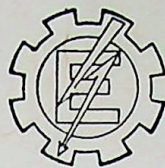


TESE

59



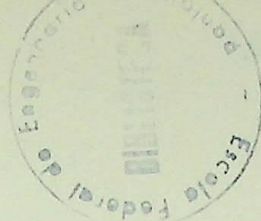
ESCOLA FEDERAL DE ENGENHARIA DE ITAJUBÁ

DEPARTAMENTO DE MECÂNICA

INFLUÊNCIA DO COMPRIMENTO DA CORDA DO PERFIL DAS PÁS DOS  
ROTORES DE VENTILADORES AXIAIS NO SEU CAMPO DE FUNCIONAMENTO

DJALMA BRIGHENTI

ITAJUBÁ — MINAS  
1974



ESCOLA FEDERAL DE ENGENHARIA DE ITAJUBÁ

DEPARTAMENTO DE MECÂNICA

"Influência do comprimento da corda do perfil das pás dos rotores de ventiladores axiais no seu campo de funcionamento".

Tese apresentada à Comissão Examinadora como requisito parcial do Concurso de Livre Docência na área de Máquinas de Fluxo.

Djalma Brighenti

Prof. Adjunto do DME - EFEI

Outubro - 1974

Class. 621.634.001.64(043,2)

Cuti. B 855 i

Tambo 59

Esta tese foi julgada adequada para a obtenção do Título de

LIVRE DOCENTE

Apresentada perante a banca examinadora composta dos pro  
fessores:

- Richard Bran
- José Roberto Bonilha
- Zulcy de Souza
- Pedro Mendes dos Santos
- Luiz Antonio da Silva Pereira

Class.	_____
Cutt.	B 855
Tombo	59

LIVRE BOCCENTE

Apresentada perante a banca examinadora composta dos seguintes membros:

nomes:

- Richard Bran
- José Roberto Bonilha
- Luiz de Souza
- Fábio Mendes dos Santos
- Luiz Antônio de Silva Pereira

A minha esposa e  
meus filhos.

Meus agradecimentos à EFEI e ao CNPq, responsáveis pelo suporte financeiro, e ainda aos professores, monitores e funcionários, que, de uma forma ou de outra, contribuíram para a realização deste trabalho.

De modo especial, deixo aqui expresso o meu sincero reconhecimento ao Prof. Zulcy de Souza, que prestou a esse trabalho inestimável colaboração.

## SUMÁRIO

Oferecimentos .....	iii
Agradecimentos .....	iv
Sumário texto .....	v
Sumário figuras e tabelas .....	vii
Índices adotados .....	ix
Símbolos .....	x
Resumo .....	xiii
1- Introdução .....	1
2- O Banco de Ensaio .....	2
3- Análise Teórica .....	5
4- O Projeto e Fabricação dos Ventiladores .....	12
4.1- A Sequência .....	12
4.2- O Projeto .....	16
4.3- A Fabricação .....	19
5- As Técnicas dos Ensaiois .....	19
5.1- Ensaiois com $\beta_e = \text{const.}$ e $n = \text{variável}$ .....	22
5.2- Ensaiois com $\beta_e = \text{variável}$ e $n = \text{constante}$ .....	22
6- Os Campos de Funcionamento .....	23
6.1- $L_i = L_e$ - Campo dimensional de funcionamento ..	23
6.2- $L_i < L_e$ - Campo dimensional de funcionamento ..	23
6.3- $L_i > L_e$ - Campo dimensional de funcionamento ..	23
6.4- Superposição dos campos dimensionais de funcio namento .....	23

6.5-	$L_i = L_e$ - Campo dimensional de funcionamento ..	24
6.6-	$L_i = L_e$ - Campo adimensional de funcionamento .	24
6.7-	$L_i < L_e$ - Campo dimensional de funcionamento ..	24
6.8-	$L_i < L_e$ - Campo adimensional de funcionamento .	24
6.9-	$L_i > L_e$ - Campo dimensional de funcionamento ..	24
6.10-	$L_i > L_e$ - Campo adimensional de funcionamento .	24
6.11-	$L_i = L_e$ - Superposição dos campos dimensionais de funcionamento .....	24
6.12-	$L_i < L_e$ - Superposição dos campos dimensionais de funcionamento .....	25
6.13-	$L_i > L_e$ - Superposição dos campos dimensionais de funcionamento .....	25
6.14-	Superposição dos campos adimensionais dos venti- ladores axiais .....	25
6.15-	Gráficos auxiliares .....	25
7-	Conclusões .....	25
	Recomendações para novos projetos .....	30

## SUMÁRIO

### FIGURAS E TABELAS

Fig.5	- Conjunto de pás dos rotores .....	32
Fig.6	- Aleta diretora .....	33
Fig.7	- Corte longitudinal geral do ventilador axial .	34
Fig.8	- Suporte para os calibres dos perfis das pás ..	35
Fig.9	- Calibres para ajuste dos perfis das pás dos ventiladores .....	36
Fig.10	- Campo dimensional para $L_i = L_e$ $\beta_e = 15,6^\circ$ , n variável .....	37
Fig.11	- Campo dimensional para $L_i < L_e$ $\beta_e = 15,4^\circ$ , n variável .....	38
Fig.12	- Campo dimensional para $L_i > L_e$ $\beta_e = 15,8^\circ$ , n variável .....	39
Fig.13	- Superposição dos campos dimensionais dos ventiladores, $\beta_e$ de projeto e n variável .....	40
Fig.14	- Campo dimensional para $L_i = L_e$ $\beta_e$ variável, n = 3270 rpm .....	41
Fig.15	- Campo adimensional para $L_i = L_e$ $\beta_e$ variável, n = 3270 rpm .....	42
Fig.16	- Campo dimensional para $L_i < L_e$ $\beta_e$ variável, n = 3270 rpm .....	43
Fig.17	- Campo adimensional para $L_i < L_e$ $\beta_e$ variável, n = 3270 rpm .....	44
Fig.18	- Campo dimensional para $L_i > L_e$ $\beta_e$ variável, n = 3270 rpm .....	45

Fig.19	- Campo adimensional para $L_i > L_e$ $\beta_e$ variável, $n = 3270$ rpm .....	46
Fig.20	- Superposição dos campos dimensionais para $L_i = L_e$ com $\beta_e = 15,6^\circ$ , $n$ variável - $\beta_e$ va riável, $n = 3270$ rpm .....	47
Fig.21	- Superposição dos campos dimensionais para $L_i < L_e$ com $\beta_e = 15,4^\circ$ , $n$ variável - $\beta_e$ va riável, $n = 3270$ rpm .....	48
Fig.22	- Superposição dos campos dimensionais para $L_i > L_e$ com $\beta_e = 15,8^\circ$ , $n$ variável - $\beta_e$ va riável, $n = 3270$ rpm .....	49
Fig.23	- Superposição dos campos adimensionais dos ventiladores para $\beta_e$ variável e $n = 3270$ rpm.	50
Tab.1	- Modelo usado para o traçado dos campos dos ventiladores com $\beta_e$ de projeto e $n$ variável...	51
Tab.2	- Modelo usado para o traçado dos campos dos ventiladores com $\beta_e$ variável e $n = 3270$ rpm.	52

