

Sys. 1840748

ESCOLA POLITÉCNICA DA UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO

DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

TRABALHO DE FORMAÇÃO

PROJETO, EXECUÇÃO E MONTAGEM DA CAIXA ESPIRAL E
PRÉ DISTRIBUIDOR DE UMA TURBINA DE REAÇÃO

AUTOR: LUIZ ANTÔNIO DE SOUZA

ORIENTADOR: PROF. DR. EDMUNDO KOELLE

1980

A meus pais e irmãos
que sempre me incentivaram
durante todos estes anos
de estudo.

Agradecimentos

ao Prof. Dr. Edmundo Koelle pela orientação concedida a este trabalho e cuja atenção dedicada ao magistério me tem servido de exemplo;

aos engenheiros Lacher, Silveira e Beppler, de Voith S.A. Máquinas e Equipamentos, cujas informações técnicas fornecidas foram muito úteis para a realização deste trabalho.

ÍNDICE

Capítulo 1 - INTRODUÇÃO	1
1.1 - Generalidades	1
1.2 - Escolha do tipo de coletor	3
Capítulo 2 - CAIXA ESPIRAL	23
2.1 - Generalidades	23
2.2 - Dimensionamento hidráulico	25
2.2.1- Dimensionamento hidráulico de caixa espiral com seção transversal em forma de T	27
2.2.2- Dimensionamento hidráulico de caixa espiral com seção transversal circular	29
2.2.3- Dimensionamento hidráulico de caixa espiral de seção transversal circular consi- derando-se perda de carga constante por unidade de comprimento	31
2.2.4- Considerações complementa- res	32
2.3 - Dimensionamento estrutural	35
2.3.1- Tensões devidas à pressão interna	37
2.3.2- Tensões nas juntas de união entre duas virolas de espes- suras distintas	40
2.3.3- Tensões nas juntas de união entre as virolas do caracol e o pré-distribuidor, admi- tido estrutura rígida inde- formável	41

2.3.4- Tensões nas juntas entre o caracol e o pré distribuidor, admitido como estrutura deformável	44
Capítulo 3 - PRÉ-DISTRIBUIDOR	55
3.1 - Generalidades	55
3.2 - Dimensionamento hidráulico	57
3.3 - Dimensionamento estrutural	61
Capítulo 4 - FABRICAÇÃO, MONTAGEM E TESTE	70
4.1 - Generalidades	70
4.2 - Materiais	71
4.3 - Fabricação	74
4.4 - Montagem	82
4.5 - Teste de pressão	84
4.6 - Concretagem	88
BIBLIOGRAFIA	92
ANEXO I - Dimensionamento estrutural da caixa espiral segundo ASME - Pressure Vessel Code Section VIII	93
ANEXO II - Detalhes complementares de projeto para inspeção, montagem e teste de caixas espirais	97
ANEXO III- Exemplo prático: Projeto de uma caixa espiral e pré-distribuidor	102
ANEXO IV - Sistematização dos cálculos	125

1 - INTRODUÇÃO

1.1 - Generalidades

O sistema de alimentação das turbinas de reação pode ser executado de diversas formas diferentes, quer apenas sob seu aspecto, quer sob seu projeto. Este sistema normalmente comporta três partes distintas, embora unidas mecanicamente e de funcionamento interdependente. São elas: coletor de água à montante da turbina, anel de entrada (conhecido como pré-distribuidor), contendo aletas fixas pré-orientadoras do escoamento (também conhecidas como travessas por sua finalidade estrutural) e, finalmente o distribuidor de aletas móveis, encarregado de controlar, abrindo ou fechando as aletas através do mecanismo regulador, a vazão de água através da turbina e, consequentemente a carga da turbina.

A associação destas três partes é quase constante em se tratando de turbinas de reação, podendo-se todavia, encontrar algumas variações. Existem casos mesmo de supressão de um dos três componentes. Neste caso porém, os dois elementos restantes devem garantir boa eficiência ou um outro componente da turbina lhe deve substituir em efeito (por exemplo, alguns grupos bulbo -

ou algumas turbinas Kaplan clássicas dispensam o uso do distribuidor de aletas móveis, porém, neste caso, as pás do rotor, sendo reguláveis, podem garantir um bom rendimento).

A função do anel de entrada (pré-distribuidor e do distribuidor de aletas móveis é dar ao fluxo fluido a componente tangencial da velocidade absoluta necessária para assegurar a transformação de energia da melhor forma possível, ou seja, com máxima eficiência e segurança do equipamento.

Quando a queda disponível é pequena, inferior a 4 ou 6 metros, a turbina pode ser disposta dentro de um canal de escoamento, aberto ou fechado, onde é feito então o aproveitamento da queda, como ilustram as figuras (1.1-a) e (1.1-b).

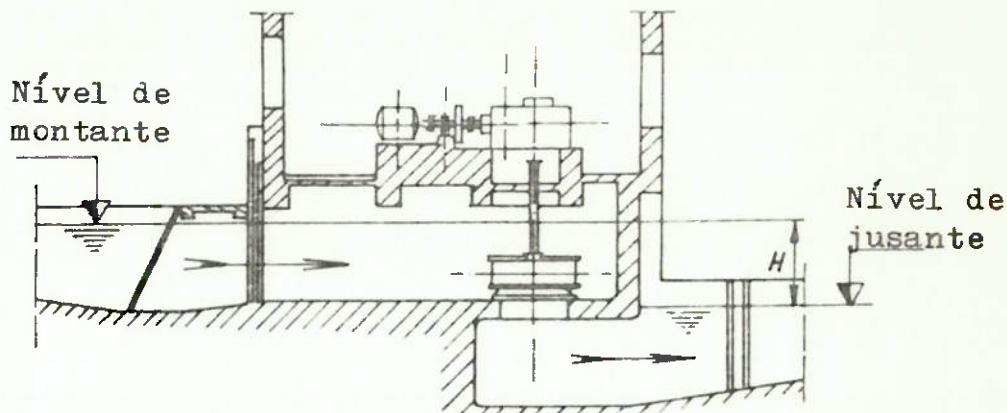


Fig.(1.1-a) Turbina de eixo vertical em canal fechado.

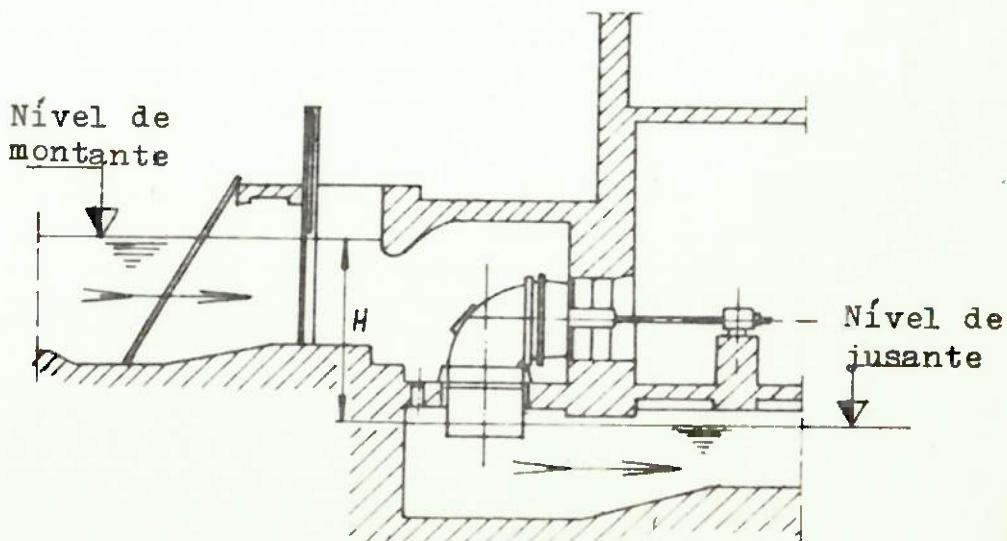


Fig.(1.1-b) Turbina de eixo horizontal, canal fechado.

O aproveitamento em canal é feito com pequenas turbinas, com rotores de até cerca de 1200mm de diâmetro.

1.2- Escolha do tipo de coletor

O tipo de coletor depende do tamanho da turbina e da pressão da água admitida, ou seja, da queda disponível no aproveitamento.

A figura (1.2) mostra o campo de aplicação de vários tipos de coletores, segundo a potência da turbina (P) em quilowatts (Kw) e a queda disponível (H) em metros.

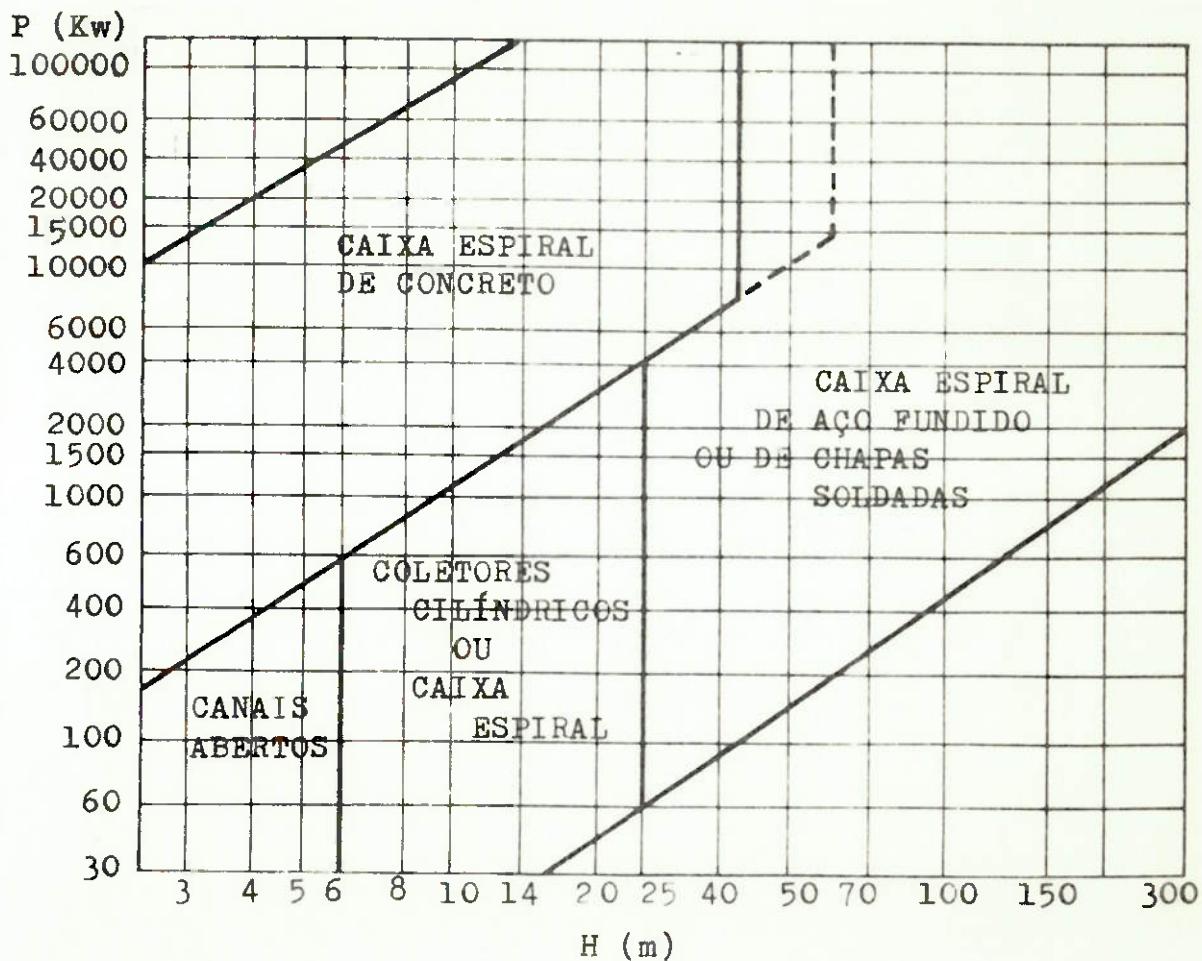


Fig.(1.2)- Campo de aplicação de alguns tipos de coletores

Para obter características hidráulicas favoráveis, são necessários coletores relativamente grandes de modo que a água não atinja velocidades superiores a 6 m/s. A largura (B) do coletor (no plano normal à linha-de centro da turbina) não deve ser inferior a três vezes o diâmetro do rotor.

$$B \geq 3 B_1$$

Para altas quedas, as dimensões dos canais abertos resultam tão grandes que coletores cilíndricos ou em forma de caracol são preferíveis.

Coletores cilíndricos de aço com a seção-de entrada da água frontal são usados para turbinas com rotor de diâmetro entre 0,5 e 1,0m e quedas compreendidas entre 5,5 a 25m.

O tipo mais comum de coletor é o tipo caracol (figura (1.3))

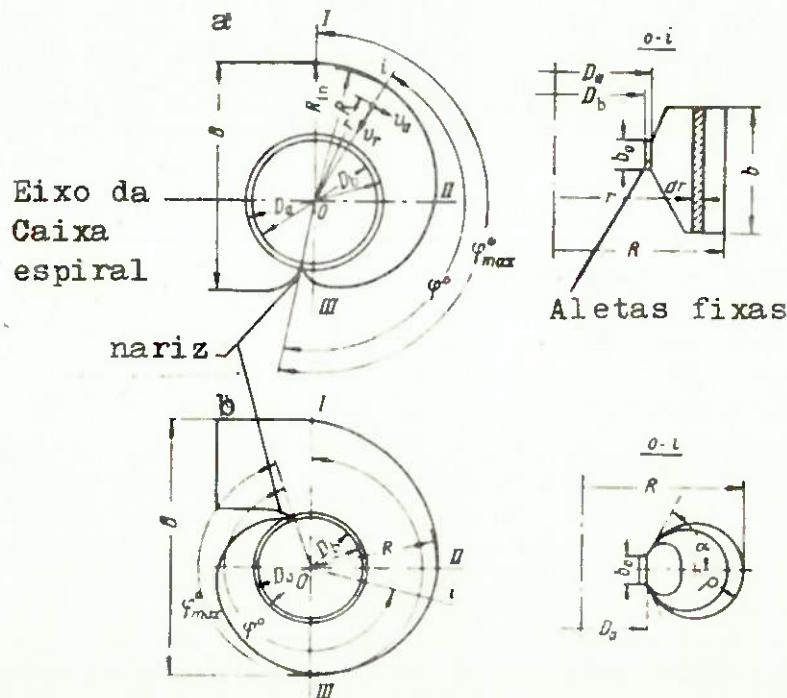


Fig.(1.3) a- Caixa espiral com seção em T
b- Caixa espiral com seção circular.

As áreas das seções transversais tomadas - num semi-plano radial vão decrescendo uniformemente da seção de entrada até a ponta (nariz) da espiral. O anel pré-distribuidor, que alimenta a turbina fica alojado dentro da caixa espiral contendo em seu espaço anular o distribuidor. O anel pré-distribuidor pode ser constituído tanto por um espaço vazio com colunas que orientam o fluxo - (aletas fixas) quanto por uma peça formada por dois anéis (superior e inferior) unidos através das aletas fixas. Nas caixas espirais de concreto o anel pré-distribuidor transmite a carga do teto da espiral para a fundação da casa de força. O pré-distribuidor nas caixas espirais de metal sustenta continuamente toda a carga da turbina em operação.

A localização da caixa espiral pode não ser próxima à tomada d'água à montante da barragem. Neste caso, existe um conduto forçado de adução unindo a tomada de água à caixa espiral. Na tomada d'água geralmente se localiza um sistema de isolamento que pode ser através de comportas ou stop-logs inseridos em ranhuras apropriadas que vedam a passagem da água, permitindo a drenagem do conduto e da caixa espiral para eventual inspeção e manutenção. A figura (1.4) ilustra o acima descrito.

A caixa espiral garante uma boa alimentação da turbina com dimensões bastante reduzidas. Nas caixas bem projetadas, as perdas são bastante pequenas se comparadas com as dos canais abertos e coletores cilíndricos, pois permite que muitos componentes da turbina fiquem localizados fora do fluxo d'água.

Como já foi mencionado, as caixas espirais podem ser construídas em concreto ou aço, conforme a queda bruta disponível e a vazão necessária. Caixas em concreto com seção transversal em forma de T são usadas até no máximo 40 metros de queda, enquanto que para quedas maiores

ores (à partir de 30m) são utilizadas caixas em aço (de chapas soldadas ou aço fundido).

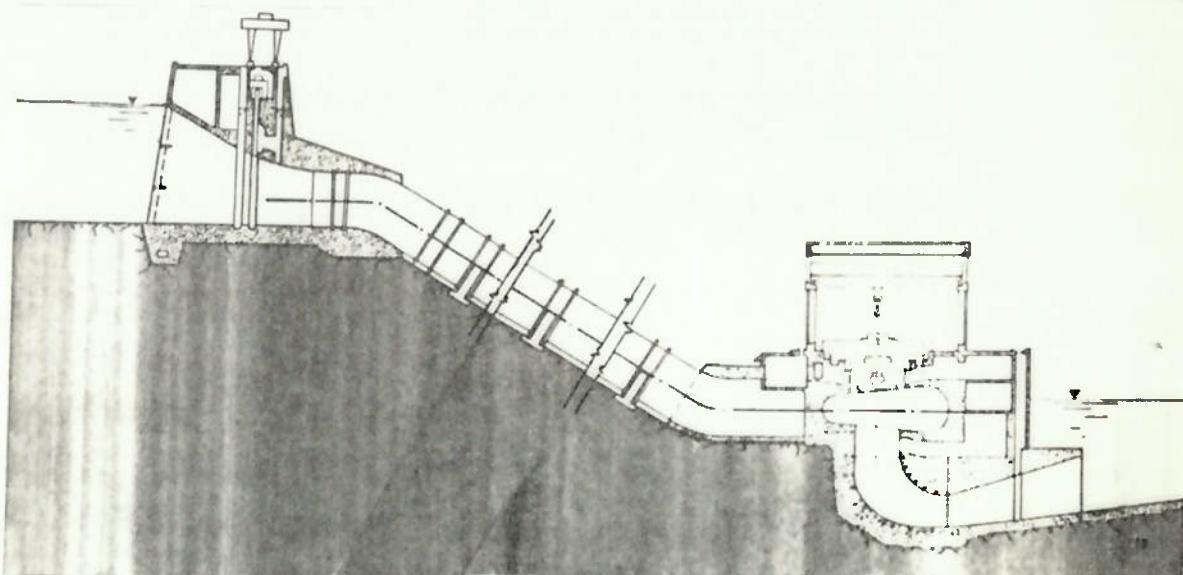


Fig.(1.4) - Corte de uma usina hidrelétrica típica com tubulação de adução exposta (Estreito-BR).

Caixas espirais tipo sifão são usadas somente em caso de quedas muito pequenas. Neste tipo de aplicação é sempre admissível o uso de grandes turbinas abaixo do nível de montante, sem necessidade de grandes escavações. O teto das caixas deste tipo ficam acima do nível de montante e o sifão deve ser preenchido com água através de um ejetor ou uma bomba de vácuo. As figuras (1.5) e (1.1-b) mostram esquematicamente o tipo descrito acima.

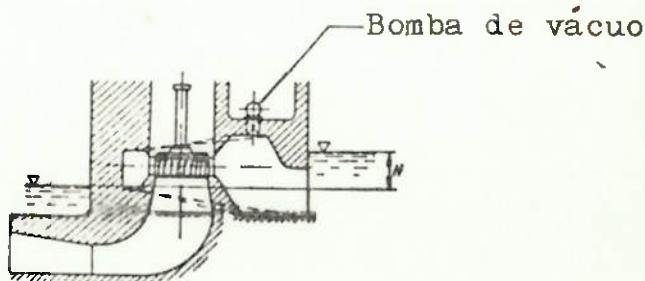


Fig. (1.5) - Esquema de caixa espiral tipo sifão.

Para permitir um bom funcionamento do sifão, o vácuo (pressão negativa) no ponto mais alto, acima do rotor, deve ser inferior a 7mca.

Em certos tipos de caixas-sifão que desenvolvem vácuo considerável, o fluxo de alimentação da turbina pode ser interrompido pela admissão de ar.

A dimensão (B) da caixa espiral, indicada na figura (1.3) depende do ângulo de envolvimento (também chamado "ângulo de nariz"), ϕ_{\max} , da espiral e da área da seção de entrada que, por sua vez depende da velocidade da água adotada (V_c) para a admissão e para a descarga.

A figura (1.3) mostra os desenhos de dois tipos de caixas espirais com diferentes seções transversais, indicando o ângulo de nariz. Caracóis metálicos de seção circular em aço, para turbinas de médias e altas quedas têm comumente o ângulo de envolvimento $\phi_{\max} = 360^\circ$ (pode-se adotar ângulos menores, porém, sempre maiores que 345°). Turbinas de baixas quedas com caracol de concreto têm o ângulo de envolvimento da ordem de $\phi_{\max} \approx 180^\circ$ ou menos, na maioria das vezes.

Um ângulo de envolvimento muito grande requer um aumento na largura total (B) e consequentemente, maior espaço para instalação da turbina na obra civil.

A largura (B) é a soma do diâmetro D_a do pré-distribuidor com as dimensões da caixa espiral no plano perpendicular ao eixo da turbina, na seção I-III (figura (1.3)). É evidente que as descargas através da seção I-III e, consequentemente, suas dimensões diminuem com a diminuição do ângulo ϕ .

O desenho da seção transversal do caracol também afeta a magnitude da cota B. Isto é ilustrado para seção circular e em forma de T na figura (1.6).

A seção circular tem um raio de entrada (R) grande, enquanto que na seção em T o raio é menor uma vez

que esta pode ser estreita e alongada no plano vertical, tanto para cima quanto para baixo.

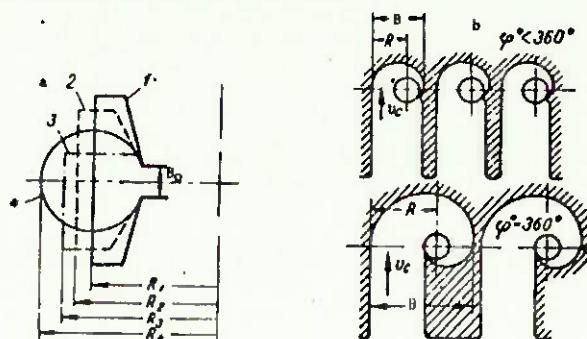


Fig.(1.6) - Comparação entre as maiores dimensões das caixas espirais:-

- a) para diferentes seções (circular e em T)
- b) para diferentes ângulos de nariz.

Algumas formas alternativas de seções em T comumente usadas são mostradas na figura (1.7). Com relação à linha média do distribuidor, as seções podem ser simétricas (a) ou assimétricas (b,c,d). A relação entre as dimensões m e n depende do projeto da fundação da casa de força e da localização dos equipamentos da turbina.

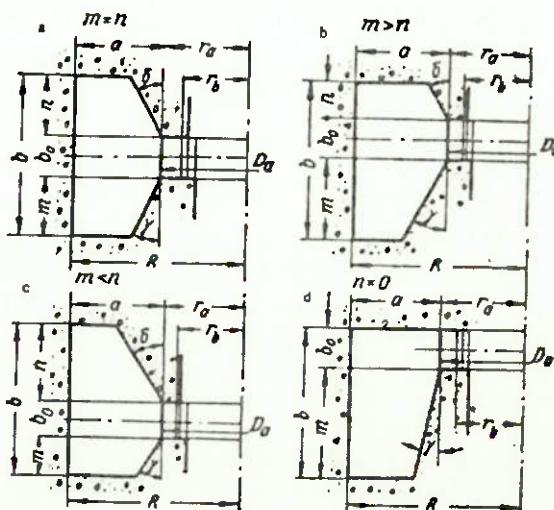


Fig.(1.7) - Variações possíveis para seção T de caixas espirais em concreto.

Todas as seções apresentadas na figura(1.7) são hidráulicamente equivalentes. A seção de teto plano(d) é mais conveniente para a instalação dos equipamentos da turbina pois facilita a localização de passagens de acesso, a instalação dos equipamentos auxiliares e as tubulações necessárias. Todavia, como este tipo de coletor possui sua cota inferior relativamente baixa, a distância entre o piso do caracol e o teto do difusor horizontal (seção alargada) do tubo de sucção torna-se insuficiente.

Já a seção alongada superiormente, assimétrica, dificulta o lay-out da instalação dos equipamentos deixando mais espaço livre entre a caixa espiral e o tubo de sucção. Este espaço pode ser utilizado para a localização das galerias para descarga de fundo da barragem e tubulações de drenagem da casa de força.

Na seleção das dimensões da seção de entrada da caixa espiral, especialmente para $m=0$ ou $n=0$, deve-se tomar cuidado para que os espaços acima e abaixo do coletor não resultem insuficientes para as demais instalações. As seguintes proporções entre a e b, resultado da experiência prática, podem ser utilizadas como referência (figura (1.7)):

$$\text{para } n=0 \text{ ou } m=0 \dots \frac{b}{a} = 1,5 \text{ a } 1,8$$

$$\text{para } n>0 \text{ ou } m>0 \dots \frac{b}{a} = \frac{m+n+b_0}{a} = 1,5 \text{ a } 2,0$$

As relações maiores entre b e a são empregadas quando é imperativo uma menor dimensão da largura total B.

Os seguintes valores para os ângulos da conicidade do caracol são recomendados por N.N.Kovalev:

$$\delta = 20^\circ \text{ a } 35^\circ$$

$$\delta = 20^\circ \text{ a } 35^\circ \text{ para } m \leq n$$

$$\delta = 10^\circ \text{ a } 20^\circ \text{ para } m > n$$

$$\gamma = 10^\circ \text{ a } 15^\circ \text{ se } n=0$$

Os diâmetros D_a e D_b dos círculos formados pelos bordos de entrada e de fuga das aletas fixas (figuras (1.3) e (1.7)) dependem do diâmetro do rotor (D_1).

A tabela (1) dá os valores destes diâmetros em função do diâmetro D_1 (para maiores esclarecimentos, consultar bibliografia).

TABELA (1)

Diâmetros D_a e D_b como função de D_1 para turbinas padrão.

D_1 (mm)	1200	1400	1600	1800	2000	2250	2500	2750
D_b (mm)	1750	2000	2250	2500	2750	3100	3400	3750
D_a (mm)	2060	2410	2700	3000	3340	3700	4100	4400
D_1 (mm)	3300	3700	4100	4500	5000	5500	6000	6600
D_b (mm)	4500	5000	5500	6050	6700	7350	8050	8800
D_a (mm)	5300	5800	6400	7000	7900	8600	9450	10400
D_1 (mm)	7200	8000	9000					
D_b (mm)	9600	10700	12000					
D_a (mm)	12000	12500	14000					

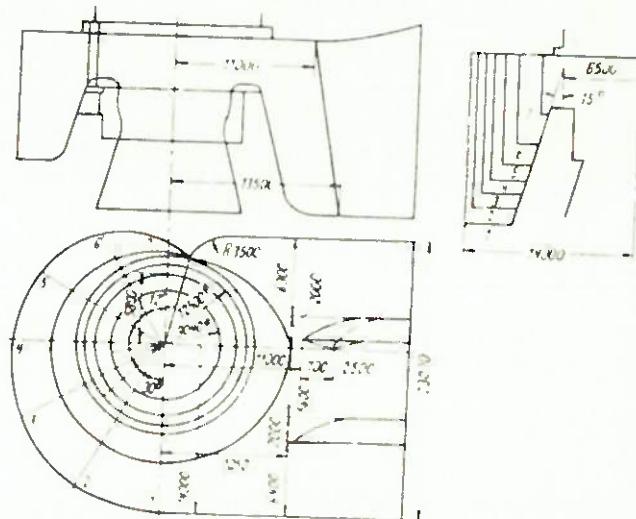
Seções retangulares e em forma de T para - grandes espirais em concreto são preferíveis às seções circulares, devido à facilidade construtiva. Nos tipos citados acima, é comum fazer-se os cantos da seção arredondados, conferindo à caixa melhores características hidrodinâmicas.

As caixas espirais em concreto comportam - muitas vezes um anel pré-distribuidor metálico em construção fundida ou soldada, ancorado no concreto, responsável pela maior perda de carga da instalação.

O número de caixas espirais a serem utili-

zados na usina (número de unidades geradoras) e o espaço-disponível para construção da casa de força são fatores - que influem no sentido de diminuir as dimensões da caixa espiral.

O lay-out esquemático de uma caixa espiral para as turbinas da usina de Uglich (URSS) pode ser visto na figura (1.8). O ângulo de envolvimento $\phi = 192^\circ$. A seção transversal é em forma de T e o teto é plano. Duas colunas de 2m de espessura reduzem a área da seção de entrada do coletor. As distâncias dos bordos de fuga destes pilares até o centro do rotor são 10.500 e 11000mm e são determinadas de modo a deixarem espaço suficiente para que haja estabilização do fluxo na entrada do caracol. Com este mesmo propósito, o bordo de fuga destes pilares têm a mesma inclinação da geratriz do cone central da caixa espiral.



tro passando pelo centro do poço da turbina. Foi adotado-
um ângulo de envolvimento $\phi = 135^\circ$ ao invés de 180° (mais
comum) e o piso da caixa espiral se eleva gradualmente -
até o anel inferior do pré-distribuidor. Um só pilar di-
vi de neste caso a seção de entrada.

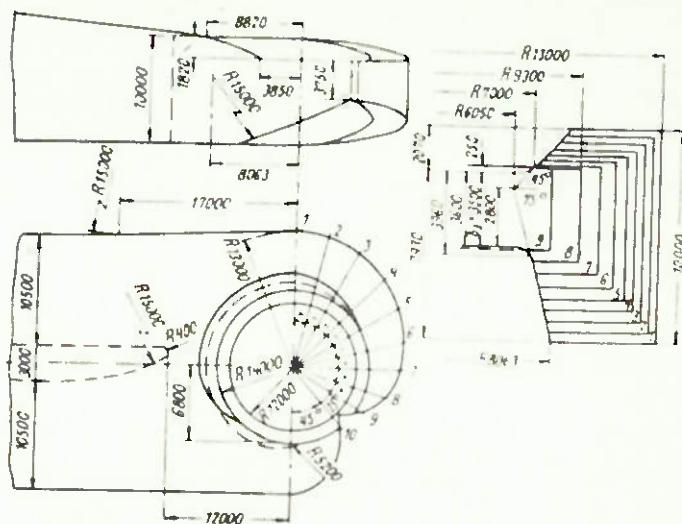


Fig. (1.9) - Caixa espiral das turbinas
da usina hidrelétrica de Volga (URSS).

A forma da caixa espiral determina tanto a forma (perfil) das aletas fixas como a carga que atuará - sobre as mesmas. Desta forma, o projeto do pré-distribuidor deve ser feito em conjunto com a caixa espiral, embora a análise no presente trabalho seja feita separadamente.

Caixas espirais com seção circular, para - médias quedas, são fabricadas de chapas de aço soldadas entre si e ao pré-distribuidor ou a este eventualmente rebatidas.

Com os progressos no desenvolvimento das técnicas de soldagem os construtores têm sido levados a optar por este tipo de confecção, evitando ao máximo o uso de elementos de união (figura (1.10)). A fabricação inteiramente soldada possibilita a utilização de paredes -

mais delgadas em vista das outras formas construtivas para caixas pequenas e médias, sendo o processo mais fácil para grandes dimensões. A figura (1.11) ilustra bem este fato.

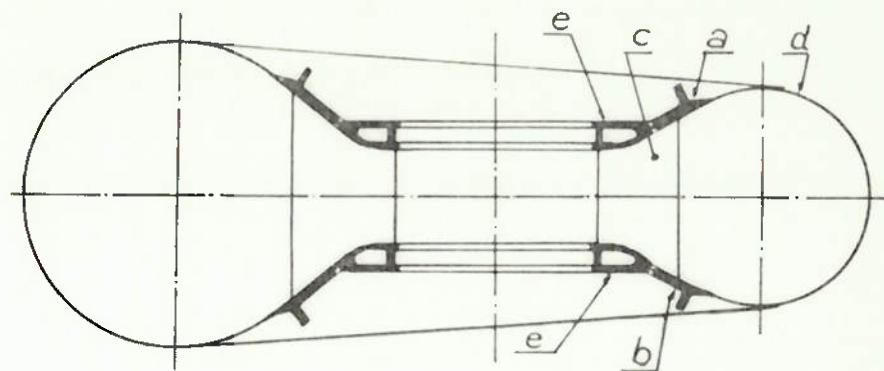


Fig.(1.10-a) - Caixa espiral soldada típica

- a) Anel superior do pré-distribuidor
- b) Anel inferior do pré-distribuidor
- c) Aletas fixas (travessas) do pré-distribuidor
- d) Virola da caixa espiral
- e) Anel de reforço da estrutura do pré-distribuidor.

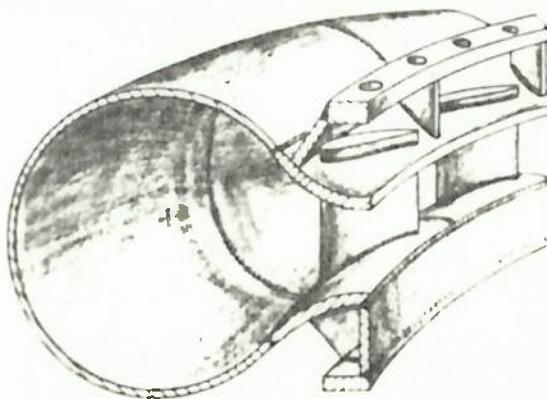


Fig.(1.10-b) - Detalhe em corte de uma caixa espiral soldada.

