

管板径向弯曲应力(MPa)分布表续

半径(mm)	P_s	$P_s + \text{热}$	P_t	$P_t + \text{热}$	$P_s + P_t$	$P_s + P_t + \text{热}$
184.2	-23.23	-47.02	56.51	32.37		
187.2	-23.06	-46.75	59.25	35.18		
190.2	-22.83	-46.35	62.03	38.09		
193.1	-22.53	-45.83	64.84	41.09		
196.1	-22.17	-45.17	67.68	44.18		
199.1	-21.73	-44.37	70.55	47.37		
202	-21.22	-43.42	73.44	50.66		
205	-20.63	-42.32	76.35	54.04		
208	-19.95	-41.05	79.28	57.51		
211	-19.19	-39.61	82.21	61.07		
213.9	-18.33	-37.98	85.14	64.73		
216.9	-17.38	-36.17	88.07	68.47		
219.9	-16.33	-34.16	90.98	72.29		
222.8	-15.17	-31.95	93.88	76.2		
225.8	-13.91	-29.52	96.76	80.19		
231.8	-11.03	-23.97	102.4	88.41		
237.7	-7.656	-17.45	107.9	96.9		
237.7	-3.063	-6.978	43.15	38.76		
258.9	4.715	4.78	48.8	48.24		
280.1	18.44	22.05	48.92	51.77		
301.3	37.53	44.35	44.19	50.11		
322.5	61.58	71.31	35.09	43.82		

管板径向膜应力(MPa)分布表

半径(mm)	P_s	$P_s + \text{热}$	P_t	$P_t + \text{热}$	$P_s + P_t$	$P_s + P_t + \text{热}$
<237.7	3.838	4.856	-4.086	-3.03		
237.7	1.535	1.943	-1.634	-1.212		
258.9	1.662	2.103	-1.769	-1.312		
280.1	1.761	2.228	-1.874	-1.39		
301.3	1.839	2.328	-1.958	-1.452		

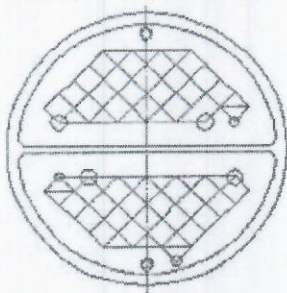
管板径向弯曲应力(MPa)分布表						
半径(mm)	P_s	$P_s + \text{热}$	P_t	$P_t + \text{热}$	$P_s + P_t$	$P_s + P_t + \text{热}$
0.01	-5.395	-10.27	-16.4	-21.01		
7.517	-5.453	-10.39	-16.32	-20.99		
15.02	-5.626	-10.74	-16.07	-20.91		
22.53	-5.913	-11.31	-15.65	-20.78		
30.04	-6.313	-12.11	-15.06	-20.59		
37.54	-6.822	-13.13	-14.28	-20.33		
45.05	-7.437	-14.37	-13.31	-19.98		
52.56	-8.154	-15.8	-12.14	-19.53		
60.06	-8.965	-17.43	-10.75	-18.96		
67.57	-9.866	-19.24	-9.125	-18.26		
75.08	-10.85	-21.22	-7.255	-17.39		
82.58	-11.9	-23.33	-5.122	-16.33		
90.09	-13.01	-25.57	-2.709	-15.06		
97.59	-14.16	-27.9	0.002798	-13.55		
105.1	-15.34	-30.3	3.029	-11.76		
112.6	-16.54	-32.73	6.386	-9.654		
120.1	-17.72	-35.14	10.09	-7.21		
127.6	-18.87	-37.5	14.15	-4.388		
135.1	-19.96	-39.75	18.58	-1.155		
142.6	-20.97	-41.83	23.38	2.525		
145.6	-21.33	-42.59	25.38	4.111		
148.6	-21.67	-43.31	27.44	5.775		
151.5	-22	-43.99	29.56	7.517		
154.5	-22.29	-44.62	31.74	9.341		
157.5	-22.56	-45.19	33.98	11.25		
160.5	-22.79	-45.71	36.27	13.24		
163.4	-22.99	-46.16	38.62	15.31		
166.4	-23.16	-46.54	41.02	17.48		
169.4	-23.29	-46.84	43.48	19.73		
172.3	-23.37	-47.07	45.99	22.07		
175.3	-23.41	-47.2	48.55	24.51		
178.3	-23.41	-47.24	51.16	27.04		
181.3	-23.35	-47.19	53.81	29.66		