## ÍNDICES ADOTADOS

- o - indicam condições de projeto.
- 1,2,3... - indicam determinados locais nos aparelhos e máquinas, detalhes do texto.
- a - significa arrasto ou atrito de fluido.
- b - significa barométrico.
- E - caracteriza resultado do ensaio.
- e - caracteriza as grandezas relativas a locais externos.
- ef - efetivo.
- h - significa hidráulico.
- i - caracteriza as grandezas relativas a locais internos.
- m - caracteriza as grandezas que:
  - coincidem com a direção meridiana ou meridional no rotor.
  - significam trabalho ou rendimento mecânico.
  - se referem a locais médios.
- máx - significa máximo.
- mín - significa mínimo.
- P - caracterizam pontos de projeto.
- q - se relaciona a vazão ou a massa em escoamento.
- s - significa sustentação ou caracteriza uma coordenada natural.
- t - significa total.
- u - caracteriza as grandezas que coincidem com a direção da velocidade tangencial do rotor.
- $\infty$  - significa número infinito de pás.

## SÍMBOLOS

- a,b,c... - indicam detalhes do texto
- b - altura, largura, comprimento ou coeficiente.
- $C_a$  - coeficiente de arrasto.
- $C_s$  - coeficiente de sustentação.
- c - velocidade absoluta:
- $c_m$  componente na direção meridional ou meridiana.
  - $c_r$  componente na direção radial.
  - $c_t$  componente na direção tangencial.
  - $c_u$  componente na direção tangencial do rotor.
  - $c_\infty$  componente na direção do escoamento não perturbado.
- D - diâmetro:
- $D_e$  externo.
  - $D_i$  interno.
  - $D_m$  médio.
- e - coeficiente de engrossamento ou afinamento.
- F - força:
- $F_a$  de arrasto.
  - $F_s$  de sustentação, ou na direção s.
  - $F_u$  componente na direção tangencial do rotor.
- $f_e$  - fator de estrangulamento.
- g - aceleração da gravidade.
- GÖ - perfil Göttingen.
- h - altura.
- K - constantes ou fator de proporcionalidade.

- L - comprimento da corda do perfil da pá.
- M - momento.
- m - massa ou massa em escoamento.
- n - rotação do rotor do ventilador.
- $n_g$  - velocidade específica, sistema internacional.
- P - potência:
- $P_h$  hidráulica.
- $P_{\text{eixo}}$  no eixo.
- p - pressão.
- $p_b$  - pressão barométrica.
- r - raio, raio de curvatura.
- S - seção.
- T - temperatura termodinâmica.
- t - passo, temperatura Celsius.
- u - velocidade tangencial do rotor, velocidade tangencial ou energia interna específica.
- $\dot{V}$  - volume, volume em escoamento.
- v - volume específico.
- Y - trabalho específico:
- $Y_i$  interno.
- $Y_{\text{pá}}$  disponível.
- $Y_{\text{pá}\infty}$  teórico com número infinito de pás.
- Y - coordenada, cota.
- w - velocidade relativa:
- $w_m$  componente na direção meridional ou meridiana.
- $w_u$  componente na direção tangencial do rotor.
- $w_\infty$  componente na direção do escoamento não perturbado.

- z - número de pás.
- $\alpha$  - ângulo que forma a velocidade u com a velocidade c.
- $\beta$  - ângulo que forma a velocidade u com a velocidade w.
- $\gamma$  - peso específico.
- $\delta$  - ângulo de ataque.
- $\epsilon$  - rugosidade absoluta, coeficiente de escorregamento.
- $\eta$  - rendimento.
- $\rho$  - massa específica.
- $\phi$  - umidade relativa.
- $\phi, \varphi$  - coeficiente de volume.
- $\psi$  - coeficiente de pressão.
- $\omega$  - velocidade angular.
- $\Delta$  - diferença finita.
- $\partial$  - ângulo de ataque.

## RESUMO

O trabalho inicia com o projeto e construção de um banco de ensaios para ventiladores axiais de até 700 mm de diâmetro externo, com a característica de reproduzir condições de funcionamento quase reais.

A seguir apresentamos uma orientação simples para cálculo e projeto de ventiladores axiais, com explicações sintéticas visando sempre dar ao trabalho um carácter eminentemente técnico.

Sendo o objetivo principal do trabalho determinar a influência do comprimento da corda do perfil das pás dos rotores no campo de funcionamento de ventiladores axiais, foram projetados e construídos três ventiladores, respectivamente, com  $L_i = L_e$ ,  $L_i < L_e$  e  $L_i > L_e$ , todos com um mesmo  $L_m$  e  $n_{qA}$ .

Para indicarmos valores numéricos, teríamos que pesquisar rotores de diversos  $n_{qA}$ , mas mesmo assim certas conclusões podem ser tomadas como diretivas para novos projetos:

$L_i = L_e$  - O cálculo indica a conveniência de se adotar mais de um perfil; o ponto de projeto está muito próximo do ponto de ensaio, porém, o ângulo da pá deve ser maior que o de projeto se a rotação for mantida.

$L_i < L_e$  - O cálculo indica a obrigatoriedade de ser usado mais de um tipo de perfil para as estações; o ponto de projeto está afastado do ponto de ensaio, sendo necessário prever no projeto um ângulo da pá maior, para aproximarmos do ponto de projeto.

$L_i > L_e$  - Podemos usar um só tipo de perfil; o ponto de projeto está afastado do ponto de ensaio, porém, este afastamento é bem inferior ao do  $L_i < L_e$ .

No final deste trabalho apresentamos algumas recomendações sem, contudo, indicar valores numéricos uma vez que ensaiamos ventiladores de mesma rotação específica, ficando aqui esta sugestão para um novo trabalho de pesquisa.

## 1 - INTRODUÇÃO

Os ventiladores são máquinas que dia a dia têm seu uso e importância aumentados no conceito tecnológico.

Tal aumento é devido a sua participação íntima como elementos indispensáveis ao funcionamento de processos cujo objetivo último é o bem estar e conforto do homem. Assim, os ventiladores são indispensáveis tanto em circuitos de exaustão de carpintarias, oficinas e ambientes industriais, como em qualquer projeto de controle de poluição ambiental, tuneis de vento, e mesmo nas mais sofisticadas instalações de ventilação e ar condicionado de metrô, navios e aeronaves.

Este uso cada vez maior dos ventiladores justifica novas pesquisas visando a melhorar seu rendimento, reduzir seu ruído e volume, procurar novas formas construtivas de modo que para cada utilização exista um tipo que melhor se adapte.

O trabalho a ser desenvolvido será no campo dos ventiladores axiais e terá como objetivos principais:

- a - Estabelecer e verificar uma sequencia rápida de cálculo.
- b - Comparar e analisar os campos de funcionamento do ventilador obtidos com variação da rotação - ângulo das pás do rotor constante e com rotação constante - ângulo das pás do rotor variável.
- c - Comparar e analisar a influência do comprimento da corda do perfil das pás no sentido radial no campo de funcionamento dos ventiladores.

