



# Строительство ТРУБОПРОВОДОВ

7.1993

A. Aynbinder, W. Green



# ИССЛЕДОВАНИЯ, РАСЧЕТЫ

АЛЕКСАНДР АЙНБИНДЕР, ВАЛЬТЕР ГРИН  
Gulf Interstate Engineering Co, Houston, Texas, USA

## МЕТОД РАСЧЕТА ТРОЙНИКОВ НА ВОЗДЕЙСТВИЕ ВНУТРЕННЕГО ДАВЛЕНИЯ И ИЗГИБАЮЩИХ МОМЕНТОВ (ИЗ ОПЫТА США)

От редакции. А. Айнбиндер — автор двух монографий и нескольких статей по расчету трубопроводов на прочность и устойчивость, один из авторов СНиП 2.05.06—85. «Магистральные трубопроводы». В настоящее время работает в США. Вальтер Грин — ведущий специалист США в области проектирования трубопроводов. Считают, что американский инженерный метод расчета тройников будет полезен нашим специалистам.

Методы инженерного расчета тройников на прочность, насколько нам известно, недостаточно полно разработаны в России и отражены в СНиПах по проектированию напорных трубопроводов. Коды США (В31.4 и В31.8) более подробно рассматривают эту проблему. Излагаемая методика основывается на этих кодах и опыте проектирования, применяемого в одной из лидирующих американской инженерной трубопроводной компании.

Расчет трубопроводной системы, в которую входят тройниковые соединения, обычно проводят с помощью различных компьютерных программ, например «АСТРА», «ГИПРОКАУЧУК» (Россия) или «TRIFLEX», «CAIZER» (USA) или других. Численными методами для принятой расчетной схемы и заданных сечений определяются все компоненты усилий. Необходимо отметить, что при расчете системы с использованием стержневой модели в качестве толщины стенки основной трубы тройника (термин СНиП 2.05.06—85) необходимо вводить не действительную толщину стенки, а так называемую эффективную, которая должна использоваться при вычислении жесткостных характеристик сечения. Методика определения эффективной толщины стенки приводится ниже.

В качестве расчетного элемента рассматривают ответвление тройника (термин СНиПа), при действии изгибающих моментов соответственно в плоскости  $M(b, i)$  и из плоскости  $M(b, 0)$  тройника, определенных из расчета стержневой системы с учетом внутреннего давления.

Исходными данными (input data) для расчета сварных без усиливающих накладок тройников и с накладками являются: внутренний диаметр

основной трубы тройника  $D(i)$  и ответвления  $d(i)$ , фактическая толщина стенки основной трубы тройника  $H(p)$  и ответвления  $B$ , внутреннее давление  $p$ , компоненты усилий  $M(b, i)$  и  $M(b, 0)$ , нормативный предел текучести соответственно стали основной трубы тройника  $S(r)$  и ответвления  $S(b)$ , коэффициент запаса  $F$ , отражающий категорию участка, коэффициенты  $T$  и  $E$ , отражающие температурный фактор ( $T=1$  при температуре меньше  $250^\circ\text{F}$ ) и тип сварки, а также толщина стенки накладки  $t(e)$  и ее ширина  $L$  для тройников с усиливающими накладками.

Здесь все обозначения приведены в соответствии с примером расчета для тройника 36—36—24 inc, выполненным в программе LOTUS. Работая в диалоговом режиме, можно не только проверить прочность тройника заданного сечения, но и определить его оптимальное сечение.

Алгоритм методики расчета:

1. Наружный диаметр соответственно основной трубы и ответвления тройника

$$D(0)=D(i)+2H(p); d(0)=d(i)+2B. \quad (1)$$

2. Задаемся толщиной стенки основной трубы тройника  $H(r)$ , которая необходима для восприятия только внутреннего давления. Код регламентирует определение этой толщины из условия равенства расчетных площадей вырезанной части основной трубы тройника и дополнительных площадей за счет увеличения (по сравнению с расчетной для прямой трубы) толщин основной трубы, ответвления и площади накладок тройника.

$$A(4)=A(r)-[A(1)+A(2)+A(3)]. \quad (2)$$

Эта толщина  $H(r)$  определяется в диалоговом режиме методом подбора из условия  $A(4)=0$ .

