

Sys 2128582

ESCOLA POLITÉCNICA DA UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

1338
2

UM SISTEMA PARA O CÁLCULO E PROJETO MECÂNICO
DE UMA TURBINA CURTISS, DOIS ESTÁGIOS DE VELOCIDADE

TRABALHO REALIZADO PELO ENGENHEIRANDO LUIZ CARLOS GONÇALVES DE
OLIVEIRA PARA A DISCIPLINA "PROJETO MECÂNICO", SENDO O ORIENTA
DOR O PROF. ENGENHEIRO HILDO PERA, CONCLUÍDO EM NOVEMBRO DE
1982.

AGRADECIMENTOS

Dedico este trabalho e empenho minha gratidão a todos que contribuíram de forma decisiva para sua condução: ao Prof. Engenheiro Hildo Pera, meu orientador, que empenhou seus conhecimentos técnicos durante todo o transcorrer do trabalho, indicando a melhor bibliografia disponível e sugerindo, de forma muito feliz, o tema do trabalho.

Ao Prof. Dennis Cintra Leite, da Fundação Getúlio Vargas, que além de permitir-me utilizar seu computador pessoal, prestou-me relevante assessoria na estruturação lógica e edição do programa.

A Srta. Monique Renault de Castro que, interpretando e transcrevendo mecanograficamente minhas anotações, possibilitou que o trabalho assumisse sua ótima configuração final.

I - Prefácio

Dedico este trabalho ao meu orientador Eng. Prof. Hildo Pera, a quem devo não só a excelência da sugestão do tema e abordagem, mas também a sua orientação precisa e segura durante o transcorrer da elaboração, sanando dúvidas e indicando a melhor bibliografia disponível.

A meu ver existem basicamente dois tipos de trabalho de formatura. O primeiro tipo aborda um assunto pouco divulgado, quer por ser o tema incipiente quer por sua tecnologia ainda não se ter desenvolvido satisfatoriamente, acaba se bem conduzido enchendo os olhos do orientador que louva, com justiça, o grande esforço feito pelo aluno ao enfrentar um tópico novo quase sem literatura de grande potencial de interesse. O segundo tipo de trabalho versa sobre um assunto amplamente discutido, acerca do qual o engenheirando com sua pouca experiência, tem possibilidades mínimas de acrescentar alguma coisa substantiva à metodologia de cálculo já estabelecida, sendo portanto apenas mais um trabalho a ser corrigido pelo orientador e posteriormente a acrescentar volume às prateleiras da biblioteca da escola, repleta de trabalhos semelhantes, uns mais detalhados, outros menos desenvolvidos. Se o segundo tipo de trabalho não enaltece o professor, ele poderá ser de grande valia para o engenheirando uma vez que o fato do assunto ser exaustivamente conhecido não significa que ele seja desnecessário profissionalmente. Muito pelo contrário, arrisco a pensar que a maior parte dos projetos de engenharia desenvolvidos no país não se referem ao uso de uma tecnologia de ponta, mas que forcem o projetista a bus-

car dados e técnicas de projeto em bibliografia já existente. A árdua rotina de cálculo que se estabelece para o dimensionamento global do projeto demanda do projetista um grande dispêndio de tempo e lhe confere uma pequena mobilidade de decisões que se considerado junto com a possibilidade de reiteração da rotina de cálculo, quer por um erro num cálculo inicial quer por redimensionamento de componentes, acabem por tornar o trabalho do engenheiro rotineiro e estafante.

O tema deste trabalho estaria mais próximo à segunda tipologia descrita uma vez que só a biblioteca da nossa escola conta com mais de 10 livros referentes ao assunto e mais de meia dúzia de bons projetos de turbinas a vapor. Graças à idéia genial do Eng. Prof. Hildo Pera, qual seja de sistematizar o processo de cálculo de uma turbina Curtiss de dois estágios de velocidade, o trabalho deixou de ser meramente a aplicação de um algoritmo para constituir a elaboração de um sistema de cálculo de alta velocidade, diminuindo consideravelmente o tempo de trabalho do projetista, liberando-o para outros projetos. A escolha recaiu sobre este tipo de turbina porque é o único tipo projetado integralmente no país, por pequenos e médios fabricantes.

Turbinas de maior eficiência e capacidade têm seu projeto feito no exterior e portanto já amortizado nas matrizes, razão pela qual se tornam mais econômicas do que projetar-se aqui. O sistema deverá adptar-se às condições de pequenas e médias empresas no que se refere a equipamentos de processamento. Mas uma vez fico grato a meu orientador pela sugestão do tipo de turbina a ser projetado pelo sistema.

Pessoalmente não tenho a pretensão de causar o mesmo impacto que um trabalho do primeiro tipo traria ao orientador - mesmo porque em termos de procedimento de cálculo muito pouco foi acrescentado por mim às rotinas manuais existentes - mas tenho a esperança de que ele possa ser útil à comunidade dos projetistas poupando-lhes tempo e trabalho rotineiro, e a impressão de que evitei colaborar com o acervo duplicado de nossa biblioteca.

II - Introdução

A utilidade de se sistematizar o cálculo de uma turbina Curtiss, de 2 estágios de velocidade, é poupar tempo aos projetistas e homens-hora para o escritório de projetos, conforme foi citado no prefácio.

É importante deixar bem claro a distinção que faço entre sistema e programa. Sistema é um conceito muito mais amplo que um programa computerizado, podendo incluir dentro de si um programa ou dispensá-lo. Um sistema compreende uma avaliação de dados desejados de saída e os dados necessários de entrada, a forma de entrada e saída desses dados visando uma mais fácil utilização pelas partes interessadas que por sua vez devem ser identificadas anteriormente, sendo tudo harmoniosamente coordenado sobre diretrizes pré-definidas. Um programa nada mais é que um procedimento matemático, um algoritmo de tratamento de dados pré-definidos para gerar informações igualmente pré-definidas. O enfoque que pretendo dar ao trabalho é sistêmico, embora não pretenda aqui detalhar a maneira pela qual conclui que os dados de saída do sistema seriam todos os mais relevantes para o usuário do sistema, pois ao invés de realizar uma pesquisa junto ao usuário, coloquei-me em sua posição para determinar tais informações. Um sistema pode ou não envolver o uso de um programa computerizado, dependendo de seu objetivo e adequabilidade do usuário. No caso desse sistema o uso de processamento eletrônico torna-se imprescindível dada a quantidade de operações a serem executadas e o número de possíveis reiterações, o caráter de velocidade de processamento e acima de tudo a economia de tempo humano altamente qualificado que se

pretende conseguir. Como o uso previsto do sistema será feito por empresas pequenas e médias haverá de se conseguir uma adequação entre o equipamento necessário ao processamento e a capacidade financeira das empresas. Procurou-se evitar o aluguel de máquinas possantes para o processamento, preferindo-se construir um sistema que pudesse ser utilizado nos micro-computadores "domésticos" cujo preço e versatilidade os fazem recomendáveis a qualquer empresa ou escritório de projetos dessa dimensão. Por esse motivo a linguagem computacional utilizada foi o BASIC nível II, linguagem científica avançada, em detrimento ao FORTRAN IV, escolha natural para quem faz um sistema técnico-científico e dispõe de maquinaria sofisticada para o processamento. Houve uma preocupação em usar o menor nº de Kbytes. Ele demanda equipamento com uma capacidade de memória de no mínimo 32 Kbytes e preferencialmente acoplado a uma impressora e unidade leitora de disket.

Desenvolvendo a idéia de sistema, os objetivos que norteiam sua execução foram a menor quantidade possível de informações necessárias (isto é, parâmetros de entrada) a ser fornecida pelo projetista e a partir deles a maior quantidade possível de dados de saída, de aplicação direta ao projeto mecânico, a fim poupar ainda mais o tempo do projetista. Dados intermediários ao cálculo que demandam consultas a tabela ou cálculo posterior externos ao sistema foram evitados ao máximo. Procurou-se dotar os relatórios de saída de dados de forma que eles possam ser encaminhados diretamente ao desenhista. Ele, a partir de desenhos, cortes e detalhes pré-estabelecidos, terá sua preocupação voltada em colocar na devida escala os dados de saída daquela turbina. Percebe-se aí um cuidado a ser tomado

na confecção dos relatórios de saída, a fim que a comunicação visual destes seja rapidamente adequada aos desenhistas. A solução encontrada foi dividir os relatórios de saída em "folhas" que contêm informações sobre um grupo de componentes do projeto. As "folhas" agrupam informações com a respectiva notação e unidade que devem ser anexados a formulários correspondentes, este último constituído por vários desenhos com a mesma notação das "folhas" e algumas explicações ao desenhista em como traçar alguns desenhos cuja a construção geométrica não é tão óbvia. A divisão em "folhas" permite que mais de um desenhista seja alocado simultaneamente para folhas diferentes e o resultado disso é que o tempo de realização do projeto mecânico pode ser brutalmente reduzido. Caso não se disponha de impressora no equipamento a listagem da tela, com a correspondente notação, deverá ser copiada manualmente diretamente nas páginas dos formulários de desenho.

O nível de detalhamento que procurei dar ao sistema quanto aos dados de saída é bastante alto podendo-se comparar um projeto executado pelo sistema com os mais detalhados trabalhos encontrados na biblioteca da escola.

Percebe-se que, enquanto trabalho de formatura, não é meu objetivo reproduzir mirabolantes desenhos adequados às proporções de cálculo de uma turbina em particular, mesmo porque esses desenhos de execução mecânica encontram-se nos mais diversos livros referentes ao assunto, nem tampouco justificar cada passagem de cálculo ou a dedução de fórmulas empírica, como seria o escopo de um livro didático. Pretendo explicar como foi estruturado o sistema, quais cálculos devem preceder

outros e porquê, além de naturalmente explicitar quais são os cálculos contidos no sistema para a avaliação do mesmo por seus eventuais usuários. Proponho-me a realizar mais que um manual de utilização do sistema, mas também explicar seu funcionamento.

Inferese pelo que foi dito não se tratar de um trabalho, enquanto sistema, voltado para o aprendizado de iniciantes no cálculo de turbinas desse tipo, mas antes para pessoas (usuários) que já dominem o assunto e possam julgar se a metodologia de cálculo imposta ao sistema lhes é conveniente.

O trabalho foi calcado essencialmente no livro Stean Turbines de P. Shlyakhin, tanto como livro texto após consulta a vários trabalhos de biblioteca e constatado que era o melhor livro e o mais adotado. Menção especial deve ser feita ao trabalho de Pereira, J. Luiz que me foi de grande valia como fonte de consulta e guia de possíveis parâmetros de saída desejáveis pelos usuários.

O trabalho foi dividido em 6 partes:

- Prefácio
- Introdução
- Cálculo Termodinâmico
- Cálculo Mecânico
- Exemplo do Sistema e Formulários de Desenho
- Bibliografia

III - Cálculo Termodinâmico e Definição das Velocidades

(Otimização)

O cálculo de uma turbina inicia-se com a fixação de alguns parâmetros termodinâmicos, que podem ser determinados por um projeto integrado turbina-caldeira ou então simplesmente ditados pelos dados operacionais de uma caldeira já existente e que se deseja aproveitar para a geração de energia eletromecânica.

Neste trabalho não há a preocupação de se projetar uma caldeira que forneça vapor em condições que otimizem o rendimento térmico do conjunto caldeira-turbina. Apesar da inexistência dessa preocupação, o sistema de cálculo proposto não exclui a possibilidade dessa integração, quer seja por ampliação futura do sistema, quer seja por tentativas de várias condições de vapor possíveis de se fornecer à turbina, observando-se os parâmetros de saída do sistema e optando-se por uma condição de fornecimento de vapor. Enfim, vale dizer que as condições de entrada e exaustão do vapor fornecido são variáveis de entrada do sistema, sendo que este as aceitará sem qualquer restrição, gerando os respectivos parâmetros de saída de acordo com as condições fixadas.

Esses parâmetros de saída nem sempre são compatíveis com o que a prática de projeto de turbina dita, se os parâmetros termodinâmicos de entrada forem distintos do que se utiliza normalmente resultando em turbinas desproporcionais às dimensões usuais caso essa condição não seja observada.

Os parâmetros de entrada referidos são a potência líquida que se pretende gerar eletricamente a rotação, a pressão de entrada de vapor fornecida pela caldeira, a temperatura em que o vapor é fornecido e a pressão de exaustão do vapor.

Sem fugir dos objetivos iniciais do trabalho, quais sejam o de não reproduzir minuciosamente a teoria subjacente nos livros texto ou em outros trabalhos, alguns esclarecimentos teóricos devem ser feitos, uma vez que estes tratados são omissos em alguns pontos. Tendo-se em mente que esse tipo de turbina admite um salto "isoentrópico" no bocal e que a energia cinética ganha no salto pelo vapor é cedida ao gás do rotor (vide fig. nº 1) podem surgir várias dúvidas.

Em primeiro lugar analisemos o salto "isoentrópico" que tem lugar no bocal. As condições de entrada do vapor p_0 e t_0 , a pressão de saída p_1 e a entropia constante garantem a fixação do estado de saída do vapor através de t_1 (ou v_1) obtida num diagrama de Mollier, bem como do valor do salto isoentrópico de entalpia, obtido no mesmo diagrama. A figura 2 indica isso.

Ocorre que o salto não é isoentrópico pois inevitavelmente há turbulência nos bocais e atrito entre o vapor e as paredes do bocal. Também a pressão p_0 deve ser considerada à jusante da válvula do governador de velocidades, pois este impõe uma perda de carga ao vapor.

Para contornar o problema do bocal (não é isoentrópico) toma-se um coeficiente de rendimento do bocal ϵ definido como a

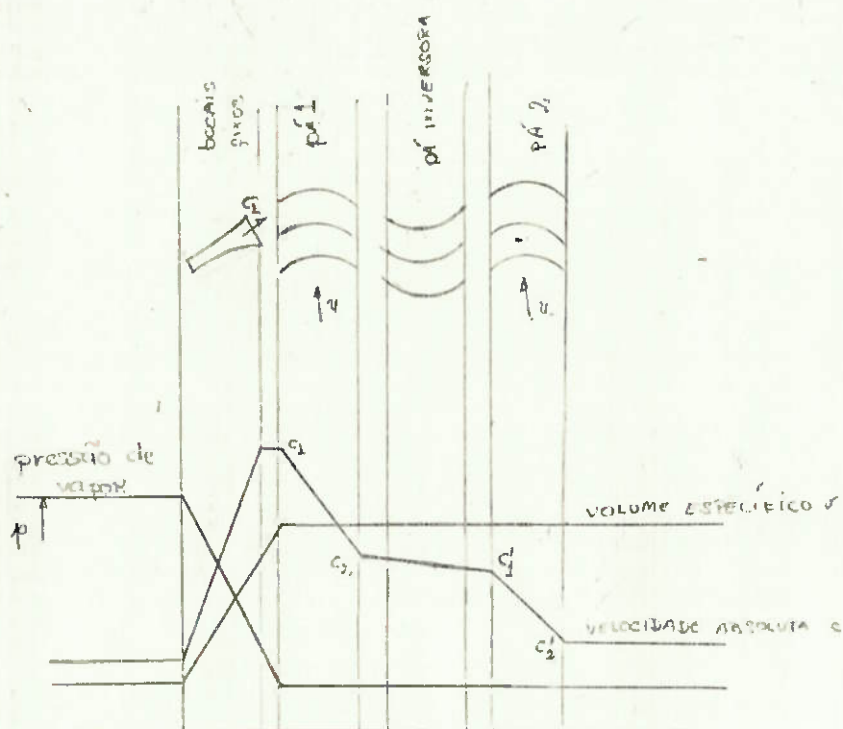


Fig 1 - Velocidade, pressão e volume específico nos estágios

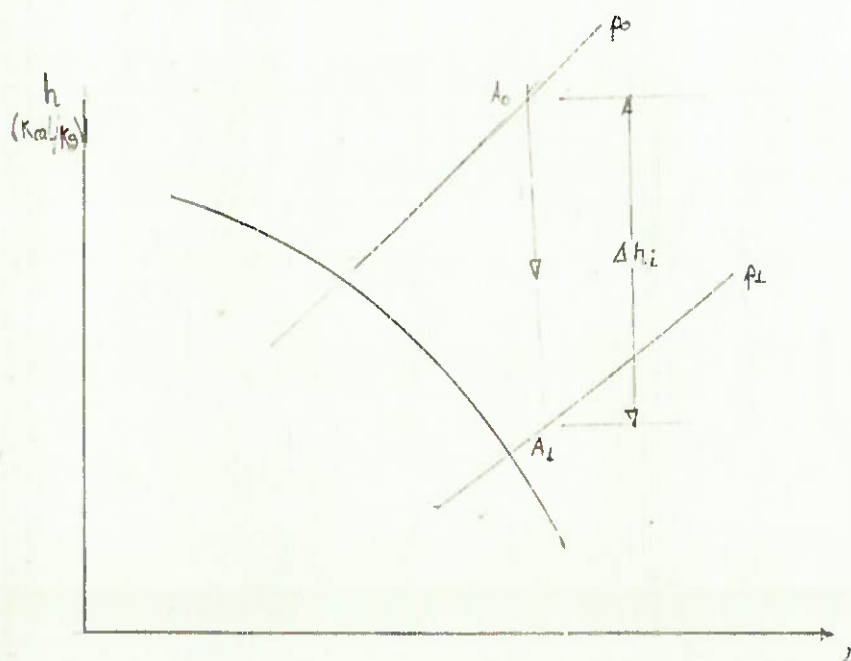


Fig 2 - Salto isoentrópico no diagrama de Mollier

razão entre a velocidade real C_1 e a teoria de saída do vapor C_{1t} ($\mathcal{C} = C_1/C_{1t} - 1$) e o problema da pressão é contornado, admitindo-se uma perda de carga da ordem de 5% na válvula. Assim p_0 é igual a 95% da pressão da saída de vapor da caldeira e o diagrama pode ser visualizado pela figura nº 3.

A diferença de pressão entre p_0 e p'_0 é a que ocorre na válvula reguladora, definindo o ponto Ao' .

Com o ponto Ao' acha-se A_1 , corresponde ao salto isoentrópico e através deste tem-se $C_{1t} = 91,5 \sqrt{\Delta H'_0}$. Através do coeficiente de perdas no bocal define-se $\Delta h_b = C_{1t}^2 - C_1^2 / 8.378$ (C_{1t} e C_1 são em m/s, Δh em Kcal/kg). Como a pressão de exaustão continua sendo p_1 , fica determinado o ponto A_1' e a diferença de cotas do ponto Ao' para o ponto H_1' é o salto real de entalpia no bocal. ?

O coeficiente \mathcal{C} é dado segundo gráfico da figura 4 e depende principalmente da altura l do bocal.

Deve-se evitar que o ponto A_1' esteja no campo de vapor saturado para que não haja cavitação na turbina, cuidado esse atribuído ao projetista ao fixar os parâmetros termodinâmicos do vapor.

Por exemplo, se o vapor está saturado a essa pressão de saída, pode-se contornar o problema adotando-se uma pressão de saída mais alta em detrimento ao salto entálpico. Em qualquer circunstância a pressão de exaustão deverá ser maior que a ambiente (1 kgf/cm^2).

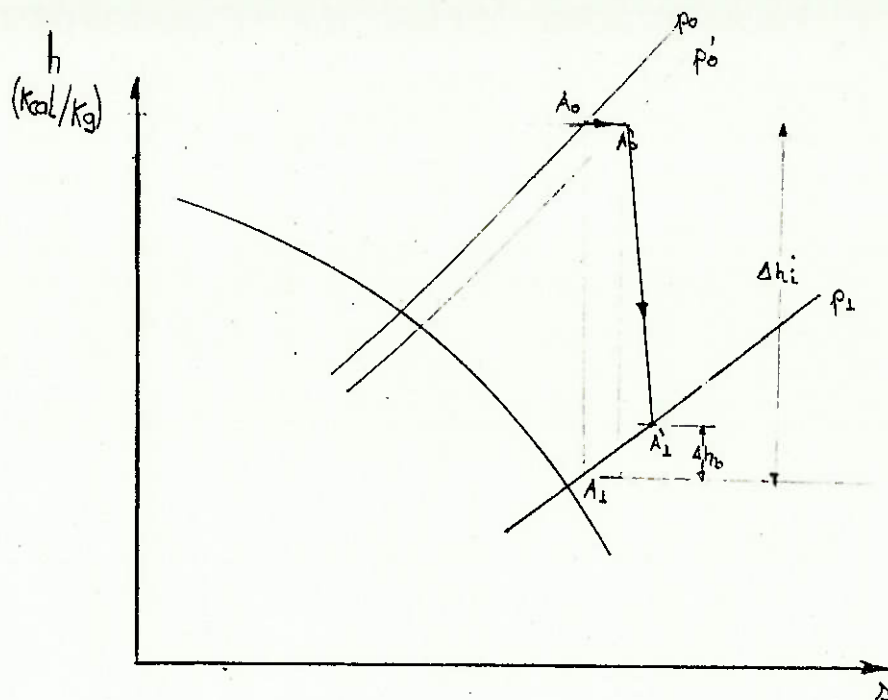


Fig 3 - Expansão real no bocal - ponto A'_1

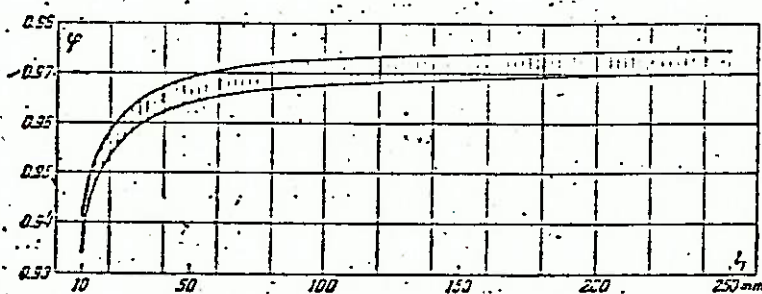


Fig:4 Coeficiente de correção de velocidades "φ" como função da altura "L1" dos bocais.

Fig 4 - Gráfico do coeficiente ϕ

Por outro lado, pode-se perguntar qual a influência desse salto em relação à potência gerada. Teoricamente seria possível construir uma turbina de qualquer potência a partir de um salto entálpico fixo. À medida que a potência cresce, para o mesmo salto, a vazão em massa necessária aumenta e com elas as dimensões da turbina (bocais, gás e rotor), levando a dificuldades de ordem mecânica (altos esforços e alta inércia) e à elevação do preço da turbina com suas dimensões. Por isso os parâmetros térmicos obedecem certos limites e sua fixação para que os parâmetros de saída se adequem à prática de construção de turbinas, conforme dito anteriormente. Até aqui foi determinada a real velocidade C_1 de saída do vapor do bocal.

O próximo passo será a determinação das outras velocidades, absolutas e relativas em cada estágio da turbina, ângulos de entrada e saída do fluxo de vapor (ângulo de ataque e fuga das pás) e a dimensão do rotor (diâmetro médio). O critério utilizado para estas determinações será descrito posteriormente. Antes cabe explicar a necessidade de se utilizar mais de um estágio de velocidade, recurso esse que encarece a turbina. O fato é que se toda a energia cinética do vapor fosse absorvida num só estágio haveria a necessidade de uma alta velocidade periférica do tambor para que a velocidade absoluta de saída do estágio único fosse pequena (de modo que a perda de energia cinética também fosse pequena). Ora a altas velocidades do rotor para uma rpm pré-fixada implicaria em grandes diâmetros e enormes esforços centrífugos nas pás, as quais tenderiam a destacar-se do rotor; isso faz com que a energia cinética seja absorvida em mais de um estágio de velocidade a partir de certa potência (± 500 CV) podendo chegar até 3

estágios. Para altas potências, recomenda-se turbinas de outros tipos, com rendimento mais elevado que a turbina Curtiss e custo inicial de construção bem maior.

Retomando o critério a ser otimizado e que fixará as velocidades, ângulos e diâmetro da turbina, pode-se dizer que o que interessa é a maximização do rendimento interno da turbina, entendido como o rendimento periférico descontado as perdas de Stodola, ou seja, $\eta_u = \text{rendimento periférico} = \frac{\text{trabalho útil}}{\text{energia disponível}} = 9$

$$\eta_u = \frac{2 \times u \times (C_1 u - C_2 u) + C'_{1u} - C'_{2u}}{C_1^2 t}$$

A operacionalização dessa maximização é feita a partir da rotação u/C_1 .

