

过程设备设计计算书

DATA SHEET OF PROCESS EQUIPMENT DESIGN

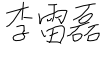
工程名: 神华宁夏煤业集团甲醇分公司E-TW90换热器重新设计
PROJECT

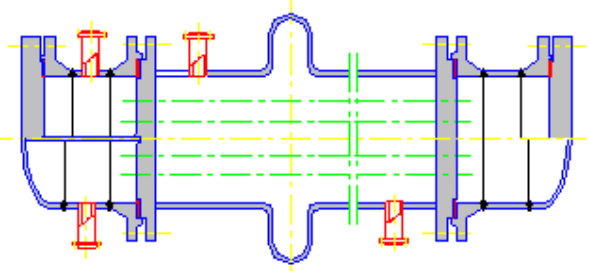
设备位号: E-TW90
ITEM

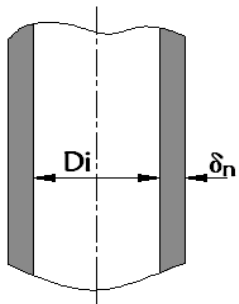
设备名称: 冷凝液冷却器
EQUIPMENT

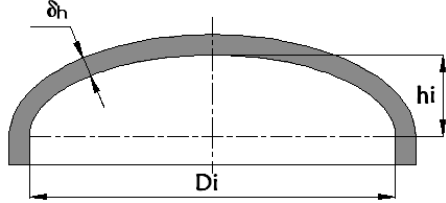
图 号: B17023-0004-M06-E-TW90-001
DWG NO.

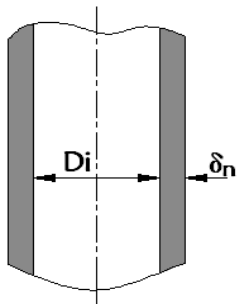
设计单位: 众一阿美科福斯特惠勒工程有限公司
DESIGNER

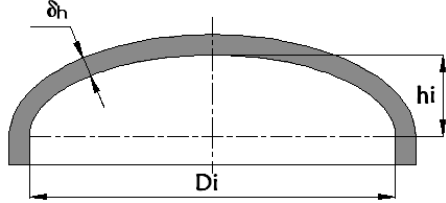
设 计 Designed by		日期 Date	2017.8
校 核 Checked by		日期 Date	2017.8
审 核 Verified by		日期 Date	2017.8
批 准 Approved by		日期 Date	

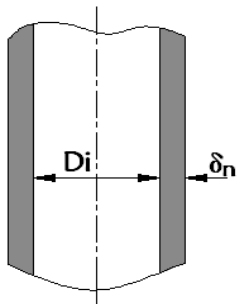
固定管板换热器设计计算			计算单位	众一阿美科福斯特惠勒工程有限公司		
设计计算条件						
壳程				管程		
设计压力 p_s	0.6	MPa	设计压力 p_t	1.48	MPa	
设计温度 t_s	60	°C	设计温度 t_t	100	°C	
壳程圆筒内径 D_i	1000	mm	管箱圆筒内径 D_i	1000	mm	
材料名称	Q245R		材料名称	Q245R		
筒 图						
						
计 算 内 容						
壳程圆筒校核计算 前端管箱圆筒校核计算 前端管箱封头(平盖)校核计算 后端管箱圆筒校核计算 后端管箱封头(平盖)校核计算 管箱法兰校核计算 开孔补强设计计算 管板校核计算						

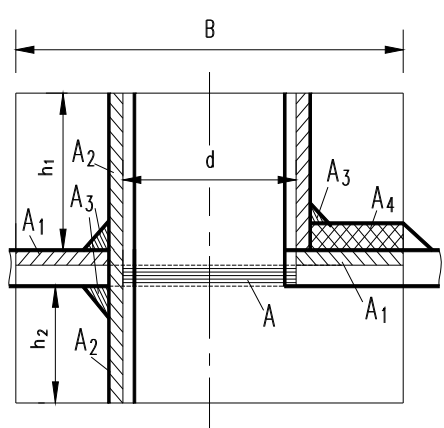
前端管箱筒体计算		计算单位	众一阿美科福斯特惠勒工程有限公司
计算所依据的标准		GB 150.3-2011	
计算条件			筒体简图
计算压力 P_c	1.48	MPa	
设计温度 t	100.00	°C	
内径 D_i	1000.00	mm	
材料	Q245R (板材)		
试验温度许用应力 $[\sigma]$	148.00	MPa	
设计温度许用应力 $[\sigma]^t$	147.00	MPa	
试验温度下屈服点 σ_s	245.00	MPa	
钢板负偏差 C_1	0.30	mm	
腐蚀裕量 C_2	1.50	mm	
焊接接头系数 ϕ	1.00		
厚度及重量计算			
计算厚度	$\delta = \frac{P_c D_i}{2[\sigma]^t \phi - P_c} = 5.06$		mm
有效厚度	$\delta_e = \delta_n - C_1 - C_2 = 8.20$		mm
名义厚度	$\delta_n = 10.00$		mm
重量	132.01		Kg
压力试验时应力校核			
压力试验类型	液压试验		
试验压力值	$P_T = 1.25 P \frac{[\sigma]}{[\sigma]^t} = 1.8600$ (或由用户输入)		MPa
压力试验允许通过的应力水平 $[\sigma]_T$	$[\sigma]_T \leq 0.90 \sigma_s = 220.50$		MPa
试验压力下圆筒的应力	$\sigma_T = \frac{P_T (D_i + \delta_e)}{2\delta_e \phi} = 114.34$		MPa
校核条件	$\sigma_T \leq [\sigma]_T$		
校核结果	合格		
压力及应力计算			
最大允许工作压力	$[P_e] = \frac{2\delta_e [\sigma]^t \phi}{(D_i + \delta_e)} = 2.39119$		MPa
设计温度下计算应力	$\sigma^t = \frac{P_c (D_i + \delta_e)}{2\delta_e} = 90.98$		MPa
$[\sigma]^t \phi$	147.00		MPa
校核条件	$[\sigma]^t \phi \geq \sigma^t$		
结论	筒体名义厚度大于或等于 GB151 中规定的最小厚度 8.50mm, 合格		

