

ESCOLA POLITÉCNICA DA UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO

DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

TRABALHO DE FORMATURA

CONDUTOS FORÇADOS SOLDADOS

Autor: LUIZ CARLOS MARIGHETTI

Orientador: Prof.Dr. EDMUNDO KOELLE

A minha família, que sempre me incentivou  
para que nesta data realizasse este tra-  
balho.

## AGRADECIMENTOS

A realização do presente trabalho deveu-se ao fato do grande interesse de minha parte por assunto tão vasto, sobre o qual me detive apenas da parte de condutos soldados, que é a que tem sido mais aplicada nas usinas modernas.

Especiais agradecimentos ao Prof.Dr.Edmundo Koelle, pela grande colaboração prestada no que diz respeito à bibliografia existente sobre o assunto.

O autor - Novembro 1980

## ÍNDICE

Pág.

Cap. I - GENERALIDADES:	
Função do Conduto Forçado	1
Número de Condutos	1
Diâmetro Econômico	6
Transientes ( Golpe de Aríete)	8
Cap. II - JUNTAS DE EXPANSÃO:	20
Cap. III - SUPORTES:	23
Cap. IV - ANCORAÇÕES:	30
Cap. V - FABRICAÇÃO:	
Técnica de Soldagem	37
Qualificação de Soldagem	38
Qualificação do Soldador	42
Controle de Qualidade	43
Materiais	46
Proteção Contra a Corrosão	49
Cap. VI - ANÁLISE ESTRUTURAL DO CONDUTO FORÇADO	51
Cap. VII - MONTAGEM:	
Teste Hidráulico	73
Temperatura de Montagem	74
Cap. VIII - EXEMPLO NUMÉRICO:	75
ANEXO I - Análise dos Transientes segundo fabricantes japoneses	99
ANEXO II - Perda de Carga em Condutos	102

## I) GENERALIDADES

### 1. Função do Conduto Forçado-

Nas usinas hidrelétricas, as tubulações que ligam a tomada d'água às turbinas podem ser tubulações adutoras ou condutos forçados. As primeiras conduzem a água desde a barragem (tomada d'água), quase horizontalmente, até onde a queda é concentrada e geralmente se encontra uma chaminé de equilíbrio. Estão sujeitas a pressões internas uniformes, que correspondem ao desnível entre a represa e a sua posição. Já os condutos forçados ligam a chaminé de equilíbrio (no caso de grandes distâncias entre a tomada d'água e a casa de força) ou, diretamente, a tomada d'água até as turbinas. Nestes, as pressões internas crescem em direção à casa de força, até atingirem a pressão correspondente à queda estática da usina. As pressões são, eventualmente, acrescidas do valor do golpe de Aríete.

### 2. Número de condutos-

Na determinação do número de condutos para uma usina, vários fatores devem ser considerados. Nas usinas mais antigas, a tendência era a utilização de um conduto para cada unidade geradora. Essa solução era aplicada principalmente nas usinas de descarga elevada e queda relativamente pequena. Entretanto, no caso de queda elevada e pequena descarga, a utilização de um único conduto com várias unidades geradoras a ele ligadas é mais indicada, evitando problemas de fabricação, tal como elevada espessura de parede.

Esse fato pode ser comprovado pela seguinte análise comparativa entre a utilização de um único conduto abastecendo várias unidades ou um conduto para cada uma das unidades geradoras. Esta análise pode ser feita a partir de

duas condições para o fornecimento da mesma vazão  $Q$ . Uma delas se baseia na hipótese de se ter uma mesma velocidade de escoamento em ambos os condutos e outra na hipótese de se ter uma mesma perda de carga.

Seja:

- $d$  : diâmetro do conduto único
- $d_n$  : diâmetro de cada conduto ( $n$  condutos)
- $v$  : velocidade de escoamento ( $1$  conduto)
- $v_n$  : velocidade de escoamento ( $n$  condutos)
- $\delta$  : espessura de parede ( $1$  conduto)
- $\delta_n$  : espessura de parede ( $n$  condutos)
- $S$  : secção transversal ( $1$  conduto)
- $S_n$  : secção transversal ( $n$  condutos)
- $h$  : perda de carga ( $1$  conduto)
- $h_n$  : perda de carga ( $n$  condutos)
- $G$  : peso próprio ( $1$  conduto)
- $G_n$  : peso próprio ( $n$  condutos)
- $L$  : comprimento dos condutos

1. Admitindo uma mesma velocidade de escoamento, tem-se:

a) diâmetro  $d_n$ :

$$v = \frac{Q}{S} = \frac{Q_n}{S_n} \Rightarrow \frac{Q}{\frac{\pi \cdot d^2}{4}} = \frac{Q}{n \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4}} \Rightarrow d_n = \frac{d}{n^{1/2}}$$

b) perda de carga (dada pela fórmula de Darcy):

para  $1$  conduto :

$$h = f \cdot \frac{L \cdot v^2}{d \cdot 2\delta} = \frac{8 \cdot f \cdot L \cdot Q^2}{\pi^2 \cdot g \cdot d^5}$$

para  $n$  condutos:

$$h_n = \frac{8 \cdot f \cdot L \cdot Q_n^2}{\pi^2 \cdot g \cdot d_n^5} \Rightarrow h_n = \frac{8 \cdot f \cdot L \cdot Q^2}{\pi^2 \cdot g \cdot d^5} \cdot n^{1/2}$$

Portanto:  $h_n = n^{1/2}, h$

c) espessura de parede:

para conduto único :

$$\delta = \frac{\delta_0 \cdot H \cdot d}{2.0}$$

para n condutos:

$$\delta_n = \frac{\delta_0 \cdot H \cdot d_n}{2.0} = \frac{\delta_0 \cdot H \cdot d}{2.0 \cdot n^{1/2}} \implies \delta_n = \frac{\delta}{n^{1/2}}$$

d) peso próprio do conduto:

para 1 conduto:

$$G = \frac{\gamma \cdot \pi}{4} (d_e^2 - d_i^2) \cdot L = \frac{\gamma \cdot \pi \cdot L}{4} [(d + 2\delta)^2 - d^2]$$

simplificando e desprezando o termo  $4 \cdot \delta^2$ , tem-se:

$$G = \gamma \cdot \pi \cdot L \cdot \delta \cdot d$$

para n condutos:

$$G_n = \gamma \cdot \pi \cdot L \cdot \frac{\delta}{n^{1/2}} \cdot \frac{d}{n^{1/2}} \implies G_n = G/n$$

2. Admitindo uma mesma perda de carga:

a) diâmetro  $d_n$ :

$$h = h_n \implies \frac{8 \cdot f \cdot L \cdot Q^2}{\pi^2 \cdot g \cdot d^5} = \frac{8 \cdot f \cdot L \cdot Q_n^2}{\pi^2 \cdot g \cdot d_n^5}$$

$$\text{como } Q_n = Q/n \implies d_n = \frac{d}{n^{2/5}}$$

b) velocidade de escoamento:

$$v_n = \frac{Q_n}{\frac{\pi \cdot d_n^2}{4}} = \frac{Q}{\pi \cdot d^2 \cdot n^{-1/5}} \implies v_n = \frac{v}{n^{1/5}}$$

c) espessura de parede:

$$\delta_n = \frac{\gamma_a \cdot H \cdot d_n}{2.0} = \frac{\gamma_a \cdot H \cdot d}{2.0 \cdot n^{2/5}} \Rightarrow \delta_n = \frac{\delta}{n^{2/5}}$$

d) peso próprio do conduto:

$$G_n = \gamma \cdot \pi \cdot L \cdot \delta_n \cdot d_n = \gamma \cdot \pi \cdot L \cdot \frac{\delta}{n^{2/5}} \cdot \frac{d}{n^{2/5}}$$

$$G_n = G \cdot n^{-4/5}$$

Colocando todos esses valores numa tabela comparativa, tem-se:

Grandeza	<u>1</u> conduto	n condutos	
		mesma velocidade	mesma perda de carga
Descarga	Q	$n \cdot Q/n = Q$	$n \cdot Q/n = Q$
Diâmetro	d	$\frac{d}{n^{1/2}}$	$\frac{d}{n^{2/5}}$
Velocida de	v	v	$\frac{v}{n^{1/5}}$
Perda de Carga	h	$h \cdot n^{1/2}$	h
Espessura de parede	$\delta$	$\delta/n^{1/2}$	$\delta/n^{2/5}$
Peso	G	G	$G \cdot n^{1/5}$

A hipótese de igual perda de carga para a escolha de 1 ou n condutos pode ser analisada na comparação econômica pois, do ponto de vista energético, há equivalência entre a escolha de 1 ou n condutos. Mas, como mostra a tabela acima, a quantidade de material(em peso) exigida para o arranjo de n condutos é  $n^{1/5}$  vezes maior do que o arranjo de um

único conduto. Na prática, essa quantidade se torna muito maior, em vista de o peso dos acoplamentos e juntas não decrescerem na mesma proporção dos diâmetros. Diferenças semelhantes são causadas por juntas de expansão, suportes, etc.

Ainda em adição a estes custos, o arranjo de n condutos causa um aumento nos custos das construções civis, devido ao aumento do número de pilares dos suportes.

O aperfeiçoamento permanente dos processos de fabricação traz uma aumento de confiança na execução dos condutos e o desenvolvimento de novas pinturas protetoras aumenta a vida útil do conduto.

Um fato que pode tornar desvantajoso o arranjo de conduto único é as grandes perdas de carga que se verificam no duto de distribuição, isto é, duto que divide a vazão do conduto único para cada uma das unidades geradoras.

Questões de regulação da turbina, ou seja, a análise dos transientes, pode também entrar na escolha do arranjo mais vantajoso.

A divisão do escoamento entre vários condutos pode ser a solução mais vantajosa se a pressão não é muito elevada e o espaço das unidades é amplo. O uso de vários condutos é indicado, principalmente, para médias quedas, mas pode tornar-se necessário para altas quedas se a descarga a ser conduzida excede a capacidade de um só conduto que pode ser fabricado. Para tubos soldados, a máxima espessura de parede é de aproximadamente 60 mm. Atualmente, espessuras de 70 a 80 mm têm sido usadas.

### 3. Diâmetro Econômico:-

Diâmetros diferentes podem ser escolhidos para um conduto forçado conduzir uma dada descarga  $Q$ . Embora o peso e, portanto, o custo do conduto aumente com o aumento do seu diâmetro, a velocidade de escoamento diminui e com isso as perdas de carga, resultando num acréscimo na produção de energia e, consequentemente, na renda da usina. Mas com isso aumentam o custo da tubulação e as despesas de manutenção e os investimentos.

O diâmetro econômico requerido para conduzir uma dada vazão  $Q$  é aquele onde os custos anuais devido aos investimentos elevados não excedam o aumento anual da renda da usina. Matematicamente este fato pode ser expresso por:

$$\frac{dC_1}{dd} < \frac{dC_2}{dd}$$

onde:

$C_1$  - custo anual devido ao investimento e manutenção;

$C_2$  - preço do Kwh fornecido pela usina.

Assim, o diâmetro econômico pode ser dado por:

$$d = \sqrt[7]{\frac{10,32.9,81,7 \cdot \bar{\sigma} \cdot Q^3 \cdot (W_1 + W_2 \cdot b \cdot 8760)}{k^2 \cdot W_3 \cdot \eta \cdot (1+z) \cdot H}}$$

onde:

$\eta$  - rendimento da unidade turbina-gerador

$\bar{\sigma}$  - tensão admissível do material ( $t/m^2$ )

$Q$  - descarga correspondente ao engolimento máximo da turbina ( $m^3/s$ )

$W_1$  - preço do Kwh fornecido pela usina

$w_3$  - despesas anuais financeiras e de manutenção por tonelada de material de tubulação

$\gamma$  - peso específico do material ( $t/m^3$ )

b - fator que considera a variação de carga anual

k - coeficiente de rugosidade

$$k = \frac{100 \cdot R}{m + R} \quad \text{com } 0,01 \leq m \leq 0,02$$

R - raio hidráulico do conduto

z - porcentagem adicional para obras civis para a tubulação

H - pressão interna em m.c.a. (estática e dinâmica)

Algumas considerações sobre os dados:

b - depende do diagrama de carga. b=1 se a usina trabalha em plena carga durante as 8760 h do ano; b=0,25 para usina com fator de carga 0,5

$w_2$  - preço médio do Kwh

$$\eta = \eta_g \cdot \eta_t = 0,85$$

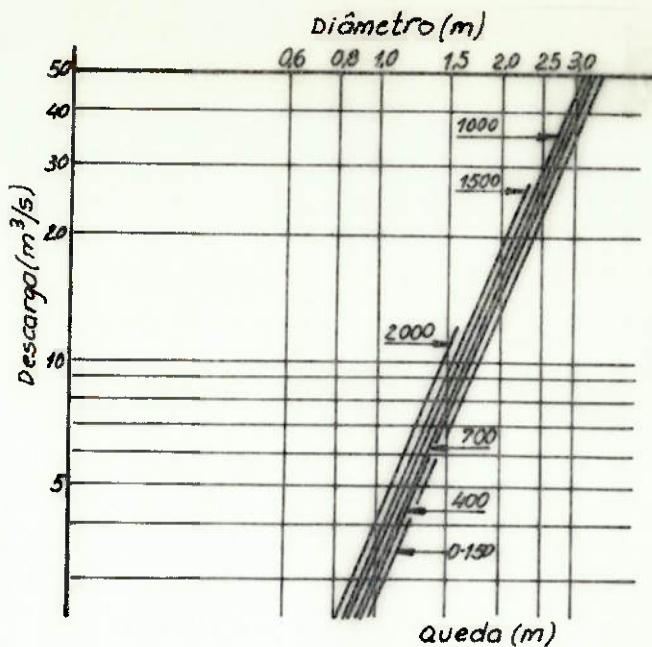
$$\gamma = 7,85 \text{ t/m}^3$$

Assim, levando em conta essa considerações, o diâmetro econômico é expresso por:

$$d = 4,224 \sqrt[7]{\frac{Q^3 \cdot w_2 \cdot \bar{\delta}}{k^2 \cdot w_3 \cdot (1 + z) \cdot H}} \quad (\text{m})$$

Mosonyi, procedendo uma análise semelhante a exposta acima, obteve uma curva que fornece o diâmetro econômico em função da vazão em ( $m^3/s$ ) e da queda estática em (m).

O diagrama abaixo indica um conjunto de curvas, cada uma delas fornece o diâmetro econômico para uma faixa de queda estática, em função da vazão.



#### 4. Transientes ( Golpe de Ariete ):-

O problema dos transientes que ocorrem num conduto, em virtude das variações de carga da usina, é função das características dos equipamentos de regulação. O fechamento rápido das palhetas do distribuidor ou válvula de proteção da turbina resulta em sobrepressões ou depressões no conduto em virtude da inéria da massa fluida, o que deve ser levado em conta no seu projeto estrutural.

A água se movendo com velocidade v no conduto, de acelera no de fechamento, e a força de inéria é dada por:

$$F = - M \frac{\Delta v}{\Delta t} \quad (4.1)$$

O fechamento completo e instantâneo ocorre, teoricamente, num intervalo de tempo nulo. Na prática, um  $\Delta t$  finito é necessário para que a velocidade da coluna fluida muide, visto que o líquido é compressível e o duto se expande elasticamente.

O comprimento l de coluna d'água produzido pela parada durante t e, como  $\Delta v = - v$ , no caso de fechamento total, a força de inéria pode ser expressa por:

$$F = \frac{l \cdot l \cdot S \cdot v}{g \cdot \Delta t} \quad (4.2)$$

onde  $S$  é a área da secção do conduto. Exprimindo-se em altura de coluna de água:

$$h_a = \frac{F}{\gamma} = \frac{S \cdot l \cdot v}{g \cdot \Delta t} \Rightarrow p = \frac{F}{\gamma \cdot S} = \frac{l \cdot v}{g \cdot \Delta t} \quad (4.3)$$

Denominando-se  $l/\Delta t$  por celeridade da onda de pressão  $a$ ,

$$p = \frac{a \cdot v}{g}$$

A fig.4.1 abaixo ilustra esse fato.

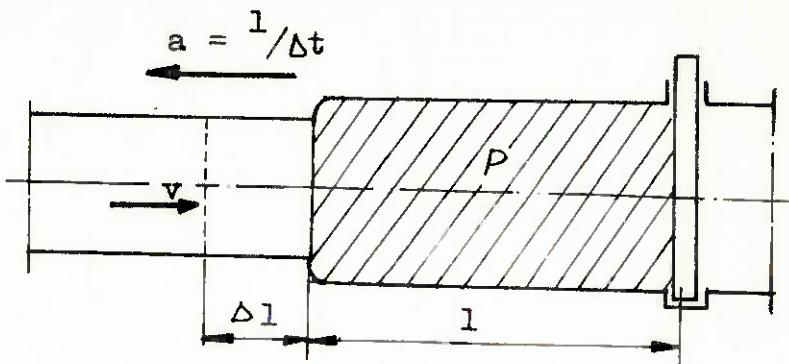


Fig.4.1

Para o caso de fechamento parcial, a sobrepressão no conduto é dada por:

$$h_a = \frac{p}{\gamma} = \frac{l \cdot (v - v_1)}{g \cdot \Delta t} = a \cdot \frac{v - v_1}{g} \quad (4.4)$$

A velocidade de propagação da onda é  $a$  e a velocidade original (inicial) é  $v$ . Temos:

$$v = \frac{\Delta l}{\Delta t} \quad \Delta l - \text{comprimento reduzido devido a compressão da água}$$

$$a = \frac{l}{\Delta t}$$

Portanto:

$$\frac{v}{a} = \frac{\Delta l}{l} = \xi_r \quad (\text{compressão específica resultante do sistema conduto-coluna líquida})$$

Assim:

$$h_a = \frac{a^2 \cdot \xi_r}{g} \Rightarrow a = \sqrt{\frac{p}{\xi_r \cdot \gamma}} \quad (\text{m/s}) \quad (4.5)$$

Denominando-se  $p/\xi_r$  por  $E_r$  (módulo de elasticidade resultante do sistema), dado por:

$$\frac{1}{E_r} = \frac{1}{E_a} + \frac{1}{E_t \cdot \delta/d} \quad \left[ \frac{m^2}{N} \right]$$

onde:  $E_a$  - módulo de elasticidade da água

$E_t$  - módulo de elasticidade do tubo

$\delta$  - espessura de parede do tubo

$d$  - diâmetro interno do tubo

Considerando o conduto como rígido, isto é,  $E_r = E_a$ , temos:

$$a = \sqrt{\frac{E_a}{\rho}} = \sqrt{\frac{2,03 \cdot 10^9}{1000,62}} = 1425 \text{ m/s}$$

Este valor pode ser considerado como a velocidade de propagação do som na água a uma temperatura de  $10^\circ\text{C}$ . Este é o valor máxima da celeridade. Para um pré-cálculo pode ser a dotado  $a = 1000 \text{ m/s}$ . Então:

$$h_a = \frac{1000 \cdot v}{g} = 100 \cdot v \quad (\text{m}) \quad (4.7)$$

Se for levada em conta a elasticidade do tubo, a celeridade é dada por:

$$a = \frac{1425}{\sqrt{1 + \frac{E_a d}{E_t \delta}}} \quad (4.8)$$

Sob o efeito da sobrepressão p a coluna d'água é comprimida e a parede do tubo é dilatada circumferencialmente na secção onde o aumento de pressão é sentido; a fig 4.2 ilustra esse fato.

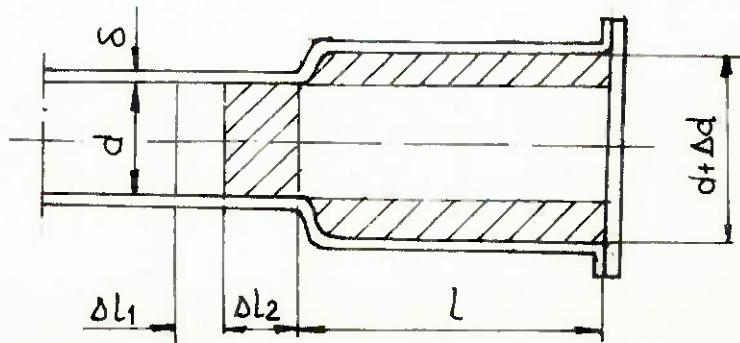


Fig.4.2

A compressibilidade elástica da água permite uma mudança no comprimento  $\underline{l}$  da coluna d'água de:

$$\Delta l_1 = \frac{F \cdot l}{E_a} \quad (4.9)$$

A tensão devido a sobrepressão  $p$  no duto de espessura de parede  $S$  é:

$$\sigma = \frac{p \cdot d}{2 \cdot S} = E_t \cdot \frac{\Delta d}{d} \Rightarrow \frac{\Delta d}{d} = \frac{p \cdot d}{2 \cdot S \cdot E_t} \quad (4.10)$$

Por outro lado, a expansão radial  $\Delta d/2$  na secção de comprimento  $\underline{l}$ , provoca um aumento na secção transversal que é disponível para a água. Isso resulta numa redução de  $l_2$  no comprimento de coluna d'água, expresso por:

$$\frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot \Delta l_2 = \frac{\pi \cdot d \cdot \Delta d}{2} \cdot \underline{l} \Rightarrow \Delta l_2 = 2 \cdot \underline{l} \cdot \frac{\Delta d}{d} \quad (4.11)$$

ou:  $\Delta l_2 = \frac{p \cdot d \cdot \underline{l}}{E_t} = \frac{p \cdot \underline{l}}{E_t \cdot \cancel{S/d}}$  (4.12)

A mudança total no comprimento da coluna d'água é :

$$\Delta l = p \cdot \underline{l} \cdot \left( \frac{1}{E_a} + \frac{1}{E_t \cdot \cancel{S/d}} \right) \quad (4.13)$$

Aplicando-se a Lei de Hooke para o líquido contido no duto tem-se:

$$\Delta l = \frac{p \cdot \underline{l}}{E_r} \quad (4.14)$$

#### Golpe de Ariete como fenômeno transitório:

O fechamento rápido da passagem acarreta uma elevação de pressão neste ponto do duto. Esta sobrepressão caminha em direção de montante como uma onda com velocidade  $a$ . A fig.4.3 mostra esse fato.

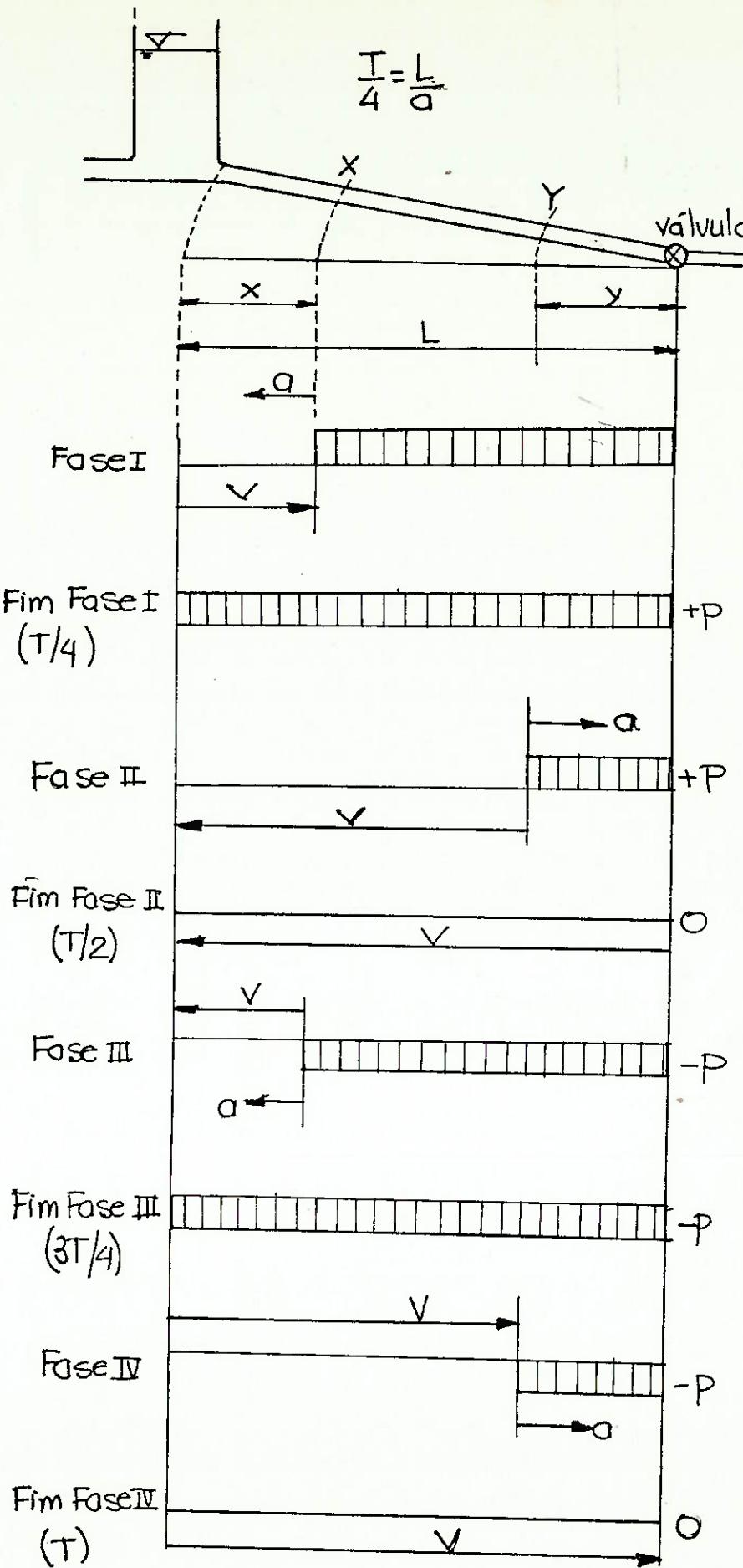


Fig. 4.3

### Fase I :

O tempo necessário para que a onda de pressão percorra todo o comprimento  $L$  do conduto é dado por:

$$\frac{T}{4} = \frac{L}{a} \quad (4.15)$$

Decorrido esse intervalo de tempo, o valor da sobrepressão  $p$  já foi atingido em toda a extensão  $L$  do conduto. (vide fig.4.3)

### Fase II:

Ao alcançar a entrada do conduto, a onda de pressão é dissipada e, devido a sobrepressão  $p$  que age no fluido, um movimento elástico na direção oposta é iniciado na extremidade de entrada, que tem uma velocidade  $v$  (desprezados os efeitos dissipativos). Essa fase cria o alívio da sobrepressão  $p$ , que é feito por meio de uma de pressão negativa, viajando novamente com a celeridade  $a$ .

No final desta fase, isto é, em  $T/2$  após o fechamento, o estado inicial de pressão é restabelecido ao longo de todo o conduto; ainda a coluna total de água está em movimento para montante com velocidade  $v$ .

### Fase III :

Devido ao movimento da massa líquida, uma depressão novamente de valor  $p$  é gerada na válvula de entrada da turbina e, essa onda de pressão caminha com a celeridade  $a$  para montante, reduzindo a velocidade no conduto a zero. Então, no fim da fase III, a depressão  $p$  age ao longo de todo o conduto e a coluna líquida atinge um momentâneo estado de estagnação.

### Fase IV :

A sobrepressão  $p$ , agindo agora na entrada do conduto, acelera a coluna líquida novamente à velocidade  $v$  em direção a válvula de entrada (ponto de fechamento) e, ao mesmo tempo, a depressão é compensada com a celeridade  $a$ .

No fim desta fase, em  $T$  após o fechamento inicial, a onda, restabelecendo a condição de pressão inicial, atinge a válvula e, toda a coluna líquida está em movimento elástico com velocidade  $y$  em direção à válvula. As condições iniciais do sistema no instante do fechamento são restabelecidas. Assim, o ciclo de oscilações consiste de 4 fases que se repetem. Se não houvesse dissipação, o fenômeno continuaria indefinidamente com a pressão variando de  $p$  a  $-p$  em torno da pressão inicial. Mas o atrito com o conduto faz com que o movimento cesse após poucas oscilações. O gráfico da fig-4.4 mostra a pressão em 4 secções, em função do tempo.

