

CAPÍTULO VI - DESVIOS DE FORMA GEOMÉTRICA

1 - INTRODUÇÃO

Os procedimentos descritos no documento API-RP 579 foram estabelecidos com o objetivo de avaliar irregularidades geométricas associadas com desalinhamentos de solda e distorções de costados em componentes planos, cilíndricos, cônicos, esféricos e tampos conformados. Em geral, se os desvios existentes nos componentes atendem aos limites dimensionais exigidos pelos códigos de projeto, nenhum tipo de avaliação adicional é necessária. Exceções ocorrem para componentes sujeitos a serviços cíclicos e/ou irregularidades localizadas, tais como "dents".

Os seguintes tipos de desvio de forma geométrica são previstos pelo documento API-RP 579:

1 - Desalinhamentos de solda - incluem offset em soldas, embicamentos e combinação de efeitos em juntas soldadas de cilindros, chapas planas e costados esféricos.

2 - Distorções de costado :

- Distorção generalizada no costado - desvio da forma ideal ou geometria perfeita que ocorre tanto na direção longitudinal quanto na direção meridional. Este tipo de distorção é caracterizada pelo desvio significativo da forma do costado (múltiplas curvaturas) e tipicamente requer uma avaliação baseada em análises numéricas.
- Ovalizações - desvio de forma da seção transversal do costado cilíndrico de uma geometria circular ideal. A ovalização em um cilindro é assumida ser constante na direção longitudinal;
- Bulge - desvio da superfície do componente para dentro ou para fora da seção transversal da geometria ideal, que pode ser caracterizada por um raio local. O bulge pode ser definido como esférico ou cilíndrico.
- Dent - desvio da seção transversal do costado de uma superfície ideal, caracterizado por um raio local reduzido.

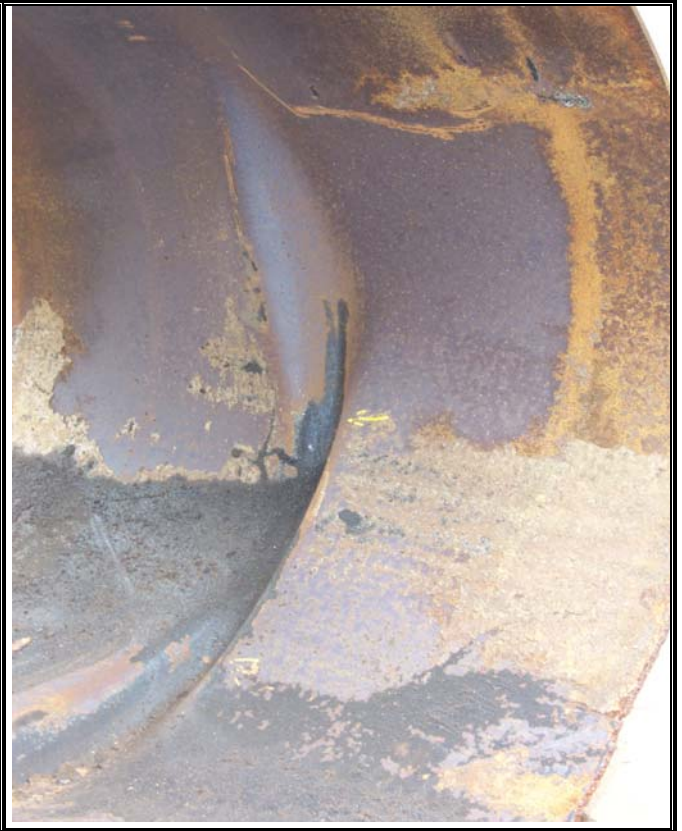
O Nível 1 de avaliação corresponde a comparar os desvios registrados no componente com os limites definidos pelos códigos de projeto. Padrões internos do proprietário também podem ser considerados nesta avaliação. Este Nível não deve ser utilizado quando o equipamento está sujeito a serviço cíclico.

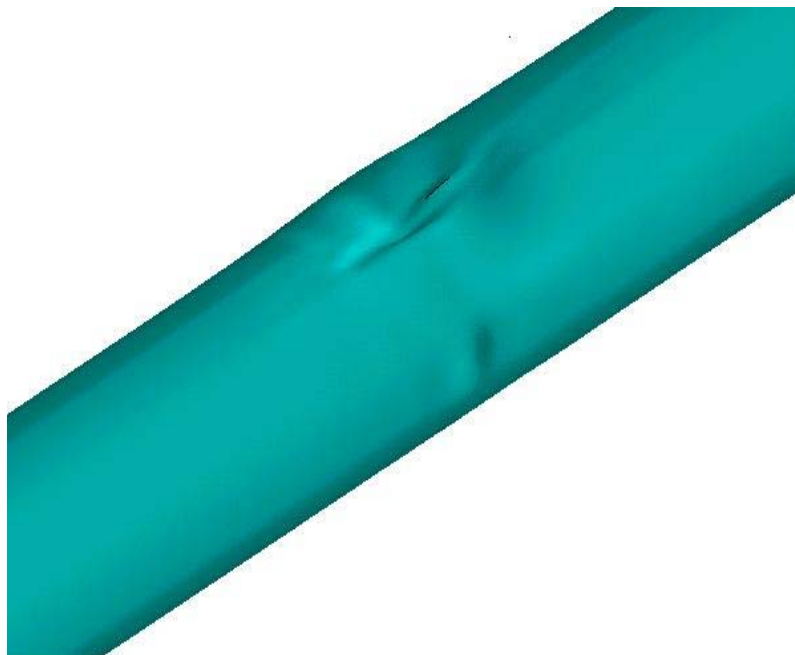
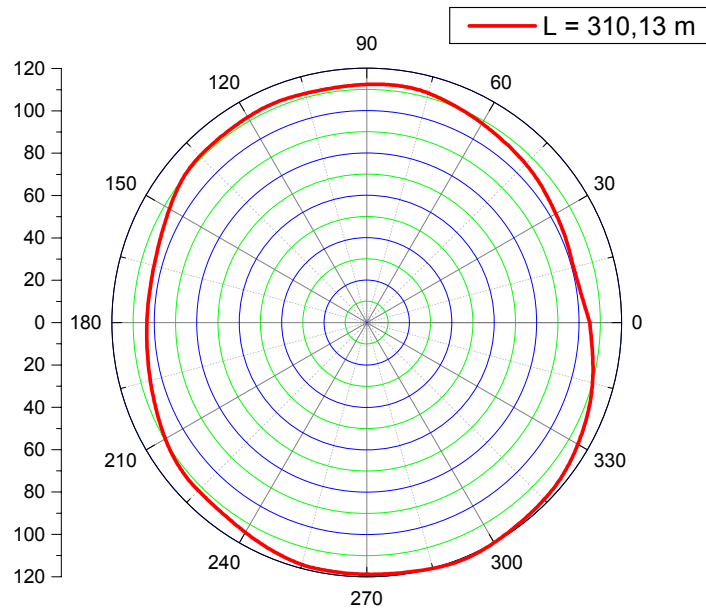
O Nível 2 de avaliação é somente aplicado de todas as condições abaixo são satisfeitas:

- A irregularidade geométrica é devido a desalinhamentos em soldas, ovalizações, bulges ou dents;
- O critério de projeto original é reconhecido;
- O componente não está operando em regime de creep;
- A geometria do componente é do tipo chapa plana, seções de vasos cilíndricos ou cônicos, vasos esféricos ou tampos conformados;
- As cargas aplicadas são limitadas a pressão interna e cargas suplementares que resultem em tensões exclusivamente de membranas;
- O componente não possui trincas ou perdas locais de espessura ou blisters;

O Nível 3 pode ser realizado quando os Níveis 1 e 2 não se aplicam, tais como :

- Temperaturas de operação acima dos limites para o regime de creep;
- O desvio de forma é caracterizado como uma distorção generalizada no costado;
- Geometrias de componente não contempladas pelos Níveis anteriores (ex. região tórica de tampos torisféricos);
- Carregamentos mais complexos, como por exemplo gradientes térmicos;





2 -NÍVEL 1 DE AVALIAÇÃO

Os procedimentos descritos no documento API-RP 579 para o Nível 1 de avaliação correspondem aos limites de tolerâncias de fabricação definidos pelo código original de projeto do equipamento.

Se o componente não atende aos requisitos do Nível 1, poderá ser realizada avaliação em Nível 2 ou 3.

A tabela a seguir apresenta os valores admitidos para uma avaliação Nível 1 de um vaso de pressão.

Table 8.3
Overview Of Fabrication Tolerances – ASME B&PV Code, Section VIII, Division 1 And Division 2

Fabrication Tolerance	Requirement	Code Reference
Out-Of-Roundness In Cylindrical Shells Under Internal Pressure	$D_{max} - D_{min}$ must not exceed 1% of D where: D_{max} = Maximum measured internal diameter D_{min} = Minimum measured internal diameter D = Nominal internal diameter At nozzle openings, this tolerance is increased by 2% of the inside diameter of the opening.	UG-80(a) {AF-130.1}
Out-Of-Roundness In Cylindrical Shells Under External Pressure	The diameter tolerance for internal pressure should be satisfied. Using a chord length equal to twice the arc length determined from Figure 8.14, the maximum deviation from true circle shall not exceed the value e determined from Figure 8.15. Take measurements on the unwelded plate surface. For shells with a lap joint, increase tolerance by f . Do not include future corrosion allowance in f .	UG-80(b) {AF-130.2}
Shape Of Formed Heads	The inside surface must not deviate outside the shape by more than 1.25% of the inside diameter nor inside the shape by more than 0.625% of the inside diameter.	UG-81 {AF-135}
Cylindrical Shell-To-Head Attachment Weld	The centerline (radial) misalignment between the shell and the head shall be less than one-half the difference between the actual shell and head thicknesses.	UW-13(b)(3) {AD-420}
Centerline Offset Weld Misalignment – Longitudinal Joints (Category A)	For $t \leq 12.7$ mm (1/2 in) $e = t/4$ For 12.7 mm (1/2 in) $< t \leq 19.1$ mm (3/4 in) $e = 3.2$ mm (1/8 in) For 19.1 mm (3/4 in) $< t \leq 38.1$ mm (1-1/2 in) $e = 3.2$ mm (1/8 in) For 38.1 mm (1-1/2 in) $< t \leq 50.8$ mm (2 in) $e = 3.2$ mm (1/8 in) For $t > 50.8$ mm (2 in) $e = \min(t/16, 9.5 \text{ mm})$ or $e = \min(t/16, 3/8 \text{ in})$ Where t is the plate thickness and e is the allowable centerline offset.	UW=33 {AF-142}
Centerline Offset Weld Misalignment - Circumferential Joints (Category B, C and D)	For $t \leq 19.1$ mm (3/4 in) $e = t/4$ For 19.1 mm (3/4 in) $< t \leq 38.1$ mm (1-1/2 in) $e = 4.8$ mm (3/16 in) For 38.1 mm (1-1/2 in) $< t \leq 50.8$ mm (2 in) $e = t/8$ For $t > 50.8$ mm (2 in) $e = \min(t/8, 19.1 \text{ mm})$ or $e = \min(t/8, 3/4 \text{ in.})$ Where t is the plate thickness and e is the allowable centerline offset.	UW=33 {AF-142}
Angular Weld Misalignment	None stated	—

3 - NÍVEL 2 DE AVALIAÇÃO

Os resultados de uma avaliação Nível 2 são obtidos através do uso de soluções analíticas definidas para cada tipo de irregularidade geométrica.

Para o caso de desalinhamentos e ovalizações, temos :

$$RSF = \min \{ H_f \cdot S_a / [\sigma_m \cdot (1 + R_b) + \sigma_{ms} \cdot (1 + R_{bs})] ; 1,0 \}$$

H_f - fator dependente do tipo de tensão de flexão gerada. $H_f = 3,0$ para tensões consideradas secundárias e $H_f = 1,5$ para tensões consideradas primárias;

S_a - tensão admissível do material do componente;

σ_m - tensão de membrana atuante no componente;

σ_{ms} - tensão gerada por cargas externas suplementares;

R_b, R_{bs} - intensificações de tensão geradas pelo desvio de forma (dependentes da geometria), respectivamente para pressão interna e cargas suplementares;

Se o valor de RSF calculado for igual ou inferior ao valor máximo admissível, o desvio de forma não afeta a integridade do componente.

Os valores de R_b, R_{bs} , em função da geometria do componente são definidas abaixo.