前端管箱封头计算		计算单位	众一阿美科福斯特惠勒工程有限公司	
计算所依据的标准			GB 150.3-2011	
计算条件			椭圆封头简图	
计算压力 P_c	1.48	MPa		
设计温度 t	100.00	°C		
内径 D_i	1000.00	mm		
曲面深度 h_i	250.00	mm		
材料	Q245R (板材)			
设计温度许用应力 $[\sigma]^t$	147.00	MPa		
试验温度许用应力 $[\sigma]$	148.00	MPa		
钢板负偏差 C_1	0.00	mm		
腐蚀裕量 C_2	2.70	mm		
焊接接头系数 ϕ	1.00			
压力试验时应力校核				
压力试验类型	液压试验			
试验压力值	$P_T = 1.25 P_c \frac{[\sigma]}{[\sigma]^t} = 1.8600$ (或由用户输入)		MPa	
压力试验允许通过的应力 $[\sigma]_t$	$[\sigma]_t \leq 0.90 \sigma_s = 220.50$		MPa	
试验压力下封头的应力	$\sigma_T = \frac{P_T \cdot (K D_i + 0.5 \delta_e)}{2 \delta_e \phi} = 127.86$		MPa	
校核条件	$\sigma_T \leq [\sigma]_t$			
校核结果	合格			
厚度及重量计算				
形状系数	$K = \frac{1}{6} \left[2 + \left(\frac{D_i}{2h_i} \right)^2 \right] = 1.0000$			
计算厚度	$\delta_h = \frac{K P_c D_i}{2[\sigma]^t \phi - 0.5 P_c} = 5.05$		mm	
有效厚度	$\delta_{eh} = \delta_{nh} - C_1 - C_2 = 7.30$		mm	
最小厚度	$\delta_{min} = 3.00$		mm	
名义厚度	$\delta_{nh} = 10.00$		mm	
结论	满足最小厚度要求			
重量	90.50		Kg	
压 力 计 算				
最大允许工作压力	$[P_r] = \frac{2[\sigma]^t \phi \delta_e}{K D_i + 0.5 \delta_e} = 2.13839$		MPa	
结论	合格			

后端管箱筒体计算		计算单位	众一阿美科福斯特惠勒工程有限公司
计算所依据的标准		GB 150.3-2011	
计算条件			筒体简图
计算压力 P_c	1.48	MPa	
设计温度 t	100.00	°C	
内径 D_i	1000.00	mm	
材料	Q245R (板材)		
试验温度许用应力 $[\sigma]$	148.00	MPa	
设计温度许用应力 $[\sigma]^t$	147.00	MPa	
试验温度下屈服点 σ_s	245.00	MPa	
钢板负偏差 C_1	0.30	mm	
腐蚀裕量 C_2	1.50	mm	
焊接接头系数 ϕ	1.00		
厚度及重量计算			
计算厚度	$\delta = \frac{P_c D_i}{2[\sigma]^t \phi - P_c} = 5.06$		mm
有效厚度	$\delta_e = \delta_n - C_1 - C_2 = 8.20$		mm
名义厚度	$\delta_n = 10.00$		mm
重量	62.27		Kg
压力试验时应力校核			
压力试验类型	液压试验		
试验压力值	$P_T = 1.25 P \frac{[\sigma]}{[\sigma]^t} = 1.8600$ (或由用户输入)		MPa
压力试验允许通过的应力水平 $[\sigma]_T$	$[\sigma]_T \leq 0.90 \sigma_s = 220.50$		MPa
试验压力下圆筒的应力	$\sigma_T = \frac{P_T (D_i + \delta_e)}{2\delta_e \phi} = 114.34$		MPa
校核条件	$\sigma_T \leq [\sigma]_T$		
校核结果	合格		
压力及应力计算			
最大允许工作压力	$[P_e] = \frac{2\delta_e [\sigma]^t \phi}{(D_i + \delta_e)} = 2.39119$		MPa
设计温度下计算应力	$\sigma^t = \frac{P_c (D_i + \delta_e)}{2\delta_e} = 90.98$		MPa
$[\sigma]^t \phi$	147.00		MPa
校核条件	$[\sigma]^t \phi \geq \sigma^t$		
结论	筒体名义厚度大于或等于 GB151 中规定的最小厚度 8.50mm, 合格		

后端管箱封头计算		计算单位	众一阿美科福斯特惠勒工程有限公司	
计算所依据的标准			GB 150.3-2011	
计算条件			椭圆封头简图	
计算压力 P_c	1.48	MPa		
设计温度 t	100.00	°C		
内径 D_i	1000.00	mm		
曲面深度 h_i	250.00	mm		
材料	Q245R (板材)			
设计温度许用应力 $[\sigma]^t$	147.00	MPa		
试验温度许用应力 $[\sigma]$	148.00	MPa		
钢板负偏差 C_1	0.00	mm		
腐蚀裕量 C_2	2.70	mm		
焊接接头系数 ϕ	1.00			
压力试验时应力校核				
压力试验类型	液压试验			
试验压力值	$P_T = 1.25 P_c \frac{[\sigma]}{[\sigma]^t} = 1.8600$ (或由用户输入)		MPa	
压力试验允许通过的应力 $[\sigma]_t$	$[\sigma]_t \leq 0.90 \sigma_s = 220.50$		MPa	
试验压力下封头的应力	$\sigma_T = \frac{P_T \cdot (K D_i + 0.5 \delta_e)}{2 \delta_e \phi} = 127.86$		MPa	
校核条件	$\sigma_T \leq [\sigma]_t$			
校核结果	合格			
厚度及重量计算				
形状系数	$K = \frac{1}{6} \left[2 + \left(\frac{D_i}{2h_i} \right)^2 \right] = 1.0000$			
计算厚度	$\delta_h = \frac{K P_c D_i}{2[\sigma]^t \phi - 0.5 P_c} = 5.05$		mm	
有效厚度	$\delta_{eh} = \delta_{nh} - C_1 - C_2 = 7.30$		mm	
最小厚度	$\delta_{min} = 3.00$		mm	
名义厚度	$\delta_{nh} = 10.00$		mm	
结论	满足最小厚度要求			
重量	90.50		Kg	
压 力 计 算				
最大允许工作压力	$[P_r] = \frac{2[\sigma]^t \phi \delta_e}{K D_i + 0.5 \delta_e} = 2.13839$		MPa	
结论	合格			