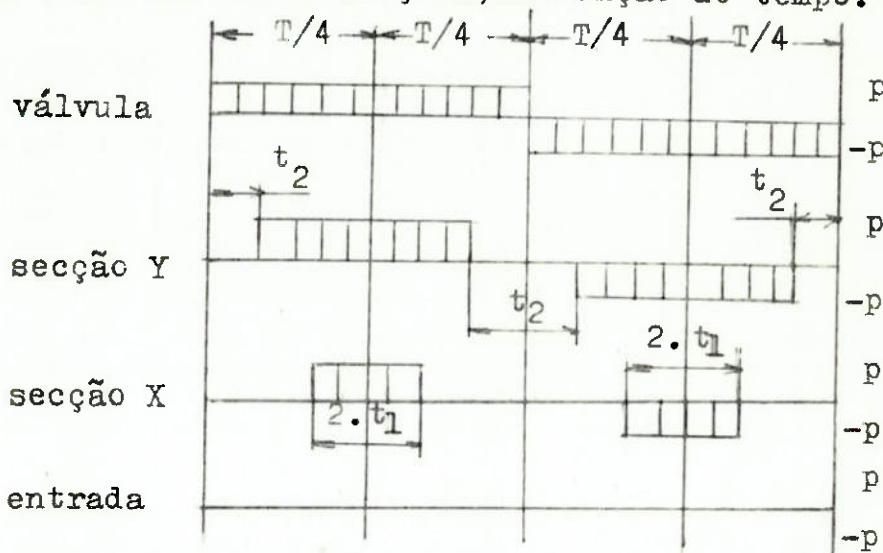


fig.4.4

Quatro secções transversais foram escolhidas: a da extremidade de entrada, da válvula e duas intermediárias X e Y, distantes, respectivamente,  $x$  da entrada e  $y$  da válvula.

$$\text{Assim: } t_1 = x/a \quad \text{e} \quad t_2 = y/a.$$

Para as variações com as suposições adotadas até aqui, um tempo de fechamento finito deve ser realmente considerado na prática. Seria um grande erro considerar essas observações para fechamento teórico como sem sentido, uma vez que as sobrepressões são graduais e, o fechamento não / instantâneo pode ser obtido do teórico .

O caso de fechamento gradual num tempo  $T_c$ , cria uma mudança de pressão gradual, em vez de repentina dada por  $h_a = \frac{a \cdot v}{g}$ .

O fenômeno pode ser considerado como superposição de ondas de

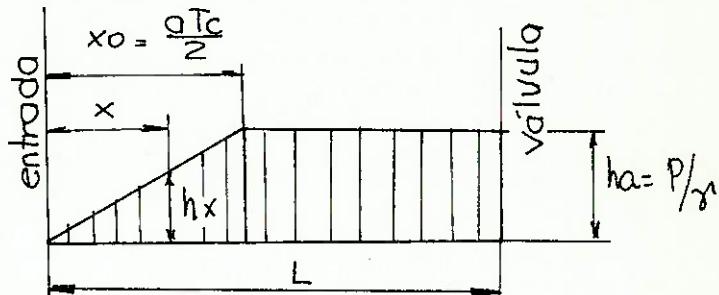
pressão geradas para intervalos de fechamento. Será assumido que a velocidade diminua segundo uma variação linear durante o fechamento. Assim, para qualquer  $t < T_c$ , contado a partir do início da pressão, a sobrepressão em qualquer ponto é dada por:

$$h_t = h_a \frac{t}{T_c} \quad (4.16)$$

onde o efeito das ondas refletidas não foram ainda consideradas.

Podemos considerar três casos de fechamento:

a)  $T_c < T/2$



Já que a onda de alívio refletida retornará mais rápido à válvula da turbina do que no fim da fase II, isto é no fim de  $T/2$ , o aumento de sobrepressão desenvolver-se-á para a válvula e sobre um trecho do conduto. A reflexão alcançará um ponto à distância

$$x_o = \frac{a \cdot T_c}{2} \quad (4.17)$$

até o momento em que a plena sobrepressão é reconstituída.

Sobre a secção entre esse ponto e a tomada d'água a pressão será gradualmente diminuída e será zero na tomada d'água. Isto é óbvio se é considerado que a qualquer distância  $x$  da tomada, a pressão pode aumentar sem restrição até  $t = 2.x/a$ , enquanto que todo aumento elementar na pressão será imediatamente contrabalançado por uma diminuição de pressão devido à onda refletida com velocidade  $a$ .

Portanto, produz a pressão máxima real na secção  $x$  se a dura-

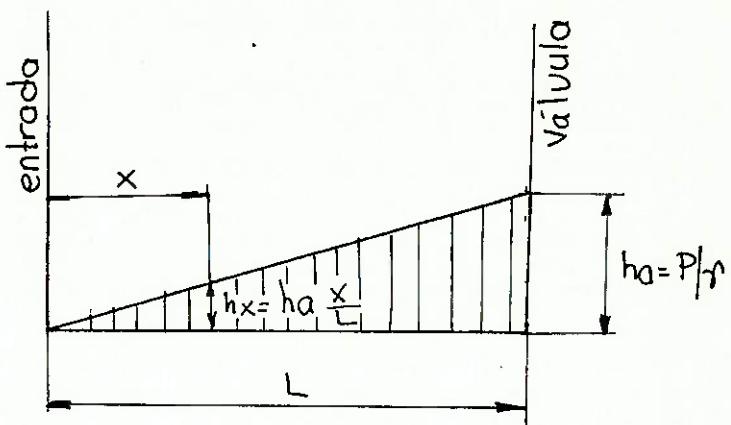
ção do aumento de pressão na secção, isto é, se  $2 \cdot x/a$  é substituído por  $t$ .

$$p_x = p \frac{t}{T_c} = p \frac{2x}{aT_c} = p \frac{x}{x_0} \quad (4.18)$$

Então em altura de coluna d'água:

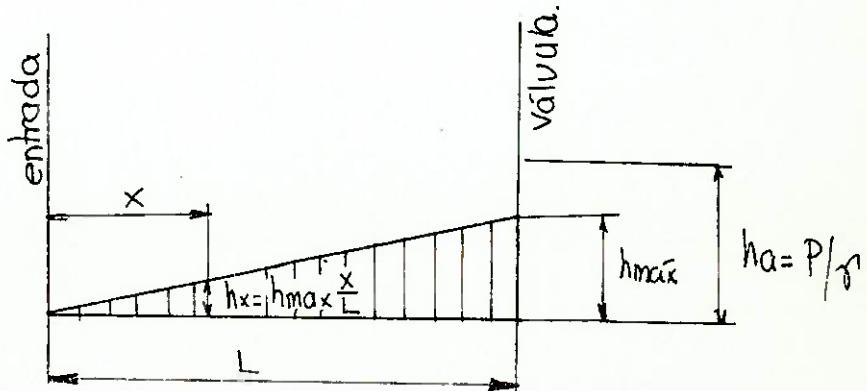
$$h_x = h_a \frac{x}{x_0} \quad (4.19)$$

b)  $T_c = T/2$



A sobrepressão  $p = \gamma h_a$  aparece somente na secção da extremidade da válvula (turbina), enquanto que ao longo do conduto um decréscimo na sobrepressão com a distância, de acordo com as equações (4.18) e (4.19).

c)  $T_c > T/2$



É o caso mais encontrado na prática. Poderia ser realizado pelo ajuste do mecanismo de controle para assegurar esse tempo. Sob tais condições a máxima sobrepressão per-

manece, mesmo na seção de válvula, abaixo da pressão do Golpe de Aríete, desde que a onda negativa terá retornado antes do fechamento ser completado. Entretanto, o fechamento extende a depressão até a fase III, então, limitando a elevação de pressão. A máxima pressão é expressa, em coluna d'água por:

$$h_{\max} = \frac{h_a \cdot 2L}{a \cdot T_c} = \frac{a \cdot v}{g} \frac{2L}{a \cdot T_c} = \frac{2v \cdot L}{g \cdot T_c}$$

$$h_{\max} \doteq 0,2 \frac{v \cdot L}{T_c} \quad (4.20)$$

O governador e a válvula de entrada da turbina podem ser ajustadas para evitar sobrepressões de excesso:

até 50 m de queda	-----	50%
até 150 m de queda	-----	25%
até 250 m de queda	-----	15%

Isso poderia exigir um fechamento muito longo, a instalação de uma válvula de alívio de pressão torna-se necessária, com o intuito de segurança.

Fechamentos com  $T_c > T/2$  podem ser classificados como lento. Qualquer elevação de pressão devido a baixas taxas de fechamento é seguida por uma depressão de mesma intensidade e então uma elevada pressão no trecho inferior do conduto é dada por:

$$H_o + h_{\max}, \text{ com } H_o \text{ sendo a máxima queda de operação.}$$

#### Válvula de Alívio de pressão:

Com o intuito de proteger o conduto forçado contra elevação de pressão excessiva, são instaladas válvulas de alívio no conduto ou na caixa espiral.

Durante o rápido fechamento das palhetas do distribuidor, essa válvula abre automaticamente um orifício de segurança ("by-pass") numa razão correspondente àquela do fe-

chamento. Consequentemente, em vez duma rápida desaceleração da coluna d'água no conduto, a massa d'água continua a mover se sem sentir o fechamento, com a velocidade inicial, enquanto o escoamento, pelo menos parte dele, é desviado da turbina para o orifício do conduto. Com as adequadas dimensões da válvula, o perigo de sobrepressões pode ser eliminado completamente.

Sob condições normais de operação, quando as palhetas são fechadas vagarosamente, a válvula permanece fechada.

A válvula de alívio não é aplicada para quedas menores que 50 m. Para quedas menores, é mais econômico projetar o conduto para a sobrepressão, principalmente se a elevação de pressão não ultrapassa 50% da pressão normal.

#### Abertura das palhetas diretrizes:

No caso de abertura, ocorre uma diminuição de pressão imediatamente antes da turbina e causa uma aceleração na coluna d'água tão vagarosa quanto o aumento da demanda d'água exigido para a abertura não for fornecido.

Correspondentemente, a onda de pressão negativa viaja para montante com celeridade a dada acima. As oscilações de pressão resultam, como no caso de fechamento. O módulo da diminuição de pressão pode ser aproximadamente igual a:

$$h_{\max}(-) = h_0 \left( \sqrt{\frac{2 \cdot H_0}{h_0}} + 1 - 1 \right) \quad (4.21)$$

onde, no caso de :

$$\text{abertura rápida: } T_0 \leq T/2 = 2 \cdot L/a$$

$$h_0 = \frac{\frac{2 \cdot v^2}{2}}{2 \cdot g \cdot H_0} \quad (4.22)$$

$$\text{abertura lenta: } T_0 > T/2 = 2 \cdot L/a$$

$$h_0 = \frac{\frac{2 \cdot v^2 \cdot L^2}{2}}{g \cdot T_0^2 \cdot H_0} \quad (4.23)$$

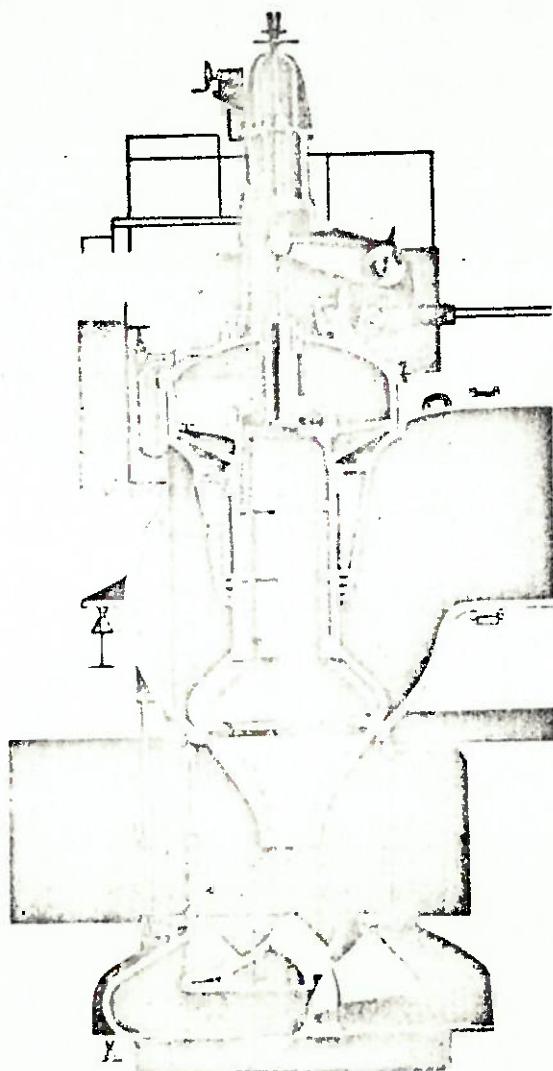
A equação ( $h_{\max} \approx 0,2 \frac{v \cdot L}{T_0}$ ) foi encontrada para produzir o resultado exata também no caso de abertura.

Então, a máxima diminuição de pressão para o trecho mais baixo do conduto, para abertura lenta, é:

$$h_{\max}(-) \approx 0,2 \frac{v \cdot L}{T_0} \quad (4.24)$$

denominada Fórmula de Alliévi-Michaud e é exata para os casos práticos, onde o número de Alliévi ( $\frac{a \cdot v}{2 \cdot g \cdot H_0}$ ) < 1.

A figura abaixo mostra um corte de uma válvula de alívio de pressão.



## II) JUNTAS DE EXPANSÃO

Para condutos acima do solo, a temperatura do duto é influenciada pela temperatura da água, quando este se encontra cheio e, pela temperatura do ar, quando vazio. Se o duto é exposto, sua temperatura será afetada pela insolação. Em instalações enterradas, a temperatura do duto é afetada pela água conduzida em seu interior e pela água do solo vizinho.

O principal motivo pela utilização de juntas de expansão é o de permitir a expansão longitudinal do duto, que é causada por variação de temperatura. Servem também para ajustar os comprimentos dos condutos na montagem. Desprezando o efeito do atrito, a variação no comprimento de um duto de comprimento  $L$ , por  $^{\circ}\text{C}$  de temperatura é  $1,2 \cdot 10^{-6} \cdot L$ .

Muitos tipos de juntas de expansão são usados. A fig.2.1 mostra a junta de expansão tipo camisa que é a comum para tubos de grandes dimensões. O movimento longitudinal é permitido por duas camisas encaixadas, uma deslizando sobre a outra, com uma gaxeta para evitar vazamentos. São utilizados parafusos no preme-gaxeta para comprimir a gaxeta, que se constitue de longas fibras de linho trançadas e impregnadas com lubrificante adequado.

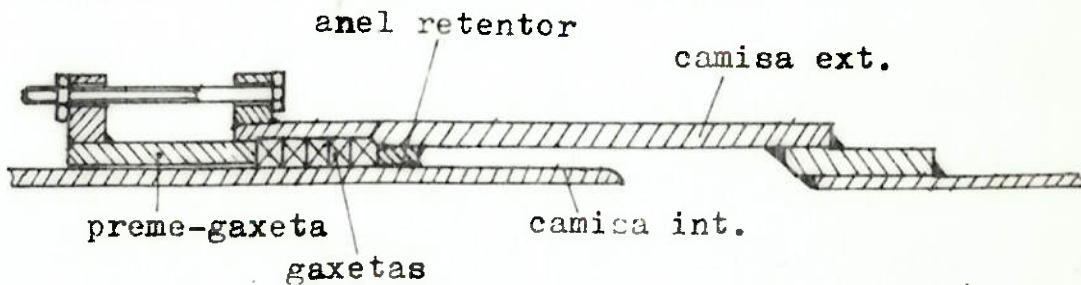


Fig.2.1 - Junta de expansão tipo camisa

A superfície exterior da camisa interna é revestida com cromo para evitar a corrosão e assegurar o livre deslizamento da junta.

Esse tipo de junta pode também ser projetado com duas caixas de vedação, como mostra a fig.2.2, que permite movimento longitudinal, devido à variação de temperatura e uma deflexão transversal no alinhamento dos dutos. Essa junta é preferível onde o conduto passa através de uma junta de construção, por exemplo, onde a massa de concreto separa a represa e a casa de força. Como a represa é construída numa fundação considerada elástica, o extremo a jusante define tirá verticalmente com direção à casa de força, quando sujeito a pressão do reservatório. O tipo de junta de expansão de camisa é utilizado com sucesso para condutos até aproximadamente 7 m de diâmetro e quedas de até 210 m. Esse tipo pode ser somente usado em tubos que são acessíveis para a perto e reposição das gaxetas, que pode perder sua elasticidade e efeito vedante, devendo ser repostas após certo tempo. Isso ocorre com frequência em dutos expostos ao sol.

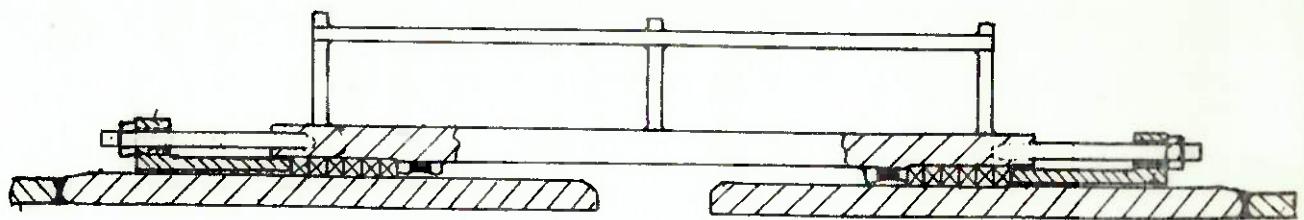


Fig.2.2 - Junta de expansão tipo camisa flexível

A junta tipo camisa deve ser bem projetada, com razoáveis tolerâncias de ajuste, para suportar a tensão da água sob alta queda. Se é necessário soldar trechos da junta de expansão para resistir à tensão da água, tratamento térmico após a soldagem garantirá as tolerâncias dimensionais exigidas. O comprimento da camisa interna depende das oscilações de temperatura, da distância entre os blocos de ancoragem e da contração transversal durante eventual teste de pressão.

O ponto de partida para o projeto da junta de expansão é a temperatura do duto na hora de sua montagem. No cap.VII do presente trabalho está indicada qual é a temperatura ideal para a montagem do conduto.

As juntas devem ser construídas de modo que os tubos possam

deslizar sem ficarem exageradamente presos e que não possibilitem a corrosão. Então, os tubos devem ser apoiados o mais próximo possível das juntas de expansão.

Outro tipo de junta de expansão muito simples e bastante utilizado é o mostrado na Fig.2.3. Este tipo é formado por um flange soldado em um dos trechos do conduto e dois discos que possuem alojamento para anéis de vedação. A união é feita por um certo número de parafusos (o número é normalizado pela ASME). O tubo não flangeado é usinado para permitir uma fácil mobilidade da junta. Sua manutenção também é muito fácil, bastando soltar os parafusos e deslocar os discos, em caso de substituição dos anéis de vedação, sem que para isso haja a necessidade de se desmontar os dutos.

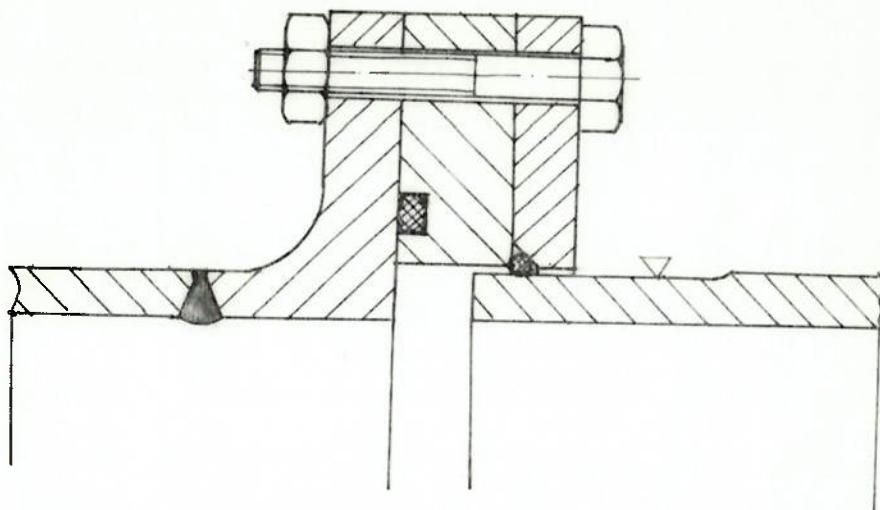


Fig.2.3 : Junta de Expansão com anéis de vedação.

Na ausência de juntas de expansão, a variação de temperatura do duto e, consequentemente, a dilatação ou contração do mesmo, resultariam em solicitação adicional da estrutura, respectivamente, compressão e tração. Uma análise mais detalhada destas tensões é apresentada junto a análise estrutural do conduto, no cap.VI deste trabalho.

### III) SUPORTES

As tubulações enterradas em valas - geralmente de pequeno diâmetro - estão apoiadas no solo em toda a sua extensão e protegidas contra deslocamentos laterais pelo aterro. Por isso não precisam de apoios especiais nem de blocos de ancoragem.

Já as tubulações ao ar livre apoiam-se sobre blocos de concreto adequadamente distanciados.

A parte superior dos pilares de suporte localizadas entre / ancoragens é projetado para garantir a posição exata do conduto e manter o atrito o mais baixo possível. Um atrito baixo é favorável quando se considera as tensões no conduto e o momento protegendo a queda do suporte. Assim, os esforços para minimizar o atrito serão mais intensos para as linhas altas do que as linhas próximas do solo.

Para condutos de pequeno e médio diâmetros, a parte superior do pilar de suporte pode ser em forma de sela, na qual o conduto pode deslizar livremente. A profundidade da sela é cerca de 1/3 ou 1/4 do diâmetro do conduto. Linhas / de ferro fundido e mais recentemente de chapas de aço são aplicadas para reduzir o atrito.

Selas de suporte para diâmetros maiores que 0,8m são usualmente alinhadas.

Em alguns casos os pilares são munidos de rolos. Suportes do tipo berço também são usados. Essas soluções são indicadas para suportes amplamente espaçados ou se os pilares são altos e estão sujeitos a grandes esforços.

As forças que agem no pilar são: força de atrito, que age no CG. da superfície suporte e o peso próprio do suporte. Visto que a força de atrito pode ser positiva ou negativa, dependendo da mudança de temperatura, as condições de estabilidade devem ser investigadas para os dois casos.

Suportes entre ancoragens podem ser do tipo viga em anel, que transfere a carga dos pilares ao plano ou reforço de concreto, sobre uma conexão rígida ou sobre uma monta-

gem de cilindros ou berços.(Ver figs.3.1,3.2 e 3.3)

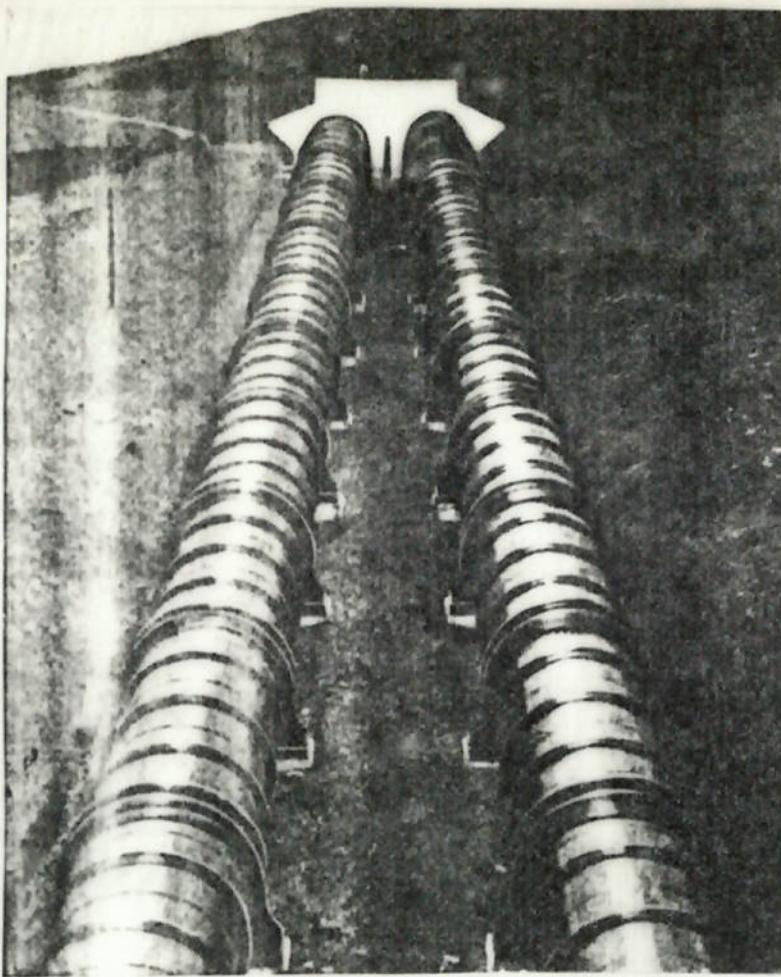


Fig.3.1 - Suportes de ancoragem de anéis rígidos

Alguns tipos de suportes estão mostrados na fig-  
3.4. O caso a) mostra uma sela com chapa de aço; o caso b)  
sela com perfil laminado; o caso c) suporte montado sobre ro-  
los e o caso d) dupla sela para sustentação de junta de ex-  
pansão.

Atenção especial é dada para o projeto do último  
bloco de ancoragem, localizado na extremidade inferior do  
conduto forçado. Como pode ser visto na fig.3.5, esse bloco  
obedece uma curvatura do conduto e está sujeito a um maior  
componente de deslizamento originada da pressão da água, do  
que nas ancoragens intermediárias.

A força  $P_w^*$  agindo no bloco de ancoragem é equilibrada pela  
força  $P_w^*$  agindo na curva e então a pressão completa  $P_w^*$  des-  
carrega contra o bloco de ancoragem ( $P_w^*$  é proporcional à  
queda estática acrescida dos transientes). A componente ten-  
de a deslocar a ancoragem é, sob condições semelhantes, a maior

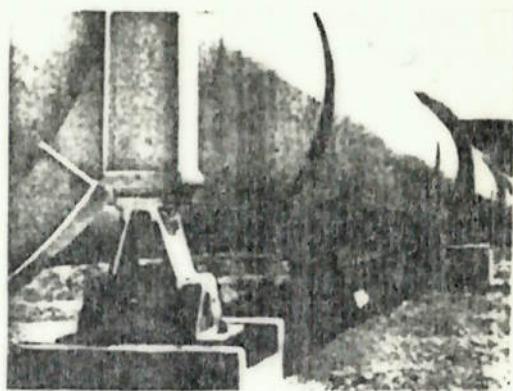
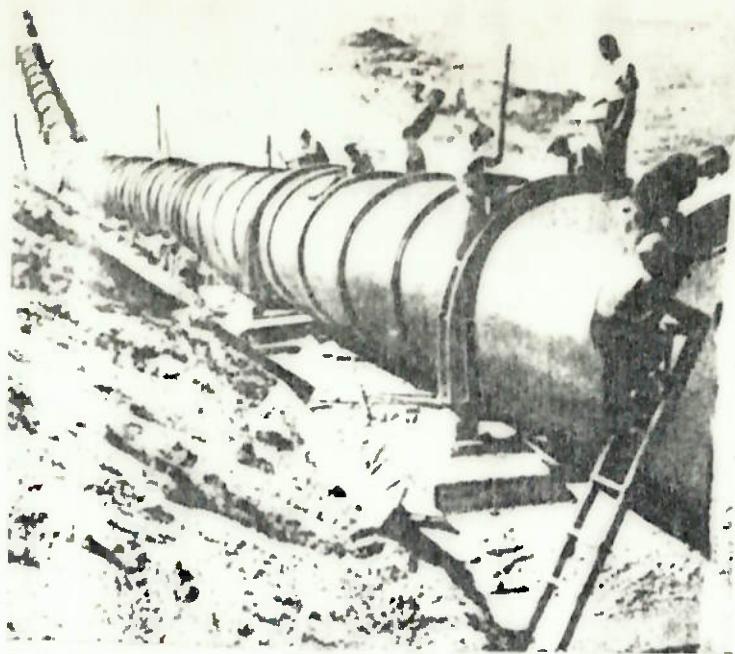


Fig.3.3 - Suporte basculante.

Fig.3.2 - Suporte anelar

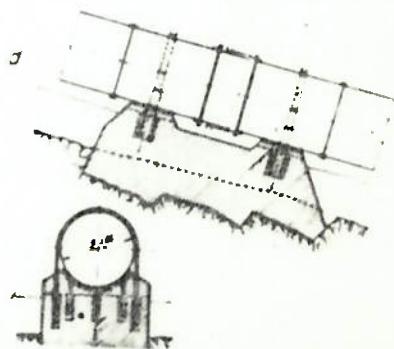
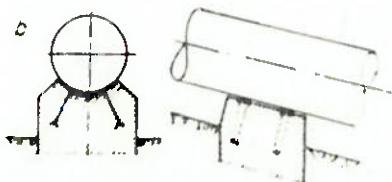
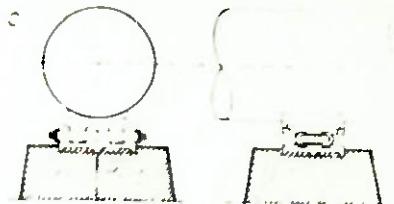
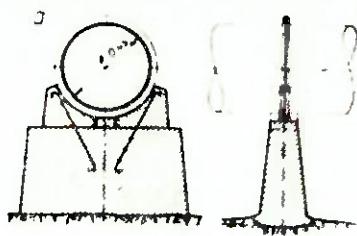


Fig.3.4 - Tipos de Suportes

que desloca a secção tangente precedente.