内压整体窄面法兰计算书

计算模式: 设计

流体静压总轴向力 $N \quad F=0.785 D_1^2 P_0$	10554.80
流体轴向力 $N \quad F_0=0.785 D_1^2 P_0$	13297.90
力臂 $L_0 \quad \text{mm}$	17.00
预紧状态下需要的最小垫片压紧力 $N \quad F_0=F_1=3.14 D_0 b y$	31387.44
力臂 $L_G \quad \text{mm}$	20.00
操作状态下需要的最小垫片压紧力 $N \quad F_p=6.28 D_0 b m P_0$	9477.78
轴向力之差 $N \quad F_1=F-F_0$	-2743.10
力臂 $L_T \quad \text{mm}$	17.00
预紧状态下需要的最小螺栓载荷 $N \quad W_1=F_1=3.14 D_0 b y$	31387.44
操作状态下需要的最小螺栓载荷 $N \quad W_p=F+F_p$	20032.57
预紧状态下需要的最小螺栓面积 $A_1=W_1/[\sigma]_b \quad \text{mm}^2$	160.14
操作状态下需要的最小螺栓面积 $A_p=W_p/[\sigma]_b \quad \text{mm}^2$	104.88
实际螺栓面积 $A_b \quad \text{mm}^2$	601.02
预紧状态螺栓设计载荷 $W \quad \text{N}$	74593.55
操作状态螺栓设计载荷 $W \quad \text{N}$	20032.57
预紧状态法兰力矩 $N \cdot \text{mm} \quad M_0=[0.5(A_1+A_2)][\sigma]_b L_0$	1491871.03
操作状态法兰力矩 $N \cdot \text{mm} \quad M_p=F_0 L_0+F_1 L_T+F_p L_G$	368987.05
法兰设计力矩 $M_0=\max\{M_0/[\sigma]_f, M_p\} \quad \text{N} \cdot \text{mm}$	1491871.03
形状常数 $h_0=(D_1 \delta_0)^2 \quad \text{mm}$	25.69
形状常数 $K=D_0/D_1$	1.27
形状常数 T	1.80893
形状常数 $Z=(K^2+1)/(K^2-1)$	4.22667
形状常数 Y	8.18845
形状常数 U	9.00
法兰系数 F_1	0.88375
法兰系数 V_1	0.33963
法兰系数 f	2.43844
形状常数 $e=F_1/h_0$	0.03440
形状常数 $d_1=U h_0 \delta_1^2/V_1$	24503.16
Ψ 值 $\Psi=\delta_1 e+1$	1.75680
β 值 $\beta=4 \delta_1 e/3+1$	2.00906
Y 值 $Y=\Psi/T$	0.97118
η 值 $\eta=\delta_1^2/d_1$	0.43456
λ 值 $\lambda=Y+\eta$	1.40574
$\sigma_n \leq 1.5[\sigma]_t$ 或 $2.5[\sigma]_t$	
轴向应力 $\sigma_n=f M_0/(\lambda \delta_1^2 D_1) \quad \text{MPa}$	163.37
轴向应力 σ_n 是否合格	合格
$\sigma_r \leq [\sigma]_t$	
径向应力 $\sigma_r=(1.33 \delta_1 e+1) M_0/(\lambda \delta_1^2 D_1) \quad \text{MPa}$	40.05
径向应力 σ_r 是否合格	合格
$\sigma_t \leq [\sigma]_t$	
切向应力 $\sigma_t=Y M_0/(\delta_1^2 D_1)-Z \sigma_n \quad \text{MPa}$	60.18
切向应力 σ_t 是否合格	合格
LANSYS. PV1.2 计算日期: 2010-09-11	第 6 页 共 7 页