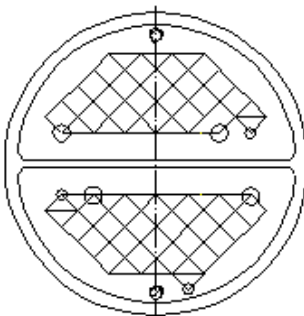
壳程圆筒计算		计算单位	众一阿美科福斯特惠勒工程有限公司
计算所依据的标准		GB 150.3-2011	
计算条件			筒体简图
计算压力 P_c	0.60	MPa	
设计温度 t	60.00	°C	
内径 D_i	1000.00	mm	
材料	Q245R (板材)		
试验温度许用应力 $[\sigma]$	148.00	MPa	
设计温度许用应力 $[\sigma]^t$	147.50	MPa	
试验温度下屈服点 σ_s	245.00	MPa	
钢板负偏差 C_1	0.30	mm	
腐蚀裕量 C_2	1.50	mm	
焊接接头系数 ϕ	0.85		
厚度及重量计算			
计算厚度	$\delta = \frac{P_c D_i}{2[\sigma]^t \phi - P_c} = 2.40$		mm
有效厚度	$\delta_e = \delta_n - C_1 - C_2 = 8.20$		mm
名义厚度	$\delta_n = 10.00$		mm
重量	1465.05		Kg
压力试验时应力校核			
压力试验类型	液压试验		
试验压力值	$P_T = 1.25 P \frac{[\sigma]}{[\sigma]^t} = 1.8600$ (或由用户输入)		MPa
压力试验允许通过的应力水平 $[\sigma]_T$	$[\sigma]_T \leq 0.90 \sigma_s = 220.50$		MPa
试验压力下圆筒的应力	$\sigma_T = \frac{P_T (D_i + \delta_e)}{2\delta_e \phi} = 134.52$		MPa
校核条件	$\sigma_T \leq [\sigma]_T$		
校核结果	合格		
压力及应力计算			
最大允许工作压力	$[P_e] = \frac{2\delta_e [\sigma]^t \phi}{(D_i + \delta_e)} = 2.03943$		MPa
设计温度下计算应力	$\sigma^t = \frac{P_c (D_i + \delta_e)}{2\delta_e} = 36.89$		MPa
$[\sigma]^t \phi$	125.38		MPa
校核条件	$[\sigma]^t \phi \geq \sigma^t$		
结论	筒体名义厚度大于或等于 GB151 中规定的最小厚度 8.50mm, 合格		

开孔补强计算			计算单位	众一阿美科福斯特惠勒工程有限公司		
接 管： N1, N2, $\phi 219.1\times 10$				计算方法：GB150.3-2011 等面积补强法，单孔		
设 计 条 件				简 图		
计算压力 p_c		1.48	MPa			
设计温度		100	℃			
壳体型式		圆形筒体				
壳体材料名称及类型		Q245R 板材				
壳体开孔处焊接接头系数 ϕ		1				
壳体内直径 D_i		1000	mm			
壳体开孔处名义厚度 δ_n		10	mm			
壳体厚度负偏差 C_1		0.3	mm			
壳体腐蚀裕量 C_2		1.5	mm			
壳体材料许用应力 $[\sigma]^t$		147	MPa			
接管轴线与筒体表面法线的夹角(°)			0			
凸形封头上接管轴线与封头轴线的夹角(°)						
接管实际外伸长度		171	mm	接管连接型式		插入式接管
接管实际内伸长度		0	mm	接管材料名称及类型		20 (GB9948) 管材
接管焊接接头系数		1		补强圈材料名称		Q245R
接管腐蚀裕量		1.5	mm	补强圈外径		400 mm
凸形封头开孔中心至封头轴线的距离			mm	补强圈厚度		10 mm
接管厚度负偏差 C_{1t}		1	mm	补强圈厚度负偏差 C_{1r}		0.3 mm
接管材料许用应力 $[\sigma]^t$		147	MPa	补强圈许用应力 $[\sigma]^t$		147 MPa
开 孔 补 强 计 算						
非圆形开孔长直径		204.1	mm	开孔长径与短径之比		1
壳体计算厚度 δ		5.0595	mm	接管计算厚度 δ_t		1.0073 mm
补强圈强度削弱系数 f_{rr}		1		接管材料强度削弱系数 f_r		1
开孔补强计算直径 d		204.1	mm	补强区有效宽度 B		408.2 mm
接管有效外伸长度 h_1		45.177	mm	接管有效内伸长度 h_2		0 mm
开孔削弱所需的补强面积 A		1033	mm ²	壳体多余金属面积 A_1		641 mm ²
接管多余金属面积 A_2		587	mm ²	补强区内的焊缝面积 A_3		25 mm ²
$A_1+A_2+A_3= 1253$ mm ² ，大于 A，不需另加补强。						
补强圈面积 A_4			mm ²	$A-(A_1+A_2+A_3)$		mm ²
结论：合格(可以不用加补强圈)						

开孔补强计算			计算单位		众一阿美科福斯特惠勒工程有限公司	
接管: N3, N4, $\phi 323.9 \times 10$			计算方法: GB150.3-2011 等面积补强法, 单孔			
设计条件			简图			
计算压力 p_c	0.6	MPa				
设计温度	60	°C				
壳体型式	圆形筒体					
壳体材料名称及类型	Q245R 板材					
壳体开孔处焊接接头系数 ϕ	0.85					
壳体内直径 D_i	1000	mm				
壳体开孔处名义厚度 δ_n	10	mm				
壳体厚度负偏差 C_1	0.3	mm				
壳体腐蚀裕量 C_2	1.5	mm				
壳体材料许用应力 $[\sigma]^t$	147.5	MPa				
接管轴线与筒体表面法线的夹角 (°)	0					
凸形封头上接管轴线与封头轴线的夹角 (°)						
接管实际外伸长度	158	mm	接管连接型式	插入式接管		
接管实际内伸长度	0	mm	接管材料名称及类型	20 (GB9948) 管材		
接管焊接接头系数	1		补强圈材料名称	Q245R		
接管腐蚀裕量	1.5	mm	补强圈外径	550	mm	
凸形封头开孔中心至封头轴线的距离		mm	补强圈厚度	10	mm	
接管厚度负偏差 C_{1t}	1	mm	补强圈厚度负偏差 C_{1r}	0.3	mm	
接管材料许用应力 $[\sigma]^t$	149.5	MPa	补强圈许用应力 $[\sigma]^t$	147.5	MPa	
开 孔 补 强 计 算						
非圆形开孔长直径	308.9	mm	开孔长径与短径之比	1		
壳体计算厚度 δ	2.3986	mm	接管计算厚度 δ_i	0.6111	mm	
补强圈强度削弱系数 f_{rr}	1		接管材料强度削弱系数 f_r	1		
开孔补强计算直径 d	308.9	mm	补强区有效宽度 B	617.8	mm	
接管有效外伸长度 h_1	55.579	mm	接管有效内伸长度 h_2	0	mm	
开孔削弱所需的补强面积 A	741	mm ²	壳体多余金属面积 A_1	1792	mm ²	
接管多余金属面积 A_2	766	mm ²	补强区内的焊缝面积 A_3	25	mm ²	
$A_1 + A_2 + A_3 = 2583 \text{ mm}^2$, 大于 A , 不需另加补强。						
补强圈面积 A_4		mm ²	$A - (A_1 + A_2 + A_3)$		mm ²	
结论: 合格 (可以不用加补强圈)						