Deve ser lembrado que algumas das forças transmitidas ao bloco não são afetadas pela elevação do próprio bloco e então, procedendo como abaixo, a força hidrostática devido à mudança de direção ( $P_w'$ ) torna-se mais significativa / quando se considera a estabilidade da ancoragem. Consequentemente, para se desenvolver a operação sob quedas altas, o empuxo atuando nas ancoragens mais baixas é raramente influenciado pelo espaçamento dos últimos e será especialmente elevado para o bloco mais baixo, se está ancorado quase na secção horizontal do conduto imediatamente antes do coletor. (tubo distribuidor) ver fig.3.6

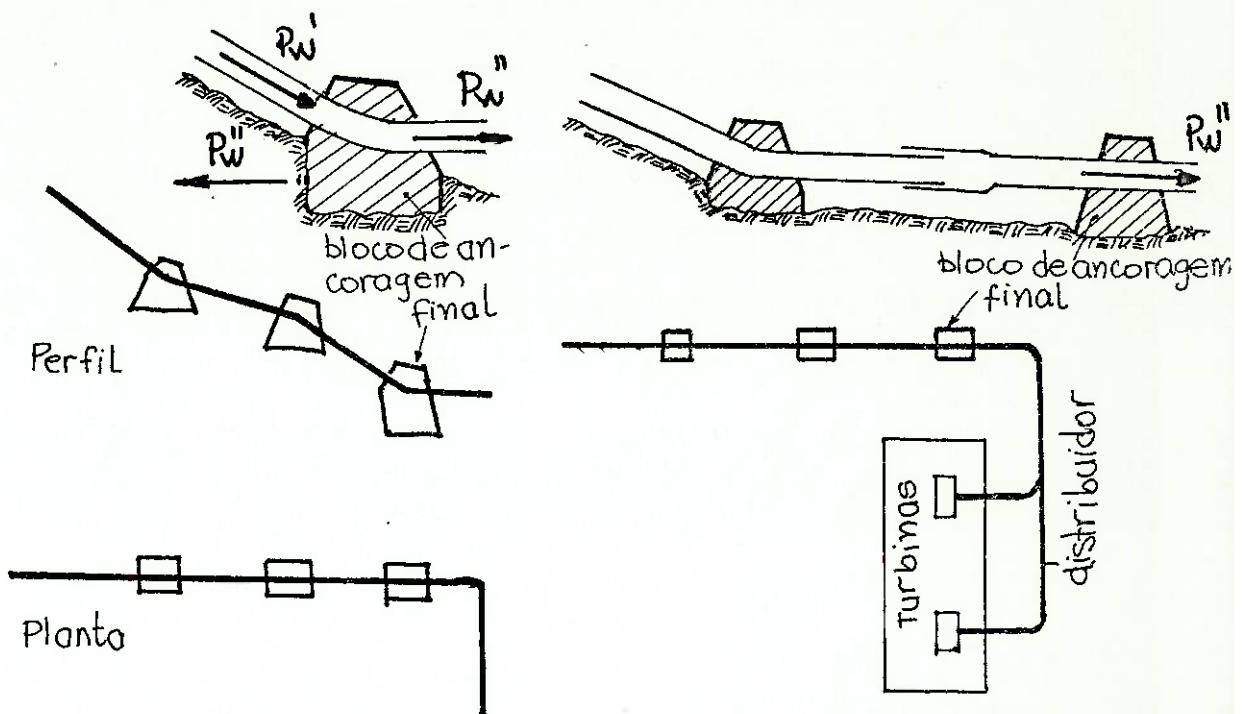


Fig.3.5 - Localização do bloco de ancoragem final

Fig.3.6 - Localização do bloco de ancoragem final

Ainda a despeito dessas considerações, o bloco de ancoragem final seria localizado no fim da secção horizontal, próximo da casa de força, para então reduzir o comprimento da secção do conduto não suportada. Um distribuidor incorporando curvas e seu ancoragem intermediária seria sujeito a forças excessivas, que resultariam em deformações não permitíveis. Embora o arranjo da fig.3.6 seja mais favorável que o distribuidor da fig.3.5, ainda requer análise cuidadosa.

21

Consideremos o sistema constituído de um distribuidor e conduto unitário fixado entre o bloco de ancoragem mais baixo e a casa de força, mostrado na fig. 3.7

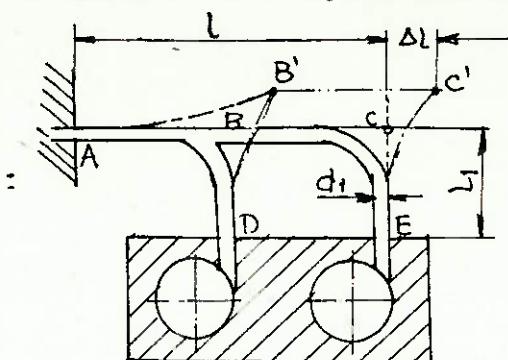


Fig. 3.7 - Deformação de um distribuidor duplo

O conduto pode se expandir mais ou menos livremente, havendo somente suportes intermediários (e não ancoragens). Para a temperatura média, a posição do conduto é representada pela linha quebrada ABCDE. No caso de a temperatura elevar-se, o conduto assume a forma AB'C'D'E. A expansão da secção AC devido ao aumento de temperatura  $t$  é :  $\Delta l = w \cdot l \cdot t$

Isto ocorreria se seu movimento não fosse restringido pelo trecho BD e CE.

Entretanto, a expansão devido à mudança na temperatura corresponde a forças muito elevadas e, por outro lado, momentos fletores devido a forças relativamente pequenas resultam em apreciáveis deflexões nas secções B'D, C'E; a compressão devida a forças agindo em B' e C' podem ser desprezadas.

Como aproximação pode ser assumido que a força em C' é de módulo tal para causar o deslocamento  $\Delta l$  da secção CE. A força causando um  $\Delta l$  no comprimento  $l_1$  é:

$$P = \frac{3 \cdot E \cdot I_1}{l_1^3} \cdot \Delta l \quad (3.1)$$

e o momento induzido no ponto E é:

$$M = P \cdot l_1 = \frac{3 \cdot E \cdot I_1}{l_1^2} \cdot \Delta l \quad (3.2)$$

Considerando que o módulo de resistência da secção transversal do tubo é  $2I_1/d_1$ , a máxima tensão atingida na extremidade fixa é:

$$\sigma = \frac{3 \cdot E \cdot d_1}{2 \cdot l_1^2} \Delta l \quad (3.3)$$

Se uma análise mais exata é julgada como necessária, o método ilustrado para um caso extremamente simples, mostrado na fig.3.8, pode ser aplicado com cuidado, a qualquer linha de conduto. No caso de movimento não restringido, o deslocamento do ponto C será  $w.l.t$ . Entretanto, a força resistente  $P$  agindo no ponto C, na direção AC, resulta na compressão:

$$\Delta = \frac{\sigma \cdot l}{E} = \frac{P \cdot l}{\frac{\pi}{4} d_1^2 E}$$

Por outro lado, a deflexão do elemento BC devido a força oposta de  $P$  é:

$$\frac{P \cdot l_1^3}{3 \cdot E \cdot I_1} \text{ e desde que o último deslocamento é igual ao}$$

primeiro, tem-se:

$$\frac{P \cdot l_1^3}{3 \cdot E \cdot I_1} = w.l.t - \frac{P \cdot l}{\frac{\pi}{4} d_1^2 E} \quad (3.4)$$

onde se tira o valor do esforço  $P$ .

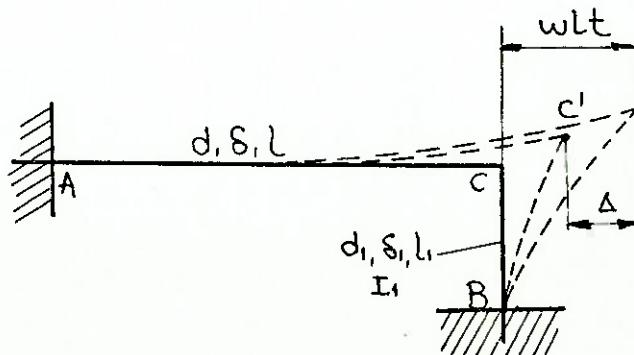


Fig.3.8 - Exemplo ilustrativo da análise exata

A fig.3.9 abaixo mostra os momentos e deflexões desenvolvidos num conduto cheio, para três tipos de suportes.

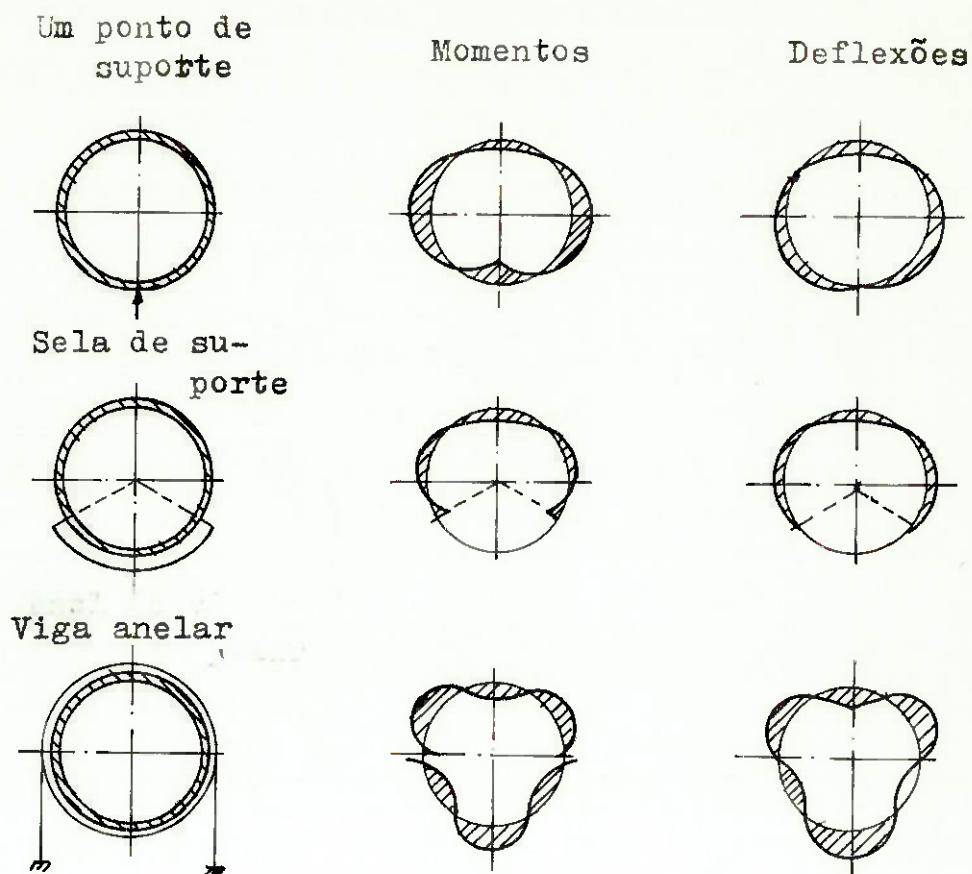


Fig.3.9 - Momentos e Deflexões em três tipos de suportes, em condutos cheios.

#### IV) ANCORAGENS

Os condutos expostos, isto é, aqueles localizados a cima do nível do terreno, devem ser ancorados nos trechos / onde há uma mudança de direção e, dependendo do comprimento dos mesmos, em alguns trechos intermediários, para garantir o seu alinhamento e resistir aos esforços devido a momentos fletores nos trechos não apoiados e à pressão da água nas curvas.

O espaçamento das ancoragens será determinado pelo módulo das forças longitudinais que atuam no conduto. No caso de dutos enterrados, às vezes é necessário o ancoramento nas curvas, do plano horizontal, muito acentuadas. O ancoramento também é feito em curvas do plano vertical acentuadas. Tubos longos que serão enterrados e, que ficam expostos ao sol antes do enterramento, dever ser ancorados e, entre cada par de ancoragens uma secção circular deve ser / deixada sem soldar, para permitir a expansão ou contração do conduto devido à mudança de temperatura. Depois de o tubo ser enterrado e sua temperatura voltar ao normal, as juntas podem ser soldadas, revestidas e enterradas.

As ancoragens podem ser do tipo apoio em todo o perímetro do conduto ou podem ser do tipo sela, em que o contato é feito somente no segmento mais baixo do perímetro, como mostra a fig. 4.1.

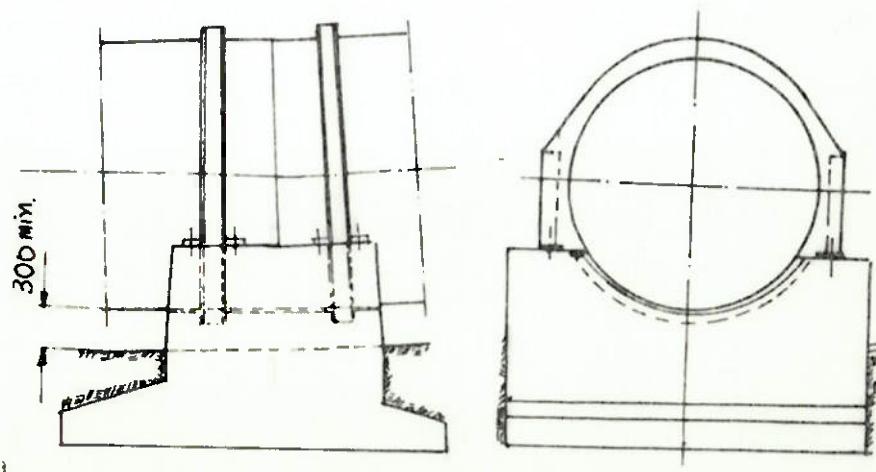


Fig. 4.1 - Ancoragem de concreto típica.

Esse tipo pode ser construído antes de o conduto ser instalado, em que selas são fabricadas no concreto para a colocação do conduto e anéis depois de sua instalação. Estes asseguram a transmissão dos esforços longitudinais do conduto para a ancoragem. A fig.4.2 mostra os tipos e a localização dos blocos de ancoragem ao longo de uma linha.

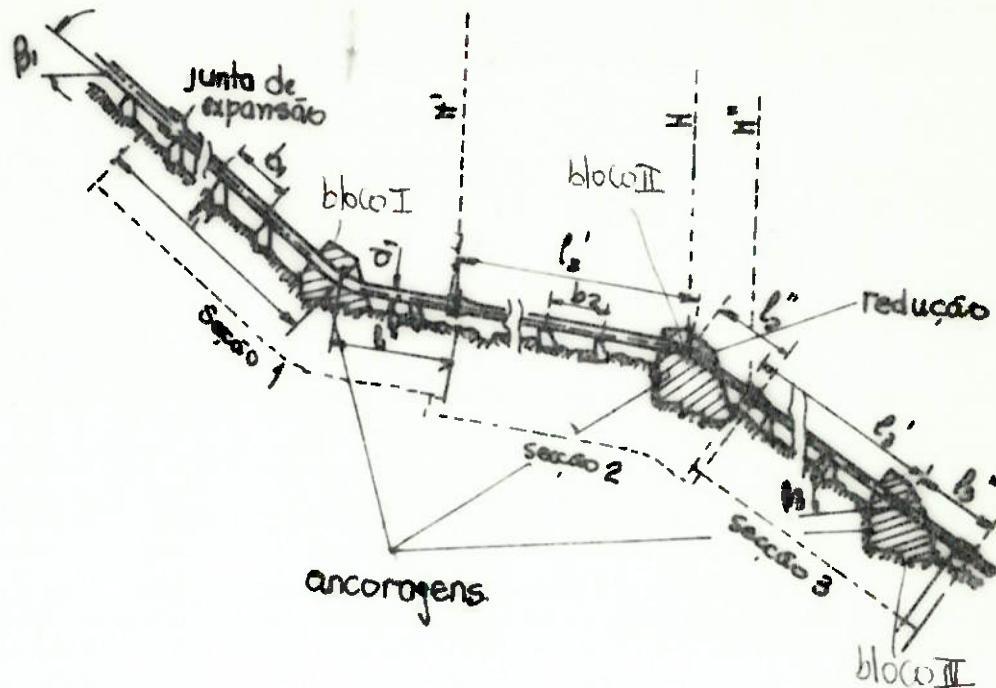


Fig.4.2 - Localização e tipos de blocos de ancoragem.

Nos blocos de ancoragem localizados em curvas onde há diminuição de inclinação do terreno (bloco I da fig), as forças transmitidas ao bloco protegem-no do deslizamento sobre o solo. Além disso, essas forças têm uma componente normal ao solo (comprimindo o bloco contra o solo), que é favorável a condições de estabilidade do mesmo. O módulo de tais forças depende da inclinação do terreno. No caso de blocos localizados em curvas do conduto onde há um aumento de inclinação (bloco II da fig.4.2), a resultante das forças que agem no bloco tem uma componente dirigida para fora do terreno, atuando no sentido de destacá-lo do terreno. Esta componente é desfavorável à estabilidade do bloco e grande volume de concreto é necessário para garantir-la.

Como blocos de ancoragem intermediários espacia-  
dos de 100 a 150 m são necessários nos trechos retos longos  
do conduto, estes estão sujeitos a uma força causada pelo em-  
puxo do tubo e é aproximadamente paralela ao terreno e con-  
stitui então um caso intermediário aos dois descritos acima.

Vamos considerar as forças que agem num bloco de  
ancoragem convexo, isto é, onde a inclinação é convexa e a es-  
tabilidade apresenta o maior problema. O bloco fixa a sec-  
ção 2 do conduto da fig.4.2 e as forças agindo sobre ele es-  
tão representadas na fig.4.3.

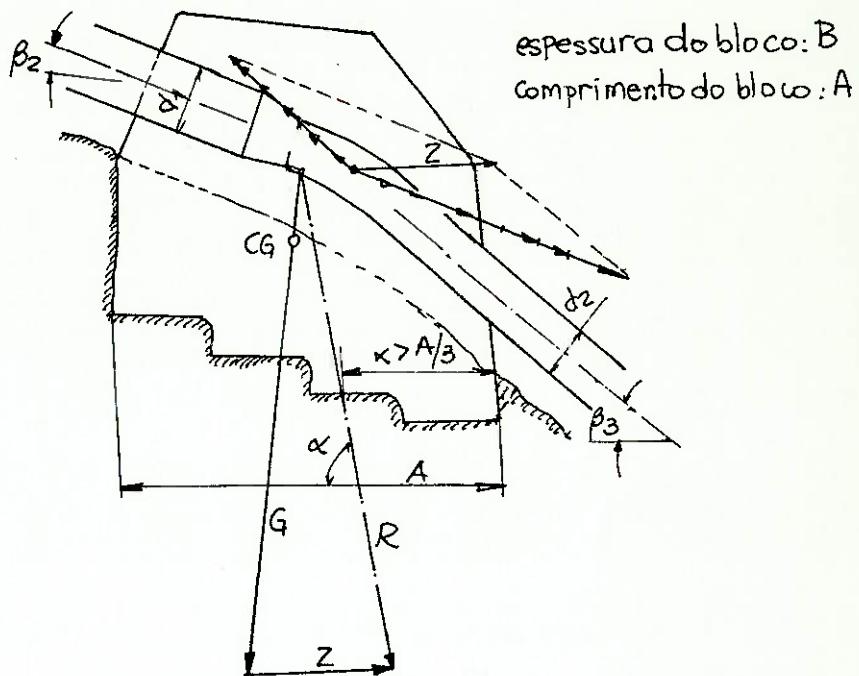


Fig.4.3 - Forças agindo sobre um bloco de ancola-  
gem.

As forças axiais transmitidas à ancoragem, da par-  
te a montante do comprimento  $\frac{l}{2}$ , podem ser escritas:

1. Peso do tubo:

$$P'_0 = \sum G'_0 \cdot \sin \beta_2 \quad (4.1)$$

2. Força de atrito sobre o suporte:

$$\sum P'_f = \mu \sum (G'_0 + G'_w) \cdot \cos \beta_2 \quad (4.2)$$

onde o sinal:

- + é para aumento de temperatura e
- é para diminuição de temperatura

3. Força de atrito na gaxeta da junta de expansão

$$P'_p = \pm \mu \cdot \bar{\tau} \cdot d_1 \cdot e \cdot f \cdot H' \quad (4.3)$$

4. Pressão da água na junta de expansão:

$$P'_e = \pm \bar{\tau} \cdot d_1 \cdot \delta_1 \cdot f \cdot H' \quad (4.4)$$

5. Componente axial da pressão hidrostática atípica do na secção devido à mudança de direção, que é a mais significativa das forças:

$$P'_w = \pm \frac{\bar{\tau} \cdot d_1^2}{4} \cdot f \cdot H \quad (4.5)$$

6. A diminuição do fluxo d'água causado pelo atrito do conduto é:

$$P'_d = \frac{f \cdot \bar{\tau} \cdot d_1^2}{4} \cdot l'_2 \cdot J = + \frac{f \cdot \bar{\tau} \cdot d_1^2}{4} \cdot \Delta H' \quad (4.6)$$

onde  $\Delta H'$  é a perda de carga em (m) sobre a secção de comprimento  $l'_2$ .

7. Força de impulso exercida pelo escoamento d'água na parede do tubo:

$$P'_i = M \cdot v_1 = \frac{f}{g} \cdot \frac{\bar{\tau} \cdot d_1^2}{4} \cdot v_1 \quad (4.7)$$

onde:

$v_1$  é a velocidade de projeto

As forças axiais transmitidas da parte de jusante de comprimento  $l''_2$  podem ser listadas de maneira semelhante. Vale novamente a convenção de sinais dada acima.

1. Peso próprio do tubo:

$$P_o'' = - \sum G_o'' \cdot \operatorname{sen} \beta_3 \quad (4.8)$$

2; Força de atrito sobre o suporte (ou suportes):

$$P_f'' = \pm \mu \cdot \sum (G_o'' + G_w'') \cdot \cos \beta_3 \quad (4.9)$$

3. Força de atrito na gaxeta da junta de expansão

$$P_p'' = \pm \mu_i \cdot \pi \cdot d_2 \cdot e \cdot \gamma \cdot H'' \quad (4.10)$$

4; Pressão da água na junta de expansão:

$$P_e'' = \pm \pi \cdot d_2 \cdot S_2 \cdot \gamma \cdot H'' \quad (4.11)$$

5. Componente axial da pressão hidrostática:

$$P_w'' = \frac{\pi \cdot d_2^2}{4} \gamma \cdot H \quad (4.12)$$

Obs.:  $P_w' = P_c + P_w'(d_2)$

$$P_c = \frac{(d_1^2 - d_2^2) \cdot \pi \gamma \cdot H}{4}$$

$$P_w'(d_2) = \frac{\pi \cdot d_2^2}{4} \gamma \cdot H$$

6. Atrito da água na parede do tubo:

$$P_d'' = - \gamma \cdot \frac{\pi \cdot d_2^2}{4} \Delta H'' \quad (4.13)$$

7. Impulso agindo ao longo da linha de centro da secção 3 (ver fig.4.2)

$$P_i'' = + \frac{\gamma \cdot \pi \cdot d_2^2}{8 \cdot 4} v_2 \quad (4.14)$$

A soma vetorial de todas essas forças, a montante e a jusante da ancoragem, fornece a força Z, que é a resultante de todas as forças transmitidas à ancoragem das secções adjacentes a esta. Então, para as forças localizadas a jusante, temos:

$$P'_o - P'_f - P'_p - P'_w - P'_d - P'_i - P'_e \quad (4.15)$$

e para as forças localizadas a montante temos:

$$-P''_o - P''_f - P''_p - P''_w - P''_d - P''_i - P''_e \quad (4.16)$$

A forma e as dimensões do bloco de ancoragem de espessura B seria ajustado até que a resultante R da força Z e do peso próprio do bloco não ultrapasse 1/3 da base do bloco (ver fig.4.3). Então:  $x > A/3$  e  $x_o = A/2 - x$  e a pressão máxima transmitida para a rocha é:

$$\sigma = \frac{R \cdot \operatorname{sen} \alpha}{A \cdot B} \left( 1 + \frac{6 \cdot x_o}{A} \right) \quad (4.17)$$

A face a jusante do bloco de ancoragem é inclinada por razões de estabilidade e a base é frequentemente escalonada por razões econômicas.

Bases plana e escalonada podem ser horizontais e ainda podem ser construídas para uma declividade contrária (ver fig.4.3). Esse último arranjo envolve grande escavação e requer mais material, mas oferece maior segurança contra deslizamento. Para o caso ilustrado, a segurança contra deslizamento pode ser calculada por:

$$\mu \cdot R \cdot \operatorname{sen} \alpha = n \cdot R \cdot \cos \alpha \quad (4.18)$$

onde, desprezando a união da rocha ao concreto e para rocha de boa qualidade, o coeficiente de atrito pode ser de 0,6 a 0,7. n é o coeficiente de segurança e deve ser pelo menos igual a 1,5.

Quando há grandes cargas para serem suportadas, simples engastamentos do conduto ao bloco de ancoragem pode não ser suficiente e, cintas fixadoras podem ser necessárias para fixar o conduto na ancoragem, como mostra a fig.4.4.

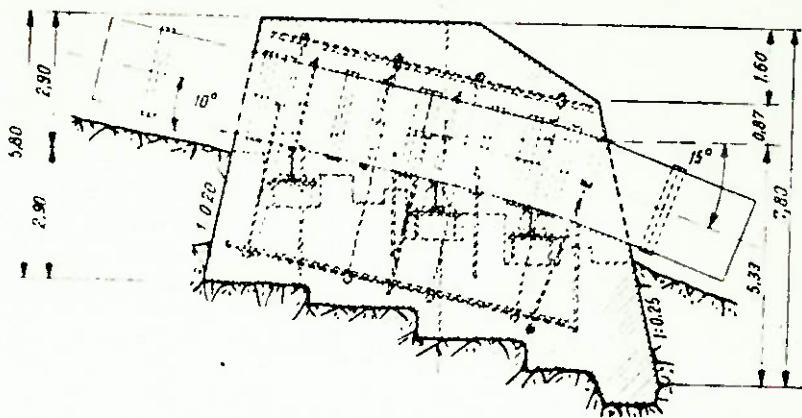


Fig.4.4 - Detalhe da ancoragem mostrando as cintas fixadoras

A fig.4.5 mostra a solução aplicada na Usina de Rjukan, Norway, onde a parte superior do bloco de ancoragem foi projetado para receber enchimento de brita.

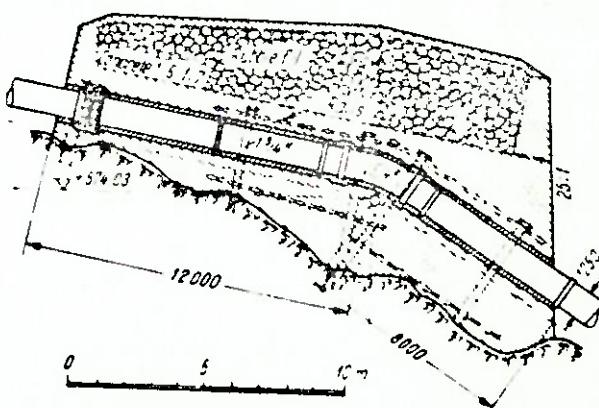


Fig.4.5 - Ancoragem da Usina de Rjukan

## V) FABRICAÇÃO

No seu projeto, o fabricante será responsável pelo posicionamento das soldas e pela concepção de uma estrutura que se adapte as técnicas de soldagem. Conhecendo as tensões e o nível de tensões, ele determina o tipo e as características das juntas soldadas.

Com respeito à fabricação, o fabricante considera as qualidades exigidas e seleciona o processo de soldagem / conveniente, formas dos chanfros e metal de adição. Se necessário e, especialmente no caso de novos processos e materiais ele realiza testes preliminares. Estabelece as instruções e exigidas ou regras a fim de obter a qualidade garantida e deve ter o cuidado de que estas estejam de acordo com as inspeções durante a fabricação.

A empresa responsável pela montagem do conduto é responsável pelas soldas realizadas na obra, de acordo com a instrução do fabricante. Se necessário, o processo de soldagem e o metal de adição serão verificados por meio de teste preliminares para se ter certeza de que as exigências de fabricação sejam atingidas.

### Técnica de Soldagem:-

Soldas para condutos, e mais especificamente as soldas longitudinais e circulares dos tubos, exigem grande cuidado porque sofrem as mesmas forças que o elemento base. Com respeito à ductilidade e resistência à ruptura, sob ação de uma condição de tensão multiaxial, as propriedades do metal de adição devem ser adaptadas às do metal base.

As propriedades mecânicas do metal adicionado em soldas longitudinais devem ser as mesmas do metal base. Para juntas circulares, em que a tensão principal é exercida / no eixo do filete soldado, o metal depositado pode ser selecionado tal que tenha alongamento maior do que o do metal base, com limite de resistência um pouco menor.

Os valores de impacto no topo e no centro da solda devem ser compatíveis com aqueles do material base.

A forma dos chanfros depende muito das condições de operação e, em parte, do equipamento na fábrica bem como do processo de solda utilizado.

Os chanfros mais comuns e filetes de solda estão especificados na Tab.1. As uniões de secções com espessuras diferentes serão feitas preferivelmente na fábrica.