Experimentalmente detectou-se que o ponto de melhor rendimento é para $0,1 < u/C_1 < 0,3$. Para alguns pontos neste intervalo constroem-se os triângulos de velocidade para cada valor u/C_1 e obtem-se o rendimento $\eta_u = \eta_u(u/C_1)$. Determina-se, uma por uma das relações u/C_1 , as perdas Stodola ξ_w e dessa forma obtem-se o rendimento interno da turbina $\eta_{oi} = \eta_u - \xi_w = \eta_{oi}(u/C_1)$. Com alguns desses valores pode-se plotar um gráfico, verificar visualmente o provável ponto máximo (u/C_1)

de Noi (u/C_1) e calcular um triângulo de velocidade definitivo para este valor (u/C_1) ótimo.

As funções têm o aspecto mostrado pela figura nº 6.

Para o cálculo de ξ_w a metodologia adotada pelo livro texto é de um cálculo reiterativo sujeito à verificação da vazão em massa. Em fórmulas o livro texto sugere:

$$\xi_w = \frac{102 N_w 2g}{C_1 t^2 \dot{m}}, \quad \dot{m} = \frac{860 N_g}{3600 \Delta H'_{o \text{ Noi nm ng}}}$$

$$e N_w = B \cdot 10^{-10} \cdot d^4 \cdot n^3 \cdot l_1 \cdot \gamma$$

onde: B = 2,16 p/ 2 estágios

$$d = \text{diâmetro do rotor (m)} = \frac{60u}{\pi n}$$

n = rpm

l_1 = altura da pá (\approx 2 cm)

γ = peso específico do vapor correspondente ao ponto A'1 do diagrama do Mollier

$$g = 9,8 \text{ m/s}^2$$

$$C_1 t = \text{m/s}$$

$$\dot{m} = \text{Kg/s}$$

N_g - potência elétrica que se quer gerar, Kw

N_m = rendimento mecânico

N_g = rendimento elétrico

$\Delta H'_{o}$ = salto entálpico real ("isoentrópico"), Kcal/Kg

Segundo o livro adota-se um valor par Noi (em torno de 0,6), calcula-se \dot{m} , ξ_w , n, e verifica-se $\text{Noi} = n u - \xi_w$, admitido um erro máximo de 2% reiterando-se o valor de \dot{m} se necessário.

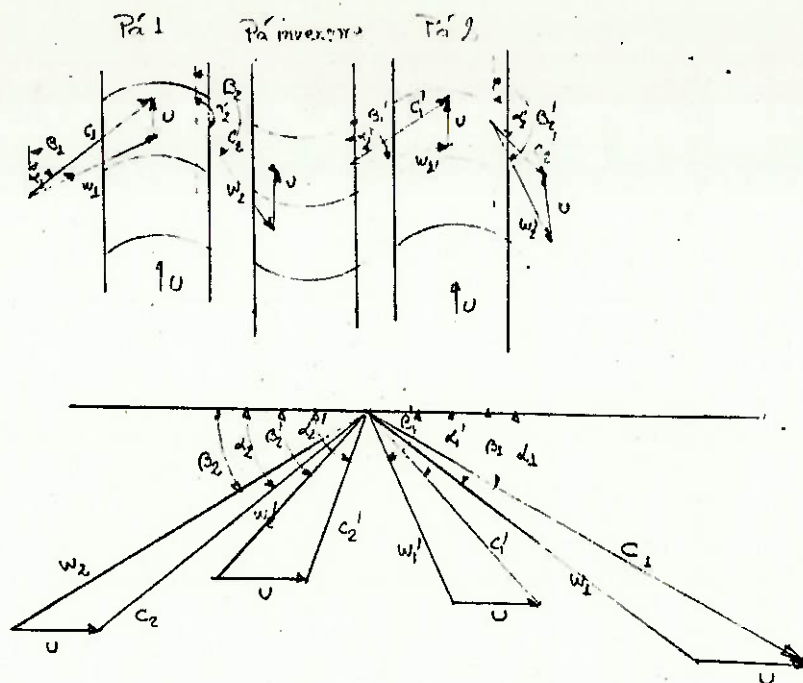


Fig 5 - Velocidades e ângulos das pás

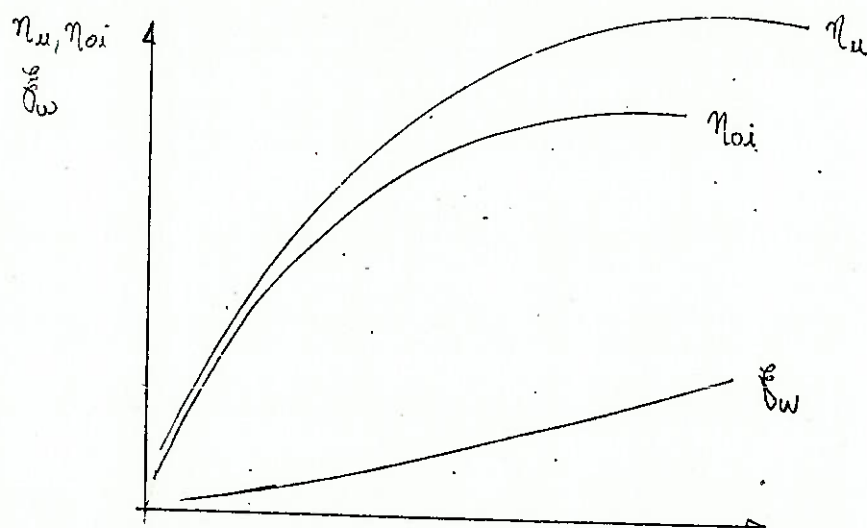


Fig g - Rendimentos η_{oi} , η_u e perda de Stodolla ξ_w em função de u/C_1

A metodologia adotada no sistema diverge da do autor. Com as fórmulas apresentadas pelo autor pode-se resolver 2 equações a 2 incógnitas.

$$\dot{Q}_w = \frac{102 N_w 2g}{C_1 t^2 \dot{m}}$$

Equação 1

$$\dot{Q}_w = \frac{8,3773 \cdot 10^{-7} B \cdot d^4 \cdot n^3 \cdot l_1^{\gamma} \Delta H'_{o \text{ Noi nm ng}}}{C_1 t^2 Ng}$$

$$\dot{m} = \frac{860 Ng}{3600 \Delta H'_{o \text{ Noi nm ng}}}$$

$$N_w = B \cdot 10^{-10} \cdot d^4 \cdot n^3 \cdot l_1 \cdot \gamma$$

Equação 2 $\text{Noi} = \text{nu} - \dot{Q}_w =$

$$\text{Noi} - \text{nu} - \text{Noi} \frac{8,3773 \cdot 10^{-7} B d^4 n^3 l_1^{\gamma} \Delta H'_{o \text{ Noi nm ng}}}{C_1 t^2 \cdot Ng}$$

com $B = 2,06$, $l_1 = 2 \text{ cm}$, $\gamma = 1/\gamma$

Solução:

$$\text{Noi} = \frac{\text{Nu}}{1 + \frac{d^4 n^3 \Delta H'_{o \text{ nm ng}} \cdot 3,451 \cdot 10^{-6}}{C_1 t^2 \cdot Ng \gamma}} \quad \text{e } \dot{m} = \frac{0,23889 Ng}{\Delta H'_{o \text{ Noi nm ng}}}$$

Dessa maneira dispensa-se a verificação de \dot{m} uma vez que a solução é exata.

De posse do valor de (u/C_1) máx. deve-se verificar se o rendimento nu e Noi calculado por triângulo de velocidades e calculado por queda de entalpia apresenta erro admissível menor que 2%. Para calcular nu por queda de entalpia tem-se:

$$Nu_h = \frac{\Delta H'_{o} - \Delta h_b - \Delta h_{p1} - \Delta h_{pi} - \Delta h_{p2} - \Delta h_e}{\Delta H'_{o}}$$

onde: Nu_h = rendimento N_u calculado por perda de entalpia

$$\Delta h_b = \text{queda de entalpia no bocal} = (C_{1t}^2 - C_1^2)/8378$$

$$\Delta h_{p1} = \text{queda de entalpia pã 1} = (W_1^2 - W_2^2)/8378$$

$$\Delta h_{p2} = \text{queda de entalpia pã 2} = (W'_1{}^2 - W'_2{}^2)/8378$$

$$\Delta h_{pi} = \text{queda de entalpia pã inversora} = (C_2^2 - C'_1{}^2)/8378$$

$$\begin{aligned} \Delta h_p &= \text{queda de entalpia por energia do gás em exaustão} \\ &= C'_2{}^2/8378 \end{aligned}$$

O erro é calculado por
$$\frac{Nu_h - Nu}{Nu_h}$$

Para calcular Noi por perda de entalpia tem-se:

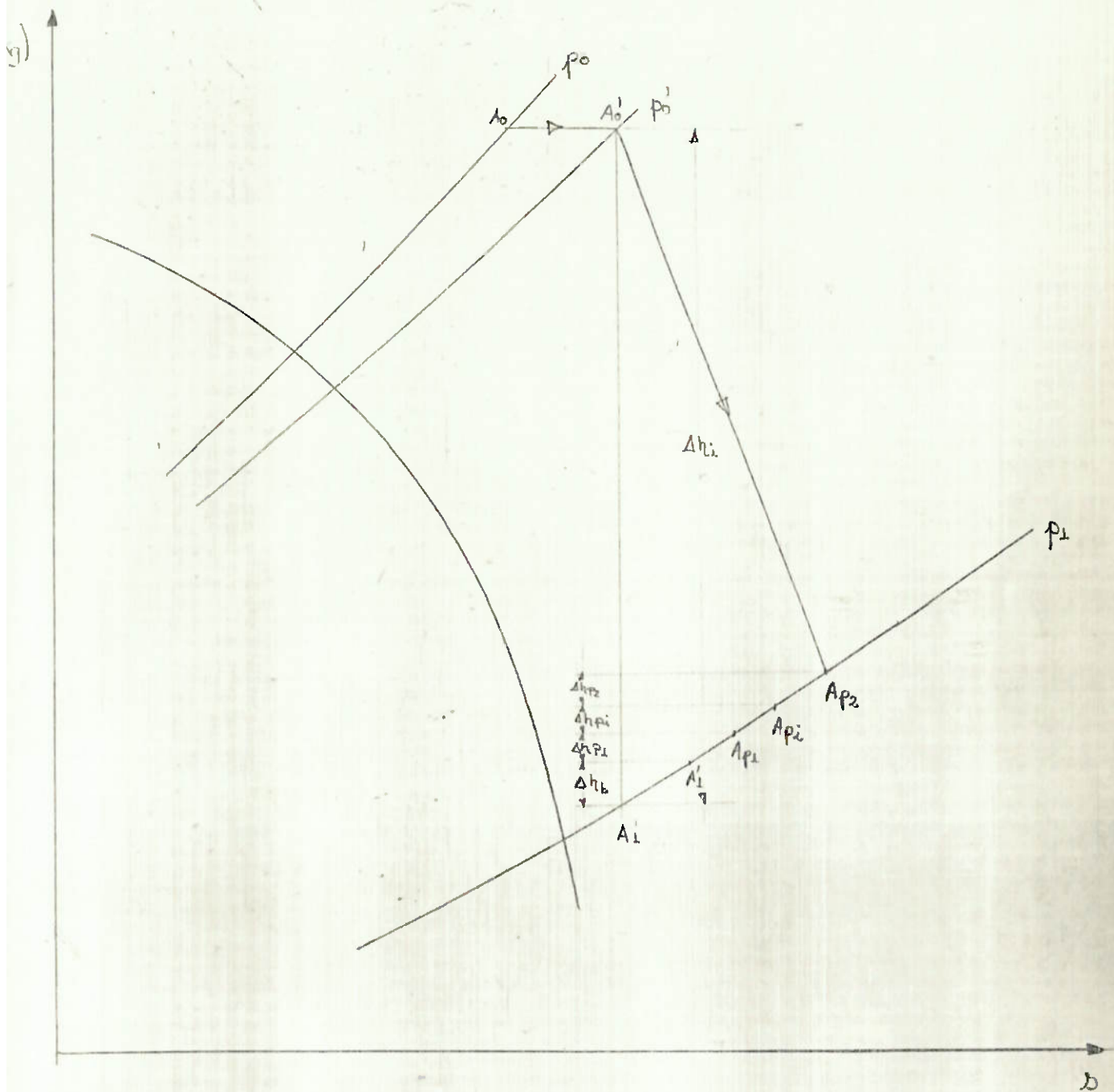
$$Noi_h = \frac{\Delta H_i}{\Delta H'_{o}} = \frac{\Delta H'_{o} - (\Delta h_b + \Delta h_{p1} + \Delta h_{pi} + \Delta h_{p2} + \Delta h_e + \Delta h_w)}{\Delta H'_{o}}$$

$$= Nu_h - \frac{\Delta h_w}{\Delta H'_{o}} \quad \text{e} \quad \Delta h_w = 0,23888 \frac{Nw}{m}$$

O erro de Noi é calculado como $\frac{Noi_h - Noi}{Noi_h}$ e deve ser menor que 2%. Na figura nº 7, um diagrama de Mollier, evidência as várias quedas de entalpia mencionadas.

Em relação ao sistema proposto várias são as colocações necessárias quanto a essa primeira parte do cálculo.

Inicialmente o sistema deve determinar o salto isoentrópico real obedecendo a diretriz de se introduzir o menor conjunto possível de parâmetro de cálculo para simplificar o trabalho



do operador e agilizar o processamento. Pelo já exposto percebe-se que para a definição do salto isoentrópico teórico bastaria a pressão e temperatura de entrada do vapor (juzante da válvula) e a pressão de exaustão (a temperatura fica automaticamente dada pelo processo ser isoentrópico). Ocorre que, trabalhando-se com um "gás" real e não ideal (vapor d'água) as fórmulas teóricas nem sempre apresentam a precisão adequada. Exporei a seguir qual foi o procedimento inicial para o cálculo do salto entálpico (isoentrópico) e porque ele foi rejeitado.

Sendo o salto isoentrópico, valeria a fórmula (se o gás fosse perfeito) $pV^k = \text{cte}$ ou $pT^{k(1-k)} = \text{cte}$, com $k_{H_2O \text{ vapor}} = 1,329$. Assim chamado de p_0 , t_0 , as condições de entrada do vapor no bocal e p_1 a pressão de saída, temos:

$$p_0 t_0^{(k/1 - k)} = p_1 t_1^{(k/1 - k)} \quad (T \text{ em } ^\circ K)$$

ou

$$\frac{t_1}{t_0} = \frac{p_0}{p_1}^{\left(\frac{1-k}{k}\right)}$$

$$t_1 = \frac{p_0}{p_1}^{\left(\frac{1-k}{k}\right)} t_0$$

Por outro lado o salto entálpico isoentrópico pode ser escrito:

$$\Delta H_0 = C_{p0} T_0 - C_{t1} T_1$$

Como C_p não é constante para vapor d'água, recorre-se à fórmula empírica fornecida por Van Wylan Sonntag: $p/H_2O \text{ vapor}$
 $\overline{C_p} = 34,190 - 43,868\theta^{0,25} + 19,778\theta^{0,5} - 0,88407\theta$, a qual

apresenta um erro máximo de 0,93% na faixa de 300 a 3500k, sendo que $\theta = T(^{\circ}\text{k})/100$, $\overline{C_p}$ em Kcal/ $^{\circ}\text{K mdg}$

Com as equações de T_1 e dos calores específicos a pressão constante seria possível determinar-se o salto entálpico isoentrópico.

Ocorre que a equação de T_1 não apresenta boa precisão, uma vez que a pressão de entrada é consideravelmente maior que a saída (de 5 a 10 vezes), fazendo com que o comportamento do vapor d'água afaste-se sobremaneira de gás ideal.

Exemplificanso: Tomamos

$$T_0 = 400 \text{ kC}, p_0 = 25 \text{ Kg/cm}^2 \text{ e } p_1 = 5 \text{ kgt/cm}^2$$

$$T_1 = \left(\frac{p_0}{p_1} \right)^{\left(\frac{1-k}{k} \right)} T_0 \Rightarrow T_1 = \frac{25}{5}^{\left(\frac{1-1,329}{1,329} \right)} (400 + 273)$$

$$T_1 = 451,84 \text{ k} = 178,84^{\circ}\text{C}$$

Pelas tabelas de vapor superaquecido encontradas em "Fundamentos da Termodinâmica Clássica" de Van Wyllen, Sonntag (equivalentes ao diagrama de Mollier):

$$h_0 = 921 \text{ k cal/kg}$$

$$s_0 = 1,86055 \text{ kcal/kg}^{\circ}\text{k} \Rightarrow T_1 = 396,55 ^{\circ}\text{k} \text{ e } h_1 = 779,58 \text{ kcal/kg}$$

Observa-se entre as temperaturas achadas pela fórmula e as reais que há um erro de

$$100 \times \left| \frac{396,55 - 451,84}{396,55} \right| = 13,94\%$$

inadmissível para o projeto.

Por outro lado se tomarmos as temperaturas corretas podemos verificar se há exatidão da fórmula do salto entálpico isoentrópico, para as várias diferentes pressões:

$$\text{para } T_0 = 673 \text{ K} \quad C_{p0} (\text{fórmula empírica}) = 8,892388 \text{ kcal/kg}$$

$$T_1 = 396,55 \text{ K} \quad C_{p1} (\text{fórmula empírica}) = 8,164806 \text{ kcal/kg}$$

$$\text{e } \overline{\Delta H_0} = 673 (8,892388) - 396,55 (8,164806) = 2746,8233$$

$$\Delta H_0 = \frac{\overline{H_0}}{\text{mol}} = 152,60$$

$$\Delta H_0 \text{ real} = h_0 - h_1 = 921 - 779,58 = 141,42$$

$$\text{e o erro é de } 100 \times \left| \frac{141,42 - 152,6}{141,42} \right| = 7,9\%$$

o que não apresentaria boa precisão para grande diferença de pressão entre p_0 e p_1 . Logo faz-se necessário que o salto isoentrópico real seja fornecido pelo operador do sistema obtido através de um diagrama de Mollier. Para simplificação do sistema ele deve fornecer o salto isoentrópico ΔH_0 com a pressão tomada a jusante da válvula, sendo T_0 a temperatura de entrada do vapor e p_2 a pressão de exaustão do vapor, e ΔH_0 em kcal/kg, conforme já mencionada figura 3.

É necessário ainda que o operador do sistema introduza o coeficiente de eficiência \mathcal{C} do bocal (adimensional) conforme definido anteriormente ($\mathcal{C} = C_1/C_{1t}$) e encontrado em gráfico anexo (figura 4) para que o sistema calcule o salto entálpico real. Além desses, são parâmetros de entrada do sistema p_0 e

e p_1 (kgt/cm²), T_0 e T_1 em ° Celsius, potência gerada em KW e n n° de rpm.

Ainda a respeito de cálculos referentes a variações de entalpia são várias as ocasiões em que torna-se necessário o conhecimento da temperatura e volume específico do vapor após sofrer um irreversibilidade a pressão constante. Por exemplo, o cálculo da altura dos bocais e das pás móveis e fixas requer o volume específico de entrada e saída do vapor e esse cálculo é executado pelo sistema a partir do cálculo do "ganho" de entalpia (perda do salto entálpico) associado à irreversibilidade (ζ ou Ψ) da seguinte maneira:

A partir da variação de entalpia e da temperatura antes da irreversibilidade calcula-se a temperatura após a irreversibilidade, a baixa pressão (de exaustão). Por exemplo, no caso do bocal $\Delta h_b = \frac{C_{1t}^2 - C_1^2}{8376}$ (kcal/kg) com $C_{1t} = 91,5 \sqrt{\Delta/t'0}$ (m/s)

$$e \quad C_1 = \zeta C_{1t} \quad (\text{m/s})$$

O ponto de entrada A1 (vide figura n° 7) está a temperatura T_1 e através da fórmula empírica de C_p , acha-se C_{p1} . Para achar a entalpia do ponto A1 basta observar $\Delta h_b = C_{p1}'T_1' - C_{p1}T_1$ e que $C_{p1}'T_1' = C_{p1}T_1 + \Delta h_b$. Como C_{p1}' é dado por $C_{p1}' = 34,868\theta^{0,25} + 19,778\theta^{0,5} - 0,88407\theta$ tem-se: $T_1' = 100\theta_1'$. e

$$34,190\theta_1' - 43,868\theta_1'^{1,25} + 19,778\theta_1'^{1,5} - 0,88407\theta_1'^2 =$$

$(C_{p1}T_1 + \Delta h_b \times 18/100)$ (o coeficiente 18 de Δh_b serve para mudar a base molar), que deve ser resolvida reiteradamente da seguinte maneira:

Isola-se $\theta_1' = \theta\theta$

$$\theta_1' = \theta\theta = \left[\left(\frac{C_{p1}T_1 + h_b \times 18}{100} - 34,190\theta_1' + 43,868\theta_1'^{1,25} + 0,88407\theta_1'^2 \right) / 19,778 \right]^{2/3}$$

Estipula-se que enquanto $\theta\theta - \theta_1'$ for maior que $\theta_1'/10.000$ o valor de $\theta\theta$ deverá ser recalculado substituindo-se θ_1' pelo $\theta\theta$ encontrado. A precisão será de décimos de grau Kelvin para a temperatura $T_1' = \frac{(\theta_1' + \theta\theta)}{2}$ encontrada.

Para o volume específico é utilizada a fórmula para gases perfeitos (pressão moderada)

$$\mathcal{V} = \frac{47.07}{P_1 \cdot 10000} T_1' \quad \text{com } T_1' \text{ em } ^\circ K$$

$P_1 \text{ em Kg/cm}^2$
 $\mathcal{V} \text{ em Kg/m}^3$

O cálculo da otimização da relação u/C_1 ótima é feito em forma descrita a seguir.

As relações u/C_1 são testadas no intervalo de 0,1 até 0,3 dez, 0,02 unidades, sendo portanto testado 11 relações. O teste que objetiva a maximização do valor de u/C_1 , com $\alpha_1 = 20^\circ$, requer o cálculo do triângulo de velocidades correspondente à relação u/C_1 . Normalmente os triângulos eram determinados graficamente o que demandava tempo apreciável do projetista, bem como um menor número de valores da relação u/C_1 testada. O sistema propõe o cálculo analítico de cada triângulo.

Tem-se que $u/C_1 = K$ é portanto $u = KC_1$ (C_1 é conhecido e constante, e K é o valor de relação que se está testando). Atendendo para a figura nº 8a percebe-se que na entrada da pá 1:

$$C_1 u = C_1 \cos \alpha_1, \alpha_1 = 20^\circ (\alpha_1 \text{ não é parâmetro})$$

$$\frac{C_1 u - u}{\cos B_1} = w \Rightarrow (C_1 u - u) = w \cos B_1$$

Por outro lado $C_1 \sin \alpha_1 = w \sin B_1$

$$e \frac{w \sin B_1}{w \cos B_1} = \tan B_1 = \frac{C_1 \sin \alpha_1}{C_1 \cos \alpha_1 - u} \Rightarrow B_1 = \arctan \left[\frac{C_1 \sin \alpha_1}{C_1 \cos \alpha_1 - u} \right]$$

$$w^2 \sin^2 B_1 + w^2 \cos^2 B_1 = w^2 = (C_1 \sin \alpha_1)^2 + (C_1 \cos \alpha_1 - u)^2$$

$$w = \sqrt{(C_1 \sin \alpha_1)^2 + (C_1 \cos \alpha_1 - u)^2}$$

Para saída de pá 1, vide figura nº 8b.

$$\left. \begin{aligned} B_2 &= B_1 - 3^\circ \\ w_2 &= \psi_{p1} w_1 \end{aligned} \right\} \begin{aligned} &\text{Dados da prática de construção, sendo} \\ &\text{função de } (B_1 + B_2) \text{ calculado pelo próprio} \\ &\text{programa (segundo ábaco do livro texto).} \end{aligned}$$

$$\left. \begin{aligned} w_2 \cos B_2 - u &= C_2 \cos \alpha_2 \\ C_2 \sin \alpha_2 &= w_2 \sin B_2 \end{aligned} \right\} \Rightarrow \alpha_2 = \arctan \frac{w_2 \sin B_2}{w_2 \cos B_2 - u}$$

$$C_2 = \sqrt{(w_2 \cos B_2 - u)^2 + (w_2 \sin B_2)^2}$$

$$C_2 u = C_2 \cos \alpha_2 = w_2 \cos B_2 - u$$

Para a entrada e saída da pá inversora têm-se:

$$\left. \begin{aligned} \alpha_{2pi} &= \alpha'_1 = \alpha_2 - 3^\circ \\ C_{2pi} &= C'_1 = \psi_{pi} C_2 \end{aligned} \right\} \text{mesma observação que para } B_2 \text{ e } w_2$$

$$\alpha_{1pi} = B_2$$

$$C_{1pi} = C_2$$

Para a entrada da 2ª pá, vide figura nº 8c.

$$\left. \begin{aligned} \alpha'_1 &= \alpha_{2pi} = \alpha_2 - 3^\circ \\ C'_1 &= C_{2pi} = \psi_{pi} C_2 \end{aligned} \right\} \text{mesma observação que para } B_2 \text{ e } w_2$$

$$B_1' = \text{arc tang} = \frac{C_1' \text{ sen } \alpha'_1}{C_1' \cos \alpha'_1 - u}$$

$$w_1' = \sqrt{(C_1' \text{ sen } \alpha'_1)^2 + (C_1' \cos \alpha'_1 - u)^2}$$

$$C_1' u = C_1' \cos \alpha'_1$$

- Analogamente ao que foi descrito para a entrada da pá 1.