开孔补强计算			计算单位		众一阿美科福斯特惠勒工程有限公司	
接管: N5, N6, $\phi 49 \times 11$			计算方法: GB150.3-2011 等面积补强法, 单孔			
设计条件			简图			
计算压力 p_c	0.6	MPa				
设计温度	60	°C				
壳体型式	圆形筒体					
壳体材料名称及类型	Q245R 板材					
壳体开孔处焊接接头系数 ϕ	0.85					
壳体内直径 D_i	1000	mm				
壳体开孔处名义厚度 δ_n	10	mm				
壳体厚度负偏差 C_1		mm				
壳体腐蚀裕量 C_2	1.5	mm				
壳体材料许用应力 $[\sigma]^t$		MPa				
接管轴线与筒体表面法线的夹角 (°)			0			
凸形封头上接管轴线与封头轴线的夹角 (°)						
接管实际外伸长度	135	mm	接管连接型式			
接管实际内伸长度	0	mm	接管材料名称及类型	16Mn 锻件		
接管焊接接头系数	1		补强圈材料名称			
接管腐蚀裕量	1.5	mm	补强圈外径		mm	
凸形封头开孔中心至封头轴线的距离		mm	补强圈厚度		mm	
接管厚度负偏差 C_{1t}		mm	补强圈厚度负偏差 C_{1r}		mm	
接管材料许用应力 $[\sigma]^t$		MPa	补强圈许用应力 $[\sigma]^t$		MPa	
开孔补强计算						
非圆形开孔长直径	30	mm	开孔长径与短径之比	1		
壳体计算厚度 δ		mm	接管计算厚度 δ_t		mm	
补强圈强度削弱系数 f_{tr}			接管材料强度削弱系数 f_r			
开孔补强计算直径 d	30	mm	补强区有效宽度 B		mm	
接管有效外伸长度 h_1		mm	接管有效内伸长度 h_2		mm	
开孔削弱所需的补强面积 A		mm ²	壳体多余金属面积 A_1		mm ²	
接管多余金属面积 A_2		mm ²	补强区内的焊缝面积 A_3		mm ²	
$A_1 + A_2 + A_3 =$ mm ²						
补强圈面积 A_4		mm ²	$A - (A_1 + A_2 + A_3)$		mm ²	
结论: 根据 GB150 第 6.1.3 节的规定, 本开孔可不另行补强。						

开孔补强计算			计算单位		众一阿美科福斯特惠勒工程有限公司	
接管: N7, N8, $\phi 49 \times 11$			计算方法: GB150.3-2011 等面积补强法, 单孔			
设计条件			简图			
计算压力 p_c	1.48	MPa				
设计温度	100	°C				
壳体型式	圆形筒体					
壳体材料名称及类型	Q245R 板材					
壳体开孔处焊接接头系数 ϕ	0.85					
壳体内直径 D_i	1000	mm				
壳体开孔处名义厚度 δ_n	10	mm				
壳体厚度负偏差 C_1		mm				
壳体腐蚀裕量 C_2	1.5	mm				
壳体材料许用应力 $[\sigma]^t$		MPa				
接管轴线与筒体表面法线的夹角 (°)	0					
凸形封头上接管轴线与封头轴线的夹角 (°)						
接管实际外伸长度	135	mm	接管连接型式			
接管实际内伸长度	0	mm	接管材料名称及类型	16Mn 锻件		
接管焊接接头系数	1		补强圈材料名称			
接管腐蚀裕量	1.5	mm	补强圈外径		mm	
凸形封头开孔中心至封头轴线的距离		mm	补强圈厚度		mm	
接管厚度负偏差 C_{1t}		mm	补强圈厚度负偏差 C_{1r}		mm	
接管材料许用应力 $[\sigma]^t$		MPa	补强圈许用应力 $[\sigma]^t$		MPa	
开 孔 补 强 计 算						
非圆形开孔长直径	30	mm	开孔长径与短径之比	1		
壳体计算厚度 δ		mm	接管计算厚度 δ_i		mm	
补强圈强度削弱系数 f_{rr}			接管材料强度削弱系数 f_r			
开孔补强计算直径 d	30	mm	补强区有效宽度 B		mm	
接管有效外伸长度 h_1		mm	接管有效内伸长度 h_2		mm	
开孔削弱所需的补强面积 A		mm ²	壳体多余金属面积 A_1		mm ²	
接管多余金属面积 A_2		mm ²	补强区内的焊缝面积 A_3		mm ²	
$A_1 + A_2 + A_3 =$ mm ²						
补强圈面积 A_4		mm ²	$A - (A_1 + A_2 + A_3)$		mm ²	
结论: 根据 GB150 第 6.1.3 节的规定, 本开孔可不另行补强。						

延长部分兼作法兰固定式管板			设计单位	众一阿美科福斯特惠勒工程有限公司		
设计计算条件				简图		
壳程圆筒	设计压力 p_s	0.6	MPa			
	设计温度 T_s	60	$^{\circ}\text{C}$			
	平均金属温度 t_s	37.54	$^{\circ}\text{C}$			
	装配温度 t_o	15	$^{\circ}\text{C}$			
	材料名称	Q245R				
	设计温度下许用应力 $[\sigma]^t$	147.5	Mpa			
	平均金属温度下弹性模量 E_s	2.001e+05	Mpa			
	平均金属温度下热膨胀系数 α_s	1.103e-05	mm/mm $^{\circ}\text{C}$			
筒	壳程圆筒内径 D_i	1000		mm		
	壳程圆筒名义厚度 δ_s	10		mm		
	壳程圆筒有效厚度 δ_{se}	8.2		mm		
	壳体法兰设计温度下弹性模量 E_t'	1.99e+05		MPa		
	壳程圆筒内直径横截面积 $A=0.25\pi D_i^2$	7.854e+05		mm ²		
	壳程圆筒金属横截面积 $A_s=\pi\delta_s(D_i+\delta_s)$	2.597e+04		mm ²		
管箱圆筒	设计压力 p_t	1.48		MPa		
	设计温度 T_t	100		$^{\circ}\text{C}$		
	材料名称	Q245R				
	设计温度下弹性模量 E_b	1.97e+05		MPa		
	管箱圆筒名义厚度(管箱为高颈法兰取法兰颈部大小端平均值) δ_b	26		mm		
	管箱圆筒有效厚度 δ_{be}	24.5		mm		
	管箱法兰设计温度下弹性模量 E_t''	1.97e+05		MPa		
换热管	材料名称	20(GB9948)				
	管子平均温度 t_t	54.5		$^{\circ}\text{C}$		
	设计温度下管子材料许用应力 $[\sigma]^t_t$	147		MPa		
	设计温度下管子材料屈服应力 σ_s^t	220		MPa		
	设计温度下管子材料弹性模量 E_t^t	1.97e+05		MPa		
	平均金属温度下管子材料弹性模量 E_t	1.993e+05		MPa		
	平均金属温度下管子材料热膨胀系数 α_t	1.116e-05		mm/mm $^{\circ}\text{C}$		
	管子外径 d	25		mm		
管子壁厚 δ_t	2.5		mm			