As transições dever ser graduais e inclinadas e, se possível não devem exceder 25%.

Os chanfros são geralmente preparados com oxicorte, corte, plainamento ou fresagem. Chanfros que não são satisfatoriamente lisos depois do corte por chama, particularmente quanto à forma e condição metalúrgica, devem ser esmerilhados.

As soldas podem ser feitas de acordo com qualquer processo experimentado. O tipo de eletrodos, metal de adição corrente e condições de ajuste das máquinas de solda devem ser baseados nas especificações ou instruções emitidas pelo fabricante. A necessidade de pré-aquecimento depende do material a ser soldado, sua espessura e do processo.

A sequência de soldagem será determinada no projeto quando a forma das partes podem comandar para uma contração ou no caso de formas complicadas. Especial cuidade deve ser tomado para o estabelecimento da ordem em que as soldas são feitas.

As tolerâncias usuais para forma e tipo de juntas longitudinais são definidas nas Tab.2 e 3.

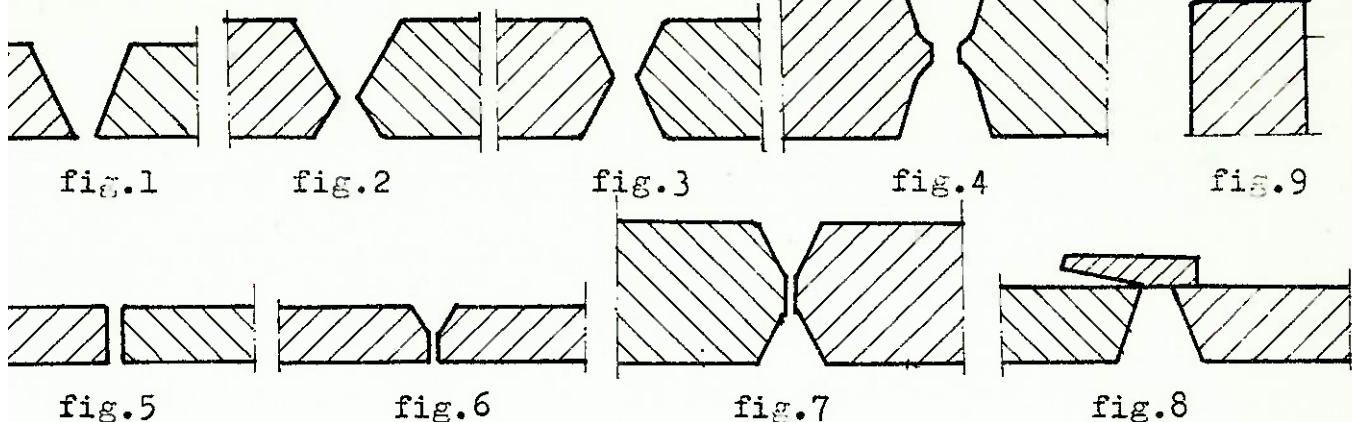
#### Qualificação de Soldagem:-

O objetivo da qualificação é o de confirmar a escolha do metal de adição e o processo de soldagem, para um dado material base(chapa de aço) e fazer com que as formas das juntas soldadas alcancem os valores prometidos.

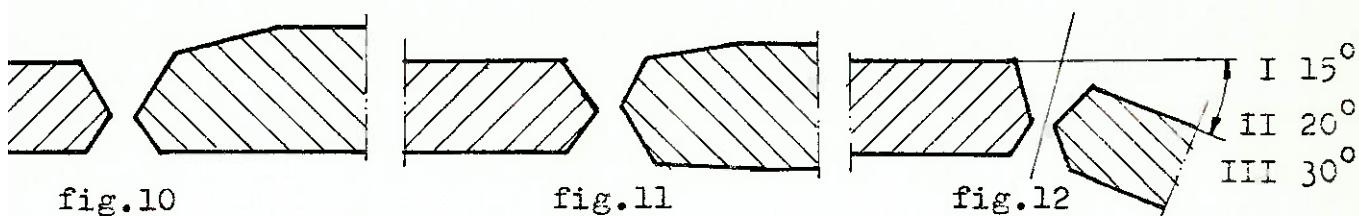
TABELA 1 : CHANFROS TÍPICOS

Classes I, II, III

Chanfros



Reduções (1/4 ou 15°)



Flanges Classes I, II  
1/4 ou 15°

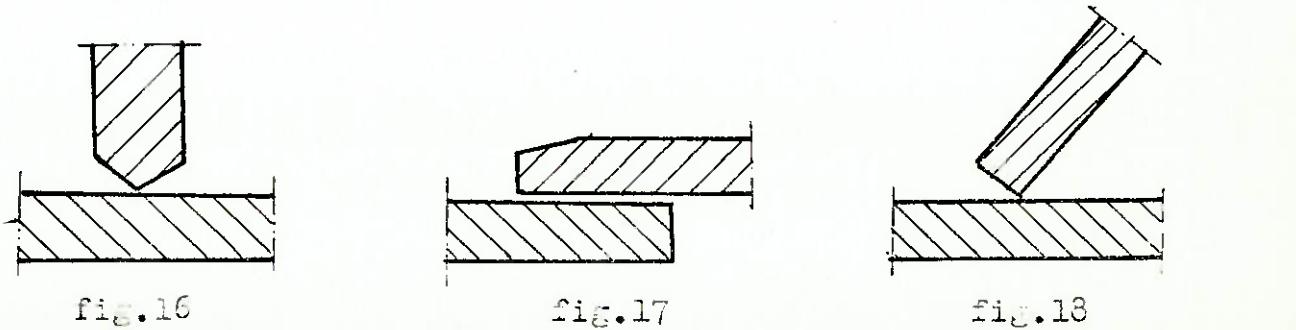
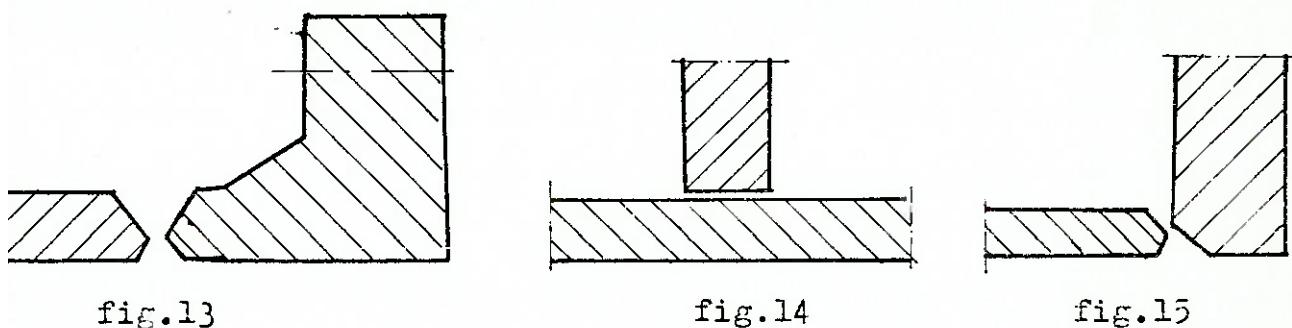
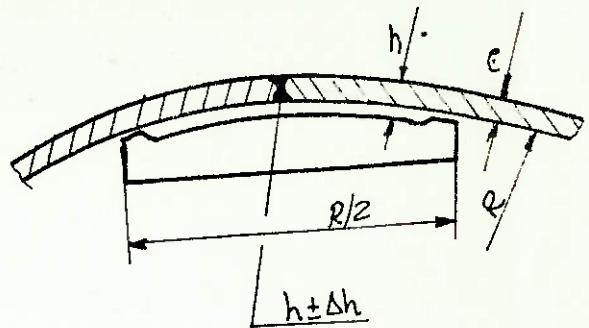


TABELA 2 - Tolerância da chapa

1. Projeção do achatamento para soldas para secções de tubo:

$$\Delta h \leq \pm \left( \frac{2 \cdot R}{1000} + \frac{20}{e} + 0,5 \right)$$



2. Deslocamento das uniões longitudinais:

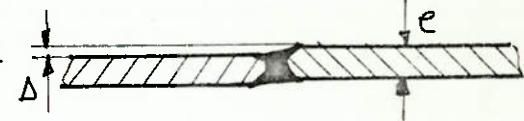
Classes: I -  $\Delta_1 \leq \frac{e}{50} + 1 + \frac{\Delta e}{2}$

II -  $\Delta_1 \leq \frac{e}{30} + 1 + \frac{\Delta e}{2}$

III -  $\Delta_1 \leq \frac{e}{10} + 1 + \frac{\Delta e}{2}$



$\Delta e$  = diferença entre as espessuras das arestas envolvidas



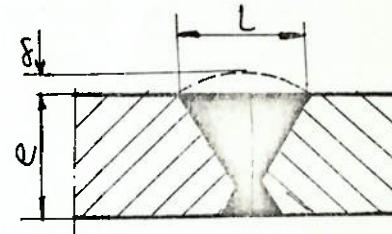
3. Deslocamento da união circumferencial. Classes:

I -  $\Delta \leq \Delta_1 + \frac{\Delta p}{2} + 1$

II -  $\Delta \leq \Delta_1 + \frac{\Delta p}{2} + 1$

III -  $\Delta \leq \Delta_1 + \frac{\Delta p}{2} + 1$

$\Delta p$  = tolerância da circunferência



$l$  = espessura teórica entre os canfros

4. Reforços de soldas-Classes:

I -  $\delta \leq l + \frac{3}{100}(e - l)$  mm

II -  $\delta \leq 2 + \frac{e - l}{20}$

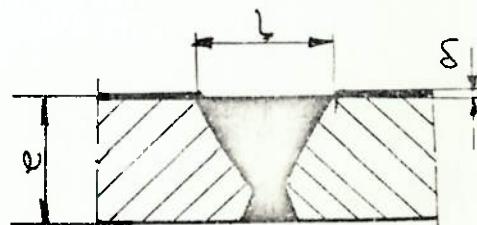
III - não sujeita a controle

5. Concavidade devido ao esmerilhamento das soldas

I -  $\delta \leq \frac{e - l}{100}$

II -  $\delta \leq \frac{e - l}{50}$

III - não sujeita a controle

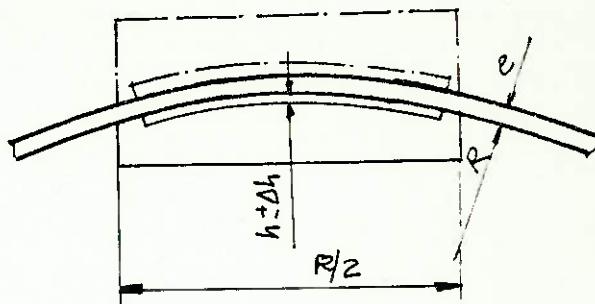


7.1

TABELA 3 - Tolerâncias para soldas de  
Classes I e II

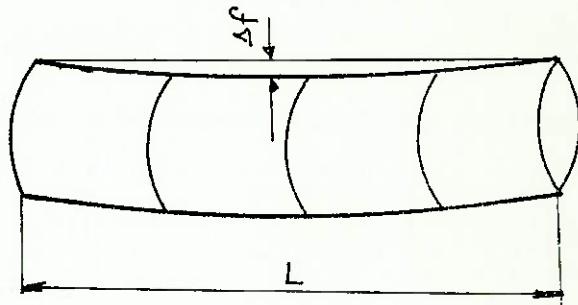
- Cilindricidade  
para tubos de grandes  
diâmetros e pequena es-  
pessura

$$\Delta h \leq \pm \left( \frac{23}{1000} + \frac{20}{e} + 0,5 \right)$$



- Retilineidade

$$\Delta f \leq \frac{2L}{1000}$$



- Espessura da chapa  
e deve ser tolerado de acordo com construções em aço

44

A qualificação do procedimento de soldagem não se faz necessária quando o fabricante tem uma longa experiência e pode fornecer evidências adequadas do fato. Para novos materiais base e de adição e para processos de soldagem modificados, a qualificação deve ser feita.

Esta deve ser feita antes de iniciada a fabricação e montagem. Relatará a qualidade do aço e a fornecida pelo processo de soldagem. Deve ser feita sob as mesmas condições que prevalecerão durante a fabricação, tais como: forma dos chafros, trabalho preliminar para soldagem, número de passes, posição, pré-aquecimento, etc...

Como regra geral, um teste da chapa constituirá de duas fitas (de cerca de 200x800x1000 mm) soldadas cordão a cordão na direção longitudinal.

Suas espessuras serão aproximadamente iguais a maior espessura de chapa para o aço ou fornecido pelo processo de soldagem. Esse teste será tratado da mesma forma para as soldas de fábrica e as de montagem.

Na ausência de quaisquer especificações ou acordos especiais, a inspeção pode ser feita de acordo com a Tab. 4. As soldas de classe I com CT (teste completo) e as de classes II e III por NT (teste normal).

Para novos materiais base e metal de adição é recomendado / fazer testes adicionais, de acordo com as circunstâncias.

#### Qualificação do Soldador:-

Para a soldagem de condutos, os soldadores geralmente empregados são aqueles que têm qualificação comprovada em testes realizados por um certificado emitido por uma organização oficial. Devem ter experiência prática e conhecimentos para esse trabalho.

Os testes de qualificação também poderão ser fornecidos pelo fabricante, com a emissão de certificados. Estes mencionarão o tipo e posição das soldas, a qualidade do material, o comprimento da solda e os resultados das inspeções.

### Controle de Qualidade:-

O fabricante e a organização de inspeção são responsáveis pelo controle de qualidade. O fabricante faz arranjos próprios para a inspeção geral dos trabalhos do soldador e para concordância com as exigências. Mais particularmente, no início de produção, verifica a homogeneidade das soldas por exames de ultrasom e radiografias. A performance de cada soldador pode ser verificada nesses exames.

O cliente ou o seu representante pode ser chamado a qualquer hora para verificar a qualidade das soldas na fábrica ou outro local para exames não destrutivos dos materiais e das resistências mecânicas das soldas.

Durante a produção, o fabricante ou seu contratado executa um relatório relativo a soldas, que contém detalhes úteis, como:

- localização marcada das radiografias;
- resultados dos testes;
- exames de ultrasom e avaliação das radiografias.

Para as soldas de classe I e possivelmente para a classe II, esse relatório é enviado para o inspetor.

### Exames Químicos e Mecânicos das Soldas

O teste completo (CT) de acordo com a Tab.4 fornece a informação necessária sobre a soldabilidade da chapa de aço e as qualidades do material de adição, bem como as qualidades de solda e o processo utilizado.

O teste normal (NT) é essencialmente um exame sobre a manutenção das resistências mecânicas exigidas.

Para as classes diferentes, os testes de soldagem dados na Tab.5 devem ser levados em conta. A extensão dos testes de acordo com CT ou NT é tratado na Tab.4.

Os testes de solda são geralmente realizados em peças tiradas das chapas, soldadas simultaneamente com os tu-

TABELA 4 - Testes Mecânicos para Soldas

**CT - Teste Completo:**

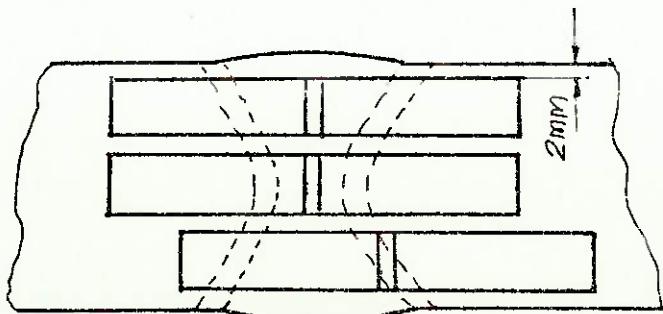
Peca de teste:- aproximadamente 400x900 mm

- 100% em teste de ultrasom ou de Raios-X
- 1 teste de tração - peça de teste com faces paralelas
- 1 teste de tração - peça de teste dentada
- 1 teste de flexão - direta
- 1 teste de flexão - inversa
- 1 teste de tração do metal de adição (corpo de prova cilíndrico)
- 1 série de testes para determinar a diminuição do valor do impacto das fibras externas e no centro.
- 1 teste de impacto na zona de transição ( 3 corpos de prova)
- 1 teste para determinar diferenças de dureza ( metal base - fibras externas - transição )
- 1 análise química do metal de adição
- 1 exame macroscópico
- 1 exame microscópico ( chapa, transição, solda)

**NT - Teste Normal:**

Amostra :- aproximadamente 400x500 mm

- 100% em teste de ultrasom e de Raios-X
- 1 teste de tração - corpo de prova de faces paralelas
- 1 teste de tração - corpo de prova dentado
- 2 testes de flexão (como no CT )
- 1 teste de impacto: 3 corpos de prova na superfície externa  
3 corpos da prova no centro  
3 corpos de prova na zona de transição



A figura mostra a localização de retirada dos corpos de prova de impacto.

49

bos e sob condições similares, preferivelmente no prolongamento das soldas longitudinais. O teste de chapas sofre o mesmo tratamento térmico dos tubos.

As marcações das soldas a serem inspecionadas são feitas pelo fabricante, levando em conta as indicações do cliente ou seu representante.

Soldas de montagem não são sujeitas, geralmente, a testes mecânicos.

#### Ensaios não destrutivos

Os ensaios não destrutivos fornecem informações sobre a homogeneidade das soldas bem como sobre a qualidade do serviço do soldador e máquina de solda. Os ensaios radio gráficos e ultrasônico ou a combinação de ambos são usados na inspeção.

Ensaio de Raios-X:- detecta defeitos de solda tais como: poros, inclusões de escória, falta de fusão fissuras, etc... Como regra geral, os filmes são enviados ao cliente ou a seu representante para a inspeção.

A avaliação é dada de acordo com critérios a serem tratados. O relatório mencionará o tipo de instalação, os isótopos e sua energia, o tipo de filme e os penetrômetros.

InSTRUÇÕES consideradas como extensão das inspeções podem ser dadas. Recomenda-se que as junções entre soldas longitudinal e circunferencial sejam radiografadas.

Ensaio de Ultrasom:- detecta defeitos a serem localizados e reparados.

O material base deve estar livre de segregações, falhas de laminação e outras dos dois lados da solda. Níveis aceitáveis serão estipulados entre fabricante e cliente.

Todas as falhas que aparecem depois de qualquer

reparo serão marcadas e registradas num relatório. Este mencionará a descrição do equipamento, dos ensaios e dos blocos de calibração, bem como as frequências utilizadas.

Outros ensaios não destrutivos podem ser feitos. Para defeitos de superfície ou fissuras, teste de partículas magnéticas ou líquido penetrante podem ser feitos. A tab. 5 fornece detalhes sobre cada tipo de ensaio não destrutivo.

#### Materiais:-

Os tipos de aços mais utilizados para a fabricação de condutos forçados a partir de chapas soldadas são baseados nas normas da ASTM na sua maioria.

Aços de baixo teor de carbono são considerados os mais satisfatórios porque são de fácil fabricação e de boa soldabilidade e possuem alta ductilidade.

O aço ASTM A-285 é frequentemente especificado para espessuras de chapa não maiores que 1". Para espessuras maiores que 1", o aço ASTM A-201 é preferível por ser mais tenaz que o A-285, o que diminui o perigo de fraturas frágeis. Outros aços utilizados são: A-515, A-516, A-300, etc...

No Brasil é comum o uso dos aços Tt-StE -36 (importado) e os NTU-SAR-45 e NTU-SAR-50 A.

A Tab. 6 fornece as propriedades mecânicas de alguns destes aços.

Característica	Teste Hidrost.	Radiografia	Magna-Flux	Líquido Penetr.	Ultrassom
Sensibilidade	somente graves defeitos revelados	pode não detectar certos defeitos	defeitos superficiais	defeitos superficiais	certos defeitos
Erros de indicação	Não	Não	Possível	remotos	possível
Extensão do teste	todo o conduto	principalmente uniões soldadas	somente uniões soldadas	somente uniões soldadas	principalmente uniões soldadas
Custo	Relativamente alto	Alto	Baixo	Baixo	Razoável
Treinamento de pessoal	Algum	considerável	provável	pouco	operador muito bem treinado
Tipos de defeitos indicados	limitado	preciso	preciso	preciso	limitado pela habilidade oper.
Indicação da posição do defeito	precisa	possível	superficial	somente superficial	depende experiência e hab. oper.
Reg. permanente	não	sim	não	não	não
Tempo necessário	considerável	moderado	pequeno	pequeno	moderado
Confiança	sim	não	não	não	não

TABELA 6 - Materiais de chapas para condutos  
Propriedades Mecânicas

Material		Limite de Ruptura (N/mm <sup>2</sup> )	Limite de Escoamento (N/mm <sup>2</sup> )	Alon-gam. (%)
ASTM A-283	C	380 - 450	205	25
	A	310 - 380	165	30
ASTM A-285	B	350 - 420	186	28
	C	380 - 450	207	27
ASTM A-515 ou	55	380 - 450	210	27
	60	420 - 500	220	25
ASTM A-516	65	450 - 540	240	23
	70	490 - 600	260	21
NTU-SAR-55		550 - 630	360	
TT - STE-36		500 - 640	360 (s≤16) 250 (s>35-50) 340 (s>50-70)	22

### Proteção contra a Corrosão:-

Condutos de aço devem ser protegidos contra a corrosão através de uma camada protetora adequada.

Precauções podem ser tomadas para a instalação de proteção catódica, em algumas circunstâncias.

A dificuldade inherente para reparar e repor as linhas e proteções, e os altos custos diretos e indiretos ligados a isso, ordena a escolha de materiais mais duráveis que são adequados para cada tipo de exposição em particular. Esmalte de alcatrão de carvão, com uma vida útil em serviço de aproximadamente 50 anos, permanece entre as várias proteções ao longo dos anos, tal material pode, portanto, ser escolhido.

Frequentemente, entretanto, condições impedem sua utilização e a escolha deve ser feita entre uma variedade de proteções que, embora custem aproximadamente tanto ou mais / na aplicação, podem durar cerca de 20 anos e requerem mais manutenção. Ultimamente, pinturas de epoxi de alcatrão de carvão estão também ganhando aceitação, mostrando grande expectativa quanto ao tempo de serviço.

Os condutos são comumente protegidos com esmalte de alcatrão de carvão, se enterrado ou se em operação contínua, para eliminar a exposição do esmalte a temperaturas extremas. Linhas esmaltadas na fábrica por centrifugação são preferíveis para secções de tubo retas, por causa do baixo atrito hidráulico proporcionado pelas superfícies lisas. Quando os condutos acima do solo devem ser esvaziados algumas vezes, a escolha apropriada seria a de uma resina vinílica ou outra pintura que seja menos sensível à temperatura.

O exterior de tubos enterrados podem também serem protegidos com esmalte de alcatrão de carvão. O esmalte, que protege o metal dos constituintes corrosivos do solo, pode ser protegido contra as tensões do solo e danos de aterramento do tubo por um envoltório.

Condutos expostos, acima do solo, às intempéries devem receber uma primeira demão de resina sintética e outra de tinta alumínio ou outro material selecionado para fornecer a proteção desejada e também obter efeito estético razoável.

A preparação das superfícies para recebimento da proteção deve remover todas as contaminações e deve fornecer uma certa rugosidade na superfície para melhor aderência da proteção. Jato de areia para o metal base é um método prático conhecido somente para assegurar esse resultado para / proteções a serem imersas ou enterradas.

Proteção catódica pode raramente ser exigida para justamente proteger condutos enterrados.

Embora, em casos especiais, tal como quando a proteção pode / ter sido danificada durante o aterro, o uso subsequente da proteção catódica pode ser indicada. O abastecimento para essa eventualidade pode ser feita com baixo custo, durante a construção da linha, e atribuindo-se os testes necessários.

## VI) ANÁLISE ESTRUTURAL DO CONDUITO FORÇADO

Para a determinação das tensões tangenciais no conduto forçado é necessário a construção das linhas de pressão, como mostra a fig.6.1.

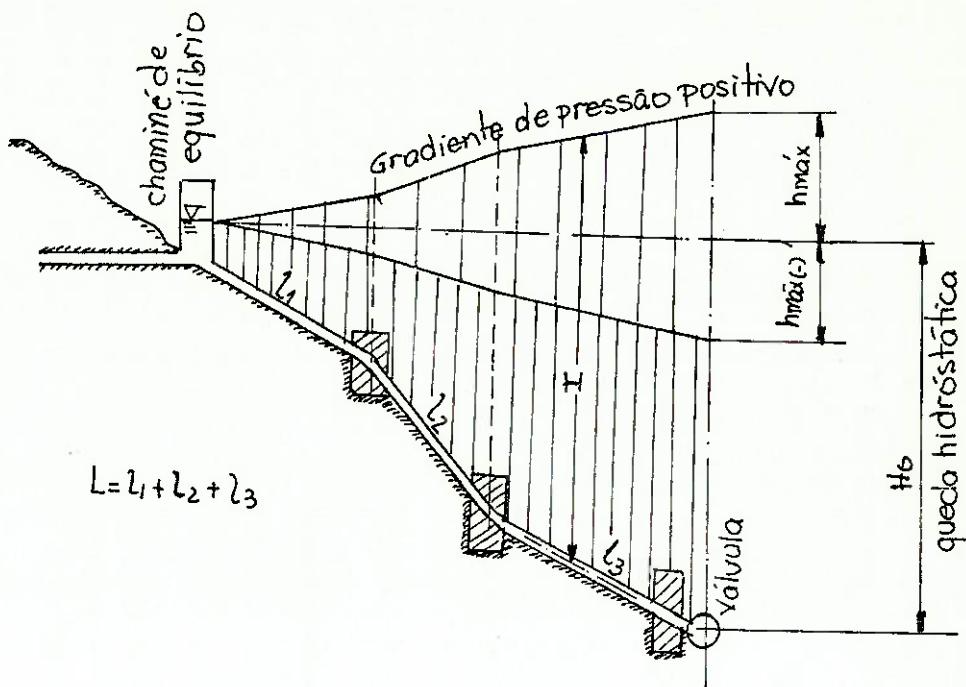


Fig.6.1 - Linhas de pressão para o conduto

A variações de pressão devido ao fechamento, abertura são respectivamente calculadas pelas fórmulas dadas quando se discutiu o Golpe de Ariete. Assumindo fechamento e abertura lentos, que são especificados na prática e, usando as equações (4.20), (4.23) e (4.24) do capítulo sobre os transientes, os valores de  $h$  e  $h_{(-)}$  são colocados ao longo do perfil do conduto com  $h_{\max}$  e  $h_{\max}(-)$  na vertical sobre a válvula.

Desde que, como será considerado para a derivação, ambas as elevações de pressão e diminuições de pressão, devido ao transiente, crescem com o comprimento do conduto, no caso de perfis "quebrados", as linhas de pressão também o serão.

É óbvio que, para uma análise exata dos dois gradientes, não podem ser assumidos para ligar o mesmo nível d'água da chaminé de equilíbrio.

miné de equilíbrio. Visto que a linha inferior indica a sob-pressão devido à abertura, poder-se-ia unir ao nível estático, que é mais alto e que é característica para o equilíbrio dinâmico sob condições de regime permanente.

Para usinas de alta queda, a diferença entre esses dois níveis d'água na chaminé de equilíbrio pode freqüentemente ser considerado desprezível se comparado com a queda total.

As pressões internas poderão ser as mais altas / sob condições causadas por fechamento e representadas pela linha superior de pressão. A espessura da chapa varia de acordo com a queda, por razões econômicas. Dependendo do declive e do diâmetro do conduto é resolvido por um número conveniente de secções e cada secção é dimensionada para a máxima altura provável de ocorrer para a extremidade inferior. Espessuras armadas são pré-fixadas, não sendo possível a análise de transientes.

O problema consiste então em checar a secção transversal de um anel de dada espessura pela fórmula relativa a vasos de parede fina:

$$\sigma = \frac{p.d}{2.S} \quad (6.1)$$

O limite de validade desta equação é para relações  $d/S \geq 20$ .

A distância vertical entre a linha de gradiente superior e a linha de centro do conduto pode ser obtida do perfil do conduto. Com isto a pressão de projeto para o ponto correspondente ao longo do perfil é:

$$p = \gamma \cdot H \quad (6.2)$$

A menos que os condutos sejam do tipo sem costura e consequentemente de pequeno diâmetro, a tensão calculada / pela eq. (6.1) não deve atingir o valor admissível  $\bar{\sigma}$ .

$$\sigma \leq \varphi \bar{\sigma} \quad (6.3)$$

onde  $\varphi$  é denominado fator de solda e depende do tipo de união utilizada. Para dutos soldados varia de 0,80 a 0,95. A adoção de maiores depende da responsabilidade (confiabilidade) que se necessita para o duto em questão. Estruturas de grande responsabilidade exigem fator de solda mais elevado ( $\varphi = 1$ ) em caso extremo, ou seja, solda sem resolução da resistência mecânica do material de base.

Segundo a ASME - Pressure Vessel Code - Section VIII, para vasos não submetidos a chama, adota-se uma tensão admissível de  $1/4$  da tensão de ruptura do material do duto, ou seja um coeficiente de segurança 4 em relação à ruptura.