Na figura (1.12) temos um desenho esquemático de caixa espiral constituída de virolas soldadas com as dimensões das seções indicadas na tabela (2). Na figura - (1.13) aparece este mesmo tipo de caixa espiral, porém as

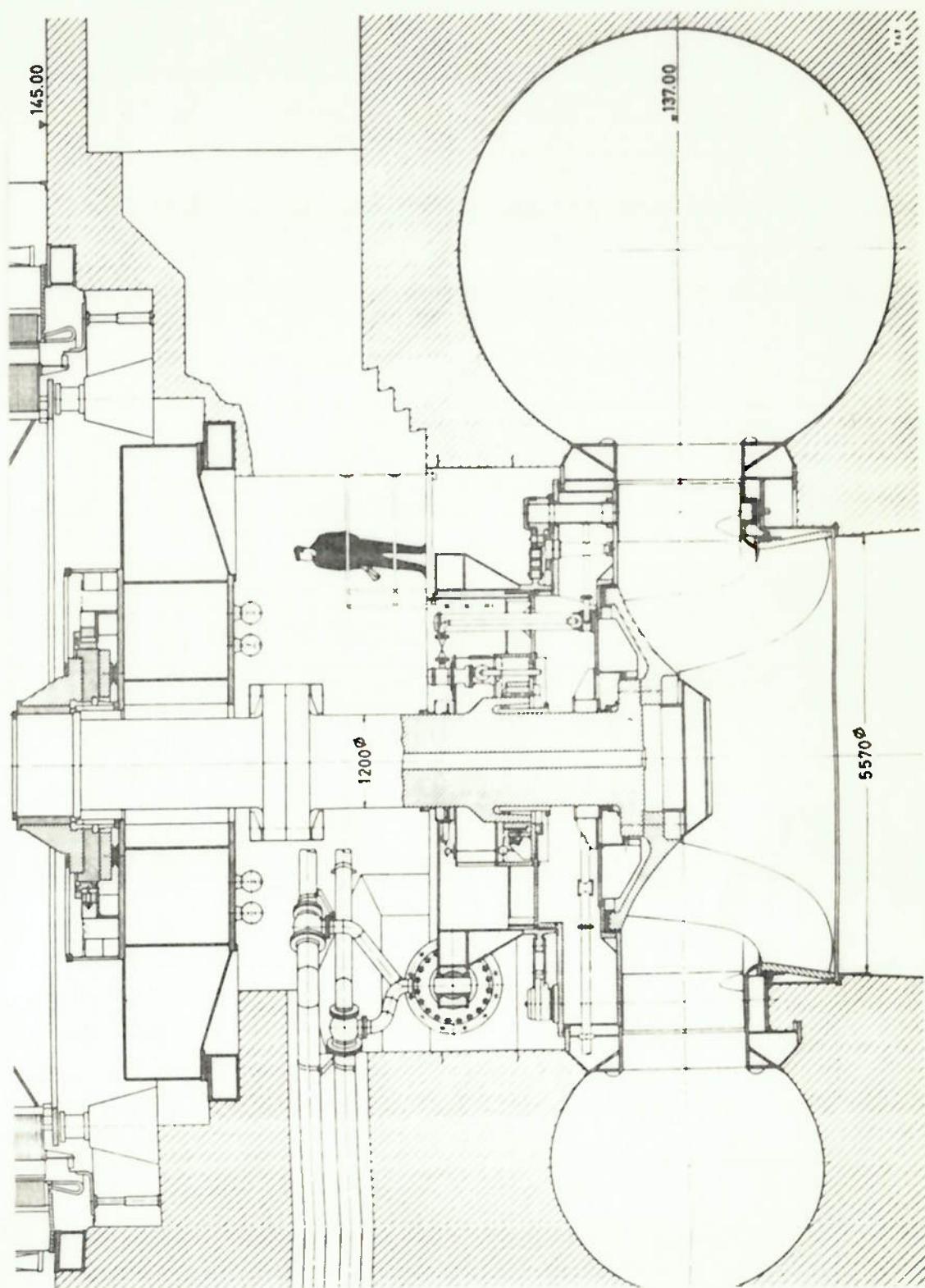


Fig.(1.11) - Corte pela casa de força da usina
de Paulo Afonso IV (BR) (Turbina Voith)

virolas , dada à grande dimensão da caixa, não cobrem o perímetro total das seções, sendo necessário para tal, várias virolas.

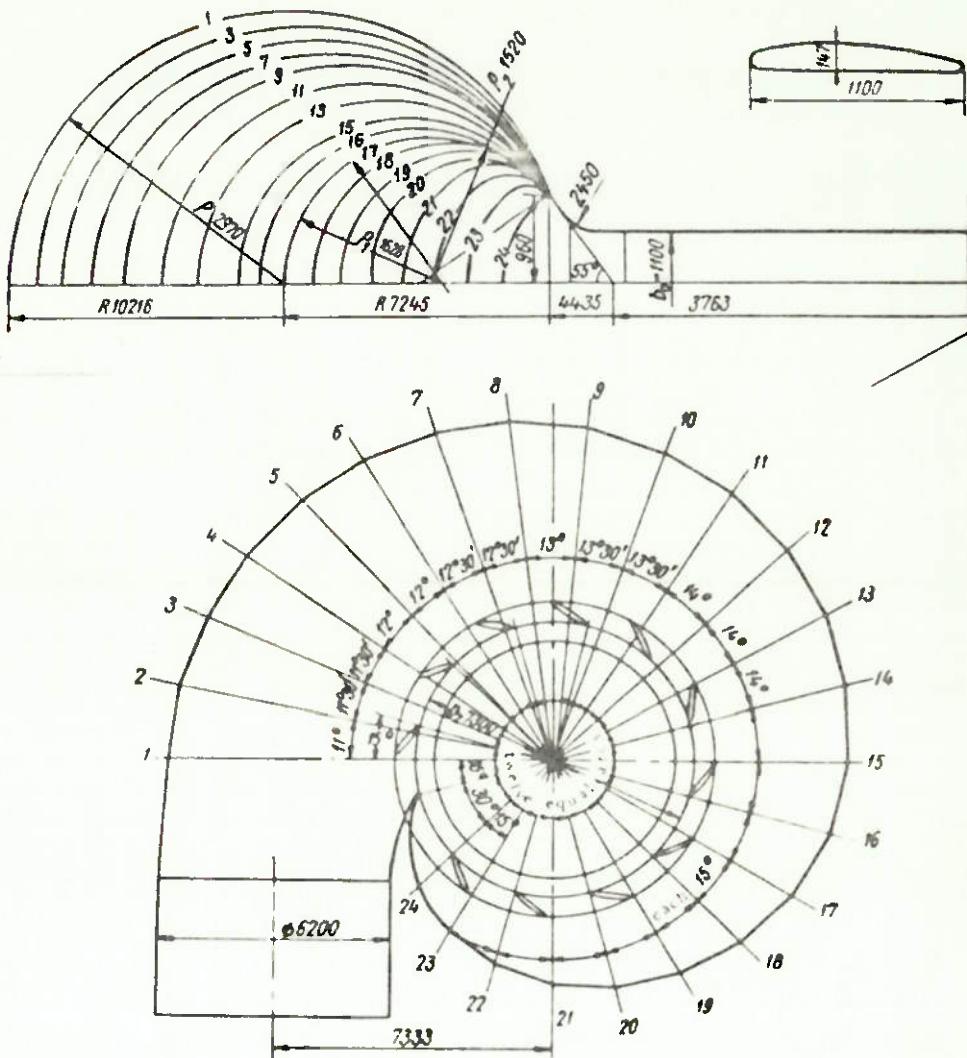


Fig. (1.12) - Corte em planta de uma caixa espiral de chapas soldadas.

TABELA (2)

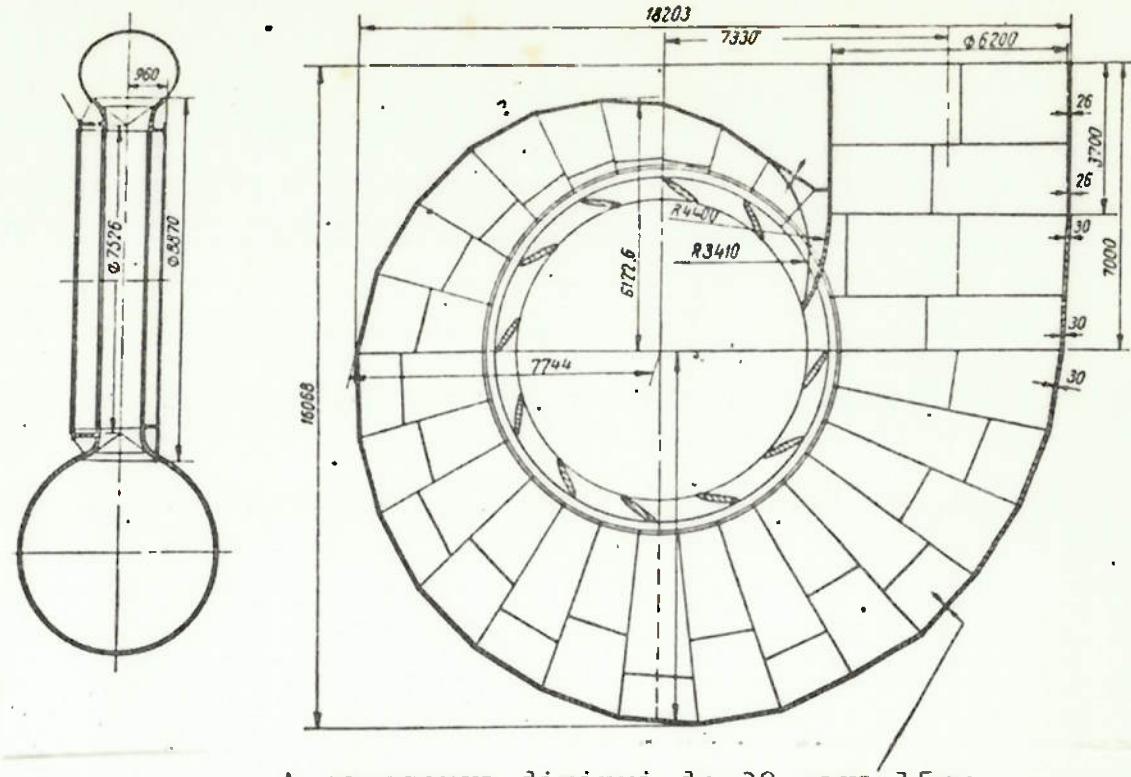
Dimensões das seções da caixa espiral da figura (1.12)

Continuação da tabela (2)

Desig-nação.	Número da seção							
	9	10	11	12	13	14	15	16
R	8972	8762	8583	8382	8190	7975	7758	7516
ρ	2370	2270	2185	2090	2000	1900	1800	1690
ρ_1	-	-	-	-	-	-	-	-
ρ_2	-	-	-	-	-	-	-	-
	Número da seção							
	17	18	19	20	21	22	23	24
R	7246	6957	6660	6394	6022	5680	5310	4935
ρ	-	-	-	-	-	-	-	1172
ρ_1	1628	1571	1512	1451	1386	1319	1248	-
ρ_2	1520	1380	1135	930	715	490	247	-

Como mostra a figura (1.12), após a seção nº 7 em direção ao nariz da espiral, as seções passam gradualmente de circular a oval. Isto é necessário para se atingir a área requerida nas proximidades do nariz sem interferir nas seções próximas à seção de entrada. A parte da estrutura da caixa espiral que forma o nariz é conhecido como bequilha e pode ser visto na ilustração da figura (1.14).

O contorno da espiral (vista em planta), quando construída de chapa, é constituído por uma linha quebrada da seção 1 à 23 (fig.(1.13)) ao invés da linha teórica. Desta forma, a caixa pode ser facilmente construída, mesmo de grandes dimensões, através de chapas calandradas em forma tronco-cônica ou em segmentos tronco-cônicos. Se as seções não forem executadas em chapas calandradas, estas, para obterem a curvatura da espiral teórica devem ser estampadas o que dificulta a construção pois seria necessário grande número de estampos, além do que, este processo não se aplica a chapas de grande espessuras.



A espessura diminui de 30 para 15mm

Fig. (1-13) - Caixa espiral soldada.

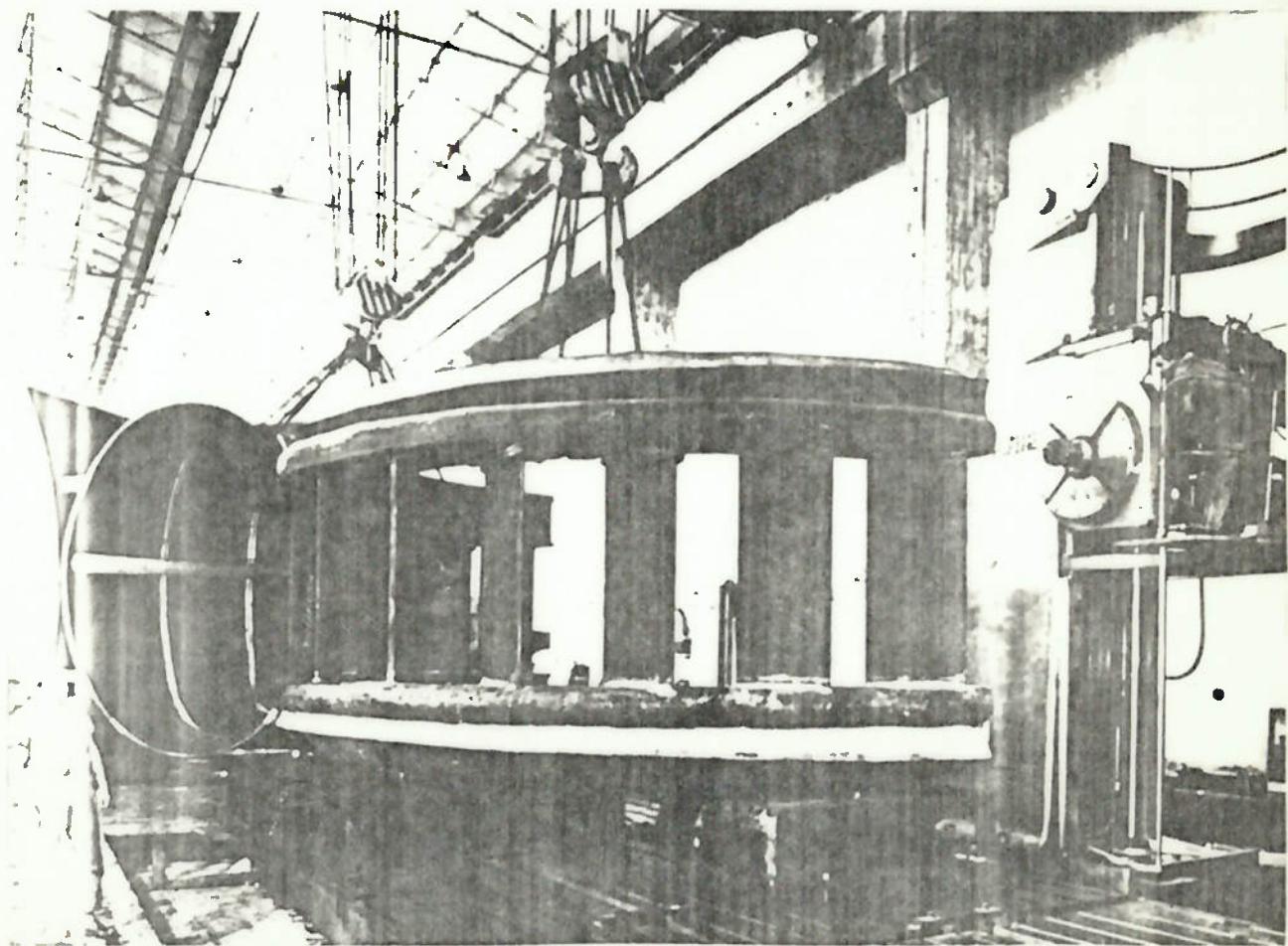


Fig. (1-14)- Dois quartos de um pré-distribuidor em usinagem. (Nota-se a parte da bequilha à esquerda).

A substituição do contorno curvilíneo pelo perfil poligonal afeta muito pouco as condições hidráulicas do fluxo pois o número de segmentos (virolas) é selecionado tendo em vista manter o contorno suficientemente liso.

Cada seção transversal requer chapas de diferentes espessuras. As chapas na entrada da caixa espiral por exemplo de 30mm de espessura, têm sua espessura diminuindo gradualmente, alcançando a espessura de 16mm no nariz da espiral.

Nas espirais com ângulo de envolvimento total (360°), todas as aletas fixas do pré-distribuidor têm o mesmo perfil.

Dependendo das dimensões da seção de entrada e dependendo das dimensões do próprio caracol, o pré-distribuidor é executado em uma só peça ou em vários elementos (fig.(1.15)). O número destes elementos é escolhido em função do tipo de transporte (estrada de rodagem ou navegação). A figura (1.15) ilustra uma caixa espiral bipartida (a), no caso, fundida em aço, antes da usinagem. Na figura (1.15-b) aparece uma caixa espiral fundida em seis segmentos, após a montagem.

Uma construção mista, pré-distribuidor em chapa soldada ou fundido e caixa espiral em chapa soldada pode ser visto na figura (1.16-a e b). Nota-se neste caso a existência de uma aba para soldagem das virolas.

No projeto de uma caixa espiral é necessário prever-se tampas removíveis para inspeção. O tamanho destas tampas varia com o tamanho do caracol e devem ser colocadas sempre na porção inferior. Deve-se prever também as saídas de tubulações de alívio de pressão e drenagem. Eventualmente a caixa espiral serve também de sustentação de alguns equipamentos (por exemplo, servomotores)-

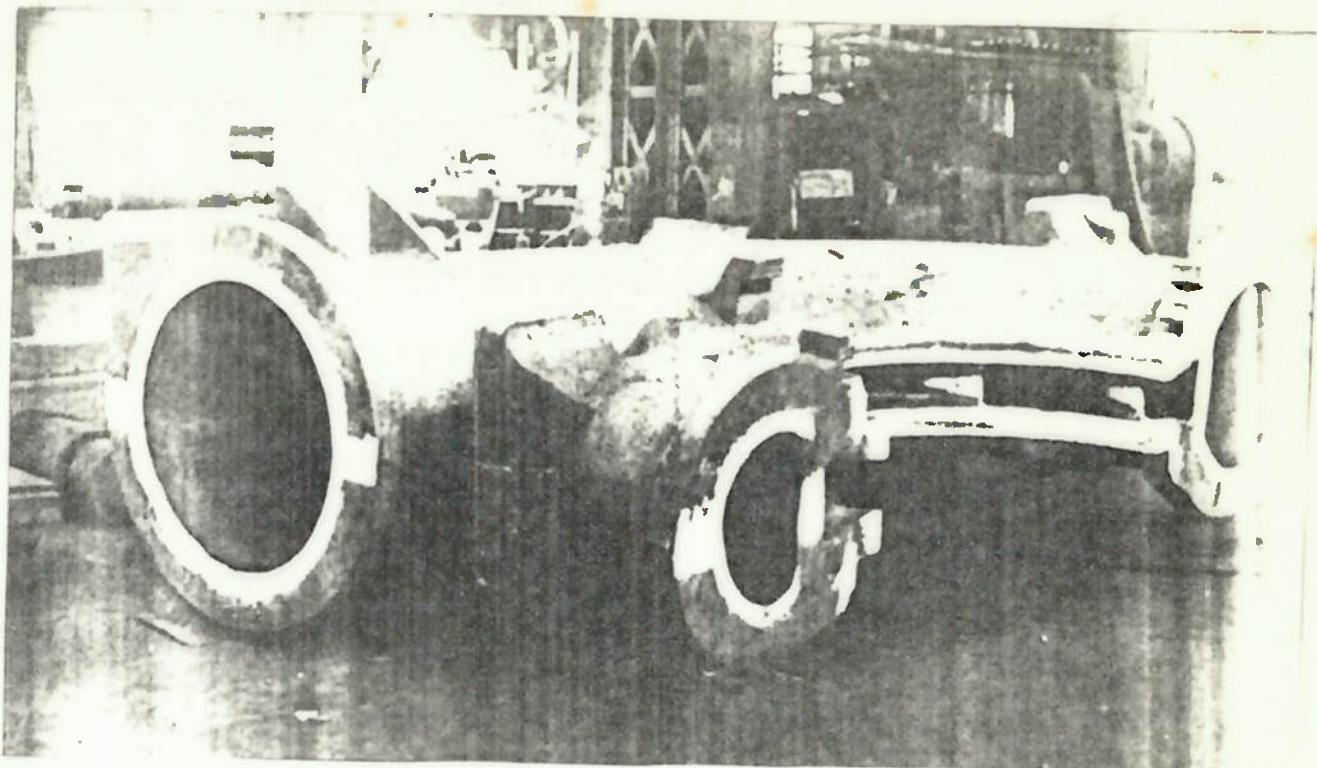
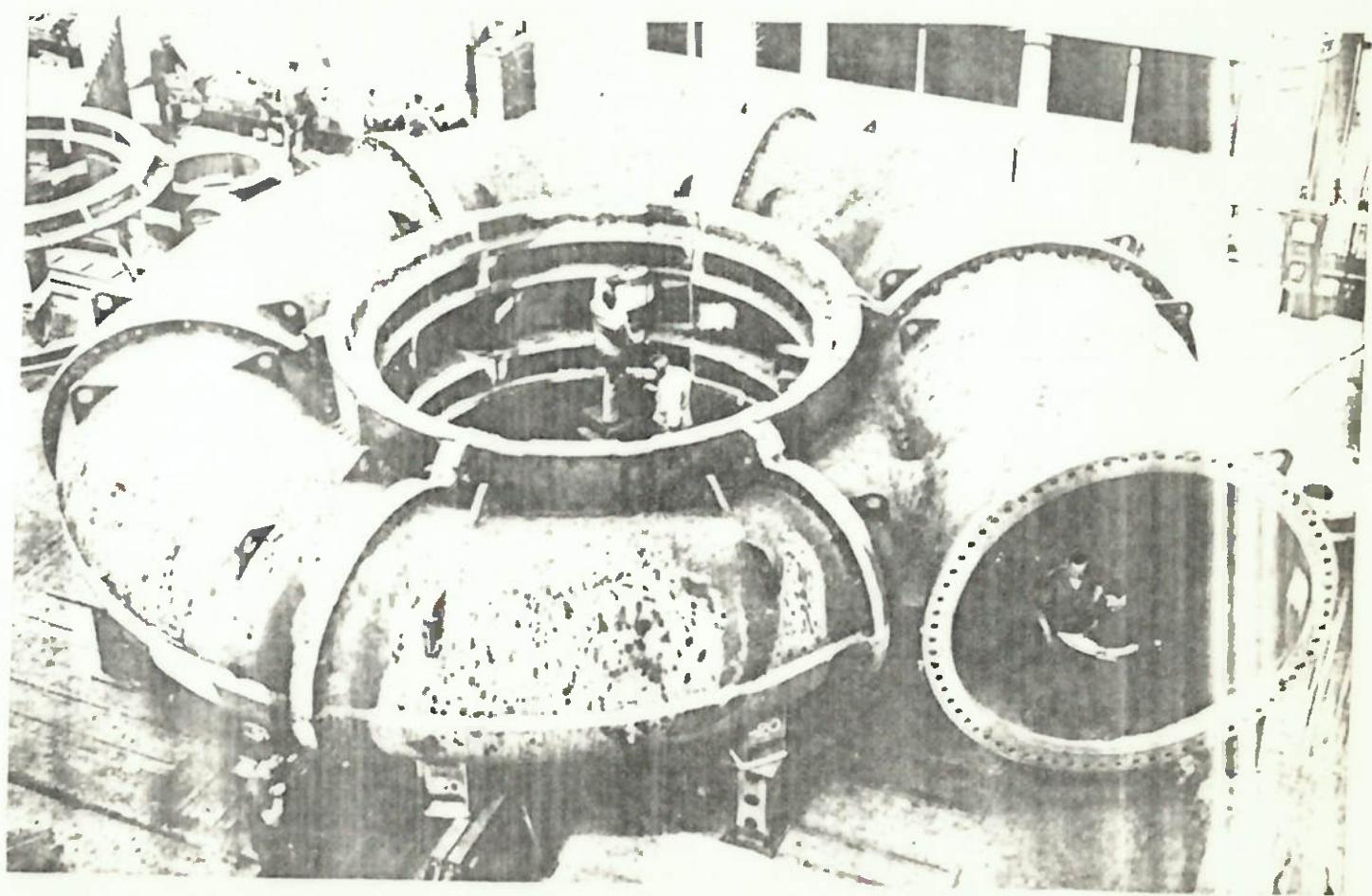


Fig.(1-15-a) - Caixa espiral de uma turbina Francis de eixo horizontal de 23Mw.



Construção Neyrpic

Fig.(1.15-b) - Caixa espiral em aço fundido em montagem
Turbina Francis 65Mw, 93m, 187 m³/seg. (Sariyvar-Turquia).

ou mesmo da própria turbina, quando for o caso, deve-se prever estruturas para a fixação dos mancais ou outros equipamentos.

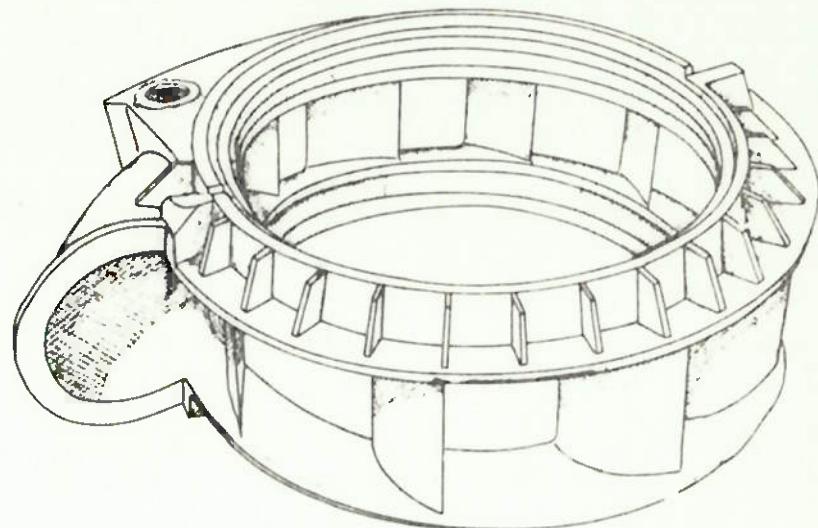


Fig.(1.16-a) - Pré-distribuidor em aço fundido.

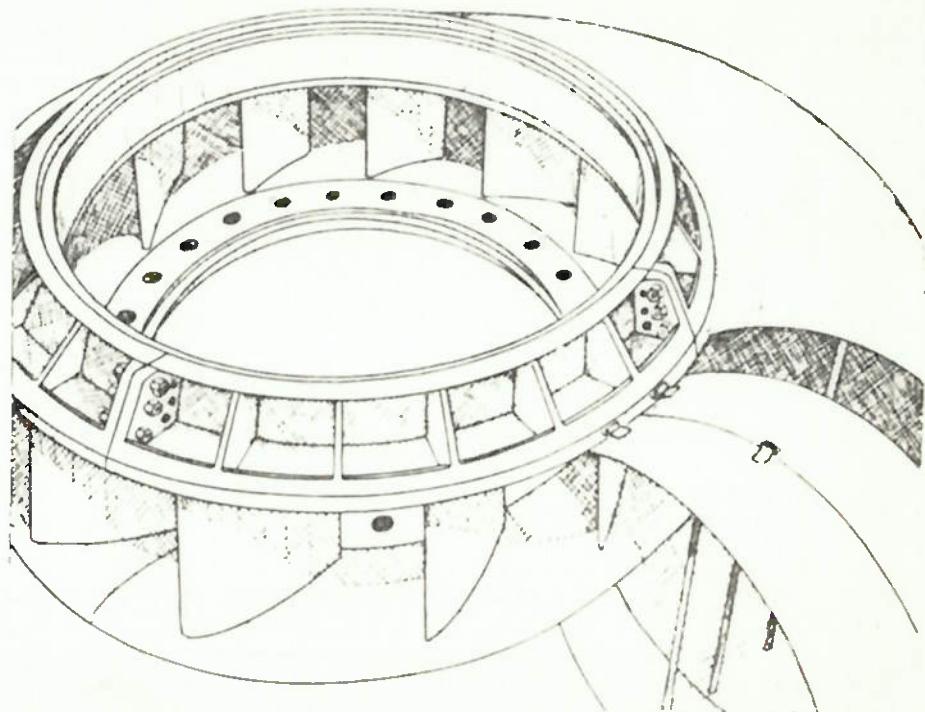


Fig.(1.16-b) - Pré-distribuidor fundido em quatro partes e caixa espiral de chapa soldada durante a montagem

Nos anos mais recentes, o tamanho das caixas espirais tem aumentado consideravelmente devido à

construção de grandes turbinas. Como consequência, a espessura das chapas empregadas aumentou também. Diante da dificuldade em se calandrar chapas de espessura muito grande, tem-se projetado caixas espirais de chapa fina nervurada, todavia esta concepção é cara devido ao elevado consumo de eletrodos, resultando numa construção muito pesada.

A espessura da chapa para caracóis soldados é escolhida de acordo somente com a pressão da água - em seu interior, desde que a caixa espiral não seja formada apenas por uma casca fina que não possa resistir a cargas externas sem a utilização de reforços. Neste caso, a caixa espiral é instalada de maneira que sua parte superior fique exposta. Se a caixa ficar coberta por concreto, uma camada elástica deverá ser intercalada entre a superfície do caracol e o concreto para que o caracol fique protegido do peso deste. A camada de concreto acima da caixa espiral é moldada em forma de arco (abóbada), evitando que seu peso recaia sobre a caixa espiral.

As caixas espirais de aço fundido são usadas para turbinas de altas quedas que normalmente são caracterizadas por uma pequena descarga, podendo então a seção de entrada assumir dimensões menores. Devido à alta pressão, as paredes do coletor devem ser espessas. Um modelo usual para este tipo de aplicação são as caixas tipo Piguet (fig.(1.17)) em que as virpas são en tronco de cone de revolução unidas ao pré-distribuidor por intermédio de solda em K, diretamente às bordas do mesmo. Para garantir um bom desempenho, estas caixas possuem interiormente uma chapa que confere um perfil mais adequado ao fluxo de água.

As caixas espirais de forma mais complexas exigem cálculos de resistência longos e delicados sendo -

comum o uso de programas em computador eletrônico. Este tipo de cálculo é realizado através do método de elementos finitos, possibilitando o cálculo das tensões em cada ponto da caixa espiral bem como as deformações da mesma quando sujeita à carga. (este parágrafo se aplica tanto às caixas de aço fundido como às de chapa soldada).

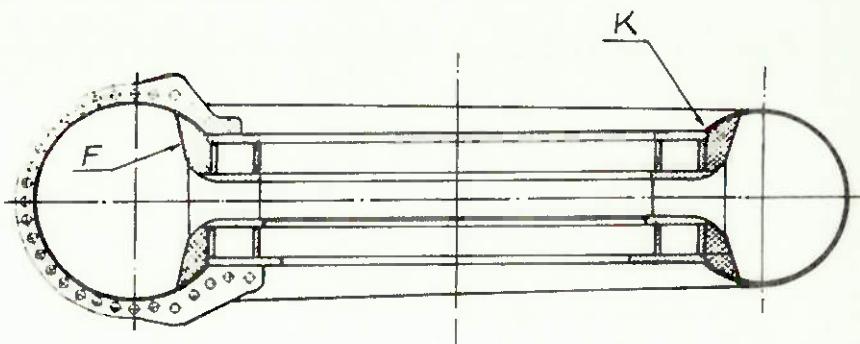


Fig.(1.17) - Caixa espiral tipo Piguet de fabricação Charmilles:

F - Perfil de guia do fluxo

K - Soldadura das virolas no pré-distribuidor.

Para facilitar o transporte por via terrestre, os caracóis de aço fundido costumam ser fabricados em vários segmentos (fig(1.15-a e b)) com divisão em planos radiais e, na montagem, na obra, aparafusados através de flanges, cuja rigidez, em caixas de altas quedas, deve também ser preocupação de projeto. Normalmente as caixas de aço fundido não são totalmente envoltas por concreto - mas apenas parcialmente encravadas no mesmo.

2 - CAIXA ESPIRAL

2.1 - Generalidades

No projeto de uma caixa espiral, o primeiro parâmetro que deve ser estabelecido é a vazão (descarga) de água. Usualmente, a caixa espiral é projetada para a descarga que corresponde à máxima potência a ser fornecida pela turbina sob a queda de operação. Porém, pode também ser projetada tendo en vista a vazão ótima, isto é, para a turbina operando com rendimento máximo, neste caso as dimensões serão menores. Outras vezes é necessário projetar a caixa espiral com capacidade para operação com vazão máxima sob queda mínima de tal forma que a turbina forneça a potência desejada; neste caso as dimensões crescem bastante. Enfim, para o projeto do coletor, a vazão deve ser selecionada de acordo com as condições do regime de operação da turbina.

O fluxo de água na caixa espiral é assimétrico e forma um vórtice em potencial ao redor do rotor.

A seção num plano meridional é selecionada de tal modo que o fluxo de água seja o mais uniforme possível ao redor de toda a circunferência do distribuidor,

ou, em outras palavras, a seguinte condição deve ser satisfeita:

$$Q_\phi = \frac{Q \cdot \phi}{2\pi} \quad \dots(2.1)$$

onde Q_ϕ = vazão através de uma seção meridiana correspondente ao ângulo de nariz .

Q = vazão total pela turbina.

Assim, conhecida a descarga total da turbina, a vazão através da seção de entrada do caracol pode ser determinada de acordo com o ângulo de nariz (ϕ).

A área da seção de entrada (A_{en}) é determinada segundo a velocidade média admissível (pré-determinada). A faixa de velocidades adotadas é, aproximadamente:

$$2m/s \leq v_{en} \leq 6m/s$$

É desejável que a energia da água ao redor do distribuidor seja constante, pois evita-se assim uma solicitação desigual dos órgãos da turbina. Todavia isto não é possível devido às diferenças entre as trajetórias das partículas do fluido ao longo da caixa espiral, o que acarreta diferentes perdas de carga. Este inconveniente poderia ser minimizado utilizando-se vários condutos adutores descarregando ao redor da turbina, porém, esta é uma solução anti-econômica.

Se se admite a velocidade média constante em toda a volta da espiral, a área de uma seção da caixa é proporcional ao fluxo que a atravessa. No entanto, a experiência mostra que é mais vantajoso diminuir mais rapidamente as seções da voluta admitindo, por exemplo, perda de carga uniforme por unidade de comprimento da espiral, o que resulta em energia quase constante no distribuidor como vimos, desejável.

Após selecionar a forma da seção da espiral as dimensões da seção de entrada podem ser calculadas, u

ma vez conhecida a área A_{en} . À partir da seção de entrada determina-se as dimensões das demais seções para uma distribuição de água conveniente ao redor do distribuidor.

2.2 - Dimensionamento hidráulico

O cálculo assumindo a relação $v_u \cdot r = \text{const.}$ procede da hipótese de que quando o fluido escoa ao redor de um eixo, o momento transmitido por cada partícula seja constante: o líquido escoando através da espiral, não realiza trabalho algum, correspondendo a perda de carga apenas para que a água assuma um movimento rotativo na espiral e no distribuidor. O fluxo líquido turbilhonado sofre mudança de momento apenas após entrar no rotor, fazendo assim com que o rotor gire.

A prática mostra que este método de cálculo é aceitável para ângulos de nariz $\phi \geq 180^\circ$ e formas construtivas que garantam pequenas perdas de carga, não alterando significativamente a velocidade adotada, garantindo desta forma um alto rendimento.

A velocidade na seção de entrada é proporcional à queda disponível:

$$v_m = k \sqrt{H}$$

k = coeficiente que leva em conta a perda de carga nos dutos de alimentação;

Para espirais de concreto $k \approx 0,9$ a $1,1$ e para caixas espirais de metal $k \approx 0,8$ a $1,0$.

Em cada ponto do fluxo através da caixa espiral a velocidade da água pode ser dividida em duas componentes: uma componente radial v_r dirigida para o centro

tro da turbina e uma componente periférica (tangencial), v_u , perpendicular ao raio (figura (1.3)).

A componente radial da velocidade pode ser escrita como:

$$v_r = \frac{Q}{\pi D_e b_o} \quad \dots (2.2)$$

onde Q = descarga total e D_e = diâmetro do bordo de fuga das aletas fixas; b_o = altura do distribuidor.

A componente v_r deve ser constante para manter o fluxo uniforme em toda a volta do distribuidor.