Para a saída da pá 2, vide figura nº 8d (análogo a saída da pá 1)

$$\left. \begin{aligned} B_2' &= B_1' - 3^\circ \\ w_2' &= \psi w_1' \end{aligned} \right\} \Rightarrow \text{mesma observação que para } w_2 \text{ e } B_2$$

$$\alpha'_2 = \text{arc tang} \left[\frac{w_2' \text{ sen } B_2'}{w_2' \cos B_2' - u} \right]$$

$$C_2' = \sqrt{(w_2' \cos B_2' - u)^2 + (w_2' \text{ sen } B_2')^2}$$

$$C_2' u = C_2 \cos \alpha'_2$$

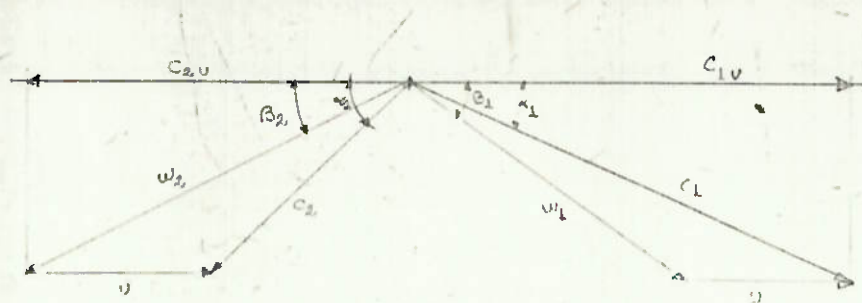


Fig 8A - Entrada e Saída da pá 1

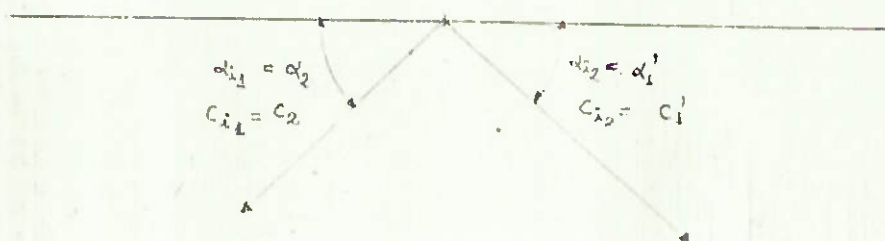


Fig 8B - Entrada e Saída da pá inversora

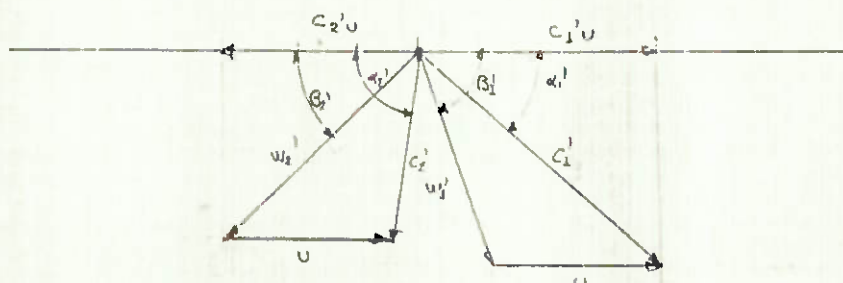


Fig 8C - Entrada e Saída da pá 2

Com as expressões acima o sistema calcula nu (conforme fórmula já vista) com os valores de $d = \frac{60 \times u}{\pi \times N}$, n , Ho' , C_{1t} , Ng ,

com o valor de \mathcal{C}_1 (saída do bocal) calculado conforme visto no cálculo termodinâmico e, com os valores de nm e ng rendimentos mecânicos e do gerador calculados por interpolação pelo sistema a partir de interpolação linear do ábaco do livro texto (função de Ng), pode-se calcular Noi conforme cálculo fórmula vista anteriormente para dado valor K de u/C_1 (também pode-se calcular \dot{m}).

Após testar as 11 relações de K de u/C_1 , o sistema faz um refinamento da melhor solução. Ele toma o valor de K anterior ao valor de K que maximizou anteriormente a função Noi e no intervalo compreendido entre o valor anterior e o valor de K posterior ela testa 11 novas razões, com intervalo de 0,004, buscando uma maior exatidão na relação K ótima.

A precisão obtida para este último é de $\pm 0,002$ do valor encontrado, o que é bastante significativo e só exequível praticamente com o uso do computador (são testados ao todo 22 relações K).

Para o valor de K ótimo, o sistema calcula além do triângulo de velocidades nu , Noi e \dot{m} , os rendimentos de nu_n e Noi_n obtidos por "queda" (aumento) de entalpia e o desvio (erro) em relação aos valores obtidos pelos triângulos de velocidade.

O sistema computadorizado fornecerá nesta 1ª etapa do programa (cálculo termodinâmico) uma série de parâmetros reunidos

como "dados relativos à folha 1" na listagem conforme o exemplo do programa que será visto mais a frente.

IV - Cálculo Mecânico dos Vários Componentes

Uma vez determinados os triângulos de velocidade definitivos, o sistema deverá fornecer as especificações mecânicas para construção dos vários elementos - pás, bocal, rotor, eixo, mancal de rolamento.

O primeiro cálculo efetuado é uma estimativa (pré-cálculo) do diâmetro do eixo do rotor, o que permitirá estimar qual é a perda de vazão de vapor pelo sistema de vedação do labirinto. Usualmente para a potência e rotação envolvidos costuma adotar-se cerca de 40 câmaras de vedação no labirinto, vide figura nº 9. O cálculo do diâmetro do eixo é feito considerando-se um comprimento inicial do eixo de 40 cm, biapoiado, é solicitado pelo peso do eixo dado por $G = \frac{\pi D^2}{4} e$ aço

$e = 2 \text{ cm}$ (admitido)

$D =$ calculado na parte anterior (cm)

$\gamma_{aço} = 0,00781 \text{ Kg/cm}^3$

$L = 40 \text{ cm}$

e pelo momento torçor transmitido

$$M_t = \frac{N_g}{n_m n_g N} \quad 97300 \text{ (kgf/cm}^2\text{)}$$

$N_g = \text{kw}$

$N = \text{rpm}$

Calcula-se o momento fletor $M_f = \frac{G L}{4}$, e o momento ideal

$$M_i = \sqrt{M_f^2 + M_t^2}. \text{ O diâmetro será então } d = \sqrt[3]{\frac{M_i \pi}{16 \zeta_{\text{máx}}}} \text{ (cm)}, \zeta_{\text{máx}}$$

$= 600 \text{ kp/cm}^2$. O diâmetro adotado será 20% superior ao calcula

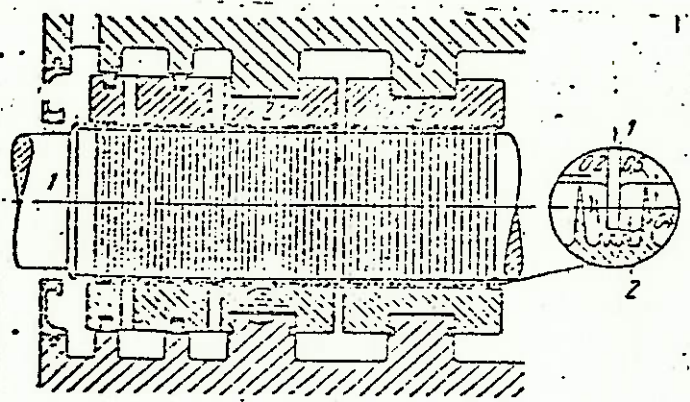


Fig 9 - Labirinto do eixo da turbina - 40 câmaras

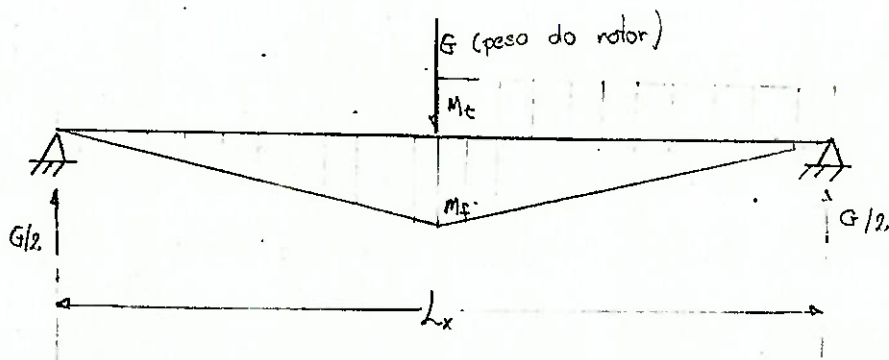


Fig 10 - Pré cálculo do eixo - forças ∇ e reações de apoio, momentos M_f e M_t

do devido a outros esforços (e será verificado ao final).

Para o cálculo da fuga de vazão consideraremos a pressão crítica na 40ª e última câmara do labirinto. Segundo o livro-base ela será $p_{cr} = \frac{0,85 \times p_1}{\sqrt{Z + 1,5}}$ onde,

p_1 = pressão de exaustão (kp/cm²)

Z = 40 câmaras

= K /cm²

Se a pressão crítica na saída da última câmara for maior que a pressão atmosférica o labirinto estará bloqueado e a vazão de fuga dada por $M_1 = 100 \cdot fs \cdot \sqrt{\frac{p_1}{4,2304 \cdot v_1}}$, e em caso contrário ele não estará bloqueado e será dado por $M_1 = 100 \cdot fs \cdot \frac{g(p_1^2 - p_{cr}^2)}{Z \cdot p_1 \cdot v_1}$

onde: M_1 = kg/s

fs = área anular entre o ressalto do eixo e o fundo do labirinto - 0,0001029m²

p_1 = pressão de exaustão (kp/cm²)

v_1 = volume específico de exaustão (kg/m³)

g = 9,81 m/s²

p_{at} = pressão atmosférica - 1 kp/cm²

O cálculo de vazão de fuga por sua vez permite calcularmos a vazão total de vapor que escoará pelos bocais e com isso determinar suas dimensões. É necessário determinar inicialmente o tipo de bocal a ser utilizado, e isso é feito comparando-se a pressão p_1 de saída com a pressão crítica dada por $p_{cr} = 0,546 p_0$ (p_0 = pressão de entrada, tomada a jusante do gover

nador). Se $p_{cr} > p_1$, o bocal fornecerá vapor com velocidade superior a $M = 1$ na saída e será convergente-divergente; caso contrário será apenas convergente ($M = n^\circ$ de Mach).

Se os bocais forem convergente-divergente será necessário determinar a sua área de garganta total e a de cada bocal. Isso é feito fazendo-se $f_{min} = \frac{\dot{m} + 2\dot{m}_1}{203 \sqrt{\frac{p_o}{v_o}}}$ onde:

$\dot{m}, \dot{m}_1 = \text{kg/s}$

$p_o = \text{pressão de entrada} - \text{kg/cm}^2$

$v_o = \text{vol. esp. de entrada} - \text{kg/m}^3$

e a área de cada um dos 20 bocais (adotado pelo sistema) será $f'_{min} = f_{min}/20$.

A área de saída de todos bocais, quer seja convergentes, quer sejam convergente-divergentes é dada por $f_{m\acute{a}x} = \frac{(\dot{m} + 2\dot{m}_1) \cdot v_1}{C_1}$

e a área de saída de cada bocal $f'_{m\acute{a}x}$ será $f'_{m\acute{a}x} = f_{m\acute{a}x}/20$. O sistema analisa a pressão crítica em face da saída de p_1 e emite em seu relatório de folha 2 (vide exemplo posterior) de que tipo de bocal trata, além de fornecer o pré-cálculo do diâmetro do eixo e a perda de vazão em massa.

Para determinar a largura do bocal o sistema calcula antes o grau de admissão parcial E , uma vez que há um compromisso entre ele e a largura do bocal. E é definitivo como:

$$E = \frac{(\dot{m} + 2 \dot{m}_1) \cdot v_1}{\pi \cdot D \cdot l_b \cdot C_1 \cdot \sin \alpha_1} = E = \frac{f_{\text{máx}}}{\pi \cdot d \cdot l_b \cdot \sin \alpha_1}$$

sendo:

l_b = largura (inicial) dos bocais suposta 1,4 cm (m)

D = diâmetro do rotor (m)

v_1 = volume específico à pressão de saída (kg/m^3)

C_1 = velocidade real de saída (m/s)

α_1 = ângulo absoluto de entrada pá 1 = 20°

$\dot{m} + 2\dot{m}_1$ = vazão total a escoar pelos bocais (kg/s)

$f_{\text{máx}}$ = total área de saída dos bocais (m^2)

Não são recomendados valores de E menores que 0,25 e nem larguras l menores que 1,1 cm. Se para $l_b = 1,4$ cm e E for menor que 0,25, o sistema calculará l_b para $E = 0,225$ (e não $E = 0,25$, pois l_b não poderá diminuir muito) através de $l_b = \frac{f_{\text{máx}}}{\pi \cdot D \cdot 0,25 \cdot \sin \alpha_1}$

Se l_b assim calculado for menor que 1,0 cm então o sistema atribuirá para l_b o valor de 1,1 cm e calculará E correspondente, sendo que os valores calculados até este ponto são considerados definitivos e listados na folha 2 (vide exemplo do programa).

Com o valor de l_b calculado, o sistema está apto a calcular a altura dos bocais a_u e posteriormente a altura de todas as pás. A altura dos bocais será na saída de $a_u = f'_{\text{máx}}/l_b$.

Se o bocal for convergente-divergente, a partir de l_b o sistema calcula a altura na garganta $a_m = f'_{\text{min}}/l_b$ (cm) e em fun-

ção disto o comprimento da parte divergente através da fórmula $l_1 = \frac{a_u - a_m}{2 \tan \delta/2}$ (cm), onde $\delta \approx 8^\circ$ (dado da prática dos construtores), constando esse valor de listagem na folha 2.

Para calcular a altura das várias pás, ou seja, pá 1, pá 2 e inversora, (supõe-se que o passo entre duas pás consecutivas não varie com a altura das pás) é necessário considerar que devido ao aumento de entalpia (proveniente das irreversibilidades) o volume específico do vapor aumenta no transcorrer do escoamento. A partir do aumento de entalpia em cada pá é possível conhecer-se a temperatura e o volume específico do vapor após a ocorrência da irreversibilidade desde que se conheça a temperatura antes da última ocorrer.

Em termos de sistema a mesma subrotina que processou o aumento de entalpia no bocal e a temperatura isoentrópica no final do salto (fornecendo a temperatura e o volume específico posterior à irreversibilidade) após resolver a equação de 4º grau é usada para as diversas pás.

De posse do volume específico v_s após a irreversibilidade, isto é, na saída das pás, a altura de saída de uma pá qualquer pode ser calculada pela fórmula $h_{saída} =$

$$\frac{100 \cdot \dot{m} \cdot v_s}{\pi \cdot D \cdot E \cdot w_s \cdot \sin B_s} \quad (\text{cm}) \quad \text{onde:}$$

\dot{m} = vazão (kg/s)

v_s = (kg/m³)

D = diâmetro do rotor (m)

E = (adimensional)

w_s = velocidade relativa de saída da pá (m/s)

B_s = ângulo relativo de saída da pá (graus)

lembrando que para a pá inversora $w_s = C_1'$ e $B_2 = \alpha_1'$

O sistema possui outra subrotina para esse cálculo, sendo parâmetros de entrada v_s , w_s e B_s e de saída h saída. A altura de entrada da pá seguinte será a de saída (calculada acima) acrescida de 2mm, sendo que para a 1ª pá a altura de entrada será a altura de saída do bocal mais os 2mm. Essas alturas calculadas são as alturas úteis mas não as alturas efetivas das pás, uma vez que o uso de espaçadores entre elas ocupa propositamente espaço, acrescentando à altura útil uma altura adicional.

A utilidade dos espaçadores e seu dimensionamento geométrico pode ser melhor compreendida com o auxílio da figura nº 11. Percebe-se que o seu uso possibilita a existência de uma simetria "cônica" que de outra forma não seria obtida, sendo o acréscimo na altura da pá dividido entre sua parte inferior e posterior ($\frac{h_u \text{ saída} - h_u \text{ entrada}}{2}$).

As alturas efetivas foram determinadas pelas fórmulas dedutíveis da figura:

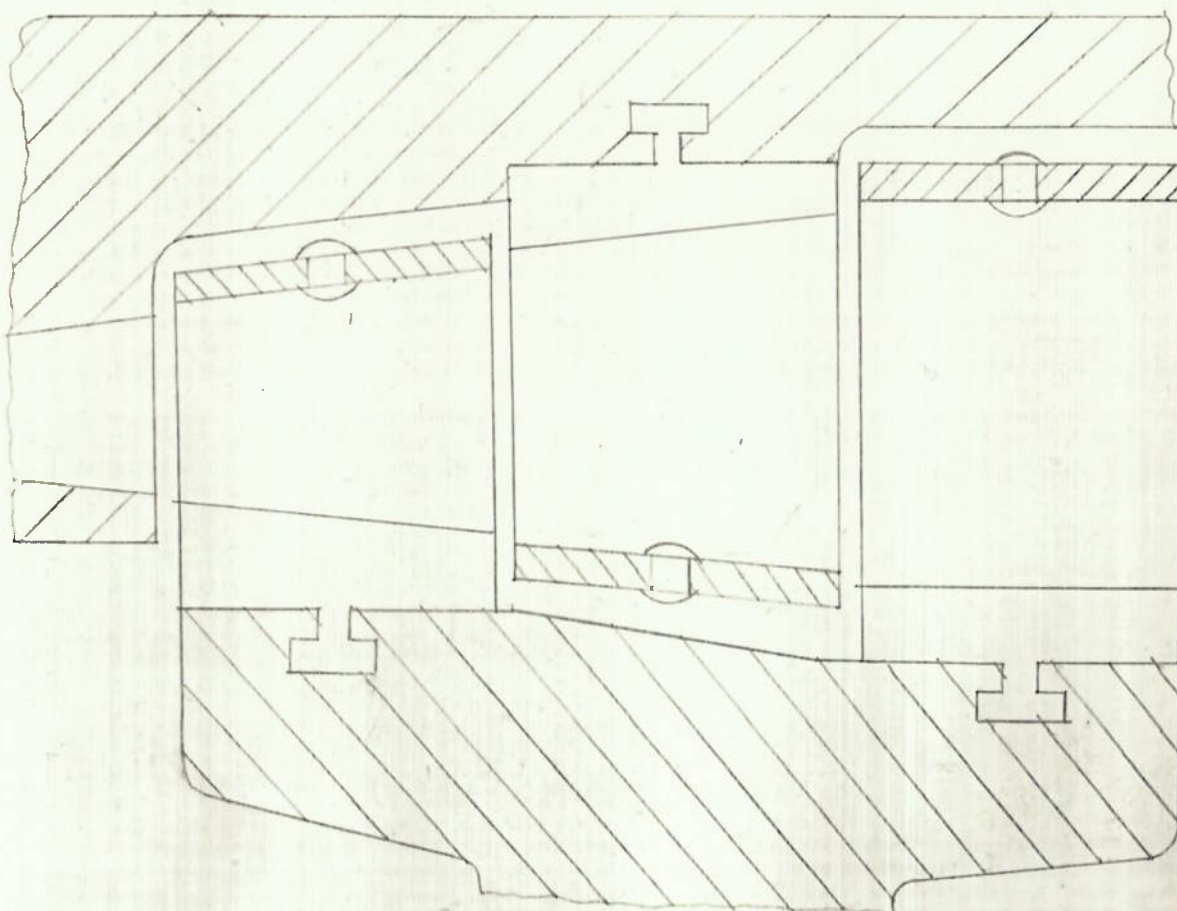


Fig 11 - Emprego de espaçadores nas pás - simetria cônica

$$E_1 = H_1 + (0,4 + 2,3 (H_1 - H_1)/2)$$

$$E_2 = H_2 + (0,4 + 1,3 (H_2 - H_1)/2)$$

$$E_3 = H_3 + (0,4 + 1,3 (H_4 - H_3)/2)$$

$$E_4 = H_4 + (0,4 + 0,4 (H_4 - H_3))$$

$$E_5 = H_5 + 0,4$$

onde: E_1, H_1 são as alturas em cm das pás, numeradas com nº ímpar na entrada e nº par na saída, sendo que o índice 5 é comum à entrada e saída da 2ª pá.

O sistema lista todas as alturas já mencionadas, os volumes específicos na saída das pás e ainda a altura efetiva média de cada pá = $\frac{E_i + E_{(i+1)}}{2}$ (cm), na listagem da folha 2.

A seguir o sistema fez o cálculo das pás em duas etapas: na primeira ele calcula as dimensões de desenho da pá e na segunda ele verifica a secção de engaste da pá (que é um segmento da secção da pá, constante para qualquer altura) aos esforços solicitantes fazendo uma pequena simplificação, qual seja considerar a pá simétrica com ângulo B igual à média dos ângulos B de entrada e B de saída (ou \surd no caso da pá inversora). Ambos os cálculos são feitos para cada tipo de pá por intermédio de uma subrotina e serão descritos detalhadamente a seguir.

Inicialmente é preciso que se calcule algumas dimensões as quais subsidiarão o cálculo geométrico exato das pás. O sistema começa calculando qual será a largura LP da pá 1 (ou LI da inversora e L2 da 2ª pá) através da fórmula empírica:

$$LP = 3 \cdot \sqrt{\Delta h_{p1} + 6} \quad (\text{mm}) \quad \text{onde:}$$

Δh_p é o ganho de entalpia que ocorre na pá em questão (kcal/kg)
e a largura L é dada em mm.

Contudo as pás devem ter no mínimo 15 mm. O sistema após calcular a largura pela fórmula verifica se esta condição é satisfeita, se não adota-se 15mm. O número de cada tipo de pás é primeiramente estimado, tomando-se o inteiro mais próximo Z da fórmula $ZP = \text{INT} [5026, 55 \times D/LP]$ onde:

ZP, ZI ou ZS - nº de pés da pá 1ª, inversora ou 2ª

D = diâmetro do rotor (m)

LP, LI, L2 - largura do tipo de pá (mm)

A partir do número de pás calcula-se o passo PP, PI ou P2 para cada tipo de pá pela relação $PP = \pi \cdot D/ZP = 3141,6 \cdot D/ZP$

D = (m)

ZP = adimensional

PP = (mm)

É preciso verificar se o passo assim calculado satisfaz a condição de ser maior que o dobro da largura l_b dos bocais. Caso contrário o nº de pás e o passo são recalculados para uma largura L, da pá em questão, igual a 4,5 vezes a largura l_b do bocal e considerados como definitivos. A espessura t das bordas da pá é admitida pelo sistema como sendo de 0,635 mm (dado da prática construtiva). O dimensionamento geométrico da pá pode ser melhor compreendido com o auxílio da figura nº 12 e foi baseado no livro de Kearton, "Steam and Gas Turbines".