注:

换热管	管子根数 n	580	
	换热管中心距 S	32	mm
	一根管子金属横截面积 $a = \pi \delta_t (d - \delta_t)$	176.7	mm ²
	换热管长度 L	6000	mm
	管子有效长度(两管板内侧间距) L_i	5888	mm
	管束模数 $K_t = E_t na / LD_i$	3469	MPa
	管子回转半径 $i = 0.25 \sqrt{d^2 + (d - 2\delta_t)^2}$	8.004	mm
	管子受压失稳当量长度 l_{cr}	1000	mm
	系数 $C_r = \pi \sqrt{2E_t / \sigma_s^t}$	132.9	
	比值 l_{cr} / i	124.9	
	管子稳定许用压应力 $(C_r \leq \frac{l_{cr}}{i}) \quad [\sigma]_{cr} = \frac{\pi^2 E_t}{2(l_{cr}/i)^2}$		MPa
管	管子稳定许用压应力 $(C_r > \frac{l_{cr}}{i}) \quad [\sigma]_{cr} = \frac{\sigma_s^t}{2} \left[1 - \frac{l_{cr}/i}{2C_r} \right]$	58.31	MPa
管板	材料名称	16Mn	
	设计温度 t_p	100	°C
	设计温度下许用应力 $[\sigma]_r^t$	178	MPa
	设计温度下弹性模量 E_p	1.97e+05	MPa
	管板腐蚀裕量 C_2	3	mm
	管板输入厚度 δ_n	56	mm
	管板计算厚度 δ	48.5	mm
	隔板槽面积 (包括拉杆和假管区面积) A_d	3.47e+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	
	管子加强系数 $K^2 = 1.318 \frac{D_i}{\delta} \sqrt{E_t na / E_p L \delta \eta}$ $K =$	5.088	
	管板和管子连接型式	由程序确定	
	管板和管子胀接(焊接)高度 l	38	mm
	胀接许用拉脱应力 $[q]$	4	MPa
	焊接许用拉脱应力 $[q]$		MPa

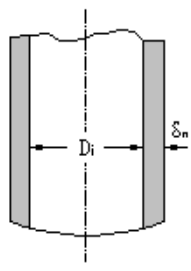
管箱法兰	材料名称	16Mn	
	管箱法兰厚度 δ_f''	68	mm
	法兰外径 D_f	1195	mm
	基本法兰力矩 M_m	6.408e+07	N·mm
	管程压力操作工况下法兰力 M_p	7.991e+07	N·mm
	法兰宽度 $b_f = (D_f - D_i)/2$	97.5	mm
	比值 δ_h / D_i	0.0245	
	比值 δ_f'' / D_i	0.068	
	系数 C'' (按 $\delta_h / D_i, \delta_f'' / D_i$, 查<<GB151-1999>>图 25)	0.00	
	系数 ω'' (按 $\delta_h / D_i, \delta_f'' / D_i$, 查<<GB151-1999>>图 26)	0.003155	
壳体法兰	旋转刚度 $K_f'' = \frac{1}{12} \left[\frac{2E_f'' b_f}{D_i + b_f} \left(\frac{2\delta_f''}{D_i} \right)^3 + E_h \omega'' \right]$	59.14	MPa
	材料名称	16Mn	
	壳体法兰厚度 δ_f'	41	mm
	法兰外径 D_f	1195	mm
	法兰宽度 $b_f = (D_f - D_i)/2$	97.5	mm
	比值 δ_s / D_i	0.0082	
	比值 δ_f' / D_i	0.041	
	系数 C' , 按 $\delta_h / D_i, \delta_f' / D_i$, 查<<GB151-1999>>图 25	0.00	
	系数 ω' , 按 $\delta_h / D_i, \delta_f' / D_i$, 查<<GB151-1999>>图 26	0.0002104	
	旋转刚度 $K_f' = \frac{1}{12} \left[\frac{2E_f' b_f}{D_i + b_f} \left(\frac{2\delta_f'}{D_i} \right)^3 + E_s \omega' \right]$	5.133	MPa
	法兰外径与内径之比 $K = D_f / D_i$	1.195	
	壳体法兰应力系数 Y (按 K 查<<GB150-2011>>表 7-9)	11	
	旋转刚度无量纲参数 $\tilde{K}_f = \frac{\pi K_f}{4 K_t}$	0.001162	
	膨胀节总体轴向刚度 $\frac{\pi^2 E}{2(L/R)^3}$	0	N/mm