A cada ponto, a velocidade periférica deve obedecer a equação da continuidade; donde resulta:

$$v_u \cdot r = \text{constante} = K$$

onde r = raio do ponto considerado (medido do eixo de rotação da turbina); K = constante da caixa espiral.

Consequentemente, a vazão através de uma seção i , tendo um raio de saída R será:

$$q_i = \frac{Q \cdot \phi_i^o}{360^\circ} = \int_{r_e}^R v_u \, dA$$

como $v_u = \frac{K}{r}$ e $dA = b \, dr$, teremos:

$$q_i = K \int_{r_e}^R \frac{b}{r} \, dr \quad \dots (2.3)$$

O ângulo central correspondente à iésima - seção é:

$$\phi_i^o = \frac{360^\circ q_i}{Q} = \frac{360^\circ K}{Q} \int_{r_e}^R \frac{b}{r} \, dr \quad \dots (2.4)$$

A vazão através da seção de entrada do caracol, correspondendo ao maior ângulo de envolvimento ϕ_{\max}^o será:

$$Q_{en} = \frac{Q}{360} \phi_{\max}^o = K \int_{r_e}^R \frac{b}{r} dr \quad \dots (2.5)$$

Com a vazão através da seção de entrada já conhecida (Q_{en}) para uma dada velocidade e o formato da seção, a área A_{en} e a constante K da espiral podem ser facilmente determinadas. A posição no plano horizontal (melhor dizendo, num plano perpendicular ao eixo da turbina) das demais seções são então calculadas.

2.2.1 - Dimensionamento hidráulico de caixa espiral com seção transversal em forma de T.

Neste caso, pode-se facilitar os cálculos pelo seguinte processo gráfico-analítico: determina-se a seção de entrada ABCDE (figura (2.1)), a vazão Q_{en} e sua respectiva velocidade v_m ; em seguida determina-se a posição no plano perpendicular ao eixo da turbina, das demais seções transversais do caracol.

As mudanças nas dimensões das seções são calculadas segundo leis pré-estabelecidas. Por exemplo a localização dos ângulos externos poderiam variar segundo as linhas AC e EH ou segundo curvas (por exemplo parábolas)

Assumindo preliminarmente a constante $K=1$ na relação (2.5), temos:

$$q'_{\max} = \int_{r_B}^{R_{en}} \frac{b}{r} dr$$

Esta integral é calculada por método gráfico. Os valores $\frac{b}{r}$ como função de R , para a seção de entrada e para as seções intermediárias 1, 2, 3 e 4 são colocados no eixo das ordenadas com uma escala arbitrária.

As áreas delimitadas pelas curvas m_{1ab} , m_2 _{2ab}, m_3 _{3ab}, m_4 _{4ab} e pelo eixo das abscissas represen-

tam as vazões q_{\max}' , q_1' , q_2' , q_3' , e q_4' para $K = 1$, através das respectivas seções.

Depois de determinar a área $m n a b$, considerando-se a escala necessária, o valor da constante K pode ser calculado:

$$K = \frac{q_{\max}'}{q_{\max}'}$$

Conhecendo-se o valor de K , resta determinar os valores verdadeiros de $q_1 = K q_1'$, $q_2 = K q_2'$ e, analógicamente q_3 e q_4 .

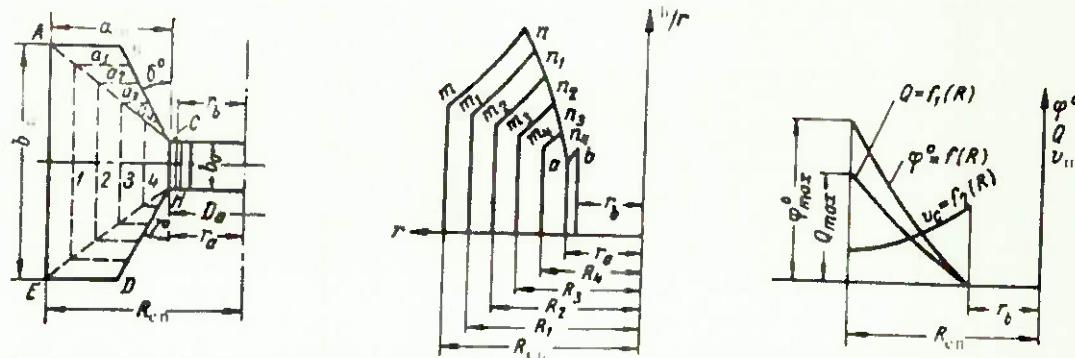


Fig.(2.1) - Método gráfico-analítico para cálculos hidráulicos de uma caixa espiral de concreto (para $v_u \cdot r = \text{constante}$).

A curva $Q = f(R)$ pode ser esguida (fig(2.1)) para os valores calculados $q_{\max}', q_1', q_2', q_3', q_4'$ e os raios correspondentes $R_{en}, R_1, R_2, R_3, R_4$.

A curva $\phi = f(R)$ calculada pela fórmula ..
 $\phi = \frac{360 q}{Q}$ é traçada no mesmo diagrama! É evidente que para $\phi = 0$ a vazão $q = 0$ e que o raio R_{en} corresponde ao ângulo ϕ_{\max} .

A velocidade média do fluido em cada seção pode ser determinada pela relação: $v_m = q_i / A_i$ onde A_i é determinada pelas dimensões e pela geometria de cada seção.

A velocidade v_m pode ser traçada com uma escala arbitrária nas ordenadas correspondentes a cada seção e assim a curva $v_m = f_2(R)$ fica determinada.

Usando a curva $\phi = f(R)$, podemos traçar o contorno da espiral no plano perpendicular ao eixo da turbinha (plano equatorial), assim como as dimensões de cada seção.

O processo acima descrito é muito utilizado na URSS. Outros métodos podem ser adotados assumindo por exemplo velocidade constante ou perda de carga uniforme ao redor do distribuidor, como será visto no ítem (2.2.3) deste capítulo.

2.2.2 - Dimensionamento hidráulico para caixa espiral com seção transversal circular.

Caixas espirais em aço, com seção circular geralmente têm o ângulo de envolvimento próximo ou igual a 360° .

Assumindo $v_u \cdot r = \text{constante}$, podemos determinar as dimensões das seções analiticamente pois a solução da integral $\int_r^b \frac{b}{r} dr$ torna-se fácil neste caso.

De acordo com o indicado na figura (2.2), temos:

$$\left(\frac{b}{2}\right)^2 + (r-a)^2 = \rho^2$$

Determinando o valor de b desta relação e introduzindo-o na integral, obteremos:

$$2 \int_{r_a}^{r_a+2\rho} \frac{b}{2} \frac{dr}{r} = 2 \int_{r_a}^R \sqrt{\rho^2 - (r-a)^2} \frac{dr}{r} = 2\pi(r_a + \rho - \sqrt{r_a(r_a + 2\rho)})$$

Substituindo este valor na equação (2.4), vem que:

$$\phi_i^o = C (r_a + \rho \cdot \sqrt{r_a(r_a + 2\rho)}) \quad \dots (2.6)$$

onde a constante C é: $C = \frac{720 K\pi}{Q}$

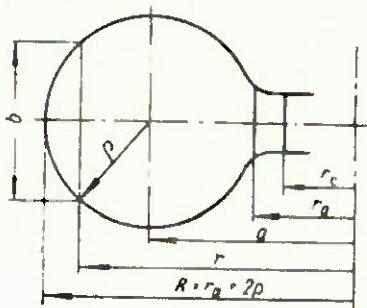


Fig.(2.2) - Diagrama para os cálculos analíticos de uma caixa espiral com seção meridional circular.

A vazão através da seção de entrada do caracol é:

$$Q_{\max} = \frac{Q \phi_{\max}}{360}$$

Para o valor médio admissível para a velocidade v_m , a área da seção é:

$$A = \pi \rho_{\max}^2 = \frac{Q \phi_{\max}}{v_m 360}$$

Desta forma:

$$\rho_{\max} = \sqrt{\frac{Q \phi_{\max}}{\pi 360 v_m}}$$

A constante C pode ser calculada através dos valores para o ângulo e o raio da seção de entrada ϕ_{\max} , introduzindo-os na relação (2.6). Esta relação dá o valor de ρ para uma dada seção dada pelo ângulo .

$$\rho = \frac{\phi}{C} + \sqrt{2r_a \frac{\phi}{C}} \quad \dots (2.7)$$

A equação (2.7) torna possível calcular o raio da seção circular do caracol para o ângulo ϕ e determinar então o raio da espiral

$$R = 2\rho + r_a$$

Os cálculos são, num procedimento prático, ta

belados:

ϕ	$\frac{\phi}{c}$	$2r_a \frac{\phi}{c}$	$\sqrt{2r_a \frac{\phi}{c}}$	ρ	2ρ	$R = 2\rho + r_a$
--------	------------------	-----------------------	------------------------------	--------	---------	-------------------

O contorno da espiral num pleno perpendicular ao eixo da turbina pode ser visualizado com os números da tabela.

2.2.3 - Dimensionamento hidráulico para caixa espiral de seção meridional circular, considerando-se perda de carga constante por unidade de comprimento da espiral ($\phi = 360^\circ$).

A experiência mostra que é vantajoso muitas vezes diminuir mais rapidamente as seções da voluta, admitindo perda de carga uniforme por unidade de comprimento da caixa espiral (L).

A perda de carga na seção circular da caixa espiral pode ser estimada pela fórmula de Darcy:

$$\Delta H = \lambda \frac{L}{D} \cdot \frac{v^2}{2g} \quad \dots (2.8)$$

e a condição fixada se traduz por:

$$\frac{\Delta H}{L} = \text{constante} = \frac{\lambda}{2g} \cdot \frac{v^2}{D}$$

desta forma: $\frac{v_i^2}{D_i} = \frac{v_{en}^2}{D_{en}}$ ou seja, $\frac{v_i}{v_{en}} = \left(\frac{D_{en}}{D_i} \right)^{1/2}$

v_i e D_i são, respectivamente a velocidade média na seção genérica i e v_{en} e D_{en} a velocidade média e o diâmetro na seção de entrada da espiral.

Chamando de X a relação entre a vazão na seção considerada (Q_i) e a vazão total pela turbina (Q),

$$X = \frac{Q_i}{Q} = 1 - \frac{\theta_i}{360}$$

$\theta_i = 360^\circ - \phi_i$ (complemento do ângulo ϕ_i , medido à partir da seção de entrada).

A equação da continuidade permite escrever:

$$\frac{v_i D_i^2}{v_{en} D_{en}^2} = \frac{Q_i}{Q} = X, \text{ assim, da condição fixada } \frac{v_i}{v_{en}} = \left(\frac{D_i}{D_{en}} \right)^{1/2}$$

$$\left(\frac{D_i}{D_{en}} \right)^{1/2} \cdot \left(\frac{D_i}{D_{en}} \right)^2 = X \quad \text{ou seja:} \quad \frac{D_i}{D_{en}} = X^{2/5}$$

Desta forma pode-se dimensionar a caixa espiral em função do diâmetro de entrada que é determinado à partir da vazão de alimentação da turbina (Q_a). Assim:

$$\frac{D_i}{D_{en}} = \left(1 - \frac{\theta_i}{360} \right)^{2/5} \quad \dots (2.9)$$

$$\text{como } Q = v_{en} \cdot A_{en} = v_{en} \frac{\pi D_{en}^2}{4}$$

$$\text{onde } D_{en} = \left(\frac{4 Q}{\pi v_{en}} \right)^{1/2} = 1,128 \left(\frac{Q}{v_{en}} \right)^{1/2}$$

$$\text{da relação (2.9): } D_i = \left(1 - \frac{\theta_i}{360} \right)^{2/5} D_{en}$$

resultando a expressão final:

$$D_i = 1,128 \left(\frac{Q}{v_{en}} \right)^{1/2} \left(1 - \frac{\theta_i}{360} \right)^{2/5} \quad \dots (2.10)$$

2.2.4 - Considerações complementares

A caixa espiral tem uma influência considerável nas perdas de carga no distribuidor e no rotor. Em uma análise experimental o soviético A. Yu. Kolton verificou que caixas espirais de diferentes tipos, com diferentes ângulos de envolvimento, guiam o fluxo ao redor do

distribuidor com diferentes ângulos de ataque, causando diferentes perdas no distribuidor.

Considerando-se que o ângulo de ataque muda com a variação no grau de abertura do distribuidor, uma abertura ótima do distribuidor para um dado tipo de aletas (fixas) presentes para cada coletor espiral pode ser obtida.

Há uma faixa ótima de vazões para cada tipo de caixa espiral na qual são atingidos rendimentos maiores que para outros tipos ou dimensões.

É então possível, dentro de certos limites é claro, adaptar a região de eficiências ótimas às correspondentes descargas, encontrando a caixa espiral mais conveniente.

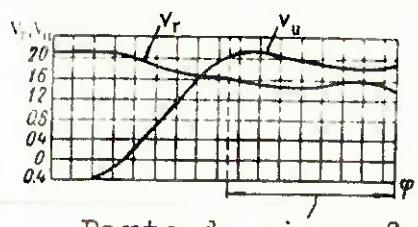
Foi também determinado experimentalmente que a capacidade de carga da turbina depende da caixa espiral desde que a descarga através do rotor seja determinada somente pela direção do fluxo antes de entrar no mesmo; esta direção depende apenas do distribuidor que atua como uma cascata de lâminas radiais relativamente rígidas.

Investigações foram feitas no sentido de determinar o efeito do ângulo de envolvimento da caixa espiral sobre as flutuações de velocidade. Ficou estabelecido que na espiral as componentes radial e periférica (v_r e v_u) da velocidade permanecem quase constantes ao redor da circunferência do distribuidor e coincidem com os valores de regime calculados.

A distribuição das velocidades v_u e v_r não são uniformes na parte externa do distribuidor não envolvida pelo caracol (caixas abertas em semi-espiral). No eixo da caixa espiral, a velocidade periférica é quase nula ($v_u \approx 0$), crescendo ao redor da seção de entrada e sempre se tornando negativa nas proximidades do nariz (parte frontal). A velocidade radial v_r em um valor máximo no eixo -

da espiral e diminui nas proximidades do nariz da mesma (vide fig.(1-3)).

Quanto menor o ângulo de envolvimento ϕ , menores as flutuações de velocidade. Este fato é ilustrado na figura (2.3), onde é dada a distribuição de velocidades (componentes v_u e v_r) numa mesma caixa espiral com ângulo de envolvimento menor que 360° .



Parte da circunfe

Fig.(2.3) - Distribuição de velo
cidades na caixa espiral.

$$\phi < 360^\circ$$

rência do distribuidor envolvida pelo caracol.

As experiências também mostraram que a desuniformidade do fluxo antes da entrada do distribuidor é mantida por uma certa extensão após o distribuidor, provocando flutuações no escoamento entre as pás do rotor. Este fato provoca um aumento das perdas no rotor facilitando a ocorrência de cavitação que aparece nas pás do rotor em que, num dado instante se opõem à entrada do "jato", enquanto nas pás opostas, do outro lado da caixa espiral, a cavitação é retardada. Consequentemente um ângulo de envolvimento maior melhora as condições de admissão de água do distribuidor, garantindo maior uniformidade na distribuição de velocidades.

Entretanto, um aumento no ângulo de nariz, mantendo constante o tamanho do caracol e consequentemente o espaço ocupado pelo coletor e turbina, eleva a velocidade no coletor, aumentando a perda de carga.

Dados experimentais mostram que o ângulo de envolvimento ótimo para turbinas Kaplan de médias quedas varia de 180° a 195° . Os valores recomendados para o raio da parede externa da seção de entrada é $R_{en} = (1,5 \text{ a } 1,6) D_1$

(D_1 = diâmetro característico do rotor). Um aumento no ângulo de envolvimento até 240° a 270° para o mesmo raio - R_{en} acarreta uma queda de 2 a 2,5% na eficiência da turbina.

Ensaios comparativos em modelos de mesmas dimensões com a mesma velocidade média mas com diferentes ângulos de envolvimento (180° e 135°) mostram que o rendimento do modelo com 180° ultrapassa o do modelo com 135° de 1 a 2%.

2.3 - Dimensionamento estrutural

As caixas espirais de aço são projetadas para resistir à pressão da água e, em função desta pressão é determinada a espessura da parede.

A pressão da água no interior do caracol varia de acordo com as condições de operação da máquina. É constante durante a operação em regime permanente e varia durante os transitórios do processo de regulação.

Até recentemente, o projeto estrutural das caixas espirais era feito pelo método proposto por A. E. Zhmud, segundo o qual, os cálculos são baseados na hipótese de que cada seção meridional da caixa espiral é formada por uma casca e a revolução desta ao redor do eixo da turbina origina geométricamente a caixa espiral, isto é, são desprezadas as variações do diâmetro das seções da caixa ao longo de seu comprimento.

Para a casca apresentada na figura (2.4) a relação entre a tensão no ponto A e a pressão interna p , é expressa (de acordo com S. Timoshenko) por:

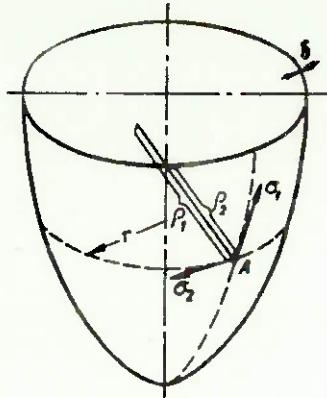


Fig.(2.4) - Tensões em uma casca de revolução devido à pressão uniforme.

$$\frac{\sigma_1}{\rho_1} + \frac{\sigma_2}{\rho_2} = \frac{p}{f} \quad \dots (2.11)$$

onde σ_1 = tensão normal à seção horizontal da casca;

σ_2 = tensão normal à seção meridional;

ρ_1 = raio de curvatura da seção meridional;

ρ_2 = raio de curvatura da seção cônicas;

f = espessura da casca.

Em uma seção cônicas da casca, a tensão σ_1 atuante e σ_2 , normal a σ_1 provocam um alongamento do anel. A elongação (deformação relativa) provocada pela tração - devida a σ_1 é dada pela expressão:

$$\frac{2\pi(r + \Delta r) - 2\pi r}{2\pi r} = \frac{1}{E} (\sigma_2 - \nu \sigma_1)$$

onde r = raio do anel considerado num plano horizontal;

E = módulo de elasticidade do material;

ν = coeficiente de Poisson (para o aço $\nu = 0,30$).

Conseqüentemente a variação no raio do anel na seção considerada será:

$$\Delta r = \frac{r}{E} (\sigma_2 - \nu \sigma_1) \quad \dots (2.12)$$

Além das tensões devidas à pressão interna, tensões adicionais ocorrem na união entre o caracol e os anéis do pré-distribuidor ou entre a junção de dois elementos constituidos de chapas distintas (virolas) da pró-

pria caixa espiral, de espessuras diferentes, em uma seção meridional. Estes três tipos de tensões são adicionados convenientemente e a tensão equivalente deve então ser calculada.

(2.3.1) - Tensões devidas à pressão interna (tração na casca).

a) Na seção circular meridional através do elemento da caixa espiral, a casca do caracol representa uma figura toroidal (figura (2.5)). Se o raio da seção transversal meridiana do toróide é ρ_1 , o outro raio principal ρ_2 no ponto A de raio r é dado por:

$$\rho_2 = \frac{r}{\sin \alpha} = \frac{r \rho_1}{(r - r_o)} \quad \text{pois } \sin \alpha = \frac{r - r_o}{\rho_1}$$

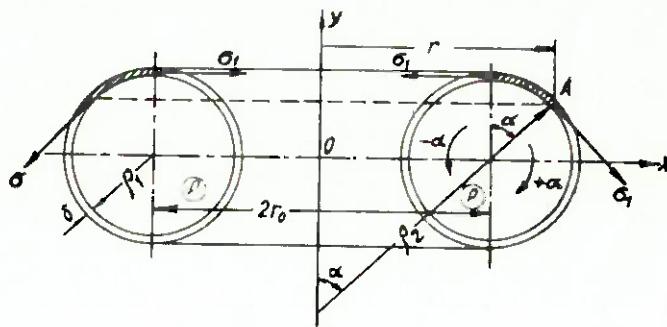


Fig.(2.5) - Tensões numa seção circular de um toróide.

De acordo com a expressão (2.11),

$$\frac{\sigma_1}{\rho_1} + \frac{\sigma_2 (r - r_o)}{r \rho_1} = \frac{p}{\delta}$$

ou seja, $\sigma_1 + \frac{(r - r_o)}{r} \sigma_2 = \frac{p \rho_1}{\delta} = \sigma_o \quad \dots (2.13)$

onde σ_o = tensão transversal na parede fina da casca ciliar

de raio ρ_1 .

A tensão σ_1 na seção meridiana pode ser determinada da condição de equilíbrio das forças atuando no elemento de superfície considerado que, na direção vertical é:

$$2\pi r \delta \sigma_1 \operatorname{sen} \alpha = p \pi (r^2 - r_o^2)$$

onde resulta σ_1 como:

$$\sigma_1 = p \frac{(r^2 - r_o^2)}{2r \delta \operatorname{sen} \alpha} = p \frac{(r^2 - r_o^2) \rho_1}{2r \delta (r - r_o)}$$

ou $\sigma_1 = p \frac{(r + r_o) \rho_1}{2r \delta}$

da expressão (2.13) resulta:

$$\sigma_1 = \frac{(r + r_o)}{2r \delta} \sigma_o \quad \dots (2.14)$$

Podemos observar da expressão obtida que σ_1 é inversamente proporcional ao raio r , resultando maior no ponto onde r é mínimo, ou seja, na união das virolas com o pré-distribuidor onde $r=r_s$. Para $r = r_o$, pontos superiores das virolas, resulta $\sigma_1 = \sigma_o$, que através da expressão (2.13) nos dá, para estes pontos

$$\sigma_2 = \frac{r}{(r - r_o)} (\sigma_o - \sigma_1) \quad \text{ou} \quad \sigma_2 = \frac{\sigma_o}{2} \quad \dots (2.15)$$

Consequentemente, as tensões na seção meridional do toróide são constantes e iguais às tensões em um tubo cilíndrico de raio ρ_1 .

- b) Para seção meridional elíptica, nas proximidades do nariz do caracol (também conhecido como bequilha) (figura (2.6)), emprega-se um sistema de coordenadas auxiliar (x, y) . A equação da elipse é:

$$\frac{x^2}{a^2} + \frac{y^2}{b^2} = 1$$

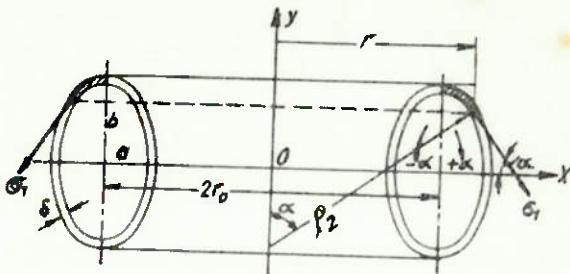


Fig. (2.6) - Tensões num toróide de seção elíptica.

A coordenada r , isto é o raio correspondente ao ponto considerado está relacionado à coordenada x por:

$$r = r_o + x$$

Por razões construtivas, b é sempre menor que a . O ângulo α é determinado pela expressão:

$$\operatorname{tg} \alpha = - \frac{dy}{dx} = - \frac{b x}{a \sqrt{a^2 - x^2}}, \text{ donde:}$$

$$\operatorname{sen} \alpha = \frac{b (r - r_o)}{\sqrt{a^4 + (r - r_o)^2 (b^2 - a^2)}} \dots (2.16)$$

O raio de curvatura ρ_1 na seção meridional, ou seja, o raio de curvatura da elipse, é, através das relações da geometria analítica:

$$\rho_1 = \frac{1}{a^4 b} [a^4 + (r - r_o)^2 (b^2 - a^2)]^{3/2} \dots (2.17)$$

De acordo com o teorema de Meunier, o raio de curvatura ρ_2 da seção cônica é:

$$\rho_2 = \frac{r}{\operatorname{sen} \alpha}, \text{ donde } \rho_2 = \frac{r}{b (r - r_o)} \sqrt{\frac{a^4 + (r - r_o)^2 (b^2 - a^2)}{a^4}} \dots (2.18)$$

A tensão σ_1 na seção meridional é análoga à

da seção circular: $\sigma_1 = \frac{p(r^2 - r_o^2)}{2r\delta \sin \alpha}$

$$\sigma_1 = \frac{p(r+r_o)}{2rb\delta} \sqrt{a^4 + (r-r_o)^2(b^2-a^2)} \quad \dots (2.19)$$

das expressões (2.19) e (2.11): $\sigma_2 = f_2 \left(\frac{p}{\delta} - \frac{\sigma_1}{f_1} \right)$

assim, $\sigma_2 = \frac{p[a^4 + 2r(r-r_o)(b^2-a^2)]}{2b\delta \sqrt{a^4 + (r-r_o)^2(b^2-a^2)}} \quad \dots (2.20)$

e para os pontos onde $r = r_o$,

$$\sigma_1 = \frac{pa^2}{b\delta} \quad \text{e} \quad \sigma_2 = \frac{pa^2}{2b\delta}$$

Da expressão (2.19) concluimos que a maior tensão possível σ_1 ocorre tanto no ponto de união das virolas ao pré-distribuidor onde r assume seu menor valor $r = r_s$, quanto para o maior valor de r ou seja, na seção média equatorial onde $r = r_o + a$.

Estas expressões obtidas para seção elíptica são genéricas pois quando $a = b$, a seção resulta circular.

(2.3.2) - Tensões nas juntas de união entre duas virolas de espessuras distintas.

Estas tensões são determinadas da mesma maneira que as tensões na junta entre as virolas e o pré-distribuidor, como será visto nas seções seguintes deste trabalho.

A tensão máxima de flexão na chapa mais fina é dada pela fórmula:

$$\sigma_{f_{\max}} = \pm 1,4 \sqrt{\frac{1}{1-\nu^2}} \frac{f_1^2 (f_1 + f_2)}{(f_1^2 + f_2^2)(f_1 + f_2) + 2(f_1 f_2)^{3/2}} \frac{E(\Delta r_I - \Delta r_{II})}{r} \quad \dots (2.27)$$

se as chapas são de aço ($\nu = 0,3$), resulta:

$$\sigma_{f_{\max}} = \pm 2,25 \frac{\delta_1^2 (\delta_1 + \delta_2)}{(\delta_1^2 + \delta_2^2)(\delta_1 + \delta_2) + 2(\delta_1 \delta_2)}^{3/2} \frac{E (\Delta r_I - \Delta r_{II})}{r}$$

...(2.28)

onde Δr_I = aumento do raio da seção circular, devido à de formaçāo da chapa mais fina na seção considerada.

Δr_{II} = idem, para a chapa mais espessa.

A deformação Δr é calculada de acordo com a expressão (2.12).

Para determinar a tensão total, como veremos em (2.3.3) basta somar σ_f à tensão na casca σ_1 .

As tensões calculadas por este método coincidem (com boa aproximação) com as tensões medidas com "strain-gages" nos modelos de caixas espirais.

As chapas, cuja espessura é determinada pelos cálculos, devem coincidir com as das especificações para calandragem.

É geralmente escolhida a chapa com espessura 2mm maior que a espessura determinada pelos cálculos, desde que se considere a fabricação da espiral para um longo período de operação, bem como corrosão e erosão causada pelo arraste de partículas sólidas na água.

(2.3.3) - Tensões nas juntas de união entre as virolas do caracol e o pré-distribuidor, admitido estrutura rígida indeformável.

a) Para seção meridional circular, desde que os bordos do pré-distribuidor sejam muito rígidos e dificilmente deformáveis, o elemento do caracol pode ser assumido como engastado. Como consequência desta hipótese, ten-

sões localizadas adicionais aparecerão na casca do caracol.

Para calcular as tensões localizadas nas juntas de união, as tensões nas bordas da casca do caracol devem ser determinadas; para isto a casca é considerada como uma estrutura livre, não engastada e sujeita apenas às tensões devidas à pressão interna.

Com base nas tensões anteriormente calculadas determina-se as forças e momentos atuando nas juntas e o valor das tensões devidas à flexão por A. E. Zhmud, já mencionado.

$$\sigma_f = \pm \frac{1}{2} \sqrt{\frac{3}{1-\nu^2}} \left[(1-\nu) - \nu \frac{r_o}{r_s} \right] \times \sigma_o \quad \dots (2.21)$$

para o aço, $\nu = 0,3$, teremos:

$$\sigma_f = (0,635 - 0,272 \frac{r_o}{r_s}) \sigma_o \quad \dots (2.22)$$

A tensão equivalente total na seção meridional na junta (σ_j) ($r = r_s$) é igual a soma das tensões σ_l e σ_f (positiva) de acordo com a relação (2.21)

$$\sigma_j = \sigma_l(r_s) + \sigma_f$$

$$\sigma_j = \left\{ (1 + \frac{r_o}{r_s}) + \sqrt{\frac{3}{1-\nu^2}} \left[(1-\nu) - \nu \frac{r_o}{r_s} \right] \right\} \frac{\sigma_o}{2} \quad \dots (2.23)$$

Para caixas espirais em aço ($\nu = 0,3$)

$$\sigma_j = (1,135 + 0,228 \frac{r_o}{r_s}) \sigma_o = (1,135 + 0,228 \frac{r_o}{r_s}) \frac{p f_1}{s}$$

Desde que a razão r_o/r_s tenha seu valor máximo no elemento do caracol mais próximo da seção de entrada do coletor ($r_o/r_s \approx 1,8$ nesta seção) o máximo valor de σ_j pode ser obtido com boa aproximação por:

$$\sigma_{j\max} \approx 1,55 \frac{p}{f}$$

O aumento relativo da tensão total na junção devido à flexão, dada por

$$\frac{\sigma_j - \sigma_{l(r_s)}}{\sigma_{l(r_s)}}, \text{ varia entre}$$

10 e 30%, crescendo com a diminuição da relação r_o/r_s .

b) A tensão na junta de união para seção meridional elíptica devida à flexão é dada por:

$$\sigma_f = \pm \frac{1}{2} \sqrt{\frac{3}{1-\nu^2}} \left[\frac{a^4 + 2r_s(r_s-r_o)(b^2-a^2)}{a^4 + (r_s-r_o)^2(b^2-a^2)} - \right. \\ \left. - \frac{\nu(r_o+r_s)}{r_s} \sqrt{a^2 + (r_s-r_o)^2(b^2-a^2)} \right] \frac{p}{b f} \quad \dots (2.24)$$

A tensão equivalente total na junta da seção elíptica com o pré-distribuidor ($r=r_s$) será como foi visto anteriormente $\sigma_j = \sigma_l + \sigma_f$

$$\sigma_j = \frac{1}{2} \sqrt{\frac{3}{1-\nu^2}} \left[\frac{a^4 + 2r_s(r_s-r_o)(b^2-a^2)}{a^4 + (r_s-r_o)^2(b^2-a^2)} - \right. \\ \left. - \frac{\nu(r_s+r_o)}{r_s} \sqrt{a^2 + (r_s-r_o)^2(b^2-a^2)} + \right. \\ \left. + \frac{r_s+r_o}{2r_s} \sqrt{a^2 + (r_s-r_o)^2(b^2-a^2)} \right] \frac{p}{b f} \quad \dots (2.25)$$

As expressões (2.24) e (2.25) são também genéricas pois, no caso de seção circular, $a=b$, recai-se nas expressões (2.21) e (2.23).

Para caixa espiral em aço, onde $\nu = 0,3$, temos:

$$\begin{aligned}
 \sigma_j = & 0,908 \left[\frac{a^4 + 2r_s(r_s - r_o)(b^2 - a^2)}{a^4 (r_s - r_o)^2 (b^2 - a^2)} - \right. \\
 & - \frac{0,3(r_s + r_o)}{r_s} \sqrt{a^4 + (r_s - r_o)^2 (b^2 - a^2)} + \\
 & \left. + 0,5 \frac{r_s + r_o}{r_s} \sqrt{a^4 + (r_s - r_o)^2 (b^2 - a^2)} \right] \frac{P}{b \delta} \\
 & \dots (2.26)
 \end{aligned}$$

(2.3.4) - Tensões nas juntas entre o caracol e o pré-distribuidor, admitido com estrutura deformável.

A hipótese de se considerar o pré-distribuidor como estrutura rígida indeformável não coincide com as condições reais de solicitação desta estrutura.

A deformação elástica do anel superior do pré-distribuidor é responsável pelas grandes tensões de flexão originadas então na parede do caracol.

Para este caso, V.S. Postoev e V.I. Mikheev aperfeiçoaram o método de cálculo para as caixas espirais. O novo método de cálculo para as caixas espirais considera os efeitos das deformações na parte superior do pré-distribuidor no estado de tensões da junta de união.

A parte superior do pré-distribuidor é calculada como uma estrutura em forma de casca com reforços (vide figura (2.7)) fixada ao flange superior por uma alma de forma cilíndrica e unida inferiormente às travessas (aletas fixas). O elemento de menor rigidez nesta construção é o flange curvado inferior. Desde que as aletas fixas estejam uniformemente distribuídas ao redor da circunferência do pré-distribuidor, o flange inferior, no espa-

ço entre duas aletas, se comporta como uma placa cilíndrica curta cujo comprimento é L (medido no perímetro externo do flange), intercalada na linha de junção entre a alma e as travessas.

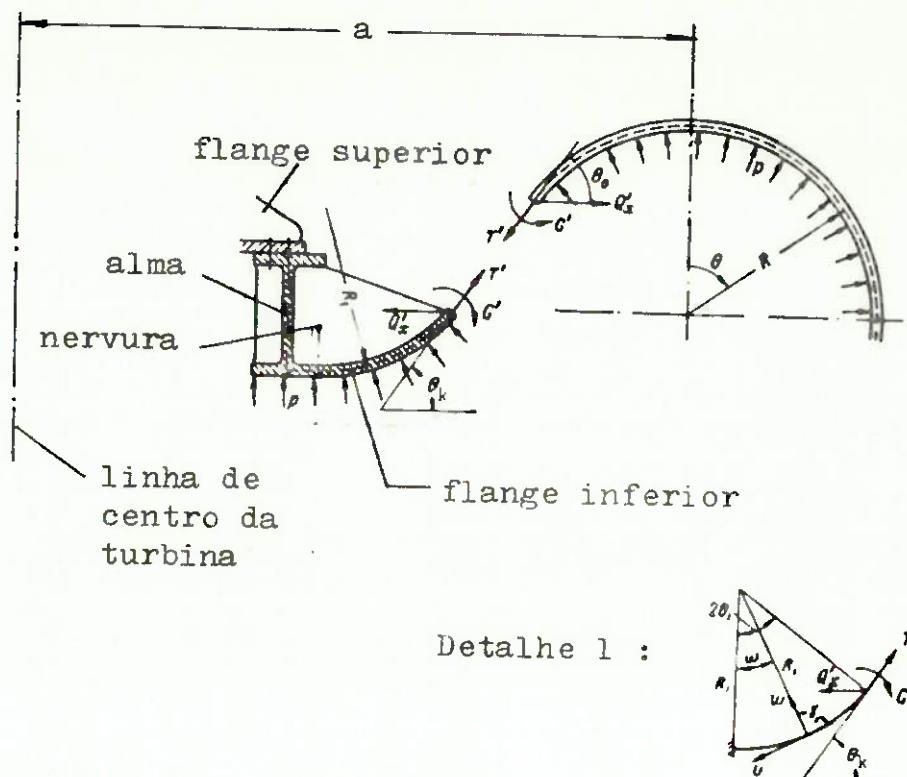


Fig.(2.7) - Esquema para o cálculo considerando-se o pré-distribuidor como estrutura deformável.

