# Exemplo de dimensionamento de tanque com pressão interna pela norma API Standard 620, *Design and Construction of Large, Welded, Low-pressure Storage Tanks*

Autor: BS&B do Brasil Equipamentos Industriais Ltda

#### 1) OBJETIVO

MEMORIA DE CÁLCULO PARA TANQUE DE ARMAZENAMENTO

# 2) DADOS TÉCNICOS DO TANQUE

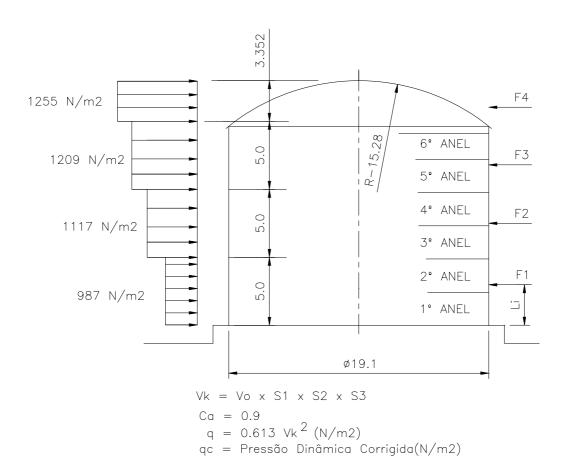
- DIÂMETRO INTERNO DO TANQUE 19100 mm (752in)
- ALTURA DO TANQUE 14640 mm (576.4in)
- FUNDO: COM DECLIVIDADE DE 1:120 DA PERIFERIA PARA O CENTRO
- NORMA API 620 –10ªEDIÇÃO –ANO 2002 -AD.1/2004
- PRESSÃO INTERNA DE PROJETO 1,0 kgf/cm<sup>2</sup> man. (14.223 psi)
- PRESSÃO EXTERNA DE PROJETO (VÁCUO PARCIAL) 44mm H₂O (0.0626 psi)
- TEMPERATURA DE PROJETO 80°C (176 °F)
- SOBRESPESSURA DE CORROSÃO:
  - CASCO 3 mm
  - TETO / FUNDO ZERO
- TIPO DESOLDA / EFICIÊNCIA / RADIOGRAFIA:
  - A) FUNDO: SOLDA SOBREPOSTA, SEM RADIOGAFIA.
- B) COSTADO: SOLDA DE TOPO, RADIOGRAFIA TOTAL, EFICIÊNCIA = 1
- C) TETO SOLDA DE TOPO, RADIOGRAFIA PARCIAL, EFICIÊNCIA = 0,85
- FLUIDO: ÁGUA ÁCIDA + HIDROCARBONETOS
- DENSIDADE / NÍVEL: ÁGUA: 988 kgf/m³ @ 7,5m & ÓLEO: 950 kgf/m³ @ 1,5m
- TRATAMENTO TÉRMICO DE ALIVIO DE TENSÕES NÃO
- ESPECIFICAÇÃO DE MATERIAIS:
  - A) COSTADO ASTM A-36
  - B) FUNDO ASTM A-36
  - C) TETO ASTM A-36
  - D) PESCOÇOS BOCAS DE VISITA ASTM A283 GrC / ASTM A-36
  - E) PESCOÇOS DE BOCAIS ASTM A-106 GrB
  - F) FLANGES DOS BOCAIS / BOCAS DE VISITA ASTM A105
  - G) ESTOJOS / PORCAS ASTM A193 Gr B7 / ASTM A194-2H
  - H) JUNTAS PARA BOCAS DE VISITA PAPELÃO HIDRÁULICO ISENTO DE AMIANTO TEADIT NA-1000
  - I) CHUMBADORES ASTM A-193-Gr B7
- VELOCIDADE BÁSICA DO VENTO 45 m/s

petroblog-Santini Página 1 de 14

# 3) DIMENSIONAMENTO MECÂNICO

- 3.1) CARGAS DEVIDO AÇÃO DO VENTO CONFORME NBR-6123 / 1988.