项目名称: WSC		C26 WSC. lan
内压整体窄面法兰计算书		计算模式: 设计
$\max\{0.5(\sigma_R + \sigma_t), 0.5(\sigma_R + \sigma_r)\} \leq [\sigma]$		
综合应力 MPa	$0.5(\sigma_R + \sigma_t)$ 或 $0.5(\sigma_R + \sigma_r)$ 的大值	111.78
综合应力是否合格		合格
预紧剪应力 $\tau \leq 0.8$ 倍圆筒材料 $[\sigma]$, 操作剪应力 $\tau \leq 0.8$ 倍圆筒材料 $[\sigma]$		
预紧状态下法兰剪应力 $\tau = W/A_t$ MPa		16.23
操作状态下法兰剪应力 $\tau = W/A_t$ MPa		4.36
剪切面积 A_t mm ²		4596.96
剪应力校核是否合格		合格
法兰计算厚度 δ mm		22.00
法兰名义厚度 δ_n mm		23.00
螺栓间距:		
螺栓允许最大间距 $S_{\max}$ mm		78.62
螺栓允许最小间距 $S_{\min}$ mm		38.00
实际螺栓间距 S mm		108.33
螺栓间距是否合格		不合格
法兰重量 kg		1
LANSYS. PV1.2 计算日期: 2010-09-11		第 7 页 共 7 页

腐蚀后带法兰固定式管板计算				设计单位		麦克维尔空调制冷（武汉）有限公司		
设计计算条件						简图		
壳程圆筒	设计压力	p_d	1.4	MPa				
	设计温度	T_d	55	$^{\circ}\text{C}$				
	平均金属温度	t_s	55	$^{\circ}\text{C}$				
	装配温度	t_a	15	$^{\circ}\text{C}$				
	材料名称	Q245R						
	设计温度下许用应力 $[\sigma]^t$	147.6	MPa					
	平均金属温度下弹性模量	E_s	1.992e+05	MPa				
	平均金属温度下热膨胀系数	α_s	1.116e-05	mm/mm $^{\circ}\text{C}$				
筒	壳程圆筒内径 D				645	mm		
	壳程圆筒名义厚度(高颈法兰取法兰颈部大小端平均值) δ_s				8	mm		
	壳程圆筒有效厚度 δ_{se}				7	mm		
	壳体法兰设计温度下弹性模量 E_f				1.992e+05	MPa		
	壳程圆筒内直径横截面积 $A=0.25\pi D^2$				3.267e+05	mm 2		
	壳程圆筒金属横截面积 $A_s=\pi\delta_s(D+\delta_s)$				1.434e+04	mm 2		
管箱圆筒	设计压力 p_d				1	MPa		
	材料名称: Q235-B		设计温度 T_d		50	$^{\circ}\text{C}$		
	设计温度下弹性模量 E_s				2.01e+05	MPa		
	管箱圆筒名义厚度(高颈法兰取法兰颈部大小端平均值) δ_s				6	mm		
	管箱圆筒有效厚度 δ_{se}				5	mm		
	管箱法兰设计温度下弹性模量 E_f				1.995e+05	MPa		
换热管	材料名称: TP2		管子平均温度 t_t		50	$^{\circ}\text{C}$		
	设计温度下管子材料许用应力 $[\sigma]^t$				62	MPa		
	设计温度下管子材料屈服应力 σ_s^t				207	MPa		
	设计温度下管子材料弹性模量 E_t^t				1.159e+05	MPa		
	平均金属温度下管子材料弹性模量 E_t				1.172e+05	MPa		
	平均金属温度下管子材料热膨胀系数 α_t				1.6e-05	mm/mm $^{\circ}\text{C}$		
管	管子外径 d				19	mm		
	管子壁厚 δ_t				1.03	mm		
	管子根数 n				335			