O momento fletor G' , a força cortante Q'_x e a força tangencial T' na junta entre o flange inferior e o caracol devem ser determinados.

Uma vez que, numa casca toroidal cilíndrica a força tangencial depende muito pouco do momento fletor G' e da força cortante Q'_x , a força T' pode ser determinada independentemente dos outros dois esforços.

O esquema representado assume a existência de um ponto de inflexão na junção.

Para determinar os esforços Q'_x e G' na junção duas condições devem ser satisfeitas: a deformação relati

va radial e os ângulos de torção devem ser nulos.

Estas condições são expressas pelas duas equações (2.29):

$$\begin{aligned} Q'_x \Delta_1 + G' \Delta_2 &= A \\ Q'_x \Delta_3 + G' \Delta_4 &= B \end{aligned} \quad \dots (2.29)$$

resolvendo as equações obtém-se:

$$Q'_x = \frac{A \Delta_4 - B \Delta_2}{\Delta_1 \Delta_4 - \Delta_2 \Delta_3} \quad \dots (2.30)$$

$$G' = \frac{B \Delta_1 - A \Delta_3}{\Delta_1 \Delta_4 - \Delta_2 \Delta_3} \quad \dots (2.31)$$

onde deve ser introduzida a notação seguinte:

$$\Delta_1 = (c_{31} \operatorname{sen} \theta_k + c_{11} \cos \theta_k) \cos \theta_k + (c_{33} \operatorname{sen} \theta_k - c_{13} \cos \theta_k) \operatorname{sen} \theta_k - a_{11}$$

$$\Delta_2 = -(c_{32} \operatorname{sen} \theta_k + c_{12} \cos \theta_k) + a_{12}$$

$$\Delta_3 = -\Delta_2$$

$$\Delta_4 = -(a_{22} + c_{22})$$

$$\begin{aligned} A &= \Delta_{xp} T' \left[(c_{31} \operatorname{sen} \theta_k + c_{11} \cos \theta_k) \cos(\theta_o - \theta_k) - \right. \\ &\quad \left. - (c_{33} \operatorname{sen} \theta_k + c_{13} \cos \theta_k) \operatorname{sen}(\theta_o - \theta_k) \right] \end{aligned}$$

$$B = T' \left[c_{21} \cos(\theta_o - \theta_k) - c_{23} \operatorname{sen}(\theta_o - \theta_k) \right]$$

...(2.32)

Os termos c_{ij} que aparecem nas expressões são coeficientes que levam em conta a influência do flange inferior. A direção v é tomada como a direção 1 (fig.(2.7),

detalhe 1), como a direção 2 e w como a direção 3 de uma base vetorial ortonormal. Aqui é aplicável o teorema da reciprocidade, isto é:

$$c_{13} = c_{31}; \quad c_{12} = c_{21} \quad e \quad c_{23} = c_{32}$$

Os coeficientes a_{ij} representam a influência nas bordas da casca toroidal, onde a direção 1 coincide com a direção de Q'_x e a direção 2 é oposta à direção da força, causando o momento G' . Para o toróide temos:

$$a_{12} = -a_{21}$$

Δ_{xp} = deformação radial devido à pressão hidrostática para a condição livre de momento fletor, conhecida da teoria das cascas:

$$\Delta_{xp} = \frac{p R a}{E \delta} \left[1 - 2\gamma - (1-\gamma) \bar{\alpha} \operatorname{sen} \theta_0 \right] \quad \dots (2.33)$$

onde R = raio da casca na seção considerada;

a = raio do eixo do toróide;

δ = espessura da casca; $\bar{\alpha} = \frac{a}{R}$

γ = coeficiente de Poisson;

A tensão total no plano meridional é:

$$\sigma_1 = \frac{\sigma G'}{\delta^2} + \frac{T'}{\delta} \quad \dots (2.34)$$

σ = tensão média.

O valor de T' é proveniente de:

$$T' = \frac{p R}{2} \times \frac{2 - \bar{\alpha} \operatorname{sen} \theta_0}{1 - \bar{\alpha} \operatorname{sen} \theta_0} \quad \dots (2.35)$$

Assim, a solução do problema se reduz à determinação dos coeficientes de influência para o flange inferior e para o toróide (c_{ij} e a_{ij}), isto é, a determinação da deformação dos bordos da casca produzidos pelas tensões nos mesmos.

Para determinar a deflexão de uma casca cilíndrica aberta, aplicamos a conhecida teoria de efeito não-degenerativo da borda em cascas com curvatura gaussiana nula. A solução deste problema aplicado ao cálculo do flange inferior engastado em três lados é dado por A.L.Gol'denveizer; aqui são apresentadas apenas as fórmulas finais - para os coeficientes:

$$c_{11} = \frac{R_1 f_1 \phi_1}{2x_1^2 E h} \left[M_o (\lambda^8 y_5 - \alpha_o y_3 - \alpha_o y_4) - M_1 (\lambda^8 y_6 - \alpha_1 y_3 + \beta_1 y_4) \right]$$

$$c_{22} = -\frac{3(1-\nu^2) R_1 f_1 \phi_1}{2 E h^3} \left[x_o (\lambda^8 y_3 - \alpha_o y_1 - \beta_o y_2) + x_1 (\lambda^8 y_4 - \alpha_1 y_1 + \beta_1 y_2) + \phi_1 y_1 - \phi_2 y_2 \right]$$

$$c_{33} = \frac{3(1-\nu^2) R_1^3 f_1 \phi_1}{2 E h^3} \left[L_o (\lambda^8 y_4 - \alpha_o y_2 - \beta_o y_3) - L_1 (\lambda^8 y_5 - \alpha_1 y_2 + \beta_1 y_3) \right]$$

$$c_{21} = c_{12} = \frac{f_1 \phi_1}{2x_1^4 E h} \left[M_o (\lambda^8 y_3 - \alpha_o y_1 - \beta_o y_2) - M_1 (\lambda^8 y_4 - \alpha_1 y_1 + \beta_1 y_2) \right]$$

$$c_{31} = c_{13} = \frac{R_1 f_1 \phi_1}{2 E h x_1^4} \left[M_o (\lambda^8 y_4 - \alpha_o y_2 - \beta_o y_3) - M_1 (\lambda^8 y_5 - \alpha_1 y_2 + \beta_1 y_3) \right]$$

$$c_{23} = c_{32} = -\frac{3(1-\nu^2) R_1^2 f_1 \phi_1}{2 E h^3} \left[L_o (\lambda^8 y_3 - \alpha_o y_1 - \beta_o y_2) - L_1 (\lambda^8 y_4 - \alpha_1 y_1 + \beta_1 y_2) \right]$$

... (2.36)

onde y_i (funções básicas) são determinadas das seguintes expressões para:

$$\omega = -2 \theta_1 \quad (\text{fig. (2.7) detalhe 1})$$

$$y_o = 1/2(\cosh a\omega \cdot \cos b\omega + \cosh b\omega \cdot \sin a\omega)$$

$$y_1 = \frac{1}{2\lambda} \left[\cos \pi/8 (\sinh a\omega \cdot \cos b\omega + \cosh b\omega \cdot \sin a\omega) + \sin \pi/8 (\cosh a\omega \cdot \sin b\omega + \sinh b\omega \cdot \cos a\omega) \right]$$

$$y_2 = \frac{1}{2\sqrt{2}\lambda^2} (\cosh a\omega \cdot \cos b\omega - \cosh b\omega \cdot \cos a\omega + \\ + \operatorname{senh} a\omega \cdot \operatorname{sen} b\omega + \operatorname{senh} b\omega \cdot \operatorname{sen} a\omega)$$

$$y_3 = \frac{1}{2\lambda^3} \left[\operatorname{sen} \pi/8 (\operatorname{senh} a\omega \cdot \cos b\omega - \cosh b\omega \cdot \operatorname{sen} a\omega) \right. \\ \left. + \cos \pi/8 (\cosh a\omega \cdot \operatorname{sen} b\omega - \operatorname{senh} b\omega \cdot \cos a\omega) \right]$$

$$y_4 = \frac{1}{2\lambda^4} (\operatorname{senh} a\omega \cdot \operatorname{sen} b\omega - \operatorname{senh} b\omega \cdot \operatorname{sen} a\omega)$$

$$y_5 = \frac{1}{2\lambda^5} \left[\cos \pi/8 (\cosh a\omega \cdot \operatorname{sen} b\omega + \operatorname{senh} b\omega \cdot \cos a\omega) - \right. \\ \left. - \operatorname{sen} \pi/8 (\operatorname{senh} a\omega \cdot \cos b\omega + \cosh b\omega \cdot \operatorname{sen} a\omega) \right]$$

$$y_6 = \frac{1}{2\sqrt{2}\lambda^6} (\cosh b\omega \cdot \cos a\omega - \cosh a\omega \cdot \cos b\omega + \\ + \operatorname{senh} a\omega \cdot \operatorname{sen} b\omega + \operatorname{senh} b\omega \cdot \operatorname{sen} a\omega)$$

$$y_7 = \frac{1}{2\lambda^7} \left[\operatorname{sen} \pi/8 (\cosh a\omega \cdot \operatorname{sen} b\omega - \operatorname{senh} b\omega \cdot \cos a\omega) - \right. \\ \left. - \cos \pi/8 (\operatorname{senh} a\omega \cdot \cos b\omega - \cosh b\omega \cdot \operatorname{sen} a\omega) \right]$$

... (2.37)

nestas fórmulas,

$$\lambda = \sqrt{x_1 \cdot \sqrt[4]{\frac{R_1}{h}}} \sqrt[3]{3(1-\gamma^2)} \quad ... (2.38)$$

$$x_1 = 4,7300 \frac{R_1}{L} \quad ... (2.39)$$

h = metade da espessura do flange inferior.

$$a = \lambda \cos \pi/8 \\ b = \lambda \operatorname{sen} \pi/8 \quad ... (2.40)$$

φ_1 = valor do primeiro autovalor das oscilações de uma viga rigidamente fixada em ambas as extremidades a uma fundação elástica.

para $x_1 = \frac{L}{2}$, teremos, tomando

$$k_1 = 4,7300 \frac{1}{L}$$

$$\phi_1 = \operatorname{sen} k_1 x_1 - \operatorname{senh} k_1 x_1 - \frac{\operatorname{sen} k_1 L - \operatorname{senh} k_1 L}{\cos k_1 L - \cosh k_1 L} \cdot N$$

$$\text{onde } N = (\cos k_1 x_1 - \cosh k_1 x_1) \quad \dots (2.41)$$

f_1 = primeiro termo da série de Fourier desenvolvida de acordo com o autovalor ϕ_1 para tensão simples.

$$f_1 = \frac{1}{k_1 L} \left[2 - \cos k_1 L - \cosh k_1 L - \frac{\operatorname{sen} k_1 L - \operatorname{senh} k_1 L}{\cos k_1 L - \cosh k_1 L} (\operatorname{sen} k_1 L - \operatorname{senh} k_1 L) \right] \cdot W$$

$$\text{onde } W = \left[\frac{\cos k_1 L - \cosh k_1 L}{\operatorname{sen} k_1 L - \operatorname{cosh} k_1 L} \right]^2 \quad \dots (2.42)$$

Os demais coeficientes das relações (2-36) - são dados pelas relações seguintes:

$$\alpha_0 = \lambda^8 \frac{y_2 y_6 - y_1 y_7}{y_0 y_6 - y_1 y_5}$$

$$\beta_0 = \lambda^8 \frac{y_1 y_7 - y_2 y_5}{y_0 y_6 - y_1 y_5}$$

$$\alpha_1 = \frac{\lambda^8 y_3 y_6 + y_0 y_1}{y_0 y_6 - y_1 y_5}$$

$$\beta_1 = \frac{y_0^2 + \lambda^8 y_3 y_5}{y_0 y_6 - y_1 y_5}$$

$$M_0 = \frac{F_3}{F_0 F_3 - F_1 F_2}$$

$$M_1 = \frac{F_2}{F_0 F_3 - F_1 F_2}$$

$$L_0 = \frac{F_1}{F_0 F_3 - F_1 F_2}$$

$$L_1 = \frac{F_0}{F_0 F_3 - F_1 F_2}$$

$$\dots (2.43)$$

$$\text{onde } F_0 = y_0 + \alpha_0 y_6 + \beta_0 y_7$$

$$F_1 = y_1 + \alpha_1 y_6 - \beta_1 y_7$$

$$F_2 = \lambda^8 (y_1 + \alpha_0 y_7) - \beta_0 y_0 \quad F_3 = \lambda^3 (y_2 + \alpha_1 y_7) + \beta_1 y_0$$

$$\dots (2.44)$$

Também temos:

$$\phi_1 = \frac{y_6}{y_0 y_6 - y_1 y_5} \quad \phi_2 = \frac{y_5}{y_0 y_6 - y_1 y_5}$$

$$x_o = - \frac{F_1 (\lambda^8 \phi_1 y_7 + \phi_2 y_0) - F_3 (\phi_1 y_6 - \phi_2 y_7)}{F_0 F_3 - F_1 F_2}$$

$$x_1 = \frac{F_0 (\lambda^8 \phi_1 y_7 + \phi_2 y_0) - F_2 (\phi_1 y_6 - \phi_2 y_7)}{F_0 F_3 - F_1 F_2}$$

... (2.45)

O estado de tensões na casca toroidal foi estudado por V.S. Postoev e V.I. Mikheev. As seguintes fórmulas para os coeficientes de influência foram obtidas para o bordo ligado da casca:

$$a_{11} = (1 - \bar{\alpha} \operatorname{sen} \theta_0)^2 \frac{2 \lambda_1^R}{E \delta \bar{\alpha}^2} \quad a_{22} = - \frac{R}{D \lambda_1}$$

$$a_{12} = - a_{21} = \frac{R^2}{2 D \lambda_1^2} \operatorname{sen} \theta_0 \quad \dots (2.46)$$

onde: $\lambda_1 = k \sqrt{\frac{\operatorname{sen} \theta_0}{1 - \bar{\alpha} \operatorname{sen} \theta_0}}$ $D = \frac{E \delta^3}{12(1 - \nu^2)}$

$$k^2 = \sqrt{3(1 - \nu^2)} \quad \frac{R^2}{a \delta} \quad \dots (2.47)$$

Os cálculos através da hipótese da indefor-mabilidade do conjunto do anel superior do pré-distribui-dor levam a erros bastante grandes.

A análise dos cálculos apresentados, indicam que as tensões na junta de união dependem principalmente da rigidez do flange inferior. Assim, as tensões de fle-xão decrescem com o aumento da rigidez, o que pode ser feito por meio de reforços adicionais (nervuras ao redor de

toda a circunferência do pré-distribuidor, como a indicada na figura (2.7)). É importante manter concordante a junção das violas com o flange. Pequenas inflexões na junta, de 7 a 10° aumentam consideravelmente as tensões de flexão. O formato construtivo do flange também modifica o estado de tensões. O formato mais apropriado para este é o de uma superfície cônica nervurada.

É interessante notar que, nas modernas turbinas de elevada potência, o anel superior do pré-distribuidor é também concretado, aumentando assim sua rigidez. Uma vez que os cálculos apresentados não levaram em conta a influência do concreto eventualmente utilizado, as tensões neste caso resultarão menores.

Com este procedimento, os resultados são suficientes caso se adoptem as taxas de trabalho permitidas pela ASME Pressure Vessel Code Section VIII (geralmente a dotadas nas especificações contratuais*), e quando a chapa de aço tem adequada capacidade de deformação. Sob essas condições pode-se, inclusive, chegar a um fator de solda 1,0 (considerações a esse respeito serão feitas no capítulo 4 do presente trabalho).

Entretanto, nos casos em que as tensões admisíveis são mais elevadas e/ou se empregam aços de construção tratados termicamente, torna-se necessário fazer uma consideração mais precisa das tensões reinantes, bem como do fator de segurança a se adotar. Para determinação mais precisa das tensões deve-se utilizar programas de computação.

* O tipo de equipamento aqui considerado, devido ao alto custo de investimento para projeto e fabricação, normalmente é projetado após realizada sua venda e, por conseguinte, sob regulamentação contratual.

Uma forma usual de se obter o fator de segurança (S) é apresentada a seguir:

$$S = S_m \cdot S_f \cdot S_c \cdot S_r$$

onde S_m = função da qualidade do material, depende da capacidade de deformação do material, ou seja, do elongamento $\sigma_{esc}/\sigma_{rup}$;

S_f = função das falhas de fabricação, ou seja, conformação, qualidade de solda, execução, tratamento térmico, testes, etc. (como será abordado no capítulo 4);

S_c = função dos cálculos realizados, ou seja, das hipóteses simplificadoras consideradas, influência de ângulos nas uniões soldadas, variação da rigidez, considerações quanto à medição da deformação;

S_r = função da classe de risco, isto é, do modo como é feita a concretagem da caixa espiral (concretada, livre ou aberta, concretada e com camada elástica, como será abordado em capítulo posterior)

Para caixas espirais de chapas em seguida à determinação das tensões e dimensionamento estrutural deve-se proceder à escolha do número de virolas, o qual deve atender algumas condições:

- deve ser grande o bastante para que não se prejudique o perfil hidráulico do caracol;
- é favorável que ele seja o mínimo compatível com a primeira condição, evitando assim o aumento demasiado dos custos de fabricação;
- as dimensões de cada virola deve ser compatível com as dimensões das chapas laminadas disponíveis no mercado com a espessura desejada.
- possibilidade de transporte no caso de grandes dimensões.

O desenho do desenvolvimento das virolas pode ser facilmente obtido através da geometria descritiva. Um exemplo de desenvolvimento pode ser visto no exemplo apresentado como anexo ao presente trabalho.

Outra indicação que deve ser feita em projeto é das linhas de "calandragem" sobre a chapa da virola desenvolvida para servir de base para a fabricação.

O segmento de caixa espiral formado por uma só virola não é cilíndrico visto que as seções diminuem gradualmente; tampouco tronco cônica uma vez que as seções extremas não são paralelas; desta maneira, a calandragem não é contínua e sim são conformadas linha por linha como se prensada entre os rolos da calandra e as curvaturas são verificadas constantemente com gabaritos.

A determinação destas linha é complicada podendo, com alguma imprecisão ser obtidas por processos geométricos com base em procedimentos experimentais que constituem parte do "Know-How" dos diversos fabricantes.

É usual fazer-se o desenvolvimento das virolas e a traçagem das linhas de "calandragem" com o auxílio de computador com terminal de traçagen gráfica.

3 - PRÉ - DISTRIBUIDOR

3.1 - Generalidades

A função estrutural do pré-distribuidor é transmitir as cargas que recaem sobre si para a fundação de concreto da casa de força, ou seja, o peso da turbina, a carga axial da água que passa pelo rotor e eventuais - vibrações da máquina. Para caixas espirais de concreto, o pré-distribuidor consiste em aletas fixas separadas, en-gastadas diretamente na fundação ou em uma construção anular formada por um anel superior e um inferior unidos entre si por travessas (também chamadas de aletas fixas-ou aletas de guia estáticas). O pré-distribuidor é montado dentro do caracol entre os cones superior e inferior, no caso de caixas espirais de concreto. As aletas fixas-servem hidráulicamente para orientar o fluxo na saída do caracol e são presas no concreto por intermédio dos flanges superior e inferior no caso de caracóis em aço e mes-mo em alguns de concreto. As dimensões destes flanges são determinadas de acordo com a pressão admissível no con-creto. Uma das aletas fixas é o próprio nariz da espiral

(também chamado bequilha). Normalmente, todas as aletas fixas dentro do caracol têm o mesmo perfil, enquanto que, na parte externa (caixas espirais abertas ou em semi espiral) como pode ser visualizado na figura (3.1), o perfil varia, conforme a direção de incidência do fluxo sobre a aleta, ou seja, segundo a direção do esforço hidráulico atuante na aleta.

A figura (3.1) mostra a localização das aletas fixas em uma parte do coletor. Algumas concepções do pré-distribuidor são apresentadas na figura (3.2). Em projetos onde o mancal de escora é localizado na tampa da turbina, é conveniente e seguro transmitir a carga para a fundação através do pré-distribuidor constituído de anéis do que simplesmente através de travessas independentes.

Quando se projeta o pré-distribuidor e se escolhe seu tipo construtivo, deve-se levar em conta que o mesmo será a maior peça da turbina passível de usinagem, determinando, suas dimensões, o equipamento necessário para tal.

O pré-distribuidor com aletas parafusadas e sem o anel inferior é de construção simples, mas, uma vez inexistente o anel inferior e, por conseguinte sua união com o anel inferior do distribuidor este deve ser unido à estrutura por meio de concreto, ficando sujeito a um eventual desalinhamiento devido à acomodação do concreto.

O tipo de pré-distribuidor a ser projetado é escolhido de acordo com os parâmetros e dimensões da turbina e as possibilidades tecnológicas de fabricação. Com este propósito uma análise técnico-econômica detalhada e uma comparação com projetos alternativos deve ser realizada, o que é feito geralmente durante a concorrência de venda destes equipamentos.

Pré-distribuidores soldados com aletas fixas

presas por parafusos são utilizados para grandes turbinas Kaplan (figura(3.2.c)). A parte superior do pré-distribuidor é presa à parte superior do distribuidor e não possui a parte inferior.

No projeto do pré-distribuidor, a escolha do formato dos bordos externos tanto na parte superior quanto inferior deve ser feita cuidadosamente de modo a obter uma transição suave do fluxo na entrada, ao redor do caracol todo. A transição entre cone e plano não é muito prático, embora usado em muitas caixas espirais em concreto, pois nas junções inundadas aparecem tensões elevadas.

3.2 - Dimensionamento Hidráulico

O número de aletas fixas (travessas) é normalmente tomado como a metade do número de pás diretoras (aletas móveis) do distribuidor.

Para coletores semi-caracol, algumas aletas-fixas adicionais são utilizadas na parte aberta do caracol para garantir melhores condições para o fluxo ao redor do distribuidor.

Experiências realizadas em laboratórios e a observação em usinas instaladas mostram que as características de potência das turbinas com caixas semi-caracol podem ser melhoradas por um arranjo apropriado das aletas-fixas nas proximidades do nariz, na parte aberta do coletor (vide aletas nº 10,11, 12, e 13 da fig.(3.1)).

As dimensões das aletas fixas no plano equatorial, bem como seu perfil e localização, dependem da geometria da turbina, das condições de fluxo e das tensões admissíveis. A inclinação de cada aleta é dada pelas linhas de corrente e o perfil da seção transversal da aleta é escolhido entre vários perfis testados quanto à sua eficiência.

ciência hidrodinâmica e quanto à sua resistência mecânica.

A figura (3.1) mostra a localização das aletas fixas da turbina com uma caixa semi-espiral.

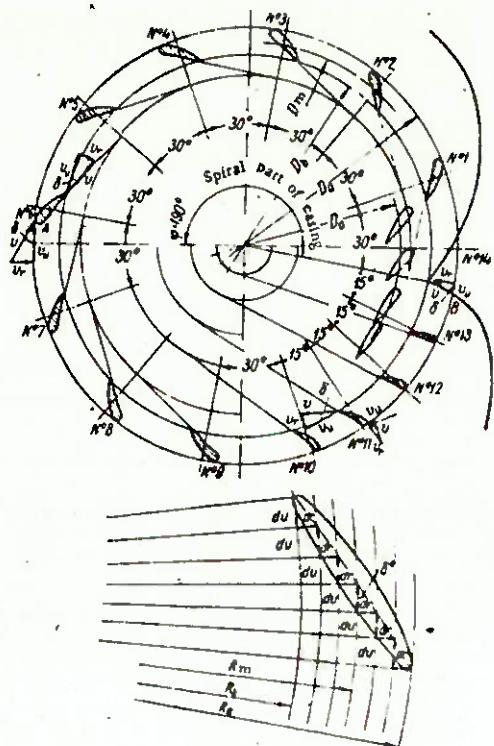


Fig.(3.1) - Localização das aletas fixas no pré-distribuidor em uma caixa semi-espiral.

É comum a localização destas aletas sobre a circunferência de diâmetro médio do pré-distribuidor (D_m)

$$D_m = \frac{D_a + D_b}{2}$$

Do nariz até a aleta nº10, todas são dispostas com o mesmo ângulo ($\approx 30^\circ$) e, à partir da aleta nº 10 (até a nº 14) com ângulo de 15° .

A linha de inclinação das aletas fixas é deduzida como mostra a figura, isto é, dividindo o intervalo $R_a - R_b$ em vários anéis através de arcos. Baseado na constante K da caixa espiral, o ângulo δ entre a direção da velocidade absoluta e sua componente periférica v_u pode ser determinado.

Para a caixa espiral, assumindo $v_u \cdot r = K$ (cons

$$\text{tante): } \operatorname{tg} \delta = \frac{\frac{v}{u}}{\frac{r}{u}} = \frac{Q r}{2\pi b_o r K} = \frac{dr}{du}$$

Conseqüentemente, $\operatorname{tg} \delta$ permanece inalterada ao longo de uma linha de corrente.

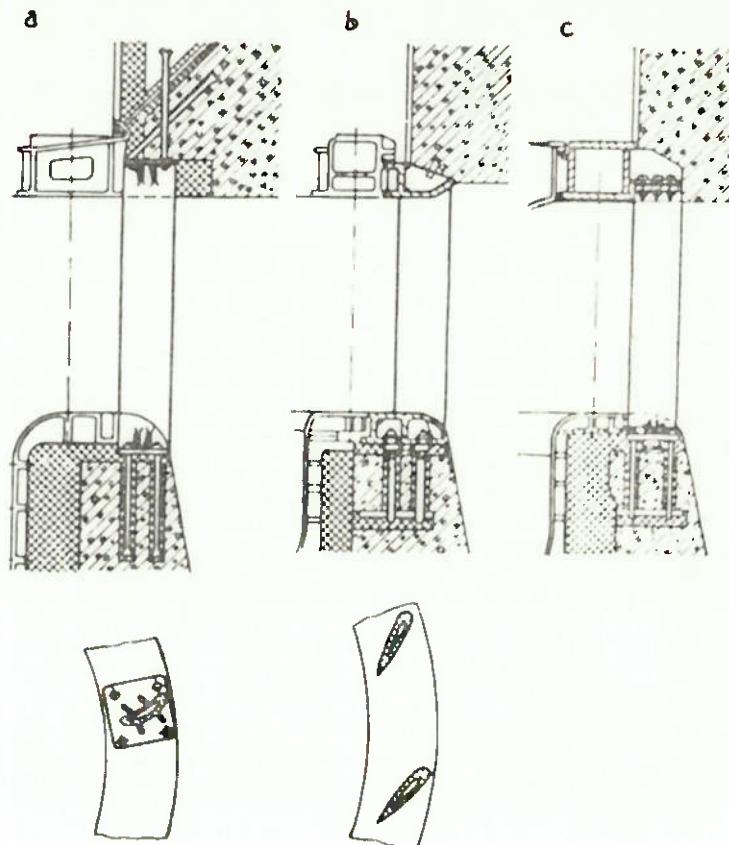


Fig.(3.2) - Várias concepções construtivas para o pré-distribuidor: a) aletas fixas separadas; b) com anel inferior; c) com aletas fixas apara fusadas.

Para um dado incremento dr , corresponde um incremento du proporcional a dr .

$$du = dr \cdot \frac{\frac{v_u \cdot 2\pi b_o r}{Q}}{K_1} = K_1 dr$$

Desenhando a linha de inclinação para a ale-ta fixa e envolvendo-a pelas linha de corrente, obtemos seu perfil adequado.

O ângulo de saída δ das aletas nº7 a nº13 na

parte aberta do coletor (fig.(3.1)) é feito igual ao ângulo de entrada para cada aleta fixa no interior da espiral; o ângulo de entrada é determinado assumindo a componente periférica da velocidade (v_u) variando linearmente do ponto A (aleta nº 6) ao ponto B (nariz da espiral).

$$v_u = v_{uB} \frac{v_{uA} - v_{uB}}{\phi_1} \phi_j = n + m \phi_j \quad \dots (3.1)$$

onde v_u = componente periférica da velocidade na circunferência de diâmetro D_a (externo) para cada aleta considerada;

v_{uB} = a mesma componente citada no ponto B;

v_{uA} = idem, no ponto A;

ϕ_j = ângulo de posição da aleta considerada medido à partir do nariz da espiral;

ϕ_1 = ângulo de envolvimento fora da espiral.

A velocidade v_{uB} depende da forma do nariz e é determinado pela equação:

$$v_{uB} = v_{rB} \cotg \delta = \frac{Q}{2\pi b_o R_o} \cotg \delta \quad \dots (3.2)$$

Na prática, o ângulo é determinado pelo desenho do triângulo de velocidades no nariz.

A componente periférica da velocidade v_u no ponto A é:

$$v_{uA} = \frac{K}{R_a} \quad \dots (3.3)$$

onde K é a constante da caixa espiral.

As equações (3.2) e (3.3) permitem-nos determinar os coeficientes m e n da expressão (3.1) e o valor de v_u para cada aleta, conhecido seu ângulo de posição ϕ_j .

A linha de inclinação para cada aleta fixa - na parte de fora da espiral é obtida graficamente.

Embora os cálculos apresentados para determinação da concepção hidráulica do pré-distribuidor tenham

sido ilustrados para um coletor semi-espiral, são aplicáveis para caixas espirais de espiral completa (vide exemplo que segue em anexo), levando-se em conta as seguintes considerações:

- o ângulo de envolvimento é constante (360°);
- todas as aletas fixas têm o mesmo ângulo de inclinação.

A figura (3.3) mostra um desenho padrão de pré-distribuidor utilizado pelos soviéticos.

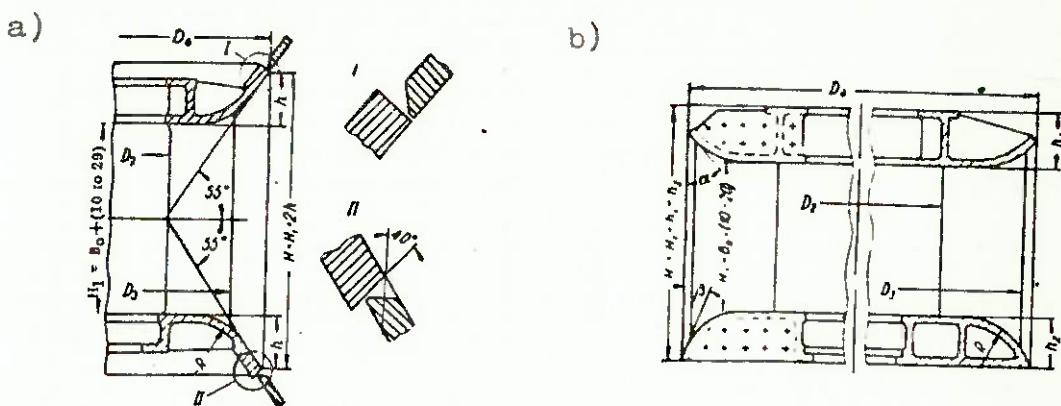


Fig.(3.3) - Pré-distribuidores de fabricação comum na URSS: a) para caixas espirais em concreto; b) para caixas espirais em chapas metálicas.

Concepções outras, variadas, são adotadas pelos diversos fabricantes no mundo todo.

3.3 - Dimensionamento estrutural

O dimensionamento estrutural do pré-distribuidor consiste em determinar as tensões provocadas nas aletas fixas (travessas) pelo peso do concreto, da turbina em si se for o caso e pela pressão hidrodinâmica.

A carga sobre as travessas é calculada para os seguintes casos: com a turbina parada, com a caixa espiral vazia; sob condições normais de operação em regime; durante a rejeição de carga, quando a pressão no caracol

cresce devido ao fechamento rápido do distribuidor (golpe de ariete).

O cálculo das forças que atuam em cada travessa é um problema indeterminado estaticamente; para simplificação assume-se que, devido à reduzida rigidez dos anéis superior e inferior, cada travessa possa ser considerada como um elemento independente.

A carga sobre cada travessa é tomada como proporcional à sua posição angular ϕ . As travessas estão sujeitas a cargas verticais permanentes, devidas ao peso descarregado sobre as mesmas e a cargas variáveis devidas à pressão da água no interior do coletor. As forças transversais provocadas pelo fluxo são geralmente desprezadas em vista de seus pequenos valores face aos demais devido ao perfil hidrodinâmico das aletas.

Para pequenas turbinas, dispostas com eixo horizontal, as travessas do pré-distribuidor, quando este é presente, não sofrem esforço algum devido ao peso da turbina, uma vez que este é descarregado através dos mancais ou diretamente para a fundação.

Considerando-se o caso em que o eixo da turbinha é vertical, e que o peso da máquina é descarregado a través do pré-distribuidor, o diagrama de esforços atuando sobre as travessas pode ser visto na figura (3.4).

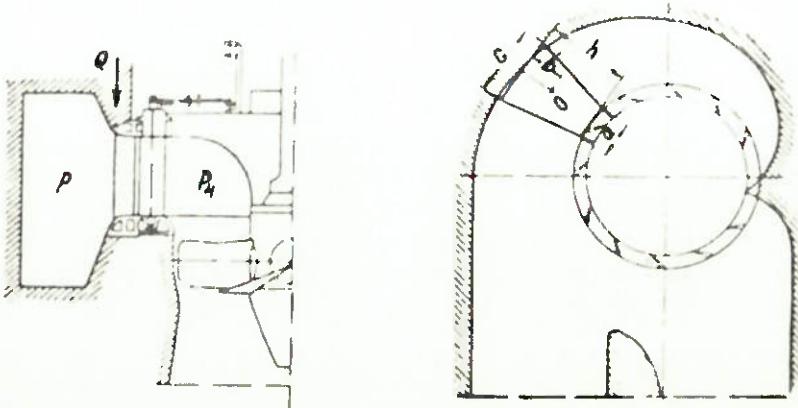


Fig.(3.4) - Cargas atuando sobre as travessas do pré-distribuidor.

O plano apresentado na figura da página anterior mostra a dependência da carga sobre a travessa, da posição da mesma na volta do caracol.

Q = peso do concreto e da turbina sobre o pré-distribuidor; p = pressão da água no caracol, absorvido pelas paredes do caracol e pelas aletas fixas.

A carga é determinada a seguir para os três casos usuais:

I- Turbina fora de operação:

Não existe água no interior do caracol ($p=0$). Apenas atuam sobre as travessas esforços de compressão.

$$Q_I = Q_1 + Q_2$$

onde Q_1 = peso do concreto sobre uma aleta fixa;

Q_2 = peso dos componentes da turbina e gerador suportado por uma única travessa.

O peso do concreto Q_1 a que está sujeita uma travessa é normalmente determinado pelo projeto da casa de força, de acordo com sua localização.