Chapas planas:

$$R_b = -1,0$$

$$R_{bs} = R_{bs}^{pc} + R_{bs}^{pa}$$

Cilindros - juntas circunferenciais (tensões longitudinais):

$$R_b = R_b^{ccjc} + R_b^{ccja}$$

$$R_{bs} = R_{bs}^{ccjc} + R_{bs}^{ccja}$$

Cilindros - juntas longitudinais (tensões circunferenciais):

$$R_b = R_b^{cljc} + R_b^{clja}$$

$$R_{bs} = -1,0$$

Esferas

$$R_b = R_b^{scjc} + R_b^{scja}$$

$$R_{bs} = -1,0$$

Table 8.8
Equations For The Ratio Of Induced Bending Stress To Applied Membrane Stress For A Plate With Centerline Offset And Angular Misalignment

Type Of Misalignment	Equations For R_b
Plate – Centerline Offset (see Figure 8.2) (1)	$R_{bs}^{pc} = 1 + \left(\frac{6e}{t_1 - FCA} \right) \left(\frac{1}{1 + \left(\frac{t_2 - FCA}{t_1 - FCA} \right)^{1.5}} \right) \quad (8.61)$ <p>Limitations: None</p>
Plate – Centerline Offset (see Figure 8.2) (1)	$R_{bs}^{pa} = \frac{3\delta}{(t - FCA)} C_f \quad (8.62)$ <p>For Fixed Ends:</p> $C_f = \frac{\tanh \frac{\beta}{2}}{\frac{\beta}{2}} \quad (8.63)$ <p>For Pinned Ends:</p> $C_f = \frac{2 \tanh \beta}{\beta} \quad (8.64)$ <p>with,</p> $\beta = \frac{L}{(t - FCA)} \sqrt{\frac{3\sigma_m}{E_y}} \quad (\text{in radians}) \quad (8.65)$ $\delta = \frac{L\theta_p}{4} \quad (8.66)$ <p>Limitations: None</p>

Notes:

1. The equation for R_b is dimensionless.

Figure 8.16
Correction Factor For Angular Weld Misalignment In The Longitudinal Joint Of A Cylindrical Shell

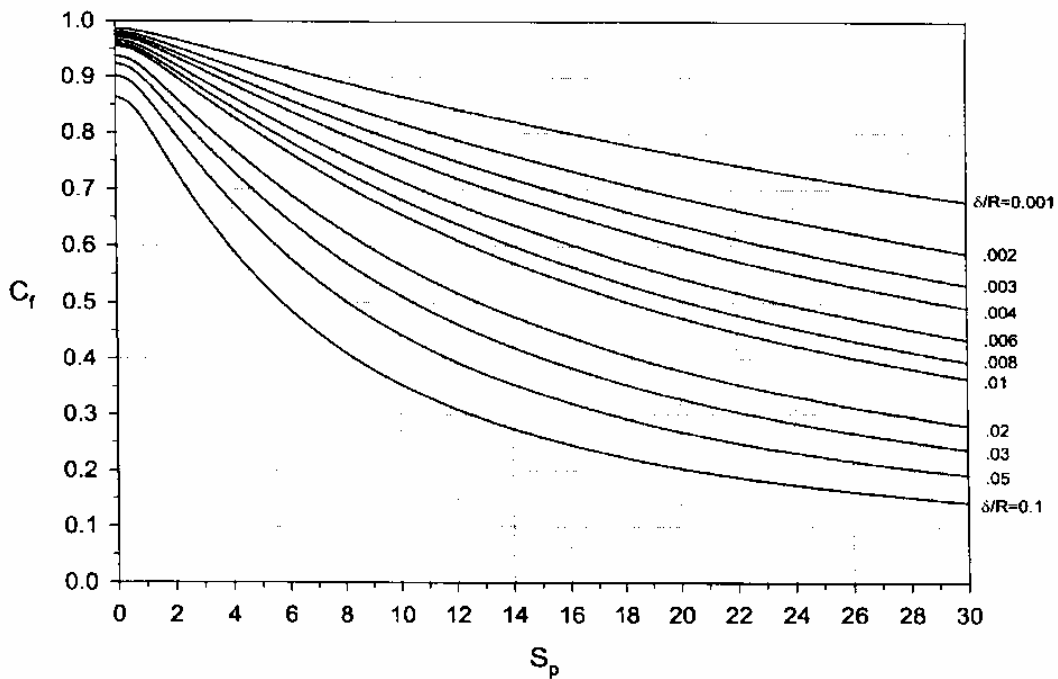


Table 8.9
Equations For The Ratio Of Induced Bending Stress To Applied Membrane Stress For The Circumferential Joints Of A Cylinder With Centerline Offset And Angular Misalignment

Type Of Misalignment	Equations For R_b
Angular Misalignment (see Figures 8.6) (1),(4)	$R_b^{ccja} = \max[R_{bp}^{ccja}, R_{bt}^{ccja}]$ (8.75)
	with,
	$R_{bt}^{ccja} = \frac{C_1}{C_2}$ (8.76)
	$R_{bp}^{ccja} = \frac{C_3}{C_4}$ (8.77)
	$C_1 = 0.023748 - 0.010087 \ln(S_p) + 0.0014571 \{\ln(S_p)\}^2 + 11.631\theta_p + 10.476\theta_p^2 - 23.792\theta_p^3$ (8.78)
	$C_2 = 1.0 - 0.36581 \ln(S_p) + 0.062036 \{\ln(S_p)\}^2 - 0.0044239 \{\ln(S_p)\}^3 + 0.20821\theta_p$ (8.79)
	$C_3 = -0.037285 - 0.0051687 \ln(S_p) + 0.0072395 \{\ln(S_p)\}^2 + 14.865\theta_p - 33.1636\theta_p^2 + 91.061\theta_p^3$ (8.80)
	$C_4 = 1.0 - 0.35912 \ln(S_p) + 0.065885 \{\ln(S_p)\}^2 - 0.0054959 \{\ln(S_p)\}^3 + 0.044263\theta_p$ (8.81)
	$S_p = \sqrt{\frac{12(1-\nu^2)PR^3}{E_y(t-FCA)^3}}$ (8.82)
	$\theta_p = \arctan\left(\frac{2\delta}{L}\right)$ (in radians) (8.83)
Note: in the above equations, θ_p is in radians. Equations for R_{bs}^{ccja} are currently under development	
Limitations: $10 \leq \frac{R_1}{t_1} \leq 500$, $0^\circ \leq \theta_p \leq 10^\circ$, and $0.0 \leq S_p \leq 67.5$	

Notes:

1. The equation for R_b is dimensionless.

Table 8.9
Equations For The Ratio Of Induced Bending Stress To Applied Membrane Stress For The Circumferential Joints Of A Cylinder With Centerline Offset And Angular Misalignment