Para projeto, as fórmulas acima são combinadas e se utiliza a seguinte expressão:

$$\delta \geq \frac{p.d}{2.\varphi.\sigma} = 4,9 \frac{H.d}{\varphi.\sigma} \quad (6.4)$$

com:  $H$  em  $\text{m}$ ,  $d$  em  $\text{m}$  e  $\bar{\sigma}$  em  $\text{N/mm}^2$  fornece  $\delta$  em  $\text{mm}$ .

Prevendo uma espessura maior para o caso de corrosão de 1 a 3 mm, a espessura da parede é dada por:

$$\delta = 4,9 \frac{H.d}{\varphi.\sigma} + (1 \text{ a } 3) (\text{mm}) \quad (6.5)$$

Para dutos onde a relação  $d/2C$  é menor que 20, a expressão abaixo foi proposta:

$$\delta = \frac{d}{2} \left[ \sqrt{\frac{\varphi \bar{\sigma} + 0,07.H}{\varphi \bar{\sigma} - 0,07.H}} - 1 \right] + (1 \text{ a } 3) (\text{mm}) \quad (6.6)$$

A queda é calculada para a primeira secção do duto de dado diâmetro e de espessura que possa ser fabricada, por:

$$H = \frac{p}{\gamma} = \frac{2.S.\varphi.\bar{\sigma}}{\gamma.d} = 0,204.\varphi.\bar{\sigma} \cdot \frac{\delta}{d} \quad (\text{m}) \quad (6.7)$$

com  $\bar{\sigma}$  em  $\text{N/mm}^2$

A menor pressão que age no conduto, isto é, a maior pressão da linha de pressões mínimas em módulo, fornece a informação de perigo e a localização de depressão, isto é, pressões sub-atmosféricas ocorrendo no duto (quando a linha de pressões mínimas cruza o eixo do mesmo). Depressão e mesmo vácuo completo pode ocorrer nas condições descritas acima também no caso de falta de válvula de aeração. O duto pode deformar-se ou mesmo entrar em colapso mesmo com pressão externa atmosférica.

A pressão externa  $p_e$  capaz de provocar um colapso do duto pode ser calculada pela expressão de R.Mayer:

$$p_e = \frac{3.E.I}{r^3} = \frac{24.E.I}{d^3} \quad (6.8)$$

onde  $I$  é o momento de inércia do duto por unidade de espessura do mesmo:  $I = \frac{\delta^3}{12}$

Introduzindo-se o fator de segurança  $n$ , tem-se:

$$p_e = \frac{2.E}{n} \left( \frac{\delta}{d} \right)^3 \quad (6.9)$$

onde:  $\delta = d \cdot \sqrt{\frac{n.p_e}{2.E}}$  (6.10)

normalmente:  $n = 2$  para dutos enterrados

$n = 4$  para dutos expostos.

O módulo de elasticidade do material do tubo ( $E$ ) é geralmente  $1,96 \cdot 10^5 \text{ N/mm}^2$  (aço). Substituindo os valores acima e assumindo vácuo interno perfeito, a expressão se simplifica para:

$$\delta = d \sqrt{\frac{4.0,098}{2.1,96 \cdot 10^5}} = 0,01.d \quad (6.11)$$

Esta expressão indica que grande espessura de parede é exigida para resistir a carga de pressão atmosférica, no caso de vácuo perfeito no conduto. Então, todo o esforço de-

ve ser feito no sentido de se evitar o vácuo interno.

Se condições favoráveis para o desenvolvimento de vácuo perfeito resulta em algum lugar do conduto, a coluna d'água pode romper-se nesse lugar. Como resultado de subsequentes oscilações de pressão, as partes separadas podem se unir novamente com velocidades elevadas. e o impacto violento resultante pode provocar altas tensões dinâmicas que são difíceis de medir e podem levar a um rompimento do conduto.

Portanto, a posição mais baixa possível da linha de pressão inferior deve ser determinada cuidadosamente.

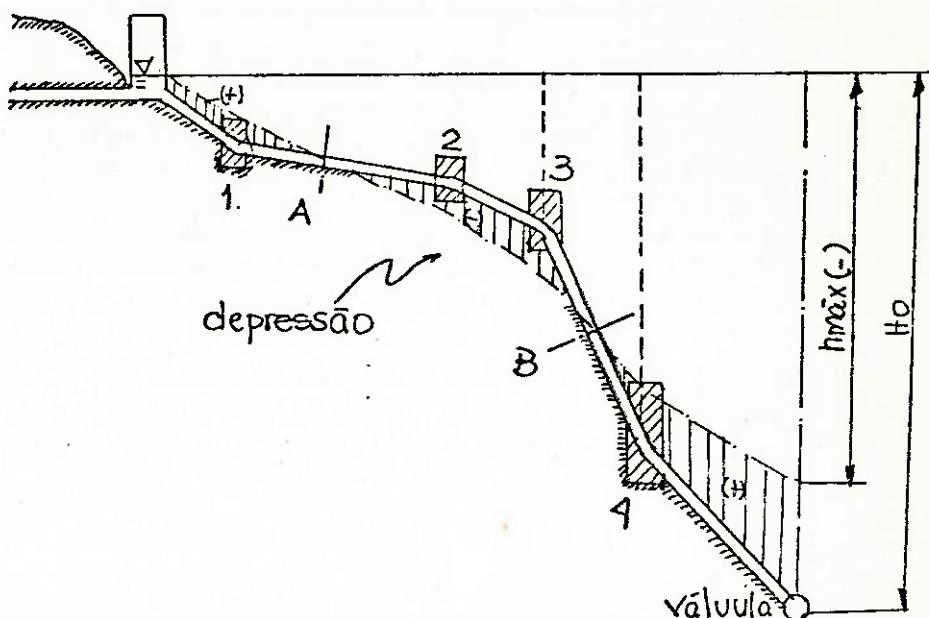


Fig.6.2 - Linha de pressão inferior cruza a linha de centro do conduto.(depressão)

Na fig.6.2 a linha de pressões mínimas cruza a linha de centro do conduto. A depressão ocorre entre as secções A e B, o máximo valor ocorre na curva nº3 :  $\Delta h_{\max}(-)$

Como  $\Delta h_{\max}(-) < p_0/\gamma \approx 10 \text{ m}$ , a coluna d'água no conduto permanece contínua, eventualmente para pontos do perfil em que  $\Delta h_{\max}(-) \leq 10\text{m}$ , ocorre vácuo e a coluna d'água pode separar.

Em vista das dificuldades durante a manipulação e transporte e montagem de secções pesadas tendo grande espes-

sura, além disso, porque tubos de parede espessa são antieconómicos por várias razões, os diâmetros dos condutos de alta queda são reduzidos na direção da casa de força.

O estudo das tensões longitudinais desenvolvidas no conduto pode ser feito de acordo com A. Schoklitsch:

1. Momentos desenvolvidos nos condutos suportados em pontos isolados por pilares ou selas.

O máximo momento num tubo contínuo constituído de uma série de comprimento  $b$  (cm) é:

$$M = \frac{1}{12} (G_o + G_w) \cdot b \cdot \cos\beta \text{ (N.m)} \quad (6.12)$$

onde:

$G_o$  - peso próprio do tubo de comprimento  $b$

$G_w$  - peso da água nesse comprimento

$\beta$  - ângulo formado entre a secção e a linha horizontal.

O módulo de resistência do tubo de espessura de parede é aproximadamente:

$$W = \frac{\pi}{4} \cdot \delta \cdot d^2 \text{ (mm}^3\text{)} \quad (6.13)$$

A máxima tensão agindo na direção longitudinal é:

$$\sigma = M/W = \frac{(G_o + G_w) \cdot b \cdot \cos\beta}{3 \cdot \pi \cdot \delta \cdot d^2} \text{ (N/mm}^2\text{)} \quad (6.14)$$

A fig. 6.3 abaixo mostra o trecho do conduto.

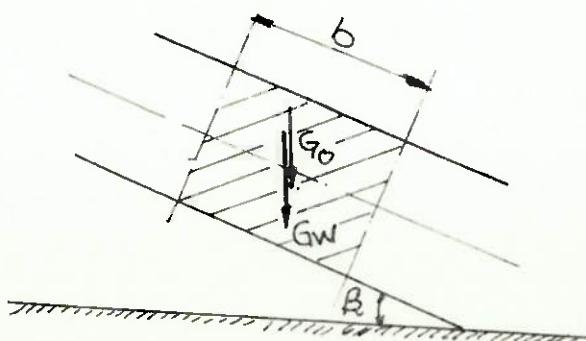


Fig. 6.3

Juntas soldadas reduzem a capacidade de carga do tubo. Cuidado é tomado durante a montagem para não instalar as secções do conduto com juntas longitudinais soldadas no topo ou na base. Juntas longitudinais são instaladas ao longo dos diâmetros que formam ângulo de  $45^\circ$  com a vertical, cada curso subsequente espaçado de um quarto relativo ao anterior (por causa dos momentos desenvolvidos no elemento anular, que são desprezados no caso de tubos sujeitos a altas pressões internas).

2. As tensões devido à temperatura ocorrem em condutos rígidos somente. A expansão de uma secção de conduto de comprimento  $l$ , sujeito a uma variação de temperatura  $t$  é:

$$\Delta l = w \cdot l \cdot t \quad (6.15)$$

onde  $w$  é o coeficiente de expansão térmica e pode ser tomado como  $1,2 \cdot 10^{-5} \text{ }^\circ\text{C}^{-1}$  para o aço. As tensões de tração ou compressão na secção de comprimento  $l$ , fixa nas duas extremidades, devido ao decréscimo ou acréscimo de  $t^\circ\text{C}$  na temperatura é:

$$\sigma_t = \epsilon \cdot E = \frac{\Delta l}{l} E = \frac{w \cdot l \cdot t}{l} E = w \cdot E \cdot t \quad (6.16)$$

Substituindo  $E$  por  $1,96 \cdot 10^5 \text{ N/mm}^2$  e  $w$  por  $1,2 \cdot 10^{-5} \text{ }^\circ\text{C}^{-1}$

$$\sigma_t = 2,356 \cdot t \text{ (N/mm}^2\text{)} \quad (6.17)$$

3. A dilatação perimetral da parede do tubo também induz tensões tangenciais em condutos rígidos. Temos:

$$\epsilon_l = \frac{\epsilon_c}{m} \quad (6.18)$$

com:  $\epsilon_c$  - deformação circunferencial induzida pelas tensões de cisalhamento e

$m$  - valor recíproco do Coeficiente de Poisson para tubos de aço:  $m = 3,3$

$$\text{com } \varepsilon_c = \sigma/E \implies \varepsilon_1 = -\frac{\sigma}{m \cdot E} \quad (6.19)$$

Essa deformação origina a tensão:

$$\sigma_1 = \varepsilon_1 \cdot E = \frac{\sigma}{m} \approx 0,3 \sigma \quad (6.20)$$

Como se pode ver, o efeito das tensões tangenciais em condutos rígidos é semelhante ao efeito de congelamento. A combinação das expressões (6.17) e (6.20) fornece, portanto, a queda de temperatura que equivale à tensão de cisalhamento real:

$$\sigma_1 = \sigma_t \implies t = -0,0125^\circ C \quad (6.21)$$

4. A força axial devido ao peso do conduto inclinado é:

$$P_o = (\Sigma G_o) \cdot \sin \beta \quad (6.22)$$

onde  $\Sigma G_o$  - peso de uma secção vazia num conduto semi-rígido entre uma junta de expansão e um bloco de ancoragem

A força e a tensão de compressão resultante aumentam gradualmente e atingem o valor máximo  $P_o$  e  $P_o/\pi \cdot d \cdot s$  imediatamente antes do bloco de ancoragem.

A força  $P_o$  é resistida pelo bloco de ancoragem.

Em condutos rígidos, a força de tração na extremidade a montante de uma secção é  $P_o/2$  e a que a empurra para a extremidade mais baixa é de mesmo módulo.

5. O atrito nos suportes, em condutos semi-rígidos, resulta em forças axiais assim como protege a expansão ou contração sob variação de temperatura. Quando a força devido à variação de temperatura é menor que a resistência do atrito, com suportes espaçados a uma distância  $b$ , e o peso da secção do tubo de comprimento  $b$  sendo  $G_o$ , e peso da água no conduto  $G_w$ , a força de atrito no suporte é:

$$P_f = \mu (G_o + G_w) \cdot \cos \beta \quad (6.23)$$

E a resistência total de vários suportes é:

$$\sum P_f = \mu \cdot \sum (G_o + G_w) \cdot \cos \beta \quad (6.24)$$

para uma secção do conduto cheia d'água e compreendida entre uma junta de expansão e o próximo bloco de ancoragem.

A tabela abaixo fornece os coeficientes de atrito para várias combinações de materiais:

Materiais	Coef. atrito ( $\mu$ )
Aço com concreto ou tijolo	0,45 - 0,50
Ferro Fundido com concreto	0,50 - 0,75
Aço com Aço, sem lubrificação	0,30 - 0,50
Aço com Aço, com grafite	0,20 - 0,22
Aço com Aço, com graxa	0,12 - 0,15
Rolete de Aço com Aço	0,05 - 0,10

A excentricidade das forças de atrito com relação à linha de centro do conduto produz momentos adicionais. No arranjo da fig.6.4 a força de atrito  $P_f$  age no CG do arco da sela AB e então a máxima tensão longitudinal devido às forças de atrito  $\sum P_f$  desenvolvida sobre todos os suportes dentro de uma seção entre uma junta de expansão e o próximo bloco de ancoragem é:

$$\sigma = \frac{\sum P_f}{A} + \frac{a \cdot \sum P_f}{W} \quad (6.25)$$

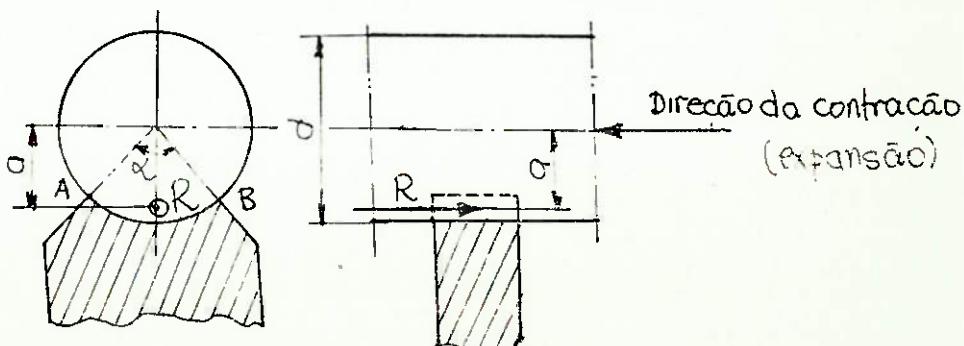


Fig.6.4 - Excentricidade da força de atrito sobre o suporte.

Essa tensão será de compressão se a temperatura aumenta ou de tração se a mesma diminui. Substituindo para o módulo de resistência da secção  $W = \frac{\pi \cdot \delta \cdot d^2}{4} = \frac{A \cdot d}{4}$ , obtém-se:

$$\sigma = \frac{\sum P_f}{A} \left( 1 + \frac{4 \cdot a}{d} \right)$$

onde  $A = \pi \cdot d \cdot \delta$  (área do anel da secção transversal)

Chamando o ângulo do arco de sela de  $\alpha$ , a posição do CG e, portanto, do ponto de aplicação da resultante das forças de atrito  $\sum P_f$ , a pode ser expresso por:  $a = d \cdot \operatorname{sen} \alpha / 2 \cdot \operatorname{arc} \alpha$

$$\sigma = \frac{\sum P_f}{A} \left( 1 + \frac{2 \cdot \operatorname{sen} \alpha}{\operatorname{arc} \alpha} \right) \quad (6.26)$$

6. Expansões ou contrações podem resultar em considerável atrito nas juntas de expansão que contribuem para a força longitudinal agindo no tubo.

Na fig. 6., a junta de expansão do tipo camisa, o atrito se desenvolve sobre uma superfície  $\pi \cdot d$ , e correspondente à espessura  $e$  da gaxeta. Um dos pré-requisitos para uma boa vedação é que a pressão do material vedante contra a parede seja pelo menos igual a máxima pressão interna  $p$ . A força total de atrito agindo na linha de centro será:

$$P_p = \mu_i \cdot \pi \cdot d \cdot e \cdot p \quad (6.27)$$

onde  $\mu_i$  pode ser tomado como 0,25.

A tensão devida a essa força produz compressão quando quente e tração quando frio.

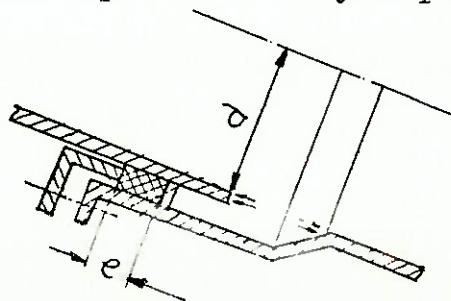


Fig.6.5 - Junta de expansão

$$A = \pi \cdot d \cdot \delta \quad P_e = A \cdot p$$



Fig.6.6 - Carga de água em secções adjacentes à junta de exp.

7. Juntas de expansão nas duas extremidades são sujeitas a uma força devido à pressão da água: (ver fig.6.6)

$$P_e = \pi \cdot d \cdot S \cdot p \quad (6.28)$$

8. Em peças de redução, no conduto uma força paralela à direção da redução, isto é, pontos a jusante, exercem uma carga sobre a peça. O módulo desta força é, de acordo com a fig.6.7 :

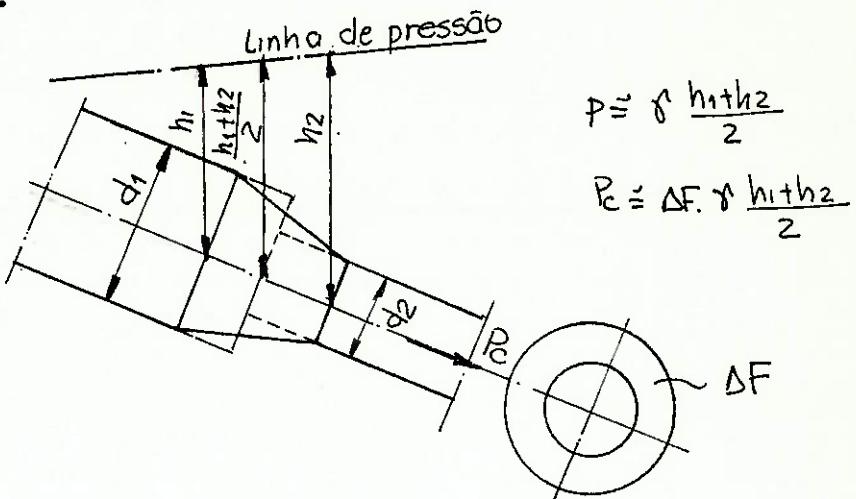


Fig.6.7 - Carga de água sobre peças de transição

$$P_c = \Delta F \cdot p \quad (6.29)$$

9. A força devido ao arraste da água escoando na secção do conduto de comprimento l é:

$$P_d = \frac{\pi}{4} \cdot d^2 \cdot l \cdot J \quad (6.30)$$

onde J é o gradiente de pressão piezométrico sob condições normais de operação. Essa força é geralmente pequena e pode ser desprezada.

A tensão longitudinal de projeto é obtida pela superposição das tensões devido a cargas descritas nos ítems de 1 a 9, aproximadamente.

A possibilidade de ocorrência simultânea de qualquer uma destas seria investigada para cada instalação em particular e, estabelecidas alternativas de condições de carga para comparação.

Para cálculo mais exato, o princípio das tensões reduzidas fictícias pode ser aplicado. Se para qualquer combinação de cargas:

$\sigma_1$  - tensão resultante calculada do momento de flexão (ítem 1) e das forças axiais (2 a 9)

$\sigma_2$  - tensão tangencial (eq. (6.1))

p - pressão radial (carga de água)

temos as seguintes tensões reduzidas:

$$\text{axial: } \sigma_{ax} = \sigma_1 - \frac{1}{m}(\sigma_2 + p)$$

$$\text{tangencial: } \sigma_t = \sigma_2 - \frac{1}{m}(\sigma_1 + p) \quad (6.31)$$

$$\text{radial: } \sigma' = p - \frac{1}{m}(\sigma_1 + \sigma_2)$$

Essas tensões são comparadas com a tensão admissível. Tensões de tração e compressão podem ser consideradas como de sinais opostos. O valor de  $m = 3,3$ .

#### Derivações e Bifurcações:-

Mudanças de direção de fluxo são realizadas através de secções curvas.

Para conservar tanto mais a queda disponível quanto possível, curvaturas de condutos podem ser feitas com grandes raios e pequenos ângulos entre segmentos sucessivos.

Raios de curvatura da ordem de 3 a 5 vezes o diâmetro do conduto e ângulos de 5 a  $10^\circ$  entre os segmentos são recomendados. Curvas podem ser projetadas com uma diâmetro constante ou com extremidades de diâmetros diferentes.

A fig.6.8 mostra uma curva de diâmetro constante, típica, com ângulo de curvatura total de  $38^\circ$ . A fig.6.9 mostra uma redução de um diâmetro de 2,7 m para 2,4 m.

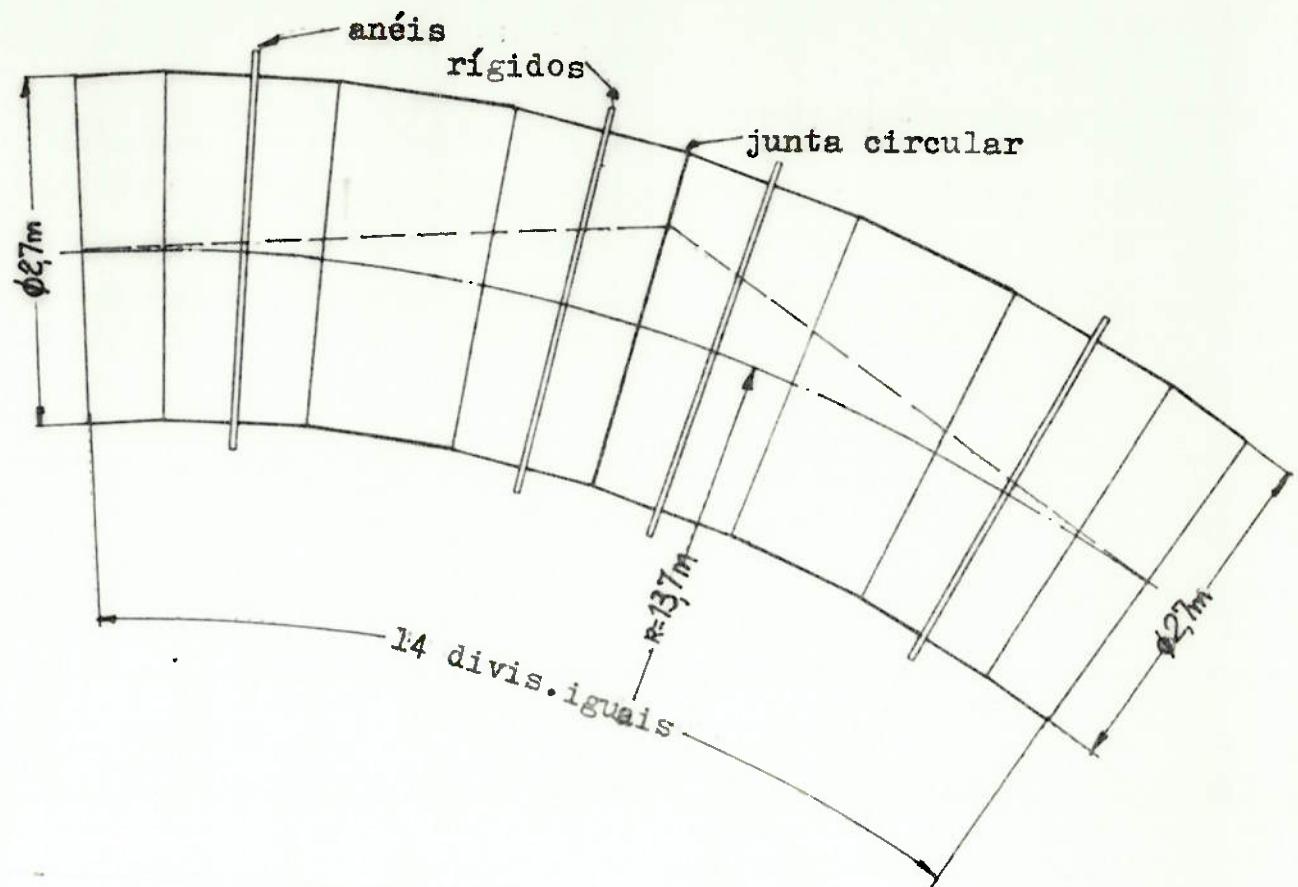


Fig.6.8 - Curvatura com Diâmetro constante com  
raio de curvatura de 5 vezes o diâm.

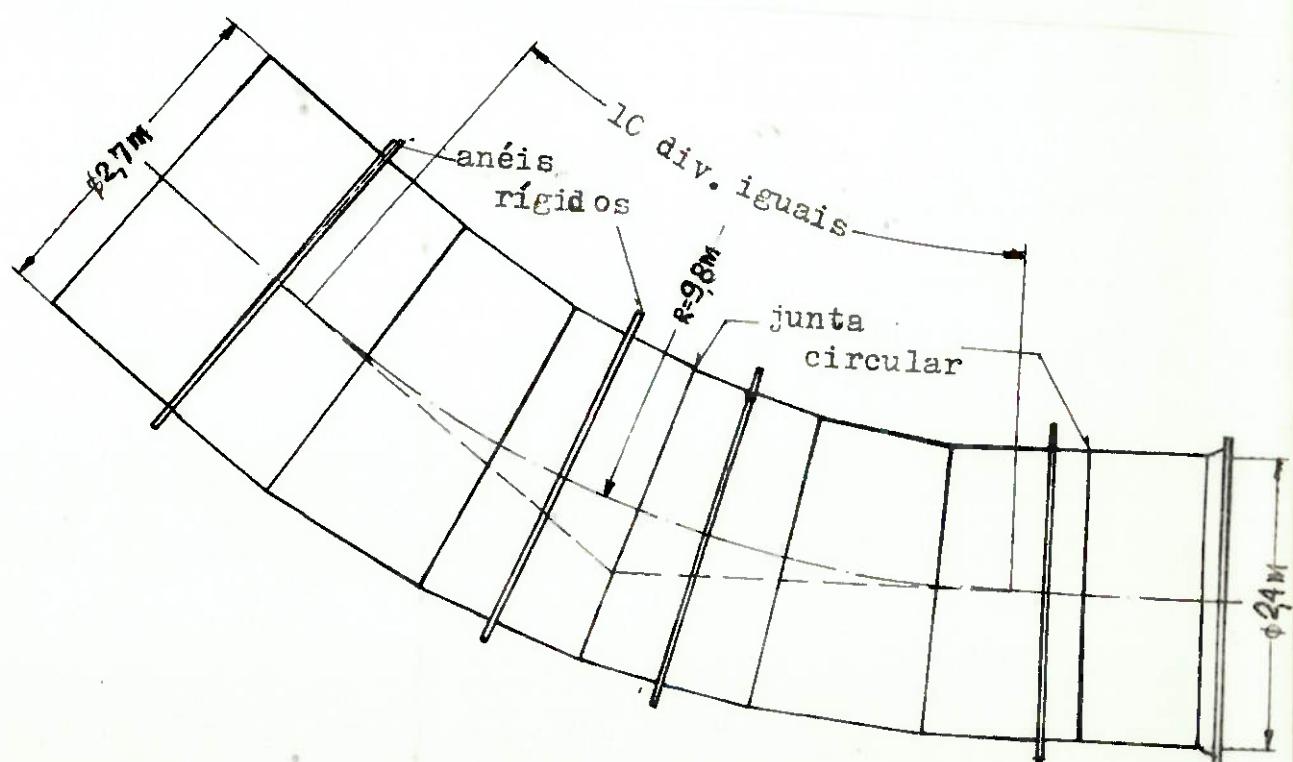


Fig.6.9 - Reduçãc de diâmetro de  $27$  para  $24\text{ m}$ .  
Raio de curv. de 4 vezes o diâm. menor

Curvas em que o seu plano não é nem vertical nem horizontal requerem uma análise por computador. Geralmente, o ângulo plano e ângulos do perfil são conhecidos e é necessário determinar o ângulo real no plano da curva e sua rotações.