3. Нормативная толщина стенок прямой трубы тех же диаметров, выполненной соответственно из материала основной трубы тройника и ответвления

$$\begin{aligned} t(h) &= pD(0)/[2S(r) FET]; \\ t(b) &= pd(0)/[2S(b) FET]. \end{aligned} \quad (3)$$

4. Излишек толщин, которые заменяют площадь вырезанной части основной трубы

$$\text{Delt } H(r)=H(r)-t(h); \text{ Delt } B=B-t(b). \quad (4)$$

ПРОЕКТ: 1  
 ОБЪЕКТ: Усиленный тройник  
 ФАЙЛ: TEE3R, WK1

## РАСЧЕТ ТРОЙНИКА НА ПРОЧНОСТЬ

Исходные данные			
Внутренний диаметр основной трубы тройника	$D(i)$	дюйм	35,092
Внутренний диаметр ответвления	$d(i)$	дюйм	23,326
Фактическая толщина ответвления	$B$	дюйм	0,65
Толщина стенки накладки	$t(e)$	дюйм	0,55
Ширина стенки накладки	$L$	дюйм	9
Предел текучести стали основной трубы тройника	$S(r)$	ф/кв. дюйм	60 000
Предел текучести стали ответвления	$S(b)$	ф/кв. дюйм	52 000
Внутреннее давление	$p$	ф/кв. дюйм	975
Коэффициент запаса	$F$	—	0,5
Коэффициент типа сварки	$E$	—	1
Температурный коэффициент	$T$	:	1
Фактическая толщина основной трубы тройника	$H(p)$	дюйм	0,87
Изгибающий момент внешний	$M(b, i)$	фунт — фут	255 000
Изгибающий момент внутренний	$M(b, 0)$	фунт — фут	35 000

## Результаты расчета

Толщина стенок			
Наружный диаметр основной трубы тройника	$D(0)$	дюйм	36,832
Наружный диаметр ответвления	$d(0)$	дюйм	24,626
Требуемая толщина стенки основной трубы	$H(r)$	дюйм	0,755
Нормативная толщина основной трубы	$t(h)$	дюйм	0,599
Излишек толщин основной трубы	$Delt H(r)$	дюйм	0,156
Нормативная толщина ответвления	$t(b)$	дюйм	0,462
Излишек толщин ответвления	$Delt B$	дюйм	0,188
Расчетная площадь замены	$A(r)$	дюйм <sup>2</sup>	13,972
Площадь основной трубы	$A1$	дюйм <sup>2</sup>	3,639
Площадь ответвления	$A2$	дюйм <sup>2</sup>	0,615
Площадь усиливающих накладок	$A3$	дюйм <sup>2</sup>	9,9
$A4 = A(r) - (A1 + A2 + A3)$	$A4$	дюйм <sup>2</sup>	-0,182
Если $A4$ меньше или равно 0—ОКЕУIII			
Конструктивная толщина	$H(r, d)$	дюйм	0,755
Эффективная толщина	$H(e)$	дюйм	0,69

## Анализ нагрузок

Характеристика гибкости	$h$	—	0,08832
Коэффициент интенсификации напряжений из плоскости тройника	$i(0)$	—	6,80708
Коэффициент интенсификации напряжений в плоскости тройника	$i(i)$	—	3,6535
Эффективный момент сопротивления	$Z(e)$	дюйм <sup>3</sup>	311,52
Изгибающие напряжения	$S(ben)$	ф/кв. дюйм	37 043
Коэффициент безопасности	$S. F.$	—	1,011
Если $S. F.$ больше или равен 10—ОКЕУIII			
Если $S. F.$ меньше 1 — увеличить толщину			