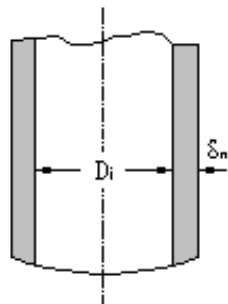
系 数 计 算	管板第一弯矩系数(按 $K, \tilde{K}_f$ 查<<GB151-1999>>图 27) m_1	0.1267	
	系数 $\psi = \frac{m_1}{K \tilde{K}_f}$	21.52	
	系数(按 $K_t, \tilde{K}_f$ 查<<GB151-98>>图 29) G_2	3.543	
	换热管束与不带膨胀节壳体刚度之比 $Q = \frac{E_t n a}{E_s A_s}$	3.93	
	换热管束与带膨胀节壳体刚度之比 $Q_{ex} = \frac{E_t n a (E_s A_s + K_{ex} L)}{E_s A_s K_{ex} L}$		
	管板第二弯矩系数(按 K, Q 或 Q_{ex} 查<<GB151-1999>>图 28(a) 或 (b)) m_2	3.002	
	系数(带膨胀节时 Q_{ex} 代替 Q) $M_1 = \frac{m_1}{2K(Q + G_2)}$	0.001674	
	系数(按 K, Q 或 Q_{ex} 查图 30) G_3	0.006785	
	法兰力矩折减系数 $\xi = \tilde{K}_f / (\tilde{K}_f + G_3)$	0.1462	
	管板边缘力矩变化系数 $\Delta \tilde{M} = \frac{1}{\xi + K_f / K_f''}$	4.292	
管 板 参 数	法兰力矩变化系数 $\Delta \tilde{M}_f = \Delta \tilde{M} K_f / K_f''$	0.3725	
	管板开孔后面积 $A_t = A - 0.25 n \pi d^2$	5.007e+05	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) $A_t = n S^2 + A_d$	6.286e+05	mm ²
	管板布管区当量直径 $D_t = \sqrt{4 A_t / \pi}$	894.6	mm
系 数 计 算	系数 $\lambda = A_t / A$	0.6375	
	系数 $\beta = n a / A_t$	0.2047	
	系数 $\Sigma_s = 0.4 + 0.6 \times (1 + Q) / \lambda$	5.04	
	系数(带膨胀节时 Q_{ex} 代替 Q) $\Sigma_t = 0.4(1 + \beta) + (0.6 + Q) / \lambda$	7.587	
	管板布管区当量直径与壳体内径之比 $\rho_t = D_t / D_i$	0.8946	
	管板周边不布管区无量纲宽度 $k = K(1 - \rho_t)$	0.5361	

仅有壳程压力 P_s 作用下的危险组合工况 ($P_t = 0$)					
		不计温差应力		计温差应力	
换热管与壳程圆筒热膨胀变形差 $\gamma = \alpha_t (t_t - t_0) - \alpha_s (t_s - t_0)$		0.0		0.0001921	
当量压力组合 $P_c = P_s$		0.6		0.6	
有效压力组合 $P_a = \sum_s P_s + \beta \gamma E_t$		3.024		10.86	
基本法兰力矩系数 $\tilde{M}_m = \frac{4 M_m}{\lambda \pi D_i^3 P_a}$		0.04233		0.01179	
管板边缘力矩系数 $\tilde{M} = \tilde{M}_m + (\Delta M) M_1$		0.04951		0.01897	
管板边缘剪力系数 $\nu = \psi \tilde{M}$		1.066		0.4083	
管板总弯矩系数 $m = \frac{m_1 + m_2 \nu}{1 + \nu}$		1.61		0.9605	
系数 G_{1e} 仅用于 $m > 0$ 时 $G_{1e} = 3m\mu/K$		0.3815		0.2276	
系数 G_{1i} 当 $m > 0$ 时, 按 K 和 m 查图 31(a) 实线 当 $m < 0$ 时, 按 K 和 m 查图 31(b)		0.734		0.1131	
系数 G_1 $m > 0$, $G_1 = \max(G_{1e}, G_{1i})$, $m < 0$, $G_1 = G_{1i}$		0.734		0.2276	
管板径向应力系数 带膨胀节 Q 为 Q_{ex}	$\tilde{\sigma}_r = \frac{1}{4} \frac{(1 + \nu) G_1}{Q + G_2}$	0.05073		0.01072	
管板布管区周边 处径向应力系数	$\tilde{\sigma}_r = \frac{3}{4} \frac{m(1 + \nu)}{K(Q + G_2)}$	0.06592		0.0268	
管板布管区周边 处剪切应力系数	$\tilde{\tau}_p = \frac{1}{4} \frac{1 + \nu}{Q + G_2}$	0.06911		0.04712	
壳体法兰力矩系数 $\tilde{M}_{ws} = \xi M_m - (\Delta M_f) M_1$		0.005566		0.0011	
		计算值	许用值	计算值	许用值
管板径向应力 $\sigma_r = \left \tilde{\sigma}_r P_a \frac{\lambda}{\mu} \left(\frac{D_i}{\delta} \right)^2 \right $		103.9	$1.5 [\sigma]_r^t$ 267	78.88	$3 [\sigma]_r^t$ 534
管板布管区周边处径向应力 $\sigma_r = \frac{P_a \lambda}{\mu} \tilde{\sigma}_r \left(\frac{D_i}{\delta} \right)^2 \left[1 - \frac{k}{m} + \frac{k^2}{2m} (\sqrt{2} - m) \right]$		87.72	$1.5 [\sigma]_r^t$ 267	100.5	$3 [\sigma]_r^t$ 534
管板布管区周边剪切应力 $\tau_p = \frac{P_a \lambda}{\mu} \tilde{\tau}_p \frac{D_i}{\delta}$		6.144	$0.5 [\sigma]_r^t$ 89	15.04	$1.5 [\sigma]_r^t$ 267

壳体法兰应力 $\sigma_f' = \frac{\pi}{4} Y \tilde{M}_{ws} P_a \lambda \left(\frac{D_i}{\delta_f} \right)^2$	55.12	$1.5 [\sigma]_r^t$ 267	39.12	$3 [\sigma]_r^t$ 534	MPa
换热管轴向应力 $\sigma_t = \frac{1}{\beta} \left[P_c - \frac{G_2 - Q \nu}{Q + G_2} P_a \right]$	4.206	$[\sigma]_t^t$ 147 $[\sigma]_{cr}$ 58.31	-10.83	$3 [\sigma]_t^t$ 441 $[\sigma]_{cr}$ 58.31	MPa
壳程圆筒轴向应力 $\sigma_c = \frac{A \lambda (1 + \nu)}{A_s (Q + G_2)} P_a$	16.11	$\phi [\sigma]_c^t$ 125.4	39.45	$3 \phi [\sigma]_c^t$ 376.1	MPa
换热管与管板连接拉脱应力 $q = \frac{\sigma_t a}{d l \pi}$	0.249	$[q]$ 4	0.6412	$3 [q]$ 焊接 $[q]$ 胀接 4	MPa
仅有管程压力 P_t 作用下的危险组合工况 ($P_s = 0$)					
	不计温差应力		计温差应力		
换热管与壳程圆筒热膨胀变形差 $\gamma = \alpha_t (t_t - t_0) - \alpha_s (t_s - t_0)$	0.0		0.0001921		
当量压力组合 $P_c = -P_t (1 + \beta)$	-1.783		-1.783		MPa
有效压力组合 $P_a = -\sum_t P_t + \beta \gamma E_t$	-11.23		-3.394		MPa
操作情况下法兰力矩系数 $\tilde{M}_p = \frac{4 M_p}{\pi \lambda D_i^3 P_a}$	-0.01421		-0.04703		
管板边缘力矩系数 $\tilde{M} = \tilde{M}_p$	-0.01421		-0.04703		
管板边缘剪力系数 $\nu = \psi \tilde{M}$	-0.3059		-1.012		
管板总弯矩系数 $m = \frac{m_1 + m_2 \nu}{1 + \nu}$	-1.141		237.9		
系数 G_{1e} 仅用于 $m > 0$ 时 $G_{1e} = 3m\mu/K$	0.2703		56.37		
系数 G_{1i} 当 $m > 0$ 时, 按 K 和 m 查图 31 (a) 实线 当 $m < 0$ 时, 按 K 和 m 查 31 (b)	0.8988		135.4		
系数 G_1 $m > 0$, $G_1 = \max(G_{1e}, G_{1i})$; $m < 0$, $G_1 = G_{1i}$	0.8988		135.4		
管板径向应力系数 带膨胀节 Q 为 Q_{ex}	$\tilde{\sigma}_r = \frac{1}{4} \frac{(1 + \nu) G_1}{Q + G_2}$		-0.05545		