Type Of Misalignment	Equations For R_b
Centerline Offset (see Figure 8.3) (1)(3)	$R_b^{cjc} = \text{abs} \left[\frac{12}{R_1 t_1} \left(0.25672 R_2 t_2 \left\{ \frac{C_1}{C_3} \right\} + \frac{e R_2}{2} \left\{ \frac{C_2}{C_3} \right\} \right) \right] \quad (8.67)$
	$R_{bs}^{cjc} = 1 + \left(\frac{6e}{t_1 - FCA} \right) \left(\frac{1}{1 + \left(\frac{t_2 - FCA}{t_1 - FCA} \right)^{1.5}} \right) \quad (8.68)$
	with,
	$C_1 = (\rho - 1)(\rho^2 - 1) \quad (8.69)$
	$C_2 = \rho^2 + 2\rho^{1.5} + 1 \quad (8.70)$
	$C_3 = (\rho^2 + 1)^2 + 2\rho^{1.5}(\rho + 1) \quad (8.71)$
	$\rho = \frac{t_2 - FCA}{t_1 - FCA} \quad \text{where } t_2 \geq t_1 \quad (8.72)$
	$e = R_1 - R_2 \quad \text{where } e \text{ is a negative number if } R_2 > R_1; \text{ otherwise, } e \text{ is a positive number} \quad (8.73)$
	$R_a = \frac{R_1 + R_2}{2} \quad (8.74)$
	Limitations: $10 \leq \frac{R_1}{t_1}$ and $10 \leq \frac{R_2}{t_2}$

Table 8.10
Equations For The Ratio Of Induced Bending Stress To Applied Membrane Stress For The Longitudinal Joints Of A Cylinder With Centerline Offset And Angular Misalignment

Type Of Misalignment	Equations For R_b
Centerline Offset (see Figure 8.2) (1)	$R_b^{cjc} = \frac{C_1}{C_2} \quad (8.84)$
	with S_p from Equation (8.82), and
	$C_1 = 3.8392(10^{-3}) + 3.1636 \left(\frac{e}{t} \right) + 1.2377 \left(\frac{e}{t} \right)^2 - 4.0582(10^{-3})S_p + 3.4647(10^{-4})S_p^2 + 3.1205(10^{-6})S_p^3 \quad (8.85)$
	$C_2 = 1.0 + 0.41934 \left(\frac{e}{t} \right) + 9.7390(10^{-3})S_p \quad (8.86)$
	Limitations: $10 \leq \frac{R}{t} \leq 400$, $0.0 \leq \frac{e}{t} \leq 1.0$, and $1.0 \leq S_p \leq 50.0$

Table 8.10
Equations For The Ratio Of Induced Bending Stress To Applied Membrane Stress For The
Longitudinal Joints Of A Cylinder With Centerline Offset And Angular Misalignment

Type Of Misalignment	Equations For R_b
Angular Misalignment (see Figures 8.4 and 8.5) (1)	$R_b^{cfa} = \frac{6\delta}{(t - FCA)} C_f \quad (8.87)$ <p>For Local Peaking (see Figure 8.4.A) – values of C_f can be determined from Figure 8.16 using S_p from Equation (8.82) and δ/R, or by using the series solution provided below:</p> $C_f = 1 - \frac{\theta_p}{3\pi} - \frac{4}{\pi\theta_p^2} (\theta_p - \sin\theta_p) - \frac{4S_p^2}{\pi\theta_p^2} \sum_{n=2}^{100} \frac{(n\theta_p - \sin n\theta_p)}{n^3(n^2 - 1 + S_p^2)} \quad (8.88)$ <p>with,</p> $\theta_p = \arccos\left(\frac{1}{1 + \delta/R}\right) \quad (\text{in radians}) \quad (8.89)$ <p>For Global Peaking (see Figure 8.5.B):</p> <p>when $S_p^2 < 1$</p> $C_f = 0.5 - \frac{\pi}{2k} \cot k\pi - \frac{k^2 - 1}{2k^2} + \frac{1}{2k^2 - 1} \quad (8.90)$ $k^2 = 1 - S_p^2 \quad (8.91)$ <p>when $S_p^2 > 1$</p> $C_f = 0.5 + \frac{\pi}{2k} \coth k\pi - \frac{k^2 + 1}{2k^2} - \frac{1}{k^2 + 1} \quad (8.92)$ $k^2 = S_p^2 - 1 \quad (8.93)$ <p>Limitations: $10 \leq \frac{R}{t}$ and $0.0 \leq S_p \leq 30.0$</p>

Notes:

1. The equation for R_b is dimensionless.

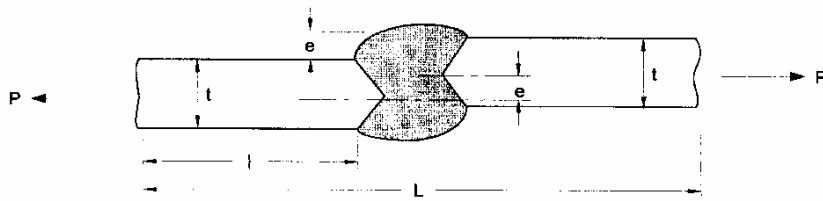
Table 8.11
Equations For The Ratio Of Induced Bending Stress To Applied Membrane Stress For The Circumferential Joints Of A Sphere With Centerline Offset And Angular Misalignment

Type Of Misalignment	Equations For R_b
Centerline Offset (see Figure 8.2) (1)	$R_b^{scjc} = 9.6291(10^{-3}) + 3.0791\left(\frac{e}{t - FCA}\right) - 0.24587\left(\frac{e}{t - FCA}\right)^2 +$ $0.025734\left(\frac{e}{t - FCA}\right)^3 + 0.059281\left(\frac{e}{t - FCA}\right)^4 - \quad (8.94)$ $6.1979(10^{-3})S_p + 1.9252(10^{-4})S_p^2 + 1.9815(10^{-6})S_p^3 -$ $1.8194(10^{-7})S_p^4 + 2.0698(10^{-9})S_p^5$ <p>with S_p from Equation (8.82).</p> <p>Limitations: $10 \leq \frac{R}{t} \leq 400$, $0.0 \leq \frac{e}{t} \leq 1.0$, and $0.0 \leq S_p \leq 50.0$</p>
Angular Misalignment (see Figures 8.4 and 8.5) (2)	$R_b^{scja} = \frac{C_1}{C_2} \quad (8.95)$ <p>with S_p from Equation (8.82), and</p> $C_1 = 3.082 + 1.7207(10^{-3})S_p + 1.3641\psi +$ $0.062407\psi^2 - 0.033961\psi^3 \quad (8.96)$ $C_2 = 1.0 + 8.9503(10^{-3})S_p - 2.8724(10^{-4})S_p^2 +$ $5.0797(10^{-6})S_p^3 - 0.21717\psi \quad (8.97)$ $\psi = \ln\left(\frac{\delta}{C_{ul}}\right) \quad (8.98)$ <p>Limitations: $10 \leq \frac{R}{t} \leq 300$, $0^\circ \leq \theta_p \leq 25^\circ$ (θ_p is computed using Equation (8.89)), and $0.0 \leq S_p \leq 30.0$</p>