O trabalho será iniciado com o estabelecimento de um banco

de ensaios típico para ventiladores axiais.

Em seguida serão feitas algumas análises teóricas do escoamento através do rotor, para que os ventiladores sejam então projetados.

Uma vez realizados os ensaios, feitos os cálculos e traçados os campos de funcionamento, o trabalho será encerrado com um conjunto de conclusões de orientação para futuros projetos.

## 2 - O BANCO DE ENSAIO

Um banco de ensaio de ventiladores deve apresentar como característica básica a possibilidade de simular com a maior aproximação possível suas condições reais de funcionamento.

Creemos que o tipo que melhor permite tal simulação seria aquele constituído de uma caixa de pressão com volume variável e um sistema de tiragem. A caixa de pressão com volume variável permitirá estabelecer uma analogia inercial entre o funcionamento do ventilador no banco e em condições reais.

O problema da inércia é fundamental na localização do limite de estabilidade tanto da direita como da esquerda. Ocorre que a construção de uma caixa com inércia variável apresenta um custo elevado e, sempre em maior ou menor escala, um difícil controle de fugas de fluido. Por este motivo, o nosso banco será construído com caixa de pressão com inércia constante, já que nos objetivos fixados não pretendemos entrar na problemática dos limites de estabilidade para um mesmo ventilador em função da massa inercial a jusante. O problema de estabilidade neste trabalho será apenas

comparativo entre os mesmos tipos quando sujeito à mesma massa inercial a jusante.

O circuito de tiragem é, fora de qualquer dúvida, o que estabelece a capacidade máxima relativamente à diferença de pressão e volume em escoamento dos ventiladores a ensaiar. A potência do ventilador de tiragem é muito maior do que aquela referente ao ventilador a ser ensaiado e deve ser cuidadosamente calculada em função das perdas de carga do sistema e dos máximos volumes em escoamento para diferenças de pressão nula dos ventiladores a serem ensaiados. Um mau dimensionamento do sistema de tiragem pode restringir muito a capacidade do banco.

Sempre é interessante estudar a possibilidade de serem instalados mais de um ventilador para a tiragem, por questões econômicas, já que, dependendo das necessidades do ventilador a ser ensaiado, podemos jogar com as características dos ventiladores de tiragem, para não nos afastarmos muito do seu ponto de funcionamento.

Evidentemente, o maior inconveniente reside no aumento das oscilações de pressão em todo o sistema.

Na Fig.1, representamos em planta o banco projetado, o qual apresenta as seguintes características e possibilidades.

Conforme poderá ser constatado, ele se compõe basicamente de uma caixa de pressão (18) e de um circuito de tiragem (7). O circuito de tiragem pode produzir um vácuo relativo na caixa de pressão de modo a permitir ensaios de medidores de vazão colocados em (17).

Quando em (17) instala-se o ventilador a ser estudado, o circuito de tiragem permite levantar pontos de sua característica com



diferenças de pressão bastante baixa, possibilitando cobrir todo o campo de funcionamento do ventilador em estudo.

No circuito de tiragem, em lugar conveniente, foi projetado um sistema que permite rápida substituição de diafragmas normalizados (6) para medição da vazão. Foram tomados cuidados especiais, visando a uniformizar a velocidade e reduzir a influência da sucção do ventilador auxiliar (8) sobre o medidor de vazão. Este ventilador auxiliar (4) é acionado por motor de velocidade variável, sendo a vazão de tiragem controlada através de uma válvula chapéu (3) comandada eletricamente. Tal sistema permite uma grande versatilidade ao banco.

O banco projetado foi inteiramente construído no Brasil sendo em seguida realizada sua instalação. Terminada a instalação, iniciou-se a calibragem do banco, a qual entre outras demonstrou a necessidade de que, para maior precisão, era indispensável a utilização de um sistema de pesos (pêndulo-motor), permitindo boa precisão inclusive para pequenas potências.

Já na medição das diferenças de pressão mostrou a necessidade de serem introduzidos amortecedores nos tubos que ligam as tomadas aos manômetros. Tais amortecedores foram construídos com tubos capilares. A verificação das curvas dos diafragmas foi feita através de levantamento do perfil de velocidade em dois diâmetros, utilizando-se tubos de Pitot de pequeno diâmetro.

Mesmo que houvesse erros, as conclusões continuariam válidas, uma vez que, os resultados são comparativos.

### 3 - ANÁLISE TEÓRICA

Vamos procurar fazer uma análise teórica geral das potên

cias fornecidas ao ventilador e recebidas pelo ar bem como do rendimento interno dentro de determinadas hipóteses, para posteriormente processarmos um confronto desta análise com os resultados práticos.

Na Fig.2 representamos uma pá de um ventilador axial, e a grade para uma seção cilíndrica desenvolvida para o raio r .

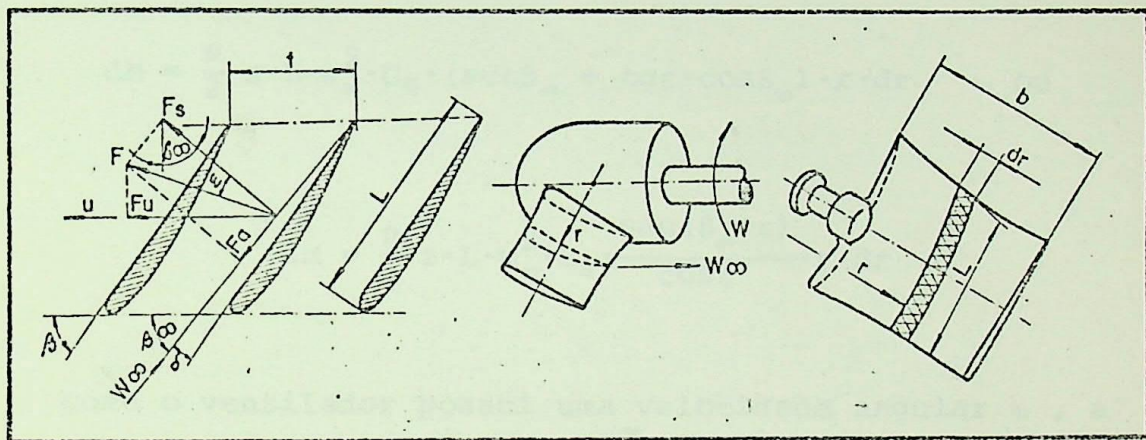


Fig.2 - Esquema da pá e de uma seção cilíndrica desenvolvida

Sendo as forças de sustentação e de arrasto fornecidas pelas expressões:

$$F_s = C_s \cdot L \cdot b \cdot \frac{\rho \cdot w_\infty^2}{2} \quad \text{e} \quad F_a = C_a \cdot L \cdot b \cdot \frac{\rho \cdot w_\infty^2}{2} ;$$

temos para área elementar  $L \cdot dr$  , como força entregue pelo elemento de pá ao ar na direção tangencial:

$$dF = \frac{\rho}{2} \cdot w_\infty^2 \cdot L \cdot (C_s \cdot \text{sen} \beta_\infty + C_a \cdot \text{cos} \beta_\infty) \cdot dr$$