O raio R, raio de curvatura maior, pode ser obtido pela relação geométrica (para a 1ª pá)

$$R = \frac{LP}{(\cos B_1 + \cos B_2)}$$

R = (mm)

LP, LI, L2 = largura das pás

B₁ e B₂ para a 1ª pá; B₁' e B₂' para a 2ª pá; \angle_2 e \angle_1' , para a inversora

Da figura 12 têm-se as relações:

$$b = \sin B_1 x + \sin B_2 y$$

$$R (\sin B_1 - \sin B_2) + \cos B_1 x = \cos B_2 y$$

$$x = \frac{\cos B_2 y - R (\sin B_1 - \sin B_2)}{\cos B_1}$$

$$y = \frac{b - \sin B_1 x}{\sin B_2}$$

$$y = \frac{b - \sin B_1 \left[\frac{\cos B_2 - R (\sin B_1 - \sin B_2)}{\cos B_1} \right]}{\sin B_2}$$

$$y = \frac{b}{\sin B_2} - \operatorname{tg} B_1 \left[\frac{y}{\operatorname{tg} B_2} - R \left(\frac{\sin B_1}{\sin B_2} - 1 \right) \right]$$

$$y + \frac{\operatorname{tg} B_1}{\operatorname{tg} B_2} y = \frac{b}{\sin B_2} + \operatorname{tg} B_1 R \left(\frac{\sin B_1}{\sin B_2} - 1 \right)$$

$$y = \frac{b}{\operatorname{sen} B_2} + \operatorname{tg} B_1 R \left(\frac{\operatorname{sen} B_1}{\operatorname{sen} B_2} - 1 \right)$$

$$1 + \frac{\operatorname{tg} B_1}{\operatorname{tg} B_2}$$

finalmente temos para r:

$$r = \left[y - \left(p - \frac{t}{\operatorname{sen} B_2} \right) \cos B_2 \right] \operatorname{tg} \left(\frac{B_1 + B_2}{2} \right)$$

com p = passo de uma pá e

y = dado pela expressão anterior

O sistema calcula r , raio de curvatura menor (mm), com o intuito de se verificar se ele confere com o do desenho do projeto de execução, uma vez que com LP , R , B_1 , B_2 e t , a pá pode ser obtida graficamente conforme a mesma figura mostra.

Na segunda etapa do cálculo da pá, a primeira providência é considerá-la simétrica, ou seja, os ângulos B entrada e B saída serão considerados iguais à média aritmética dos dois ângulos, a largura da pá será a mesma adotada anteriormente bem como o raio R de curvatura maior. A figura nº 13, ajuda a visualização do que será exposto a seguir.

Percebe-se as seguintes relações geométricas:

$$r = \left[H - \left(t - \sqrt{R^2 - \frac{B_2}{4}} - \frac{t}{20} \right) \right] \operatorname{sen} \angle$$

$$R \sin \varphi = r \cos \alpha$$

$$\sin \varphi = \frac{r}{R} \cos \alpha$$

$$\cos \varphi = \frac{\sin \varphi}{\operatorname{tg} \varphi} = \frac{r}{R \operatorname{tg} \varphi} \cos \alpha$$

O segmento da pá compreendido entre $+ R \sin E$ e $-R \sin E$ corresponde à secção de engastamento, vide figura nº 14, corte transversal da roda. A verificação da pá aos esforços solicitantes faz necessitar o cálculo de alguns dados geométricos da pá e de secção de engaste.

Da pá será interessante saber a área de sua secção o que permitirá calcular sua massa e o esforço centrífugo que ele causa; da secção de engaste os dados interessantes serão a área e o menor módulo de resistência à flexão (tração ou compressão).

Para a pá, o sistema estima a área dividindo o seu eixo de simetria em um nº de intervalos de aproximadamente 0,5 mm a partir do ponto 0 até o extremo do bordo de ataque da pá (figura 13). Se a divisão resultar em menos de 20 intervalos, então serão tomados 20 intervalos e a dimensão do intervalo será o quociente da distância tomada sobre o eixo por 20 intervalos. A seguir o sistema calcula para cada intervalo a diferença de cotas entre a parte convexa e côncava, e calcula a área do elemento, aproximando-a de um retângulo, igual ao valor do intervalo, pelo dobro da diferença de cotas (a pá é "simétrica"). A soma de todos os elementos fornecerá a área

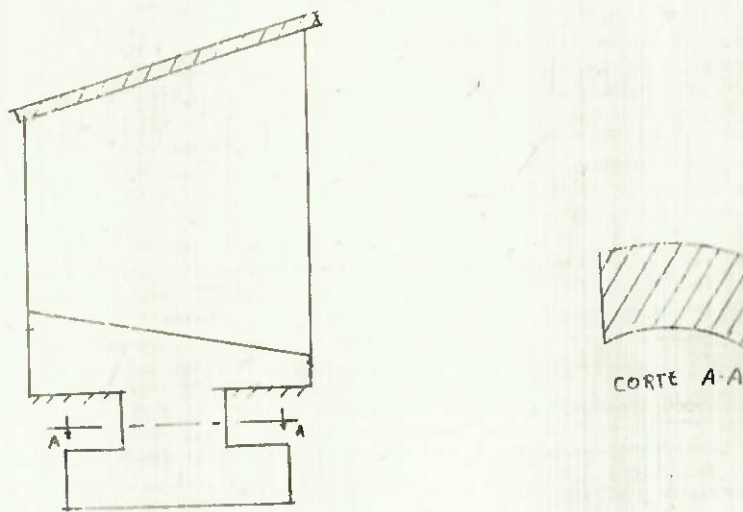


Fig 14 - Corte transversal da pá e roda evidenciando seção de engastamento

total da pá. As relações geométricas que localizam um segmento e calculam a diferença entre as cotas correspondentes são:

Se o centro do segmento estiver compreendido entre:

$$0 \leq v \leq t/20, \text{ ou seja, } \left. \begin{array}{l} \text{função superior} = B/2 \\ \text{função inferior} = \sqrt{R^2 - (v + \sqrt{R^2 + B^2/4})^2} \end{array} \right\}$$

$$\text{onde } i = R - \sqrt{R^2 - B^2/4}, \text{ ou se, } t/20 < v \leq i \left\{ \begin{array}{l} \text{função superior} \\ = B/2 - \text{tg} \angle (v - t/20) \\ \text{função inferior} \\ = \sqrt{R^2 - (v + \sqrt{R^2 + B^2/4})^2} \end{array} \right.$$

$$\text{se } i < v \leq t/20 + Z + x \left\{ \begin{array}{l} \text{função superior} \\ = B/2 - \text{tg} (v - t/20) \\ \text{função inferior} = 0 \end{array} \right.$$

onde

$$Z = t - t/20 - \sqrt{R^2 - B^2/4} = \frac{19t}{20} - \sqrt{R^2 - B^2/4}$$

$$\text{se } t/20 + Z + x < v \leq t/20 + Z + x + y \left\{ \begin{array}{l} \text{função superior} \\ = \sqrt{r^2 - (v - t/20 - Z)^2} \\ \text{função inferior} = 0 \end{array} \right.$$

onde: $y = r - x$

Para a secção de engaste, o sistema calcula a área analogamente ao cálculo para a pá, sendo que agora o comprimento tomado sobre o eixo de simetria é o segmento que vai do ponto O' até o extremo do bordo de ataque Q. Para cada elemento de área é calculado também o momento de área daquele elemento em relação ao eixo XX', perpendicular ao eixo de simetria passando por O', igual ao produto de sua área Si pela variável vi ($Ma_{xx'} = Si Vi$).

O quociente da somatória dos momentos de área $SMA_{xx'}$ pela área S dá a distância $d_{xx'}$ do centro de gravidade ao eixo $XX' = d_{xx'} = \frac{SMA_{xx'}}{S} (mm)$.

Para saber o momento de inércia, cada elemento de área já calculado é multiplicado por $(d_{xx'} - v)^2$, ou seja, $I_{xx'} = (d_{xx'} - v)^2 \cdot S$. Já o cálculo de W_{xx} é feito dividindo-se $I_{xx'}$ pelo valor relativo dx do maior módulo entre $(d_{xx'} - x - y - g)$ e $d_{xx'} \Rightarrow W_{xx} = I_{xx'}/dx (mm^3)$.

Os valores das funções superiores e inferiores para o cálculo referido são:

$$\left. \begin{array}{l} \text{se } 0' \leq v \leq i - ff \\ \text{onde: } ff = R \cos \frac{\alpha}{2} - \sqrt{R^2 - B^2/4} \end{array} \right\} \begin{array}{l} \text{função superior} = R \sin \frac{\alpha}{2} \\ \text{função inferior} = \sqrt{R^2 - (\sqrt{R^2 - B^2/4} + ff + v)^2} \end{array}$$

$$\left. \begin{array}{l} \text{se } i - ff < v \leq g + x \\ \text{onde: } g = t - \sqrt{R^2 - B^2/4} - ff \end{array} \right\} \begin{array}{l} \text{função superior} = R \sin \frac{\alpha}{2} \\ \text{função inferior} = 0 \end{array}$$

$$\left. \begin{array}{l} \text{se } g + x < v \leq g + x + y \end{array} \right\} \begin{array}{l} \text{função superior} = \sqrt{r^2 - (v-g)^2} \\ \text{função inferior} = 0 \end{array}$$

A verificação da secção de engastamento é completada com o cálculo das forças solicitantes. Elas são de dois tipos: a força centrífuga F_c , causada pelo peso da pá e pelo segmento do aro de cobertura (vide figura nº 15), presente na 1ª e 2ª pás e ausente na inversora, normal à secção mínima de engaste e a força causada pela mudança na direção do fluxo de va-

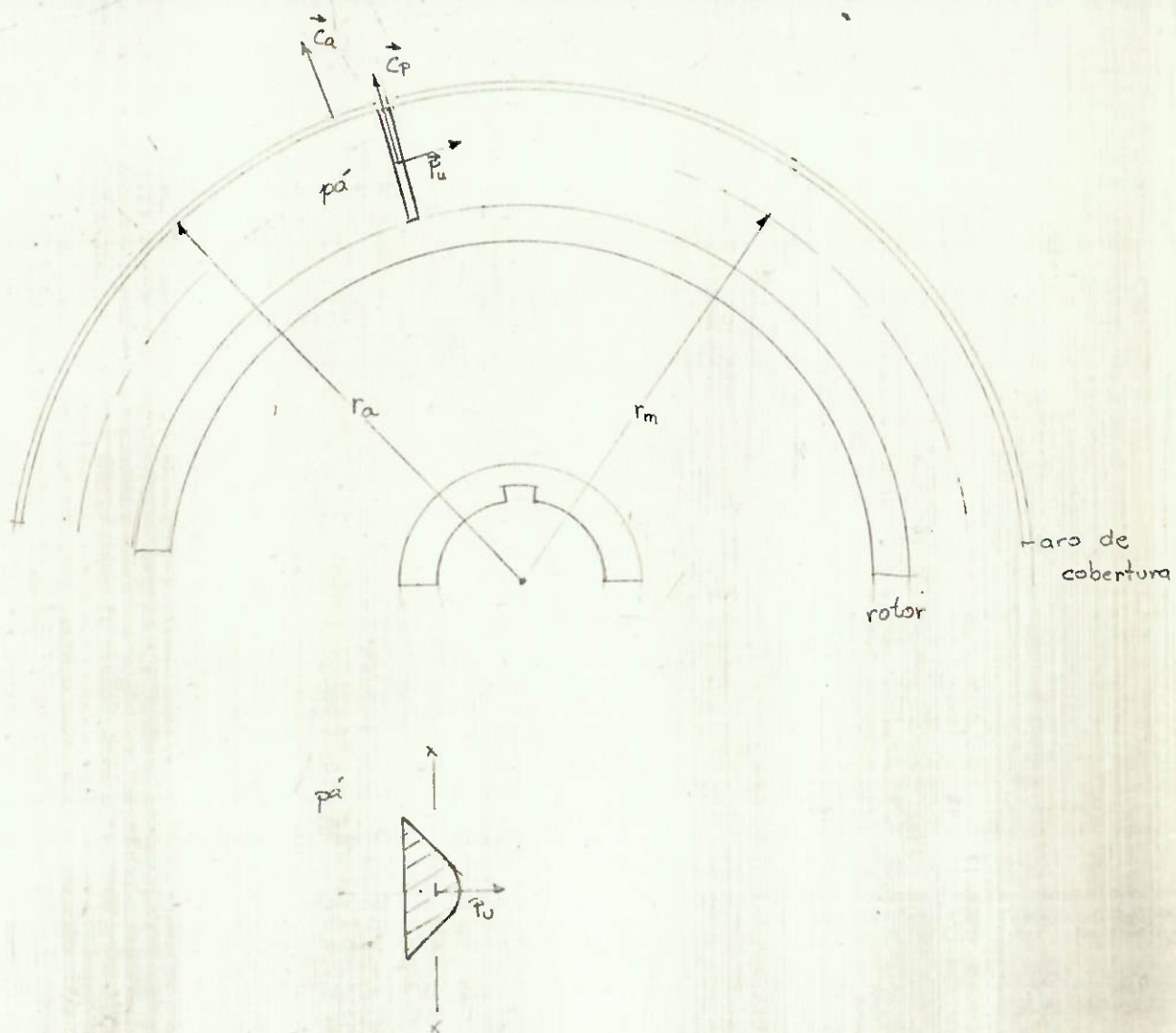


Fig 15 - Detalhe do rotor e as forças nele agentes

por ao escoar por uma pá. Esta última força será denominada de P_u , é na direção e sentido da velocidade U periférica, conforme a figura anterior mostra e, devido ao fato do regime de escoamento não ser na realidade permanente (há instantes em que o vapor não escoar por entre duas mesmas pás), ela solicita a secção de engaste, crítica, a esforços de flexão pulsantes; portanto há o risco de ocorrência de fadiga no material, risco esse agravado pelas altas temperaturas do material das pás.

O cálculo das tensões que as forças introduzem é feito isoladamente, não se somando os esforços com coeficientes de σ_{adm} distintos. Isto deve-se basicamente ao fato de haver risco de fadiga num esforço e no outro não.

As fórmulas usadas para o cálculo da força F_c são dadas a seguir (vide figura nº 15):

$$F_c = C_p + C_a$$

$$C_p = \frac{V_p}{g} \cdot \gamma_{aço} \cdot r_m \cdot w^2 \text{ (kp)}$$

$$C_a = \frac{S_a \times t_a \cdot \gamma \times r_a \times w^2}{g}$$

onde: $F_c = \text{(kp)}$

$C_p = \text{força devido às pás (kp)}$

$C_a = \text{força devido ao aro (kp)}$

$V_p = \text{volume da pá (cm}^3\text{)}$

$\gamma = \text{peso específico do aço} = 0,00781 \text{ kp/cm}^3$

$g = 9,81 \text{ m/s}^2$

$r_m = D/2 \text{ (m)}$

$w = \text{velocidade angular rd/s} = \frac{\pi n}{30}, n \text{ (rpm)}$

$$S_a = LP + 0,4 + 0,2 \text{ (cm)}$$

$$r_a = D/2 + (h_i + h_j)/2 + \text{espessura do aro}/2 \text{ (cm)}$$

e para o cálculo de P_u :

$$P_u = \frac{\dot{m} (C_{iu} - C_{ju})}{E \times g \times Z_i}$$

onde: E = grau de admissão parcial

$$\dot{m} = (\text{kg/s})$$

C_{iu} = projeção da velocidade absoluta de entrada na pá i , na direção de U para $i = 1,2$; no caso da pá inversora P_u é perpendicular ao eixo da pá e $C_{u_{inv}}$ é projetado nessa direção (m/s)

C_{ju} = idem, idem, $j = 1,2$, velocidade absoluta na saída.

As tensões causadas por F_c são calculadas por $\bar{\sigma}_c = F_c/A_e \leq \bar{\sigma}_{ad_t}$

onde: $\bar{\sigma}_c$ = tensão de tração kp/cm^2

A_e = é a área da secção de engaste (cm^2)

$$\bar{\sigma}_{ad_t} = 1000 \text{ kp/cm}^2$$

e a máxima tensão causada pela força P_u , é obtida dividindo-se o produto dessa força por metade da altura média efetiva da pá em questão pelo módulo de resistência à flexão mínima W_{xx} calculado anteriormente:

$$\left| \bar{\sigma}_{tu} = \frac{P_u \times m}{2 W_{xx}} \right| \leq \bar{\sigma}_{ad_f} \quad \text{onde:}$$

$$\bar{\sigma}_{ru} = \text{kp/mm}^2$$

$$P_u = \text{kp}$$

m = altura média efetiva (mm)

$W_{xx} \text{ (mm}^3\text{)} = \text{tomado em valor relativo}$

$\bar{V}_{ad_f} = 3,8 \text{ kp/mm}^2 \text{ (devido à fadiga)}$

Deve-se observar que \bar{V}_{ru} pode ser negativo, correspondendo a um esforço máximo da compressão, ou positivo no caso de tração, dependendo do valor de W_{xx} (vide explicação feita anteriormente) embora este, enquanto um parâmetro de saída do sistema seja sempre positivo.

Devido as foto do regime permanente não ser verificado empiricamente, há o perigo da pá entrar em ressonância se ela for excitada por ondas de pressão com frequências próximas à sua natural ou seus harmônicos. A fórmula de frequência f natural é dada por John F. Lee "Theory and Design of Steam e Gas Turbine":

$$f = \frac{0,56 \psi}{l^2} \cdot \sqrt{\frac{E I_{xxi} g}{\gamma S_i}} \quad \text{onde:}$$

$f = \text{(Hz)}$

$\psi = \text{coeficinete de grau de engaste} = 1$

$E = 2.100.000 \text{ kp/cm}^2 \text{ (aço)}$

$I_{xxi} = \text{momento de inércia de secção de engaste da pá}_i \text{ (cm}^4\text{)}$

$g = 981 \text{ cm/s}^2$

$\gamma = 0,00785 \text{ kp/cm}^3$

$S = \text{área da pá}_i \text{ (e não da secção de engaste) cm}^2$

A condição de ressonância crítica corresponde ao 1º harmônico.

(2/4 de onda em oposição de fase) deve ser evitada e basta

que a razão $\frac{nZ_i}{f_i}$ não esteja compreendida no intervalo $[4,8]$ ou

seja, que se verifique:

$$\frac{nZ_i}{f_i} \leq 4 \quad \text{ou} \quad \frac{nZ_i}{f_i} \geq 8, \text{ para não haver ressonância, onde:}$$

$n = (\text{rpm})$

$Z_i = n^\circ \text{ de pás tipo } 1,2$

$f_i = \text{frequência da pá } i \text{ (Hz)}, i = 1,2$

Como esse cálculo pode ser efetuado anteriormente ao cálculo de esforços solicitantes ele tem lugar após o cálculo de W_{xx} a fim de economizar tempo de processamento. Caso a condição não se verifique, o sistema reprocessa toda a pá, aumentando sua largura em 5%, redesenhando-a e recalculando sua área e a nova secção de engaste.

Caso alguma das condições de verificação à tensão máxima admissível não seja satisfatória, o sistema procede de maneira idêntica à anterior, recalculando inclusive a nova frequência e verificando-a novamente.

Uma vez verificada a pá é calculado geometricamente o seu espaçador, de acordo com as especificações funcionais e dimensionais já descritas. O perfil de engaste do espaçador é idêntico ao da secção de engaste da pá e o perfil acima do engaste é idêntico ao da pá. A altura de entrada de K_1 do espaçador é igual à diferença entre a altura efetiva e a útil da pá na entrada, idem para a altura de saída K_2 , sendo essas alturas tomadas acima da periferia do rotor (vide figura nº 16). A altura da base EB_1 é tomada como 0,23 da altura efetiva da entrada da pá e a outra altura de engastamento é tomada como

0,2 da altura efetiva de entrada da pá. O passo de base t_{1b} é dado por:

$$t_{1bi} = \frac{t_i}{r_m} \left[r_m - (E_{1i}/2 + K_{1i}) \right] \quad \text{onde:}$$

t_{1bi} = passo de base (mm) da pá i

$r_m = D/2$ (mm)

t_i = passo da pá i (mm)

E_{1i} = altura efetiva da pá i na entrada (mm)

K_{1i} = altura da entrada do espaçador pá i (mm)

R = raio maior da pá (mm)

r = raio menor da pá (mm)

A largura da pá junto à base é igual a $t_{1b} - (R - r) = t_{1b} - R + r$ (mm).

Todo esse conjunto de cálculos é feito para a 1ª pá, para a pá inversora e para a 2ª pá pela mesma subrotina do sistema.

Os parâmetros de entrada automaticamente atribuídos pelo programa principal à subrotinas são o ganho de entalpia na pá em questão, os ângulos de entrada e saída relativos de cada pá (para a pá inversora eles são os absolutos de saída da 1ª pá α_2 e de entrada da 2ª pá α_1'), o passo da pá, menos a espessura do bordo, a altura média efetiva da pá, as alturas úteis de entrada e saída da pá, as projeções das velocidades absolutas de entrada e saída na pá na direção de U (no caso da pá inversora na direção perpendicular a U , isto é, $C_2 \sin \alpha_2$ na entrada e $C_1' \sin \alpha_1'$ na saída), as alturas efetivas de entra

da e saída da pá e a rotação da pá (1ª e 2ª têm obviamente a mesma rotação n , mas a pá inversora tem rotação nula). A respeito da força calculada para a pá inversora devido à mudança de direcionamento no fluxo de vapor, ela é muito pequena e distante da força agente nas outras pás que impulsionam a turbina. Embora ela esteja presente nas outras pás, é desprezada pela sua magnitude relativa a outras forças.

Os parâmetros de saída dessa subrotina em sua grande parte constituem dados de entrada de uma subrotina de impressão gráfica do sistema. O exemplo posterior do sistema mostrará um relatório de saída, sendo um para cada tipo de pá. Assim os dados da 1ª pá estão na folha 3, o da pá inversora na 4 e o da 2ª pá na 5. Além desses parâmetros constantes na lista, são também calculados pela subrotina o peso total de cada tipo de pá (ou seja, a soma do peso de todas as pás tipo 1 e tipo 2), usado no dimensionamento do eixo da turbina, bem como a soma da força centrífuga, em módulo, agente sobre todas as pás do tipo móvel, e que será usada no cálculo do tambor.

A próxima série de cálculos efetuada pelo sistema diz respeito ao tambor, ao disco e ao cubo de fixação do eixo da turbina.

Para o tambor, a figura nº 17 ajuda a esclarecer os cálculos. A espessura B do tambor é tomada como 1,8 vezes a altura total de engastamento e base: $B = 1,8 (k_1 + k_2)$.