  - VELOCIDADE BÁSICA DO VENTO 45m/s RUGOSIDADE DO TERRENO CLASSE "A"  $\rightarrow$  S1 =1 FATOR ESTATÍSTICO (S3): 1 GRUPO 2



Z(m)	S2	Vk (m/s)	Ca	q (N/m2)	qc (N/m2)
5	0.94	42,3	0.9	1097	987
10	1.00	45,0	0.9	1241	1117
15	1.04	46,8	0.9	1343	1209
20	1.06	47,7	0.9	1395	1255

# 3.2) CÁLCULO DO MOMENTO NA BASE

 $M = F1 \times L1 + F2 \times L2 + F3 \times L3 + F4 \times L4$ 

 $M = 94475 \times 2.5 + 106925 \times 7.5 + 115725 \times 12.32 + 57661 \times 16.015 = 3387298 \text{ N.m.}$  (3387 kN.m)

Página 2 de 14 petroblog-Santini

```
3.3) CÁLCULO DO CIZALHAMENTO NA BASE
```

H = F1 + F2 + F3 + F4

H = 94475 + 106925 + 115725 + 57661 = 374786 N

H = 375 kN

3.4) CÁLCULO DO COSTADO DO TANQUE (CONF. API-620 ITEM 5.10.2.5)

3.4.1) COSTADO NA CONDIÇÃO DE PROJETO

 $T1 = (Rc/2) \times P + [(w + F) At$ 

T2 = Rc x P

 $t = T/(STs \times E)$ , ONDE:

RAIO DO COSTADO (Rc): 9550 mm (376in)

PRESSÃO TOTAL ATUANTE NO COSTADO (P) -> P= P1 + PG, SENDO

P1: PRESSÃO HIDROSTÁTICA (PRODUTO OU ÁGUA)

PG: 1kgf/cm<sup>2</sup> MAN. (14, 223 psi) PESO DO TETO: 22818 kgf (50200 lb)

At: 444145 in<sup>2</sup> STs: 16000 psi

E: 1 F= 0

PARA O 1º ANEL E DEMAIS ANEIS: T SERÁ O MAIOR VALOR ENTRE T1 E T2, ASSIM TEMOS:

 $T1 = (Rc/2) \times P[(W + F)/At]$ 

 $= (376 / 2) \times 33,858 [ (309705 + 0) / 444145] = 6366 lb / in$ 

 $T2 = Rc \times P$ 

= 376 X 33,858 = 12730 lb / in

LOGO T = 12730 lb / in, SUBSTITUINDO TEREMOS

 $t = T / (STs \times E) = t = 12730 / (1600 \times 1)$ 

t = 0,7956" ( 20,20mm) (Obs.: SEM SOBRESPESSURA PARA CORROSÃO)

PARA OS DEMAIS ANEIS, CONSIDERANDO QUE TEREMOS 6 ANÉIS COM 2.4 m DE ALTURA E COM ESPESSURAS ESTIMADAS TEREMOS:

ANEL	ALTURA DE PRODUTO(m)	P1 (psi)	P (psi)	PESO COSTADO POR ANÉIS (lb)	PESO TOTAL C/TETO(W) (lb)	T1 (lb / in)	T2 (lb / in)	t
1	14000	19,635	33,805	259505	309705	6366	12730	20,20
2	11600	16,270	30,493	204740	254940	5733	11465	18,20
3	9200	12,904	27,127	157444	207644	5100	10199	16,20
4	6800	9,538	23,761	117615	167815	4467	8459	13,42
5	4400	6,172	20,395	66265	116465	3835	7260	11,52
6	2000	2,805	17,028	31824	82024	3201	6062	9,62

Espessuras estimadas: Anel #1 – 22mm

Anel #2 – 19 mm Anel #3 – 19mm Anel #4 – 16mm Anel #5 – 14mm Anel #6 – 12.5mm

OBS.: A NUMERAÇÃO DOS ANEIS E DE BAIXO PARA CIMA.

3.4.2) COSTADO NA CONDIÇÃO DE TESTE

petroblog-Santini Página 3 de 14

ANEL	Altura de Produto(m)	P1 (psi)	P (psi)	PESO COSTADO POR ANÉIS (lb)	PESO TOTAL C/TETO (lb)	T1 (lb / in)	T2 (lb / in)	t
1	14640	20,535	38,314	259505	309705	7203	13640	16,65
2	12240	17,168	34,547	204740	254940	6570	12441	15,19
3	9840	13,802	31,581	157444	207644	5938	11243	13,73
4	7440	10,435	28,214	117615	167815	5304	10044	12,27
5	5040	7,070	24,849	66265	116465	4672	8846	10,80
6	2640	3,703	21,482	31824	82024	4039	7648	9,34

## CONCLUSÃO DAS ESPESSURAS DOS ANEIS:

ANEL #1 - 25 mm

ANEL #2 - 22 mm

ANEL #3 - 20 mm

ANEL #4 - 17.5 mm

ANEL #5 - 16 mm ANEL #6 - 14.3 mm

# **REFAZENDO OS PESOS TEMOS**

PESO DO COSTADO - 129907 kgf (285988 lb)