O peso das partes da turbina e do gerador - que atuam sobre uma travessa é obtido da fórmula:

$$Q_2 = \frac{\sum G \Delta \phi}{360} \quad \dots (3.4)$$

onde $\sum G$ = peso total das partes da turbina e do gerador- atuando sobre as aletas do pré-distribuidor (estator e rotor do gerador, tampa da turbina, anel superior, mancal de escora, eixo da turbina, rotor, mancais de guia, etc.);

$\Delta \phi$ = ângulo entre duas travessas ($\phi_i - \phi_{i-1}$).

II - Turbina operando em regime permanente ($p \neq 0$):

Deve-se considerar a carga axial devido ao peso do concreto, da turbina e a pressão da água atuando

sobre o conjunto e transmitido para as travessas.

$$Q_{II} = Q_1 + Q_2 - P_1 - P_2 + P_3 \quad \dots (3.5)$$

onde P_1 = carga devida à pressão da água atuando no teto - da caixa espiral, transmitida a uma travessa;

P_2 = parcela da carga devida à pressão da água atuando sob as superfícies superiores da passagem de água (anel superior do pré e do distribuidor) , transmitida a uma travessa;

P_3 = parcela da carga axial devido ao empuxo da água sobre o rotor, transmitida a uma travessa.

Quando se determina a carga P_1 , deve-se notar que a carga devida à pressão da água atuando sob o teto do caracol, transmitida às paredes da espiral e à travessa é proporcional ao ângulo $\Delta\psi$ entre duas travessas consecutivas.

Então, uma figura trapezoidal entre o contorno da espiral e as aletas fixas pode ser desenhada (figura (3.4)); seu centro de gravidade é determinado e a carga P_1 é calculada pela expressão:

$$P_1 = \frac{b}{h} p_1 f \quad \text{onde: } b = \frac{h}{3} \frac{2a+c}{a+c}$$

$$f = \frac{(a+c)h}{2}$$

por conseguinte:

$$P_1 = 1/6 (2a+c)h p_1 \quad \dots (3.6)$$

onde a , c e h são as dimensões indicadas na figura trapezoidal da figura (3.4).

p_1 = pressão da água agindo sob o teto do caracol, determinada pela expressão:

$$p_1 = \gamma (H - \frac{V^2}{2g})$$

onde H = diferença entre as cotas do nível d'água de mon-

tante e a cota do teto da espiral (no caso de caixa espiral de seção circular é seguro adotar-se ao invés da cota do teto, a cota da linha média do pré-distribuidor); (H_1) v_m = velocidade da água na caixa espiral; g = aceleração da gravidade local.

Logo, a expressão final pode ser escrita como:

$$P_1 = \frac{\gamma}{6} h (2a + c) (H - \frac{v_m^2}{2g}) \quad \dots (3.7)$$

γ = peso específico da água.

A carga devida à pressão atuante sob o anel-superior do pré-distribuidor e das passagens superiores da turbina pode ser determinada pela expressão:

$$P_2 = p_2 \frac{\pi}{4} (D_a^2 - D_e^2) \frac{\Delta \phi}{360} \quad \dots (3.8)$$

onde D_a = diâmetro dos bordos externos das travessas;

D_e = diâmetro do eixo da turbina.

A pressão da água nas passagens é:

$$p_2 = \gamma (H_1 - \frac{v_2^2}{2g})$$

onde H_1 = diferença entre a cota do nível de água de montante e a cota da linha média do distribuidor.

$$v_2 = \propto \frac{Q}{A_o} = \propto \frac{Q}{\pi D_o b_o}$$

D_o = diâmetro primitivo do distribuidor (circunferência que contém as aletas móveis).

O coeficiente \propto pode ser considerado como tendo o valor $\propto \approx 1,5$ nas fórmulas precedentes, devido à desuniformidade da velocidade no fluxo nestas passagens.

A expressão final que fornece P_2 pode então ser escrita:

$$P_2 = \frac{\pi \gamma}{4} (H_1 - \propto^2 \frac{Q^2}{\pi^2 D_o^2 b_o^2 \cdot 2g}) (D_a^2 - D_e^2) \frac{\Delta \phi}{360} \quad \dots (3.9)$$

A carga axial da coluna de água atuando sobre o rotor, transmitida a uma travessa:

$$P_3 = \frac{p_x \Delta \phi}{360} \quad \dots (3.10)$$

onde p_x é a carga axial da coluna de água sobre o rotor.

III - Transitório da regulagem - Golpe de ariete:

As cargas devido ao peso do concreto, ao peso dos equipamentos e às pressões acima e abaixo da pressão hidrostática (oscilações do transitório) atuando sobre a travessa são:

$$Q_{III} = Q_1 + Q_2 - P_4 - P_5 + P_6 \quad \dots (3.11)$$

onde P_4 = carga devida à pressão atuando no teto da espiral transmitida à travessa;

P_5 = força atuando pela pressão da água sobre a superfície anelar compreendida entre os diâmetros do bordo de entrada do pré-distribuidor (D_a) e o diâmetro primitivo do distribuidor (D_o), transmitida a uma travessa.

P_6 = força devida à pressão da água dentro do distribuidor transmitida à travessa. É positiva desde que haja um fechamento rápido do distribuidor pois ocorre uma queda brusca de pressão (vácuo) dentro do distribuidor, provocando compressão das travessas; é negativa no caso de abertura rápida, porém, normalmente não se considera este caso no dimensionamento devido ao fato de que na compressão o problema é o crítico.

A força P_4 devida à pressão da água no teto do caracol durante a rejeição de carga e transmitida a uma travessa é calculada exatamente como em operação em regime permanente:

$$P_4 = 1/6 (2a + c) \cdot h \cdot p_3 \quad \dots (3.12)$$

onde p_3 é a pressão no teto do caracol, determinada por

$$p_3 = \gamma H \left(1 + \frac{\Delta H}{H}\right)$$

sendo ΔH = variação de pressão ocasionada pelo golpe de ariete.

Consequentemente:

$$P_4 = \frac{\gamma}{6} (2a + c) \left(1 + \frac{\Delta H}{H}\right) h H \quad \dots (3.13)$$

A força P_5 no espaço do anel entre o pré-distribuidor e o diâmetro primitivo do distribuidor, transmitida às aletas fixas é calculada pela fórmula:

$$P_5 = p_5 \frac{\pi}{4} (D_a^2 - D_o^2) \frac{\Delta \phi}{360}$$

ou seja:

$$P_5 = \frac{\pi \gamma \Delta \phi}{4 \cdot 360} (D_a^2 - D_o^2) \left(1 - \frac{\Delta H}{H}\right) H \quad \dots (3.14)$$

A força P_6 devida à pressão da água dentro do distribuidor, transmitida a uma travessa pode ser determinada pela expressão:

$$P_6 = p_4 \frac{\pi}{4} D_o^2 \frac{\Delta \phi}{360} \quad \dots (3.15)$$

onde p_4 é a pressão negativa dentro do distribuidor quando fechado bruscamente. Normalmente adota-se $p_4 = 1 \text{ Kg/cm}^2$.

Após calcular-se as cargas Q_I , Q_{II} , e Q_{III} atuantes sobre as travessas para as três situações possíveis, pode-se escolher o material e calcular-se a área da seção das travessas ou, fixado o perfil (e por conseguinte a área da seção transversal), determinar-se as tensões de tração e compressão para as dimensões já concebidas, verificando a faixa de tensões admissíveis.

As travessas, uma vez sujeitas a tensões de compressão elevadas, devem ser verificadas quanto às con-

dições de flambagem. É comum a realização destas verificações apenas para as aletas altamente carregadas com pequena área de seção transversal.

Para o cálculo das tensões admissíveis à flambagem

$$\sigma = \frac{Q}{f A}$$

onde Q = força resultante de compressão agindo sobre a travessa;

A = área da seção transversal da travessa;

f = coeficiente de segurança à flambagem.

O coeficiente de segurança à flambagem depende do material e do índice de esbeltez da travessa (λ)-

$$\lambda = \frac{\mu L'}{i}$$

onde μ = coeficiente;

$L' = b_o$ = comprimento da travessa sob compressão; deve-se atentar para o fato de que nem sempre $L' = b_o$

i = raio de giro, definido da resistência dos materiais como:

$$i = \sqrt{\frac{J}{A}}$$

J = momento de inércia mínimo da seção transversal da travessa.

Os valores do coeficiente f para o aço, como função do índice de esbeltez λ é apresentado na tabela(3) (N.N. Kovalev).

Para os pré-distribuidores feitos de aletas fixas separadas, os flanges superior e inferior das aletas devem ser projetados com certa margem de segurança, tendo em vista a pressão admissível no concreto da fundação e os parafusos de união devem ser calculados à tensão (figura (3.2-a)).

TABELA (3)

Coeficiente de segurança à flambagem f em função
do índice de esbeltez λ para o aço (St 5; 30L)

Índice de esbeltez λ	0	10	20	30	40	50	60
Coeficiente f	1,00	0,98	0,95	0,92	0,89	0,86	0,82
Índice de esbeltez λ	70	80	90	100	110	120	130
Coeficiente f	0,76	0,70	0,62	0,51	0,43	0,37	0,33
Índice de esbeltez λ	140	150	160	170	180	190	200
Coeficiente f	0,29	0,26	0,23	0,21	0,19	0,17	0,16

4 - FABRICAÇÃO, MONTAGEM E TESTE

4.1 - Generalidades

Os processos utilizados na fabricação do conjunto caixa espiral-pré-distribuidor pode ser variado de acordo com as dimensões da máquina. Assim, pode-se encontrar caixas espirais e pré-distribuidores fundidos - (turbinas pequenas para altas quedas), de chapas soldadas (construções médias e grandes geralmente) ou construção mista (partes fundidas e/ou soldadas ou ainda com uniões soldadas, parafusadas ou rebitadas).

O processo a ser adotado é função também das disponibilidades tecnológicas.

A escolha do material adequado para a construção do pré-distribuidor e caixa espiral é feita de acordo com as solicitações dos mesmos, determinadas durante o projeto, tendo em vista também o processo de fabricação a ser adotado.

A caixa espiral, com exceção de pequenas turbinas para altas quedas (aço fundido), são geralmente fabricadas em chapas de aço divididas em virolas ou seg-

mentos de virola, conformadas e soldadas.

No caso do pré-distribuidor, se as solicitações das travessas forem apenas de compressão, pode ser feito de ferro fundido. Se, entretanto, for submetido a esforços de compressão e tração, o que ocorre normalmente em médias e altas quedas, deve ser feito de aço. Para construções mistas soldado-fundido, os anéis superior e inferior e as travessas são fundidos em aço e soldados posteriormente, formando uma única peça que, em função das dimensões e transporte pode ser segmentada e unida por para-fusos.

Normalmente o pré-distribuidor, quando fundido, era em uma só peça, porém, atualmente, para garantia de uma fundição perfeita, tem-se fundido pré-distribuidores em várias partes pequenas.

Em construções soldadas, os anéis superior e inferior e as travessas são feitos de chapa grossa, conformadas por calandragem ou estampagem.

Desta forma, os processos envolvidos são os mais variados, abrangendo processos de estampagem, calandragem, soldagem e também usinagem (flanges de união, parafusos de fixação e roscas), etc.

4.2 - Materiais

Os materiais das chapas e das soldas devem ser cuidadosamente selecionados.

Geralmente são empregados materiais de alta plasticidade, pois, sem se falar dos processos de conformação que o exigem, podem suportar flexionamento, dado as grandes dimensões, durante a fabricação e transporte (deformações durante o manuseio das partes), sem prejudicar a estrutura. Além do mais, os materiais dúteis possibilitam uma distribuição de tensões mais uniforme, evitando -

picos de tensão muito pronunciados, aliviando um pouco o problema de concentração de tensões nas juntas soldadas.

As principais características requeridas para os materiais na utilização em caixas espirais e pré-distribuidores são:

- adequadas propriedades mecânicas;
- boa elasticidade;
- resistência à fragilidade;
- resistência ao envelhecimento;
- boa soldabilidade;
- viabilidade de oxi-corte e boa usinabilidade;
- eventualmente, resistência à abrasão (caso haja partículas em suspensão na água).

Para que se tenha uma idéia das tendências - no que diz respeito à seleção dos materiais, apresentamos à seguir alguns dados sobre materiais possíveis de serem utilizados:

- Para construção fundida:

$$\text{tensão de ruptura} - \sigma_r \approx 441 \text{ N/mm}^2$$

$$\text{tensão admissível} - \sigma_{adm} = 226 \text{ N/mm}^2$$

$$\text{alongamento} - \delta = 16\%$$

- Para construção soldada:

$$\text{tensão de ruptura} - \sigma_r \approx 432 \text{ a } 461 \text{ N/mm}^2$$

$$\text{tensão admissível} - \sigma_{adm} = 235 \text{ N/mm}^2$$

$$\text{alongamento} - \delta = 20\%$$

Pode-se à partir destes dados, notar que para caracóis fundidos as tensões admissíveis podem ser de 10 a 20% maiores que para construções soldadas, desde que se garanta, apesar do complicado formato das peças, uma fundição livre de defeitos (propriedades uniformes).

Recentemente, tais propriedades são plenamente atingidas pelos aços de granulação fina (aços de baixa liga e alta resistência), e têm sido os mais adotados.

Como exemplo, podemos citar o aço NTU-SAR 50 GrB (Usiminas) cujas características são:

tensão de ruptura - $\sigma_r = 491 \text{ a } 569 \text{ N/mm}^2$

tensão de escoamento - $\sigma_{esc} = 324 \text{ N/mm}^2$

alongamento - $\delta = 20\%$

Com o crescimento das pressões de trabalho e/ou do tamanho das turbinas, faz-se necessária a aplicação de chapas mais espessas, cuja processo de soldagem com consequente resfriamento origina tensões residuais.

Para chapas de espessuras acima de 30mm (A. D. Merkblatt) ou 1 1/2" conforme ASME - Pressure Vessel Co de Section VIII, é necessário proceder-se um tratamento térmico para alívio de tensões (recozimento) após a soldagem, o que certamente elevaria os custos e o tempo de liberação dos equipamentos para concretagem na obra civil. Além do que, esta tarefa seria tecnicamente inviável para grandes caixas espirais, cuja soldagem é feita no próprio canteiro de obras da hidrelétrica.

Todavia, obedecendo-se a algumas diretrizes de projeto, fabricação, montagem e soldagem (materiais, - processos, condições e seqüências de soldagem) pode-se dispensar o tratamento térmico, porém, a prova de pressão deve ser realizada por motivos que serão explicados posteriormente. Dentro deste critério já foram construídas soldadas grandes caixas espirais, com espessura de chapa até 45mm, sem qualquer problema.

O aumento da espessura das chapas traz um aumento razoável de custo de material e montagem. Portanto, sempre que se necessita a aplicação de chapas mais espessas, aparece o interesse pela aplicação de aços de maior resistência, especialmente os aços de construção mecânica tratados termicamente, ou seja, aqueles cujas proprieda-

des obedecem à relação: $\sigma_{\text{esc}}/\sigma_{\text{rup}} \geq 0,86$.

Como exemplo, pode-se citar o aço ASTM-A517, conhecido como aço T₁ e cujas características são:

tensão de ruptura - $\sigma_r = 785$ a 932 N/mm^2

tensão de escoamento - $\sigma_{\text{esc}} = 687 \text{ N/mm}^2$

alongamento - $\delta = 16\%$

Estes aços apresentam, todavia, pior soldabilidade e precauções adicionais de projeto, fabricação e montagem, de modo que só devem ser utilizados com cautela.

Estes aços tratados termicamente não devem ser utilizados na construção do pré-distribuidor pois o tratamento térmico para alívio de tensões pode provocar fissuras intercristalinas que podem acarretar a rejeição total da peça. Este fissuramento ocorreria devido às grandes espessuras de solda e às diversas torsões originadas dada à complexidade de forma desta estrutura.

4.3 - Fabricação

a) Caracóis em aço fundido:

A fabricação pelo processo de fundição é restrito a pequenas e médias turbinas, geralmente de altas quedas, cuja aplicação não é comum no Brasil, por isso, abordaremos com mais detalhes as construções soldadas. Todavia, neste caso, o processo se desenrola totalmente na fabrica, desde a fundição até a usinagem final do assento da tampa da turbina e aro de saída, bem como das furações necessárias, e construção de bocas para tomada de pressão e tampa de inspeção. A caixa espiral é transportada pronta, mesmo que em partes, após o devido controle de qualidade.

b) Caracóis construídos de chapas soldadas:

b.1) Preparação das chapas/ Desenvolvimento das virolas

As chapas tal qual são laminadas, necessitam ser recortadas segundo o desenho das virolas desenvolvidas.

O corte das chapas é realizado normalmente por meio de oxi-corte (maçaricos oxi-acetileno) e é comum o emprego de pantógrafos mediante um copiador foto-elétrico que, nos casos de grandes virolas, deve ampliar o desenho segundo uma escala pré-determinada.

Após recortadas, as chapas são chanfradas nos bordos para posterior soldagem segundo as especificações técnicas.

No processo de oxi-corte obtém-se boa precisão dimensional (da ordem de um milésimo de metro).

b.2) Calandragem

A execução das virolas à partir de chapas planas por "calandragem" exige a confecção de desenhos da virilha desenvolvida com as linhas de calandragem.

O desenvolvimento das virolas, como foi dito no capítulo 2, pode ser realizado através da geometria descritiva facilmente, enquanto que as linhas de calandragem são mais difíceis de serem obtidas. As empresas do ramo numa otimização deste processo utilizam computadores digitais.

O formato das virolas encurvadas não é o de um tronco de cone pois não possui faces paralelas. Desse modo, a calandragem não é propriamente calandragem, embora realizado em calandas, mas sim prensagem entre rolos.

O procedimento é o seguinte: a chapa recortada segundo o desenho de uma determinada virilha é riscada segundo as linhas de calandragem e se procede então às

prensagens sobre cada linha até que se obtenha a curvatura desejada, a qual é constantemente verificada com chapélonas em toda a extensão da virola nas duas extremidades da mesma (seções extremas da espiral).

A verificação da compatibilidade dimensional é feita atualmente apenas verificando-se as curvaturas das virolas isoladamente sobre um traçado realizado no pátio de fabricação, não necessitando pré-montagem do conjunto pois a precisão do desenvolvimento em computador é suficiente para garantir uma montagem perfeita. Eventuais ajustes de curvatura são realizados aquecendo as virolas com maçaricos em linhas pré-determinadas.

b.3) União soldada:

Comparamos a seguir as uniões soldadas com as uniões parafusadas:

União soldada: vantagens: sem contra indicações, mesmo para grandes espessuras; o material não sofre descontinuidades; menores espaços requeridos e menos material aplicado. A emenda, como veremos pode ser testada 100% por meio de ultra-som ou raio x;

desvantagens: dificuldades de recozimento para alívio de tensões, deformações das superfícies dos flanges de ligação às tampas e ao aro de saída devido à soldagem na obra. Eventualmente é necessário esmerilhar estas superfícies.

União parafusada: vantagens: não requer solda na montagem; teste de pressão pode ser feito na fábrica pois é possível pré-montagem. Menos trabalho na obra pois as peças saem prontas da fábrica;

desvantagens: se houver vazamentos após a instalação não há possibilidade de se apertar os parafusos uma vez que o conjunto é concretado. Maiores quantidades de material e trabalho na fábrica. Restrito a uni-

dades pequenas.

Por razões econômicas e de prazos de fabricação, à medida que as espirais vão crescendo, há uma tendência de se utilizar cada vez mais as uniões soldadas e, para grandes máquinas, praticamente só se adota esta concepção.

Durante o processo de soldagem, o aquecimento da estrutura acarreta deformação, causa de desalinhamentos no conjunto que precisam ser considerados para a montagem da máquina.

Os processos de soldagem mais utilizados atualmente para estas construções são, em ordem de volume:

- soldagem a arco elétrico MIG (Metal Inerte Gas) (alimentação contínua da solda);
- soldagem a arco elétrico MAG (Metal Ative Gas) (alimentação contínua de solda);
- Soldagem a arco elétrico com eletrodos protegidos;
- soldagem sob pó-protetor.

O processo a ser utilizado está intimamente relacionado com o material da solda.

Preparação das juntas para soldagem:

As grandes estruturas comumente têm a junta usinada previamente para receber a solda, segundo normas dos fabricantes. Alguns tipos de juntas são apenas chanfrados, geralmente por oxi-corte. A figura (4.1) apresenta alguns tipos comuns de juntas para união soldada.

b.4) Tolerância em conjuntos soldados:

A tolerância em conjuntos soldados são as tolerâncias usuais em caldeiraria.

Pode ser usada a norma DIN 8570 como referência utilizando, caso não se especifique a classe de solda, a classe B da referida norma, a qual pode ser resu-

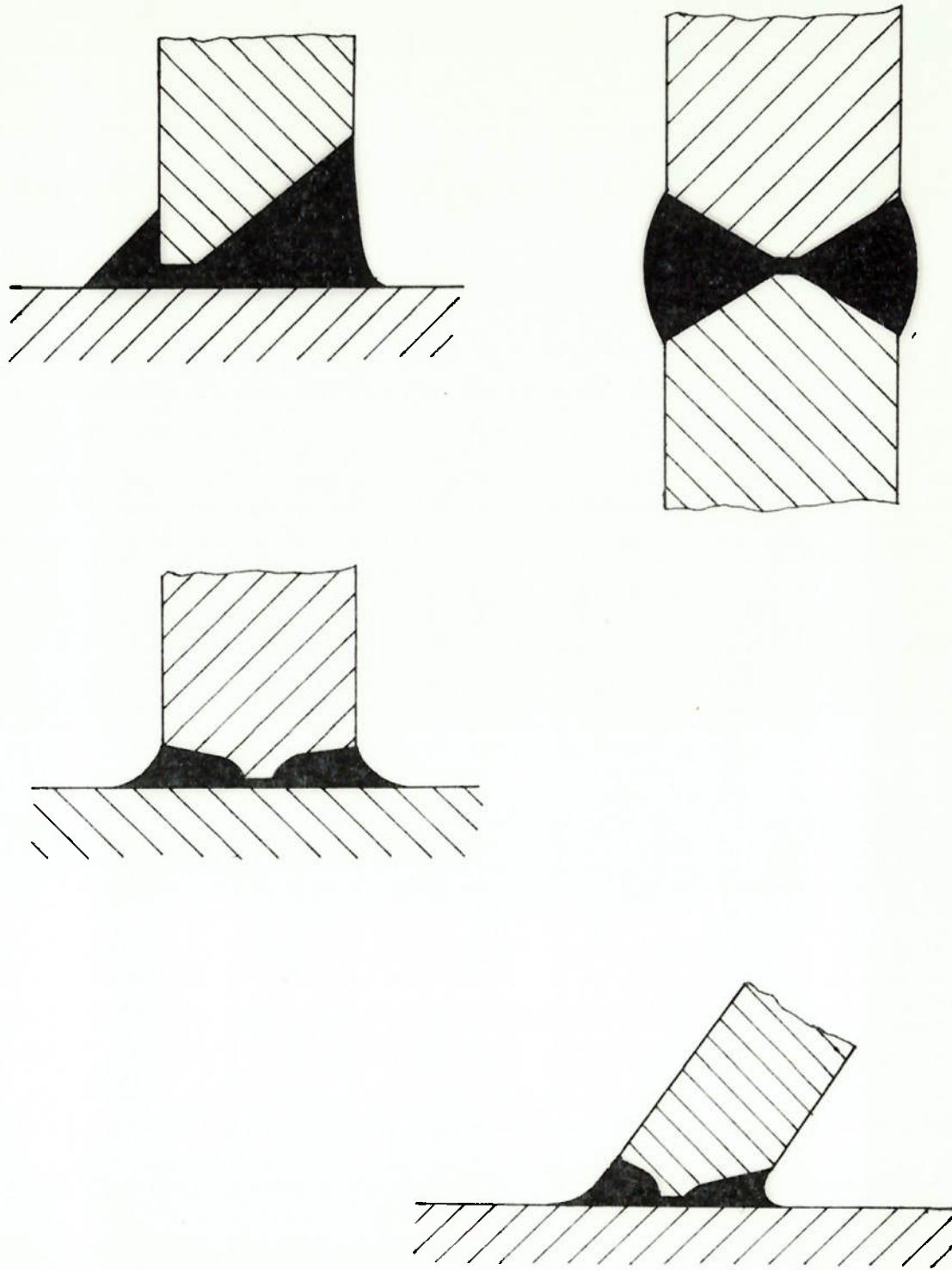


Fig. (4.1) - Tipos comuns de juntas soldadas utilizadas na construção de caixas espirais e pré-distribuidores.

mida como segue:

Medidas lineares em peças soldadas, grupos soldados e construções soldadas como medidas externas, internas, rebaixos, largura, distâncias de centro e medidas angulares.

TABELA(4.1)

Afastamentos admissíveis para medidas lineares.

grau de exatidão	acima de 30 até 120	acima de 120 até 315	acima de 315 até 1000	acima de 1000 até 2000	acima de 2000 até 4000	acima de 4000 até 8000	acima de 8000 até 12000
	± 1	± 1	± 2	± 3	± 4	± 5	± 6
	± 2	± 2	± 3	± 4	± 6	± 8	± 10
	± 3	± 4	± 6	± 8	± 11	± 14	± 18
D	± 4	± 7	± 9	± 12	± 16	± 21	± 27
	acima de 12000 até 16000	acima de 16000 até 20000	acima de 20000				
	16000	20000					
A	± 7	± 8	± 9				
B	± 12	± 14	± 16				
C	± 21	± 24	± 27				
D	± 32	± 36	± 40				

TABELA (4.2)

Afastamentos angulares para cotas angulares (afastamentos em mm/m na ausência de cotas angulares)

grau de exatidão	Campo de medida nominal (comprimento da aba mais curta)		
	até 315	acima de 315 até 1000	acima de 1000
afastamentos permissíveis em graus e minutos			
A	± 20'	± 15'	± 10'
B	± 45'	± 30'	± 20'
C	± 1°	± 45'	± 30'
D	± 1°30'	± 1°15'	± 1°
afastamentos permissíveis em mm/m			
A	± 6	± 4,5	± 3
B	± 13	± 9	± 6
C	± 18	± 13	± 9
D	± 26	± 22	± 18

b.5) Qualidade da solda (fator de solda)/ Controle de qualidade:

Normalmente se divide as soldagens seguidas classes que definem a garantia de sua qualidade em função dos métodos, ou seja, de rigor com que se procede o controle de qualidade.

O fator de solda v , representa a espessura confiável do cordão de solda e deve ser introduzido nos cálculos de resistência dos equipamentos ($v=1$, solda sem redução da resistência).

O controle de qualidade das uniões soldadas é feito por três métodos distintos:

- líquido penetrante ou partículas magnéticas;
- ultra-som;
- raio x ou gama-grafia.

TABELA (4.3)

Grupos de avaliação	Fator de solda - v
AS (Classe I)	0,9 a 1,0
BS (Classe II)	0,8
CS (Classe III)	0,7

Exigências dos testes para cada grupo de avaliação (classe da soldagem):

Grupo AS - A junta deve ser bem acessível de ambos os lados em casos normais. A raiz deve ser soldada com a retenção do leito de solda ou deve ser limpa (lichea ou esmeril). Em seguida deve ser esmerilhada e ensaiada; somente então poderá ser soldada outra camada.

Falhas de raiz e de solda com exceção de poros isolados, não devem estar presentes.

Prova de execução deve ser perfeita. Ensaio 100% por raio x e/ou ultra-som, fluxo-magnético ou líquido penetrante.

Grupo BS - A junta deveria ser bem acessível de um lado e acessível em ambos. A raiz deve ser limpa ou soldada com retenção do leito de solda. Falhas sequenciais, falhas de ligação e falhas na raiz não são permitidas, sendo permitidas outras falhas que não estas, porém pequenas.

É necessário esmerilhamento e ensaio por amostragem (por exemplo: cruzamento de cordões) com raio x ou ultra-som. Líquido penetrante ou magna-flux é obrigatório.

Grupo CS - Execução normal de peças que não estejam solicitadas por esforços consideráveis. Uma soldagem total não é garantida mas há garantia de estanqueidade. Não se prevê ensaios neste caso, porém um teste com líquido penetrante seria conveniente.

Além destes ensaios não destrutivos realizados nas junções soldadas, são ensaiados corpos de prova - em laboratório para se verificar a qualidade (propriedades mecânicas) do material da solda quanto ao dobramento, além dos testes metalúrgicos para verificação da composição dos eletrodos.

4.4 - Montagem

O transporte de grandes turbinas é feito em partes, seguindo para o local de instalação cada peça ou parte separadamente em veículos especiais, segundo o peso e dimensões de cada uma. A caixa espiral e o pré-distribuidor não fogem à regra, sendo que, de acordo com suas dimensões, devem ser seccionados para o transporte e posteriormente montados no canteiro de obras da usina hidrelétrica.

Conjuntos menores podem ser transportados - já montados, têm a vantagem de poderem ser recocidos na fábrica (tratamento térmico para alívio de tensões) e não necessitam deslocamento de equipamento e técnicos de soldagem para a obra civil.

Após o tubo de sucção, a caixa espiral e o pré-distribuidor são as peças a serem enviadas ao canteiro de obras para a concretagem.

Na montagem de grandes caracóis, são necessários uma série de equipamentos auxiliares, como macacos hidráulicos, parafusos de levantamento, etc. Para manter

as violas em posição de soldagem estas são escoradas e presas ao pré-distribuidor com pequenas chapas soldadas na junta ou através de parafusos que permitem o ajuste da junta de soldagem. Para o transporte das violas com a ponte rolante, deve ser soldada uma viga no seu interior, aumentando assim sua rigidez. Estes dispositivos podem ser vistos na figura (1.16-b) e no apêndice II.

A união das partes do pré-distribuidor na obra é feito com grandes parafusos cujo aperto é previamente definido, antes da soldagem das violas. As partes do pré-distribuidor sofrem recozimento prévio (ainda na fábrica) porém, após a soldagem das violas na obra, nenhum tratamento é realizado. Atualmente, com o desenvolvimento das técnicas de construção, a falta do recozimento não tem trazido problemas.

Após as soldas de montagem, a caixa espiral provida de vários chumbadores ao seu redor e alguns (poucos) tirantes providos de esticadores sofre então uma primeira fase de concretagem, onde apenas alguns blocos (berços de apoio) são concretados ao redor da caixa, sustentando-a durante as operações seguintes. Isto é necessário pois apenas os suportes não aguentariam o peso do caracol cheio de água durante os testes de pressão.

A seguir é feito o corte final do sobremetal deixado nos anéis do pré-distribuidor por meio de um dispositivo de oxicorte. Este dispositivo de oxicorte é provido de um braço giratório o qual é centrado exatamente no centro do pré-distribuidor, sendo que o bico de corte está instalado em sua extremidade, executando corte circular do diâmetro interno do flange. Com este processo consegue-se tolerância de $\pm 1\text{mm}$ no diâmetro, eliminando a necessidade de usinagem destas superfícies onde se instalará o anel de pressão para o teste de pressão e posteriormente o distribuidor. No caso de máquinas peque-

nas, pode-se realizar a usinagem destas superfícies na própria fábrica após o tratamento térmico.

A tampa da turbina e o aro de saída são instalados sobre a superfície não usinada dos flanges do pré-distribuidor e a uniformidade de assentamento é obtida - intercalando-se discos de ajuste entre as superfícies durante a montagem.

4.5 - Teste de pressão

Depois de concluída a soldagem das partes - da caixa espiral no pré-distribuidor, é executado o teste de pressão. Para isto é necessário soldar uma calota esférica na entrada da espiral e montar um anel de fechamento internamente ao pré-distribuidor, eficientemente vedado . Também as aberturas de drenagem, tomada de pressão e inspeção devem ser adequadamente fechadas.

Deve-se encher completamente a espiral com água, o que pode ser feito com o auxílio de uma bomba de vazão e, para atingir as pressões de teste normalmente se utiliza um grupo moto-bomba que succiona de um pequeno reservatório e recalca para a caixa espiral. A bomba é munida de uma derivação ("by-pass") que permite o controle da pressão na caixa espiral pelo operador, através da leitura em manômetros. A figura (4.3) pode ser visto um esquema do teste de pressão.

A pressão de teste deve variar com o tempo, segundo um diagrama como o da figura (4.2) sendo que a pressão máxima (patamar superior), deve ser 1,5 vezes a pressão nominal de projeto.

A calota esférica deve possuir instalada em sua porção superior, uma válvula de aeração para se evitar a ocorrência de vácuo no interior da espiral, impedindo

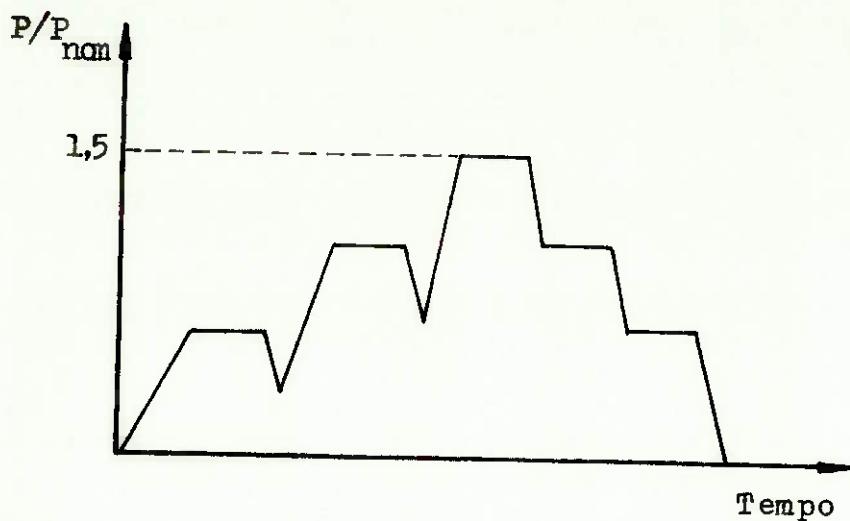


Fig.(4.2)-Diagrama de pressão para o teste da caixa espiral.