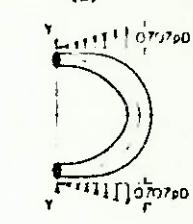
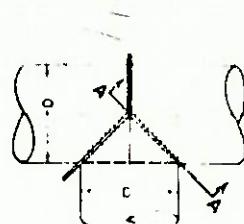
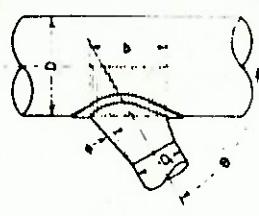
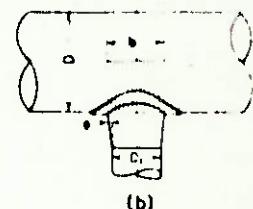
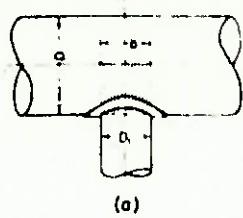
Em alguns condutos grandes, especialmente fabricam-se derivações e bifurcações, que são usadas para dividir a água pelos tubos de comunicação. As principais considerações no projeto de derivações e bifurcações são os reforços estruturais para resistir à pressão interna e, linha adequada para reduzir as perdas hidráulicas.

Desde que as aberturas reduzem o reforço do tubo na abertura, reforços devem ser fornecidos para compensar o material retirado. Como regra geral, os reforços serão adequados para haver uma igualdade de solicitações com relação ao tubo sem abertura. Algumas derivações estão indicadas na fig.6.10 e bifurcações na fig.6.11.

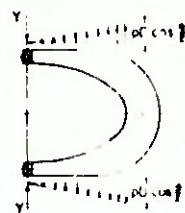
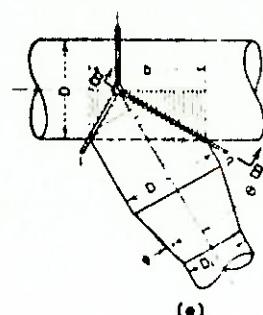
Estas mostram algumas das uniões comumente utilizadas e os diferentes métodos de se colocar os reforços necessários. As áreas de pressão não suportadas na parede do tubo estão representadas em sombreado e a distribuição das cargas nos órgãos de reforço através de linhas.

As derivações da fig.6.10 a e d não são eficientes e devem ser evitadas. O uso de um tronco de cone convergente de 6 a  $8^{\circ}$ , como mostra a fig.6.10 b reduz a perda de carga na derivação para aproximadamente  $1/3$  daquela do ramo ou saída. As perdas podem ser também diminuídas por uniões de ramos de tubos para o tubo principal num ângulo não menor / que  $90^{\circ}$ , como mostra a fig.6.10 c.

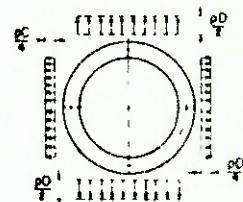
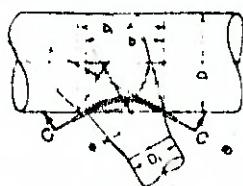
Os ângulos de curvatura variam de  $30^{\circ}$  a  $75^{\circ}$ . Entretanto, dificuldades são encontradas com ângulos de curvaturas menores que  $45^{\circ}$ . As derivações mostradas nas fig.6.10 f e g não são aconselháveis quando o diâmetro do tubo de derivação excede de 3 a 4 vezes à diâmetro do conduto principal, desde que a curvatura do reforço se torna muito pequena. Em tais casos



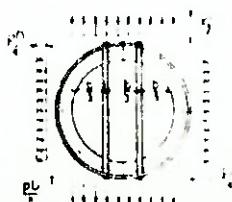
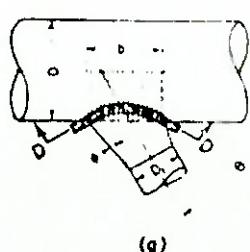
Seção AA



Seção BB



Seção CC



Seção DD

$P$  = pressão interna

Fig. 6.10 - Derivações nos condutos forçados.

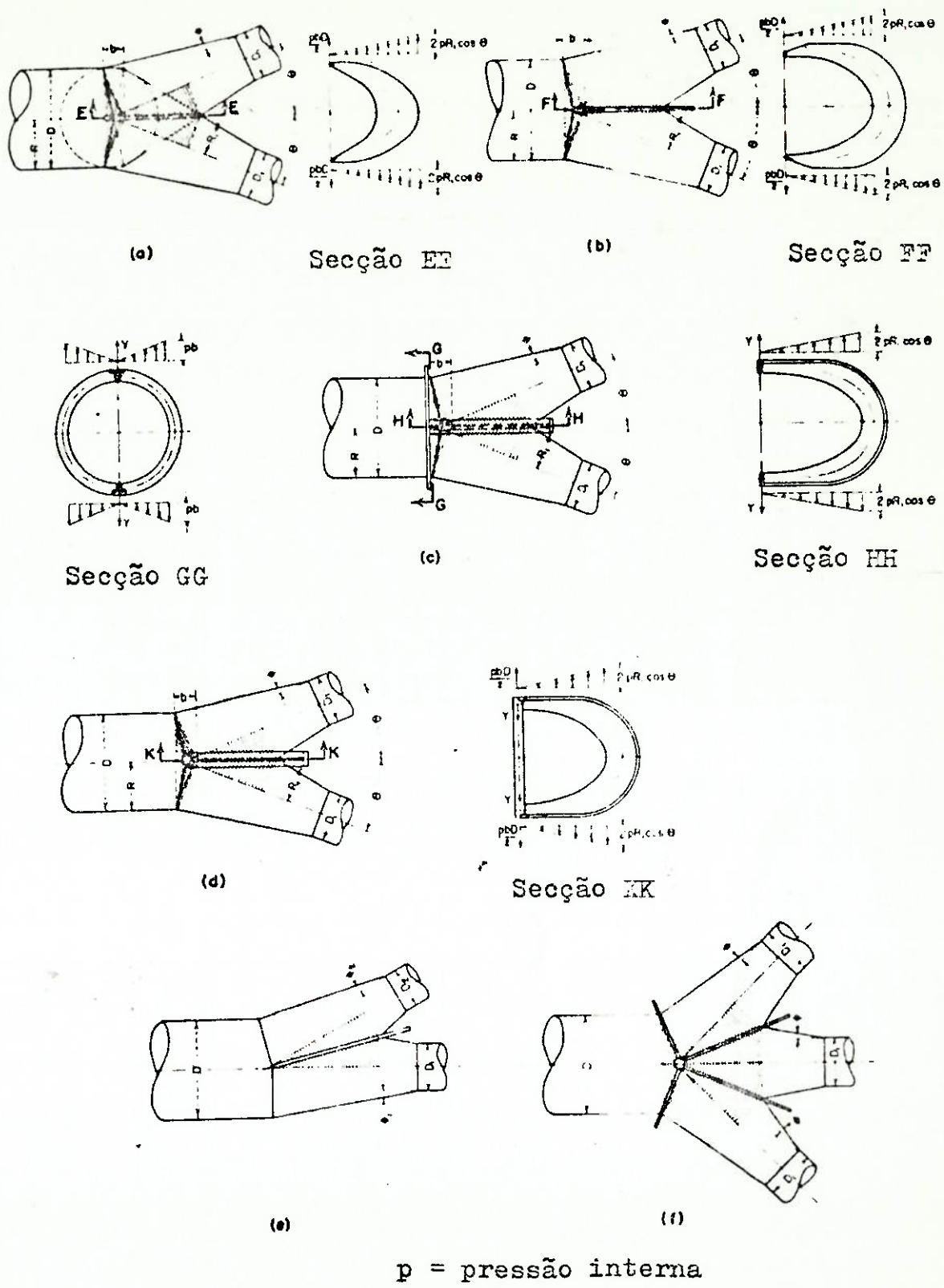


Fig. 6.11 - Bifurcações em condutos forçados.

o tipo da fig.6.10 e é preferível. Derivações e bifurcações são usualmente projetadas para que fiquem no mesmo plano do tubo principal.

As derivações mostradas nas fig.6.10 a,b e c podem ser reforçadas com uma ou mais vigas ou pela combinação de vigas e barras. O tipo e tamanho do reforço depende da pressão, da extensão das áreas não suportadas e restrições de afastamentos. Para derivações que se interceptam, como na fig.6.10 d e e, para as bifurcações das fig.6.11f, três ou quatro suportes tipo ferradura externa podem ser utilizados; as extremidades são unidas por soldagem. A soldagem das extremidades das ferraduras será facilitada pelo uso de um varão para a união.

Para bifurcações usadas em condutos de baixa velocidade de escoamento, uma ferradura interna como mostra a fig.6.11 a pode ser usada. Embora este tipo seja estruturalmente eficiente, esta causará perturbações se o escoamento não é igualmente dividido entre os ramos.

A análise de tensão das derivações e bifurcações é aproximada. A análise matemática exata, baseada na Teoria da elasticidade, é complicada demais para se obter um valor prático. No método aproximado, hipóteses simplificadas são tomadas e dão resultados suficientemente exatos para a prática. O reforço de uma união seria executado para suportar as cargas não apoiadas.

A carga total a ser suportada pelo reforço é igual ao produto da pressão interna pela área projetada não apoiada, no plano da união. Uma porção de parede do tubo é considerada como agindo com os suportes como bloco único, como no caso de anéis rígidos.

Na análise de reforço de viga anelar, do tipo mostrado nas fig.6.10 f e g, é considerado que a viga curvada age como se o assento num plano, em que as cargas em ambas as direções são uniformemente distribuídas, e que o anel é circular.

A primeira hipótese é aceita como razoavelmente exata porque a viga anelar. É apoiada ao longo de todo o seu perímetro pela parede do tubo e não pode ser torcida ou defletida lateralmente. A hipótese de carga uniformemente distribuída é feita a favor da segurança. No que toca à circularidade do anel, entretanto, deve ser notado que a viga em anel é ovóide para derivações com pequenos ângulos de curvatura enquanto para grandes ângulos a forma é mais próxima da circular. A viga anelar é estaticamente indeterminada quando usada com esse tipo de reforço e, para a análise de tensão, as dimensões do anel devem ser assumidas inicialmente.

A computação será simplificada pelo uso de um anel de secção transversal constante. Onde tirantes são utilizados, as deflexões da viga para as uniões com os tirantes devem ser calculadas. Essas deflexões, que são devidas a cargas em ambas as direções e as forças nos tirantes excessivas são então equacionadas para o alongamento dos tirantes e as forças nesses são obtidas pela resolução das equações resultantes. Um arranjo simétrico dos tirantes com relação à linha de centro do anel simplificará os cálculos. Para fornecer um reforço adicional para a derivação, a espessura da chapa de um trecho do conduto de comunicação sobre as aberturas é algumas vezes aumentada como mostra a fig. 6.12.

O reforço da bifurcação mostrado na fig. 6.11 a e b são estaticamente determinados. A flexão e tensões diretas para qualquer secção devido a cargas mostra que pode ser calculado sem dificuldades. O aumento da tensão de flexão / causada pelo raio pequeno de curvatura para a garganta do órgão pode ser avaliada pelo uso de um fator de correção na fórmula da flexão para a viga reta.

O método de análise descrito acima é utilizado extensivamente no projeto de uniões especiais.

Os ramos de conexões são testados hidrostaticamente com pressões de 1,5 vezes a pressão de projeto. Em alguns casos, leituras com "strain-gages" são feitas durante o tes-

te e os resultados levam à conclusão que a análise aproximada dos esforços é satisfatória.

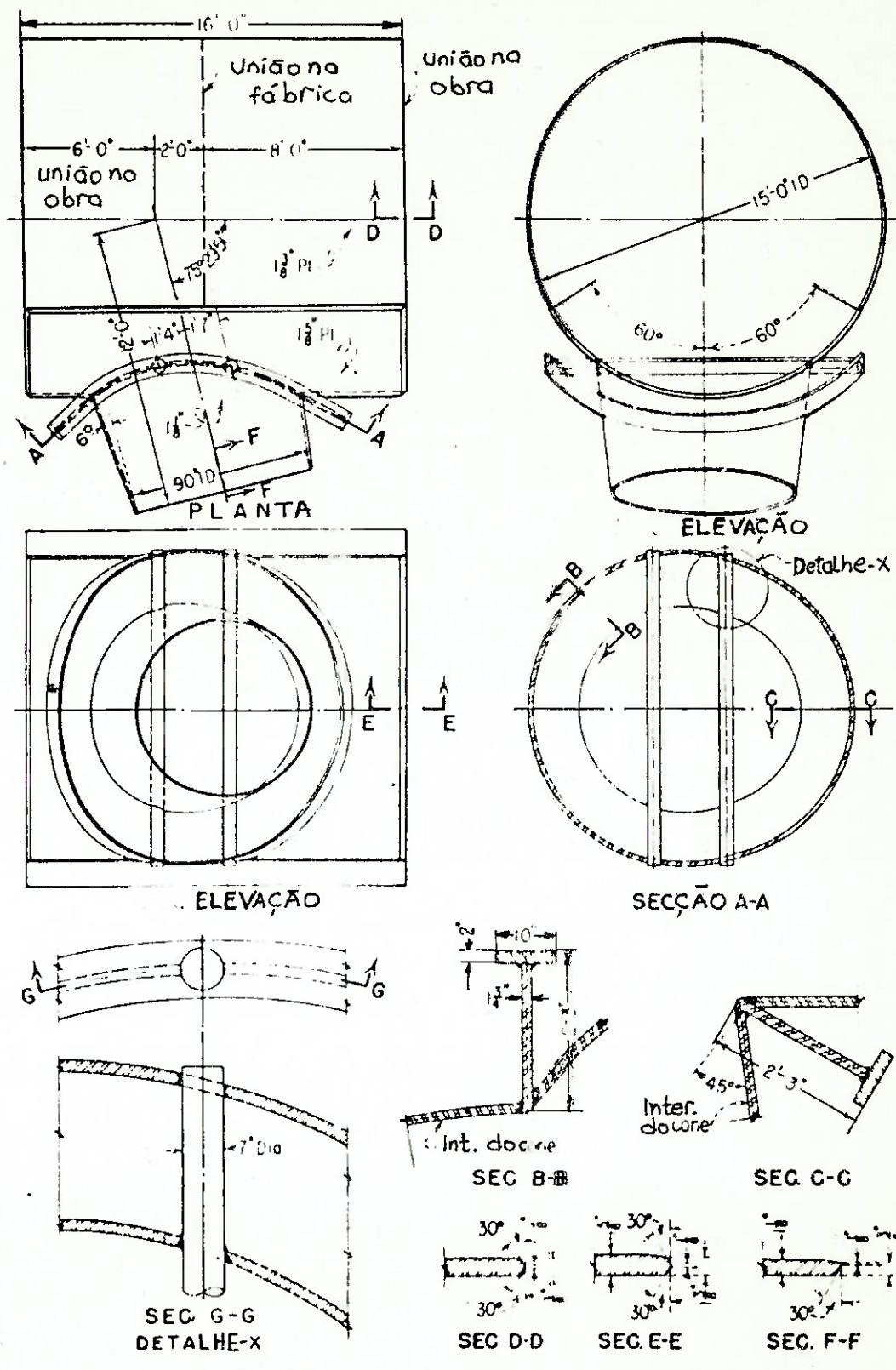


Fig. 6.12 - Típico reforço interno e externo para boca de saída

### Acessórios do Conduto:-

No projeto do conduto forçado devem ser considerados os seguintes acessórios:

- os suportes temporários que são geralmente exigidos para condutos apoiados em túneis ou nas represas. São projetados para suportar somente o conduto vazio e para ancorar o tubo e evitar deslocamentos durante a concretagem. Estes supor - tes são concretados junto com o tubo.
- As tampas abauladas que são usadas no teste de pressão hidrostática na montagem do conduto.
- as conexões para a medida de pressão e/ou tempe ratura para avaliação do desempenho da turbina, como mostra a fig.6.13. Estas devem ser colocadas em trechos retos do tubo e longe das curvas e derivações.

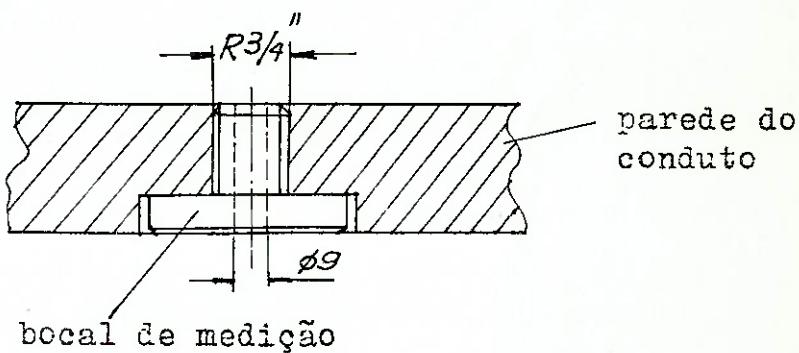


Fig.6.13 - Tomada de pressão no conduto.

Para a manutenção dos condutos exige-se os seguin tes acessórios:

- as linhas enterradas, que são usadas para aterro do conduto a partir do reservatório e colocá-lo sob pressão equilibrada para facilitar a abertura das comportas. As linhas são fornecidas com válvulas de controle convenientes.

- Válvulas de aeração localizadas no trecho superior do conduto (próximo a tomada d'água) evita a ocorrência de pressões abaixo daquela correspondente a cota da secção considerada. Estas admitem o ar durante a drenagem e o liberam durante o enchimento do conduto. O desenho Cl- 4 em anexo apresenta uma válvula de aeração utilizada para prova de pressão.
- drenos para as extremidades a montante ou jusante do conduto para direcionar qualquer água que escape da comporta.
- bocas de inspeção e trabalho de manutenção localizadas em locais para facilitar a ventilação e o acesso de operários e equipamentos durante a inspeção e manutenção, como mostra a fig. 6.14

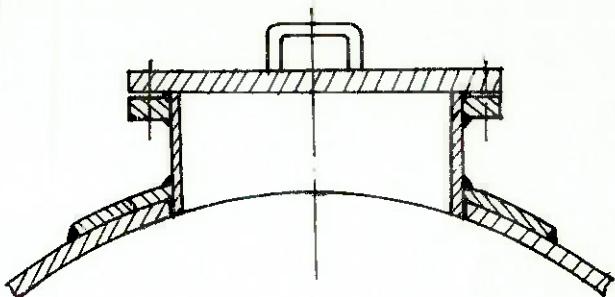


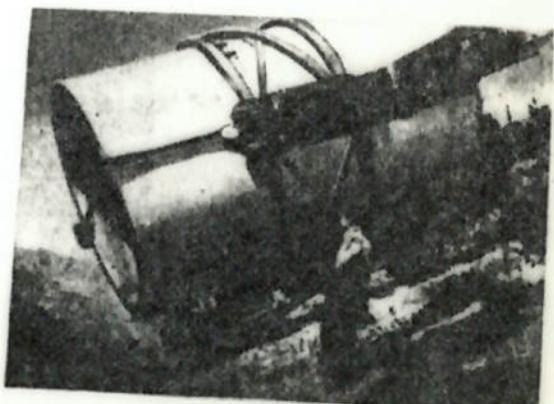
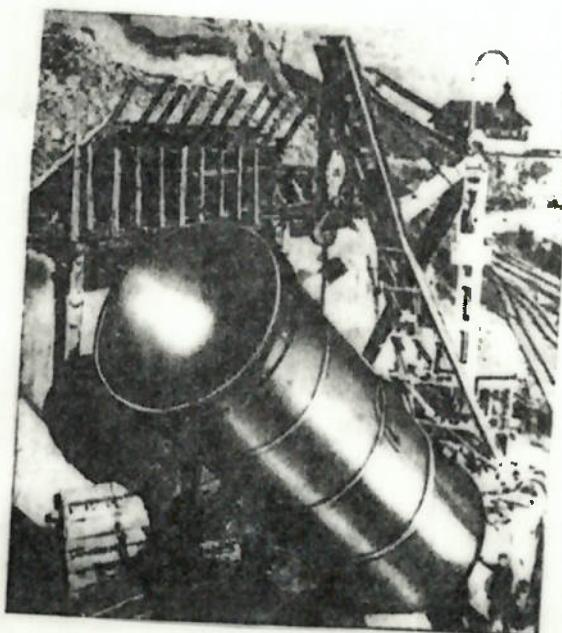
Fig. 6.14 - Boca de Inspeção.

- passarelas e escada são necessárias para a inspeção de grandes condutos em túneis abertos ou acima do solo.
- conexões de serviço são usualmente necessárias para fornecer uma fonte de água para a usina ou para uso público.
- os reforços de todas as aberturas num conduto devem ser projetados de acordo com a ASME - Pressure Vessel Code - Section VIII.

## VII) MONTAGEM

O transporte das secções do conduto para o local de montagem é feito usualmente por carretas ou ferrovias.

A colocação das secções no local definitivo é feita por guindastes ou outros meios. (ver figs. 7.1, 7.2 e 7.3)



Para montagens em túneis, equipamentos de transporte especiais consistem de vagões e talhas. O trabalho de montagem torna-se complicado pelas limitações de espaço e ventilação. Como foi estabelecido, o comprimento e peso das secções do conduto são dependentes da capacidade de equipamentos de transporte disponíveis.

### Teste Hidráulico

Um teste hidráulico (hidrostático) do conduto depois da montagem é desejável. Se o conduto inteiro não pode ser testado hidrostáticamente, secções individuais podem ser testadas na fábrica depois de serem radiografadas. Testes hidrostáticos podem ser executados numa pressão suficiente para provar adequadamente todas as chapas e soldas que requerem segurança. A seguinte expressão pode ser usada para a determinação da pressão de teste:

$$p = \frac{3.s.t}{D}$$

onde:  $p$  - pressão de teste

$t$  - espessura mínima da chapa na secção testada

$D$  - diâmetro interno do conduto ( polegadas)

$s$  - tensão circumferencial admissível

A pressão de teste determinada produzirá no tubo uma tensão circumferencial de 1,5 vezes a tensão admissível. A pressão seria aplicada três vezes, sendo aumentada e diminuída numa taxa uniforme. Esta pressão seria aplicada num intervalo de tempo suficiente para a inspeção de todas as chapas, uniões e conexões, para detectar vazamentos ou sinais de defeitos. É desejável que a pressão de teste a ser exercida quando o tubo e a água estejam a uma temperatura não inferior a  $60^{\circ}\text{F}$  ( $15,5^{\circ}\text{C}$ ).

O conduto deve ser aberto nos pontos superiores / durante o enchimento para evitar a formação de bolsas de ar

Testes de impacto (golpe de Ariete) não são recomendados, pois estes não representam as condições normais de operação e são considerados muito severos.

Defeitos descobertos durante o teste devem ser reparados por soldagem. Dai a secção seria radiografada novamente e passaria por um novo teste de pressão.

#### Temperatura de montagem:

A temperatura de montagem aconselhável é aquela que seja um valor médio entre as máximas e mínimas temperaturas que ocorrem na região de instalação do conduto, considerando-se o conduto vazio.

No caso de condutos rígidos, estes mostram uma / tendência a se contrairem devido a tensão tangencial expressa pela equação 6.21 do capítulo VI deste trabalho. Portanto, condutos sujeitos a carga de água interna podem / ser considerados como estando a uma temperatura fictícia mais baixa do que a do meio ambiente. Essa diferença de temperatura entre a real do meio e a do tubo é dada por:  $t = - 0,012 \sigma$  (da equação 6.21). Assim, a temperatura mais adequada para a montagem do conduto é dada pela seguinte expressão:

$$t_i = t_m - 0,012 \sigma$$

Onde  $t_m$  é a temperatura média entre as extremas que ocorrem na região de instalação do conduto.

### VIII) EXEMPLO NUMÉRICO

Como exemplo de aplicação da análise de condutos forçados descritos nos capítulos precedentes, será analisado o projeto estrutural e a fabricação de um conduto exposto que possui um perfil como mostra a fig.8.1. As dimensões do conduto estão indicadas nessa figura.

Os dados de projeto da usina são os seguintes:

$$\text{Vazão } Q = 50 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$\text{Queda Estática } H_0 = 64,6 \text{ m}$$

#### 1. Cálculo do Diâmetro do Conduto Forçado:

Para calcular o diâmetro do conduto para conduzir essa vazão, partimos da hipótese da utilização de um conduto único para cada turbina.

Então, a partir da descarga  $Q$  da turbina e a queda estática, através do diagrama mostrado no item I.3 obtivemos o diâmetro econômico do conduto como sendo  $d = 3,5 \text{ m}$ .

A partir deste dado é possível agora calcularmos a velocidade no conduto e verificarmos se esta é compatível com dados fornecidos na prática, ou seja, velocidades no conduto de 3 a 5 m/s (excepcionalmente 8 m/s).

$$v = \frac{Q}{S} = \frac{50,4}{\pi \cdot (3,5)^2} \rightarrow v = 5,2 \text{ m/s}$$

Então, chegamos à conclusão de que é uma velocidade aceitável.

#### 2. Obtenção das Linhas de Pressão, incluindo Golpe de Aríete

A linha de pressões máximas pode ser obtida através da eq.4.20, definida no item I.4 (análise dos transientes). Esta equação é expressa por:

$$h_{\max} = 0,2 \cdot \frac{v \cdot L}{T_c}$$

A linha de pressões mínimas pode ser obtida da equação 4.21:

$$h_{\max(-)} = h_o \left[ \sqrt{\frac{2 \cdot H_o + 1}{h_o}} - 1 \right]$$

onde  $h_o$  é dado pela eq. 4.23 :  $h_o = \frac{2 \cdot v^2 \cdot L^2}{g \cdot T_o^2 \cdot H_o}$

Esta equação é válida para abertura lenta do distribuidor.

A abertura e fechamento lentos são definidos através da seguinte desigualdade:  $T_c (T_o) > 2 \cdot L/a = T/2$

Como primeira estimativa dos tempos de abertura e fechamento a celeridade da onda de pressão a pode ser tomada como 1000 m/s.

a) Obtenção da linha de pressões máximas:

A obtenção da linha de pressões máximas é feita considerando-se o fechamento da válvula de entrada da turbina ou das palhetas diretrizes do distribuidor, no caso de turbinas de reação.

$$\frac{T}{2} = \frac{2 \cdot L}{a} = \frac{2}{1000} (64,7 + 28,3 + 10) = 0,203 \text{ s}$$

Adotando  $T_c = 6 \text{ s}$ , que é um valor prático recomendado para as características do aproveitamento em questão.

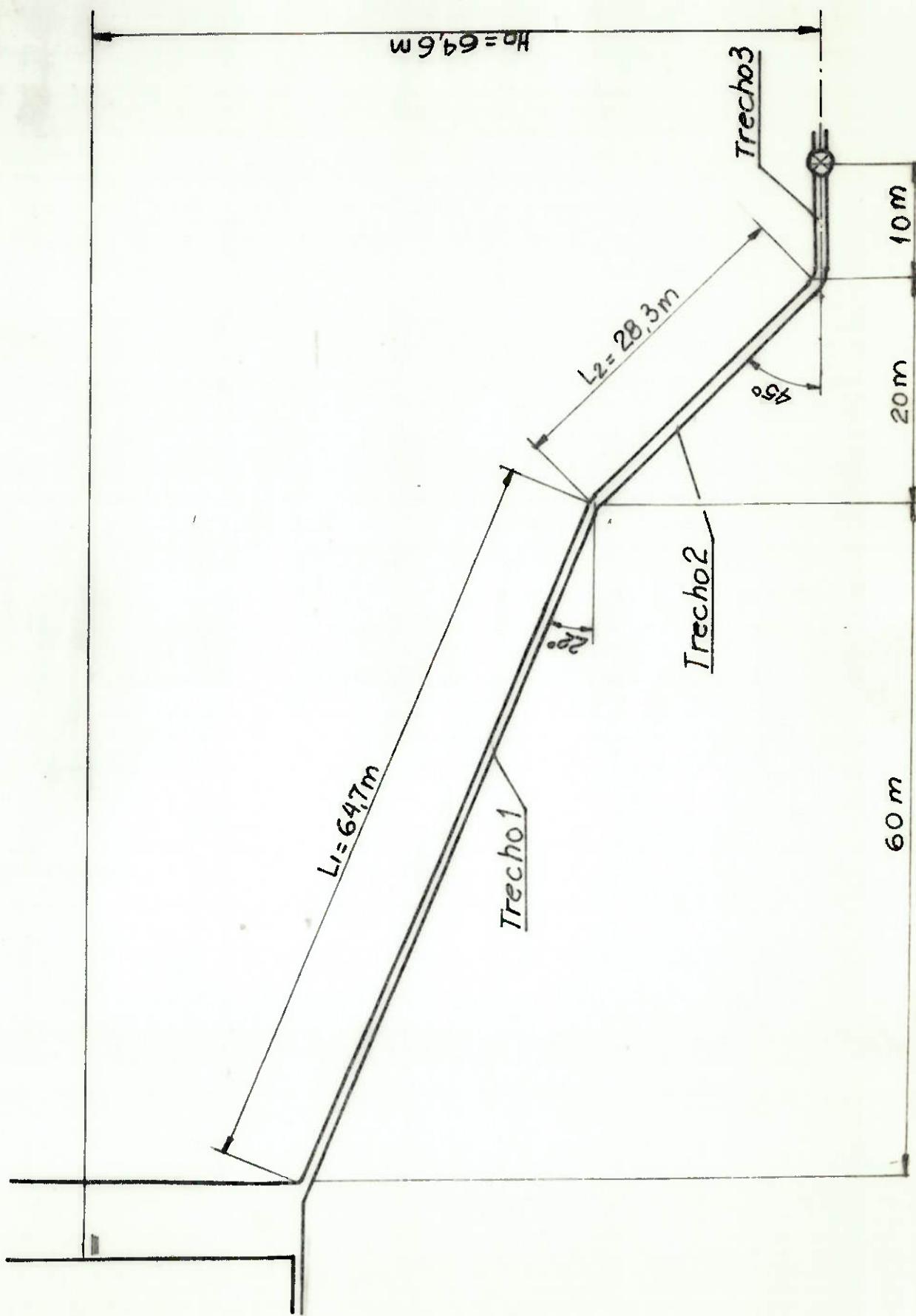
Conforme a fig. 8.1, temos:

Trecho 1:-

$$h_{x_1} = 0,2 \cdot \frac{v}{T_c} \cdot x_1 = 0,2 \cdot \frac{5,2}{6} \cdot x_1 = 0,173 \cdot x_1$$

$$\text{para } x_1 = L_1 = 64,7 \implies h_{x_1} = 11,2 \text{ m}$$

Fig. 8.1



Trecho 2:

$$h_{x_2} = 0,173 \cdot x_2$$

para  $x_2 = L_2 = 28,3 \text{ m} \implies h_{x_2} = 4,81 \text{ m}$

então, em  $x = L_1 + L_2 \implies h_x = 16,0 \text{ m}$

Trecho 3:

$$h_{x_3} = 0,173 \cdot x_3$$

para  $x_3 = L_3 = 10 \text{ m} \implies h_{x_3} = 1,73 \text{ m}$

assim, para  $x = L_1 + L_2 + L_3 = 103 \text{ m} \implies h_{\max} = 17,5 \text{ m}$

Este valor de  $h_{\max}$  ocorre na secção mais baixo do conduto, ou seja, na entrada da válvula. Esta sobrepressão é adicionada à altura estática da usina para a obtenção da queda total  $H$  que será utilizada para o dimensionamento do conduto.