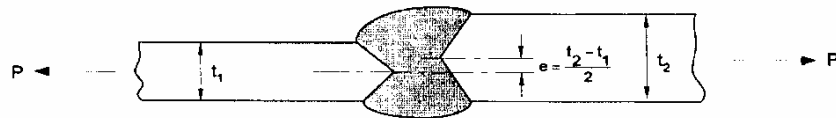
Notes:

1. The equation for R_b is dimensionless.
2. In the equation for R_b , $C_{ul} = 1.0$ if the units of inches are used, and $C_{ul} = 25.4$ if the units of millimeters are used.

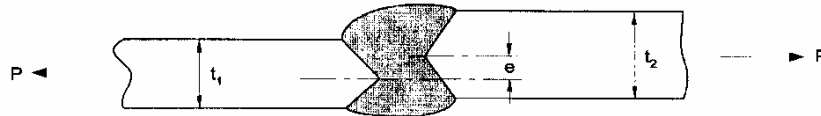
Figure 8.2
Centerline Offset Weld Misalignment In Butt Weld Joints



(a) Same Thickness -- Inside and Outside Surfaces Not Aligned

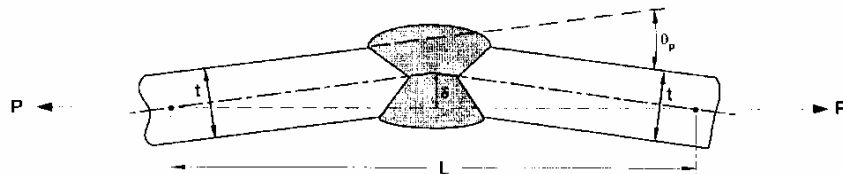


(b) Different Thickness -- Alignment With One Surface

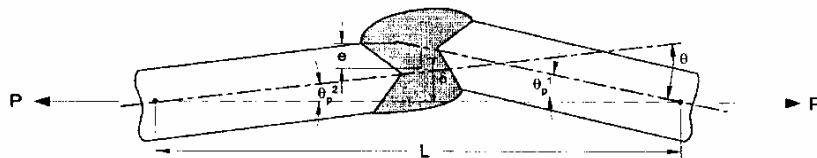


(c) Different Thickness -- Inside and Outside Surfaces Not Aligned

Figure 8.4
Angular Misalignment In Butt Weld Joints



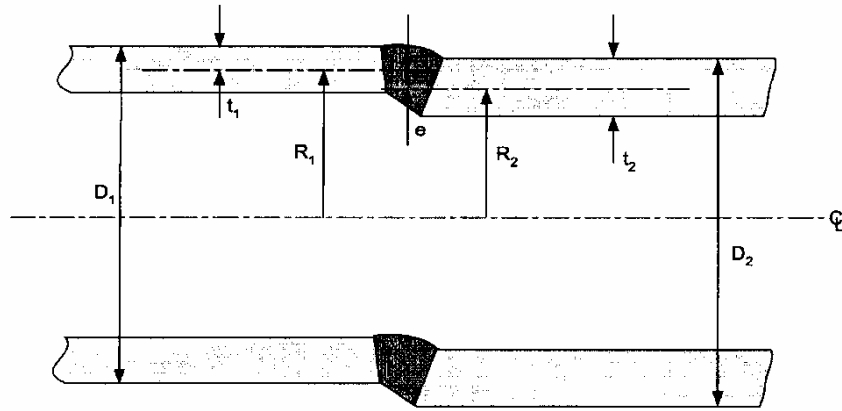
(a) Angular Weld Misalignment



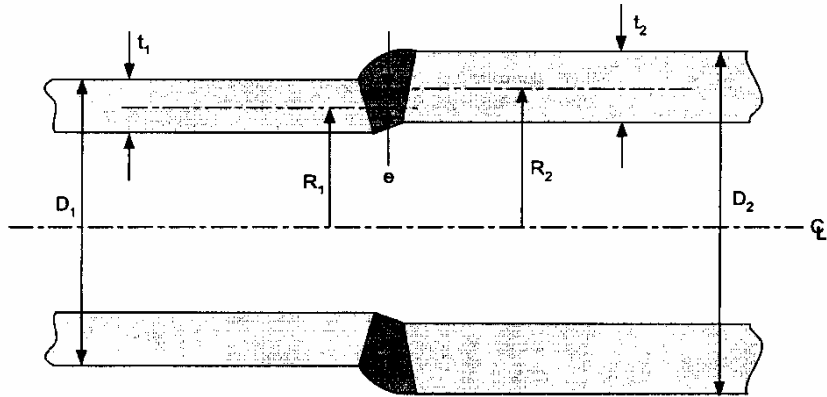
(b) Angular and Centerline Offset Weld Misalignment

Notes: The dimension L is established as shown in Figure 8.6.

Figure 8.3
Centerline Offset Weld Misalignment In Cylindrical Shell Circumferential Weld Joints

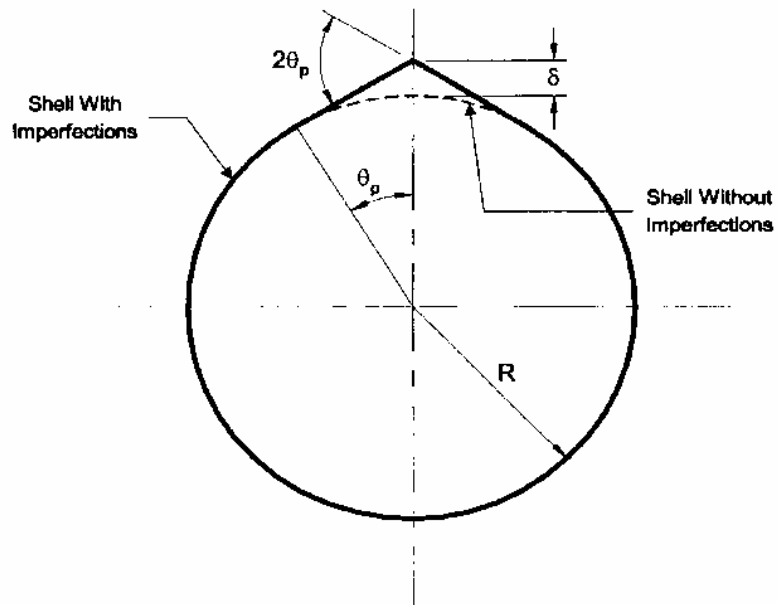


(a) Weld Misalignment - Equal Diameters ($D_1 = D_2$)