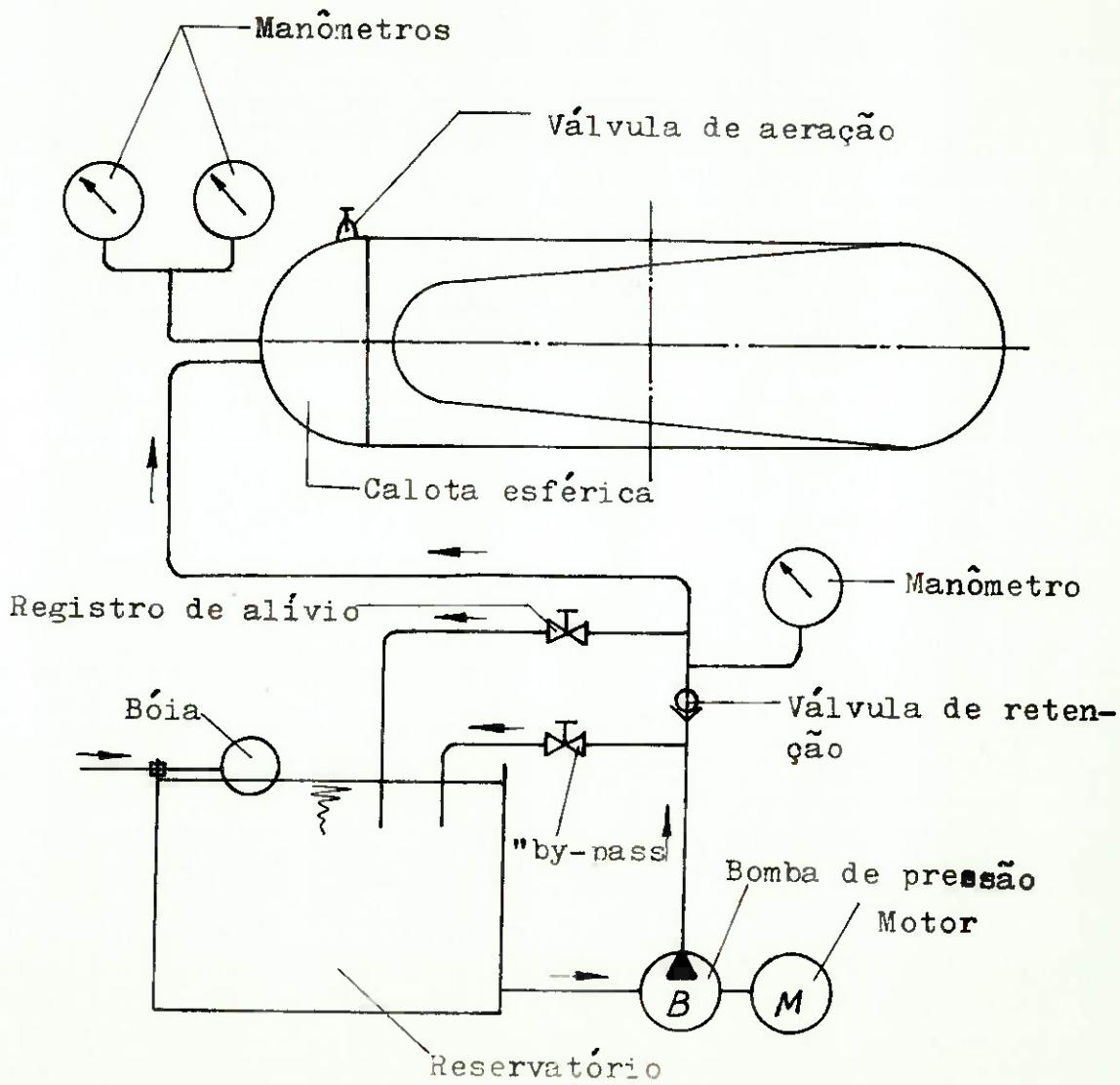


Fig.(4.3)-Esquema hidráulico para o teste de pressão.

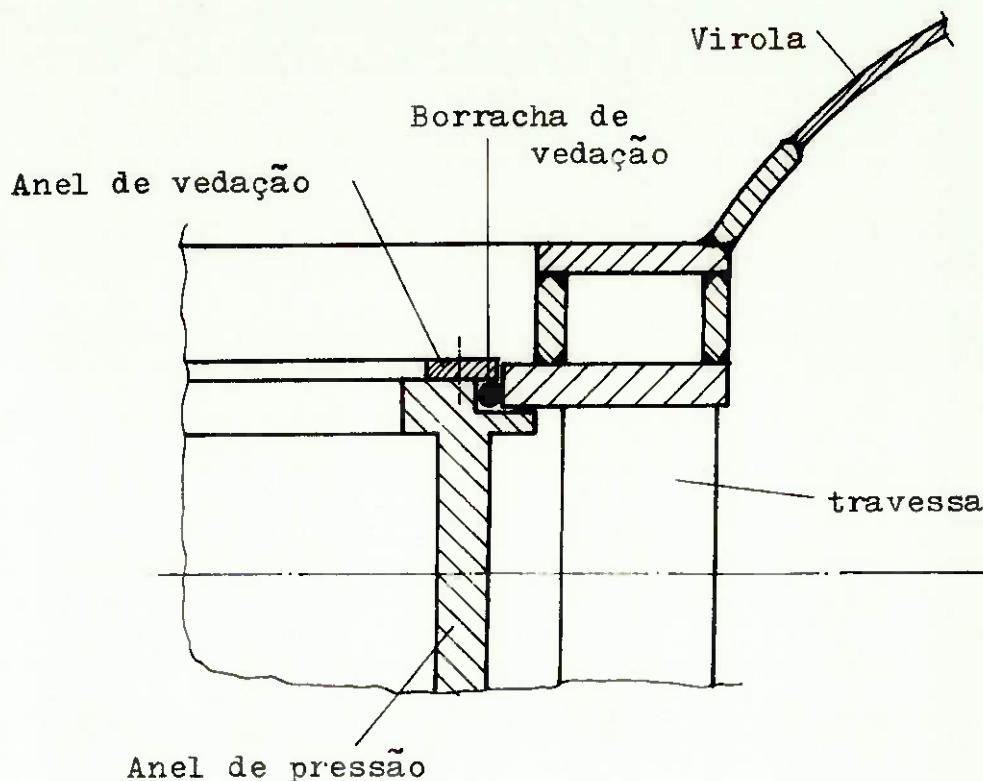


Fig.(4.4) - Detalhe da vedação do pré-distribuidor durante os testes de pressão.

do o colapso da mesma.

Embora o teste de pressão também tenha a finalidade de verificar a estanqueidade das soldagens em possíveis falhas da soldagem (falhas de fabricação e montagem), seu principal objetivo é eliminar picos de tensões provocando o escoamento do material nestas regiões. Por este motivo é que se deve, durante o teste de pressão, manter a pressão constante durante certos intervalos (vide patamares no diagrama da figura (4.2)), permitindo assim a acomodação do material.

A figura (4.5) mostra uma caixa espiral montada no canteiro de obras, devidamente fechada para o teste de pressão na usina de Estreito (Furnas) em Minas Gerais.

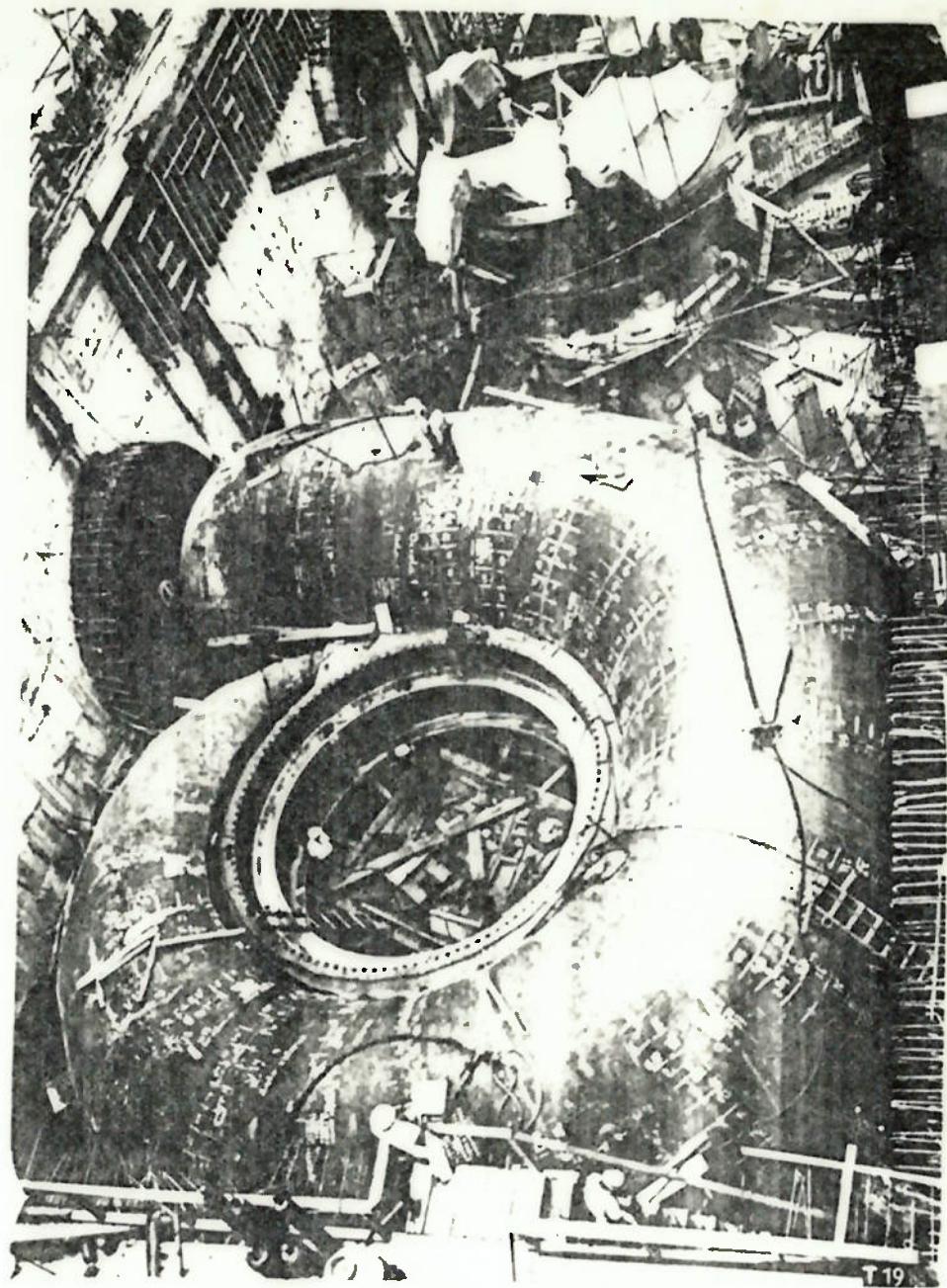


Fig.(4.5) - Caixa espiral e pré-distribuidor montados e fechados para o teste de pressão (Estreito - MG - Turbina VOITH).

As caixas螺旋 devem ser pintadas internamente com tintas especiais em grossas camadas que resistam ao ataque da água, evitando a corrosão das paredes.

4.6 - Concretagem

Objetiva-se com a concretagem da caixa espiral de turbinas com eixo vertical, eliminar ou reduzir movimentos e vibrações; bem como distribuir o peso da espiral cheia de água sobre o concreto. Além disso, o concreto envoltório deve absorver as forças externas atuantes, que tenderiam a modificar a posição do equipamento (por exemplo a torção decorrente da pressão da água na entrada da caixa espiral).

O pré-distribuidor e as virolas da caixa espiral são dimensionados como elementos auto-portantes e a comprovação disso se faz por ocasião do teste de pressão. Não se prevê participação do concreto na resistência embora, em função do tipo de concretagem, isto possa ocorrer.

Existem vários métodos de se proceder a concretagem da caixa espiral, dos quais um deve ser escolhido em comum acordo com o projetista civil.

Em todos os métodos é imprescindível que o pré-distribuidor esteja firmemente concretado. Deve-se prever sempre a necessidade de injeção de concreto onde se verificarem vazios de concretagem junto às paredes da caixa espiral. A localização desses vazios, bem como a verificação do tamanho da área é feita por martelamento da superfície interna da espiral. Para se realizar a injeção - normalmente, sobre a área localizada faz-se dois furos como indicado na figura (4.6).

Para que durante a concretagem não haja movimento do pré-distribuidor e da caixa espiral, provocando desalinhamento, é necessário ancorar a caixa espiral e o pré-distribuidor com tensores e chumbadores (Anexo II). As ancoragens são dimensionadas para suportarem o empuxo

do concreto líquido que tende a erguer o conjunto. É necessário analisar a necessidade de reforçar as diversas secções da caixa espiral para evitar deformações decorrentes da pressão do concreto durante a concretagem.

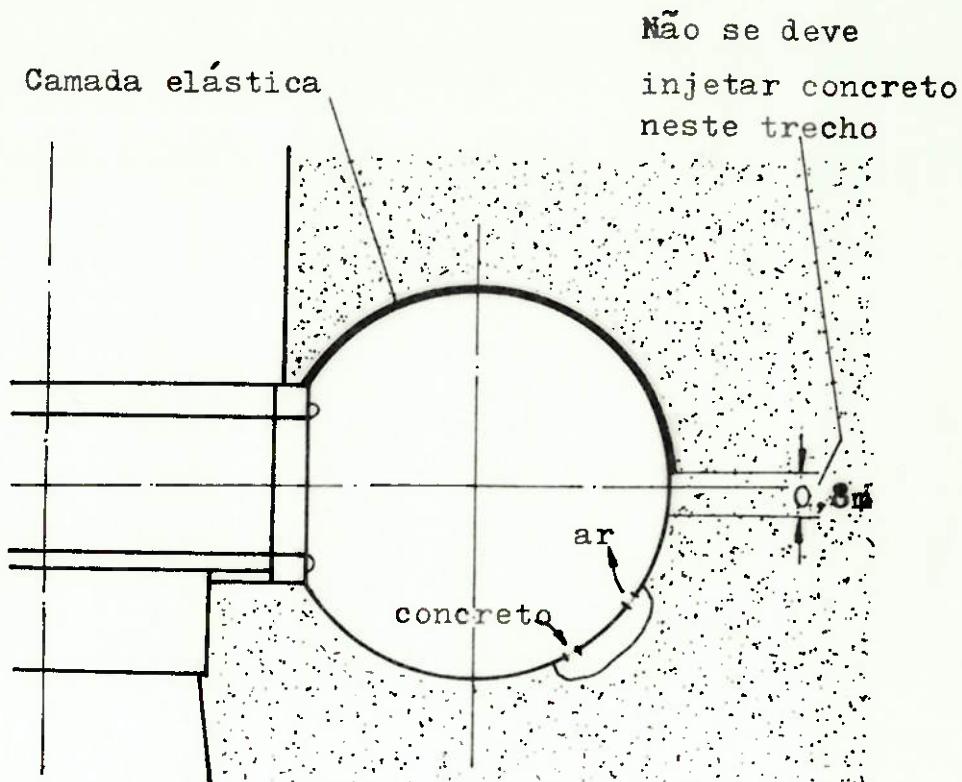


Fig. (4.6) - Desenho em corte de uma caixa espiral concretada com camada elástica com a representação dos furos para eventual injeção de concreto.

A seguir, relacionamos os três métodos usuais de concretagem da caixa espiral e pré-distribuidor:

1- Concretagem sem pressão interna:

O concreto fica em contato direto com a superfície da chapa. A temperatura de pega deve ser mantida a mais baixa possível (a temperatura da chapa não deve ultrapassar 50°C). Eventualmente deve ser resfriada por irrigação da superfície interna ou enchimento da caixa espiral com água corrente.

Neste sistema de concretagem, a pressão da água atuando internamente à caixa espiral durante o funcionamento da turbina, provoca carregamentos sobre a estrutura de concreto envolvente e este, se não for suficientemente forte, pode sofrer rachaduras.

2- Concretagem com pressão interna:

A fim de diminuir o carregamento sobre o concreto e, consequentemente reduzir a possibilidade de rachaduras no concreto, é possível fazer a concretagem mantendo a caixa espiral sob pressão interna.

Adota-se normalmente para a concretagem, uma pressão igual à metade da pressão de trabalho. Ao descomprimir a caixa espiral e pré-distribuidor, as chapas podem retrair destacando-se do concreto, surgindo assim folgas entre a chapa da espiral e o concreto e, em caso de falta de estanqueidade podem surgir pressões externas à caixa espiral, devido à infiltração de água, que podem provocar o abaulamento da espiral quando vazia. Além disso, a água nesses vazios pode acarretar corrosão da chapa da espiral.

Para se associar a necessidade de pressão-interna deste método com a necessidade de água corrente para refrigeração interna abaixando a temperatura da cura do concreto faz-se normalmente alimentação de água - com água do nível de montante e, descarrega-se a água do interior da caixa espiral através de um tubo que se eleva até a altura correspondente à pressão requerida para a concretagem.

Atualmente, com o avanço dos processos de concretagem, inclusive com a concretagem à temperaturas próximas a 0°C (concreto congelado) pode-se dispensar a renovação de água para refrigeração.

3- Concretagem com camada elástica na metade superior:

É feito um recobrimento com material elástico na metade superior da caixa espiral, não havendo diferença em se fazer a concretagem tanto com pressão interna quanto sem pressão.

A camada elástica é constituida normalmente de feltro, pintando-se a superfície da espiral com tinta asfáltica antes da colocação do feltro, para proteger a superfície contra possível corrosão causada pela água absorvida pelo feltro. Também sobre o feltro é distribuída a tinta asfáltica para torná-lo impermeável ao concreto líquido.

Para se evitar que pressões atuem pelo lado externo sobre a espiral em caso de falta de estanqueidade do concreto, é prevista uma drenagem na região onde se situa a camada elástica.

BIBLIOGRAFIA

- 1 - KOVALEV, N.N. - "Hydroturbines - Design and Construction"- Israel Program for Scientific Translations - Jerusalém - 1965.
- 2 - VIVIER, Lucien - "Turbines Hidrauliques et Leur Regulation"- Éditions Albin Michel - Paris - 1966.
- 3 - NECHLEBA, Miroslav - "Hidraulic Turbines, Their Design and equipment" - ARTIA - Praga - 1957.
- 4 - SEMINÁRIO VOITH - Voith S.A. Máquinas e Equipamentos São Paulo - 1976.
- 5 - TIMOSHENKO, S. - "Theory of Plates and Shells" - McGraw Hill Book Company, Inc.- New York - 1940.
- 6 - NORMA DIN 8570 - Tolerâncias em caldeiraria.
- 7 - NORMA DIN 4114 - Estabilidade (Flambagem, flexão e dobramento).
- 8 - SIERVO, F.de, e LEVA, F. de - "Modern Trends in Selecting Francis Turbines" - Publicação da revista "Water Power & Dam Construction" - Agosto de 1976.

ANEXO I

Dimensiomamento estrutural da caixa
espiral segundo ASME - Pressure Vessel Code
Section VIII.

O dimensionamento estrutural segundo ASME, admite uma tensão máxima atuante (admissível) como:

$$\bar{\sigma} = 1/4 \sigma_{\text{ruptura}}$$

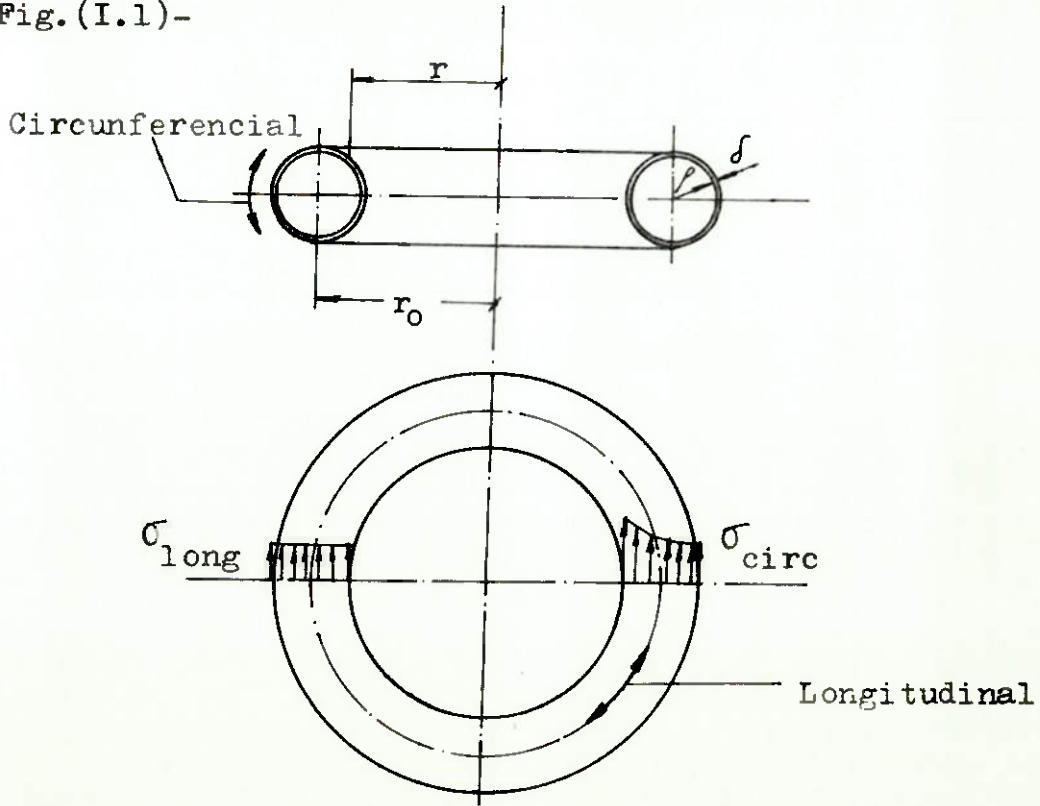
Isto significa uma grande margem de segurança, permitindo que se simplifique os cálculos estruturais desde que o material escolhido não seja um aço tratado termicamente; neste caso é necessária uma consideração criteriosa segundo a apresentada no capítulo 2 deste trabalho.

As tensões decorrentes das pressões internas são usualmente dadas pelas expressões para o toróide de seção meridional circular segundo Timoshenko:

$$\sigma_{\text{circ}} = \frac{P}{2 \delta} (1 + r_o/r)$$

$$\sigma_{\text{long}} = \frac{P}{2 \delta}$$

Fig. (I.1)-



As considerações acerca das sobrepressões - devido ao golpe de ariete decorrente das manobras de regulação devem persistir neste caso (é usual adotar-se uma sobrepressão de 30% da pressão de serviço).

Deve-se levar em conta, no caso de construções soldadas, o fator de solda na determinação da espessura das chapas.

Este método simplificado de cálculo é comumente adotado pelos fabricantes por exigência dos compradores da máquina pois, a simplificação permite um controle maior do projeto por parte destes.

Cálculos mais apurados podem ser realizados com auxílio de computador sendo possível obter um diagrama das tensões atuantes nas estruturas, bem como as deformações correspondentes. Estes cálculos são realizados pelo Método dos Elementos Finitos. A figura (I.2) apresenta um diagrama de tensões e deformações (1:10) executado por computador para os componentes de uma turbina Francis fabricada por VOITH GmbH. (Heidenhein - RFA).

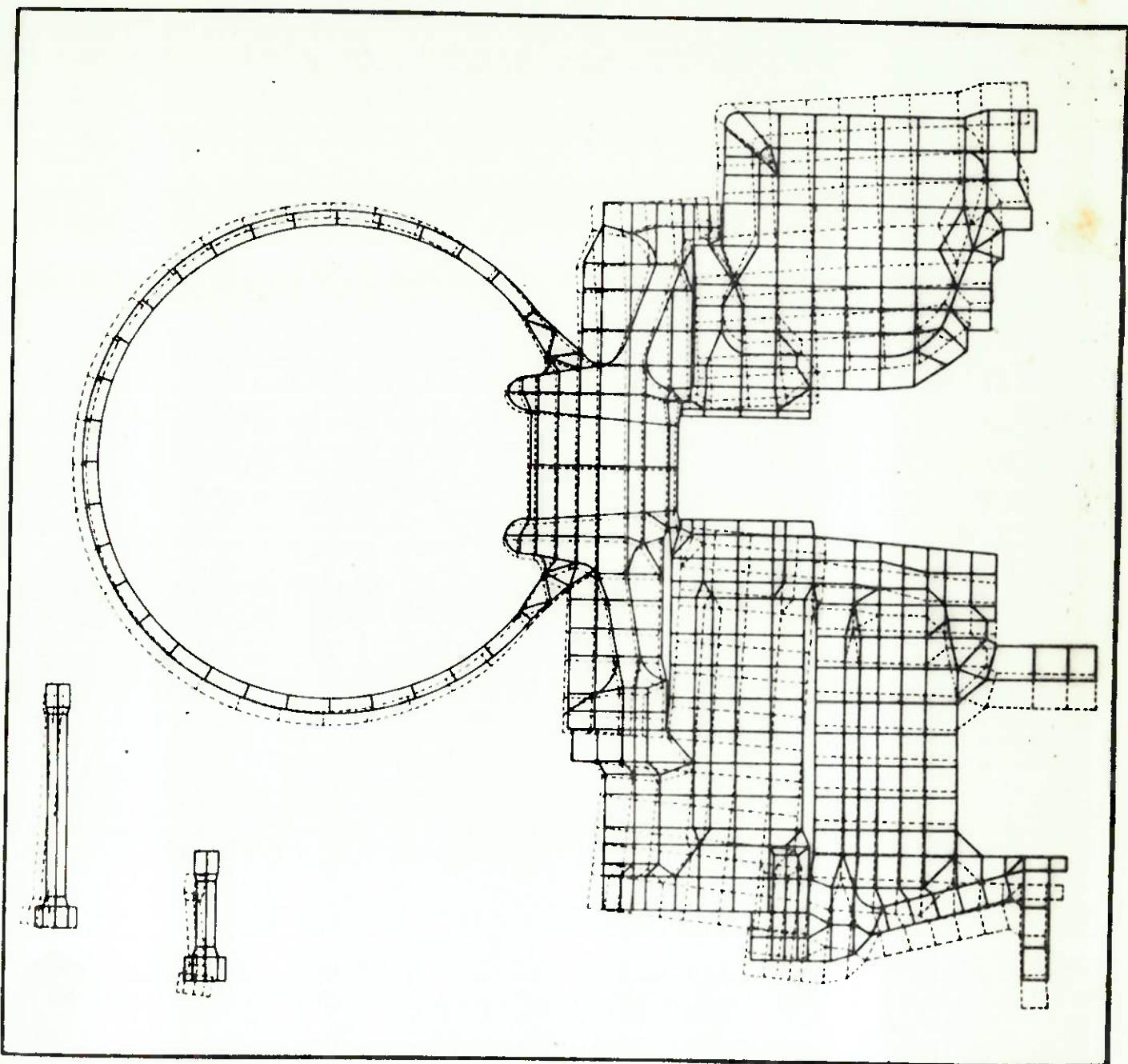


Fig. (I.2) - Tensões e deformações (1:10) computados pelo Método dos Elementos Finitos para uma turbina Francis reversível.

ANEXO II

Detalhes complementares de projeto para
inspeção, montagem e teste de caixas espirais.

Durante o projeto da caixa espiral deve-se prever alguns equipamentos ou peças auxiliares que serão úteis durante a montagem, teste ou posteriormente, durante a vida útil da máquina. Assim, deve-se prever a execução de tampas para inspeção e suportes para fixação de tirantes de ancoragem e apoios para a montagem e concretagem, assim como tubulações de drenagem e tomada de pressão para instrumentos de controle.

As tampas de inspeção às vezes são localizadas no conduto forçado nas proximidades da caixa espiral. Todavia, na necessidade de se instalar uma tampa na caixa espiral, deve-se (ASME-Pressure Vessel Code Section VIII), prever reforços para a chapa onde esta é cortada. O mesmo deve ser feito para as tubulações que derivem da caixa espiral. Estes reforços, segundo especificações da referida entidade, devem ter o mesmo volume de material retirado da chapa para a realização da construção em questão.

No interior do caracol, a tampa de inspeção deve ter sua superfície ajustada à curvatura da virola, de modo a conferir um perfil hidráulico adequado não ocasionando perturbações no fluxo.

Os parafusos de fixação da tampa devem ser calculados para a tração necessária conferindo após fechada a tampa, a perfeita vedação, sendo comum o uso de juntas de vedação entre a tampa e o assento.

As tampas devem ser devidamente pintadas - para proteção do material à corrosão pelo ataque da água.

A figura (II.1) apresenta uma tampa típica construída em caixas espirais.

Os apoios para sustentação da caixa espiral até a concretagem dos berços de apoio são normalmente vi-

gas de perfil laminado e, de acordo com seu número devem sofrer compressão pelo peso do caracol. Seu dimensionamento deve ser feito de forma que o resultado seja sempre um valor positivo.

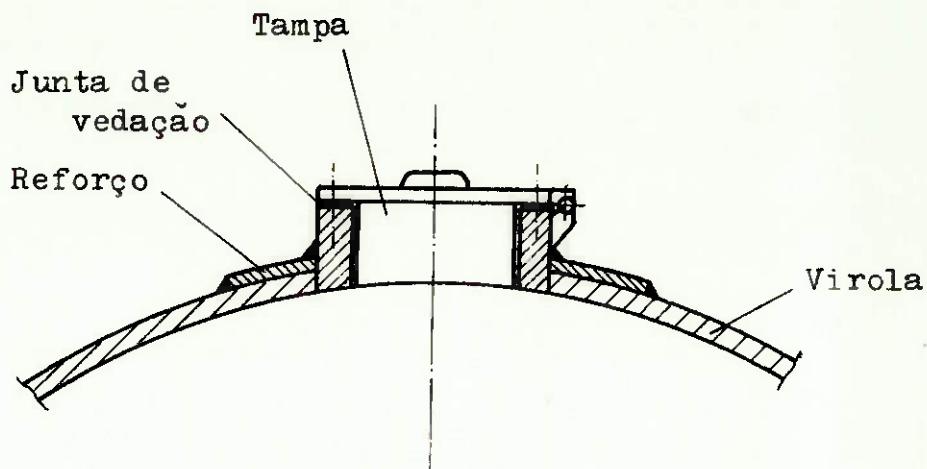


Fig.(II.1) - Construção típica de tampa de inspeção em caixas espirais.

mento não apresenta dificuldade alguma, devendo-se verificar o elemento quanto à flambagem.

Devem ser previstos olhais para levantamento das virolas com pontes rolantes e nervuras para fixação das vigas de apoio e tirantes de ancoragem, que podem ser soldados à virola na própria obra (vide figura (II.2)).

Os tirantes de ancoragem devem ser munidos de esticadores e serão solicitados à tração naturalmente, pelo empuxo do concreto que tende a mover a caixa espiral durante a concretagem.

Devem ser previstas vigas para reforço da virola (aumentando sua rigidez) durante sua movimentação e montagem.

Para a montagem das virolas e soldagem ao pré-distribuidor, as mesmas devem ser presas a este. Uma maneira prática de se fazer isto é através de parafusos de ajuste que nada mais são que prisioneiros passando entre olhais apertados por porcas nas duas extremidades.

Todos estes dispositivos podem ser visualizados na figura (II.2).

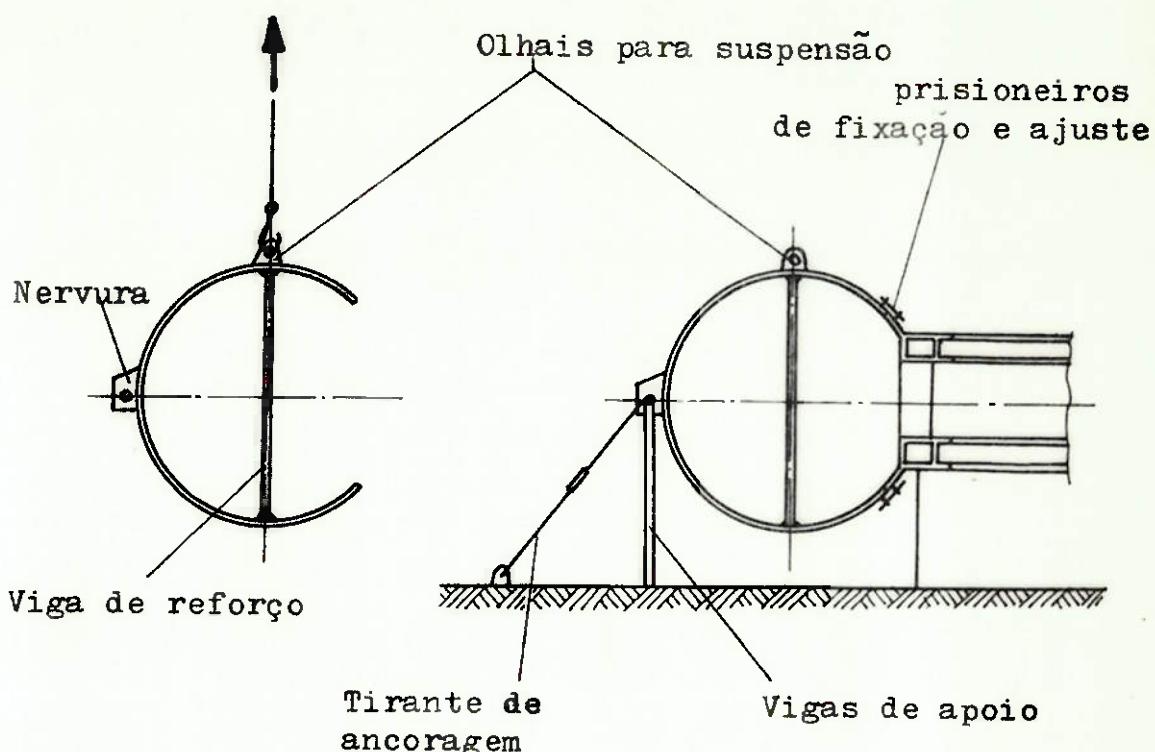


Fig.(II.2) - Dispositivos auxiliares para a montagem da caixa espiral.

Dispositivos para o teste de pressão:

Calota esférica - O dimensionamento estrutural pode ser feito como segue:

$$\sigma = \frac{P R}{2 e}$$

onde P = pressão máxima do teste de pressão; ($P=1,5P_{nom}$)
 e = espessura da chapa (parede) da calota;
 R = raio da calota.

Caso a união da calota com a caixa espiral seja feita por meio de solda, deve-se considerar o fator de solda v :

$$\sigma_{adm} \geq \frac{1,5 P_{nom} R}{2 v e} \quad \text{ou} \quad e \geq \frac{1,5 P_{nom} D}{4 v \sigma_{adm}}$$

A figura (II.3) ilustra este procedimento.

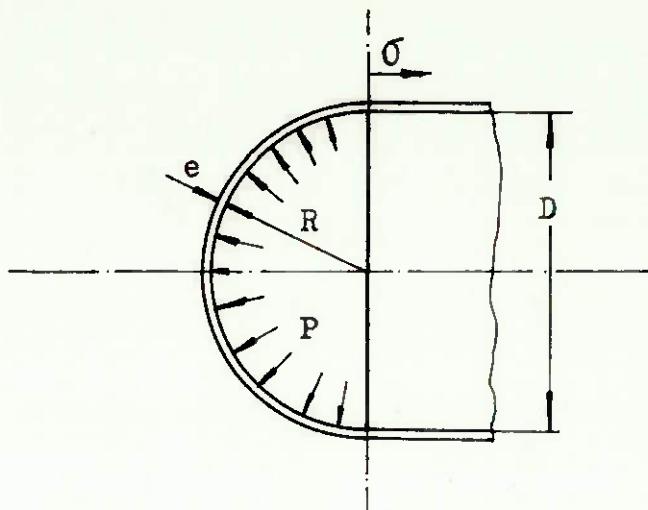


Fig.(II.3) - Calota esférica para o teste de pressão.

Um procedimento análogo ao dimensionamento estrutural das virolas da espiral pelo método ASME (Anexo I) pode ser utilizado no dimensionamento do anel de pressão, porém considerando-se apenas a tensão longitudinal.

Para a montagem do pré-distribuidor, faz-se necessária a utilização de uma estrutura rígida que garanta sua estabilidade durante a fixação dos vários segmentos. Lança-se mão de uma estrutura tubular em forma de estrela, centrada no eixo do pré-distribuidor e com as extremidades dos tubos soldadas ao mesmo. Desta forma, pode-se nivelar o pré-distribuidor, centrá-lo e prepará-lo para a montagem das virolas. A estrutura auxiliar mencionada é comumente conhecida como "aranha". Todavia, é possível dispensar-se o uso de tal estrutura, por exemplo usando em lugar da mesma, a própria tampa da turbina.