O momento elementar efetivo para  $z$  pás será:

$$dM = dF \cdot r \cdot z = \frac{\rho}{2} \cdot z \cdot L \cdot w_{\infty}^2 \cdot (C_s \cdot \text{sen} \beta_{\infty} + C_a \cdot \text{cos} \beta_{\infty}) \cdot r \cdot dr$$

Como  $\text{tge} = \frac{C_a}{C_s}$ , podemos escrever

$$dM = \frac{\rho}{2} \cdot z \cdot L \cdot w_{\infty}^2 \cdot C_s \cdot (\text{sen} \beta_{\infty} + \text{tge} \cdot \text{cos} \beta_{\infty}) \cdot r \cdot dr \quad \text{ou}$$

$$dM = \frac{\rho}{2} \cdot z \cdot L \cdot w_{\infty}^2 \cdot C_s \cdot \frac{\text{sen}(\beta_{\infty} + \epsilon)}{\text{cos} \epsilon} \cdot r \cdot dr$$

Como o ventilador possui uma velocidade angular  $\omega$ , a potência elementar efetiva consumida será:

$$dP_{ef} = \omega \cdot dM = u \cdot \frac{\rho}{2} \cdot z \cdot L \cdot w_{\infty}^2 \cdot C_s \cdot \frac{\text{sen}(\beta_{\infty} + \epsilon)}{\text{cos} \epsilon} \cdot dr \quad \text{ou}$$

$$dP_{ef} = u \cdot \frac{\rho}{2} \cdot \eta \cdot D \cdot \frac{L}{t} \cdot w_{\infty}^2 \cdot C_s \cdot \frac{\text{sen}(\beta_{\infty} + \epsilon)}{\text{cos} \epsilon} \cdot dr$$

A potência efetivamente consumida é obtida por integração entre  $r_i$  e  $r_e$ :

$$P_{ef} = \omega \cdot \frac{\rho}{2} \cdot z \cdot \int_{r_i}^{r_e} L \cdot w_{\infty}^2 \cdot C_s \cdot \frac{\text{sen}(\beta_{\infty} + \epsilon)}{\text{cos} \epsilon} \cdot r \cdot dr$$

Como  $z = \frac{2 \cdot \eta \cdot r}{t}$ , podemos escrever:

$$P_{ef} = \eta \cdot \omega \cdot \rho \int_{r_i}^{r_e} \frac{L}{t} \cdot w_{\infty}^2 \cdot C_s \cdot \frac{\sin(\beta_{\infty} + \epsilon)}{\cos \epsilon} \cdot r^2 \cdot dr$$

Estas expressões mostram em função de quais grandezas cresce a potência consumida, destacando-se a velocidade  $w_{\infty}$ .

Como estamos interessados nas perdas, vamos equacionar a potência hidráulica.

Sendo  $Y$  o trabalho específico correspondente à diferença de pressão  $\Delta p$  que o ventilador pode fornecer, temos para potência hidráulica elementar:

$$dP_h = Y \cdot dm = \rho \cdot c_m \cdot dS \cdot Y = \rho \cdot c_m \cdot 2 \cdot \eta \cdot r \cdot Y \cdot dr = 2 \cdot \eta \cdot r \cdot \rho \cdot w_{\infty} \cdot \sin \beta_{\infty} \cdot Y \cdot dr$$

Integrando, resulta

$$P_h = 2 \cdot \eta \cdot \rho \cdot \int_{r_i}^{r_e} w_{\infty} \cdot \sin \beta_{\infty} \cdot Y \cdot r \cdot dr$$

O rendimento interno para a seção  $r$  com auxílio das potências elementares:

$$\eta_i = \frac{dP_h}{dP_{ef}} = \frac{Y}{C_s \cdot n \cdot w_{\infty} \cdot r} \cdot \frac{t}{L} \cdot \frac{\operatorname{tg} \beta_{\infty}}{\operatorname{tg} \beta_{\infty} + \operatorname{tg} \epsilon}$$

Esta fórmula permite fazer uma análise da sensibilidade de  $\eta_i$  relativamente às demais características, ao longo de  $b$ , para

um determinado estado, por exemplo, o ponto de funcionamento. Para tanto, faremos as seguintes hipóteses:

- a - Como pretendemos medir  $\Delta p$ , a diferença de pressão entre a caixa e o meio externo, consideraremos  $\gamma$  constante ao longo de  $b$ .
- b - Para efeito de análise será considerado  $\eta_i$  constante ao longo de  $b$ .
- c - A rotação  $n$  é constante.

Com estas hipóteses  $\eta_i$  varia em função de:

$$K_1 = \frac{tg\beta_\infty}{tg\beta_\infty + tge} \quad e, \quad K_2 = C_s \cdot L \cdot w_\infty$$

A influência do fator  $K_1$  não é grande, sendo menor no diâmetro interno onde  $\beta_i$  é maior que  $\beta_e$ . Praticamente, tomando por base o diâmetro médio para vários cálculos tirados de bibliografias, tem-se para  $\epsilon_{min}$ :

$$0,9 < K_1 < 1$$

A influência de  $K_2 = C_s \cdot L \cdot w_\infty$  pode ser analisada considerando dois aspectos:

- a - Para manter  $\eta_i$  constante ao longo de  $b$ ;
- b - Para manter  $\eta_i$  constante ao longo de  $b$  e ser máximo em função da geometria da pá.

Para o primeiro caso, temos que a velocidade  $w_\infty$  varia ao

longo de  $b$ , conforme pode ser constatado nas bibliografias. Para número de pás pequeno, de 3 a 6 por levantamentos, temos em média que esta variação pode chegar a ser  $w_{\infty e} = 3 \cdot w_{\infty i}$ . Esta variação é, normalmente, tanto maior quanto maior o comprimento da pá no sentido radial ou quanto maior  $(r_e - r_i)$ . Com o aumento do número de pás normalmente ocorre uma redução de  $(r_e - r_i)$ , caindo também a diferença entre os  $w_{\infty}$ . Podemos então tomar para limite inferior  $w_{\infty e} = 1,2 \cdot w_{\infty i}$ .

Com estas considerações, vemos que, para manter  $\eta_i$  constante ao longo de  $b$ , há necessidade de que o produto  $C_s \cdot L$  diminua do diâmetro interno para o externo, a fim de compensar o aumento contrário da velocidade  $w_{\infty}$ .

Nesta análise teórica vamos tomar os valores limites:

- Pequeno número de pás ( $w_{\infty e} = 3 \cdot w_{\infty i}$ )

- Grande número de pás ( $w_{\infty e} = 1,2 \cdot w_{\infty i}$ )

*porque?*

Com isto temos:

- Pequeno número de pás  $\frac{(C_s \cdot L)_i}{(C_s \cdot L)_e} = 3$

- Grande número de pás  $\frac{(C_s \cdot L)_i}{(C_s \cdot L)_e} = 1,2$

Temos três possibilidades para  $L$ :

a -  $L$  constante em toda extensão  $b$ , isto é  $L_i = L_e$ . Com isto vem:

Pequeno número de pás:  $C_{si} = 3 \cdot C_{se}$

Grande número de pás:  $C_{Si} = 1,2 \cdot C_{Se}$

Pode ocorrer, principalmente para pequeno número de pás, que os valores que resultam para  $C_{Si}$  sejam proibitivos. Maiores que 1,3.

b - L crescente do diâmetro interno para o externo, isto é  $L_i < L_e$ .