O raio médio do tambor R_t (cm) é dado por $R_t = D/2 - [E_1 - H_{1/2} + (K_1 + K_2) \cdot 0,9]$ o raio do disco R_d é dado por

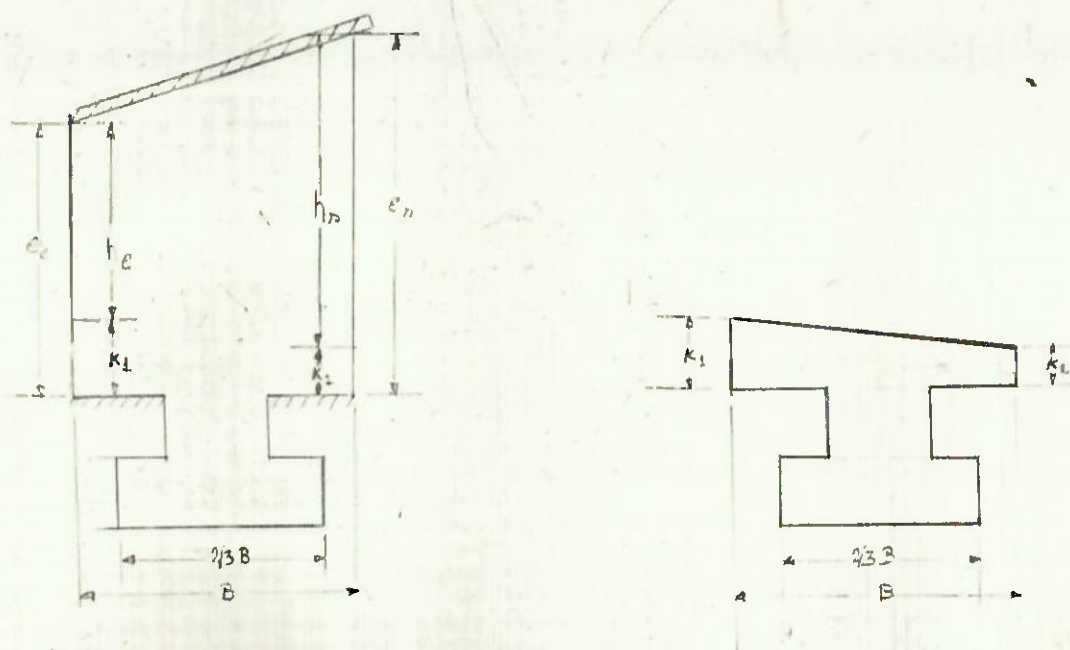


Fig 16 - Espaçador - referente ao cálculo de alturas

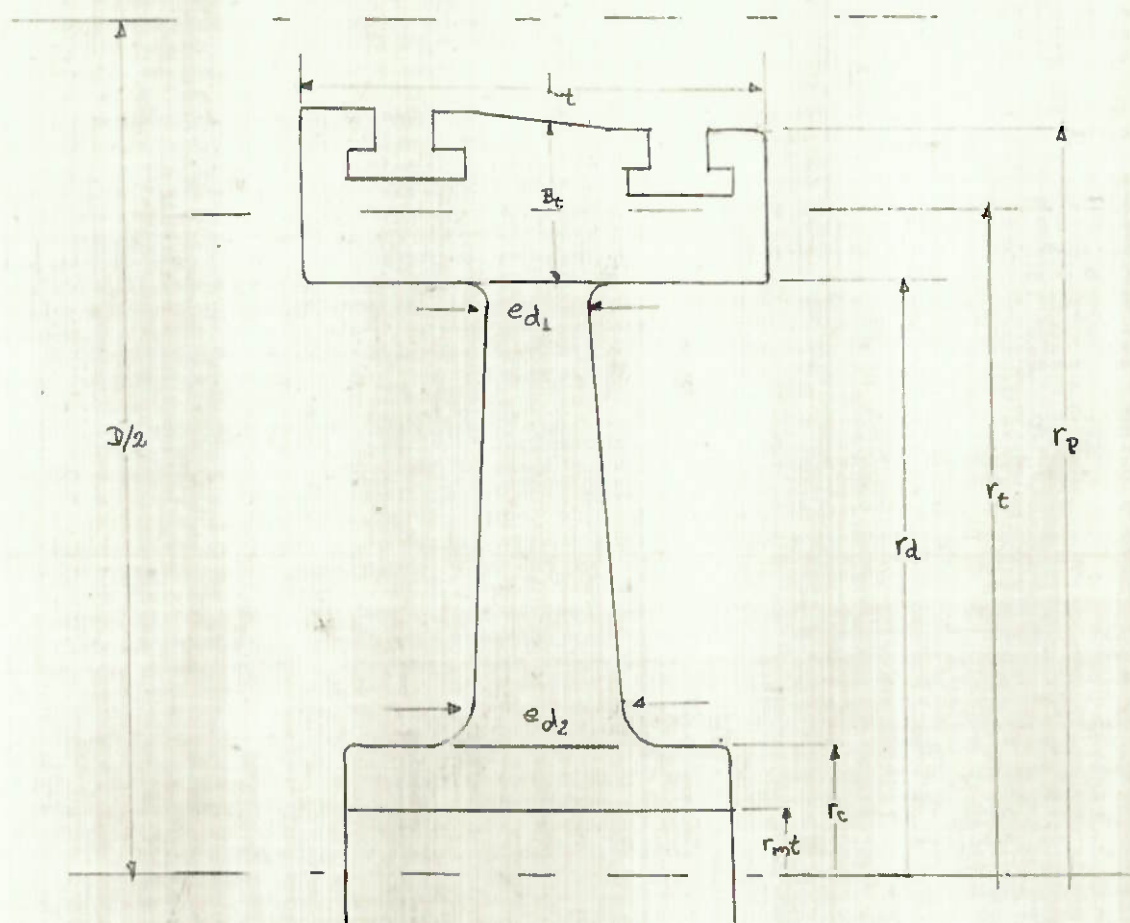


Fig 17 - Detalhe do tambor (rotor)

$R_d = D/2 - [E_1 - H_1/2 + (K_1 + K_2) \cdot 1,8]$, o raio R_p (cm) periférico ao tambor é dado por $R_p = D/2 - (E_1 - H_1/2)$, o raio do cubo R_c (cm) é dado por $R_c = 1,25 \cdot d$, onde:

B = espessura do tambor (cm)

D = diâmetro médio do rotor (cm)

E_1 = altura efetiva entrada pá 1 (cm)

H = altura útil entrada da pá 1 (cm)

K_1 = altura de entrada espaçador pá 1 (cm)

K_2 = altura de saída espaçador pá 1 (cm)

d = diâmetro do eixo, pré calculado (cm) = diâmetro interno do cubo (cm)

R_t = Raio médio do tambor (cm)

R_p = Raio periférico do tambor (cm)

R_d = Raio do disco (cm)

R_c = Raio externo do cubo (cm)

A largura do tambor pode ser calculada como sendo a soma da largura de todos os tipos de pás mais a folga de 0,5 mm entre duas pás consecutivas ou $LT = LP + LI + L2 + 1$ (mm).

A secção transversal do disco é trapezoidal, a espessura máxima junto ao cubo L_{DI} (cm) vale $L_{DI} = 0,51 \cdot d$ e a espessura mínima L_{DS} (cm) vale $= 0,26 \cdot d$, conforme a figura 17 pode mostrar. Para o cálculo da tensão agente no tambor é usada a fórmula $\bar{V}_{tambor} = \bar{V}_u + \bar{V}_c \frac{R_p}{B}$ (kp/cm²), $\bar{V}_u = \frac{\gamma}{g} u_t^2$ (kp/cm²) , $U_t = 2U \frac{r_t}{D}$ (cm/s), $\bar{V}_c = \frac{F_r}{2 \pi r_t l_t}$ (kp/cm²), onde:

\bar{V}_{tambor} = tensão periférica agente no tambor (kp/cm^2)

\bar{V}_u = tensão devido à massa girante do tambor (kp/cm^2)

\bar{V}_c = tensão devido a esforços centrífugos

U_t = velocidade periférica tomada sobre r_t (cm/s)

D = diâmetro médio do rotor

U = velocidade periférica (cm/s)

F_t = soma dos esforços centrífugos, em módulo, agentes em todas as pás do 1º e do 2º tipo, calculada pela subrotina anterior (kp)

r_t = raio médio do tambor (cm)

r_p = raio periférico do rotor (cm)

l_t = largura do tambor (cm)

B = espessura do tambor

Com $\bar{V}_{\text{tambor}} \leq 10.000 \text{ kp}/\text{cm}^2$ (ASTM-A-471 forjado).

O sistema verifica \bar{V}_{tambor} , mas como dificilmente ele ultrapassará os $10.000 \text{ kp}/\text{cm}^2$, o sistema não toma qualquer decisão se o valor for ultrapassado, limitando-se a alertar sobre o fato por meio de seus dados de saída. Os dados relativos ao tambor, ao disco e ao cubo constituem uma listagem de saída a qual pode ser visualizada em exemplo posterior na folha 6 do relatório de saída.

A última etapa do sistema é o cálculo dos mancais de rolamento e a verificação do pré-cálculo do eixo da turbina. Quanto ao projeto de mancais de rolamento, o lay-out adotado pode ser visualizado na figura nº 18. Trata-se de rolamentos auto-compensadores de rolo e o sistema fornece uma sugestão - seleciona qual rolamento da série H_1 , fabricado pela FAG, está

dentro das especificações de fábrica e das geométricas. Contudo o sistema fornece valores da carga dinâmica equivalente e outros dados que possibilitam a escolha de rolamento de outros fabricantes.

Nesta etapa os cálculos começam com a determinação do peso do tambor P_t (kp), do disco P_d (kp), do cubo P_b (kp), de todas as pás móveis (a partir de parâmetros de saída da subrotina anterior), P_n (kp) que são dados por:

$$P_t = R_t \cdot B \cdot L_t \cdot \gamma/g$$

$$P_d = (L_{DI} + L_{DS}) (R_d^2 - R_c^2) \gamma/4g$$

$$P_b = R_c^2 \cdot L_c \cdot \gamma/2g$$

$$P_n = P_x + P_y$$

e o restante da notação sendo mantida em relação à anterior.

onde: L_t = largura do tambor (cm)

L_c = largura do cubo (cm)

L_{DI} = largura do disco junto ao cubo (cm)

L_{DS} = largura do disco junto ao tambor (cm)

P_x = peso todas as pás tipo 1 (kp)

P_y = peso todas as pás tipo 2 (kp)

A força radial agente em cada mancal será F_1 (kp) = $(P_t + P_d + P_b + P_n)/2$ e a força axial em cada mancal XT (kp) poderá ser calculada como sendo a semi-soma das forças axiais no 1º e 2º conjunto de pás móveis devido à mudança na direção do fluxo.

Essa força foi desprezada para a 1ª e 2ª pás na verificação da secção de engaste das pás pela subrotina anterior, face à magnitude de seu valor em relação a P_u embora tivesse sido calculada para a pá inversora. Para a 1ª pá a força total vale x_p (kp) = $\dot{m} (C_1 \sin \alpha_1 - C_2 \sin \alpha_2) / g.E$ e para a 2ª pá a força vale x_s (kp) = $\dot{m} (C_1' \sin \alpha_1' - C_2' \sin \alpha_2') / g.E$ de forma que x_t (kp) = $(x_p + x_s) / 2$. (vide figura nº 19).

O fator de vida do rolamento f_n é calculado como $f_n = \sqrt[3]{\frac{100}{3n}}$,
n rotação da turbina (rpm).

O sistema contém uma relação de todos os dados relevantes de todos os rolamentos da série HL da FAG de modo que possa selecionar o mais conveniente. A escolha do rolamento começa com o pré-dimensionamento do diâmetro do mancal D_m (mm) = $5/6 d_e$. O sistema escolhe o rolamento que tenha diâmetro interno D_r imediatamente acima de D_m , que passa ater o valor de D_r , ou seja, $D'_m = D_r$.

De acordo com a relação XT/FL (força axial/força radial), o sistema determina os valores dos fatores x e y e com eles a carga do rolamento P (kp) = $x . FL + y . xT$. A carga dinâmica equivalente C_e (kp) é dada por $C_e = 4,5 P / f_n$ e o sistema verifica se para o rolamento pré-selecionado a carga dinâmica equivalente é menor ou igual à capacidade de carga do rolamento dada pelo fabricante, CD (kp) ou seja, $C_e \leq CD$. Caso contrário o sistema aumenta o diâmetro do eixo d_e , pré-calculado em 5% e recalcula o novo rolamento. Para a potência e rotação envolvidos num cálculo desse tipo de turbina a capacidade de carga dinâmica dada pelo fabricante para um rolamento compatível

vel com o pré-cálculo do eixo é mais que suficiente, portanto raramente é necessário recalcular o rolamento por esse motivo. O sistema especifica o rolamento pelo seu nº de série no relatório da folha 7, após ter verificado o pré-cálculo do eixo e escolhido o rolamento definitivo. A verificação do eixo é feita a cada secção considerando-se momentos que a força FL causa nas diversas secções do eixo A, B e C (vide figura nº 20). O comprimento de cada ressalto do eixo (para ele foi adotado $L_x = 40$ cm de comprimento) é determinada da seguinte forma: para cada mancal de rolamento 3,5 cm; para o segmento de diâmetro d_e , L_r (cm) = $\frac{33 - L_c}{2}$, L_c = largura do cubo (cm), e para o assento do cubo de diâmetro D_c o comprimento é a própria largura do cubo calculada anteriormente.

Se o segmento L_r for menor que 6 cm, então o eixo é aumentado, sendo o novo comprimento $L_r' = 8$ cm e $L_x' = L_c + 7 + 16 = L_c + 23$ cm. Uma subrotina cujos parâmetros de entrada são a distância da secção verificada a uma das extremidades do eixo, o diâmetro de secção (a menor já que a secção de interesse é um rebaixo) e o parâmetro de saída é a tensão na secção é utilizada para a verificação das 3 secções A, B e C. Se qualquer uma delas for maior que a tensão admissível (600 kp/cm^2) então o valor do diâmetro do eixo pré-calculado é acrescido em 5%, novo rolamento é escolhido quer nesse caso de redimensionamento do eixo d_e (devido à insuficiência de uma secção), quer seja devido à capacidade do rolamento insuficiente aparecerá um aviso na listagem da folha 7 alertando que o valor do diâmetro do cubo interno relacionado na listagem da folha 6 foi alterado. Todos os demais cálculos efetuados aparecem no relatório da folha 7, conforme exemplo da próxima secção do

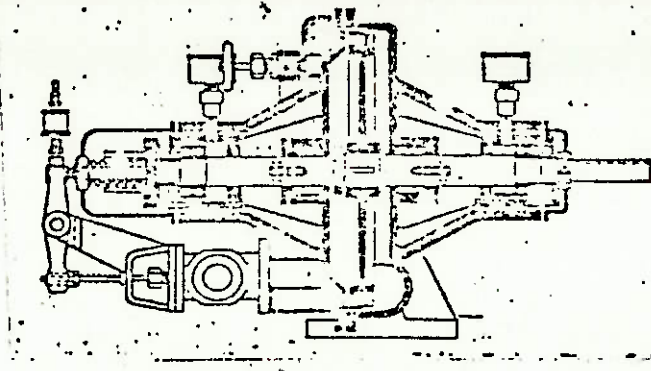


Fig 18 - Lay out da turbina.

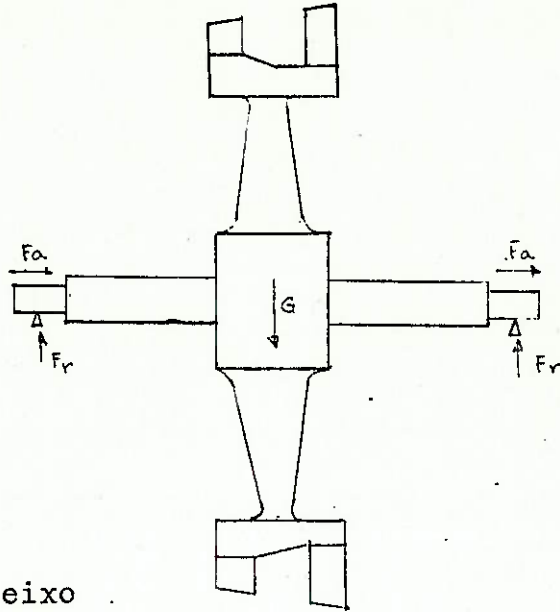


Fig 19 - Forças atuantes no eixo

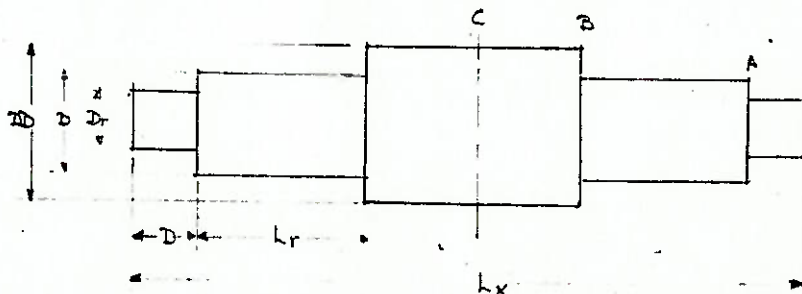


Fig 20 - Eixo - verificação do pré-cálculo

trabalho.

O sistema encerra-se neste ponto.

V - Exemplo do Sistema e Formulário de Desenho

Esta secção contém a listagem do programa computacional, parte integrante do sistema, e escrito em BASIC nível II. Para sua melhor compreensão antecede a listagem uma relação das variáveis utilizadas e os seus símbolos correspondentes no programa, uma vez que a notação utilizada neste difere em pouco da mencionada na últimas duas secções por limitação da linguagem computacional. Outro aspecto importante para o perfeito entendimento do programa é que aparecem nestes coeficientes antecedendo expressões, os quais não foram mencionados nas fórmulas descritas, mas que têm a função única de fator de conversão das diversas unidades.

Precedendo a exemplificação de utilização do sistema, ou seja, como entrar com os parâmetros de entrada e a que se refere os parâmetros de saída nos formulários de desenho, é feita uma explicação sucinta do que fazemos várias partes do programa listado, localizando as fases que já foram explanadas em termos de número de linha.

O programa inicia-se na linha 10, onde são atribuídas as dimensões dos "vetores". Da linha 20 até a 70 o programa recebe os parâmetros de entrada, à exceção de \mathcal{C} . As linhas de 80 a 100 referem-se a cálculos do diagrama de Mollier, interrompidas pelas linhas 110 onde o sistema recebe o parâmetro \mathcal{C} . Desta última até a linha 150 os cálculos relativos ao diagrama de Mollier continuam, chamado o sistema a subrotina 1080 que calcula o C_p empírico (fórmula de Van Willen, Sonntag) a subrotina 1100 que resolve a equação de 4º grau, fornecendo a

temperatura após a irreversibilidade , a subrotina 570 (que por sua vez chama a subrotina 610) que calcula a razão K para N_{oi} máximo, sem refino e a subrotina 610 que procede ao refino do valor de K ótimo. Após estabelecido os triângulos definitivos de velocidade são calculados o erro dos rendimentos por "queda" de entalpia e triângulo de velocidades e impressa todos os dados de cada pá, calculado pela subrotina 610. A subrotina 1240 interpola os valores de Ψ e auxilia a subrotina 610. A linha 1600 define outras dimensões de novos vetores não definidos na linha 10. A linha 1610 e seguintes referem-se ao pré-cálculo do eixo, perda de vazão em massa, tipo e área dos bocais onde se dá o salto entálpico, grau de admissão parcial e largura dos bocais. É calculada a altura da pá 1 a partir da altura do bocal e as demais alturas são calculadas com o auxílio das subrotinas 3830 (análoga à subrotina 1100 já descrita só que fornece o volume específico e a temperatura após a irreversibilidade) e a 3910 que calcula as diversas alturas úteis envolvidas. O programa lista então estes últimos dados (pré-cálculo do eixo, bocais, alturas úteis) e calcula as alturas efetivas e médias efetivas a partir da linha 2190, imprimindo-as também.

A partir da linha 2310 o programa passa a atribuir valores para os parâmetros da subrotina 3930, a qual chamará três vezes, sendo a primeira delas à linha 2330. Essa subrotina é bem complexa pois dimensiona a pá e sua secção de engastamento, verificando a última aos esforços solicitantes e à vibração por ressonância, reiterando os cálculos se necessário. Como ela será usada para o cálculo das duas pás móveis e mais a pá inversora, os seus dados de saída são bastante semelhantes

e constituem dados de entrada para a subrotina 4850, cuja função é exatamente imprimir esses dados. O cálculo da 2ª pá ocorre por chamada à subrotina 3930, chamada esta localizada na linha 2480 e o estágio direcionador (pá inversora) igualmente, na linha 2400. Na linha 2520 começa o dimensionamento do tambor que são impressos pelas linhas 2600 a 2700. Na linha 2710 tem início o cálculo dos esforços solicitantes ao eixo e o cálculo mancais de rolamento e sua escolha começa à linha 2790. Da linha 2800 até a linha 3260 estão os dados constantes no manual da FAG, sendo que algumas fórmulas empíricas foram deduzidas para resumir o trabalho de digitação (a alocação de memória) das tabelas. A escolha de rolamentos tem lugar até a linha 3440. A linha 3460 chama a subrotina 5030 nas linhas 3490 e 3520 para outras duas secções do eixo. A linha 3540 verifica se nenhuma tensão nas secções excede $\bar{V}_{adm} = 600 \text{ kp/cm}^2$. Caso isso aconteça o eixo é engrossado e novo rolamento é escolhido, sendo neste caso o programa reprocessado desde a linha 3070. A partir da linha 3590 o programa imprime os dados calculados nesta última etapa, relativos aos mancais de rolamento, esforços atuantes no eixo, eixo verificado com mensagem de mudança do diâmetro do eixo em relação à listagem anterior, tipo de rolamento escolhido, tensões agentes no eixo e mensagem de fim do programa.

A seguir o programa foi executado com dados semelhantes aos de projetos de outros trabalhos de formatura para que se possa julgar seus parâmetros de saída comparativamente. Esse exemplo também serve para ilustrar o funcionamento do sistema através do uso dos formulários de desenho anexos.

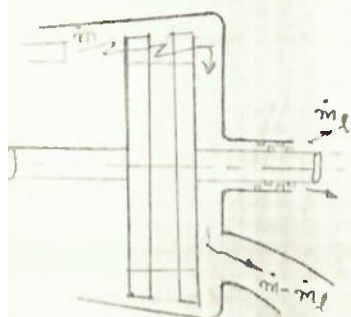
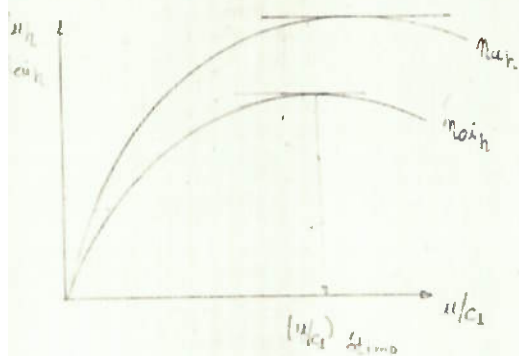
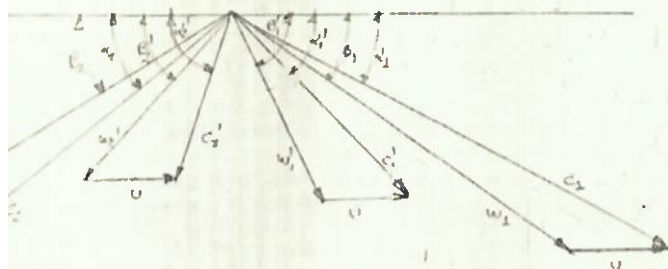
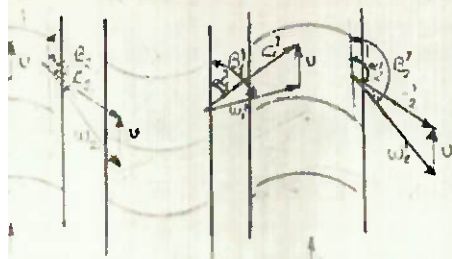
Por fim, através de comandos especiais adicionados ao programa original e a sua execução parcial são listadas o processo de maximização da razão de velocidades k , bem como seu refino e também o processo de divisão em elementos finitos da pá e secção de engaste para o cálculo de sua área, no caso para a pá 1, pá 2 e pá inversora.

Formulário de Entrada dos Dados

Certifique-se que todos os dados desta folha foram preenchidos nas unidades assinaladas antes de dirigir-se ao computador.