ANEXO III

Exemplo prático: Projeto de uma caixa
espiral e pré-distribuidor.

O projeto do conjunto caixa espiral/pré-distribuidor está atrelado ao projeto da turbina como um todo. Deste modo, as dimensões gerais destes devem ser determinadas inicialmente segundo os dados da máquina.

Dados da máquina:

Turbina Francis com eixo vertical e rotação à direita (sensido horário).

- Potência nominal:- (potência máxima) = 28,4 MW
- Queda útil:- = 64,6 m
- Vazão:- = 50 m^3/s
- Rotação-..... = 257,1 min^{-1}

Distribuidor:- Diâmetro primitivo = $D_o = 2757 \text{ mm}$
 $z_o = 24$ aletas

Eixo da Turbina:- diâmetro $D_e = 590 \text{ mm}$

Peso descarregado sobre o pré-distribuidor através da tampa da turbina:- $G = 1623 \text{ KN}$

Empuxo axial sobre o rotor:- $P_x = 791,55 \text{ KN}$

Cálculos Preliminares:

Para que se tenha uma ideia das dimensões iniciais pode-se adotar alguns dos métodos de cálculo propostos pelos diversos fabricantes.

$$\text{Velocidade específica: } n_s = \frac{n}{H} \cdot \frac{P^{0,5}}{1,25} = 236,58$$

Através do método proposto por F.de Siervo-e F.de Leva (vide referências bibliográficas), as dimensões necessárias podem ser calculadas:

$$K_u = 0,31 + 2,5 \cdot 10^{-3} \cdot n_s \quad \text{onde} \quad K_u = 0,90$$

O diâmetro de descarga do rotor D_3 pode ser determinado por:

$$D_3 = 84,5 K_u (H/n)^{0,5} = 2,378 \text{ m} = 2378 \text{ mm}$$

o diâmetro interno do pré-distribuidor:

$$D_b = D_3 (0,89 + 96,5/n_s) \quad \text{onde resulta} \quad D_b = 3086 \text{ mm}$$

o diâmetro externo do pré-distribuidor:

$$D_a = D_3 (1 + 131,4/n_s) \quad \text{onde,} \quad D_a = 3700 \text{ mm.}$$

As dimensões gerais da caixa espiral podem ser então calculadas para caráter orientativo, antes do dimensionamento final.

Raios da espiral:

- seção de entrada (R_{360°) -

$$R_{en} = R_{360^\circ} = D_3 (1,1 + 54,58/n_s) \dots \quad R_{en} \approx 1331 \text{ mm}$$

$$R_{270^\circ} = D_3 (1,50 + 48,8/n_s) \dots \quad R_{270^\circ} \approx 1706 \text{ mm}$$

$$R_{180^\circ} = D_3 (1,32 + 49,25/n_s) \dots \quad R_{180^\circ} \approx 1528 \text{ mm}$$

$$R_{90^\circ} = D_3 (0,98 + 63,60/n_s) \dots \quad R_{90^\circ} \approx 1249 \text{ mm}$$

$$D_{en} = D_3 (1,2 - 19,56/n_s) \dots \quad D_{en} \approx 1117 \text{ mm}$$

O desenho 1 ilustra estas dimensões preliminares.

Dimensionamento hidráulico da caixa espiral:-

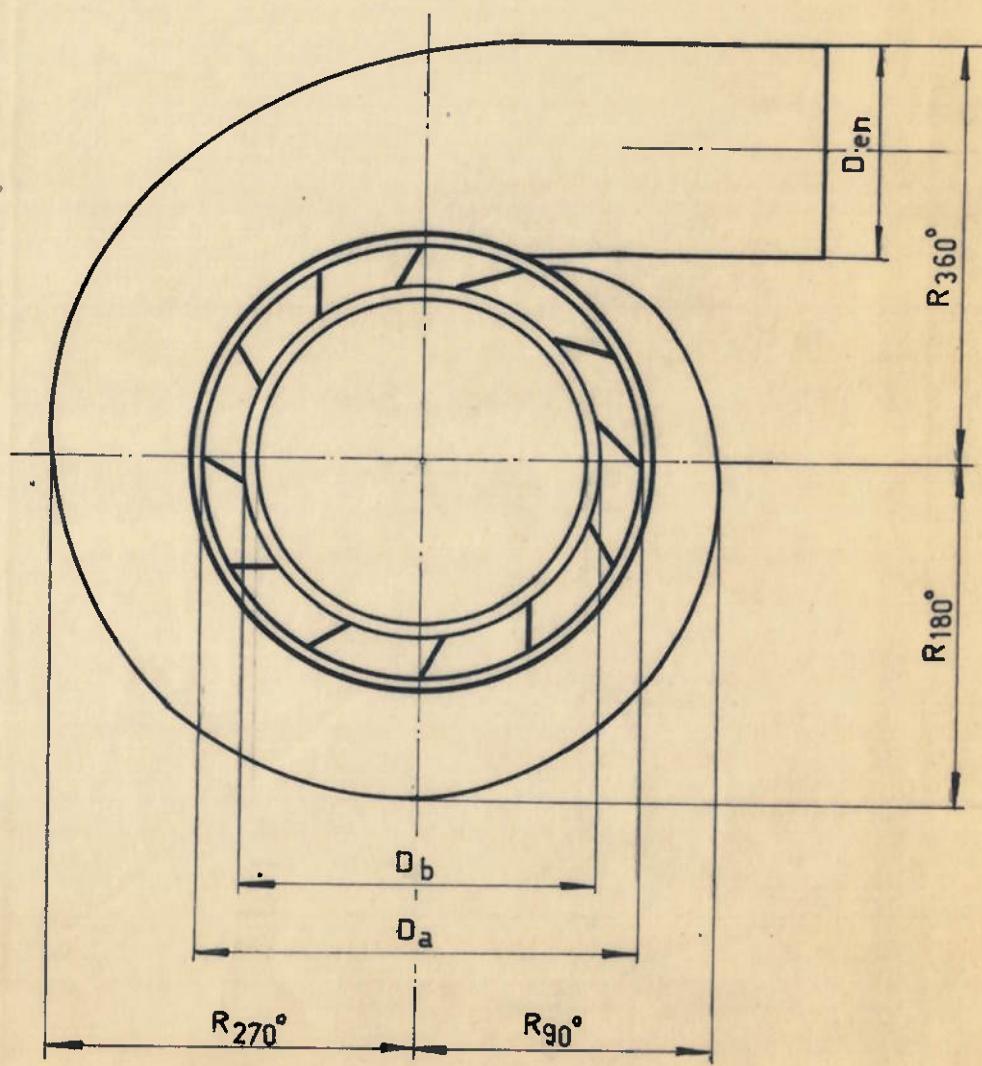
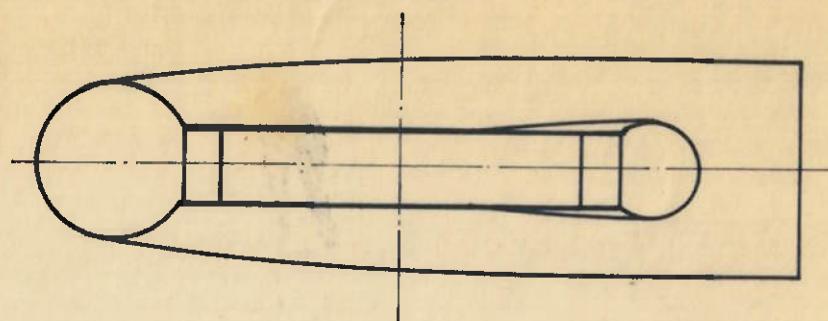
Considerando-se $v_m r = \text{constante (Kovalev)}$

$$r_a = D_a / 2 = 3700 / 2 \quad \text{ou seja} \quad r_a = 1850 \text{ mm}$$

A velocidade da água na seção de entrada será dada por:

$$v_{en} = k H^{0,5}$$

para caixas espirais de aço o coeficiente $k \approx 0,8$ a $1,0$



assumindo $k = 0,8$, resulta $v_{en} = 0,8 (64,6)^{0,5}$

$$v_{en} = 6,43 \text{ m/s}$$

o diâmetro da seção de entrada será então:

$$Q = v_{en} A_{en} \quad \text{ou} \quad A_{en} = Q / v_{en} = 7,776 \text{ m}^2$$

$$A_{en} = 7,776 \text{ m}^2$$

tomando a seção de entrada como perfeitamente circular,

$$A_{en} = \pi r_{en}^2 \quad \text{donde:}$$

$$r_{en} = 1573 \text{ mm} \quad \text{ou} \quad D_{en} = 3146 \text{ mm}$$

A constante K da espiral pode ser calculada pela expressão:

$$K = v_{en} r_{o en}$$

onde $r_{o en}$ é o raio da linha de centro da caixa espiral - na seção de entrada:

$$r_{o en} = r_{en} + r_a = 3423 \text{ mm}$$

logo-:

$$K = 22,01$$

$$C = \frac{720 K}{Q} = \frac{720 \cdot 22,01 \cdot \pi}{50} \rightarrow C = 995,71 \text{ (1/m)}$$

Computando os parâmetros para toda a volta da espiral:

$$r_i = \frac{\phi}{C} + \sqrt{2 r_a \frac{\phi}{C}}$$

Os resultados obtidos são apresentados na tabela(III-1) a seguir.

Observação: Com a utilização de um computador digital pode-se com grande facilidade obter valores de i de grau em grau.

TABELA (III-1)

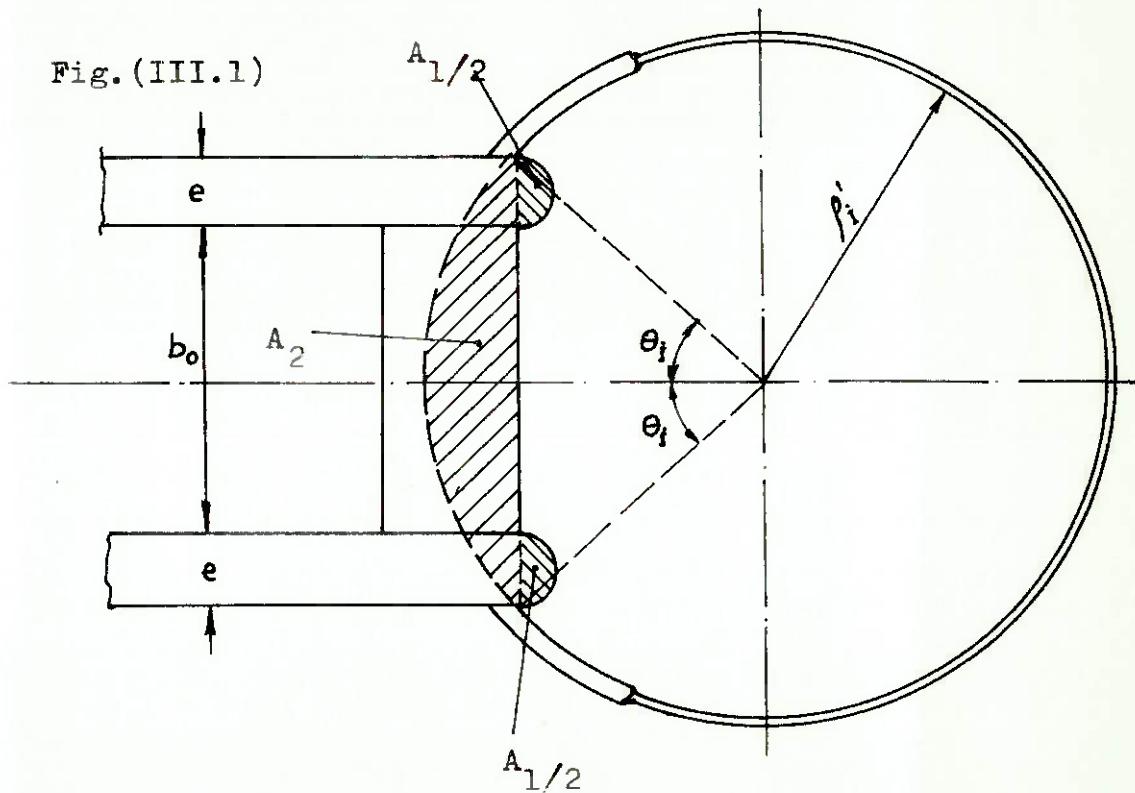
$C = 0,99571 \text{ (1/mm)}$	$r_a = 1850 \text{ mm}$	$D_i = 2 \rho_i \text{ (mm)}$	$R_i = 2 \rho_i - r_a \text{ (mm)}$
10	203	406	2256
20	293	585	2435
30	364	728	2578
40	426	851	2701
50	481	963	2813
60	532	1065	2915
70	580	1161	3011
80	626	1251	3101
90	669	1337	3187
100	710	1420	3270
110	750	1500	3350
120	788	1577	3427
130	826	1651	3501
140	862	1724	3574
150	897	1794	3644
160	932	1864	3714
170	966	1931	3781
180	999	1997	3847
190	1031	2062	3912
200	1063	2126	3976
210	1094	2189	4039
220	1125	2250	4100
230	1155	2311	4161
240	1185	2371	4221
250	1215	2430	4280
260	1244	2488	4338
270	1273	2546	4396
280	1301	2602	4452
290	1329	2659	4509

(Continuação da Tabela III-1)

300	1357	2714	4564
310	1385	2769	4619
320	1412	2824	4674
330	1439	2878	4728
340	1465	2931	4781
350	1492	2984	4834
360	1518	3036	4886

Uma vez concebidas as dimensões das passagens do pré-distribuidor, pode-se aproximar o centro das seções da caixa espiral de modo a ganhar espaço, mantendo a área e equivalente, evitando uma perda de eficiência hidráulica.

Fig.(III.1)



A concepção adotada para o pré-distribuidor como representada na figura (III.1) ilustra o que dissemos anteriormente. A área hachurada representa a área perdida com a aproximação da seção ($A_1 + A_2$) e devem ser compensadas por um pequeno aumento do raio r'_i .

A área equivalente será dada por $A'_i = \pi r_i'^2$

A compatibilização das áreas poderá ser feita pela equação:

$$A_i = A'_i - A_1 - A_2$$

que pela orientação dada na figura (III.1) pode ser escrita como: $\pi r_i'^2 = \pi r_i'^2 - A_1 - r_i'^2 (\theta_i - \frac{1}{2} \sin 2\theta_i)$ (III.1)

pois $A_2 = \frac{\pi r_i'^2 \cdot 2\theta_i}{2\pi} - \frac{2r_i'^2 \sin\theta_i \cos\theta_i}{2} = r_i'^2 (\theta_i - \frac{1}{2} \sin 2\theta_i)$

onde θ_i pode ser determinado da seguinte forma:

$$\theta_i = \arcsin \frac{b_o + 2e}{2r_i'}$$

rearranjando a equação (III.1) vem:

$$(\pi r_i'^2 - A_1) = r_i'^2 (\pi - \theta_i - \frac{1}{2} \sin 2\theta_i) \quad (\text{III.2})$$

assim, pode-se computar numericamente, para os dados tabelados (tabela (III-1)) das seções, os novos raios r_i' , D_i' , e o raio r_{oi}' para o novo centro da seção, assim como o raio da linha externa da espiral R_i' .

$$D_i' = 2r_i'$$

$$R_i' = R_a + r_i' + r_i' \cos\theta_i = R_a - r_i'(1 - \cos\theta_i)$$

$$r_{oi}' = R_a + r_i' \cos\theta_i$$

$$\text{como } \cos\theta_i = \sqrt{1 - \sin^2\theta_i} = \sqrt{1 - \left(\frac{b_o + 2e}{2r_i'}\right)^2}$$

$$\text{resulta } r_{oi}' = R_a + r_i' \sqrt{1 - \left(\frac{b_o + 2e}{2r_i'}\right)^2}$$

$$\text{e } R_i' = r_{oi}' + r_i'$$

A tabela (III-2) apresenta os resultados desse cálculos para os ângulos θ_i à partir de 50° pois as

seções de 0 a 50° graus serão, como veremos posteriormente de seção elíptica.

A área A_1 foi feita para estes cálculos como sendo:

$A_1 = 2 \left(\pi \frac{e^2}{4} \right)$, tomando a espessura $e = 140\text{mm}$, resulta $A_1 = 30788 \text{ mm}^2$. (Obs: $R_a = 1850$ e $b_o = 592\text{mm}$, determinado como veremos nos cálculos do pré-distribuidor).

TABELA (III.2)

$\phi_i (\circ)$	$f_i' (\text{mm})$	$r_{oi}' (\text{mm})$	$R_i' (\text{mm})$
10			
20			
30			
40			
50	534	2158	2692
60	576	2226	2802
70	617	2287	2904
80	658	2343	3001
90	697	2394	3091
100	735	2442	3177
110	773	2488	3261
120	809	2531	3340
130	846	2575	3421
140	880	2614	3494
150	914	2653	3567
160	948	2692	3640
170	981	2729	3710
180	1013	2764	3777
190	1044	2799	3843
200	1076	2834	3910
210	1106	2866	3972
220	1137	2900	4037
230	1165	2930	4095

240	1195	2963	4158
250	1226	2996	4222
260	1254	3026	4280
270	1282	3056	4338
280	1310	3085	4395
290	1338	3115	4453
300	1365	3143	4508
310	1394	3174	4568
320	1420	3201	4621
330	1447	3230	4677
340	1473	3257	4677
350	1503	3288	4791
360	1525	3311	4836

Como podemos verificar, somando R'_{360} e R'_{180} , obtemos a largura máxima do caracol:

$$L' = R'_{360} + R'_{180} = 8613 \text{mm}$$

contra $L=8733 \text{mm}$ obtidos da mesma maneira para os dados da tabela (III.1). Ganhou-se com este procedimento 120mm na largura total do conjunto. Em caixas espirais maiores, a economia obtida com este procedimento é considerável.

A aproximação feita em calculadora digital apresenta um desvio de área para cada seção da ordem de 1000 mm^2 .

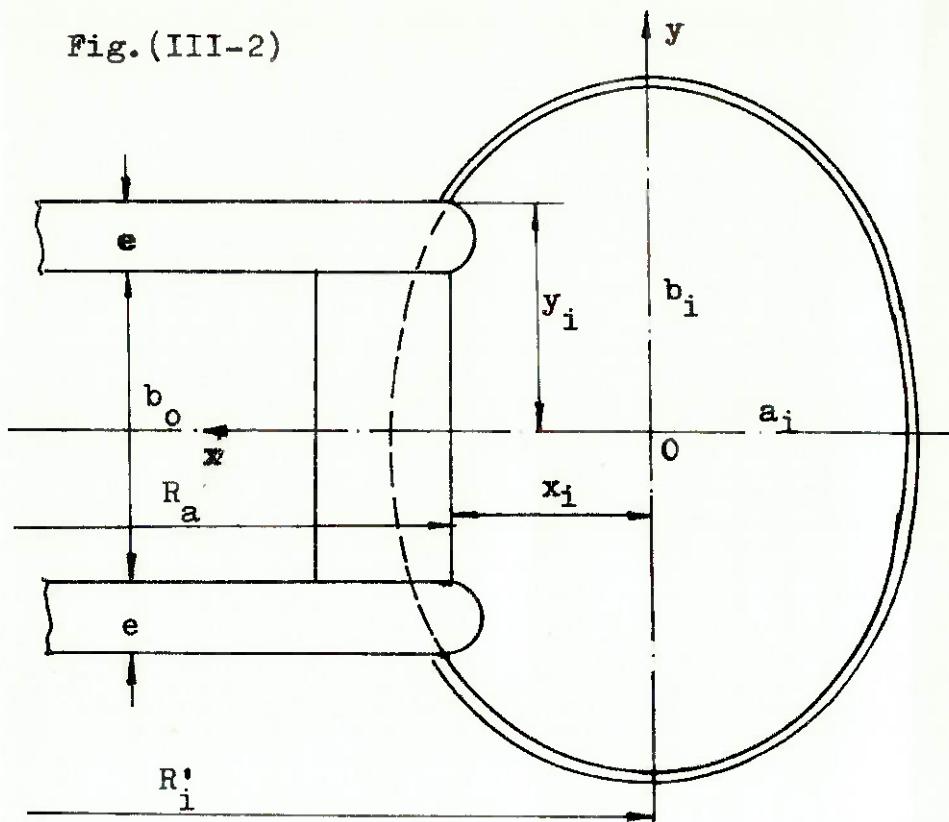
Computaremos agora as dimensões a_i e b_i das seções elípticas próximas à bequilha, para ϕ_i compreendidos entre 0 e 50° .

Não é rigorosamente necessário para este intervalo seguir criteriosamente a equivalência de áreas com as computadas na tabela (III.1) visto que o intervalo é pequeno e insuficiente para provocar grandes variações no comportamento do fluxo. O que deve ser verifi-

cado porém é que as seções tenham áreas decrescentes ao se aproximar da bequilha, garantindo assim uma aceleração contínua do fluido.

Não levaremos em conta, para facilidade de cálculos, a interferência da área da seção com a área ocupada pelos bordos das travessas.

Fig.(III-2)



Os parâmetros para o dimensionamento das seções elípticas encontram-se ilustrados na figura acima.

Da equivalência de áreas obtemos a equação: $\pi a_i b_i = \pi f_i^2$ porém, esta condição é difícil de ser verificada. Faremos então com que se estabeleça uma relação do tipo $a_i = f(\phi_i / b_i)$.

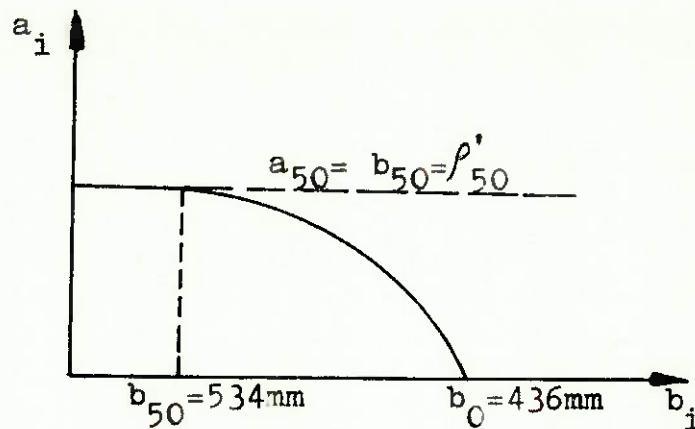
Tomaremos b_i com variação linear de f_{50} a $(b_o + 2e)$ (para $\phi = 0^\circ$):

$$b_i = (b_o + 2e) + (\phi_{50} - (b_o + 2e)) \frac{\phi_i (0)}{50^\circ}$$

$$b_i = 436 + \frac{98}{50} \varphi_i^{(o)}, \text{ ou seja } b_i = 436 + 1,96 \varphi_i^{(o)}$$

A variação de a_i entre 0 e 50° deve concordar com as seções extremas:

Fig.(III.3):



Segundo o esquema da figura (III.3), podemos determinar uma função a_i segundo foi dito anteriormente:

$$a_i = 2909,7551 - \frac{(1126,3451)^2}{b_i};$$

da equação da elipse: $\frac{x^2}{a^2} + \frac{y^2}{b^2} = 1$, obtemos,

$$x_i = a_i \sqrt{1 - \frac{y_i^2}{b_i^2}}, \text{ onde } y_i = \frac{b_o + 2e}{2}, \text{ donde resulta}$$

$$x_i = a_i \sqrt{1 - \frac{1}{b_i^2} \left(\frac{b_o + 2e}{2} \right)^2}$$

$$r'_{oi} = R_a + x_i = R_a + a_i \sqrt{1 - \frac{1}{b_i^2} \left(\frac{b_o + 2e}{2} \right)^2}$$

$$\text{no nosso caso : } r'_{oi} = 1850 + a_i \sqrt{1 - \frac{(436)^2}{b_i^2}}$$

$$\text{e } R'_i = r'_{oi} + a_i.$$

Desta forma podemos calcular b_i , a_i , r'_{oi} e R'_i .

(Tabela III.3)

Tabela (III.3)

ψ_i (°)	b_i (mm)	a_i (mm)	r'_{oi} (mm)	R'_i (mm)
0	436	0	1850	1850
10	456	128	1887	2015
20	475	239	1945	2184
30	495	347	2014	2361
40	514	442	2084	2526
50	534	534	2158	2692

Faz-se agora necessária a verificação de que a área da seção correspondente à última travessa seja maior que a área compreendida entre esta e a bequilha por motivo que já foi mencionado anteriormente.

Um procedimento que tem se verificado na construção de turbinas atualmente é a supressão da última travessa sem que haja prejuízo algum à estrutura, conferindo até mesmo um melhor rendimento às máquinas. Aqui adotaremos este procedimento.

Desta forma, a área da seção de $\psi = 30^\circ$ deve ser maior que a área correspondente à saída do fluido entre duas travessas distanciadas de 30° . Assim:

$$(\bar{M}_{a b})_{30^\circ} > b_o \cdot \frac{\pi \cdot D_b \cdot 30^\circ}{360^\circ}$$

$$\frac{b_o \cdot \pi \cdot D_b}{12} = \frac{592 \cdot \pi \cdot 3340}{12} = 517.650,69 \text{ mm}^2$$

$$(\bar{M}_{a b})_{30^\circ} = \pi \cdot 495 \cdot 347 = 539.615,66 \text{ mm}^2$$

Como verificamos, a condição está satisfeita e as variações assumidas para as seções elípticas, satisfatória.

As demais coordenadas das virolas das seções elípticas podem ser determinadas com a equação da elipse,

segundo o sistema de coordenadas adoptado na figura (III.2), obtendo-se à partir daí os raios de curvatura para cada ponto da casca, o que será útil para calandragem das virolas.

Concepção construtiva da Caixa Espiral:

Dadas às dimensões da caixa espiral, a forma de construção mais viável é de chapas calandradas (prensadas) unidas por solda, uma vez que, se tratando de uma turbina de baixa queda, as solicitações não devem ser excessivamente altas.

O passo seguinte é a escolha do número de virolas a constituirem o caracol, o que deve ser feito em função das chapas disponíveis no mercado de laminados. Como é sabido, este número deve ser o maior possível para que não se prejudique o perfil hidráulico do caracol. Todavia é vantajoso do ponto de vista económico um número menor de virolas, diminuindo assim o volume de solda utilizado e o tempo de fabricação. Deste modo, conciliando-se estes dois fatores, devemos optar por um número satisfatório.

Uma forma usual de se fazer esta divisão é, como se pode ver no desenho 2 que segue o presente trabalho, de 15° em 15° à partir da bequilha.

O número total de virolas adotado foi 27.

Um artifício para se diminuir as espessuras de chapa na caixa espiral é utilizar uma aba mais espessa na união com o pré-distribuidor (chapa de transição), unida com a virola também por meio de solda. Isto pode ser observado na ilustração da figura (III.1). Desta forma, diminui-se também o perímetro das virolas.

Normalmente se adota para estas chapas de transição uma projeção no plano horizontal de comprimento

constante ao redor de todo o pré-distribuidor.

Deve-se então executar o desenvolvimento das virolas, que pode ser feito em conjunto com as chapas de transição correspondentes. À partir daí pode-se realizar um estudo do seccionamento das virolas e um aproveitamento de chapas para a posterior fabricação. Deve-se lembrar sempre que as chapas de transição não fazem parte da virola e devem ser recortadas em chapas mais espessas, segundo o dimensionamento estrutural realizado. Outro fato que se deve mencionar aqui é que o seccionamento de duas virolas consecutivas nunca devem ser feitos em um mesmo ponto, evitando assim que, na montagem, nunca haja cruzamento de cordões de solda o que certamente originaria um ponto de elevada concentração de tensões, o que por sua vez enfraqueceria a estrutura.

No desenho 3 que acompanha este texto pode-se observar o desenvolvimento da virola Nº 23. Convém acentuar-se para o fato que, neste desenvolvimento deve ser feita a consideração de seções circunferenciais nas extremidades das virolas, garantindo que as bordas de junção - de duas virolas consecutivas sejam iguais, possibilitando assim sua montagem.

As virolas, à medida que se vai aproximando da bequilha têm seu perímetro de menor dimensão, possibilitando sua execução em um só segmento. Atenção especial deve ser dada às virolas de números 1, 2 e 3 que seguem a bequilha pois devem ser executadas com espessuras maiores, tal qual as chapas de transição das demais virolas, além do que não envolvem toda a seção do caracol. A concepção destas virolas pode ser notada no desenho 7.

Cálculo estrutural da caixa espiral:

(segundo ASME Pressure Vessel Code Section VIII)

Adotando o material NTU-SAR 55, teremos as seguintes propriedades: tensão limite de ruptura: $\sigma_r = 530 \text{ N/mm}^2$

tensão de escoamento:.... $\sigma_e \approx 323 \text{ N/mm}^2$

alongamento:..... 20%

a tensão admissível será $\bar{\sigma} = 1/4 \sigma_r = 132 \text{ N/mm}^2$

Em vista da preponderância das tensões circumferenciais (vide Anexo I) e à segurança adotada, normalmente despreza-se a tensão longitudinal.

Assim, considerando-se o fator de solda $v=0,8$ teremos:

$$\bar{\sigma} \geq \frac{P/i}{v \delta} \cdot 0,5 \left(1 + \frac{r_o}{r}\right)$$

O ponto crítico será na seção de maior diâmetro (r_{\max}) na união com a chapa de transição, onde o raio r assume um valor mínimo. Deste modo podemos dimensionar a chapa do seguinte modo:

$$\delta_{\min} \geq \frac{P/\rho_{\max}}{v \bar{\sigma}} \cdot 0,5 \left(1 + \frac{r'_o}{r_{\min}}\right)$$

para a seção de máximo ângulo de envolvimento $\phi = 350^\circ$:

$$\rho_{350^\circ} = 1503 \text{ mm} , \quad r'_{350^\circ} = 3288 \text{ mm} ;$$

tomando como projeção da chapa de transição no plano horizontal 240 mm (desenho 2 - em escala), teremos:

$$r_{\min} = 240 + R_a = 240 + 1850 , \text{ ou seja, } r_{\min} = 2090 \text{ mm}$$

$$P' = 64,6 \text{ mca} \approx 0,613 \text{ N/mm}^2 \text{ (pressão estática)}$$

Considerando-se 30% de sobrepressão para a ocorrência de golpe de ariete, resulta $P = 1,3 P'$, ou seja, $P = 0,8 \text{ N/mm}^2$.

Podemos então dimensionar a espessura das chapas.

$$\delta_{\min} = \frac{0,8 \cdot 1503}{0,8 \cdot 132} \left(1 + \frac{3288}{2090}\right) \cdot 0,5$$

$$\delta_{\min} = 14,7 \text{ mm}$$

A espessura próxima que se pode adotar é de espessura igual a 16mm, donde observamos a existência de sobremetal para a eventual erosão provocada pela água.

Especificação: chapa NTU-SAR 55, espessura 5/8".

É comum para caixas espirais de pequenas dimensões (a caixa espiral em questão está no limiar) adotar-se espessura constante para todas as virolas, porém, caixas espirais maiores devem ter várias seções dimensionadas, podendo-se diminuir as espessuras das virolas obtendo-se assim uma construção bem mais econômica.

Dimensionamento das chapas de transição:

Assumindo, dada à robustez do flange adotado para o pré-distribuidor (espessura e = 140 mm), estrutura indeformável, podemos dimensionar as chapas de transição.

Da expressão da página 42 (expressão 2-23), temos:

$$\bar{\sigma} \geq (1,135 + 0,228 \frac{r_c}{r}) \frac{P/\rho}{v \delta}$$

$$\text{assim, } \delta_{\min} \geq \frac{P/\rho}{v \bar{\sigma}} (1,135 + 0,228 \frac{R_a}{r}) \text{ como } R_a = r,$$

e $\rho_{\max} = 1503 \text{ mm}$, resulta :

$$\delta_{\min} \geq 16 \text{ mm} \rightarrow \delta = 19 \text{ mm}$$

Especificação: chapa NTU-SAR 55, espessura 3/4".

Observamos também a existência de sobremetal.

Concepção construtiva do pré-distribuidor:

Adotando os diâmetros $D_a = 3700\text{mm}$ e $D_b = 3280\text{mm}$, ligeiramente diferente os valores resultantes dos cálculos preliminares. O diâmetro médio D_m será:

$$D_m = \frac{D_a + D_b}{2}, \quad D_m = 3490 \text{ mm}$$

A altura da passagem de água entre os anéis superior e inferior (altura útil da travessa) (b_o) pode ser avaliado segundo Siervo e Leva (ref. bibliográficas):

$$b_o = D_3 (0,1 + 0,00063 n_s) \quad \text{onde} \quad b_o = 592 \text{ mm}$$

O número de travessas costumava ser adotado como metade do número de aletas do distribuidor, porém, atualmente se adota o mesmo número, suprimindo-se a travessa que precede a bequilha seguindo o sentido do fluxo. Isto propicia a utilização de travessas mais esbeltas proporcionando uma melhor pré-orientação do fluxo.

Adotaremos $z = z_o - 1 = 23$ travessas.

Com o ângulo de envolvimento $\phi = 350^\circ$ pode-se adotar inclinação constante para as travessas. Este ângulo como foi visto no capítulo 2 pode ser feito como:

$$\operatorname{tg} \delta = \frac{v_r}{v_u} = \frac{Q}{2\pi b_o K} = \frac{50}{2\pi (0,592).22,01} = 0,611$$

$$\delta = 30^\circ$$

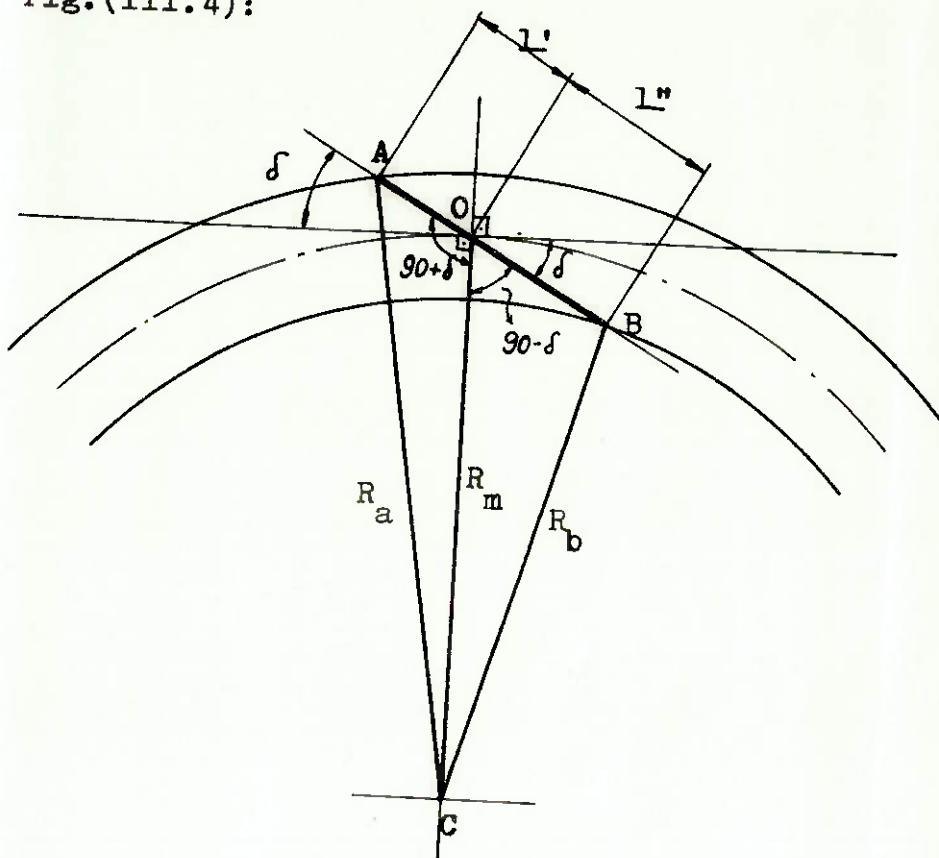
Optaremos pelo processo de fabricação por intermédio de uniões soldadas e o dimensionamento do pré-distribuidor será feito com vistas a este processo. Um corte parcial do pré-distribuidor pode ser visto no desenho 8 que segue o presente trabalho.