3.5) VERIFICAÇÃO DA VELOCIDADE ADMISSÍVEL PARA O COSTAO SEM CONTRAVENTAMENTO

DE ACORDO COM O API-620 - PARAG. 5.10.6.1 TEMOS PARA VELOCIDADE PADRÃO DE 100mph:

H1 = [ 6 (100 t) {(100t /D)10 
$$^{0.5}$$
} X (100 / V)<sup>2</sup>] , LOGO TEMOS,  
V<sup>2</sup> = {100<sup>2</sup> [ 6 ( 100t) {(100t /D)1<sup>.5</sup>}} / H1

PARA A VARIAÇÃO DE ALTURAS DOS ANÉIS E ESPESSURA DE CHAPAS TEMOS A SEGUINTE EQUAÇÃO:

L Wtr = W [ ( t uniform / 
$$\sqrt{\text{t atual }})^5$$
] (API 620 – PARAG. 5.10.6.2)

ANEL	t ATUAL (in)	W (in)	W tr (in)
1	0,984	94,488	23,397
2	0,875	94,488	31,378
3	0,887	94,488	40,899
4	0,688	94,488	57,237
5	0,630	94,488	71,333
6	0,563	94,488	94,88
H1 = ∑	319,132		

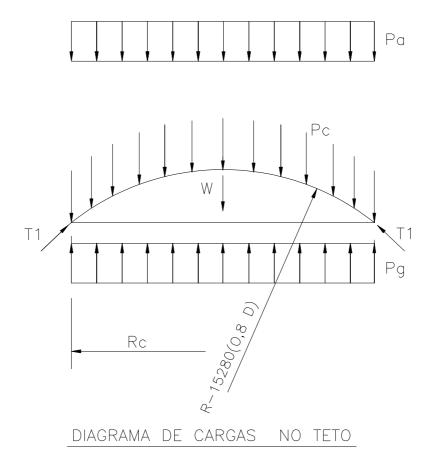
H1 (SOMATÓRIO DE Wtr) → 319, 132 in (26,594 ft)

 $D \rightarrow 62,664 \text{ ft}$ 

petroblog-Santini

 $t \rightarrow 0,563 \text{ in}$  V = 303 mph (487 km/h)

## 3.6) DIMENSIONAMENTO DO TETO



# 3.6.1) CÁLCULO DO TETO (API-620, PARAG. 5.10.2.5)

# PARA O CARREGAMENTO ATUANTE NO TETO TEMOS:

- RS RAIO ESFÉRICO 15380 mm (601,67 in)
- RS R2 (FIG. 5-4 DO API-620)
- RC- RAIO DO COSTADO 9550 mm (376 in)
- PG- PRESSÃO INTERNA DO GÁS (1 kgf/cm²) (14,223 psi)
- PC CARGA EXTERNO DEVIDO AO PESO PRÓPRIO DA CHAPA DO TETO (\* 74,5 kgf/m²)(0,106 psi)
  - (\* ASSUMINDO ESPESSURA DE 9,5 mm)
  - PV- PRESSÃO DE VÁCUO PARCIAL (44 mm de H<sub>2</sub>O) (0,0626 psi)
  - PS- PRESSAO DE SOBRECARGA ( 100 kgf/m²) ( 0,1422 psi)
  - PA → SOBRECARGA EXTERNA + VÁCUO PARCIAL (psi), TEMOS:

PA = PV+ PS = 0, 06626 + 0, 1422 = 0,02048 psi

petroblog-Santini Página 5 de 14

```
Atp – ÁREA DO TETO PLANIFICADA (\pi \times Rt^2)
Atp = (\pi \times 387,6^2) = 472000 \text{ in}^2
 PESO DA CHAPA \rightarrow ATp x t (teto) x \gamma = 472000 \times 0.375 \times 0.2836
                                              = 50200 lb
 W (PESO TOTAL ATUANTE = PESO PROPRIO + SOBRECARGA)
 W = Rc^2 x \pi x PS + PESO DO TETO
     = 376^2 \times 3.1415 \times 0.1422 + 50200 = 113357 \text{ lb}
STs - TENSÃO ADMISSÍVEL MÁXIMA PARA TRAÇÃO SIMPLES - 15200 psi (API-620 - TAB. 5-1)
3.6.1.1) NA CONDIÇÃO DE VÁCUO PARCIAL
 Pv \rightarrow 0,0626 \text{ psi}
 W \rightarrow 113457 lb
  F \rightarrow 0
 T1 \rightarrow (Rs/2) x \{ [P + [(-W +F)/At] \}
 T1 = (601,57/2) \times \{ [-0,0626 + [(-113357 + 0)/\pi \times 376^2] \}
    = -26,51 lb
 T2 \rightarrow (Rs \times P) - T1 = (601,57 \times -0,0626) - (-26,51) = -64,16 \text{ lb}
   t = T2 / Sca, ONDE
       Sca - TENSÃO ADMISSÍVEL DE COMPRESSÃO (psi)
   (t-c)/Rs = (0,375 - 0)/601,57
            = 0,000623 \le 0,0067 \text{ (API-620, PARAG. 5.10.3.5b)}
  Sca = 1000000 [ (t-c) / R ]
        = 1000000 [ 0,375 / 601,75 ]
        = 623 psi
     t = -64,16 / 623 = -0,10 \text{ in } (2,61 \text{ mm})
3.6.1.2) NA CONDIÇÃO DE PRESSÃO INTERNA
     PG \rightarrow 1 \text{ kgf/cm}^2 \text{ MAN}.
     W → 113357 lb
     T1 \rightarrow (Rs /2) x { [ P + [ (-W +F) / At] }
     T1 = 300,78 x \{ [14,223 + 0,2552] \}
     T1 = 4354,75 lb/in
     T2 \rightarrow (Rs \times P) - T1 = (601,67 \times 14.223) - 4354,75 = 4201,4 lb
     T1 e T2 > 0, LOGO SÃO FORÇAS DE TRAÇÃO.
```

petroblog-Santini Página 6 de 14

## UTILIZANDO A MAIOR (T1) TEREMOS:

 $t \rightarrow T1 / STs \times E$ = 4354,7 / (15200 X 0,85)  $t = 0,337 \text{ in } (8,56 \text{ mm}) \rightarrow USAR \ \ t = 3/8" \ (9.5 \text{ mm})$ 

# 3.7) CÁLCULO DA BARRA DE COMPRESSÃO

PARA BARRA DE COMPRESSÃO ESTAMOS CONSIDERANDO INICIALMENTE UMA CHAPA DE 1,25in , COM ISTO

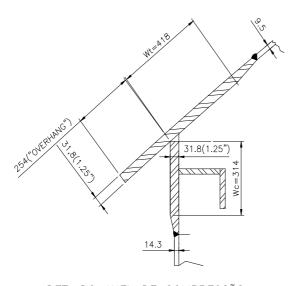
TEMOS OS SEGUINTES COMPRIMENTOS QUE CONTRIBUEM NO CASCO E TETO PARA O ANEL DE COMPRESSÃO

( CONFORME API-620 5.12.4.2).

Wh 
$$\rightarrow$$
 0,6  $\sqrt{R_2 (th - C)}$   
= 0,6  $\sqrt{601,57 (1,25)}$   
= 16,45 in  
Wc  $\rightarrow$  0,6  $\sqrt{R_c (tc - C)}$   
= 0,6  $\sqrt{376 (1,25 - 0,125)}$   
= 12,34 in

PARA CONTRIBUIÇÃO DA ÁREA DO ANEL DE COMPRESSÃO PODEM OS UTILIZAR O TRECHO DO "OVERHANG",

LIMITADO A 16 th ( $\approx$  20in); QUE PARA O PROJETO UTILIZAREMOS L = 254 mm (10").



DET. DO ANEL DE COMPRESSÃO

petroblog-Santini Página 7 de 14

3.7.1) FORÇA CIRCUNFERENCIAL ATUANTE NO ANEL DE COMPRESSÃO (API-620, PARAG. 5.12.4.3)

$$\begin{split} Q &= T2\,Wh + T_2S\,Wc - T1\,\,Rc\,\,.\,\,sen\,\,\alpha\,\,,\,\,SENDO \\ \alpha &\to \hat{A}NGULO\,\,ENTRE\,\,A\,\,DIREÇ\tilde{A}O\,\,DE\,\,T1\,\,E\,\,A\,\,LINHA\,\,VERTICAL\,\,(36,52^o) \\ T2 &= P\,x\,R_2 - \{\,\,R_2\,/2\,\,[\,\,P + (-W + F)\,/\,\,At\,\,] \\ W.F\,/At &= 0,255, \quad T2 = 8555,7 - 4201,5 \\ T2 &= 4354\,\,lb/in \end{split}$$

T1 =  $(R_C/SEN \alpha)(P + [(-W + F)/At])$ , ONDE:

Rc - RAIO DO CASCO

 $T1 = (376 / 2 SEN 36,52^{\circ}) \times 13,969$ 

T1 = 4413 lb/in

 $T_2S = P \times Rc = 14,223 \times 376$ = 5348 lb/in,

SENDO ASSIM PARA FORÇA Q:

 $Q = 4354 \times 16,45 + 5348 \times 12,34 - 4413 \times 376 \times 36,52^{\circ}$ 

Q = -849830 lb

PARA O ANEL DE COMPRESSÃO DEVEMOS TER UMA ÁREA MÍNIMA DE:

 $Ac = Q / 15000 = 56,65 \text{ in}^2$ 

AREA DE REFORÇO EXISTENTE LIMITADA POR Wh e Wc TEMOS:

Ah = Wh x th  $(20,56 \text{ in}^2)$ 

 $Ac = Wc x tc (13,88 in^2)$ 

A overh. =  $L \times th (12.5 in^2)$ 

A EXIST. =  $46,94 \text{ in}^2 \rightarrow Ac - A \text{ exist.} = 56,55 - 46,94 \text{ in}^2$ =  $9,71 \text{ in}^2$ 

PARA COMPENSAR A DIFERENÇA DE ÁREAS DE REFORÇO UTILIZAREMOS INTERNAMENTE UMA CANTONEIRA, INTERNA, FABRICADA DE CHAPA DE L 8"  $\times$  7/8" ( A= 14 in<sup>2</sup> , I = 3313 cm<sup>4</sup>).

CONFORME ITEM 5.1.2.5.8, PARA ESTE ITEM DO ANEL DE COMPRESSÃO DEVEMOS TER UM MOMENTO DE INÉRCIA REQUERIDO DE:

 $Ii = 0.00000005 ((Qp x Rc^2) K)$ 

SENDO Qp = -987448 lb Rc – RAIO DO COSTADO (376 in) K = 186,6 (TABELA 5-9) (ANEL INTEGRAL)

 ${\rm Ii} = 0,00000005 \; ((-987448 \; \times 376^2)186 \; ) = 37,4 \; in^4, \; COMO \; O \; ANEL \; INTERNO \; TEM \; I = 3313 \; in^4 (79,6 \; in^4),$ 

LOGO ATENDE AO REQUERIDO.

petroblog-Santini Página 8 de 14

# 3.8) <u>VERIFICAÇÃO DA VELOCIDADE EQUIVALENTE (Ve) PARA DETERMINAÇÃO DO USO DE CONTRAVENTAMENTO INTERMEDIÁRIO</u>

- 3.8.1) A VELOCIDADE EQUIVALENTE CONSIDERA A INFLUÊNCIA DA PRESSÃO EXTERNA DE PROJETO (44mm  $\rm H_2O$ ) E É UTILIZADA PARA SE DETERMINAR A NECESSIDADE DE CONTRAVENTAMENTO INTERMEDIÁRIO NO TANQUE. PARA CONDIÇÃO DESTE TANQUE, A VELOCIDADE ADMISSÍVEL NO ITEM 3.5 FOI DE 487 km/h. PARA VELOCIDADE EQUIVALENTE TEMOS:
  - PARA VELOCIDADE DE 100mph (API 620 ITEM 5.10.6.6)

 $P = 36 (Ve/100)^2$ , COM ISTO TEMOS:

Ve =  $100 \text{ (P/36)}^2$ , SUBSTITUINDO NA FORMULA BÁSICA ACIMA AS CONSIDERAÇÕES NAS NOTAS DO RODAPÉ DO API-650- 3.9.7.1 REF. 16 "R.V. Mc GRATH - STABILITY OF API 650 TANK SHELLS" TEMOS:

Ve = 
$$100 \sqrt{\{[(0,00236) (0,988.V)^2 + 5 (Pe)] / 36\}}$$
  
V =  $162 \text{ km /h} = 100.68 \text{ mph,}$   
Pe =  $44 \text{ mm H}_2\text{O} = 1.7323 \text{ in H}_2\text{O}$   
Ve =  $97,66 \text{ mph } (157,2 \text{ km/h})$ 

COMO Ve < V admissível, LOGO O TANQUE NÃO PRECISA DE CONTRAVENTAMENTO INTERMEDÁRIO.

# 3.9) CARGAS NA FUNDAÇÃO

- \* PESO ESTIMADO PARA PLATAFORMAS E ESCADAS 4300 kgf
- 3.9.1) CARGA DEVIDO AO VENTO
  - MOMENTO ATUANTE(M) 3387 kN.m
  - CIZALHAMENTO NA BAŚE(H) 375 kN
  - CARGA DEVIDO AO VENTO (Cv)  $\rightarrow$  (4M)/ $\pi$ x D<sup>2</sup>

$$Cv = (4 \times 3387) / \pi \times 19,1^2 = 11,82 \text{ kN/m}$$

- 3.9.2) CARGA DEVIDO AO PESO PRÓPRIO
  - PESO TOTAL DO TANQUE 162220 kgf

$$Cp = (162300 \times 9.8) / \pi \times 19,1 = 26507 \text{ N/m} (24,2 \text{ kN/m})$$