Pequeno número de pás:  $C_{Si} > 3 \cdot C_{Se}$

Grande número de pás:  $C_{Si} > 1,2 C_{Se}$

Neste caso, a situação piora bastante para pequeno número de pás, já que os valores de  $C_{Si}$  são maiores que no caso anterior. Para grande número de pás pode ainda ser possível este caso.

c - L decrescente do diâmetro interno para o externo, isto é  $L_i > L_e$ .

Pequeno número de pás:  $C_{Si} < 3 C_{Se}$

Grande número de pás:  $C_{Si} < 1,2 C_{Se}$

Neste caso sempre é possível termos  $C_S$  razoáveis.

Estas análises teóricas nos levam a concluir que a hipótese "c" é mais interessante. Resta saber se, praticamente, tal fato ocorre.

Ainda favorável a hipótese "c", temos o problema da resistência dos materiais, que pode forçar a adoção desta hipótese.

Caso pretendêssemos manter  $C_S$  constante para toda dimensão b, recairíamos novamente no caso "c",  $L_i > L_e$ .

Como estamos analisando casos limites, pode, praticamente, ser possível qualquer das hipóteses feitas.

Alertamos também que problemas relativos a sistemas distribuidores também podem ser analisados de maneira semelhante.

Vejamos agora a pesquisa.

Caso ainda seja incluída a condição de ser  $\eta_1$  máximo em função da geometria teremos que ter  $K_2$  mínimo. Este mínimo somente pode ser obtido na prática.

Neste trabalho vamos procurar analisar os dois aspectos, projetando, construindo e ensaiando ventiladores com mesmas características básicas, porém, geometria da pá diferente no que tange a L.

#### 4 - O PROJETO E FABRICAÇÃO DOS VENTILADORES

##### 4.1- A sequência

O cálculo aerodinâmico que desenvolveremos será baseado na equação resultante da teoria da grade e da asa de sustentação (1).

Normalmente os dados para o projeto de um ventilador são a diferença de pressão e o volume de fornecimento, bem como sua finalidade de utilização. Em função do acionamento fixamos a rotação, tendo em vista a rotação específica e o número de Mach.

Com estes dados e dentro das hipóteses fixadas no capítulo

lo 3 deste trabalho, podemos adotar a seguinte seqüência:

- a- Fixamos um determinado número de estações, desde o diâmetro interno (cubo) até o externo. Normalmente de 3 a 6 estações;
- b- Calculamos os diâmetros das estações;
- c- Calculamos as velocidades tangenciais, respectivas  $u = \pi \cdot D \cdot n$  ;
- d- Adotando um rendimento hidráulico  $\eta_h$  , calculamos o trabalho específico da pá  $Y_{p\grave{a}} = Y/\eta_h$  , e, em seguida, a soma algêbrica das componentes da velocidade absoluta na direção tangencial:

$$\Delta c_u = Y_{p\grave{a}}/u$$

- e- Calculamos por continuidade a velocidade meridiana (adotando-se um coeficiente de estrangulamento  $f_e$ )

$$c_m = \frac{4 \cdot \dot{V}}{f_e \cdot \pi \cdot (D_e^2 - D_i^2)}$$

Com isto é possível traçar os triângulos de velocidade, Fig.3, relativamente à corrente de direção  $\infty$  .

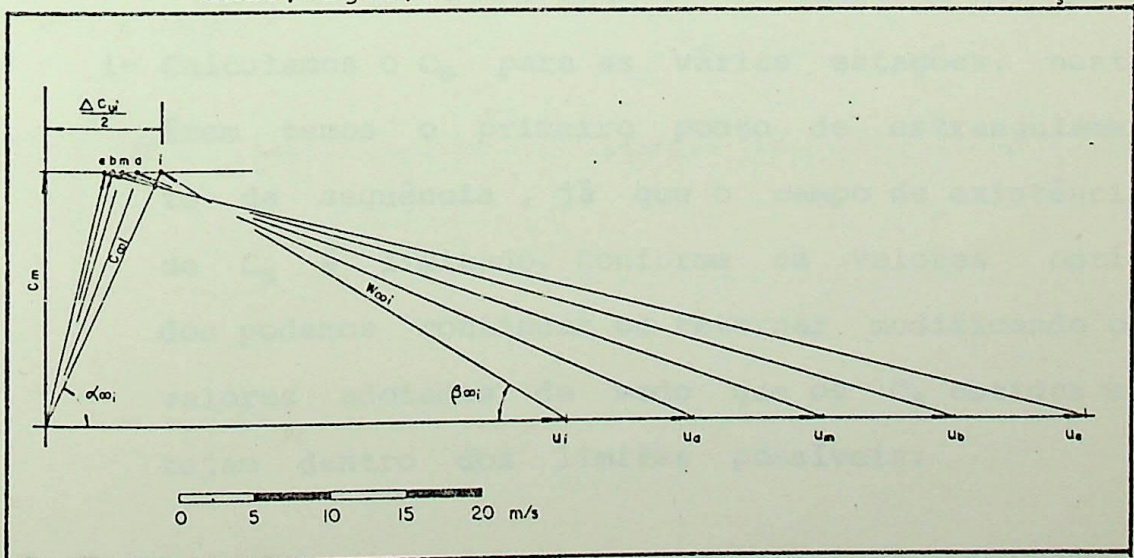


Fig.3 - Triângulos de velocidades para as diversas estações

f - Dos triângulos retiramos  $\beta_\infty$  e  $w_\infty$ , o que permitirá, após fixarmos um número de pás  $z$ , calcular o produto  $C_s \cdot L$  com auxílio da equação resultante da teoria da grade e da asa de sustentação.

$$C_s \cdot L = \frac{2 \cdot y \cdot p \bar{a}}{w_\infty \cdot z \cdot n} \quad (1)$$

g- Calculamos o passo  $t$  para as várias estações

$$t = \frac{\pi \cdot D}{z}$$

h- Devemos fixar a relação  $L/t$ , um dos objetivos deste trabalho, é calcular os respectivos  $L$ .

i- Calculamos o  $C_s$  para as várias estações. neste item temos o primeiro ponto de estrangulamento da sequência, já que o campo de existência de  $C_s$  é limitado. Conforme os valores obtidos podemos continuar ou retornar modificando os valores adotados de modo que os  $C_s$  obtidos estejam dentro dos limites possíveis.

- j- Por resistência dos materiais temos as espessuras máximas  $y_{m\grave{a}x}$ .
- k- Escolhemos o perfil ou os perfis tendo em vista o valor de  $C_s$  e mínimo arrasto.
- l- Calculamos o ângulo de ataque em fun o de  $C_s$  e  $y_{m\grave{a}x}/L$ .
- m- Calculamos os ângulos construtivos  $\beta = \beta_\infty + \delta$ . Nesta sequência não   prevista qualquer conexão relativa   influência de uma p  na outra ou da limita o da p  no sentido radial.
- n- Dos triângulos de velocidade, Fig.4, temos os ângulos para as aletas do sistema distribuidor.