## 5. Расчетная необходимая площадь для замены

$$A(r) = (d(0) - 2B) \cdot t(h). \quad (5)$$

6. Площадь, заменяемая избыточной толщиной соответственно основной трубы тройника, ответвления и усиливающих накладок

$$\begin{aligned} A(1) &= Delt H(r) \cdot (d(0) - B); \\ A(2) &= Delt B \cdot \min [2,5B + 0,25; 2,5H(r) \cdot S(b)/S(r)]; \\ A(3) &= 2L \cdot t(e) \cdot S(e)/S(b). \end{aligned} \quad (6)$$

7. Условия, определяющие необходимую проектную толщину стенки, записываются в виде

$$A(4) \geq 0; H(r, d) = \max [H(r), t(h)]. \quad (7)$$

8. Эффективная толщина стенки основной трубы тройника, которая используется для вычисления жесткости и коэффициента интенсификации изгибных напряжений

$$H(e) = H(p) \cdot t(h)/H(r, d). \quad (8)$$

## 9. Характеристика гибкости

$$h = ((H(e) + 0,5(t(e)))^{2,5} / (H(e))^{1,5} / ((D(0) - H(e))/2)). \quad (9)$$

10. Коэффициент интенсификации напряжений из плоскости тройника

$$i(0) = 0,9/h^{(2/3)} \cdot IF (d(0)/D(0) > 0,5, 1,5, 1). \quad (10)$$

11. Коэффициент интенсификации напряжений в плоскости тройника

$$i(i) = 0,75 \cdot 0,9/h^{(2,3)} + 0,25. \quad (11)$$

## 12. Эффективный момент сопротивления

$$Z(e) = \pi \cdot ((d(0) - B/2)^2 \cdot \min(H(e), i(i) \cdot B)). \quad (12)$$

## 13. Максимальные изгибающие напряжения

$$S(ben) = ((i(i) \cdot M(b, i))^{1/2} + (i(0) \cdot M(b, 0))^{1/2})^{1/2} \cdot 0,5/Z(e). \quad (13)$$

14. Коэффициент безопасности вычисляется как отношение допустимых изгибающих напряжений, установленных кодами, к максимальным

$$S.F. = 0,725(b)/S(b_{en}). \quad (14)$$

Если  $S.F. \geq 1$ , то конструкция тройника удовлетворяет условиям прочности.

Ниже приведен пример расчета (см. таблицу), выполненного с применением программы TEE3R.WK1, составленной на основе данной методики.

С использованием программ расчета трубопроводных систем и тройников можно обеспечить надежную и оптимальную конфигурацию трубопроводов.

Сопоставление результатов расчета по этой методике со СНиП 2.05.06—85 не представляется возможным, так как толщина стенки элементов усиленного тройника согласно СНиП при расчете на внутреннее давление зависит только от соотношения диаметров и не зависит от размеров накладок, а для расчета при одновременном действии изгибающих моментов методика не приведена.

Авторы считают, что эту методику можно использовать в России, возможно, с некоторой корректировкой предельных состояний [формулы (3) и (14)] на основе СНиП.

ALEXANDER AYNBINDER, PhD., WALTER GREEN, P.E.

Gulf Interstate Engineering Co, Houston, Texas, USA  
1700 West Loop South, Houston, TX 77027

## An Engineering Method for Tee Calculations Considering Internal Pressure and Bending Moments (using US standards and practice)

*Note from the editors: A. Aynbinder is known in Russia as an author of two handbooks and many articles for calculations of pipeline's strength and stability and among the authors of the chapter for pipeline stress analysis in SNIP 2.05-06.85. A. Aynbinder now works in US.*

*W. Green is a leading specialist of US in pipeline design.*

*The authors assumed that this calculation method for tees, that is used in the US, may be useful to Russian engineers.*

As far as we know, an engineering method for calculation of tees is not sufficiently developed in Russia and mentioned deficiently in SNIP for design of transmission pipeline. The US codes ASME B31.4 and B31.8 go into more detail when considering these problems. This article presents method, based on US code and experience of GIE - one of the leading American pipeline design companies.

Stress analysis of pipeline systems which contain fittings and tees is usually performed using specialized software, for example the Russian programs ASTRA, GIPROKAUCHUK or the American programs TRIFLEX, CAESAR (USA). For known configuration and size of pipe and fittings all components of internal forces are determinate using numerical methods. In these calculations, when the beam model is used, the "effective thickness" should be applied instead of the actual thickness of the tee run for calculation of flexibility characteristic. The method for determining the "effective thickness" is described bellow.