Então,  $H = H_o + h_{\max} = 64,6 + 17,5 = 82,1 \text{ m}$

## b) Obtenção da linha de pressão mínima:

Esta linha é obtida através da abertura das palhetas diretrizes do distribuidor ou da válvula de entrada da turbina.

$$h_{\max(-)} = h_o \left[ \sqrt{\frac{2 \cdot H_o}{h_o} + 1} - 1 \right]$$

$$h_o = \frac{2 \cdot v^2 \cdot L^2}{g^2 \cdot T_o^2 \cdot H_o}$$

válidas para o caso de  $\frac{a \cdot v}{2 \cdot g \cdot H_o} > 1$

$$\text{No caso : } \frac{a.v}{2.g.H_o} = \frac{1000.5,2}{2.10.64,6} = 4 \quad \text{OK!}$$

Adotando também  $T_o = 6$  seg., temos:

$$h_o = \frac{2.5,2^2 \cdot x^2}{10^2 \cdot 6^2 \cdot 64,6} = 2,33 \cdot 10^{-4} \cdot x^2 \quad (\text{x em m})$$

$$\text{Para } x = L_1 = 64,7 \text{ m} \implies h_o = 0,975 \text{ m}$$

$$h_{L_1(-)} = 0,975 \left[ \sqrt{\frac{2.64,6}{0,975}} + 1 - 1 \right] = 10,29 \text{ m}$$

$$\text{Para } x = L_2 = 28,3 \text{ m} \implies h_o = 0,1862 \text{ m}$$

$$h_{L_2(-)} = 4,72 \text{ m}$$

$$\text{Então, em } x = L_1 + L_2 = 93 \text{ m} \implies h_{x(-)} = 15,61 \text{ m}$$

$$\text{Para } x = L_3 = 10 \text{ m} \implies h_o = 0,0233 \text{ m}$$

$$h_{L_3(-)} = 1,71 \text{ m}$$

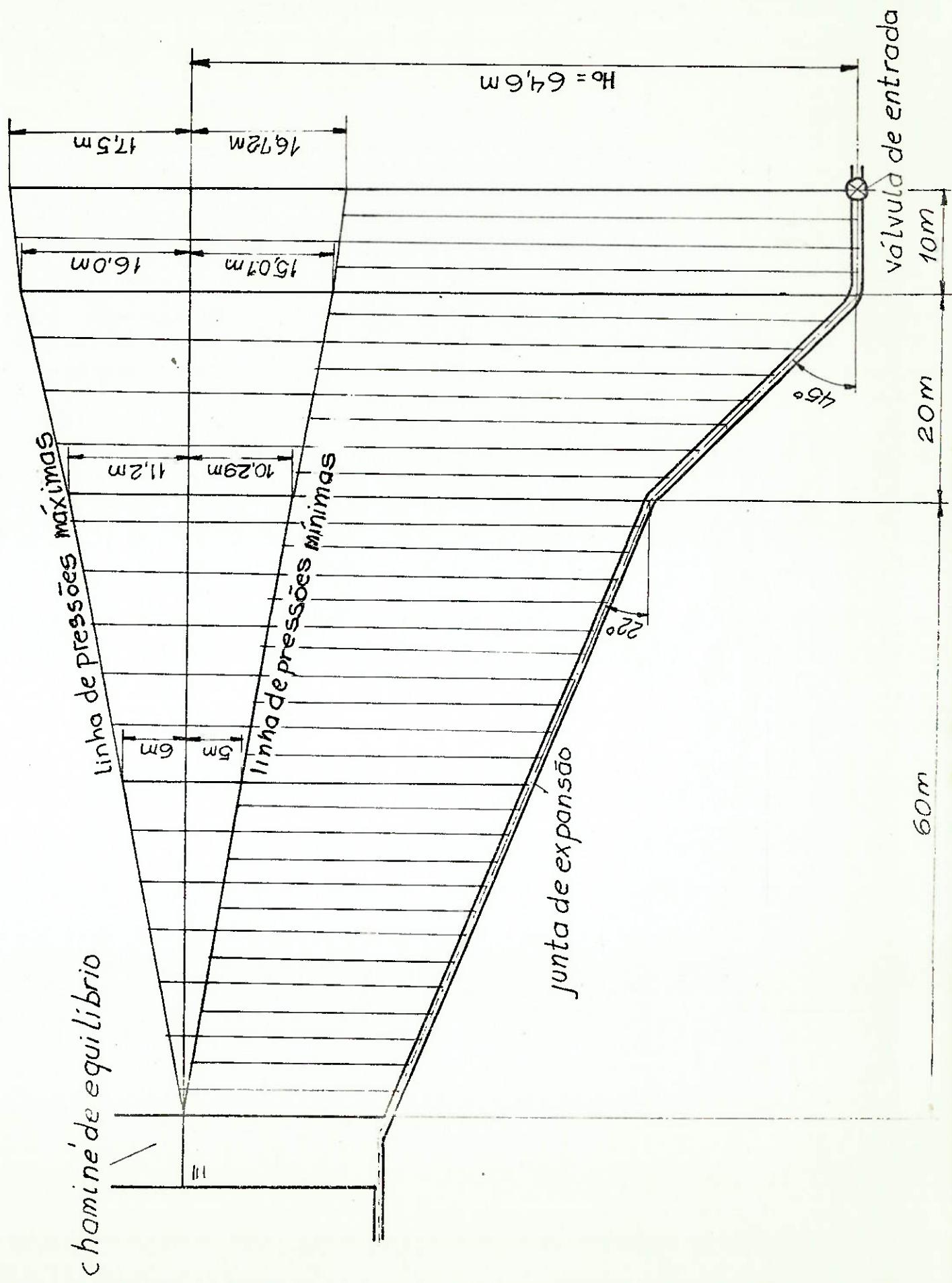
$$\text{E para } x = L_1 + L_2 + L_3 = 103 \text{ m} \implies h_{\max}(-) = 16,72 \text{ m}$$

A fig.8.2 mostra o traçado das duas linhas de pressão em relação à queda estática da usina.

Para o traçado destas curvas foi considerado que todo o conduto esteja sujeito ao golpe de Ariete, ou seja, existe instalada uma chaminé de equilíbrio entre a tomada d'água e o conduto forcado.

### 3. Dimensionamento da Espessura da Chapa da Parede:

A equação 6,4 do cap.VI nos fornece a espessura míni-



ma de chapa que pode ser utilizada:

$$\delta \geq \frac{p.d}{2.\varphi.\bar{\sigma}} = 4,9 \cdot \frac{H.d}{\varphi.\bar{\sigma}}$$

com:

$$H = 82,1 \text{ m}$$

$$d = 3,5 \text{ m}$$

$$\varphi = 0,8 \text{ fator de solda}$$

Material: ASTM - A 515 - 55 com  $\sigma_r = 410 \text{ N/mm}^2$

Coeficiente de segurança à ruptura :  $s_u = 4$

$$\bar{\sigma} = \sigma_r/s_u = 410/4 = 102,5 \text{ N/mm}^2$$

$$\text{Assim: } \delta \geq 4,9 \cdot \frac{82,1 \cdot 3,5}{0,8 \cdot 102,5} \implies \delta \geq 17,2 \text{ mm}$$

Considerando um adicional para corrosão :  $\delta = 19 \text{ mm (3/4")}$

De posse deste valor podemos agora verificar a celeridade adotada.

$$a = \sqrt{\frac{1425}{1 + \frac{E_a \delta}{E_t d}}} = \sqrt{\frac{1425}{1 + \frac{2,03 \cdot 10^7 \cdot 19}{2,06 \cdot 10^9 \cdot 3500}}}$$

$$a = 1425 \text{ m/s}$$

Assim:

$$\frac{T}{2} = \frac{2 \cdot L}{a} = 0,07 \text{ s e, portanto, continua válida a hipótese de fechamento lento.}$$

Vamos verificar agora a espessura de chapa necessária para evitar o colapso do conduto, em caso de vácuo interno. Essa situação pode ocorrer durante o esvaziamento do conduto. Essa espessura é dada pela equação 6.11:

$$\delta = 0,01 \cdot d = 0,01 \cdot 3500 \implies \delta = 35 \text{ mm}$$

No presente caso, esta possibilidade está afastada, pois o conduto possui uma chaminé de equilíbrio na sua entrada e, em caso de esvaziamento, haverá a entrada de ar em seu interior pela chaminé.

Com o intuito de se economizar material na fabricação do conduto, sua espessura é aumentada da secção de entrada para a casa de força, de acordo com a pressão interna que age em cada trecho. A pressão é dada pela diferença entre a linha de pressão superior e a linha de centro do conduto.

Então, a partir do gráfico da fig. 8.2 e considerando o conduto constituído de virolas de 2400 mm de comprimento e fabricada em 2 metades, isto é, aproveitando as dimensões das chapas existentes no mercado ( 2440x6000 mm ).

Então, para cada virola são necessárias 2 chapas.

Seguindo a numeração das virolas indicadas no desenho 01-1, pode-se fazer a seguinte tabela da variação da espessura do conduto em função da altura piezométrica máxima, utilizando a seguinte expressão:

$$\delta = \frac{4,9..3,5}{6,8.102,5} \cdot H = 0,21 \cdot H$$

Virola	H (m)	$\delta_{nec.}$	$\delta$ (mm) com adic. p/ corros.
1	21,71	4,60	6,3 (1/4")
2	23,03	5,0	6,3
3	24,35	5,2	6,3
4	25,64	5,4	6,3
5	26,95	5,7	8,0 (5/16")
6	28,26	6,0	8,0
7	29,57	6,3	8,0
8	30,88	6,6	8,0
9	32,18	6,8	8,0
10	33,50	7,1	9,5 (3/8")
11	34,80	7,4	9,5
12	36,12	7,7	9,5

13	37,02	7,86	9,5
14	38,33	8,1	9,5
15/16	39,64	8,4	9,5 J.E.
17	40,81	8,7	12,5 (1/2")
18	42,67	9,1	12,5
19	43,98	9,34	12,5
20	45,29	9,6	12,5
21	46,6	9,9	12,5
22	47,9	10,2	12,5
23	49,2	10,5	12,5
24	50,53	10,7	12,5
25	51,84	11,0	12,5
26	52,25	11,1	12,5
27	54,46	11,6	12,5
28/29	55,8	11,8	16,0 (5/8")
30	57,9	12,3	16,0
31	60,3	12,7	16,0
32	62,15	13,2	16,0
33	64,26	13,6	16,0
34	66,4	14,1	16,0
35	68,5	14,5	16,0
36	70,6	15,0	16,0
37	72,75	15,4	19,0 (3/4")
"			"
"			"
49	82,1	17,4	19,0

Para a fabricação foi dividido o conduto em trechos com uma mesma espessura da seguinte forma:

Virolas de 1 a 7 -  $\delta = 8,0 \text{ mm (5/16")}$

Virolas de 8 a 16 -  $\delta = 9,5 \text{ mm (3/8")}$

Virolas de 17 a 27 -  $\delta = 12,5 \text{ mm (1/2")}$

Virolas de 28 a 36 -  $\delta = 16,0 \text{ mm (5/8")}$

Virolas de 37 a 49 -  $\delta = 19,0 \text{ mm (3/4")}$

#### 4. Cálculo das Tensões Longitudinais:

O estudo das tensões longitudinais que atuam no conduto forçado será feito com base no esquema mostrado na fig.8.3, que indica a localização dos suportes e do bloco de ancoragem. A localização dos suportes foi feito com base / num pré-cálculo das tensões de flexão no conduto entre suportes e pela verificação das dimensões destes e suas condições de estabilidade. Assim, o distanciamento entre os suportes foi estimada para que as tensões de flexão assumissem valores compatíveis com a tensão admissível do material tendo-se uma boa margem de segurança. Os dois suportes que são adjacentes a junta de expansão são mais próximos por ser mais favorável ao bom funcionamento da junta.

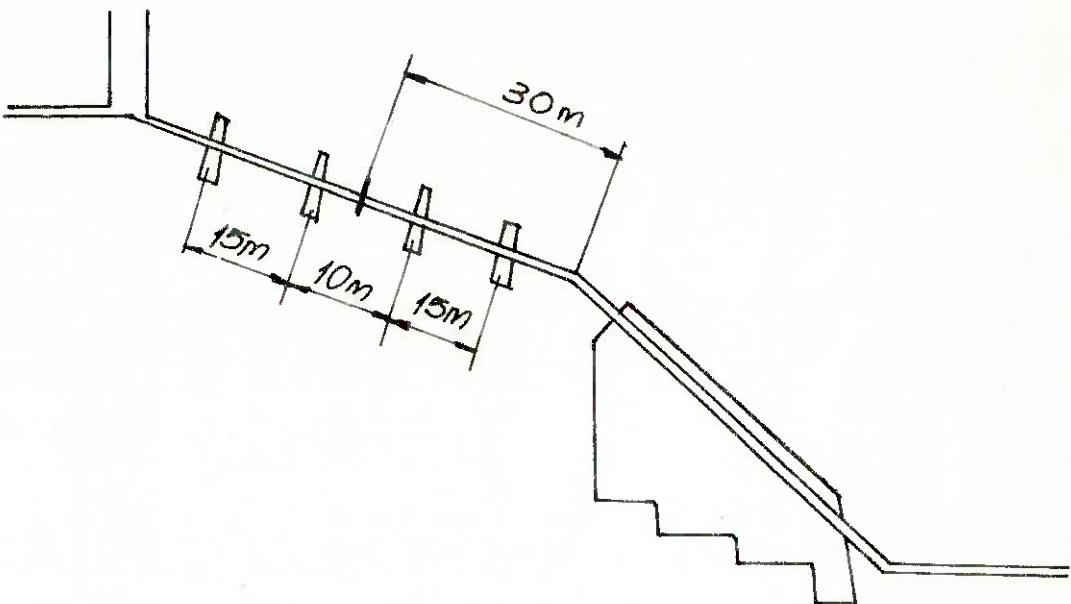


Fig.8.3 - Disposição dos suportes  
e bloco de ancoragem

Dois casos serão analisados: um considerando que o conduto esteja cheio d'água e outro com este vazio, ambos sujeitos a uma variação total de temperatura de funcionamento de  $40^{\circ}\text{C}$ .

## CASO I - CONDUTO CHEIO

### 1. Tensão de Flexão:

Esta tensão é originada no trecho do conduto entre suportes. No caso, apenas os trechos 1 e 3 estarão sujeitos a flexão, já que o trecho 2 está totalmente ancorado.

#### 1a. Trecho 1 a montante da junta de expansão:

$$\sigma = \frac{(G_o + G_w) \cdot b \cdot \cos \beta_1}{3 \cdot \pi \cdot \delta_1^2}$$

$$\delta_1 = 9,5 \text{ mm} \quad b = 15 \text{ m} \quad \beta_1 = 22^\circ$$

$$G_o = \pi \cdot f \cdot \delta_1 \cdot b \cdot d = \pi \cdot 76,93 \cdot 9,5 \cdot 15 \cdot 3,5 = 120539 \text{ N}$$

$$G_w = \frac{\pi \cdot d^2}{4} f_a \cdot b = 2450 \cdot \pi \cdot 3,5^2 \cdot 15 = 1414306 \text{ N}$$

$$\sigma = \frac{(120539 + 1414306) \cdot 15000 \cdot \cos 22^\circ}{3 \cdot \pi \cdot 9,5 \cdot 3500^2}$$

$$\sigma = 19,5 \text{ N/mm}^2$$

#### 1b. Trecho 1 a jusante da J.E. (junta de expansão)

$$\delta_2 = 12,5 \text{ mm} \quad b = 15 \text{ m}$$

$$G_o = 158604 \text{ N}$$

$$G_w = 1414306 \text{ N}$$

$$\sigma = 15,2 \text{ N/mm}^2$$

#### 1c. Trecho 1 entre suportes que contêm a J.E.

$$\delta_1 = 9,5 \text{ mm} \quad \delta_2 = 12,5 \text{ mm} \quad b = 10 \text{ m}$$

$$G_o = 76,93 \cdot \pi \cdot 3,5 \cdot 5 \cdot (9,5 + 12,5) = (40179 + 52868) \text{ N}$$

$$G_w = 471439 \text{ N} \text{ (em cada trecho)}$$

$$\sigma = \left[ \frac{(40179 + 471439)}{9,5} + \frac{(52868 + 471439)}{12,5} \right] \frac{5000 \cdot \cos 22^\circ}{3 \cdot \pi \cdot 3500^2}$$

$$\sigma = 3,8 \text{ N/mm}^2$$

Id. Trecho 3

$$\delta = 19 \text{ mm} \quad b = 10 \text{ m} \quad \beta = 0^\circ$$

$$G_o = 160720 \text{ N}$$

$$G_w = 952492 \text{ N}$$

$$\sigma = 5,1 \text{ N/mm}^2$$

2. Tensões devido a  $\Delta t$ :

Supondo uma variação de temperatura da água durante o funcionamento de  $40^\circ\text{C}$ , temos a seguinte tensão resultante no conduto, apenas nos trechos 2 e 3, que são rígidos.

$$\sigma = 2,356 \cdot \Delta t = 2,356 \cdot 40 \implies \sigma = 94,24 \text{ N/mm}^2$$

3. Força e Tensão Axiais devido ao peso próprio do conduto  
Esta tensão é resistida pelo bloco de ancoragem.

$$P_o = \sum G_o \cdot \operatorname{sen} \beta$$

onde:  $\sum G_o$  - peso da secção do conduto entre a J.E. e o bloco de ancoragem.

Apenas o trecho 1 está sujeito a estas força e tensão, visto que o trecho 2 está ancorado e o trecho 3 é horizontal.

3a. Trecho 1 a montante da J.E.

$$P_o = 76,93 \cdot \pi \cdot 3,5 \cdot 9,5 \cdot 34,7 \cdot \operatorname{sen} 22^\circ = 104448 \text{ N}$$

$$\sigma_o = \frac{104448}{\pi \cdot 3500 \cdot 9,5} = 1,0 \text{ N/mm}^2$$

3b. Trecho 1 a jusante da J.E.

$$\sigma_o = 0,9 \text{ N/mm}^2$$

4. Atrito nos suportes:

$$P_f = \mu \cdot (G_o + G_w) \cdot \cos \beta \quad \text{para cada suporte, onde:}$$

$G_o$  e  $G_w$  são, respectivamente, o peso do conduto e da água con-

tidos entre os suportes distanciados de  $b = 15 \text{ m}$ .

Tomando-se um coeficiente de atrito  $\mu = 0,15$  (para suporte coberto com chapa de aço e lubrificado com graxa). Apenas o trecho 1 está sujeito a essa força; para todos os suportes entre o bloco de ancoragem e a J.E. tem-se:

4a. Trecho 1 a montante da J.E.

$$G_o = 120539 \text{ N}$$

$$G_w = 1414306 \text{ N}$$

$$P_f = 0,15 \cdot (120539 + 1414306) \cdot \cos 22^\circ = 213463 \text{ N}$$

A tensão originada no suporte devido a essa força pode ser obtida de:

$$\sigma = \frac{P_f}{A} \left( 1 + \frac{4 \cdot a}{d} \right)$$

Considerando um suporte do tipo sela, com ângulo de contato de  $120^\circ$  (ver Fig.8.4)

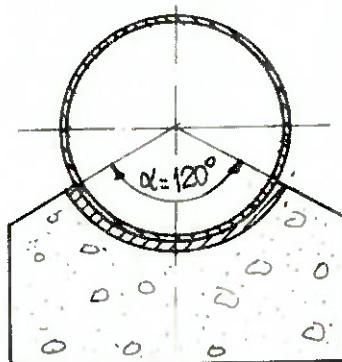


Fig.8.4 - Suporte em forma de sela.

$$a = \frac{d \cdot \sin \alpha}{2 \cdot \arccos \frac{\sqrt{3}}{3}} = \frac{3,5 \cdot \sin 120^\circ}{2 \cdot \arccos \frac{\sqrt{3}}{3}} \Rightarrow a = 0,724 \text{ m}$$

$$A = \pi \cdot d \cdot \delta = \pi \cdot 3500 \cdot 9,5 = 104500 \text{ mm}^2$$

$$\sigma = \frac{213463}{104500} \left( 1 + \frac{4 \cdot 0,724}{3,5} \right) \Rightarrow \sigma = 3,8 \text{ N/mm}^2$$

4b. Trecho 1 a jusante da J.E.

$$G_o = 76,93 \cdot \pi \cdot 3,5 \cdot 12,5 \cdot 15 = 158603 \text{ N}$$

$$G_w = 1414306 \text{ N}$$

$$P_f = 0,15 \cdot (158603 + 1414306) \cdot \cos 22^\circ = 218755 \text{ N}$$

$$\sigma = \frac{218755}{\pi \cdot 3500 \cdot 12,5} \left( 1 + \frac{4 \cdot 0,724}{3,5} \right) \implies \sigma = 3,0 \text{ N/mm}^2$$

5. Força de Atrito na J.E.:

$$P_p = \mu \cdot \pi \cdot d \cdot e \cdot p_i \quad \text{com } \mu = 0,25$$

$$e = 10 \text{ cm (gaxeta)}$$

$$p_i = 388472 \text{ N/mm}^2$$

$$P_p = 0,25 \cdot \pi \cdot 3,5 \cdot 0,1 \cdot 388472 = 106790 \text{ N}$$

$$\sigma_p = \frac{P_p}{A} = \frac{106790}{\pi \cdot 3500 \cdot 100} \implies \sigma = 0,1 \text{ N/mm}^2$$

6. Força devido à pressão interna da água:

$$P_e = \pi \cdot d \cdot \delta \cdot p_i = \pi \cdot 3,5 \cdot 0,0125 \cdot 388472 = 53390 \text{ N}$$

$$\sigma_e = p_i = 0,4 \text{ N/mm}^2$$

#### VERIFICAÇÃO DAS TENSÕES:

Aplicando o Método das Tensões Reduzidas Fictícias, estudadas no cap.VI deste trabalho, tem-se para cada um dos trechos considerados:

1) Trecho 1 a montante da J.E.:

$$\sigma_1 = 19,5 + 1,0 + 3,8 + 0,1 + 0,4 = 24,8 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_2 = \frac{p \cdot d}{2 \cdot \delta} = \frac{0,4 \cdot 500}{2 \cdot 9,5} = 74 \text{ N/mm}^2$$

$$p = 0,4 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{ax} = \sigma_1 - \frac{1}{m}(\sigma_2 + p) = 24,8 - 0,3(74 + 0,4)$$

$$\sigma_{ax} = 2,3 \text{ N/mm}^2 < \bar{\sigma} = 102,5 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{tn} = \sigma_2 - \frac{1}{m}(\sigma_1 + p) = 74 - 0,3(24,8 + 0,4)$$

$$\sigma_{tn} = 66,4 \text{ N/mm}^2 < \bar{\sigma} = 102,5 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{rd} = p - \frac{1}{m}(\sigma_1 + \sigma_2) = 0,4 - 0,3(24,8 + 74)$$

$$\sigma_{rd} = -29,5 \text{ N/mm}^2 < \bar{\sigma} = 102,5 \text{ N/mm}^2$$

2) Trecho 1 a jusante da J.E. :

$$\sigma_1 = 15,2 + 0,9 + 3,0 + 0,1 + 0,4 = 19,6 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_2 = \frac{p \cdot d}{2 \cdot s} = \frac{0,4 \cdot 3500}{2 \cdot 12,5} = 56 \text{ N/mm}^2$$

$$p = 0,4 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{ax} = 2,5 \text{ N/mm}^2 < \bar{\sigma} = 102,5 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{tn} = 50 \text{ N/mm}^2 < \bar{\sigma} = 102,5 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{rd} = -22,3 \text{ N/mm}^2 < \bar{\sigma} = 102,5 \text{ N/mm}^2$$

3) Trecho 2:

$$\sigma_1 = \sigma_t = 94,24 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_2 = \frac{p \cdot d}{2 \cdot s} = \frac{0,55 \cdot 3500}{2 \cdot 12,5} = 76,5 \text{ N/mm}^2$$

$$p = 0,55 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{ax} = 71 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{tn} = 47,8 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{rd} = -51,2 \text{ N/mm}^2$$

## 4) Trecho 3 :

$$\sigma_1 = 5,1 + 94,24 = 99,34 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_2 = \frac{p \cdot d}{2 \cdot s} = \frac{0,81 \cdot 3500}{2 \cdot 19,0} = 74,1 \text{ N/mm}^2$$

$$p = 0,81 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{ax} = 80,0 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{tn} = 42,6 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{rd} = -52,0 \text{ N/mm}^2$$

CASO II - CONDUTO VAZIO

Considerando agora o caso em que o conduto está vazio, ficando sujeito ao peso próprio e a variação de temperatura.

## 1. Tensão de Flexão:

Analogamente ao mencionado no CASO I, tem-se:

## 1a. Trecho 1 a montante da J.E.,

$$G_o = 120539 \text{ N}$$

$$\sigma = \frac{120539 \cdot 15000 \cdot \cos 22^\circ}{3 \cdot \pi \cdot 3500^2 \cdot 9,5} = 1,5 \text{ N/mm}^2$$

## 1b. Trecho 1 a jusante da J.E.

$$G_o = 158604 \text{ N}$$

$$\sigma = \frac{158604 \cdot 15000 \cdot \cos 22^\circ}{3 \cdot \pi \cdot 3500^2 \cdot 12,5} = 0,157 \text{ N/mm}^2$$

## 1c. Trecho 3

$$G_o = 160720 \text{ N}$$

$$\sigma = \frac{160720 \cdot 10000}{3 \cdot \pi \cdot 3500^2 \cdot 12,5} = 0,7 \text{ N/mm}^2$$

2. Tensões devido a  $\Delta t$ :

$$\sigma = 94,24 \text{ N/mm}^2$$

3. Força Axial devido ao Peso Próprio:

3a. Trecho 1 a montante da J.E.

$$G_o = \pi \cdot 76,93 \cdot 3,5 \cdot (8,14,7 + 9,5 \cdot 20) = 99470 + 160720$$

$$\sigma = \left( \frac{99470}{8} + \frac{160720}{9,5} \right) \cdot \frac{\text{sem}22^\circ}{\pi \cdot 3500} = 1,0 \text{ N/mm}^2$$

3b. Trecho 1 a jusante da J.E.

$$G_o = 317206 \text{ N}$$

$$\sigma = 0,86 \text{ N/mm}^2$$

4. Atrito nos Suportes:

4a. Trecho 1 a montante da J.E.

$$G_o = 117404 \text{ N}$$

$$\sigma = \frac{2,0,15 \cdot 117404}{104500} \left( 1 + \frac{4,0,724}{3,5} \right) \cos 22^\circ = 0,59 \text{ N/mm}^2$$

4b. Trecho 1 a jusante da J.E.

$$G_o = 158603 \text{ N}$$

$$\sigma = \frac{0,15 \cdot 158603}{\pi \cdot 3500 \cdot 12,5} \left( 1 + \frac{4,0,724}{3,5} \right) \cdot \cos 22^\circ = 0,3 \text{ N/mm}^2$$

5. Forças na J.E.:

Podem ser admitidas nulas, pois não há pressão interna devido à água.