3.9.3) SOBRECARGA NO TETO

3.9.4) CARGA DEVIDO A PRESSÃO DE PROJETO

CPp = 
$$(1 \times 100^2 \times \pi \times 19,1^2 \times 1) / \pi \times 19,1$$

 $CPp = 47750 \text{ kg/m} (468188 \text{ N/m}) \rightarrow 468,2 \text{ kN/m}$ 

petroblog-Santini Página 9 de 14

# 3.9.5) CARGA DEVIDO A PRESSÃO DE TESTE

$$CTh = 1,25 \times CPp = 1,25 \times 468,2 = 585,2 \text{ kN/m}$$
   
 
$$UP \ LIFT = CPp + Cv - Cp = 468.2 + 11,82 - 24,2 = 455,92 \text{ kN/m}$$

# PESO ATUANTES:

- PESO DE PRODUTO (ÁGUA + HIDROCARBONETO) =  $950 \text{ kgf/m}^3 \times 7.5 + 988 \times 1,5 = 906 \text{ kgf/m}^2 \rightarrow 8885 \text{ N/m}^2$
- PESO DE ÁGUA (TESTE HIDROSTÁTICO)
  - =  $1000 \times 14,64 = 14640 \text{ kgf/m}^2 (143545 \text{ N/m}^2)$

# 3.9.6) RESUMO DE CARGAS NA FUNDAÇÃO

IDENT. DAS	OPERAÇÃO	OPERAÇÃO + VENTO	TESTE					
CARGAS(N/m²)								
Q aço	582	582	582					
Q produto	8885	8885	0					
Q água	0	0	143545					
Q pressão interna	98066	98066	0					
Q pressão teste	0	0	122582					
Q total (N/m <sup>2</sup> )	107533	107536	266709					
CARGAS LINEARES (N/m)								
W aço	-26507	-26507	-26507					
W pressão de projeto	468188	468188	0					
W pressão de teste	0	0	585286					
W vento	0	11820	0					
W acidental	-4681	-4681	-4681					
W total (N/m)	437000	448820	554098					
CARGAS NA BASE/CHUMBADOR								
H (Força Horizontal) (N)	0	374786	0					
M(Momento na base) (kN.m)	0	3387	0					
V1 (Carga unitária de	364,171kN	374,41kN	461,78kN					
arrancamento dos	37137 kgf	38181 kgf	47089 kgf					
chumbadores								

V1 =  $\frac{Wk \times D \times \pi}{N^{\circ} \text{ chumbadores}(72)}$ 

petroblog-Santini Página 10 de 14

#### 3.10) DIMENSIONAMENTO DAS CADEIRAS PARA CHUBADORES

# 3.10.1) DETERMINAÇÃO DA QUANTIDADE E DIMENSÃO DO CHUMBADOR

PARA O TANQUE FOI CONSIDERADO O CRITÉRIO DE CALCULO DO "AISI VOLUME 2 - PARTE VII".PARA TENSÃO ADMISSÍVEL NA CONDIÇÃO NORMAL DE OPERAÇÃO CONSIDERAMOS T= 172,4 Mpa(25000psi);

PARA CONDIÇÃO DE OPERAÇÃO COM VENTO CONSIDERAMOS TENSÃO ADMISSIVEL DE FLAMBAGEM IGUAL Á 1.33T = 229,3 Mpa(, CONFORME PERMITIDO PELO API 620 PARAG.5.5.6.

NÚMERO DE CHUMBADORES – 72 ESPAÇAMENTO ENTRE CHUMBADORES – 843 mm (33,2 in) CARGA SOBRE CHUMBADORES – 47089 kgf (103600 lb) DIÂMETRO DOS CHUMBADORES – Ø 2 ½" AREA DA SEÇÃO (As) – 4.3 in2 TENSÃO ATUANTE = P1 /As = 103600 / 4.3 = 24093 psi < Tadm.(25000 psi )

3.10.2) CÁLCULO DA PLACA DE TOPO DA CADEIRA (AISI E-2 PART. VII)

$$C = [P]{(0,375 g - 0.22 d]^{0.5}}$$
, SENDO:

C - ESPESSURA DA PLACA DE TOPO

P - CARGA DE PROJETO (103 kips)

S - TENSÃO NO PONTO (15,60 ksi)

F - DISTÂNCIA DA BORDA DO FURO ATÉ O COSTADO (2,735 in)

g - ESPAÇAMENTO ENTRE NERVURAS (3.5 in)

d - DIÂMETRO DO CHUMBADOR (2,5 in)