- Potência NP que se quer gerar eletricamente (KW) NP= _____ KW
- Rotação N assíncrona do gerador turbina (rpm) N = _____ rpm
- Pressão PE a juzante da válvula (= 95% da pressão disponível, em atmosfera, absoluta) PE= _____ atm
- Temperatura TE de entrada do vapor (°C, vide diagrama de Mollier) TE= _____ °C
- Pressão PS de exaustão (em atmosferas, absoluta, sempre maior que 1) PS= _____ atm
- Salto isoentrópico DH (em Kcal/kg. Cuidado para não atingir a condição de vapor saturado. Vide diagrama de Mollier) DH= _____ Kcal/kg
- Temperatura TI de exaustão do vapor (em °C. Consultar diagramas de Mollier) TI= _____ °C
- Coeficiente ϵ de rendimento do bocal (adimensional. Consultar gráfico anexo) ϵ = _____

Pa Inversora Pa 2



C_1 (m/s) C_2 (m/s)

α_1 α_2

W_1 (m/s) W_2 (m/s)

B_1 B_2

ψ_1

Pa Inversora

$C_{1inv} = C_2 =$ (m/s) $C_{2inv} = C'_1$ (m/s)

$\alpha_{1inv} = \alpha_2$ $\alpha_{2inv} = \alpha'_1$

$\psi =$

Pa 2

C'_1 (m/s) C'_2 (m/s)

α'_1 α'_2

W'_1 (m/s) W'_2 (m/s)

B'_1 B'_2

ψ_2

$NOI_n =$

$Nu_n =$

u/C_1 ótimo =

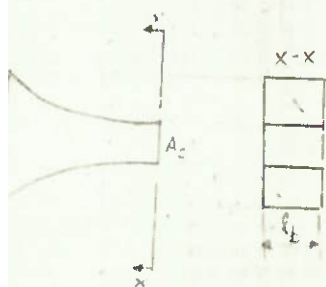
$D =$ (m)

$d_e =$ (pré-cálculo, em cm)

$\dot{m} =$ (vazão líquida)

$m_1 =$ (perde vazão pelo labirinto)

ocal (20 bocais)

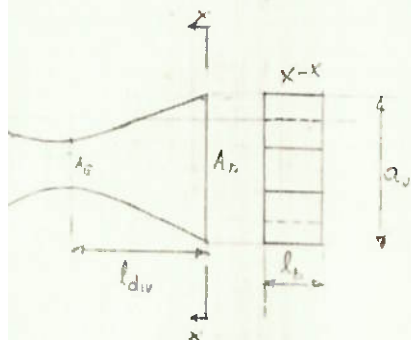


$$A_s = \quad (\text{cm}^2)$$

$$E = \quad (\text{cm})$$

$$l_b = \quad (\text{cm})$$

$$a_u = \quad (\text{cm})$$



$$l_{div} = \quad (\text{cm})$$

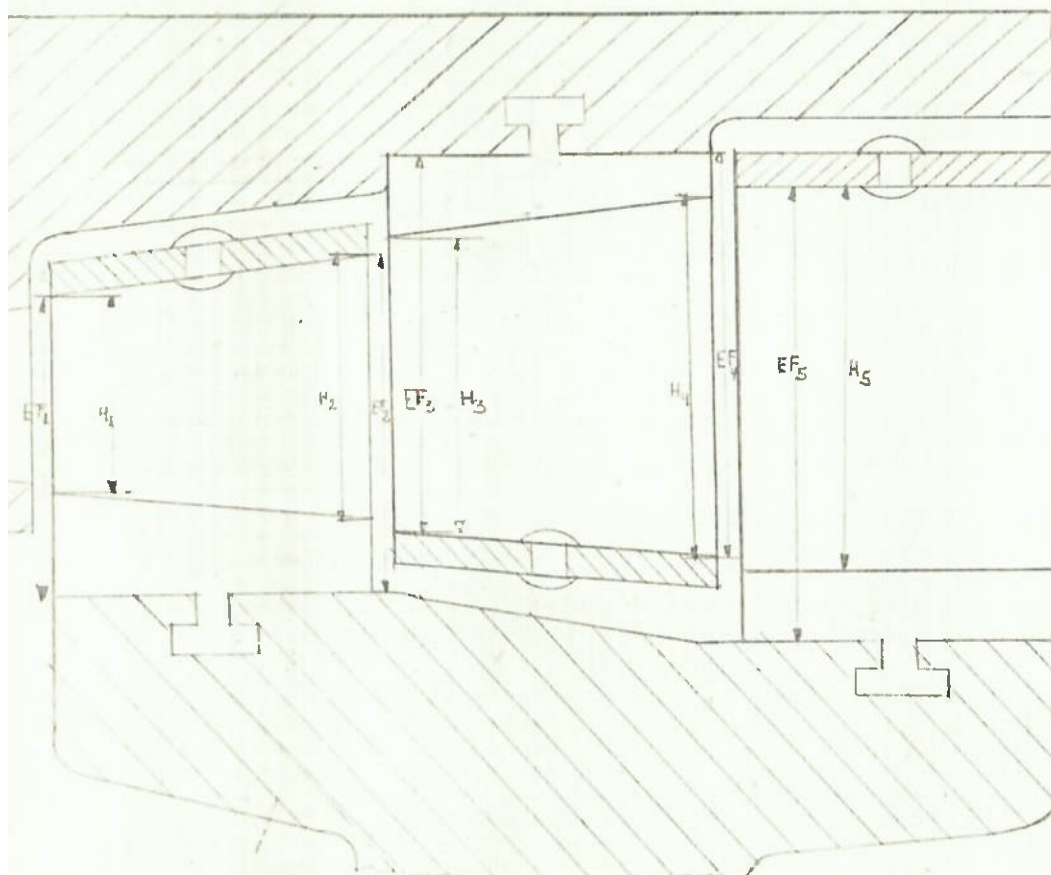
$$A_s = \quad (\text{cm}^2)$$

$$E = \quad (\text{cm})$$

$$l_b = \quad (\text{cm})$$

$$a_u = \quad (\text{cm})$$

plano horizontal)



Medidas em cm

1ª Pá

$$H_1 = \quad EF_1 =$$

$$H_2 = \quad EF_2 =$$

Pá Inversora

$$H_3 = \quad EF_3 =$$

$$H_4 = \quad EF_4 =$$

2ª Pá

$$H_5 = \quad EF_5 =$$

$$t_1 = 0,635 \text{ mm}$$

nº de pás =

$$V = \quad (\text{mm})$$

$$R = \quad (\text{mm})$$

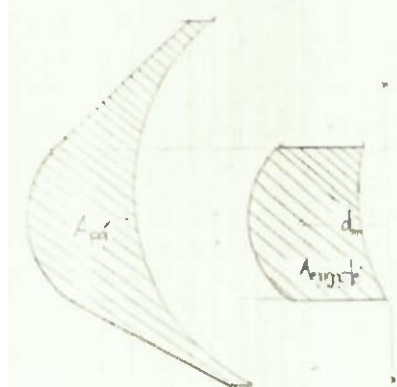
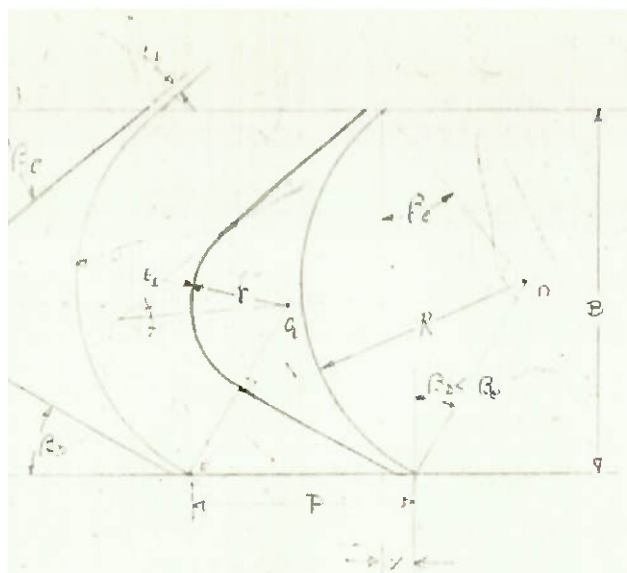
$$B = \quad (\text{mm})$$

$$B_e = B_1$$

$$B_s = B_2$$

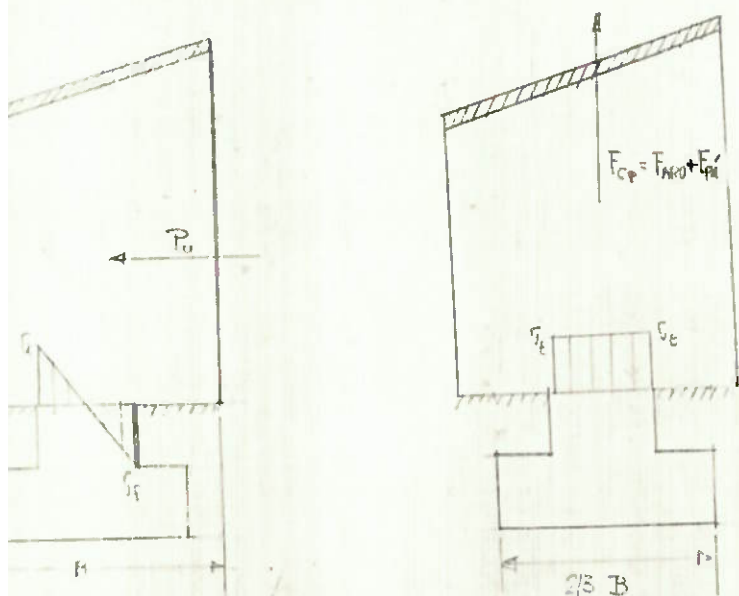
$$x = \quad (\text{mm})$$

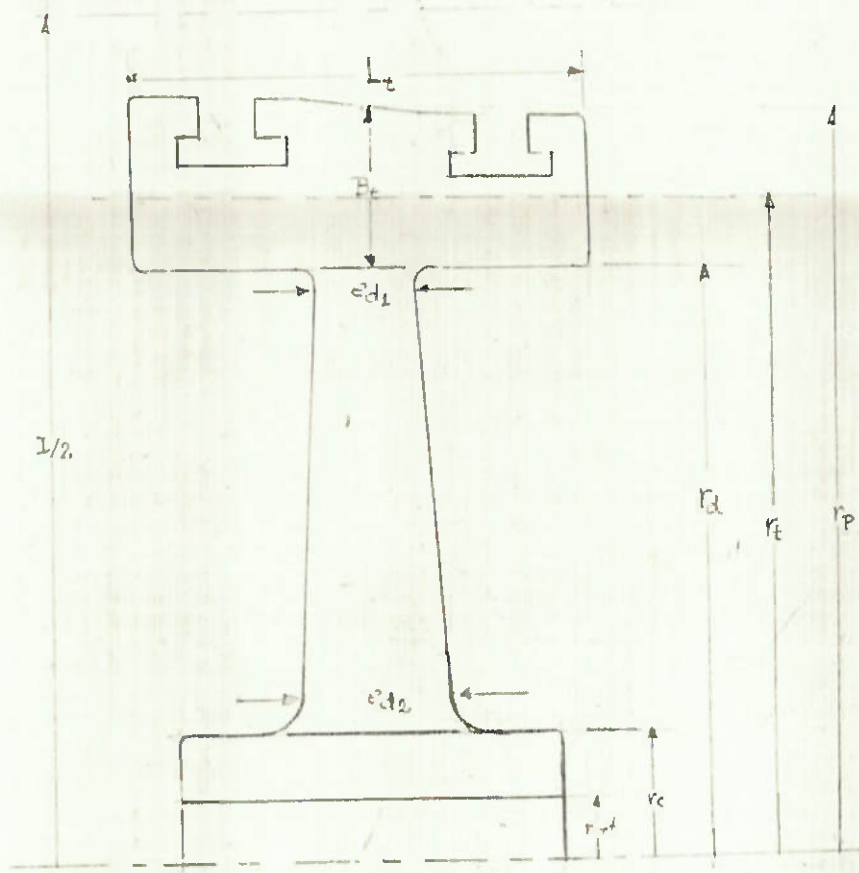
$$E_1 = \quad (\text{mm})$$



$$A_{p\acute{a}} = \quad (\text{mm}^2)$$

$$\text{engaste} \begin{cases} A_{\text{engaste}} = \quad (\text{mm}^2) \\ d_{xx} = \quad (\text{mm}) \\ I_{xx} = \quad (\text{mm}^4) \\ W_{xx} = \quad (\text{mm}^3) \end{cases}$$

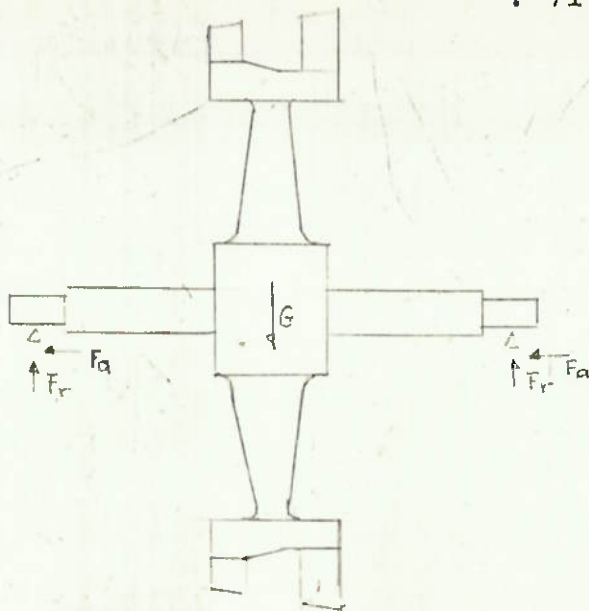



$$B_t = \quad (\text{cm})$$
$$r_t = \quad (\text{cm})$$
$$r_{pI} = \quad (\text{cm})$$
$$L_t = \quad (\text{cm})$$

f = 0,5 mm (folga pã
môvel e inversora)

$$e_{dl} = \quad (\text{cm})$$
$$e_{d2} = \quad (\text{cm})$$
$$V_d = \quad (\text{cm})$$
$$r_c = \quad (\text{cm})$$
$$r_{int} = \quad (\text{cm})$$

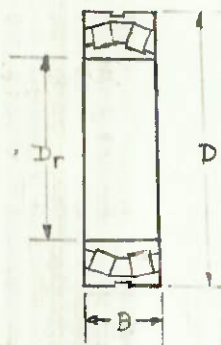

$$\nabla_t = (\text{kp/cm}^2)$$



$$\bar{V} = \quad (\text{kp})$$

$$F_r = \quad (\text{kp})$$

$$F_a = \quad (\text{kp})$$



$$F_l =$$

$$F_n =$$

$$F_a/F_r = \quad x = \quad y =$$

$$\text{Carga din\^amica equivalente } P = \quad (\text{kp})$$

$$\text{Rolamento } \square \text{ FAG S\^ERIE HL n}^\circ$$

$$\square \text{ OUTRO}$$

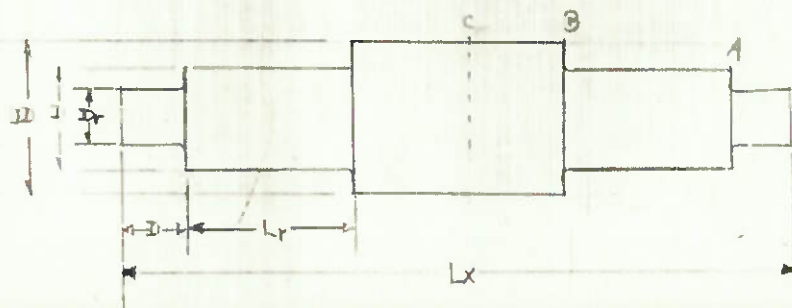
$$D = \quad (\text{mm})$$

$$\text{Capacidade da carga } C = \quad (\text{kp})$$

$$D_r = \quad (\text{cm})$$

$$D = \quad (\text{cm})$$

$$DD = \quad (\text{cm})$$



$$\bar{V}_A = \quad (\text{kp/cm}^2)$$

$$\bar{V}_B = \quad (\text{kp/cm}^2)$$

$$\bar{V}_e = \quad (\text{kp/cm}^2)$$

$$L_x = \quad (\text{cm})$$

$$B = \quad (\text{cm}) \text{ (tabela anexa)}$$

$$L_r = \quad (\text{cm})$$

$$L_e = \quad (\text{cm})$$

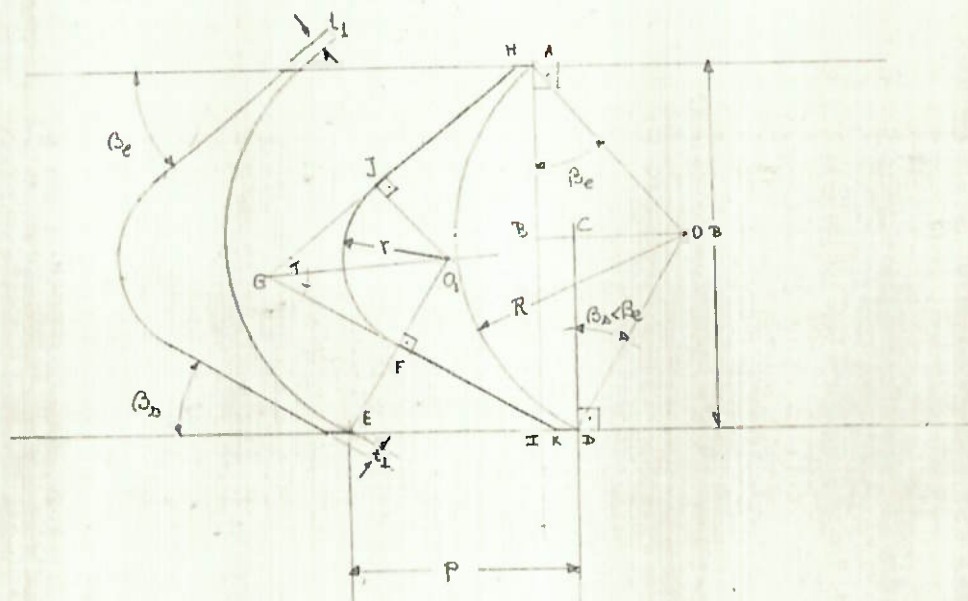
Instruções para o desenho da pá assimétrica

Antes de iniciar o desenho esteja de posse dos seguintes valores constantes da listagem do programa:

- Raio R (mm) _____
- Largura B (mm) _____
- Ângulos $B_e =$ _____
(graus) $B_s =$ _____
- Passo P (mm) _____
- Distância X (mm)
 $= R (\sin B_1 - \sin B_2)$ _____
- Espessura t_1 do bordo da pá (mm) _____

Inicie a construção traçando duas paralelas horizontais separadas pela distância B. Escolha um ponto qualquer (A) na paralela superior e por ele trace uma perpendicular. Trace o ângulo B_e à direita desta perpendicular passando por (A). A seguir determine o ponto (I), intersecção da perpendicular anterior com a horizontal inferior. Marque o ponto (D) distante X de (I) à sua direita, sobre a reta horizontal inferior. Por (D) levante-se uma segunda perpendicular e o ângulo B_s à sua direita, da vértice em (D). Os dois ângulos determinam o ponto (O) centro do arco \overline{AD} de raio R. Sabendo-se a espessura do bordo da pá, determina-se os pontos (H) e (K) e marca-se os ângulos B_1 e B_2 à esquerda desses pontos. A intersecção desses ângulos dá o ponto (G). Para determinar o ponto (F), basta marcar a distância do passo na horizontal inferior a partir de D e a sua direita, determinando o ponto (E); traça-se uma perpendicular

a \overline{K} passando por (E) determinando na sua intersecção com \overline{GK} o ponto F e na sua intersecção com a bissetriz do ângulo HGK o ponto (O_1). Traça-se uma perpendicular a \overline{GH} passando por (O_1) e obtém-se o ponto (J), intersecção da perpendicular com \overline{GH} . Fica determinando o arco JF de centro (O_1) e raio $r = \overline{O_1F}$. A propriedade desta construção é que a distância entre as partes curvas convexa de uma pá e côncava da outra estão separadas por uma distância constante, $R - r$. Confirra se o raio r obtido graficamente confere com o calculado analiticamente pelo programa, R_1 , (teste de precisão gráfica).



NOTAÇÃO DAS VARIÁVEIS UTILIZADAS PELO PROGRAMA

A

$A(k)$ = área secção engaste (mm^2)

AA= (ângulos entre as linhas de centro das pás, rad)

AC= acumulador para U/C_1

AK= acumulador = variável v (mm)

AM= A_{\min} (m)

AN= variável auxiliar = 1

AS= acumulador S

AV= a_1 (m)

AV= acréscimo na variável v (mm)

AX= $\alpha = (B_e + B_s)/2$ (rad)

A1= α_1

A2= α_2

A3= α_3

A4= α_4

A7= auxiliar

AB= auxiliar

B

B= b = espessura do tambor (mm)

B1= B1

B2= B2

B3= B3

B4= B4

C

$$C = C_p \quad (\text{Kp})$$

$$CA = Ca \quad (\text{Kp})$$

$$CD(R) = \text{Capacidade dinâmica rolamento} \quad (\text{Kp})$$

$$CE = \text{Carga dinâmica equivalente} \quad (\text{Kp})$$

$$CP = C_{p1} \quad (\text{Kal/Kg C})$$

$$CS = \text{comparador de subrotina}$$

$$CT = C_{1e} \quad (\text{m/s})$$

$$CV = C_{u2} \quad (\text{m/s})$$

$$CX = C_{uc} \quad (\text{m/s})$$

$$CZ = C_{u1} \quad (\text{m/s})$$

-

$$CO = C1 \quad (\text{m/s})$$

$$C1 = C1 \quad (\text{m/s})$$

$$C2 = C2 \quad (\text{m/s})$$

$$C3 = C'_1 \quad (\text{m/s})$$

$$C4 = C'_2 \quad (\text{m/s})$$

D

$$D(I) = D = \text{diâmetro do reator} \quad (\text{m})$$

$$DC = dc = \text{diâmetro do eixo cubo} \quad (\text{cm})$$

$$DE = de = \text{diâmetro do eixo} \quad (\text{cm})$$

$$DH = \Delta h_o \quad (\text{kcal/kg})$$

$$DI = \Delta h_{pi} \quad (\text{kcal/kg})$$

$$DL = \Delta h_{p2} \quad (\text{kcal/kg})$$

$$DM = \text{diâmetro mancal} \quad (\text{cm})$$

$$DN = \Delta h_b \quad (\text{kcal/kg})$$

$$DP = \Delta h_1 \quad (\text{kcal/kg})$$

DR= diâmetro rolamento (mm)

DT= Δh_e (kcal/kg)

DX=cl m \bar{a} x (mm)

DW (I) = Δh_w (kcal/kg)

DZ= do (mm)

E

EI= Erso N_{ai}

EP= E

ER(IR)= c rolamento

EU= Erro N_u

E1= altura efetiva entrada p \bar{a} L (cm)

E2= " " saída " " "

E3= " " entrada p \bar{a} inversora (cm)

E4= " " saída " " "

E5= " " entrada e saída p \bar{a} 2 (cm) = conetante

E6= espessura disco superior (cm)

E7= " " inferior (cm)

F

FD= função de dentro (mm)

FE= função externa (")

FF= ff (mm) - p \bar{a} simétrica

FG= f'min (m²)

FI= φ

FL= força radial (kp)

FM= F min (m²)

FP= C+CA (kp) pā

FQ= f (Hz)

FR= condição de ressonância

FS= função superior (mn)

FT= função interna (")

FX= Fmāx (m²)

F1= f'māx (m²)

F2= C+Ca (kp) pā 2

F9= Fn (retamento)

G

G= G (kp) - peso do disco

GM= δ (rad)

H

HX= H (mm)

Hy= altura de engaste pā inversora entrada

H_z= altura de engaste pā inversora saída

H1= l₁ altura útil entrada pā 1 (cm)

H2= l₂ altura útil saída " "

H3= l_{i1} altura útil entrada pā inversora (cm)

H4= l_{i2} altura útil saída pā inversora (cm)

H5= l'₁= lⁿ₂= altura útil entrada e saída pā 2 (cm)

H6= altura engaste pā 1, entrada (cm)

H7= altura engaste pā 1, saída (cm)

H8= altura engaste pā 2, entrada (cm)

H9= altura engaste pā 4, saída (cm)

I

I= Indicador de J máximo

ID= " de novo diâmetro

IK= contador de VK

IR= contador para rolamento

IV= contador de v

IX= indicador de tipo de bocal

IY= momento de inércia secção de engaste (mm^4)

J

J= contador para U/C_v

J0= CX=CZ (m/s)

J1= CY= CV(m/s)

J2= E1 (cm)

J3= E2 (cm)

J4= J2-U8 = k1 (cm)

J5= J3 - U9 = k2(cm)

J6= SP(cm)

J7= N 9rpm)

JB= altura engaste (cm)

J9= altura engaste (cm)

K

K= K

K0= k ótimo

KR= variável rolamento

K1= Altura entrada espaçador L (cm)

K2= altura saída " 1 (cm)

L

L= 1 comprimento divergente do bocal (cm)

LB= lb altura bocal (cm)

LC = largura do cubo (cm)
 LI = largura da pā inversora (Cm)
 $LP = B$ largura da pā inversora (mm)
 $LR = LT =$ " do rebaixo (cm)
 $LT =$ " do tambor (cm)
 LX = comprimento do eixo (cm)

M

$MA(k) = A$ distância v (mm^3)
 $MF = M_f$ (kpcm)
 $MI = M_i$ (momento ideal) (kpcm)
 $ML = M_l$ (kg/s)
 $MO = N_{ai}$ máximo
 $MP = M$ (kg/s)
 $MT = M_t$ (kp.cn)
 $M1 =$ altura efetiva média pā 1 (cm)
 $M2 =$ altura efetiva média pā inversora (cm)
 $M3 =$ altura efetiva média pā 2 (cm)

N

$N = n$ (rpm)
 $NG = N_g$
 $NH = N_{uh}$
 $NI = N_{aih}$
 $NM = N_m$
 $NO(I) = N_{oi_a}$
 $NP = N_g$ (km)
 $NU = N_{u_a}$
 $NU = n\phi$ incrementos em v
 $NW = N_w$ (kw)

O

$OO \neq C + Ca$ (kp)

01= Peso das pás de um estágio (kp)

02= momento fletor secção (kp.cm)

03= distância da secção (cm)

04= M_i

05 = σ (kp/cm²)

06= diâmetro (cm)

P

P= carga rolamento (kp)

PA= passo

PB= peso do cubo (kp)

PC= por (vedação) (kp/cm²)

PD= peso do disco (kp)

PE= P_e

PI= passo da pã inversora (mm)

PM= passo das pás móveis (mm)

PP= passo das pás 2 (mm)

PR= por boca 1 (kp/cm²)

PS= P_s

PT= Peso do tambor (kp)

PU= força na direção de U, na pã (kp)

PX= peso pás V (kp)

PY= peso pás inversoras (kp)

PZ= peso pás 2 (kp)

PI= passo 1

P2= passo da pã 2 (mm)