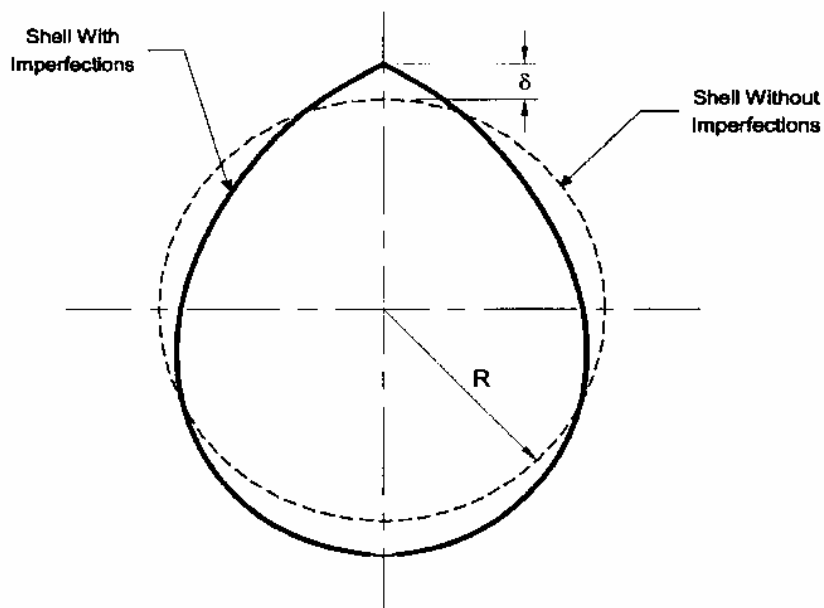


(b) Weld Misalignment - Unequal Diameters ($D_1 \neq D_2$)

Figure 8.5
Angular Misalignment in A Cylindrical Shell Longitudinal Weld And Spherical Shell Circumferential Weld



(a) Local Peaking - Cylinder and Sphere



(b) Global Peaking - Cylindrical Shells Only

Para ovalizações no costado do equipamento, temos :

$$R_b^{or}(\theta) = \frac{1,5 \cdot (D_{\max} - D_{\min}) \cdot \cos 2\theta}{(t - FCA) \cdot \left[1 + C_s \cdot \frac{P \cdot (1 - \nu^2)}{E_y} \cdot \left(\frac{D_m}{t - FCA} \right)^3 \right]}$$

Onde :

θ - ângulo de definição da tensão;

t - espessura do costado;

FCA - corrosão futura;

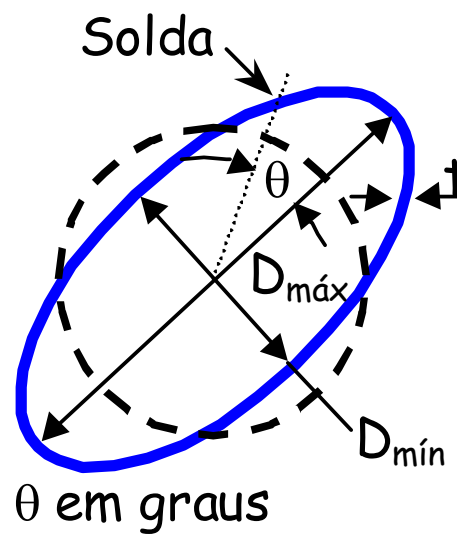
P - pressão interna atuando no costado;

D_m - diâmetro médio;

D_{\max} , D_{\min} - diâmetros máximo e mínimo no costado;

ν - coeficiente de Poisson;

C_s - = 0,5 para formatos ovais; = 0,1 para formatos diferentes de ovais.



Exemplo :

Um duto de 36,0 in de diâmetro, fabricado com tubos com costura longitudinal, é utilizado em uma refinaria de petróleo. Inspeção realizada em um tubo indica um embicamento na solda longitudinal. O duto foi projetado e construído conforme ASME B31.3. Determine se o duto poderá operar sem restrições.

Diâmetro externo : 36,0 in

Espessura de parede : 0,5 in

Material : API 5L X65

Pressão de projeto : 540 psig

Eficiência de junta : 100%

FCA = 0,05 in (corrosão futura esperada)

Distorção medida no tubo = 0,31 in

Nível 1:

Limitações para embicamento não são especificadas pelo ASME B31.3 ou ASME B31.4. Tipicamente, as regras para ovalização são aplicadas para uma primeira avaliação da criticidade de embicamentos.

$$\{D_{\max} - D_{\min}\} = \{(36,0 + 0,31) - 36,0\} = 0,31 \text{ in} \leq 0,01.D = 0,36 \text{ in} \quad \text{Ok!}$$

O Nível 1 é atendido, se utilizado o critério para ovalizações no tubo.

Nível 2:

Segundo a tabela a seguir, para a determinação da criticidade do embicamento, as variáveis a seguir devem ser definidas :

$$E_y = 25,5 \times 10^6 \text{ psi}$$

$$FCA = 0,05 \text{ in}$$

$$H_f = 3,0$$

$$P = 540,0 \text{ psig}$$

$$R = 18,0 \text{ in}$$

$$S_a = 60.000,0 \text{ psi}$$

$$E = 1,0$$

$$t = 0,5 \text{ in}$$

$$\delta = 0,31 \text{ in}$$

$$v = 0,3$$

$$\begin{aligned} \sigma_m &= (P / E).[D / (t - FCA) - 0,4] = (540,0 / 1,0) \times [36,0 / (0,5 - 0,05) - 0,4] = \\ &= 42.984,0 \text{ psi} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 S_p &= \{12.(1 - \nu^2).P.R^3 / [E_y.(t - FCA)^3]\}^{1/2} = \\
 &= \{12.(1 - 0,3^2) \times 540,0 \times [18,0 - (0,5 - 0,05)/2]^3 / [25,5 \times 10^6 \times (0,5 - 0,05)^3]\}^{1/2} = \\
 &= 3,78
 \end{aligned}$$

$$\delta / R = 0,31 / 17,775 = 0,017$$

Da figura a seguir, temos :

$$S_p = 3,78$$

$$\delta / R = 0,017 \rightarrow C_f = 0,82$$

$$R_b^{clja} = 6.\delta.C_f / (t - FCA) = 6 \times 0,31 \times 0,82 / (0,50 - 0,05) = 3,39$$

$$\begin{aligned}
 RSF &= \min[H_f.S_a / \sigma_m.(1 + R_b^{clja}) ; 1,0] = \min[3,0 \times 43.200,0 / 42.984,0 \times (1 + 3,39) ; 1,0] = \\
 &= \min [0,69 ; 1,0] = 0,69
 \end{aligned}$$

Como $RSF = 0,69 < RSF_a = 0,90$ Não !