换热管	换热管中心距 S		23.83	mm
	一根管子金属横截面积 $a = \pi \delta_i (d - \delta_i)$		58.15	mm ²
	换热管长度 L		3629	mm
	管子有效长度(两管板内侧间距) L		3579	mm
	管子回转半径 $i = 0.25\sqrt{d^2 + (d - 2\delta_i)^2}$		6.364	mm
	管子受压失稳当量长度 l_{cr}		610	mm
	系数 $C_r = \pi\sqrt{2E'_t/\sigma'_t}$		105.1	
	比值 l_{cr}/i		95.85	
	管子稳定许用压应力 $(C_r \leq \frac{l_{cr}}{i}) [\sigma]_{cr} = \frac{\pi^2 E_t}{2(l_{cr}/i)^2}$			MPa
	管子稳定许用压应力 $(C_r > \frac{l_{cr}}{i}) [\sigma]_{cr} = \frac{\sigma'_t}{2} \left[1 - \frac{l_{cr}/i}{2C_r} \right]$		56.31	MPa
管板	材料名称: Q345R		设计温度 t_p	55 °C
	设计温度下许用应力 $[\sigma]_t$		185	MPa
	设计温度下弹性模量 E_p		1.992e+05	MPa
	管板腐蚀裕量 C		2	mm
	管板输入厚度 δ		25	mm
	管板计算厚度 δ		22.7	mm
	隔板槽面积 (包括拉杆和假管区面积) A_c		1.279e+04	mm ²
	管板强度削弱系数 η		0.4	
	管板刚度削弱系数 μ		0.4	
	管板和管子连接型式		胀接, 不开槽	
	管板和管子胀接(焊接)高度 l		22	mm
	管板和管子焊接(胀接)许用拉脱应力 $[q]$		2	MPa
	材料名称: Q235-B		法兰厚度 δ_f^*	6 mm
管箱法兰	法兰外径 D_o		765	mm
	基本法兰力矩 M_o		6.993e+06	N·mm
	管程压力操作工况下法兰力 M_p		1.175e+07	N·mm
	法兰宽度 $b_f = (D_f - D_i)/2$		60	mm
	管箱圆筒抗弯刚度 $D_h = \frac{E_h \delta_h^3}{12(1-\gamma_h^2)}$ (管箱圆筒材料波桑比 $\gamma_h = 0.3$)		2.301e+06	N·mm
	管箱圆筒常数 $K_h = \sqrt{3(1-\gamma_h^2)}/\sqrt{R\delta_{hc}}$		0.03201	1/mm

换热器各部件边沿内力方程组系数矩阵						
M_0	H_0	M_1	H_1	M_2	H'	
0.0005412	0.001371	0	0	0	0	
0.001371	0.01296	0	0	0	0	
0	0	1.348e-05	-1.564e-05	-7.572e-06	0	
0	0	-1.564e-05	0.005575	-9.352e-05	-0.000385	
0	0	-7.572e-06	-9.352e-05	1.269e-05	-0	
0	0	0	-0.000385	-0	0.0004677	
0	0	0	0	-5.361e-06	0	
0	0	0	6.937e-05	-0.0004401	0	
0.0005276	0.001583	7.572e-06	9.352e-05	-7.572e-06	0	
换热器各部件边沿内力方程组系数矩阵		换热器各部件边沿内力方程组右端载荷项				
$\rho_0 M_0$	$\rho_0 V_0$	M_0	p_0	$p_0 + \text{热}$	p_1	$p_1 + \text{热}$
0	0	0.0005276	0	0	0	0
0	0	0.001583	0	0	0.07847	0.07847
0	0	7.572e-06	0	0	0	0
0	6.937e-05	9.352e-05	0.09671	0.09671	-0.006078	-0.006078
-5.361e-06	-0.0004401	-7.572e-06	0.02137	0.02137	-0.01526	-0.01526
0	0	0	0.000539	0.000539	0	0
7.513e-06	0.0004243	0	-0.023	-0.023	0.01643	0.01643
0.0004243	0.04517	0	-1.682	-1.478	1.113	1.316
0	0	0.0005371	0	0	0.0103	0.0103
换热器各部件边沿内力						
	p_0	$p_0 + \text{热}$	p_1	$p_1 + \text{热}$	$p_1 + p_0$	$p_1 + p_0 + \text{热}$
M_0	-145.1	-247.1	-677.4	-779.4		
H_0	-4.148	-7.063	-10.49	-13.41		
M_1	1476	1899	-931	-508.5		
H_1	67.15	81.08	-32.26	-18.33		
M_2	2649	3484	-868.5	-32.95		
H'	56.43	67.89	-26.55	-15.09		
$\rho_0 M_0$	-1109	-1357	1385	1138		
$\rho_0 V_0$	-1.108	13.84	3.218	18.16		
M_0	159.6	271.8	722.1	834.2		