VERIFICAÇÃO DAS TENSÕES

Analogamente ao feito no CASO I, tem-se:

1) Trecho 1 a montante da J.E.

$$\sigma_1 = 1,5 + 1,0 + 0,59 = 3,09 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_2 = p = 0$$

Portanto esta verificação que as tensões reduzidas serão

inferiores a tensão admissível de  $\bar{\sigma} = 102,5 \text{ N/mm}^2$

2) Trecho 1 a jusante da J.E.

$$\bar{\sigma}_1 = 1,57 + 0,7 + 0,3 = 2,57 \text{ N/mm}^2$$

$$\bar{\sigma}_2 = p = 0$$

3) Trecho 2

$$\bar{\sigma}_1 = 94,24 \text{ N/mm}^2$$

$$\bar{\sigma}_2 = p = 0$$

$$\bar{\sigma}_{ax} = \bar{\sigma}_1 = 94,24 \text{ N/mm}^2 < \bar{\sigma}$$

$$\bar{\sigma}_{tn} = \bar{\sigma}_{rd} = -28,6 \text{ N/mm}^2 < \bar{\sigma}$$

4) Trecho 3

$$\bar{\sigma}_1 = 94,24 + 0,7 = 94,94 \text{ N/mm}^2$$

$$\bar{\sigma}_2 = p = 0$$

$$\bar{\sigma}_{ax} = 94,94 \text{ N/mm}^2 < \bar{\sigma}$$

$$\bar{\sigma}_{tn} = \bar{\sigma}_{rd} = -28,8 \text{ N/mm}^2 < \bar{\sigma}$$

## 5. Cálculo do Bloco de Ancoragem:

O bloco de ancoragem pode ser calculado considerando-se as forças que agem no trecho a montante até a junta de expansão, e as forças que agem a jusante, até a casade força.

### 5a. Forças a Montante do Bloco de Ancoragem:

1. Peso próprio do conduto:

$$P'_o = G'_o \cdot \operatorname{sen} \beta_1$$

$$G'_o = \pi \cdot 76,93 \cdot 3,5 \cdot 12,5 \cdot 30 = 317206 \text{ N}$$

$$P'_o = 317206 \cdot \operatorname{sen} 22^\circ = 118827 \text{ N}$$

2. Atrito nos Suportes:

$$P'_f = \mu \cdot (G'_o + G'_w) \cdot \cos \beta_1$$

$$G'_o = \pi \cdot 76,93 \cdot 3,5 \cdot 12,5 \cdot 15 = 158603 \text{ N}$$

$$G'_w = \pi \cdot 2450 \cdot 3,5^2 \cdot 15 = 1414306 \text{ N}$$

$$P'_f = 0,15(158603 + 1414306) \cdot \cos 22^\circ = 218755 \text{ N}$$

3. Força de Atrito na Gaxeta da J.E.:

$$P'_p = \mu_1 \cdot \pi \cdot d \cdot e \cdot \gamma \cdot H' \quad \text{com:} \quad \mu_1 = 0,25$$

$$e = 10 \text{ cm}$$

$$H' = 39,64 \text{ m}$$

$$P'_p = 0,25 \cdot \pi \cdot 3,5 \cdot 0,1 \cdot 9800 \cdot 39,64 = 106134 \text{ N}$$

4. Pressão da água na J.E.:

$$P'_e = \pi \cdot d \cdot \delta \cdot \gamma \cdot H' = \pi \cdot 3,5 \cdot 0,0125 \cdot 39,64 \cdot 9800$$

$$P'_e = 53390 \text{ N}$$

5. Componente Axial da Pressão Hidrostática:

$$P_w' = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot \gamma \cdot H = \frac{\pi \cdot 3,5^2}{4} \cdot 9800 \cdot 6,8 = 6435709 \text{ N}$$

6. Atrito d'água na parede do conduto:

$$P_d' = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot \gamma \cdot \Delta H'$$

Esta força pode ser desprezada em face das demais, já que a perda de carga é pequena se comparada com a queda estática da usina.

7. Força de Impulso:

$$P_i' = \rho \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot v = 980 \cdot \frac{\pi \cdot 3,5^2}{4} \cdot 5,2 = 49000 \text{ N}$$

5b. Forças a Jusante do Bloco de Ancoragem:

1. Peso próprio do conduto:

$$P_o'' = 0 \quad (\text{trecho horizontal})$$

2. Atrito nos Suportes:

$$P_f'' = 0 \quad (\text{não há suportes})$$

3. Força de Atrito na Gaxeta:

$$P_p'' = 0 \quad (\text{não há J.E.})$$

4. Pressão da água na J.E.:

$$P_e'' = 0$$

5. Componente Axial da Pressão Hidrostática:

$$P_w'' = 6435709 \text{ N}$$

6. Atrito da água na parede do tubo:

$$P_d'' = 0 \quad (\text{pode ser desprezada})$$

7. Força de Impulso:

$$P_i'' = 49000 \text{ N}$$

A somatória das Forças de Montante que agem sobre o bloco de ancoragem é:

$$P_m = P'_o - P'_f - P'_p - P'_e - P'_w - P'_d - P'_i$$

$$P_m = 6921663 \text{ N}$$

A somatória das Forças de Jusante sobre o bloco de ancoragem é:

$$P_j = -P''_o - P''_f - P''_p - P''_e - P''_w - P''_d - P''_i$$

$$P_j = 6484709 \text{ N}$$

Com as forças de montante e de jusante, pode-se obter a força resultante devido ao escoamento ( $Z$ ). O esquema da fig. 8.5 ilustra o diagrama das forças:

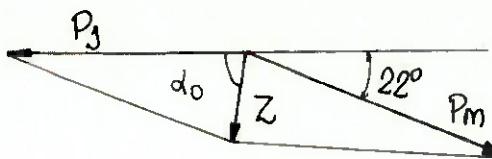


Fig. 8.5 - Força Resultante do Escoamento.

Da fig. obtém-se:

$$Z_H = P_j - P_m \cdot \cos 22^\circ = 67055 \text{ N}$$

$$Z_V = P_m \cdot \sin 22^\circ = 2592900 \text{ N}$$

Donde se obtém:

$$Z = 2593767 \text{ N} \quad \text{e } \alpha_0 = 88,5^\circ$$

A fig. 8.6 nos dá as dimensões estimadas para o bloco de ancoragem, que fornece as seguintes coordenadas para o C.G. do mesmo:

$$x_{CG} = \frac{\sum A_i \cdot x_i}{\sum A_i} = 3,3 \text{ m}$$

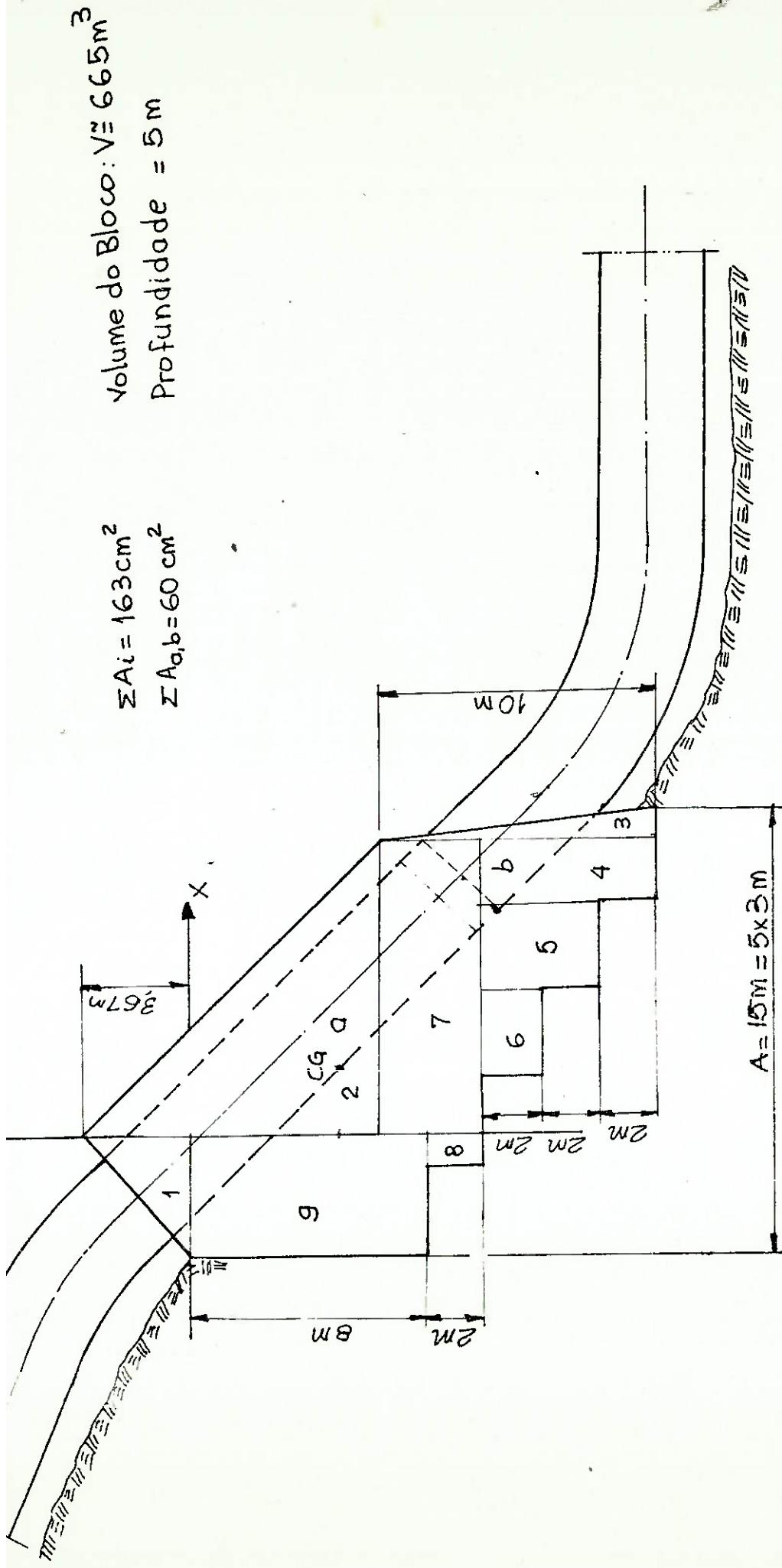


Fig. 8.6 - Dimensões do Bloco de Ancoragem

$$Y_{CG} = \frac{\sum A_i \cdot y_i}{\sum A_i} = -5 \text{ m}$$

O cálculo do C.G. foi feito considerando-se que este se encontra simétrico com relação à linha de centro do conduto. Descontou-se a massa que não é ocupada pelo concreto e sim pelo conduto.

De posse das coordenadas do C.G. e do peso do bloco ( $G_b = 1,274 \cdot 10^7 \text{ N}$ ) e da resultante Z dos esforços do escoamento do líquido, pode-se verificar as condições de estabilidade do bloco. A fig.8.7 ilustra a localização das forças com relação ao C.G.

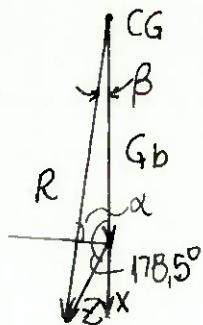


Fig.8.7 – Forças agindo no Bloco de Ancoragem.

Assim, obtém-se:

$$R = (G_b^2 + z^2 + 2 \cdot G_b \cdot z \cdot \cos 178,5^\circ)^{1/2} = 15333028 \text{ N}$$

$$\cos \beta = \frac{G_b + X}{R} \implies \beta = 0,25^\circ$$

$$\alpha = 90 - 0,25 = 89,75^\circ$$

Verificação do deslizamento do Bloco:

$$n = \mu \cdot \operatorname{tg} \alpha = 0,6 \cdot \operatorname{tg} 89,75^\circ = 137 > 1,5$$

Verificação do tombamento:

$$X = (A - 4) - [x_{CG} + (14 - 5) \cdot \operatorname{tg} \alpha]$$

$$A = 15 \text{ m} \quad \beta = 0,25^\circ$$

$$X = 7,7 \text{ m} > A/3 = 5 \text{ m}$$

## 6. Verificação do Tombamento do Suporte:

O caso crítico de solicitação dos suportes é no trecho 1 a montante da J.E., onde a força no suporte devido ao atrito é a maior:

$$F = 0,15( .76,93.12,5.3,5.15 - 2450. .3,5^2.15)\cos22^\circ$$

$$F = 212059 \text{ N}$$

A fig.8.8 mostra o suporte e as forças que nele atuam:

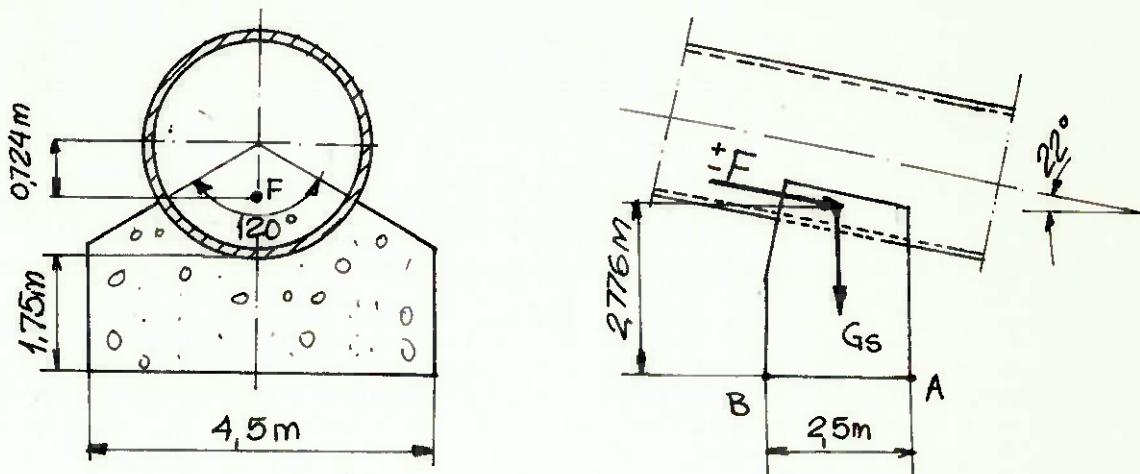


Fig.8.8 - Suporte tipo sela

Verificação do tombamento com relação ao ponto A ( força no suporte em direção à casa de força):

$$M_A = F \cdot \cos 22^\circ \cdot b - (F \cdot \sin 22^\circ - G_s) \cdot c$$

$$M_A = 212059 \cdot \cos 22^\circ \cdot 2,776 - (212059 \cdot \sin 22^\circ - 60000) \cdot 1,25$$

$$M_A = -274380 \text{ N.m} \text{ (a favor da segurança)}$$

Verificação do tombamento com relação ao Ponto B (força no suporte em direção à tomada d'água):

$$M_B = (212059 \cdot \cos 22^\circ \cdot 2,776 - 212059 \cdot \sin 22^\circ \cdot 1,25) - 60000 \cdot 1,25$$

$$M_B = -69521 \text{ N.m} \text{ (a favor da segurança)}$$

## SISTEMATIZAÇÃO DO CÁLCULO DO CONDUTO FORÇADO:

Dados do Aproveitamento:

Vazão ( $Q$ ), Queda Estática ( $H_o$ )

Conduto Exposto ou Enterrado

Condições do Terreno

Número de condutos

Cálculo do Diâmetro Econômico - Diag. Pág. 8

e Velocidade do Escoamento

$$v = \frac{4.Q}{\pi d^2}$$

Obtenção das Linhas de Presões Máxima e Mínima

Eq. 4.20, 4.21 e 4.23 (Cap.I)

adotar tempo de fechamento lento

Dimensionamento da Espessura de Parede conduto

Eq. 6.4 (Cap.VI)

Variar a espessura da parede com o desnível da secção considerada.

Cálculo das tensões longitudinais através das

eq. 6.12 a 6.31 do Cap.VI

Cálculo do Bloco de Ancoragem aplicando-se as

eq. 4.1 a 4.18 do Cap.IV

Cálculo da Estabilidade dos Suportes através da análise do momento de tombamento com relação aos pontos extremos do suporte.

Dimensionamento das Juntas de Expansão através

da ASME - Pressure Vessel Code - Section VIII

ANEXO I - Análise dos Transientes segundo fabricantes  
japoneses

Os fabricantes japoneses utilizam um procedimento diferente daquele descrito no item 4 do cap.I deste trabalho, para a obtenção das linhas de pressões máximas e mínimas resultantes do golpe de Ariete.

A pressão hidrostática é a diferença de níveis da linha de centro da turbina até a superfície livre da represa. O aumento de pressão criado pelo golpe de Ariete depende bastante da eficiência da Chaminé de equilíbrio, do elemento / que provoca o fechamento da máquina, do elemento sensor, etc. O máximo aumento de pressão se verifica no centro do elemento de fechamento (palhetas diretrizes, no caso de turbinas Francis e válvula de agulha ou bico injetor, nas turbinas Pelton) e diminui para as secções de montante, dissipando-se no reservatório.

A taxa de decréscimo do golpe de Ariete ao longo do comprimento do duto pode ser tomado como proporcional a seu comprimento. O máximo valor para cada ponto pode ser obtido adicionando-se a pressão do golpe de Ariete ao valor da pressão na chaminé de equilíbrio. O cálculo do aumento de pressão do golpe é feito através das seguintes expressões:

$$\rho = \frac{a \cdot v}{2 \cdot g \cdot H_0} \quad (\text{Número de Allievi})$$

$$\theta = \frac{a \cdot T}{2 \cdot L}$$

$$n = \frac{\rho}{\theta}$$

onde:

$H_0$  - queda estática da usina ( m.c.a )

L - comprimento do conduto ( m )

v - velocidade do escoamento ( m/s )

T - tempo de fechamento do elemento de fechamento

a - celeridade da onda de pressão ( m/s )

h - aumento de pressão devido ao golpe de Ariete

g - aceleração da gravidade ( m/s<sup>2</sup> )

CASO I :  $\rho > 1$

$$\text{a. } \frac{h}{H_0} \leqslant 0,50 \implies \frac{h}{H_0} = \frac{n}{2} \left( n + \sqrt{n^2 + 4} \right) \quad (1)$$

$$\text{b. } \frac{h}{H_0} < 0,50 \implies \frac{h}{H_0} = \frac{2 \cdot n}{2 - n} \quad (2)$$

$$\text{c. } \frac{h}{H_0} = 0,30 \implies \frac{h}{H_0} \approx 1,10 \cdot n \quad (3)$$

CASO II :  $\rho < 1$

$$\frac{h}{H_0} = \frac{2 \cdot n}{1 + n \cdot (e - 1)} \quad (4)$$

A eq. (1) é conhecida como fórmula de Allievi e a eq (2) como fórmula de Sparre. O conjunto de equações (2) e (4) são conhecidas como fórmulas de Calame-Gaden.

Essas condições indicadas nos casos I e II podem ser melhor estudadas no livro: Ono's Design and Laying of Embedded Penstocks, Text of Lectures at 9th Power Generation and Hydraulics, Fev. 1967.

Para turbinas Francis, uma outra expressão experimental foi proposta e pode ser usada para qualquer um dos casos mencionados acima:

$$\frac{h}{H_0} = \left( \frac{0,75}{e^{3/2}} + 1,25 \right) \cdot n \quad (5)$$

A obtenção do aumento de pressão devido ao golpe de Ariete é feito por:

$$\frac{h}{H_0} = \frac{2 \cdot \zeta}{1 - \zeta + \frac{1}{\rho}} \quad (6)$$

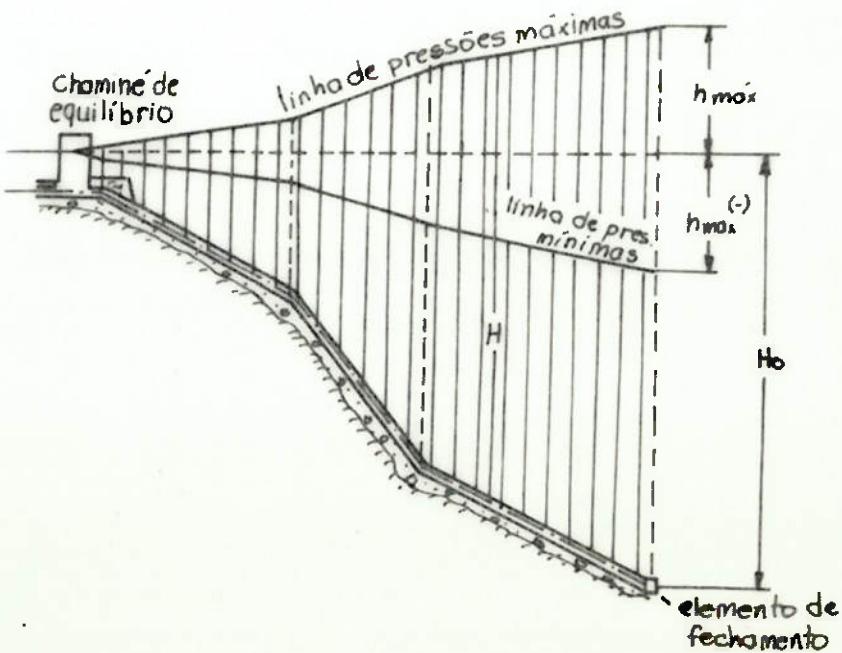
com  $\zeta = t/T$ , onde  $t$  é a diferença entre o instante em que as palhetas diretrizes começam a fechamento e o elemento sensor de pressão inicia a operação (em s).

Neste caso, o aumento de pressão tende assintoticamente até uma posição ( $L - a \cdot t/2$ ) da turbina. Os cálculos devem ser feitos graficamente, por iteração ou por computação nos seguintes casos:

- a) em conduto bifurcado, quando o ponto de bifurcação é distante, com relação ao comprimento do conduto, da turbina;
- b) no caso de chaminés de equilíbrio diferenciais, onde o nível da água aumenta rapidamente (as equações de (1) a (6) podem ser usadas em alguns casos);
- c) no caso de turbinas que também operaram como bombas.

Na prática, recomenda-se adotar um valor 20% maior que o calculado no projeto, devido as características da turbina. Para turbinas Pelton, geralmente, um valor mínimo de 10% da pressão estática é tomado para a pressão de golpe de Ariete.

A figura abaixo mostra, esquematicamente, o traçado / das linhas de pressões máximas e mínimas.



## ANEXO II - Perda de Carga em Condutos

A fabricação de um conduto forçado deve ser cuidadosa, de modo a garantir que as perdas de carga sejam mínimas. Abaixo são calculadas as perdas de carga em estreitamento ou alargamento de secção transversal do conduto e nos tipos mais comuns de válvulas de interrupção de fluxo.

### 1. Perda de Carga devido ao atrito ( $h_f$ )

Essa é a perda de carga distribuída, que pode ser calculada pela fórmula de Darcy:

$$h_f = f \cdot \frac{L v^2}{D \cdot g}$$

onde:  $f$  - coeficiente de perda de carga, que pode ser obtido do diagrama de Moody;

$D$  - diâmetro hidráulico do duto

$v$  - velocidade do escoamento

$L$  - comprimento do conduto

$g$  - aceleração da gravidade.

### 2. Perda de carga devido ao estreitamento de secção:

O Diagrama 1 fornece o valor do coeficiente de perda de carga para estreitamento de secção  $f_g$  em função do ângulo da redução de secção  $\theta$ . A perda de carga é calculada por:

$$h_g = f_g \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g}$$

onde  $v$  é a velocidade após o estreitamento.

### 3. Perda de carga devido a alargamento de secção:

O Diagrama 2 fornece o valor do coeficiente de perda de carga  $f_{ga}$  em função do ângulo  $\theta$  do alargamento. A perda de carga é então obtida de :

$$h_{ga} = f_{ga} \cdot \frac{(v_1 - v_2)^2}{2 \cdot g}$$

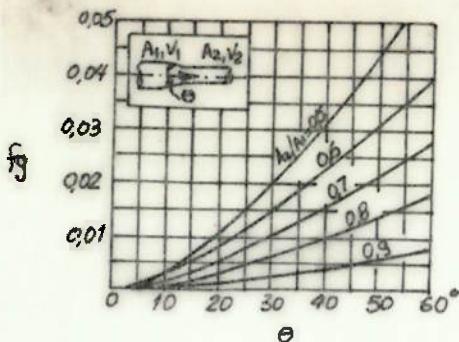


Diagrama 1

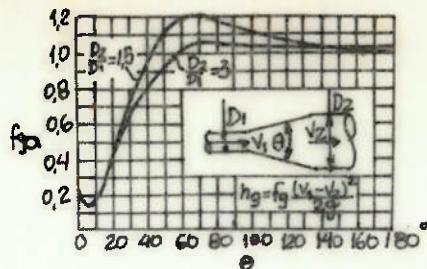


Diagrama 2

#### 4. Perda de Carga em Válvulas:

As fig. 1,2 e 3 mostram os três tipos mais comuns de válvulas utilizadas em tubulações adutoras para turbinas. A Tab.I dá para cada um destes tipos o valor do coeficiente de perda de carga, em função da posição do elemento vedante. A perda de carga é então calculada por:

$$h_v = f_v \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g}$$

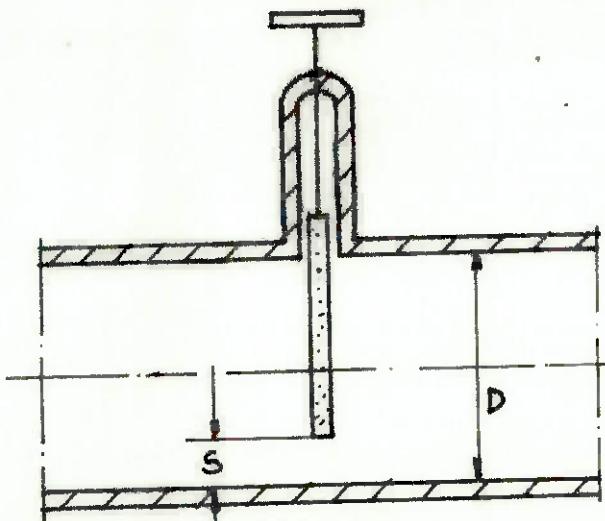


Fig.1 - Válvula Gaveta

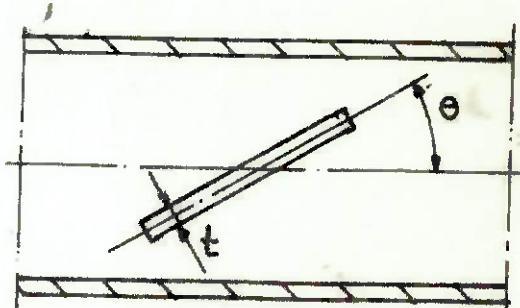


Fig.2 - Válvula Borboleta

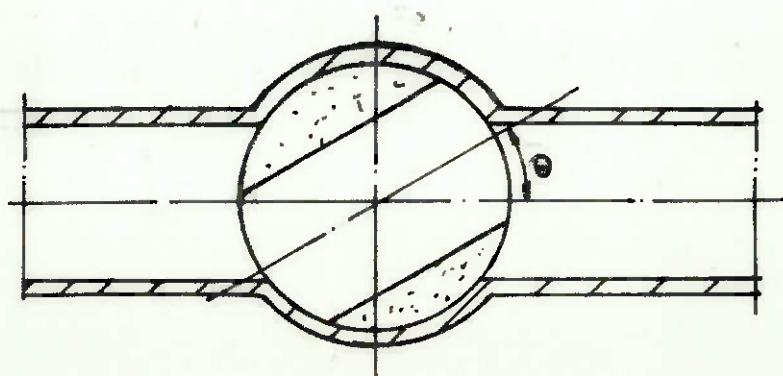


Fig.3 - Válvula Esférica

TABELA I : Coeficientes de perda de carga ( $f_v$ )

Válvula	S/D	0/8	2/8	4/8	6/8	8/8
Gaveta	$f_v$	$\infty$	170	2,06	0,26	0
Borboleta	$C^o$ $f_v$	90 $\infty$	70 750	50 32,6	30 3,91	0 $t/D$
Esférica	$C^o$ $f_v$	80 $\infty$	60 206	40 17,3	20 1,56	0

BIBLIOGRAFIA:

MOSONYI, Emil - Water Power Development - Vol.2  
Akadémiai Kiadó - Budapest, 1965

BUREAU OF RECLAMATION - Report on Welded Steel  
Penstocks

BUREAU OF RECLAMATION - Structural Behavior Mea-  
surements for Penstocks wrought concrete dams -  
April 1968

SCHREIBER, Gerhard Paul - Usinas Hidrelétricas  
Editora Edgard Blucher Ltda, 1977

CECT (Comite Europeen de la Chaudronnerie et de la  
tolerie. Dezembro 1967

PARMAKIAN, John - Waterhammer Analysis  
Dover Publications, Inc - New York

THE WATERGATE & PENSTOCK ASSOCIATION  
Toranomon Jitsugyokaikan 8, Shiba. Tokyo. Japan

ASME - Pressure Vessel Code - Section VIII