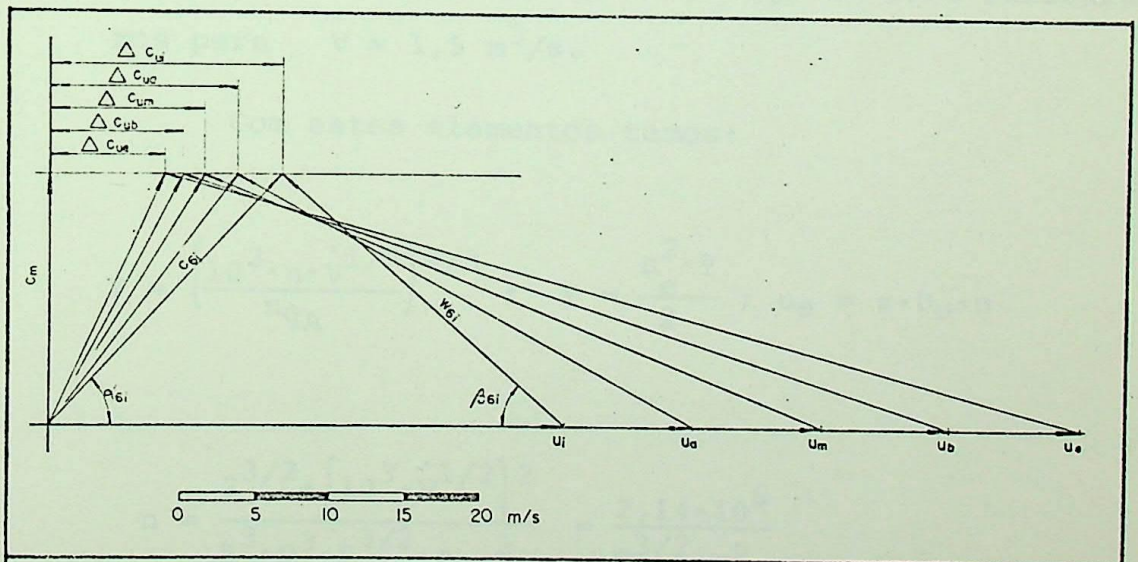


Fig.4 - Triângulos de Velocidades para as diversas esta es

#### 4.2- O projeto

Tendo por base os objetivos deste trabalho no que tange à influência do comprimento da corda e às limitações do banco de ensaio, aplicamos a sequência para calcular três ventiladores com mesmo  $L_m$ , respectivamente,  $L_i = L_m = L_e$ ;  $L_i < L_e$  e  $L_i > L_e$ .

Para os dados iniciais tomamos  $\dot{V} = 1,47 \text{ m}^3/\text{s}$  ;

$D_e = 400 \text{ mm}$  ;  $\eta_t \cong 0,67$  ;  $\eta_m \cong 0,85$  .

Para os valores médios anuais de Itajubá-MG

$p_b = 9925 \text{ kp/m}^2$  e  $t = 20^\circ$

resulta  $\rho = 1,09314 \text{ kg/m}^3$  .

Considerando um fator de fuga de 0,98 , calcularemos para  $\dot{V} = 1,5 \text{ m}^3/\text{s}$ .

Com estes elementos temos:

$$Y = \left( \frac{10^3 \cdot n \cdot \dot{V}^{1/2}}{n_{QA}} \right)^{4/3} ; Y = \frac{u_e^2 \cdot \psi}{2} ; u_e = \pi \cdot D_e \cdot n$$

$$n = \frac{2^{3/2} \cdot \left( 10^3 \cdot \dot{V}^{1/2} \right)^2}{\eta_e^3 \cdot D_e^3 \cdot \psi^{3/2} \cdot n_{QA}^2} = \frac{2,14 \cdot 10^6}{\psi^{3/2} \cdot n_{QA}^2}$$

Fixamos: 8 (oito) pás no rotor, 7 (sete) no distribuidor e  $n_{QA} = 722$  . Retiramos do gráfico  $\Psi = 0,178$ ,  $D_i/D_e = 0,5$  . (1)

Assim temos:

$$n = 54,6 = 3270 \text{ rpm} ; u_e = 68,48 \text{ m/s}$$

$$y \cong 418 \text{ J/Kg} : y_{p\bar{a}} = \frac{418}{0,79} = 528 \text{ J/Kg}$$

$$\Delta p = \frac{1,093 \cdot Y}{9,81} = \frac{1,093 \cdot 418}{9,81} = 46,5 \text{ mmH}_2\text{O}$$

$$P_{ef} = \frac{Y \cdot \dot{V} \cdot \rho}{\eta_t} = \frac{0,418 \cdot 1,5 \cdot 1,093}{0,67} \cong 1,023 \text{ KW}$$

$$C_s \cdot L \cdot w_\infty = \frac{2 \cdot Y_{p\bar{a}}}{z \cdot n} = \frac{2 \cdot 528}{8 \cdot 54,6} = 2,42$$

$$c_m = \frac{4 \cdot \dot{V}}{\pi \cdot f_e \cdot (D_e^2 - D_i^2)} = \frac{4 \cdot 1,5}{\pi \cdot 0,95 \cdot (0,4^2 - 0,2^2)} = 16,75 \text{ m/s}$$

Foi escolhido o perfil GÖ 436 para todas as estações, o qual possui uma espessura máxima 0,11 *porque?*

Com base na sequência, a tabela seguinte resume o pré-dimensionamento:

Est	D	u	$\Delta c_u$	$\beta_\infty$	$w_\infty$	$\alpha_6$	$C_s \cdot L$	t	$y_{m\bar{x}}$
	m	m/s	m/s	Graus	m/s	Graus	m	m	mm
i	0,200	34,3	15,40	32,2	31,4	47,5	0,0772	0,00785	10
a	0,250	42,8	12,35	24,6	40,2	53,5	0,0603	0,0981	9
m	0,300	51,5	10,25	19,9	49,3	58,4	0,0491	0,1175	8
b	0,350	60,0	8,81	16,7	58,0	62,0	0,0415	0,1372	7
e	0,400	68,6	7,70	14,5	67,0	65,3	0,0361	0,1570	6

Foi dado prosseguimento ao cálculo para os três casos analisados teoricamente, sendo fixado para os três o mesmo  $L_m$ .

$L_1$	$L_2$	$L_3$	$C_{s1}$	$C_{s2}$	$C_{s3}$	$y_{m\bar{x}}/L_1$	$y_{m\bar{x}}/L_2$	$y_{m\bar{x}}/L_3$
m	m	m	-	-	-	-	-	-
0,100	0,120	0,080	0,772	0,644	0,965	0,100	0,0834	0,125
0,100	0,110	0,090	0,603	0,548	0,670	0,090	0,0818	0,100
0,100	0,100	0,100	0,491	0,491	0,491	0,080	0,0800	0,080
0,100	0,090	0,110	0,415	0,462	0,378	0,070	0,0779	0,0637
0,100	0,080	0,120	0,361	0,451	0,301	0,060	0,0750	0,0500

$\delta_1$	$\delta_2$	$\delta_3$	$\beta_1$	$\beta_2$	$\beta_3$	e
Graus	Graus	Graus	Graus	Graus	Graus	$y_{m\bar{x}}/l_1$
3,5	3,0	4,5	35,7	35,2	36,7	0,908
2,3	2,0	2,5	26,9	26,6	27,1	0,818
1,5	1,5	1,5	21,4	21,4	21,4	0,726
1,2	1,3	1,1	17,9	18,0	17,8	0,635
1,1	1,3	0,9	15,6	15,8	15,4	0,545

onde  
usou.  
sistema  
diretor?