4 - AMASSAMENTOS

Um "plain dent" é definido como um dano que causa uma mudança suave de curvatura sem redução da espessura do componente, isto é, não contem defeitos ou imperfeições.

"Plain dents" não reduzem significativamente a capacidade de carregamento do componente para a pressão interna. A vida à fadiga é reduzida em relação a um componente sem o dano.

A profundidade do amassamento é o fator mais significativo afetando a capacidade de carga e a vida à fadiga do componente.

A forma geométrica (comprimento e largura) do amassamento afeta a distribuição de tensões e deformações na região do dano, mas não são mais importantes que a influência da profundidade do amassamento.

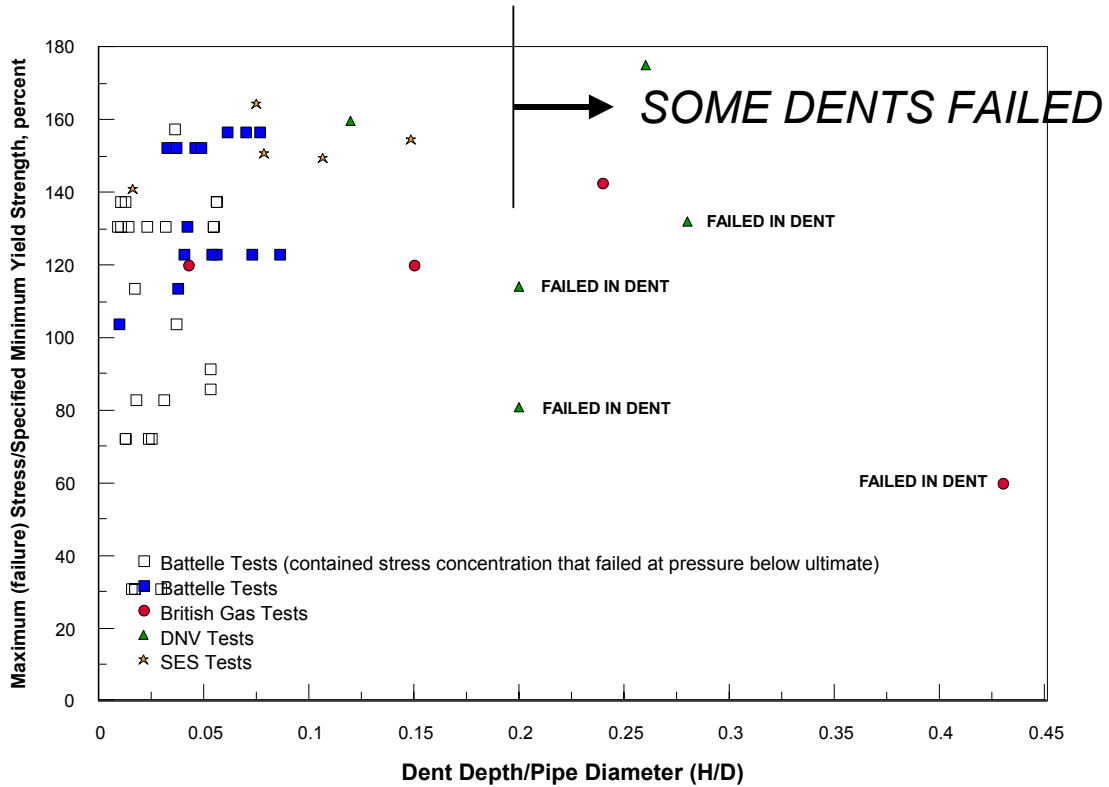
Um amassamento classificado como "kinked" é aquele que contem uma rápida mudança de contorno. Espera-se para esse tipo de amassamento uma menor pressão interna máxima e uma menor vida à fadiga.

O efeito principal do amassamento é introduzir tensões locais elevadas, causando escoamento do material e redução local de espessura. As altas tensões e deformações causadas pelo amassamento são normalmente acomodadas pela ductilidade do material.

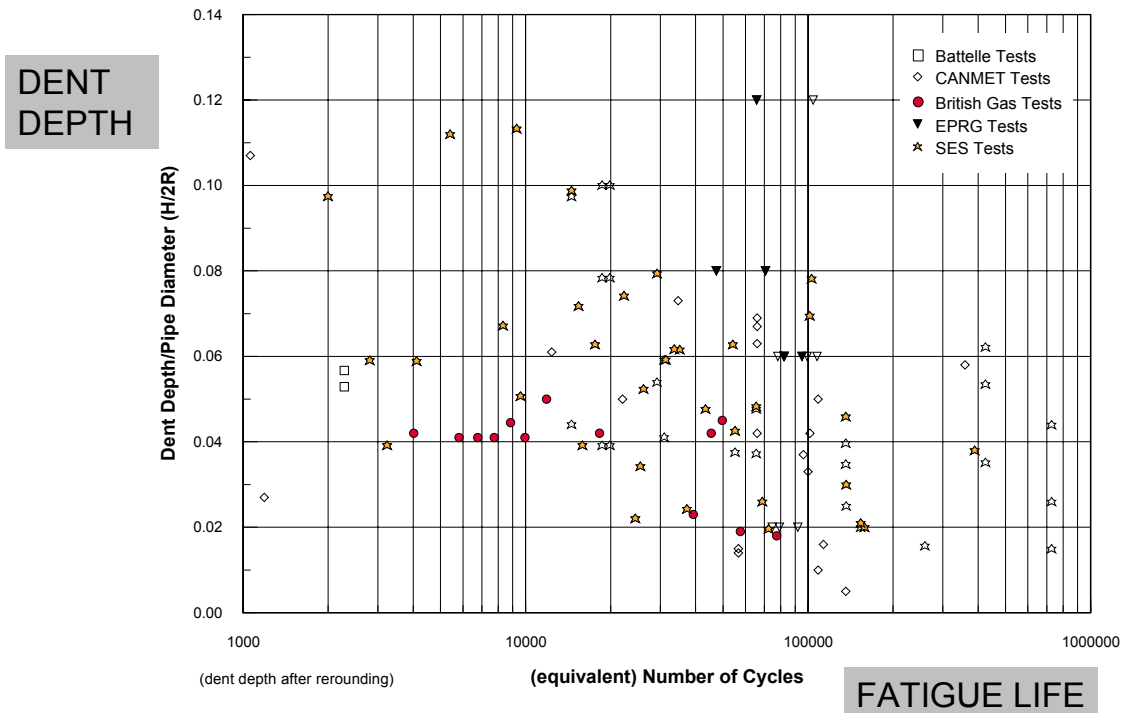
Limites empíricos de amassamentos sujeitos a pressão interna em carregamento estático foram obtidos através de extensivos testes em escala real.