C = 1.46 in (37,08 in)

ESPESSURA USADA - 38,1 mm (1.5 in)

# 3.10.3) <u>CÁLCULO DA ALTURA DA CADEIRA (CONFORME AISI E2 PART. VII E FÓRMULA DE BIJLLARD)</u>

ALTURA DA CADEIRA SERÁ APROX. DETERMINADA CONFORME ABAIXO:

$$S = \frac{P \times e}{t^2} \left[ \frac{1.32 Z}{1,43 a h^2 + (4 ah^2)^{0.333}} + \frac{0.031}{(Rt)^{0.5}} \right]$$

SENDO:

$$Z = \frac{1,0}{\frac{0,177 \text{ am}}{\sqrt{\text{R.t}}}} \times (\text{m/t})^2 + 1,0} = 0,985$$

petroblog-Santini Página 11 de 14

```
H → ALTURA DA CADEIRA
```

m → ESPESSURA DO FUNDO (CHAPA ANULAR) (0,625 in)

R → RAIO DO COSTADO (376 in)

t → ESPESSURA DO COSTADO (0,94 in)

a → LARGURA DA CADEIRA (6.5 in)

 $e \rightarrow DISTÂNCIA DA CARGA APLICADA ATÉ O COSTADO (3,75 in)$ 

P → CARGA APLICADA (102,45 kips)

S → CARGA NO CHUMBADOR (25 kips)

#### SUBSTITUINDO NAS FÓRMULAS DA PÁGINA ANTERIOR TEMOS:

Z = 0,99565

H = 13,30" (338 mm)

- A ESPESSURA DA NERVURA DA CADEIRA DEVERÁ SER MAIOR QUE ½" OU 0,04 (h-c)

J > 0.53", USAREMOS  $J = \frac{3}{4}$ " (J = 19.05 mm)

### 3.11) VERIFICAÇÃO DA ABERTURA DOS BOCAIS / REFORÇOS( API 620 - PARAG. 5.16)

- ESPESSURA MÍNIMA CALCULADA DO COSTADO 13,42 mm
- ESPESSURA NOMINAL (tw) 17,5 mm
- SOBRESPESSURA DE CORROSÃO(c) 3,0 mm
- ESPESSURA DO PESCOÇO (tn)- 12,7 mm (Sch. 80)
- PRESSÃO DE PROJETO NO BOCAL 1.703 kgf/cm² Man. (Pressão de Projeto+ Coluna H₂O)
- DIÂMETRO DA ABERTURA NO COSTADO 193,6 mm (19,36 cm)
- ESPESSURA REQUERIDA PARA PESCOÇO DO BOCAL
- t = 16,42 mm
- E →1

- trn = 
$$\frac{1.73 \times 9.93}{1202 - 0.6 (1,7303)}$$
 + 0,3 = 0,314 cm (3,14 mm)

tn = 12,7 mm (sch. 80)

AREA REQUERIDA (Ar) =  $[(d+2C) \times (t-C) E]$ 

 $Ar = 2678 \text{ mm}^2$ 

# ÁREA DE REFORÇO NO COSTADO

$$A1 = [2(d + 2C) - d + 2c] \times (tw-t+C)$$

 $A1 = 196,6 \times 1,08 = 212 \text{ mm}^2$ 

ÁREA DE REFORÇO NO BOCAL

 $A2 = [2,5 \times (tw - c)] \times e_3 \times 2$ 

 $A2 = 36,25 \times 9,08 \times 2 = 658,2 \text{ mm}$ 

ÁREA DE REFORÇO DE SOLDA

 $A3 = 13 \times 13 = 169 \text{ m2}$ (filete de 13 mm)

$$\Sigma$$
 A = 212 +658,2 + 169 = 1039 mm<sup>2</sup>

petroblog-Santini Página 12 de 14

A REQUERIDA = Ar - 
$$\sum$$
 A = 2678 - 1039,2  $\approx$  1639 mm<sup>2</sup>,  
CONSIDERANDO A ESPESSURA DE 16mm TEREMOS: Lmin. =  $\frac{1639}{16 \times 2}$  = 52 mm

Lmax. = 86 mm, USAREMOS L= 85,5 mm (REFORÇO Ø 390 mm x 16 mm – MATERIAL – ASTM A-36)