管板布管区周边 处径向应力系数	$\tilde{\sigma}_r' = \frac{3}{4} \frac{m(1+\nu)}{K(Q+G_2)}$	-0.01569		-0.05771	
管板布管区周边 处剪切应力系数	$\tilde{\tau}_p = \frac{1}{4} \frac{1+\nu}{Q+G_2}$	0.02322		-0.0004095	
壳体法兰力矩系数	$\tilde{M}_{ws} = \xi \tilde{M}_p - M_1$	-0.003752		-0.00855	
		计算值	许用值	计算值	许用值
管板径向应力 $\sigma_r = \left \tilde{\sigma}_r P_a \frac{\lambda}{\mu} \left(\frac{D_i}{\delta} \right)^2 \right $		158.8	1.5 $[\sigma]_r^t$ 267	127.5	3 $[\sigma]_r^t$ 534 MPa
管板布管区周边处径向应力 $\sigma_r' = \frac{P_a \lambda}{\mu} \tilde{\sigma}_r' \left(\frac{D_i}{\delta} \right)^2 \left[1 - \frac{k}{m} + \frac{k^2}{2m} (\sqrt{2} - m) \right]$		137.1	1.5 $m = \frac{m_1 + m_2 \nu}{1 + \nu}$ 267	113.5	3 $[\sigma]_r^t$ 534 MPa
管板布管区周边剪切应力 $\tau_p = \frac{P_a \lambda}{\mu} \tilde{\tau}_p \frac{D_i}{\delta}$		-7.666	0.5 $[\sigma]_r^t$ 89	0.04086	1.5 $[\sigma]_r^t$ 267 MPa
壳体法兰应力 $\sigma_f' = \frac{\pi}{4} Y \tilde{M}_{ws} P_a \lambda \left(\frac{D_i}{\delta_f} \right)^2$		138	1.5 $[\sigma]_r^t$ 267	95.03	3 $[\sigma]_r^t$ 534 MPa
换热管轴向应力 $\sigma_t = \frac{1}{\beta} \left[P_c - \frac{G_2 - Q\nu}{Q + G_2} P_a \right]$		26.12	$[\sigma]_t^t$ 147 $[\sigma]_{cr}$ 58.31	7.975	3 $[\sigma]_t^t$ 441 $[\sigma]_{cr}$ 58.31 MPa
壳程圆筒轴向应力 $\sigma_c = \frac{A}{A_s} \left[P_t + \frac{\lambda(1+\nu)}{(Q+G_2)} P_a \right]$		24.65	$\phi [\sigma]_c^t$ 125.4	44.86	3 $\phi [\sigma]_c^t$ 376.1 MPa
换热管与管板连接拉脱应力 $q = \frac{\sigma_t a}{dl\pi}$		1.547	$[q]$ 4	0.4722	3 $[q]$ 焊接 $[q]$ 胀接 4 MPa
计算结果	管板名义厚度 δ_n	56	mm	管板校核通过	

换热管内压计算		计算单位	众一阿美科福斯特惠勒工程有限公司
计算条件			换热管简图
计算压力 P_c	1.48	MPa	
设计温度 t	100.00	°C	
内径 D_i	20.00	mm	
材料	20 (GB9948) (管材)		
试验温度许用应力 $[\sigma]$	152.00	MPa	
设计温度许用应力 $[\sigma]^t$	147.00	MPa	
钢板负偏差 C_1	0.00	mm	
腐蚀裕量 C_2	0.00	mm	
焊接接头系数 ϕ	1.00		
厚度及重量计算			
计算厚度	$\delta = \frac{P_c D_i}{2[\sigma]^t \phi - P_c} = 0.10$		mm
有效厚度	$\delta_e = \delta_n - C_1 - C_2 = 2.50$		mm
名义厚度	$\delta_n = 2.50$		mm
重量	8.32		Kg
压力及应力计算			
最大允许工作压力	$[P_r] = \frac{2\delta_e [\sigma]^t \phi}{(D_i + \delta_e)} = 32.66667$		MPa
设计温度下计算应力	$\sigma^t = \frac{P_c (D_i + \delta_e)}{2\delta_e} = 6.66$		MPa
$[\sigma]^t \phi$	147.00		MPa
校核条件	$[\sigma]^t \phi \geq \sigma^t$		
结论	换热管内压计算合格		

换热管外压计算		计算单位	众一阿美科福斯特惠勒工程有限公司	
计算条件			换热管简图	
计算压力 P_c	-0.60	MPa		
设计温度 t	100.00	°C		
内径 D_i	20.00	mm		
材料名称	20 (GB9948) (管材)			
试验温度许用应力 $[\sigma]$	152.00	MPa		
设计温度许用应力 $[\sigma]^t$	147.00	MPa		
钢板负偏差 C_1	0.00	mm		
腐蚀裕量 C_2	0.00	mm		
焊接接头系数 ϕ	1.00			
厚度及重量计算				
计算厚度	$\delta = 0.29$		mm	
有效厚度	$\delta_e = \delta_n - C_1 - C_2 = 2.50$		mm	
名义厚度	$\delta_n = 2.50$		mm	
外压计算长度 L	$L = 6000.00$		mm	
外径 D_o	$D_o = D_i + 2\delta_n = 25.00$		mm	
L/D_o	3.95			
D_o/δ_e	10.00			
A 值	$A = 0.0124446$			
B 值	$B = 160.38$			
重量	8.32		kg	
压力计算				
许用外压力	$[P] = \frac{B}{D_o/\delta_e} = 26.06149$		MPa	
结论	换热管外压计算合格			