A profundidade dos amassamentos é normalmente referenciada para uma pressão nula no equipamento. Dessa forma, limites empíricos devem ser corrigidos para amassamentos medidos em componentes pressurizados.

Testes em escala real realizados pela British Gas, Battelle e outros, sugerem que amassamentos suaves com menos de 8,0% do diâmetro do duto não afetam significativamente a capacidade de carregamento da estrutura.



Se o duto é submetido a carregamentos cíclicos, o limite sugerido de 8,0% deve ser reduzido. Amassamentos que afetam soldas, no entanto podem falhar em tensões tão baixas quanto 7% da tensão de escoamento do material.



O API RP 579 considera que um amassamento sem a presença de gougues pode ser avaliado como uma ovalização equivalente.

Na presença de gougues, as equações a seguir são apresentadas.

$$d_p = d_{dp} \cdot \left[-0,22 \cdot \ln \left(\frac{\sigma_p}{\sigma_f} \right) \right]$$

$$\sigma_{cl} = \frac{[Q_d - 300]^{0,6}}{90} \cdot \sigma_f$$

$$Q_d = \min \left[\left[\frac{\left(\frac{C_{vt}}{1,355818} \right)}{\left(\frac{d_d}{D} \right) \left(\frac{a_g + FCA}{t - FCA} \right) \left(\frac{s}{25,4} \right)} \right], 300 \right]$$

Onde :

a_g : profundidade do gouge [mm];

C_{vt} : $2/3 C_v$ [Joules];

d_d : profundidade máxima do amassamento no instante do dano [mm];

d_{dp} : profundidade do amassamento após remoção

D : diâmetro interno do componente [mm];

FCA : corrosão futura [mm];

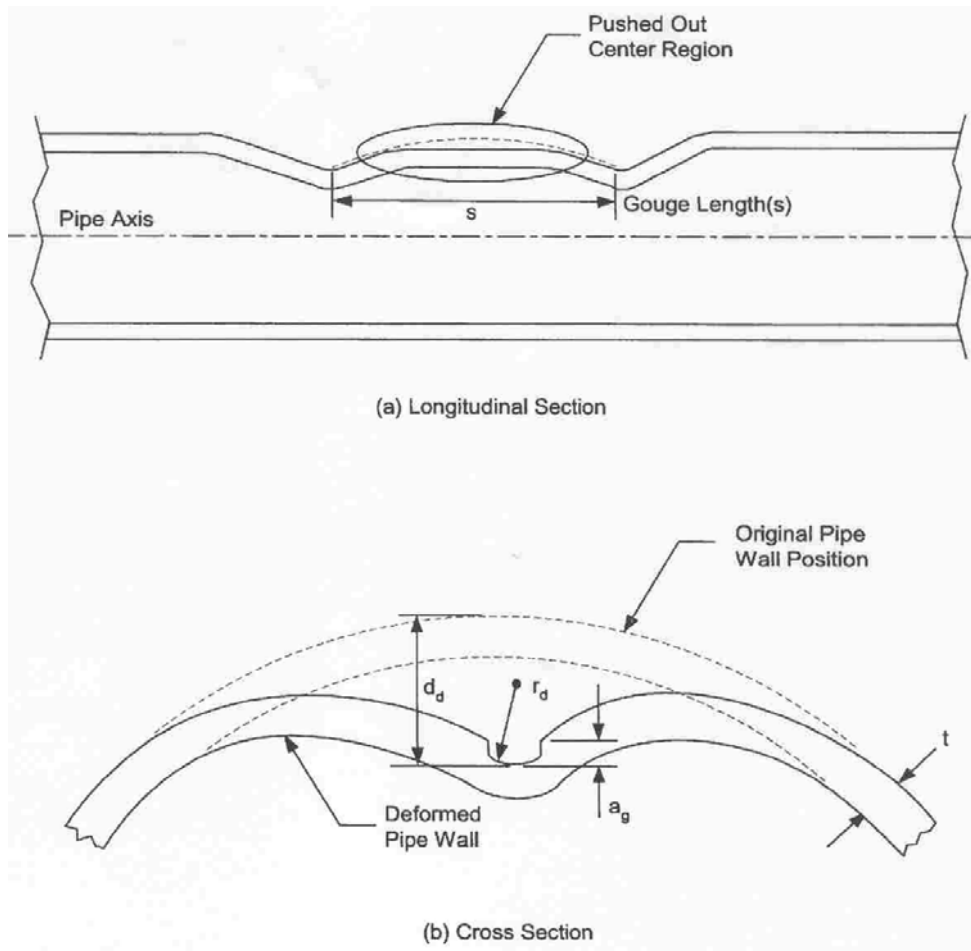
σ_p : tensão circunferencial atuante quando da medição da profundidade do amassamento [Mpa];

σ_f : flow stress do material = $S_y + 69,0$ Mpa;

S_y : tensão de escoamento do material [Mpa];

t : espessura do componente [mm];

s : comprimento do gouge [mm];



Critério de aceitação : Se todos os itens a seguir forem atendidos o amassamento é aceitável, segundo Nível 2 do API RP 579.

- 1 - A tensão circunferencial máxima atuante no equipamento é igual ou inferior a $\sigma_{cl}/1,5$;
- 2 - $r_d \geq 0,25.(t - FCA)$;
- 3 - $d_d / (D + (t - FCA)) \leq 0,05$;
- 4 - $L_{smd} \geq 1,8.[D.t]^{1/2}$;
- 5 - A região deformada do amassamento não contém nenhuma solda;
- 6 - O carregamento é limitado à pressão interna;
- 7 - Se o amassamento contém um "groove", não são admitidas flutuações de carregamento. Se não houverem "grooves" na região de amassamento, o número de flutuações equivalentes a partidas e paradas deve ser limitado a 500;
- 8 - Não são detectadas trincas na região de amassamento.