, М., Наука, 1976.
5. Справочник проектировщика промышленных, жилых и общественных зданий и сооружений. Том расчетно-теоретический. М., Стройиздат, 1960.
6. СНиП II-45-75. "Магистральные трубопроводы. Порядок проектирования." М., Стройиздат, 1975.

СОДЕРЖАНИЕ

1. Общие положения	3
2. Методика расчета усилий внутреннего центратора при выправлении начальной овальности торца трубы	4
3. Алгоритм расчета	14
4. Реализация расчета на ЭВМ и результаты вариантов расчетов	18
Приложения	21
Литература	27

Рекомендации
по расчету усилий в утреннего центратора
для сборки труб с начальной овальностью сечений

Р 541-84

Издание ВНИИСТА

Редактор Т.Я.Разумовская. Корректор И.С. Меликова

Технический редактор Т.В.Берешева

1- 64538 Подписано в печать 14/1 1986 г. Формат 60x84/16
Печ.л. 1,75 Уч.-изд.л. 1,5 Бум.л. 0,675
Тираж 200 экз. Цена 15 коп. Заказ 8

Ротапринт ВНИИСТА