管箱法兰计算					计算单位	众一阿美科福斯特惠勒工程有限公司					
设计条件						简图					
设计压力 p		1.480		MPa							
计算压力 p_c		1.480		MPa							
设计温度 t		100.0		°C							
轴向外载荷 F		0.0		N							
外力矩 M		0.0		N mm							
壳体	材料名称		Q245R								
	许用应力 $[\sigma]_s'$		147.0		MPa						
法兰	材料名称		16Mn								
	许用	$[\sigma]_f$	178.0	MPa							
兰	应力	$[\sigma]_f^t$	178.0	MPa							
	材料名称		35CrMoA								
螺栓	许用	$[\sigma]_b$	228.0	MPa							
	应力	$[\sigma]_b^t$	206.0	MPa							
栓	公称直径 d_B		27.0		mm						
	螺栓根径 d_1		23.8		mm						
	数量 n		36		个						
垫片	结构尺寸 mm	D_i	1000.0	D_o	1195.0	$D_{内}$	1047.0	δ_0	20.0		
		D_k	1140.0	$D_{外}$	1087.0		h	42.0	δ_1	32.0	
		L_e	27.5	L_A	38.0		m	3.00	$y(\text{MPa})$	69.0	
	材料类型		软垫片		N	20.0	m	3.00	$y(\text{MPa})$	69.0	
	压紧面形状			1a, 1b		b	8.00	D_k	1071.0		
片	$b_0 \leq 6.4\text{mm}$ $b = b_0$ $b_0 > 6.4\text{mm}$ $b = 2.53\sqrt{b_0}$		$b_0 \leq 6.4\text{mm}$ $D_k = (D_{外} + D_{内}) / 2$ $b_0 > 6.4\text{mm}$ $D_k = D_{外} - 2b$								
螺栓受力计算											
预紧状态下需要的最小螺栓载荷 W_s				$W_s = \pi b D_k y = 1857411.6$				N			
操作状态下需要的最小螺栓载荷 W_p				$W_p = F_p + F = 1572345.1$				N			
所需螺栓总截面积 A_m				$A_m = \max(A_p, A_s) = 8146.5$				mm ²			
实际使用螺栓总截面积 A_b				$A_b = n \frac{\pi}{4} d_1^2 = 15951.2$				mm ²			
力矩计算											
操作 M_p	$F_0 = 0.785 D_i^2 p_c$ = 1161800.0		N	$L_0 = L_A + 0.5 \delta_1$ = 54.0		mm	$M_0 = F_0 L_0$ = 62737200.0		N mm		
	$F_6 = F_p$ = 238919.8		N	$L_6 = 0.5 (D_0 - D_k)$ = 34.5		mm	$M_6 = F_6 L_6$ = 8242865.0		N mm		
	$F_1 = F - F_0$ = 170829.5		N	$L_1 = 0.5 (L_A + \delta_1 + L_6)$ = 52.3		mm	$M_1 = F_1 L_1$ = 8925889.0		N mm		
	外压: $M_p = F_0 (L_0 - L_6) + F_1 (L_1 - L_6)$; 内压: $M_p = M_0 + M_6 + M_1$ $M_p = 79905952.0$										N mm
预紧 M_s	$W = 2747138.5$		N	$L_6 = 34.5$		mm	$M_s = W L_6 = 94777792.0$		N mm		
计算力矩 $M_0 = M_p$ 与 $M_s [\sigma]_f^t / [\sigma]_f$ 中大者							$M_0 = 94777792.0$		N mm		

螺 栓 间 距 校 核					
实际间距		$\widehat{L} = \frac{\pi D_b}{n} = 99.5$			mm
最小间距		$\widehat{L}_{\min} = 62.0$ (查 GB150-2011 表 9-3)			mm
最大间距		$\widehat{L}_{\max} = 170.6$			mm
形 状 常 数 确 定					
$h_0 = \sqrt{D_i \delta_0} = 141.42$		$h/h_0 = 0.3$		$K = D_o/D_i = 1.195$	$\delta_1/\delta_0 = 1.6$
由 K 查表 9-5 得	$T=1.841$	$Z=5.673$	$Y=10.995$	$l=12.083$	
整体法兰	查图 9-3 和图 9-4	$F_1=0.87658$	$V_1=0.35292$	$e = F_1/h_0 = 0.00620$	
松式法兰	查图 9-5 和图 9-6	$F_L=0.00000$	$V_L=0.00000$	$e = F_L/h_0 = 0.00000$	
查图 9-7 由 δ_f/δ_0 得	$f = 1.32662$	整体法兰 $d_1 = \frac{U}{V_I} h_0 \delta_0^2$ $= 1936718.2$	松式法兰 $d_1 = \frac{U}{V_L} h_0 \delta_0^2$ $= 0.0$	$\eta = \frac{\delta_f^3}{d_1} = 0.2$	
$\psi = \delta_f e + 1$ $= 1.42$		$\gamma = \psi/T$ $= 0.77$	$\beta = \frac{4}{3} \delta_f e + 1 = 1.56$		$\lambda = \gamma + \eta$ $= 0.93$
剪应力校核	计 算 值		许 用 值		结 论
预紧状态	$\tau_1 = \frac{W}{\pi D_i l} = 0.00$		MPa	$[\tau]_1 = 0.8[\sigma]_n$	
操作状态	$\tau_2 = \frac{W_p}{\pi D_i l} = 0.00$		MPa	$[\tau]_2 = 0.8[\sigma]_n^t$	
输入法兰厚度 $\delta_f = 68.0$ mm 时, 法兰应力校核					
应力性质	计 算 值		许 用 值		结 论
轴向应力	$\sigma_H = \frac{f M_o}{\lambda \delta_1^2 D_i} = 131.39$	MPa	$1.5[\sigma]_f^t = 267.0$ 或 $2.5[\sigma]_n^t = 367.5$ (按整体法兰设计的任意式法兰, 取 $1.5[\sigma]_n^t$)		校核合格
径向应力	$\sigma_R = \frac{(1.33\delta_f \cdot e + 1)M_0}{\lambda \delta_f^2 D_i} = 34.26$	MPa	$[\sigma]_f^t = 178.0$		校核合格
切向应力	$\sigma_T = \frac{M_o Y}{\delta_f^2 D_i} - Z\sigma_R = 31.03$	MPa	$[\sigma]_f^t = 178.0$		校核合格
综合应力	$\max(0.5(\sigma_H + \sigma_R), 0.5(\sigma_H + \sigma_T)) = 82.83$	MPa	$[\sigma]_f^t = 178.0$		校核合格
刚度系数	$J = \frac{52.14 V_I M_o}{\lambda E \delta_o^2 K_1 h_o} = 0.558$				校核合格
法兰校核结果		校核合格			