Q

$$QI = \psi \text{ pi}$$

$$Q1 = \psi 1$$

$$Q2 = \psi 2$$

R

$$R = R = \text{raio maior curvatura da p\bar{a}} \text{ (cm)}$$

$$RA = \text{raio m\bar{e}dio aro de cobertura (cm)}$$

$$RC = \text{raio do c\bar{u}bo (cm)}$$

$$RD = \text{raio do disco (cm)}$$

$$RP = \text{raio m\bar{e}dio do tambor (cm)}$$

$$RR = R - r \text{ (mm)}$$

$$RX = R \text{ p\bar{a} sim\bar{e}trica (mm)}$$

$$Ry = r \text{ p\bar{a} sim\bar{e}trica (mm)}$$

$$Rl = r = \text{raio menor curvatura da p\bar{a}} \text{ (mm)}$$

S

$$SA = \text{somat\bar{o}ria \bar{a}rea p\bar{a}} \text{ (mm}^2\text{)}$$

$$SC = \bar{V} \text{ centr\bar{i}fugo (kp/cm}^2\text{)}$$

$$SD = Cpi \text{ Tl} + \Delta h_b \text{ (kal/kg)}$$

$$SF = \bar{V}_f = C \text{ (kp/cm}^2\text{)} - \text{fadiga}$$

$$SG = \bar{V} \text{ (kp/cm}^2\text{)}$$

$$SM = \text{somat\bar{o}ria de MA (mm}^3\text{)}$$

$$SP = S1 \text{ maior dimens\bar{a}o da p\bar{a} 1 (mm)}$$

$$SS = \text{Somat\bar{o}ria \bar{a}rea de engaste p\bar{a}} \text{ (mm}^2\text{)}$$

$$ST = \bar{V} \text{ total (kp/cm}^2\text{)}$$

$$SU = \bar{V} u \text{ (kp/cm}^2\text{)}$$

$$Sl = \theta = T/100 \text{ (k)}$$

S2= valor inicial

S3= $C_p s T_s + A h_6$ (kcal/kg)

S4 = αl (rad)

S5= C_l (m/s)

S6= U (m/s)

S7= $C_{lu} = C_{lu}'$ (m/s)

S9= $B_l = B_l'$ (rad)

T

T= O_l (k)

TA= comprimento setor do arco

TB= T_{ab} (mm)

TC= $\sqrt{\text{seção C}}$ (Kp/cm²)

TD= $\sqrt{\text{seção A}}$ (kp/cm²)

TE= T_e = temperatura de entrada (°C)

TS= $T_{\alpha n}$

TT= θ^2 (°K)

TW= $\sqrt{\text{seção B}}$ (kp/cm²)

T1= temperatura entrada pã 2 (°K)

T2= " saída " " (°K)

T3= " entrada pã inversora (°K)

T4= " saída " " (°K)

T5= " entrada pã 2 (°K)

T6= espessura do bordo de pã (mm)

U

U= U (m/s)

UT= Velocidade média tambor (m/s)

U0= R1 (mm)

U1= auxiliar (mm)

U2= R-R1= RR (m/m)

U3= $R^2 - B^2/4$ (m/m)

U4= $\sin \phi$

U5= T6/ in (AX) + XX + ZZ (mm)

U6= AK (mm)

U7= U1 = U2 (cm)

U8= H1= H3 = H5 (cm)

U9= H2= H4=H5 (cm)

V

V= v variável de pā (mm)

VK= vk variável de engastamento de pā(mm)

V0= volume específico vapor saída do bocal (m^3/kg)

V1= " " " entrada pā 1 (m^3/kg)

V2= " " " saída pā " (")

V3= " " " entrada pā inversora (m^3/kg)

V4= " " " saída " " (")

V5= " " " entrada pā 2 (")

X

X= R.(sen B₁ - sen B₂) (mm)

XP= força axial pā V (kp)

XR= x rolamento

XS= força axial pā 2 (kp)

$$X_T = (X_P + X_S) / 2 \quad (\text{kp})$$

$$X_X = x \text{ p\aa sim\eatrica (mm)}$$

$$X_0 = \psi_1 = \psi_2 = \psi_i$$

$$X_I = B_2 - B_2' \quad (\text{rad})$$

$$X_2 = B_1 + B_2 \quad (\text{rad})$$

$$X_3 = w_2 = W_2' = C_1' \quad (\text{m/s})$$

$$X_4 = \alpha_2 = \alpha_2' \quad (\text{rad})$$

$$X_5 = C_2 = C_2' \quad (\text{m/s})$$

$$X_6 = C_{zu} - C_{zu}' \quad (\text{m/s})$$

$$X_7 = NP \quad (\text{kw})$$

$$X_8 = Nm$$

$$X_9 = Ng$$

W

$$W_X = W_{xx} \quad (\text{mm}^3)$$

$$W_1 = W_1 \quad (\text{m/s})$$

$$W_2 = W_2 \quad (\text{ " })$$

$$W_3 = W_3 \quad (\text{ " })$$

$$W_4 = W_4 \quad (\text{ " })$$

Y

$$Y_R = Y \text{ rolamento}$$

$$Y_Y = y \text{ p\aa sim\eatrica (mm)}$$

$$Y_0 = I$$

$$Y_1 = AC$$

$$Y_2 = PA$$

$$Y_3 = J \text{ \oe t\im o}$$

Y4= T2=T3

YS= V2=V4= V5

Y6= V1 = V3= V5

Y7= W2

Y8= B2

Y9= H2

Z

ZI= nº de pás inversoras

ZP= nº pás tipo x

ZS= nº de pás tipo 2

Z0= Ah p2

Z1= B1

Z2= B2

Z3= LP

Z4= R

Z5= ZP= ZI= ZS

Z6= PP= PI= P2

Z7= LB. 100

Z8= T6

Z9= X

BIBLIOGRAFIA

- STEAM TURBINES (P. Shlyaklin) - Livro Texto
PEACE PUBLISHERS - Moscow
- STEAM AND GAS TURBINES - (Skrotzki and Vopat)
Mc. GRAW - HILL (1950)
- STEAM TURBINE THEORY AND PRATICE
KEARTON - J.L. Sons - London
- TEORY AND DESIGN OF STEAM AND GAS TURBINES
(John F. Lee) - Mc. Graw - Hill (1954)
- "La AEG Al dia" - Publicação da ALLGEMEINE ELEKTRICITATS
GESELLSCHAFT. Berlin (1961)
- ELEMENTOS DE MÁQUINAS
(Gustav Niemann - Edgard Blucher)
- CATÁLOGOS - AEG
- HANDBOOK DA "ASM"
- ASTM E PUBLICAÇÕES
- CATÁLOGOS DA "FAG"


```

1 NUC(15):DIM D(15):DIM HQ(15):DIM MP(15):DIM DW(15)
PUT"POTENCIA GERADOR EM KW=";NP
PUT"RPM=";N
PUT"PRESSAO A JUSANTE DA VALVULA (KP/CM2) =";PE
PUT"TEMPERATURA DE ENTRADA DO VAPOR(CELSIUS) =";TE:INPUT "TEMPERATURA DE SA
I VAPOR=";T1
PUT"PRESSAO DE EXAUSTAO (KP/CM2) =";PS
PUT"SALTO ISENTROPICO (KCAL/KG) =";DH

$$(47.07+(TE+273))/(PE*10000):K=1.329$$

T1+273

$$T2=(47.07+T1)/(PS*10000)$$

PUT"COEFICIENTE DO SOCAL FI = ";FI

$$=91.5+50R(DN)$$

I=CT*FI

$$I=(C1I1)-(C1I2)/8378$$


$$T1/100$$

SUB1000

$$=CS$$


$$=(CP*TI+IS*DH)/100$$


$$T1/100:SS=SD$$

SUB1100

$$=V4$$


$$=V5$$


$$=0.00:PA=0.02$$


$$=AC:V2=PA$$

SUB570

$$=PA:E:AS=(1-I)*PA+AC-FI$$


$$=AS:V2=PI+I:V3=I$$

SUB610

$$=(C1I1)-(C2I2)/8378:DI=((C2I2)-(C3I2))/8378$$


$$=(C3I2)-(C4I2)/8378:DT=(C4I2)/8378$$


$$I=(DH-DI-DT-DI-DL-DT)/DH$$


$$I=(HI-HQI)/100/NH$$

PRINT"O ERRO DE HI E =";EU,"O ERRO MAXIMO ADMISSIVEL E DE 2%"
I=NH-(DN/DI)/DI
I=(HI-HQI)/100/NH
PRINT"O ERRO DE HQ E =";EI,"O ERRO MAXIMO ADMISSIVEL E 2%"
PRINT"DEVIDO A METODOLOGIA ADOPTADA NAO HA ERRO DA USAO EM
PRINT"DADOS DOS TRIANGULOS DE VELOCIDADE DEFINITIVOS FOLHA 1"
PRINT" PRIMEIRA PA"
PRINT"C1=";C1,"C2=";C2,"U1=";U1,"U2=";U2
PRINT"ALFA1=";A1,"ALFA2=";A2,"BETA1=";B1,"BETA2=";B2
PRINT"OSI DA PA 1 =";O1
PRINT"PA INVERSORA"
PRINT"C2=";C2,"C3=";C3,"ALFA2=";A2,"ALFA1=";A3
PRINT"OSI DA PA INVERSORA=";O1
PRINT"SEGUNDA PA"
PRINT"C3=";C3,"C4=";C4,"U3=";U3,"U4=";U4
PRINT"ALFA1=";A3,"ALFA2=";A4,"BETA1=";B3,"BETA2=";B4
PRINT"OSI DA PA 2=";O2
PRINT"O RENDIMENTO HI CALCULADO POR QUEDA DE ENTALPIA=";HI
PRINT"O USAO EM NAO HA ERRO DE "
PRINT"O DIAMETRO D DO ROTOR (M) =";D
PRINT"O RENDIMENTO TECNICO CALCULADO POR PERDA DE ENTALPIA HI E =";HT
PRINT"O ANERO U-CI OTIMA E =";U
OTO 1000

```

```

FOR J=1 TO 11 STEP 1
  =J
  SUB810
  TO 900
  =V1+V2:U=C1+V1
  =20
  =A1:S3=C1:S3=U
  INT "A1=";S4,"C1=";S3,"U=";S3:003UB1100
  =C7:C1=C3:U1=C3:C1=V3
  =X1:W2=V3:R2=X4:C1=X5
  =V3
  =R2-3
  =R2+R3:S3=C2
  SUB1240
  =V3:C3=X3:PRINT "OSI DA FA INVERSON=";C1,"C3=";C3
  =R3:C3=C3:S3=U
  SUB1100
  =S7:B3=S3:W3=S3:C2=X3
  =X1:W4=X3:R4=X4:C4=X3
  =V3
  INT "ALFA1=";A1,"C1=";C1,"W1=";W1,"BETA1=";B1,"BETA2=";B2,"W2=";W2,"C2=";C2
  =A2,"ALFA1 L=";A3,"C1 L=";C3,"W1 L=";W3,"BETA1 L=";B3,"W2 L=";W4,"C2
  =;B4,"C2 L=";C4,"ALFA2 L=";A4,"C U1=";C1,"C U2=";C2
  INT "C U1 L=";C2,"C U2 L=";C4,"RAZAO U/C1=";W1
  INT "V3=";V3
  K(V3)=2+V3*((C1+C2)+(C3+C4))*COT(2):PRINT "U=";NU(V3)
  V3=(60+U)/(3.1416*H)
  =NP
  SUB950
  =X3:NG=X3
  K(V3)=NU(V3)/(1+((D(V3)+4)*N(3)+54+H*H*H*V3.451)/((1016)+COT(2)*H*U2))
  INT "DN=";DN,"ND=";ND(V3),"HN=";H,"HG=";HG
  K(V3)=(8.23089*H)/(DN+ND(V3)+H*HG)
  =4.12*(D(V3)+4)*N(3)/((1016)+U2)
  K(V3)=.23888*NU*H(V3)
  TURN
  =1
  EXT J
  SUB1010
  =V3
  RETURN
  =W7/0.7457>1000 GOTO 900
  =C7/671.13>0.04510.915
  TO 900
  =((W7/0.7457)-1000)/2000>0.015+0.005
  =C7-1000>0.024+0.9
  RETURN
  =0
  FOR J=1 TO 11 STEP 1
  IF H0(J)<H0 GOTO 1000
  H0=H0(J):V3=J
  H=1
  NEXT J
  RETURN
  =34.19-(43.868*(S110.25))+(19.770*(S112.5))-0.03407*(C1
  RETURN
  TT=S2:C3=S2/10000 :T=4
  =((C3-34.19*TT+43.868*(TT+1.25))+(0.03407*(TT+2))-19.770*(C2-3)
  IF ABS(TT-TT)<0.5 GOTO 1100
  TT=(C3+T*TT)/4
  GOTO 1110
  T4=(TT+TT)/2+100
  T5=(47.07+V3)/(P5+10000)
  RETURN
  T7=S3+C3*(C4+.01754533):R2=T5+S1*(S4+.01754533):C3=C3*(C1+.01754533):C4=C4
  THEN 1100 ELSE 1100

```

```

3=133+ATN(XR3)*57.29578:GOTO 1210
3=ATN(XR3)*57.29578
1=58-(X2-X1)*58*59=((55+SIN(X1*.01754533))*12)*((53+COS(X1*.01754533))-58)*12
0SUB1240
OTO 1510
F X2>40 GOTO 1270
G=0.82
OTO 1400
F X2>50 GOTO 1330
G=((X2-40)/10)*0.825+0.82
OTO 1400
F X2>60 GOTO 1330
G=((X2-50)/10)*0.82+0.845
OTO 1400
F X2>70 GOTO 1360
G=((X2-60)/10)*0.815+0.865
OTO 1400
F X2>80 GOTO 1390
G=((X2-70)/10)*0.815+0.88
OTO 1400
F X2>90 GOTO 1420
G=((X2-80)/10)*0.81+0.895
OTO 1400
F X2>100 GOTO 1450
G=((X2-90)/10)*0.81+0.905
OTO 1400
F X2>110 GOTO 1480
G=((X2-100)/10)*0.805+0.915
OTO 1400
G=0.92
G=XG*59
RETURN
Y7=X3+SIN(X1*.01754533)-(X3+COS(X1*.01754533)-53)
Y5=((X3+COS(X1*.01754533)-53)*12)+((X3+SIN(X1*.01754533)*12))*10.5
IF Y7>0 THEN 1550
Y4=133+ATN(Y7)*57.29578:GOTO 1500
Y4=ATN(Y7)*57.29578
Y6=Y5*COS(Y4*.01754533)
RETURN
Y9=((100+MP(I)*Y6)/(3.1416*D(I)+EP+Y7+Y8)
RETURN
DIM DR(33):DIM CD(33):DIM ER(33):DIM WR(33):DIM AC(33):DIM NR(33)
G=(D(I)*12)*0.15134
WF=G*10
WT=(MP*(NM+NG+ND))*97300
W=((MP(I2)+MT(I2))*10.5
WE=((NI-58.96486)*0.33333)*1.2
WC=(3.05*F2)*6.442
IF PC>1 GOTO 1700
WL=0.81020*((9.81+(P5(I2)-1)/(40+P5+U2))*10.5)
GOTO 1710
WL=0.81020*(P5*(4.2304+U2))*10.5
WE=0.340*PE
IF PR<PD GOTO 1770
FN=(MP(I)+2*WL)*(3.8283+(P5-U5)*10.5)+FN=((MP(I)+2*WL)*U2+18000)/C1
FG=FN/23:F1=FN/23:LD=0.8144:IX=1
GOTO 1780
FN=(MP(I)+2*WL)*U2+18000/C1:IN=8:F1=FN/23:LB=0.814
FP=FX*(31+15.0*D(I)+LS*SIN(X1*.01754533))
IF ABS(FP-0.225)>0.225*11 GOTO 1810
FP=0.225:LC=FN*(3.14159*D(I)+EP+SIN(X1*.01754533)+18000)
IF L3>0.91 GOTO 1840
LB=0.911
EP=(31.331+FN)/(3*D(I)+LS*SIN(X1*.01754533)+18000)
H=LB+133+0.1*FN-F3/L3:GM=0.4*LB+0.4*H:RM=0.1*GM:GM=0.175133*2000+GM:AO=FLB

```

```

3=50+(DP+D1)+18/100:S1=T2/100
10SUB 3830
13=V4:U3=V5
16=U3:V7=U2:V8=B2
10SUB3910
12=V9
13=H2+0.2
13=50+(DP+D1)+18/100:S2=T3/100
10SUB3830
14=V4:U4=V5
16=U4:V7=C3:V8=B3
10SUB3910
14=V9
13=50+(DP+D1+DL)+18/100:S2=T4/100
10SUB3830
15=V4:U5=V5
16=U5:V7=U4:V8=B4
10SUB3910
15=V9
PRINT"DIAMETRO DO EIXO,PRE CALCULO (CM) =" ;PE
PRINT"PRESSAO CRITICA DO LABIRINTO(KGF/CM2) =" ;PC
PRINT"PERDA VASO NASSO LABIRINTO 10 CAMARAS(KG.E) =" ;NL
PRINT"DADOS DO BOCAL E ALTURA DAS PAS.FOLHA 2
IF IX1 GOTO 2110
PRINT"O BOCAL E CONVERGENTE-DIVERGENTE.AREA DA ENTRADA
;FG
PRINT"O COMPRIMENTO DA PARTE DIVERGENTE LDIU(CM) =" ;L
PRINT"A AREA DE SAIDA DO BOCAL AS (CM2) =" ;A1
PRINT"FORAM ADITIVOS 20 BOCALIS"
PRINT"EPSOLON =" ;EP,"ALTURA L3 DO BOCAL(CM) =" ;(LB+100),
;L3
SAIDA BOCAL AUC(CM) =" ;(AU+100)
PRINT"ALTURA ENTRADA PA 1 H1 (CM) =" ;H1,"VOLUME ESPECIFICO (CM3/KG) =" ;V1
PRINT"ALTURA SAIDA PA1 H2 (CM) =" ;H2,"VOLUME ESPECIFICO(V3/KG) =" ;V3
PRINT"ALTURA ENTRADA PA INVERSORA H3 (CM) =" ;H3,"VOLUME ESPECIFICO (CM3/KG)
PRINT"ALTURA SAIDA PA INVERSORA H4 (CM) =" ;H4,"VOLUME ESPECIFICO (CM3/KG)
PRINT"ALTURA DE ENTRADA E SAIDA PA 2 H5 (CM) =" ;H5,"VOLUME ESPECIFICO (CM3/KG)
H1=H1+(0.4+2.3*(H2-H1)/2):E2=H2+(0.4+1.3*(H2-H1)/2)
H3=H3+(0.4+1.3*(H4-H3)/2):E4=H4+(0.4+0.4*(H4-H3))
H5=H5+0.4
H1=(E2+E1)/2:H2=(E4+E3)/2
PRINT"ALTURA EFETIVA,E1 PA 1 (CM) =" ;E1
PRINT"ALTURA EFETIVA E2 PA 1 (CM) =" ;E2
PRINT"ALTURA MEDIA EFETIVA H1 PA 1 (CM) =" ;H1
PRINT"ALTURA EFETIVA E3 PA INVERSORA (CM) =" ;E3
PRINT"ALTURA EFETIVA E4 PA INVERSORA (CM) =" ;E4
PRINT"ALTURA MEDIA EFETIVA H2 PA INVERSORA (CM) =" ;H2
PRINT"ALTURA EFETIVA=MEDIA E5 PA 2 (CM) =" ;E5
;LS
10=(U112-U212)/8370:Z1=B1:Z2=B2:Z7=100+AU:U7=H1:U8=H1:U9=H2
10=CX:J1=CY:J2=E1:J3=E2:J7=H
10SUB3930
P=26:H6=J3:H7=J9:LP=Z3:PP=00:ZP=Z5:PY=01:PRINT"T=" ;T,"X=" ;PX
PRINT"DADOS RELATIVOS ASS PAS E ESPACIACOES DO ESTACIO
;L4
10SUB4350
;LS
10=(C212-C312)/8370:Z1=A2:Z2=A3:Z7=(PP-Z3*SINH(A2*.01755333)+10:U7=H2:U8=H3
PRINT"Z0 =" ;Z0,"C2 =" ;C2,"C3 =" ;C3,"Z7 =" ;Z7,"PP =" ;PP,"T =" ;T,"A2 =" ;A2,"A3 =" ;A3
10=C2*SINH(A2*.01755333):J1=-1+C3*SINH(A3*.01755333):J2=E3:J3=E4:J7=0
10SUB3930
I=25:HY=J8:H2=J9:LI=Z3:ZI=Z5:PY=01

```


C-132

1-2000 1000 0 0 0

$$R(23)=244; ED(23)=176033; ER(23)=0.36$$

```

DR(24)=210:CD(24)=200000:ER(24)=0.35
DR(25)=220:CD(25)=220000:ER(25)=0.35:ID=0:DN=DE
DR(26)=230:CD(26)=255000:ER(26)=0.34:DR(27)=240:CD(27)=310000:ER(27)=0.33
KR=1
IF(8.333*DN)<=DR(KR) GOTO 3100
KR=KR+1
GOTO 3070
PRINT"KR=";KR,"DR=";DR(KR):IF(XT<FL)>ER(KR) GOTO 3190
FOR IR=1 TO 5 STEP 1
VR(IR)=1.7
NEXT IR
FOR IR=6 TO 22 STEP 1
VR(IR)=1.8
NEXT IR
VR(1)=1.9:VR(15)=1.9:VR(16)=1.9:VR(23)=1.9:VR(24)=1.9:VR(25)=1.9:VR(26)=2.7
=2:VR=1
GOTO 3270
FOR IR=1 TO 5 STEP 1
VR(IR)=2.5
NEXT IR
FOR IR=6 TO 22 STEP 1
VR(IR)=2.7
NEXT IR
VR(6)=2.6:VR(8)=2.6:VR(10)=2.8:VR(15)=2.8:VR(16)=2.8:VR(23)=2.8:VR(24)=2.9
VR(25)=2.9:VR(26)=3:VR(27)=3:VR=0.67
P=KR*FL+VR(KR)*WT
DE=(4.5+P)/F9
IF DE<=CD(KR) GOTO 3320
DN=1.05*DN
GOTO 3070
IF KR>13 GOTO 3350
IR=KR
GOTO 3390
IF KR>23 GOTO 3380
IR=2*KR-13
GOTO 3390
IR=4*KR-59
DS=22307+IR
IF DE>=(0.105*DR(KR)) GOTO 3420
DE=0.105*DR(KR):ID=1
LR=(33-LC)/2:LX=40
IF LR>6 GOTO 3450
LR=6:LX=23+LC
IS=3.5:OS=(DR(KR)/18):PRINT"OS=";OS
GOSUB 5030
ID=OS
IS=(3.5+LR):OS=DE:PRINT"OS=";OS
GOSUB 5030
IB=OS
IS=LX/2:OS=DC:PRINT"OS=";OS
GOSUB 5030
IC=OS
IF TD<=600 AND TB<=600 AND TC<=600 GOTO 3580
PRINT"td (KP/CM2)=";TD,"TB (KP/CM2)=";TB,"TC (KP/CM2)=";TC
DN=1.05*DN
GOTO 3070
LS
PRINT"DADOS RELATIVOS AOS MANCAIS DE ROLAMENTO E EIXO DA TURBINA.
PRINT"PESO TOTAL G DO CONJUNTO ROTOR (KP)=";(2*FL)
PRINT"ESFORÇO RADIAL NO MANCAL FR (KP)=";FL
PRINT"ESFORÇO AXIAL NO MANCAL FA (KP)=";XT
PRINT"FATOR FL=4.5","FATOR FN=";F9
PRINT"COEFICIENTE E (=FA/FR) DO ROLAMENTO=";ER(KR),"FATOR X=";XR,"FATOR
(KR)