	材料名称: Q345R	法兰厚度 δ_f	24.7	mm
	法兰外径与内径之比 $K_f = D_f/D_i$		1.186	
	壳体法兰应力系数 γ (按K查《GB150-2011》表7-9)		11.47	
	壳程圆筒抗弯刚度 $D_c = \frac{E_s \delta_c^3}{12(1-\gamma_s^2)}$ (壳程圆筒材料波桑比 $\gamma_s = 0.3$)		6.258e+06	N·mm
	壳程圆筒常数 $K_s = \sqrt{3(1-\gamma_s^2)/\sqrt{R\delta_c}}$		0.02705	1/mm
螺栓	材料名称		40MnB	
	螺栓材料弹性模量 E_b		1.994e+05	MPa
	螺栓长度 l_b		35.7	mm
	螺栓总横截面积 A_b		9396	mm ²
	螺栓中心至 F_1 作用位置的径向距离 S_b		31	mm
	螺栓中心至 F_2 作用位置的径向距离 S_b		17	mm
	螺栓中心至 F_3 作用位置的径向距离 S_b		24	mm
垫片	材料名称		非金属软垫	
	垫片材料回弹模量 E_p		1120	MPa
	垫片厚度 δ_p		3	mm
	垫片有效受压面积 A_p		1.084e+04	mm ²
膨胀节总体轴向刚度 K_{ex}			0	N/mm
计算系数	换热管束与不带膨胀节壳体刚度之比 $Q = \frac{E_s n a}{E_s A_s}$		0.7994	
	换热管束与带膨胀节壳体刚度之比 $Q_{ex} = \frac{E_s n a (E_s A_s + K_{ex} L)}{E_s A_s K_{ex} L}$			
	管板开孔后面积 $A_t = A - 0.25 n \pi d^2$		8.256e+04	mm ²
	管板布管区面积 (三角形布管) $A_t = 0.866 n S^2 + A_d$ (正方形布管) $A_t = n S^2 + A_d$		1.775e+05	mm ²
	管板布管区当量直径 $D_t = \sqrt{4 A_t / \pi}$		475.4	mm
	管板开孔抗弯刚度 $D = \frac{E_s \delta^3}{12(1-\gamma_s^2)}$ (管板材料波桑比 $\gamma_p = 0.3$)		2.134e+08	N·mm
	管子加强系数 $K^2 = 1.318 \frac{D_i}{\delta} \sqrt{E_s n a / E_p L \delta \eta}$, $K =$		4.049	
	管束弹性基础系数 $N = \frac{2 E_s n a}{L A_s}$		7.188	N/mm ³
	系数 $\lambda = A_t / A$		0.465	
	系数 $\beta = n a / A_t$		0.236	
	系数 $\Sigma_s = 1 + 2 \gamma_s \frac{1-\lambda}{\lambda} + (2 \gamma_s Q - (1-\rho_s^2) Q_{ex}) \frac{L_s}{L \lambda \rho_s^2}$		2.144	
	系数 $\Sigma_t = 1 + \beta + 2 \gamma_t (\frac{1-\lambda}{\lambda} - \beta) + \frac{Q_{ex} L_t}{\lambda L}$		3.504	

预紧法兰力矩						
P_s	$P_s + \text{热}$	P_i	$P_i + \text{热}$	$P_s + P_i$	$P_s + P_i + \text{热}$	
3451	3451	5075	4963			
预紧工况换热器各部件边沿内力						
	P_s	$P_s + \text{热}$	P_i	$P_i + \text{热}$	$P_s + P_i$	$P_s + P_i + \text{热}$
M_h	-3137	-3137	-4613	-4511		
H_h	-89.68	-89.68	-131.9	-129		
M_s	-474.3	-474.3	-697.5	-682.1		
H_s	-16.06	-16.06	-23.62	-23.1		
M_R	2640	2640	3882	3796		
H'	-13.22	-13.22	-19.44	-19.01		
$\rho_i M_i$	915.4	915.4	1346	1316		
$\rho_i V_i$	17.15	17.15	25.21	24.66		
M_f	3451	3451	5075	4963		
预紧和操作工况换热器各部件边沿总内力						
	P_s	$P_s + \text{热}$	P_i	$P_i + \text{热}$	$P_s + P_i$	$P_s + P_i + \text{热}$
M_h	-3282	-3384	-5291	-5291		
H_h	-93.83	-96.74	-142.4	-142.4		
M_s	1002	1424	-1629	-1191		
H_s	51.09	65.01	-55.88	-41.43		
M_R	5288	6124	3014	3763		
H'	43.2	54.67	-46	-34.1		
$\rho_i M_i$	-193.9	-441.8	2731	2454		
$\rho_i V_i$	16.04	30.98	28.43	42.82		
M_f	3611	3723	5797	5797		