Com este cálculo preliminar foram projetados os jogos de pás para os rotores, Fig.5, com um só distribuidor cujas aletas estão representadas na Fig.6.

Na Fig.7, representamos um corte longitudinal geral dos ventiladores.

#### 4.3- A fabricação

Todo o banco, exceto freio, motores, medidores e parte fundida, foi fabricado nas oficinas da EFEI.

Para usinagem das pás foram construídos calibres e desenvolveu-se um dispositivo para fixação das pás e dos calibres de modo a obter-se a torção prevista no cálculo, Figs. 8 e 9.

Para maior precisão na colocação dos ângulos das pás, o cubo do rotor foi projetado bipartido no sentido *axial* radial, com faces neste sentido, usinados de modo a permitir perfeito andamento no desempenho e na fixação dos ângulos com um transferidor de precisão.

### 5 - AS TÉCNICAS DOS ENSAIOS

Todos os ensaios realizados no banco tiveram seus resultados reduzidos para as condições de projeto  $t_0=20\text{ }^{\circ}\text{C}$ ;  $p_{b0}=690\text{ mmHg}$   
 $\gamma_0 = 1,093\text{ kp/m}^3$ .

Esta redução foi aplicada somente ao volume admitindo condições de ar seco, utilizando as fórmulas:

$$\dot{V}_0 = \frac{\rho}{1,093} \cdot \dot{V} \left( \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \right)_{20}^{690} ; \rho = 0,4645 \cdot \frac{P_b}{T}$$

$P_b$  (mmHg), valor médio por ensaio, entre o lido no início e no final do mesmo.

$T = 273 + t$  (°K), sendo  $t_0$  o valor médio por ensaio, entre o lido no início e no final do mesmo.

$\dot{V}$  - ( $\text{m}^3/\text{s}$ ) - O volume em escoamento nas condições do ensaio, determinado pela fórmula do diafragma:

$$\dot{V} = 0,1828 \sqrt{\frac{\Delta h}{\gamma}} \quad (\text{m}^3/\text{s})$$

$\Delta h$  - (mm  $\text{H}_2\text{O}$ ) - lido em um manômetro tipo Betz cuja menor divisão é de 0,2 mm C A

$\gamma$  - ( $\text{k}_p/\text{m}^3$ ) - o peso específico do ar cujo valor numérico é igual ao da massa específica  $\rho$  em ( $\text{kg}/\text{m}^3$ ).

Em todos os ensaios a diferença de pressão total  $\Delta p$  foi considerada a lida em um manômetro tipo Betz com menor divisão 0,2 mm C A, estando suas tomadas respectivamente ligadas no interior e no exterior da caixa.

As potências hidráulicas foram calculadas pela fórmula:

$$P_h = \frac{\dot{V} \cdot \Delta p}{102} \quad (\text{kW})$$

Para determinação da potência no eixo, foi utilizado um pêndulo elétrico com braços no estator de modo a ser possível o tra

balho com pesos aferidos.

O braço foi de 350 mm sendo o menor "peso" utilizado, de 5 grammas.

A fórmula da potência no eixo resultou:

$$P_{\text{eixo}} = 0,0003593 \cdot n \cdot F \quad (\text{kW})$$

O rendimento considerado sempre foi o produto do hidráulico pelo mecânico, dado pela fórmula:

$$\eta = \eta_h \cdot \eta_m = P_h / P_{\text{eixo}}$$

Não foi considerado o problema da umidade do ar, já que os objetivos eram de comparação e no local de ensaio a umidade relativa sempre estava em torno de 70%.

Para as características adimensionais foram usadas as seguintes fórmulas, sempre referidas ao diâmetro externo  $D_e = 400$  mm e rotação de projeto  $u_e = 68,48$  m/s. Logo:

$$\psi = 0,004183 \cdot \frac{\Delta p}{\gamma} ; \quad \phi = 0,1162 \cdot \dot{V}_0$$

As rotações foram lidas em um taquímetro digital de 4 (quatro) dígitos, sendo feita sua estabilização para cada ponto, manualmente, através do pêndulo elétrico.

As variações de carga foram obtidas através do sistema de tiragem composto de um ventilador centrífugo principal, acionado por motor de velocidade variável, chapêu de carga comandado mecanicamente e um ventilador centrífugo auxiliar acionado por motor de velocidade constante.

O principal problema enfrentado nos ensaios foi a variação

2  
da frequência da rede, provocando oscilações nas medidas, forçando assim leituras médias com conseqüentes imprecisões nos resultados.

Para cada um dos tipos de pás foram executados os seguintes ensaios:

5.1- Ensaio com  $\beta_e = \text{const.}$  e  $n = \text{variável}$

Estabelecido o ângulo de projeto para cada jogo de pás foi o rotor montado no banco e as características do rotor para rotações variando de 200 em 200 rpm desde 2600 rpm até 4000 rpm foram levantadas. As leituras para cada rotação estabelecida no taquímetro digital foram somente as forças  $F$  ( $K_p$ ) no pêndulo elétrico, as diferenças de pressão  $\Delta p$  (mm  $H_2O$ ) entre o interior da caixa de pressão e o meio externo e ainda as  $\Delta h$  (mm  $H_2O$ ) correspondentes ao diafragma do sistema de tiragem.

Estas leituras foram transcritas em planilhas iguais a que mostramos na Tab. 1, já totalmente preenchida.

O número de planilhas preenchidas foi da ordem de 80, totalizando mais de 1600 pontos de leituras.

5.2- Ensaio com  $\beta_e = \text{variável}$  e  $n = \text{constante}$

Para a rotação de projeto e, para cada jogo de pás, foram levantadas características do rotor para ângulos  $\beta_e$  variando em princípio de 2 em 2 graus.

Para obtenção dos dados para traçado da característica, era o rotor inicialmente retirado do banco, colocando-se o ângulo  $\beta_e$  desejado nas pás. O rotor era em segui

da montado no banco, sendo o ventilador novamente acionado na rotação de projeto.

Depois, com auxílio do sistema de tiragem, eram lidos  $F$ ,  $\Delta p$  e  $\Delta h$ , os quais eram transcritos em planilhas do tipo da apresentada na Tab.2, já calculada.

Para os três tipos de pás foram preenchidas perto de 40 planilhas totalizando mais de 800 pontos de leituras.