Stress analysis is performed on the tee branch due to the bending moments inplane  $M_{b,i}$  and outplane  $M_{b,o}$  of tee. The bending moment due to design loads (included pressure) is usually determinate from a calculation when pipeline system is modeled as a beam system.

Input data for calculations of reinforced fabricated tees (with or without pads) include following:

- inside diameters of run  $D_i$  and branch  $d_i$  of tee;
- actual (provided) thickness of run  $H_p$  and thickness of branch  $B$ ;

- internal design pressure  $p$ ;
- bending moments in plan  $M_{b,i}$ ; and out plane  $M_{b,o}$ ;
- specific minimum yield stresses of run  $S_r$ , branch  $S_b$  and pad  $S_e$ ;
- design factor  $F$ , considering location-class; temperature derating factor  $T$  (equal 1 if temperature less than 250 °F);
- longitudinal joint welding factor  $E$ ;
- thickness of pad  $t_e$  and pad width  $L$  for reinforced tee with pad.

All definitions in this article are given in accordance with example of calculation for tee 36-36-24 inch, that is performed in "LOTUS" and shown in appendix. The program developed by authors makes possible not only to check the strength for tees section, but to optimize the tees sizes.

**Digit-by digit computational algorithm of calculation following:**

1. The outside diameters of run and branch of tee:

$$D_o = D_i + 2H_r ; \quad d_o = d_i + 2B \quad (1)$$

2. It is necessary to preassign the thickness of tees run -  $H_r$  which is required due internal pressure only. According to the codes ASME B31.4 & B31.8 this thickness shall be calculated at specified condition that the required area -  $A_r$  is not less than the sum of areas excesses thickness of run, branch and pad ( comparison required with strait pipe due internal pressure). This thickness can be define using developed Lotus TEE3R.WK1 Program by man-made dialog mode.

$$A_4 = A_r - ( A_1 + A_2 + A_3 ) = 0 \quad (2)$$

3. Nominal wall thickness straight pipe that same diameter and that same material which are used for run and branch of tee:

$$t_h = pD_o / (2S_r FET) ; \quad t_b = pd_o / (2S_b FET) \quad (3)$$

4. Excesses thickness in run and branch wall:

$$\Delta H_r = H_r - t_h ; \quad \Delta B = B - t_b \quad (4)$$

5. The required cross-sectional area that have be reinforcement:

$$A_r = (d_o - 2B)t_h \quad (5)$$

6. The area resulting from excess thickness available:

a) run

$$A_1 = \Delta H_r (d_o - 2B) \quad (6)$$

b) branch

$$A_2 = 2\Delta B * \min(2.5B + 0.25, 2.5H_r S_b / S_r) \quad (7)$$

c) pad

$$A_3 = 2L t_e S_e / S_b \quad (8)$$

7. The requirement design thickness of run have be comply the requirements:

$$A_4 \leq 0, \quad H_{r,d} = \max(H_r, t_h) \quad (9)$$

9. Effective wall thickness which is used for calculation flexibility characteristic, stress intensification factor and section modules:

$$H_e = H_p t_h / H_{r,d} \quad (10)$$

9. Flexibility characteristic:

B31.8 Table E1

$$h = \frac{(H_e + 0.5 t_e)^{5/2}}{H_e^{3/2} (D_o - H_e) / 2} \quad (11)$$

10. Stress intensification factor out plane of tee:

B31.8 Table E1, Note 8

$$i_o = \frac{0.9}{h^{2/3}} * IF(d_o / D_o > 0.5, 1.5, 1) \quad (12)$$

11. Stress intensification factor in plane of tee:

B31.8 Table E1

$$i_i = \frac{3}{4} \left( \frac{0.9}{h^{2/3}} \right) + 1/4 \quad (13)$$

12. Effective section modules of reduced branch:

Triflex, 8-19

$$Z_e = \frac{\pi (d_o - B/2)^2 * \min(H_e, Bi_i)}{4} \quad (14)$$

$r_c$  = mean branch cross section radius

13. Resultant bending stresses:

$$S_{ben} = \frac{\sqrt{(i_i M_{b,i})^2 + (i_o M_{b,o})^2}}{Z_e} \quad (15)$$

14. Safety factor is calculated as ratio allowable bending stresses according to code to actual bending stresses found by following formula:

$$S.F. = 0.72 S_b / S_{ben} \quad (16)$$

If  $S.F. \geq 1$  than thickness of tee due to internal pressure and bending moments are in accordance with requirements of code.

There is a example of calculation which done with TEE3R.WK1 program developed on described above algorithm.

Comparing the result of calculation by this method with Russian code SNIP 2.05-06.85 not possible, because according SNIP the thickness of tee with pad for calculation only for internal pressure is function only of ratio diameters branch and run and not dependent of thickness of pad. The Russian code not consist method and equation for calculation tee due the internal pressure and bending moments combined.

The authors believe that this engineering method can be used in Russia possible with some correction stress-criteria (Eqs. (3) and (16)) used the value of allowable stress according SNIP 2.05-06.85.



GULF INTERSTATE ENGINEERING COMPANY  
 PROJECT : ASME B31.8  
 SUBJECT : Reinforced fabricated tee with pad  
 FILE : TEE3R.WK1

DATE :  
 JOB NO :  
 CMPD BY: A.AYNBINDER  
 CHKD BY: W. GREEN

COMPUTATION THICKNESS OF TEE :

36-36-24  
 ITEM 1

Input data

Inside diameter of run	D(i)	inc	35.092
Inside diameter of branch	d(i)	inc	23.326
Thickness of branch	B	inc	0.65
Thickness of pad	t(e)	inc	0.55
Width of pad (all around)	L	inc	9
S.M.Y.S of run	S(r)	psi	60000
S.M.Y.S of branch	S(b)	psi	52000
S.M.Y.S of pad	S(e)	psi	52000
Design pressure	p	psig	975
Design factor	F	-	0.5
Longitudinal joint factor	E	-	1
Temperature derating factor	T	-	1
Tee thickness provided (run)	H(p)	inc	0.87
Bending moment (inplane)	M(b,i)	lbf-ft	255000
Bending moment (outplane)	M(b,o)	lbf-ft	35000

Output data

Effective wall thickness

Outside diameter of run  
 Outside diameter of branch  
 Thickness of run required  
 Nominal W.T. of pipe (run)  
 Thickness of run available as reinforcement  
 Nominal W.T. of pipe (branch)  
 Thickness of branch available as reinforcement  
 Reinforcement area required  
 Area of run available as reinforcement  
 Area of branch available as reinforcement  
 Area of added reinforcement (pad)  
 $A4 = A(r) - (A1 + A2 + A3)$   
 If  $A4 \leq 0$  OKAY !!!  
 Design W.T. of tee (run)  
 Effective W.T.

D(o)	inc	36.832
d(o)	inc	24.626
H(r)	inc	0.755
t(h)	inc	0.599
Delt H(r)	inc	0.156
t(b)	inc	0.462
Delt B	inc	0.188
A(r)	inc <sup>2</sup>	13.972
A1	inc <sup>2</sup>	3.639
A2	inc <sup>2</sup>	0.615
A3	inc <sup>2</sup>	9.9
A4	inc <sup>2</sup>	-0.182

H(r,d)	inc	0.755
H(e)	inc	0.69

Stress analysis

Flexibility characteristic  
 Stress intensification factor outplane  
 Stress intensification factor inplane  
 Effective section modulus  
 Bending stresses  
 Safety Factor  
 If Safety Factor S.F. >= 1 OKAY !!!  
 If S.F. < 1 INCREASE the THICKNESS

$\# \rightarrow \pi/4$

h	-	0.08832
i(o)	-	6.80708
i(i)	-	3.6535
Z(e)	inc <sup>3</sup>	311.52
S(ben)	psi	37043
S.F.	-	1.011