换热器各部件最大应力 (MPa)						
	P_s	$P_s + \text{热}$	P_t	$P_t + \text{热}$	$P_s + P_t$	$P_s + P_t + \text{热}$
管板径向应力	63.48	73.72	112	99.93		
许用值	277.5	555	277.5	555	277.5	555
管板剪切应力	2.396	4.629	4.536	6.398		
许用值	92.5	277.5	92.5	277.5	92.5	277.5
壳体法兰应力	2.657	10.27	-27.44	-19.57		
许用值	277.5	555	277.5	555	277.5	555
中部换热管应力	7.492	9.054	-7.463	-5.896		
许用值	62	62	62	62	62	62
压许用值	56.31	56.31	56.31	56.31	56.31	56.31
周边换热管应力	-0.0149	-3.982	-5.932	-10.73		
许用值	62	186	62	186	62	186
压许用值	56.31	56.31	56.31	56.31	56.31	56.31
换热管拉脱应力	0.3318	0.4009	0.4196	0.4859		
许用值	2	2	2	2	2	2
壳体轴向应力	17.02	19.15	16.58	18.63		
许用值	147.6	442.7	147.6	442.7	147.6	442.7
壳体端部总应力	139.7	193.6	216	164.4		
许用值	221.3	442.7	221.3	442.7	221.3	442.7
管箱轴向应力	0	0	32.25	32.25		
许用值	114.9	344.6	114.9	344.6	114.9	344.6
管箱端部总应力	54.56	56.25	96.42	96.42		
许用值	172.3	344.6	172.3	344.6	172.3	344.6
结论						
管板名义厚度 $\delta_n = 25$	mm	管板应力满足要求				
管板与换热管形式: 胀接, 不开槽		管板与换热管连接拉脱应力满足要求				
焊或胀接高度 $l = 22$	mm					
换热管	中部换热管应力满足要求					
	周边换热管应力满足要求					
壳程圆筒	壳程圆筒轴向应力满足要求					
壳程圆筒端部	壳程圆筒端部应力满足要求					
管箱圆筒	管箱圆筒轴向应力满足要求					
管箱圆筒端部	管箱圆筒端部应力满足要求					
壳体法兰	壳体法兰应力满足要求					

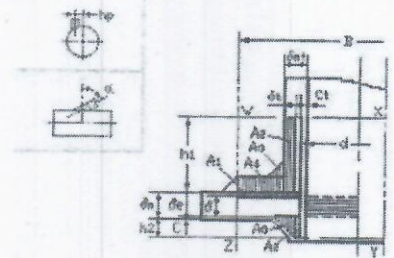
内压开孔补强计算书

计算模式: 设计

设计条件:

内压开孔补强简图

计算项名称	(供液口)开孔补强
补强形式	增加壳体壁厚
接管放置形式	插入式
接管内径Dti mm	96.00
接管材料	20(GB8163)[钢管]
接管腐蚀裕量Ct2	1.00
接管钢材厚度负偏差Ct1	0.60
接管焊接接头系数φ	1.00
接管实际外伸高度H1 mm	50.00
接管实际内伸高度H2 mm	0.00
焊缝脚高K mm	6.00
接管轴线与壳体法线夹角α	0
接管偏心距hp mm	0.00
接管名义厚度δn mm	6.00



计算结果:

设计温度下接管材料的许用应力 $[\sigma]'$ MPa	130.00
设计温度下壳体材料的许用应力 $[\sigma]'$ MPa	133.00
设计温度下补强圈材料的许用应力 $[\sigma]'$ MPa	无补强圈
开孔处壳体名义厚度 δ_n mm	6.00
开孔处壳体计算厚度 δ mm	3.41
强度削弱系数fr	0.98
壳体有效补强范围B mm	198.4
接管外侧有效补强高度 $h_1=(d\delta_n)^{1/2}$ mm	24.4
接管内侧有效补强高度 $h_2=(d\delta_n)^{1/2}$ mm	0.0
壳体有效补强面积 $A_1=(B-d)(\delta_n-\delta)-2\delta_n(\delta_n-\delta)(1-f_r)$ mm ²	127.4
接管有效补强面积 $A_2=2h_1(\delta_n-\delta)f_r+2h_2(\delta_n-C_2)f_r$ mm ²	185.1
焊缝金属截面积A3 mm ²	36.0
补强圈补强面积 mm ²	无补强圈
总补强面积Ae mm ²	349
所需补强面积A mm ²	339
结论	补强结构安全

内压整体窄面法兰计算书

计算模式: 设计

设计条件:

计算项名称
 设计压力P MPa
 液柱静压力 MPa
 计算压力Pc MPa
 设计温度T °C
 法兰材料
 腐蚀裕量C2 mm
 法兰内径Di mm
 法兰外径Do mm
 法兰颈部小端有效厚度 δ_0 mm
 法兰颈部大端有效厚度 δ_1 mm
 法兰颈部高度h mm
 法兰剪切面计算高度l mm
 与法兰相接圆筒材料
 与法兰相接圆筒名义厚度 δ_n mm
 压力试验类型
 螺栓公称直径dB mm
 螺距p mm
 螺栓小径 mm
 螺栓光杆直径d mm
 螺栓孔直径db mm
 螺栓孔中心圆直径Db mm
 螺栓数量n 个
 螺栓材料
 垫片压紧面形状
 垫片材料类型
 垫片系数m
 垫片密封比压y MPa
 垫片接触面内径 mm
 垫片接触面外径 mm
 垫片 ω 值
 垫片厚度 δ_g mm

内压整体窄面法兰简图

出液法兰 W350256901

1.4

0.00

1.40

40

法兰材料

Q235-B (GB3274) [钢板]

腐蚀裕量C2 mm

1

法兰内径Di mm

110.00

法兰外径Do mm

140.00

法兰颈部小端有效厚度 δ_0 mm

6.00

法兰颈部大端有效厚度 δ_1 mm

12.00

法兰颈部高度h mm

6.00

法兰剪切面计算高度l mm

12.00

与法兰相接圆筒材料

20 (GB8163) [钢管]

与法兰相接圆筒名义厚度 δ_n mm

6.00

压力试验类型

气压

螺栓公称直径dB mm

M16

螺距p mm

2

螺栓小径 mm

13.835

螺栓光杆直径d mm

13.835

螺栓孔直径db mm

19

螺栓孔中心圆直径Db mm

138

螺栓数量n 个

4

螺栓材料

40MnB

垫片压紧面形状

2

垫片材料类型

具有适当加固物的石棉(石棉橡胶板) 厚度1.5mm

垫片系数m

2.75

垫片密封比压y MPa

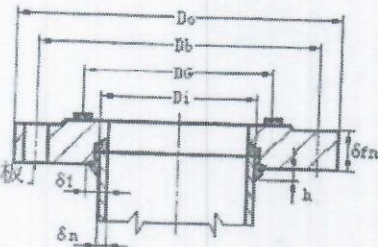
25.5

垫片接触面内径 mm

90

垫片接触面外径 mm

106

垫片 ω 值垫片厚度 δ_g mm

压紧面形式简图



计算结果:

常温下法兰材料的许用应力 $[\sigma]$ MPa

113.00

设计温度下法兰材料的许用应力 $[\sigma]$ MPa

113.00

设计温度下筒体材料的许用应力 $[\sigma]$ MPa

130.00

设计温度下螺栓材料的许用应力 $[\sigma]$ MPa

191.00

常温下螺栓材料的许用应力 $[\sigma]$ MPa

196.00

垫片有效密封宽度b mm

4.00

垫片基本密封宽度bo mm

4.00

压紧面中心圆直径Do mm

98.00