```

```

LPRINT"CARGA DINAMICA EQUIVALENTE P (KP)=";P
LPRINT"O ROLAMENTO SUGERIDO E FABRICADO PELA FAS.SUA ESPECIFICACAO:
  NUMERO=";DS
LPRINT"DIAMETRO ROLAMENTO O (MM)=";DOR(KR);,"CAPACIDADE DE CARGA REQUERIDA
P)=";CE;,"CAPACIDADE DE CARGA DO ROLAMENTO O (KP)=";CO(KR);
LPRINT"DEMAIS ESPECIFICACOES DO ROLAMENTO CONSULTAR TABELA ROLAMENTOS
  A
LPRINT"DIAMETRO DO EIXO DE ASSENTO ROLAMENTO (MM)=";COR(KR)/10;
LPRINT"DIAMETRO DO REBAIXO O (MM)=";DE
LPRINT"DIAMETRO PARA O CUBO DO DISCO DO (MM)=";DC
IF ID=0 GOTO 3740
LPRINT"O VALOR ACIMA DEVE SUBSTITUIR O VALOR DE R INT NA FOLHA 6
  O EIXO FOI REFORCADO"
LPRINT"COMPRIMENTO TOTAL DO EIXO LX (MM)=";LX
LPRINT"COMPRIMENTO ASSENTO DO ROLAMENTO B (MM) ESTA NA TABELA
  DE ROLAMENTOS"
LPRINT"COMPRIMENTO REBAIXO LR (MM)=";LR
LPRINT"COMPRIMENTO ASSENTO TAMBOR LT (MM)=";LT
LPRINT"O EIXO FOI VERIFICADO A FLEXA TORCAO NAS SECCOES A,B,C"
LPRINT"TENSAO SECCAO A (KP/CM2)=";TD;"TENSAO SECCAO B (KP/CM2)=";TB
LPRINT"TENSAO SECCAO C (KP/CM2)=";TC
LPRINT"FINAL DO PROGRAMA"
END
TT=52;CS=52/10000;T=0
T=((((53-34.19*TT+43.868*(TT/1.25)))+(0.88407*(TT/2)))/19.778)/(2/3)
IF ABS(TT-T)<CS GOTO 3830
TT=T
GOTO 3840
T4=((T+TT)/2)*100
T5=(47.07*T4)/(P5*10000)
RETURN
T9=(100*MP(I)*V6)/(3.1416*D(I)*EP*V7+SIN(.01754533*V6))
RETURN
Z3=3+SQR(Z0+6);PRINT"Z3=";Z3
IF Z3>15 GOTO 3970
Z3=15;PRINT"Z3=";Z3
Z5=INT(5026.55*D(I)/Z3);PRINT"Z5=";Z5
Z6=3141.6*D(I)/Z5;PRINT"Z6=";Z6
IF Z6<(Z0+Z7) GOTO 4020
Z6=3141.6*D(I)/(INT(5026.55*D(I)/(4.5*Z7)));PRINT"Z6=";Z6
Z5=INT(5026.55*D(I)/(4.5*Z7));PRINT"Z5=";Z5
Z8=0.635;PRINT"Z8=";Z8;Z4=Z3/(COS(Z1*.01754533)+COS(Z2*.01754533));PRINT"Z4="
Z9=Z4*(SIN(Z1*.01754533)-SIN(Z2*.01754533));PRINT"Z9=";Z9
U1=(Z3/SIN(Z2*.01754533)+TAN(Z1*.01754533)*Z4*(SIN(Z1+.01754533)/SIN(Z2+.0
33)-1))/(1+TAN(Z1*.01754533)/TAN(Z2*.01754533));PRINT"U1=";U1
U0=(U1-(Z6-Z8/SIN(Z2*.01754533))*COS(Z2*.01754533))*TAN((Z1+Z2)*.01754533)
IT"U0=";U0
U2=Z4-U0;PRINT"U2=";U2
AX=(Z1+Z2)/2;PRINT"AX=";AX
AX=Z3/(TAN(AX*.01754533)*2);PRINT"AX=";AX
X=Z3/(2*COS(AX*.01754533));PRINT"RX=";RX
U3=SQR(RX/2-(Z3/2)/2);PRINT"U3=";U3
Y=CHX-(Z6-U3-Z8/SIN(AX*.01754533))*SIN(AX*.01754533);PRINT"RY=";RY
X=RY*SIN(AX*.01754533);PRINT"YX=";YX
Y=RY-X;PRINT"YY=";YY;U4=RY*COS(AX*.01754533)-RX;PRINT"U4=";U4
S=U4/SQR(1-U4/2)
T=RY*COS(AX*.01754533)/TS-U3;Z2=Z6-Z8/SIN(AX*.01754533)-U3;U1=(R)-U3
U=INT((Z2+XX+YY+Z3/SIN(AX*.01754533))/0.5);PRINT"NU=";NU
IF NU>20 GOTO 4190
U=20;PRINT"NU=";NU
U=(Z2+XX+YY+Z8/SIN(AX*.01754533))/NU;PRINT"AU=";AU
=AU/2;SR=0;PRINT"U=";U
OR U=1 TO NU STEP 1
IF U>Z8/SIN(AX*.01754533) GOTO 4250
E=Z3/2;F0=SQR(RX/2-(U+U3)/2)
OTO 4320

```



```

IF U>II GOTO 4280
FE=Z3/2-TAN(AX*.01754533)*(U-(Z8/SIN(AX*.01754533))):FD=SQR(RX[2-(U+U3)[2])
GOTO 4320
IF U>(ZZ+YY+Z8/SIN(AX*.01754533)) GOTO 4310
FE=Z3/2-TAN(AX*.01754533)*(U-(Z8/SIN(AX*.01754533))):FD=0
GOTO 4320
FE=SQR(RV[2-(U-(Z8/SIN(AX*.01754533)+ZZ))[2]):FD=0
SA=SA+2*(FE-FD)*AU
J=U+AU
PRINT"SA=";SA,"FE=";FE,"FD=";FD,"IU=";IU
NEXT IU
J6=AU:U5=Z8/SIN(AX*.01754533)+YY+ZZ:O1=(Z5+SA+U7)/12738.853
M=0:SS=0:NK=INT((U5+YY-FF)/U5):AK=(U5+YY-FF)/NK:UK=AK/2:PRINT"AK=";AK
FOR K=1 TO NK STEP 1
KK=0:MAK=0
NEXT K
FOR K=1 TO NK STEP 1
F UK>(II-FF) GOTO 4450
S=RX+U4:FT=SQR(RX[2-(U3+FF+UK)[2])
GOTO 4490
IF UK>(U5-FF) GOTO 4480
S=RX+U4:FT=0
GOTO 4490
S=SQR(RV[2-(UK-(ZZ+Z8/SIN(AX*.01754533)-FF))[2]):FT=0
KK=Z+(FS-FT)*AK:SS=SS+AKO:NAKK=AKO*UK:SM=SM+NAKK
PRINT"A=";AK,"SS=";SS,"NA=";NAKK,"SS=";SS,"FS=";FS,"FT=";FT,"K=";K
K=UK+AK
NEXT K
Z=SM/SS:UK=AK/2:IY=0
FOR K=1 TO NK STEP 1
Y=IY+AKO*(DZ-UK)[2]:UK=UK+AK
PRINT"IY=";IY,"KL=";K
NEXT K
F (UK+AK/2-DZ)>DZ GOTO 4610
X=DZ
GOTO 4620
X=(DZ-UK-AK/2)
X=IY/DX
Q=(28687.8*SQR(IY/SA))/(U7[2])
R=(J7+Z5)/(FQ+60)
F FR=4 GOTO 4690
F FR=8 GOTO 4690
S=1.05+Z3
GOTO 3940
=SA*U7*(D(I)/2)*(J7[2]/11395730
A=((Z3+4)/10)*0.2:RA=50*D(I)+(U8+U9)/2+0.1
A=26/(2800*D(I))
A=RA*RA
A=(FA*TA*RA+(J7)[2]/11395730
J=100*((C+CA)/SS):00=(C+CA)+Z3
J=MP(I)*(J8+J1)/(EP+Z5*9.81)
F=5*FUMU7/UX
F SG<=1000 AND SF<=3.8 GOTO 4800
S=1.05+Z3
GOTO 3940
J=J2-U8:J5=J3-U9
J=(Z6/(500*D(I)))*(500*D(I)-10*(J2/2+J4))
J=TB-U2:J8=0.2+J2:J9=0.23*J2
J24:K=Z9:R1=U8:RR=U2:K1=J4:K2=J5:SP=J6
RETURN
PRINT"LARGURA B DAS PAS (MM)=";Z3
PRINT"RAIO R1 DE CURVATURA MENOR (MM)=";R1,"RAIO DE CURVATURA MAIOR R (MM)
"BE=";Z1,"BS=";Z2
PRINT"NUMERO DE PAS=";Z5,"PASSO DAS PAS P (MM)=";Z6
PRINT"DEFASAGEM X ENTRE OS BORDOS DA PA (MM)=";X

```



```

.PRINT"ESPACO EI ENTRE A PARTE CONCAVA E CONVEXA DE 2 PAS CONSECUTIVAS (MM)
.PRINT"AREA DA SECCAO DA PA (MM2)=";DA,"AREA SC DA SECCAO DE ENGASTE (MM2)
.PRINT"DISTANCIA DO EIXO XX AO EIXO PRINCIPAL DE INERCIA (MM)=";DE
.PRINT"MOMENTO INX DE INERCIA (MM4)=";IV
.PRINT"MODULO WXX DE RESISTENCIA A FLEXAO (MM3)=";WBS(MM)
IF J7=0 GOTO 4990
.PRINT"A PA ESTA VERIFICADA QUANTO A RESSONANCIA.FR<=4 OU FR>=8";FR
.PRINT"FORCA CENTRIFUGA DEVIDO A PA (KP)=";C
.PRINT"FORCA CENTRIFUGA DEVIDO SEGMENTO ARD COBERTURA (KP)=";CA
.PRINT"A PA ESTA VERIFICADA A ESFORÇOS DE TRACAO SIGMA MAXIMO=1800 KP/CM2.
;" ;SG
.PRINT"FORCA AGENTE NA PA DEVIDO A MUDANCA DE DIRECAO DO VAPORE (KP)=";PU
.PRINT"PA VERIFICADA A FLEXAO SIGMA DE FLEXAO MAXIMO=3.0 MP/MM2. SIGMA FLEX
SF
.PRINT"ALTURA K1 ESPACADOR NA ENTRADA (MM)=";(K1*10),"ALTURA K2 ESPACADOR NA
IDA (MM)=";(K2*10)
RETURN
J2=FL*03:04=SQRT(02[2+NT[2]:05=(5.693*04)/(06[3]:PRINT"FL=";FL
RETURN

```

Formulário de Entrada dos Dados

Certifique-se que todos os dados desta folha foram preenchidos nas unidades assinaladas antes de dirigir-se ao computador.

- Potência NP que se quer gerar eletricamente (KW) NP= 3000 KW
- Rotação N assíncrona do gerador turbina (rpm) N = 3600 rpm
- Pressão PE a juzante da válvula (= 95% da pressão disponível, em atmosfera, absoluta) PE= 23.75 atm
- Temperatura TE de entrada do vapor (°C, vide diagrama de Mollier) TE= 400 °C
- Pressão PS de exaustão (em atmosferas, absoluta, sempre maior que 1) PS= 5 atm
- Salto isoentrópico DH (em Kcal/kg. Cuidado para não atingir a condição de vapor saturado. Vide diagrama de Mollier) DH= 93.8 Kcal/kg
- Temperatura TI de exaustão do vapor (em °C. Consultar diagramas de Mollier) TI= 197 °C
- Coeficiente η de rendimento do bocal (adimensional. Consultar gráfico anexo) η = 0.95

O DE HU E = .233879 O ERRO MAXIMO ADMISSIVEL E DE 2%
 O DE NOI E = .233872 O ERRO MAXIMO ADMISSIVEL E 2%
 A METODOLOGIA ADOPTADA NAO HA ERRO DA VAGAO EM MASSA
 DOS TRIANGULOS DE VELOCIDADE DEFINITIVOS FOLHA 1
 IIA PA
 41.872 C2= 385.329 W1= 661.874 W2= 557.389
 = 20 ALFA2= 34.4945 BETA1= 25.9275 BETA2= 22.9275
 PA 1 = .642137
 INVERSORA
 35.329 C1L= 336.771 ALFA2= 34.4945 ALFA1L= 31.4945
 PA INVERSORA= .873983
 PA PA
 336.771 C2L= 189.45 W1L= 198.969 W2L= 183.851
 = 31.4945 ALFA2L= 123.286 BETA1L= 62.67%
 BETA2L= 59.6744
 PA 2= .92
 DIMENTO NOI CALCULADO POR QUEDA DE ENTALPIA= .632834
 O EM MASSA NP (KG/S) = 12.8763
 METRO O DO ROTOR (CM) = 1.03617
 DIMENTO TERMICO CALCULADO POR PERDA DE ENTALPIA HU E = .642431
 O U/C1 OTIMA E = .232
 PRO DO EIXO,PRE CALCULO (CM) = 13.6281
 O CRITICA DO LABIRINTO(KGF/CM2) = .659733
 VASAO MASSA LABIRINTO 48 CAMARAS(KG/S)= .0165222
 DO BOCAL E ALTURA DAS PAS.FOLHA 2
 IL E CONVERGENTE-DIVERGENTE.AREA DA GARGANTA AG(CM2) = 2.38%
 PRIMMENTO DA PARTE DIVERGENTE LDIU(CM)= 28597.7
 DE SAIDA DO BOCAL AS (CM2) = 3.50139
 ADMITIDOS 26 BOCALIS
 H= .225 ALTURA LB DO BOCAL(CM)= 2.7814 LARGURA SAIDA BOCAL AU(CM)= 125
 ENTRADA PA 1 H1 (CM)= 2.9814 VOLUME ESPECIFICO
 (KG)= .456888
 SAIDA PA1 H2 (CM)= 3.89344 VOLUME ESPECIFICO
 (KG)= .483213
 ENTRADA PA INVERSORA H3 (CM)= 4.89344 VOLUME ESPECIFICO
 (KG)= .483213
 SAIDA PA INVERSORA H4 (CM)= 4.87794 VOLUME ESPECIFICO
 (KG)= .49039
 DE ENTRADA E SAIDA PA 2 H5 (CM)= 5.45361 VOLUME ESPECIFICO
 (KG)= .491638
 EFETIVA EF1 PA 1 (CM)= 4.43025
 EFETIVA EF2 PA 1 (CM)= 4.88627
 MEDIA EFETIVA M1 PA 1 (CM)= 4.65326
 EFETIVA EF3 PA INVERSORA (CM)= 5.08333
 EFETIVA EF4 PA INVERSORA (CM)= 5.59173
 MEDIA EFETIVA M2 PA INVERSORA (CM)= 5.29755
 EFETIVA=MEDIA EF5 PA 2 (CM)= 5.85331

O DE HU E = .23879 O ERRO MAXIMO ADMISSIVEL E DE 2%
 O DE NOI E = .235872 O ERRO MAXIMO ADMISSIVEL E 2%
 A METODOLOGIA ADOPTADA NAO HA ERRO DA USAR EM MASSA
 DOS TRIANGULOS DE VELOCIDADE DEFINITIVOS FOLHA 1
 PARA PA
 H1= 1.872 C2= 385.329 W1= 661.874 W2= 557.389
 = 28 ALFA2= 34.4945 BETA1= 25.9275 BETA2= 22.9275
 PA 1 = .842137
 INVERSORA
 C1L= 336.771 ALFA2= 34.4945 ALFA1L= 31.4945
 PA INVERSORA= .873983
 PA PA
 C2L= 189.45 W1L= 198.989 W2L= 183.051
 = 31.4945 ALFA2L= 123.298 BETA1L= 62.6744
 BETA2L= 59.6744
 PA 2= .92
 AUMENTO NOI CALCULADO POR QUEDA DE ENTALPIA= .632834
 NO EM MASSA MP (KG/S) = 12.8783
 METRO D DO ROTOR (M)= 1.83617
 AUMENTO TERMICO CALCULADO POR PERDA DE ENTALPIA HU E = .642431
 NO U/C1 OTIMA E = .232
 TRO DO EIXO PRE CALCULO (CM) = 13.6281
 NO CRITICA DO LABIRINTO (KG/CM2) = .659733
 VASAO MASSA LABIRINTO 48 CAMARAS (KG/S)= .0165222
 DO BOCAL E ALTURA DAS PAS FOLHA 2
 IL E CONVERGENTE-DIVERGENTE. AREA DA GARGANTA
 AG(CM2) = 2.3832
 AUMENTO DA PARTE DIVERGENTE LDIU(CM)= 28597.7
 DE SAIDA DO BOCAL AS (CM2) = 3.58139
 ADMITIDOS 20 BOCALIS
 IN= .225 ALTURA LB DO BOCAL (CM)= 2.7314 LARGURA SAIDA BOCAL AU(CM)= 1.78
 ENTRADA PA 1 H1 (CM)= 2.9814 VOLUME ESPECIFICO
 3/KG)= .456688
 SAIDA PA1 H2 (CM)= 3.89344 VOLUME ESPECIFICO
 G)= .483213
 ENTRADA PA INVERSORA H3 (CM)= 4.89344 VOLUME ESPECIFICO
 KG)= .483213
 SAIDA PA INVERSORA H4 (CM)= 4.87794 VOLUME ESPECIFICO
 KG)= .49839
 DE ENTRADA E SAIDA PA 2 H5 (CM)= 5.45361 VOLUME ESPECIFICO
 KG)= .491638
 EFETIVA EF1 PA 1 (CM)= 4.43825
 EFETIVA EF2 PA 1 (CM)= 4.88627
 MEDIA EFETIVA M1 PA 1 (CM)= 4.65826
 EFETIVA EF3 PA INVERSORA (CM)= 5.08536
 EFETIVA EF4 PA INVERSORA (CM)= 5.59173
 MEDIA EFETIVA M2 PA INVERSORA (CM)= 5.29755
 EFETIVA-MEDIA EF5 PA 2 (CM)= 5.35361
 RELATIVOS A3S PAS E ESPACADORES DO ESTAGIO 1 FOLHA 3
 A B DAS PAS (MM)= 15
 DE CURVATURA MENOR (MM)= 4.95624 RAO DE CURVATURA
 R R (MM)= 8.26579
 .1847 BS= 23.1847
 DE PAS= 356 PASSO DAS PAS P (MM)= 9.39854
 GEN X ENTRE OS BORDOS DA PA (MM)= .394861
 E1 ENTRE A PARTE CONCAVA E CONVEXA DE 2 PAS CONSECUTIVAS (MM)= 3.30955
 A SECCAO DA PA (MM2)= 85.6444 AREA SS DA SECCAO
 NGASTE (MM2)= 71.1821
 DIA DO EIXO XX AO EIXO PRINCIPAL DE INERCIA (MM)= 4.89826
 O IXX DE INERCIA (MM4)= 398.633
 WXX DE RESISTENCIA A FLEXAO (MM3)= 76.3813
 STA VERIFICADA QUANTO A RESSONANCIA. FR<=4 OU FR>=8 2.98277

CENTRIFUGA DEVIDO A PA (KP)= 152.482
CENTRIFUGA DEVIDO SEGMENTO ARO COBERTURA (KP)= 5.82336
STA VERIFICADA A ESFORÇOS DE TRACAO SIGMA MAXIMO=1833 KP/CM2. SIGMA= 222.6

AGENTE NA PA DEVIDO A MUDANCA DE DIRECAO DO VAPOR (KP)= 7.62662
IFICADA A FLEXAO SIGMA DE FLEXAO MAXIMO=3.8 KP/MM2. SIGMA FLEXAO=-1.46925

K1 ESPACADOR NA ENTRADA (MM)= 11.7283 ALTURA K2 ESPAC
SAIDA (MM)= 8.36364
RELATIVOS AS PAS E ESPACADORES DO ESTAGIO DIRECIONNADOR.

4
A B DAS PAS (MM)= 15
1 DE CURVATURA MENOR (MM)= 4.36623 RAO DE CURVATUR
R R (MM)= 9.87728
.5769 BS= 32.5769

DE PAS= 356 PASSO DAS PAS P (MM)= 9.39654
SEM X ENTRE OS BORDOS DA PA (MM)= .394361
E1 ENTRE A PARTE CONCAVA E CONVEXA DE 2 PAS CONSECUTIVAS (MM)= 4.71185
A SECCAO DA PA (MM2)= 65.2881 AREA SS DA SECC

NGASTE (MM2)= 56.7176
CIA DO EIXO XX AO EIXO PRINCIPAL DE INERCIA (MM)= 4.34331
O IXX DE INERCIA (MM4)= 293.977

WXX DE RESISTENCIA A FLEXAO (MM3)= 59.2441
AGENTE NA PA DEVIDO A MUDANCA DE DIRECAO DO VAPOR (KP)= .28776
IFICADA A FLEXAO SIGMA DE FLEXAO MAXIMO=3.8 KP/MM2. SIGMA FLEXAO=-.068739

K1 ESPACADOR NA ENTRADA (MM)= 6.88977 ALTURA K2 ESPAC
SAIDA (MM)= 5.77832
RELATIVOS AS PAS E ESPACADORES ESTAGIO 2. FOLHA 5

A B DAS PAS (MM)= 15
1 DE CURVATURA MENOR (MM)= 9.988 RAO DE CURVATUR
R R (MM)= 18.3989
.8779 BS= 64.8779

DE PAS= 356 PASSO DAS PAS P (MM)= 9.39654
SEM X ENTRE OS BORDOS DA PA (MM)= .394361
E1 ENTRE A PARTE CONCAVA E CONVEXA DE 2 PAS CONSECUTIVAS (MM)= 8.48287
A SECCAO DA PA (MM2)= 24.8876 AREA SS DA SECC

NGASTE (MM2)= 23.4828
CIA DO EIXO XX AO EIXO PRINCIPAL DE INERCIA (MM)= 1.71615
O IXX DE INERCIA (MM4)= 15.9639

WXX DE RESISTENCIA A FLEXAO (MM3)= 8.48859
STA VERIFICADA QUANTO A RESSONANCIA.FR<4 OU FR>=8 12.2579

CENTRIFUGA DEVIDO A PA (KP)= 53.4213
CENTRIFUGA DEVIDO SEGMENTO ARO COBERTURA (KP)= 6.11159
STA VERIFICADA A ESFORÇOS DE TRACAO SIGMA MAXIMO=1888 KP/CM2. SIGMA= 253.3

AGENTE NA PA DEVIDO A MUDANCA DE DIRECAO DO VAPOR (KP)= 1.84816
IFICADA A FLEXAO SIGMA DE FLEXAO MAXIMO=3.8 KP/MM2. SIGMA FLEXAO=-2.26333

K1 ESPACADOR NA ENTRADA (MM)= 4 ALTURA K2 ESPAC
SAIDA (MM)= 4

RELATIVOS AO TAMBOR. FOLHA 6
JRA B DO TAMBOR (CM)= 2.14555
EDIO RT DO TAMBOR (CM)= 58.2864
P DO TAMBOR (CM)= 51.2792
A LT DO TAMBOR (CM)= 4.6

ENTRE AS PAS NOVEIS E INVERSORA E 0.5 MM
TOTAL SIGMA T AGENTE NO TAMBOR (KP/CM2)= 4144.81
MAXIMA ADMISSIVEL 11688 KP/CM2

JRA ED1 DO DISCO (CM)= 1.196 ESPESSURA ED2 O
(CM)= 2.346

O DO DISCO (CM)= 49.1336 RAO EXTERNO CUBO RC(CM)= 13.1014
INTERNO CUBO R INT (CM)= 5.24836

A DO CUBO LC (CM)= 5.865
RELATIVOS AOS MANCAIS DE ROLAMENTO E EIXO DA TURBINA. FOLHA 7
OTAL G DO CONJUNTO ROTOR (KP)= 156.71

O RADIAL NO MANCAL FR (KP)= 76.3551

AXIAL NO MANCAL FA (KP)= 110.054
L=4.5 FATOR FN= .245455
ENTE E (=FA/FR) DO ROLAMENTO= .37 FATOR N= 1
FATOR Y= 1.0
DINAMICA EQUIVALENTE P (KP)= 276.452
MENTO SUGERIDO E FABRICADO PELA FAG.SUA ESPECIFICACAO: SERIE HL NUMERO
O ROLAMENTO D (MM)= 90 CAPACIDADE DE C
QUERIDA CR (KP)= 5868.28
CAPACIDADE DE CARGA DO ROLAMENTO C (KP)= 40500
ESPECIFICACOES DO ROLAMENTO CONSULTAR TABELA ROLAMENTOS ANEXA
O DO EIXO DE ASSENTO ROLAMENTO (CM)= 9
O DO REBAIXO D (CM)= 10.4811
O PARA O CUBO DO DISCO DO (CM)= 13.1814
MENTO TOTAL DO EIXO LX (CM)= 40
MENTO ASSENTO DO ROLAMENTO B (MM) ESTA NA TABELA ANEXA DE ROL
MENTO REBAIXO LR (CM)= 13.5675
MENTO ASSENTO TAMBOR LT (CM)= 4.6
FOI VERIFICADO A FLEMO TORCAO NAS SECCOES A,B,C
SECCAO A (KP/CM2)= 274.231 TENSAO SECCAO B (KP/CM2)= 173.71
SECCAO C (KP/CM2)= 88.9661
O PROGRAMA