Escolha e dimensionamento das travessas:

De posse das dimensões D_m , D_a , D_b e do ângulo δ , pode-se determinar o comprimento da seção da travessa com o auxílio da figura (III-4).

$$L = L' + L''$$

Fig.(III.4):



Do triângulo AOC, aplicando a Lei dos Cossenos:

$$R_a^2 = L'^2 - R_m^2 + 2 L' R_m \cos(90 + \delta)$$

onde resulta $L' = 168,48 \text{ mm}$

Do triângulo OBC, analogamente:

$$R_b^2 = R_m^2 + L''^2 - 2 R_m L'' \cos(90 - \delta)$$

obtemos

$$L'' = 197,58 \text{ mm}$$

e por conseguinte $L = 366 \text{ mm}$

Apesar de termos apresentado um método para determinação do perfil da travessa, normalmente se evita perfis de difícil confecção pois isto oneraria seu custo de fabricação.

É comum fazer-se as travessas de chapa bruta de uma espessura compatível com as dimensões da máquina, executando chanfros nos bordos e arredondando as pontas de modo a conferir um perfil hidráulicamente mais adequado.

Propomos o perfil apresentado no desenho 4, que serve de esquema para o cálculo dos momentos de inércia da seção.

Os eixos x e y contêm o baricentro da figura. Os momentos de inércia da seção serão:

$$J_x = \frac{e^3}{3} \left[l - \frac{e}{2} \left(\frac{1}{\tan 20^\circ} + \frac{1}{\tan 30^\circ} \right) + \frac{25e}{24 \tan 20^\circ} + \frac{13e}{12 \tan 20^\circ} \right]$$

$$J_y = \frac{(\frac{e}{2})^4}{18 (\tan 30^\circ)^3} + \frac{(\frac{e}{2})^2}{\tan 30^\circ} \left(\frac{1}{2} - \frac{e}{3 \tan 30^\circ} \right)^2 + \frac{e^3}{12} +$$

$$+ \left(\frac{1}{2} - \frac{l'}{2} - \frac{e}{2 \tan 30^\circ} \right)^2 \frac{l' e}{4} + \frac{(\frac{e}{2})^4}{18 (\tan 20^\circ)^3} +$$

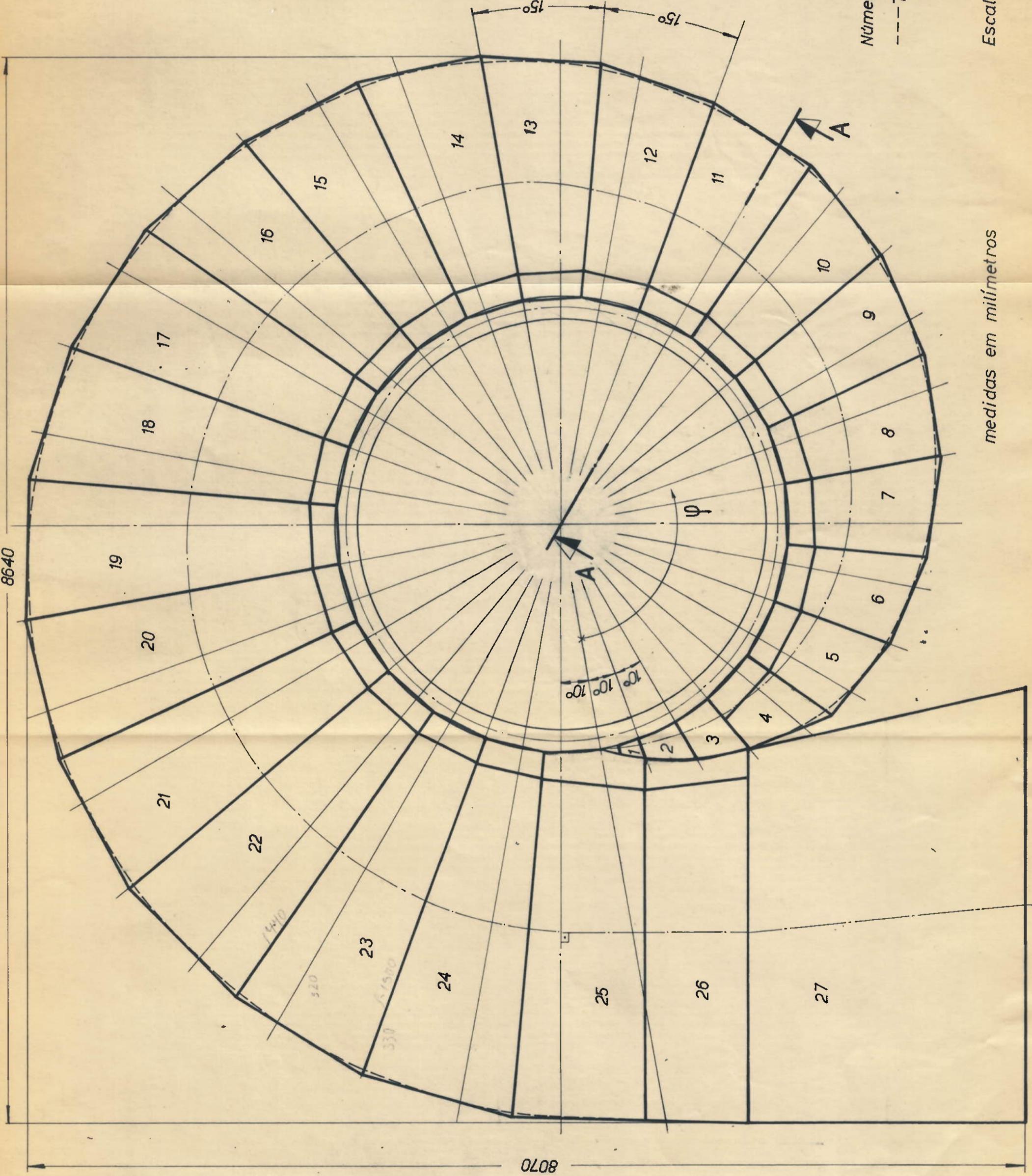
$$+ \left(\frac{1}{2} - \frac{e}{3 \tan 20^\circ} \right)^2 \frac{e^2}{4 \tan 20^\circ}$$

O produto de inércia da seção pode ser calculado pela expressão:

$$J_{xy} = \frac{e}{2} \frac{e^2}{12 \tan 20^\circ} \left(\frac{1}{2} - \frac{e}{3 \tan 20^\circ} \right) + \frac{e^2}{12 \tan 30^\circ} \left(\frac{1}{2} - \frac{e}{3 \tan 30^\circ} \right) + l' e$$

onde $l' = l - \frac{e}{2} \left(\frac{1}{\tan 20^\circ} + \frac{1}{\tan 30^\circ} \right)$

Os momentos máximo (+) e mínimo (-) para a seção apresentada pode ser determinado por:



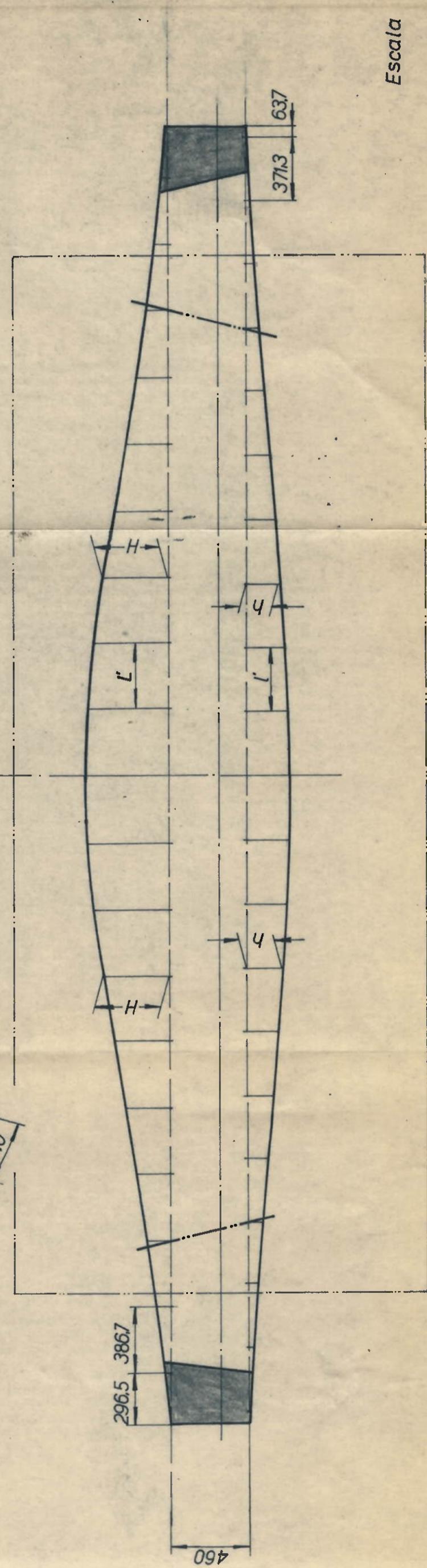
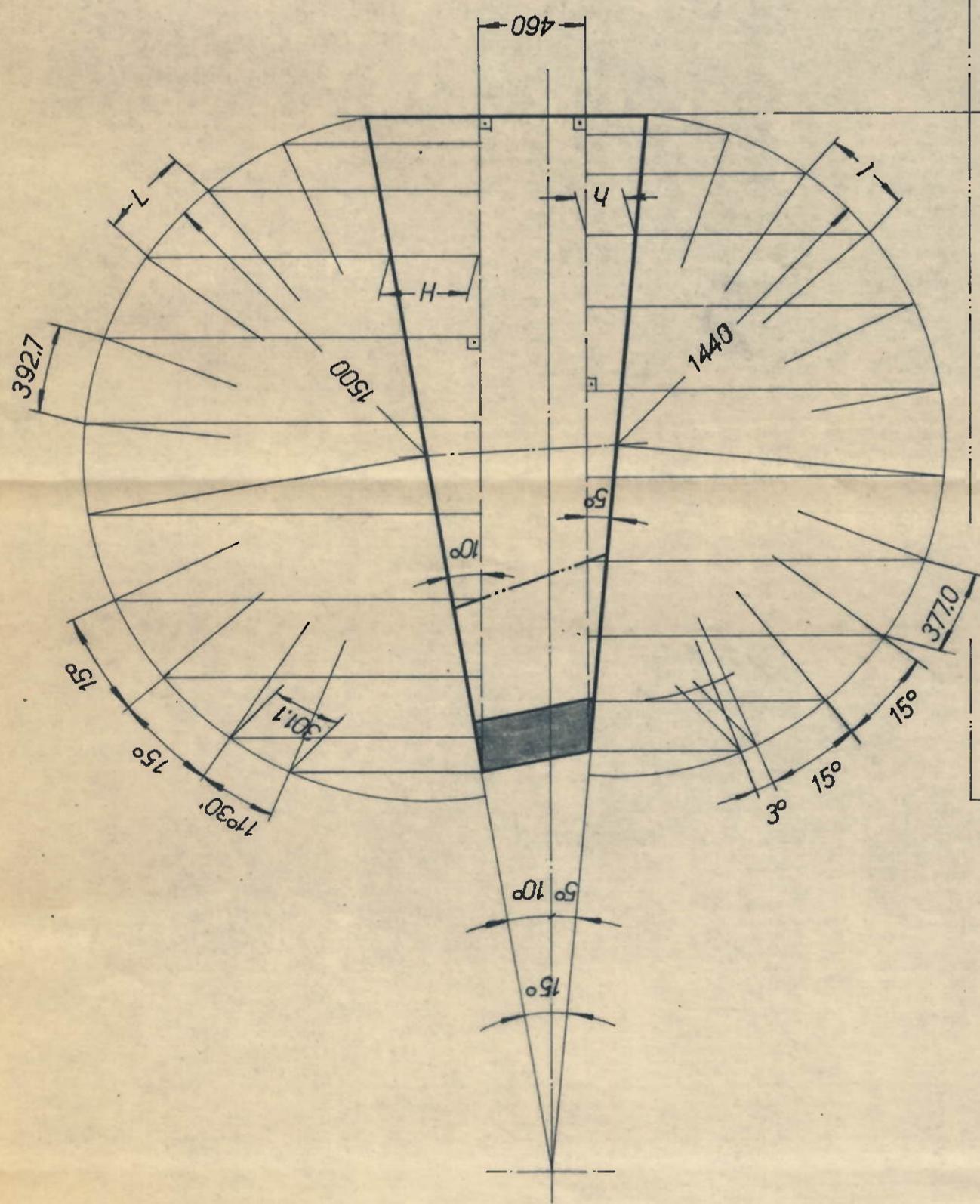
DESENVOLVIMENTO DA VIROLA Nº 23

— Linhas de possível segmentação da virola

Dimensões das chapas laminadas encontradas no mercado

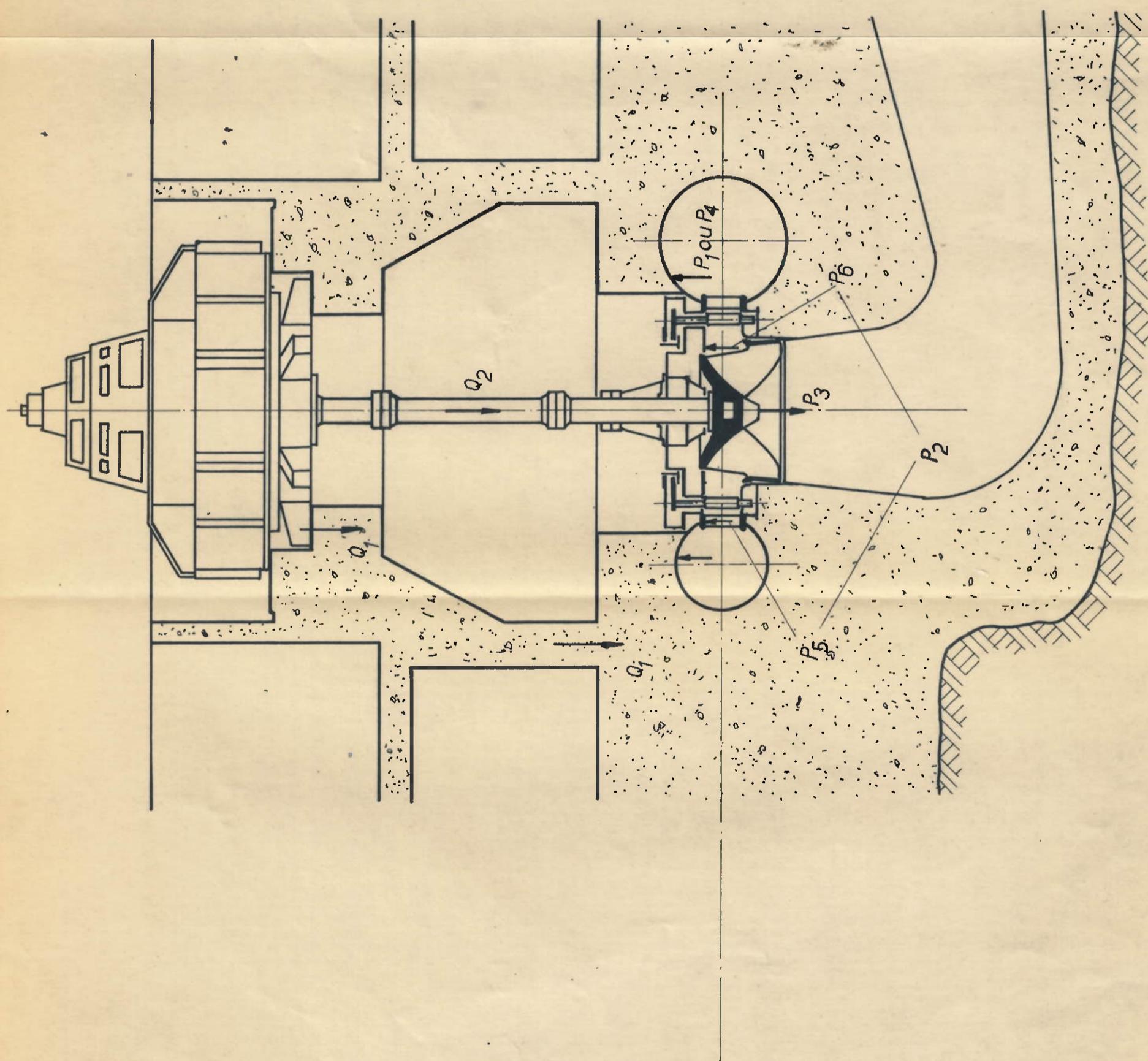
Abas ou chapas de transição a serem soldadas ao pré-distribuidor (recortadas em chapas mais espessas)

$$L' = L \cos 10^\circ$$



ANEXO IV

Sistematização dos Cálculos

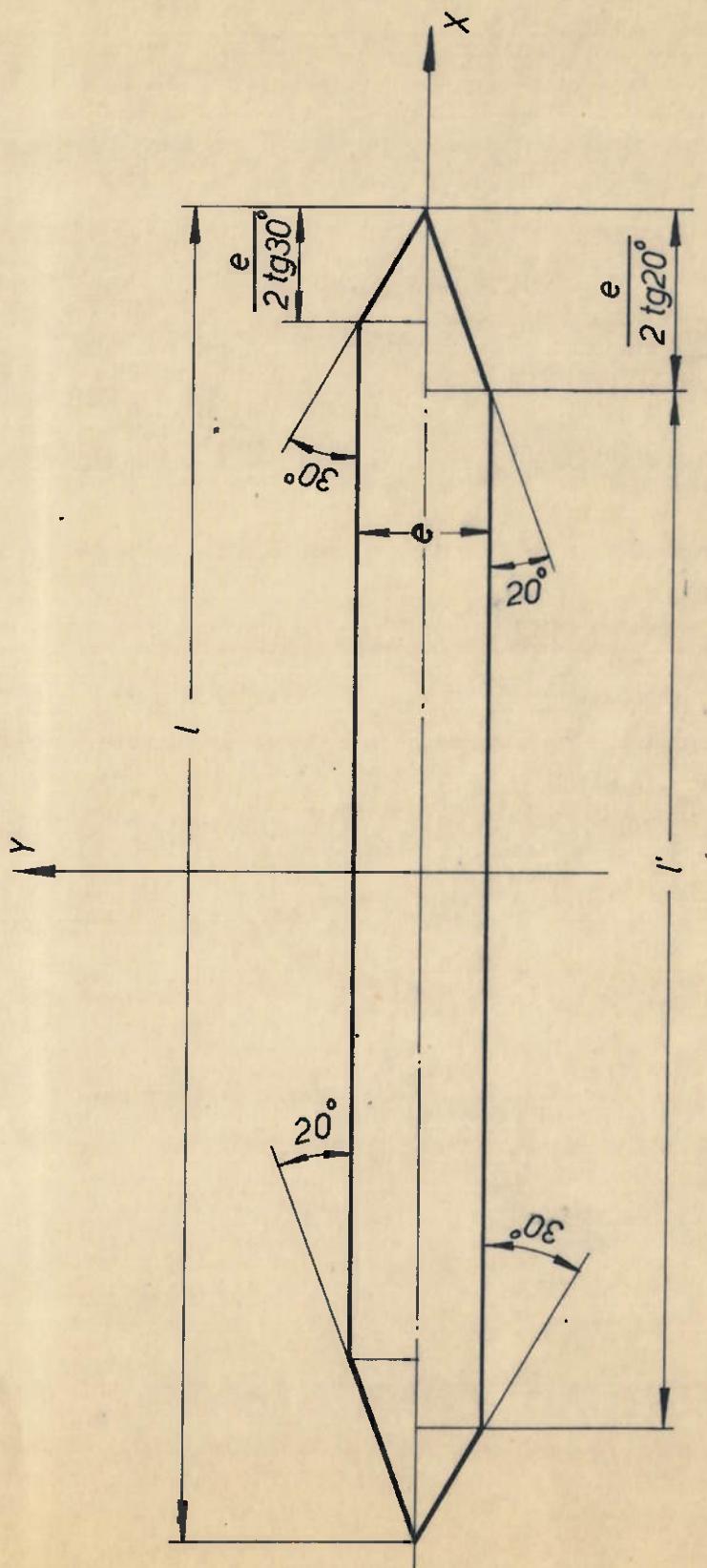


Corte pela casa de força t/pico
de uma turbina Francis de porte
pequeno-médio

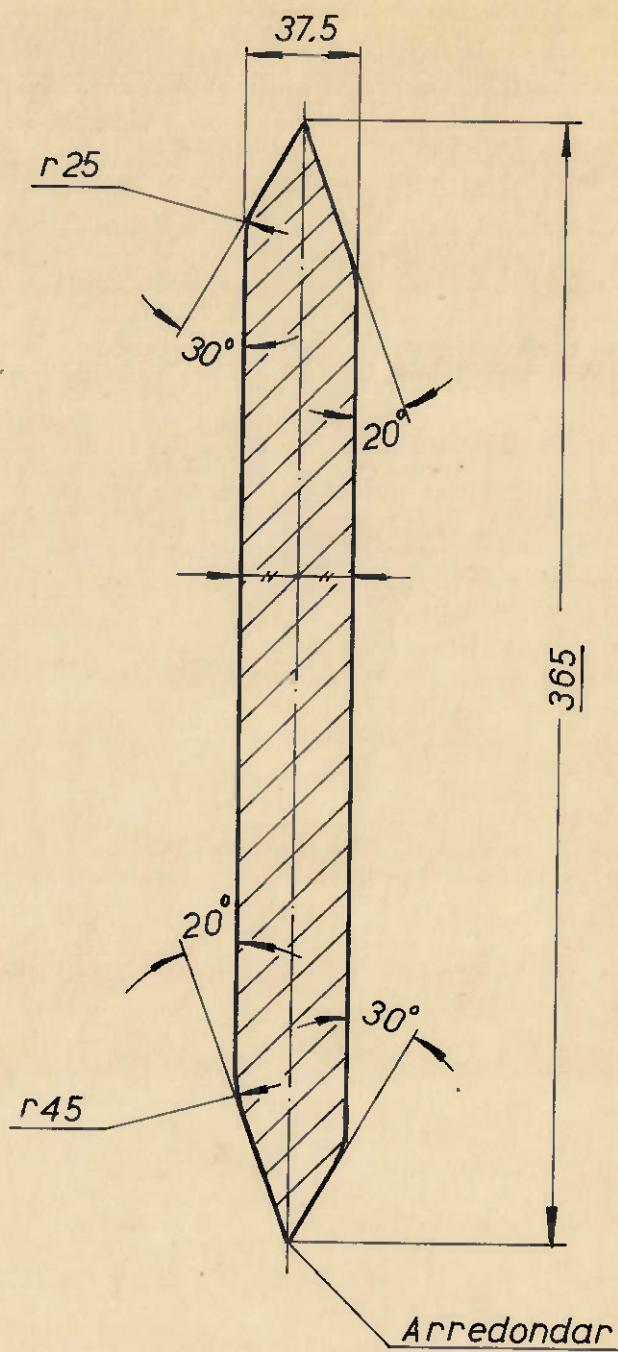
O desenho apresenta as forças
que atuam sobre o pré-distribuidor

Escala 1:100

Desenho 4



Esquema para determinação dos momentos de inércia da seção transversal das travessas.



Seção das travessas

medidas em milímetros

Escala 1:2,5

$$J_{1(2)} = \frac{J_x + J_y}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{J_x - J_y}{2}\right)^2 + J_{xy}^2} \quad (\text{momentos principais de inércia})$$

Com as expressões apresentadas, podemos determinar qual a espessura mais adequada durante o dimensionamento.

As travessas do pré-distribuidor constituem uma estrutura submetida a solicitações variáveis, por isso, é um bom procedimento tomar-se uma camada considerável de sobremetal para erosão e para maior segurança da máquina.

Tomando a espessura $e = 37,5 \text{ mm}$, $L = 366 \text{ mm}$
 $L' = 282,01 \text{ mm}$:

$$\begin{aligned} J_x &= 4786580,6 \text{ mm}^4 \\ J_y &= 1,0827986 \cdot 10^8 \text{ mm}^4 \\ J_{xy} &= 1865274,2 \text{ mm}^4 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} J_1 &= 1,0831347 \cdot 10^8 \text{ mm}^4 \\ J_2 &= 4752973,4 \text{ mm}^4 = J_{\min} \end{aligned}$$

$$\text{área da seção: } A = 12150,17 \text{ mm}^2$$

$$\text{Raio de giração: } i = \sqrt{\frac{J_{\min}}{A}} = 19,78$$

$$\text{o índice de estreltez } \lambda = \frac{b}{i} = 30$$

com estes dados, obtemos da Norma DIN 4114 o coeficiente de flambagem $w = l/f = 1,07$ de onde $f = 0,94$ (para o aço St 52).

As tensões atuantes podem ser calculadas por:

$$\sigma = \frac{Q}{f A} \leq \bar{\sigma}$$

adotaremos também para a construção do pré-distribuidor o aço NTU-SAR 55, com $\bar{\sigma} = 132 \text{ N/mm}^2$

Determinação da carga atuante sobre as travessas e verificação das tensões:

Em turbinas de pequenas dimensões como esta, normalmente se pode instalar a turbina distante do gerador, através de um prolongamento do eixo devido às baixas solicitações a que o mesmo é submetido, desta forma pode-se descarregar o peso do estator do gerador diretamente no concreto da casa de força, sendo que a estrutura de concreto não descarrega sobre o pré-distribuidor e sim diretamente para a fundação. O desenho 5 apresenta um corte típico de uma casa de força para turbinas desse porte, com as forças atuantes sobre as travessas.

Caso I - Turbina fora de operação:

$$Q_I = Q_1 + Q_2$$

Q_1 = Peso do concreto sobre uma aleta fixa

$Q_2 = G =$ Peso das partes da turbina = 1.623.000 N

O peso do concreto Q_1 é inferior Q_2 , por isso adotando apenas para verificação $Q_1 = Q_2$ estamos à favor da segurança. Porém em casos específicos deve-se fazer uma análise mais apurada.

$$Q_I = 2 \cdot \frac{1623000}{23} = 141130 \text{ N/travessa}$$

$$\sigma_I = \frac{Q_I}{f A} = \frac{141130}{0,94 \cdot 12150,17} = 12,4 \text{ N/mm}^2 < \bar{\sigma}$$

Caso II - Turbina operando em regime permanente :

$$Q_{II} = (Q_1 + Q_2) - P_1 - P_2 + P_3$$

O esforço P_1 pode ser determinado pela expressão (3.7), tomando como referência a maior virilha:

$$2a = 2 \cdot (450) = 900 \text{ mm} \quad (\text{medidas tiradas do desenho 2})$$

$$c \approx 1200 \text{ mm}, h \approx 2950 \text{ mm}$$

$$\delta = 9,8 \cdot 10^{-6} \text{ N/mm}^3$$

verificando as soldas das travessas:

$$\frac{\sigma_{III}}{0,8} = 87,35 \text{ N/mm}^2 < \bar{\sigma}$$

As travessas com o perfil proposto e a espesura de chapa adotada resistem com segurança aos esforços a que serão solicitadas.

Especificação: travessa de chapa NTU-SAR 55, espessura $1\frac{1}{2}$ "

A concepção final da travessa é apresentada no desenho 6.

O desenho 7 apresenta um detalhe do pré-distribuidor com a caixa espiral já montada, na região da bequilha. Nota-se a "língua" da bequilha e a disposição das travessas adjacentes.

O desenho 8 mostra um corte do pré distribuidor com as virolas já montadas.

Todo o conjunto deverá ser submetido a tratamento térmico para alívio de tensões após as operações de soldagem.

$$H = H_1 - f_i \quad H \approx 64,6 - 1,5 = 63,1 \text{ m} = 63100 \text{ mm}$$

$$\frac{v^2}{2g} = \frac{(6,43)^2}{2 \cdot 9,8} = 2,11 \text{ m} = 2110 \text{ mm}$$

$$P_1 = 617123 \text{ N/travessa}$$

O esforço P_2 pode ser obtido da expressão (3.9) com os seguintes dados: $D_a = 3700 \text{ mm}$, $D_o = 2757 \text{ mm}$, $D_e = 590 \text{ mm}$, $z = 23$ travessas

$$P_2 = 229888 \text{ N/travessa}$$

$$\text{O esforço } P_3 = \frac{P_x}{23} = \frac{791546}{23} = 34415 \text{ N/travessa}$$

$$Q_{II} = -671466 \text{ N (tração)}$$

$$\sigma_{II} = \frac{Q_{II}}{A} = 55,26 \text{ N/mm}^2 < \bar{\sigma}$$

Verificando a solda das travessas aos anéis do distribuidor ($v=0,8$)

$$\frac{\sigma_{II}}{0,8} = 69,08 \text{ N/mm}^2 < \bar{\sigma}$$

Caso III - Golpe de ariete:

$$\frac{\Delta H}{H} \approx 30\%$$

$$Q_{III} = (Q_1 - Q_2) - P_4 - P_5 - P_6$$

da expressão (3.13) obtemos $P_4 = 829962 \text{ N/travessa}$

da expressão (3.14) obtemos $P_5 = 167149 \text{ N/travessa}$

$P_6 = p_4 \frac{\pi}{4} D_o^2 / z$ adotando $p_4 = 1 \text{ kgf/mm}^2$, $P_6 = 25441 \text{ N}$ por travessa.

$$Q_{III} = -849023 \text{ N/travessa}$$

$$\sigma_{III} = \frac{Q_{III}}{A} = 69,98 \text{ N/mm}^2 < \bar{\sigma}$$

Virola 25

Desenho 7

bequilha

Virola 24

rola 1

5°

15°

15°

5°

Detalhe do conjunto caixa espiral-pre-distribuidor na região da bequilha

medidas em milímetros

Escala 1:5

Desenho 7

Virola 25

Virola 24

Virola 26

bequilha

Virola 1

Virola 21

Virola 3

Virola 4

30

Ø3840

Ø3340

Ø3700

Ø3280

5°

10°

15°

15°

15°

30°

10°

15°

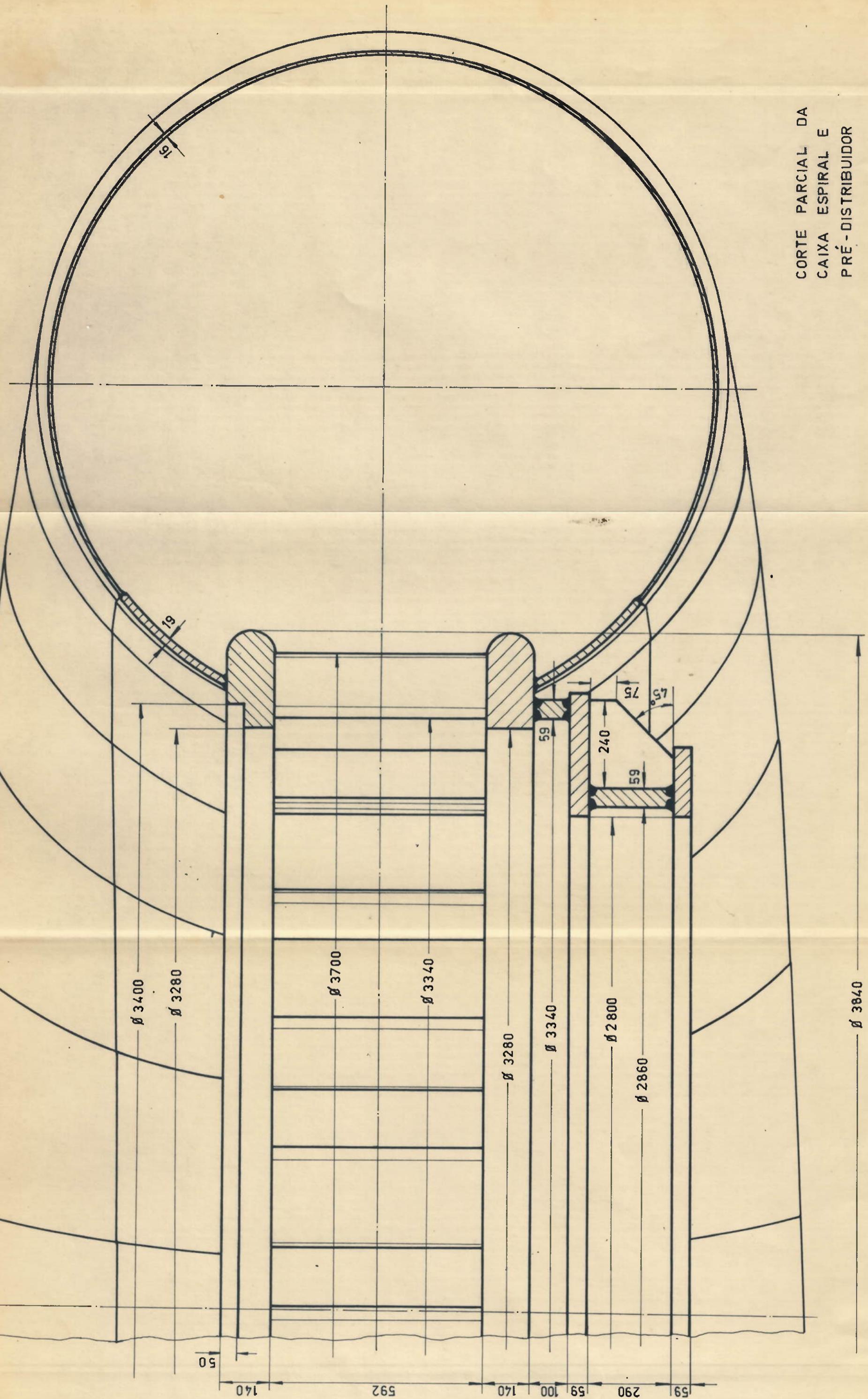
5°

medidas em milímetros

Detalhe do conjunto caixa espiral-pre-distribuidor na região da bequilha

Escala 1:5

Desenho 8



CORTE PARCIAL DA
CAIXA ESPIRAL E
PRÉ-DISTRIBUIDOR

Indicação do corte no desenho 2

Escríbala 1:10

medidas em milímetros