B) BOCAL 2 - Ø 10" - 150#

- ESPESSURA MÍNIMA CALCULADA DO COSTADO 20,20 mm
- ESPESSURA NOMINAL (tw) 25 mm
- SOBRESPESSURA DE CORROSÃO(c) 3,0 mm
- ESPESSURA DO PESCOÇO (tn)- 12,7 mm (Sch.60)
- PRESSÃO DE PROJETO NO BOCAL 1.0 kgf/cm² Man. (Pressão de Projeto+ Coluna H₂O)
- DIÂMETRO DA ABERTURA NO COSTADO 247,6 mm (24,76cm)
- ESPESSURA REQUERIDA PARA PESCOÇO DO BOCAL
- -t 23,2 mm
- E →1

- trn = 
$$\frac{1.0 \times 12,68}{1202 - 0.6 (1.0)}$$
 + 0,3 = 0,310 cm (3,1 mm)

tn = 12,7 mm (sch. 60)

AREA REQUERIDA (Ar) = [(d+2C) x (t-C) E]

 $Ar = 5122,7 \text{ mm}^2$ 

ÁREA DE REFORÇO NO COSTADO

$$A1 = [2(d + 2C) - d + 2c] \times (tw-t+C)$$

$$A1 = 253,6 \times 1,8 = 456,5 \text{ mm}^2$$

ÁREA DE REFORÇO NO BOCAL

$$A2 = [2,5 \times (tW - c)] \times e_3 \times 2$$

$$A2 = 55 \times 9.7 \times 2 = 1067 \text{ mm}$$

ÁREA DE REFORÇO DE SOLDA

 $A3 = 13 \times 13 = 169 \text{ m2}$  (filete de 13 mm)

$$\Sigma A = 456.5 + 1067 + 169 = 1692.5 \text{ mm}^2$$

A REQUERIDA = Ar -  $\sum A = 5122,7 - 1039,2 \approx 3430 \text{ mm}^2$ ,

CONSIDERANDO A ESPESSURA DE 16 mm TEREMOS: Lmin. =  $\frac{3430}{16 \times 2}$  = 107 mm

Lmax. = 111 mm, USAREMOS L= 111 mm (REFORÇO  $\varnothing$  495mm x 16mm - MATERIAL - ASTM A-36)

petroblog-Santini Página 13 de 14

```
C) BOCAL 3 / 14 - Ø 3" - 150#
```

- ESPESSURA MÍNIMA CALCULADA DO COSTADO 20,20 mm
- ESPESSURA NOMINAL (tw) 25 mm
- SOBRESPESSURA DE CORROSÃO(c) 3,0 mm
- ESPESSURA DO PESCOÇO (tn)- 7,62 mm (Sch.80)
- PRESSÃO DE PROJETO NO BOCAL 1.0 kgf/cm<sup>2</sup> Man. (Pressão de Projeto+ Coluna H<sub>2</sub>O)
- DIÂMETRO DA ABERTURA NO COSTADO 73,76 mm (7,376cm)
- ESPESSURA REQUERIDA PARA PESCOÇO DO BOCAL
- t 23,2 mm
- E →1

- trn = 
$$\frac{1.0 \times 3,99}{1202 - 0,6 (1,0)}$$
 + 0,3 = 0,303 cm (3,03 mm)

tn = 7,62 mm (sch. 80)

AREA REQUERIDA (Ar) =  $[(d+2C) \times (t-C) E]$ 

 $Ar = 1611,1 \text{ mm}^2$ 

ÁREA DE REFORÇO NO COSTADO

$$A1 = [2(d + 2C) - d + 2c] \times (tw-t+C)$$

 $A1 = 79,76 \times 1,8 = 143,6 \text{ mm}^2$ 

ÁREA DE REFORÇO NO BOCAL

$$A2 = [2,5 \times (tW - c)] \times e_3 \times 2$$

A2 = 105 mm2

ÁREA DE REFORÇO DE SOLDA

 $A3 = 9 \times 9 = 81 \text{ m2}$  (filete de 9 mm)

$$\Sigma A = 143,6 + 105 + 81 = 329,65 \text{ mm}^2$$

A REQUERIDA = Ar -  $\sum A = 1611,1 - 329,6 \approx 1281 \text{ mm}^2$ ,

CONSIDERANDO A ESPESSURA DE 16mm TEREMOS: Lmin. = 
$$\frac{1281}{16 \times 2}$$
 = 40 mm

Lmax. = 42 mm, USAREMOS L= 50 mm (REFORÇO Ø 190 mm x 16 mm - MATERIAL - ASTM A-36)

# D) BOCAL 8 – BOCAL DA PSV(HOLD)

- PARA OS DEMAIS BOCAIS NÃO É NECESSÁRIO REFORÇO (API 620 - PARAG. 5.16.2.1)

petroblog-Santini Página 14 de 14