## 6 - OS CAMPOS DE FUNCIONAMENTO

Com auxílio das planilhas obtidas conforme mostramos em 5, foram traçados os seguintes campos de funcionamento:

- 6.1-  $L_i = L_e$  - Campo dimensional de funcionamento  $\Delta p = f(\dot{V}_O)$ , Fig.10, para  $\beta_e = 15,6^\circ$ , rotações variando de 100 em 100 rpm entre 2600 e 4000 rpm.
- 6.2-  $L_i < L_e$  - Campo dimensional de funcionamento,  $\Delta p = f(\dot{V}_O)$ , Fig.11, para  $\beta_e = 15,4^\circ$ , rotações variando de 100 em 100 rpm entre 2600 e 3800 rpm.
- 6.3-  $L_i > L_e$  - Campo dimensional de funcionamento,  $\Delta p = f(\dot{V}_O)$ , Fig.12, para  $\beta_e = 15,8^\circ$ , rotações variando de 100 em 100 rpm entre 2600 e 4000 rpm.
- 6.4- Superposição dos campos dimensionais de funcionamento, Fig. 13, para os ângulos de projeto e rotação variável.

- 6.5-  $L_i = L_e$  - Campo dimensional de funcionamento,  $\Delta p = f(\dot{V}_O)$ , Fig.14, para  $n = 3270$  rpm e  $\beta_e$  variando de 2 em 2 graus desde 9,6 até 21,6° com uma última característica  $\beta_e = 25,6^\circ$ .
- 6.6-  $L_i = L_e$  - Campo adimensional de funcionamento  $\Psi = f(\phi)$ , Fig.15, para  $n = 3270$  rpm, e  $\beta_e$  variando conforme em 6.5.
- 6.7-  $L_i < L_e$  - Campo dimensional de funcionamento,  $\Delta p = f(\dot{V}_O)$ , Fig.16, para  $n = 3270$  rpm, e  $\beta_e$  variando de 2 em 2 graus desde 9,4 até 21,4° com uma última característica  $\beta_e = 25,4^\circ$ .
- 6.8-  $L_i < L_e$  - Campo adimensional de funcionamento  $\Psi = f(\phi)$ , Fig.17, para  $n = 3270$  rpm, e  $\beta_e$  variando conforme 6.7.
- 6.9-  $L_i > L_e$  - Campo dimensional de funcionamento,  $\Delta p = f(\dot{V}_O)$ , Fig.18, para  $n = 3270$  rpm, e  $\beta_e$  variando de 2 em 2 graus desde 9,8 até 21,8° com uma última característica com  $\beta_e = 25,8^\circ$ .
- 6.10-  $L_i > L_e$  - Campo adimensional de funcionamento  $\Psi = f(\phi)$ , Fig.19, para  $n = 3270$  rpm, e  $\beta_e$  variando conforme 6.9.
- 6.11-  $L_i = L_e$  - Superposição dos campos dimensionais de funcionamento,  $\Delta p = f(\dot{V}_O)$ , Fig.20, para  $\beta_e = 15,6^\circ$ ,  $n$  variável e  $\beta_e$  variável como em 6.5, para

$n = 3270 \text{ rpm.}$

6.12-  $L_i < L_e$  - Superposição dos campos dimensionais de funcionamento,  $\Delta p = f(\dot{V}_0)$ , Fig.21, para  $\beta_e = 15,4^\circ$ ,  $n$  variável e  $\beta_e$  variável como em 6.7,  $n = 3270 \text{ rpm.}$

6.13-  $L_i > L_e$  - Superposição dos campos dimensionais de funcionamento,  $\Delta p = f(\dot{V}_0)$ , Fig.22, para  $\beta_e = 15,8^\circ$ ,  $n$  variável e  $\beta_e$  variável como em 6.9, para  $n = 3270 \text{ rpm.}$

6.14- Superposição dos campos adimensionais dos ventiladores axiais ( $L_i = L_e$ ,  $L_i < L_e$ ,  $L_i > L_e$ ),  $\psi = f(\phi)$ , Fig.23, com  $\beta_e$  variável conforme 6.5, 6.7 e 6.9, respectivamente, para  $n = 3270 \text{ rpm.}$

6.15- Gráficos Auxiliares. Foram traçados vários gráficos auxiliares destacando-se os do tipo  $\eta = f(\dot{V}_0)$  e  $\eta = f(\phi)$  para que fossem ajustadas as curvas de rendimento de modo a ser facilitado o traçado das curvas de  $\eta = \text{const.}$  nos campos de funcionamento.

## CONCLUSÕES

1 - A sequência de cálculo adotada permitiu concluir:

1.1- Para  $L_i = L_e = 0,100$ , resultou  $C_{si}/C_{se} = 0,772/0,361 = 2,14$  dentro dos limites da análise teórica, tendo resultado, como previsto, valores razoáveis para  $C_{si}$  e  $C_{se}$ , porém, já

indicando a conveniência de não ser usado o mesmo perfil para todas as estações.

1.2- Para  $L_i < L_e$ , no caso  $L_i = 0,67 \cdot L_e$ , resultou  $C_{si}/C_{se} = 0,965/0,301 = 3,21$ , fora dos limites da análise teórica, porém, ainda resultando valor possível de  $C_{si}$  mas indicando claramente que devem ser usados perfis diferentes para as estações.

1.3- Para  $L_i > L_e$ , no caso  $L_i = 1,5 \cdot L_e$ , resultou  $C_{si}/C_{se} = 0,644/0,451 = 1,43$ , dentro dos limites da análise teórica.

Neste caso, normalmente, podemos usar um só perfil para todas as estações.

1.4- O cálculo mostrou que, praticamente, no presente caso, a torção da pá tem pouca influência relativamente ao  $L$  para os três rotores. Como vimos, houve variação sensível de  $L$  de um rotor para outro, o mesmo não ocorrendo com  $\beta$ .

2 - Campos para  $\beta =$  constante e  $n =$  variável

Estes campos foram traçados com auxílio de um número significativo de pontos e estão representados nas Figs. 10, 11, e 12, sendo que na Fig. 13 representamos a superposição dos mesmos para tornar mais clara a análise.

2.1- Com relação ao rendimento máximo, o caso  $L_i < L_e$  apresenta uma queda que, em valor absoluto, está em torno de 5% relativamente aos casos  $L_i = L_e$  e  $L_i > L_e$ , para

ra a região em torno do ponto de funcionamento. Tal deveria ser esperado já que a distribuição real da velocidade  $c_m$  é maior relativamente para o diâmetro externo, do que para o interno. Tal fato traz consigo aumento nas perdas por atrito com conseqüente redução do rendimento. Quanto menor a relação de cubo e quanto menor  $L_i$  relativamente a  $L_e$  mais o rendimento deve cair.

2.2- Para  $L_i = L_e$ , Fig.10, o ponto de projeto, praticamente, coincidiu com o ponto de ensaio, exceto na rotação, o que exige a colocação de um ângulo  $\beta$  nas pás maior que o do projeto.

Para  $L_i < L_e$  Fig.11 já houve um afastamento considerável entre o ponto de projeto e o de ensaio. O ponto de projeto, considerando as perdas por fugas, previa  $\Delta p = 46,5 \text{ mm H}_2\text{O}$ ;  $\dot{V} = 1,47 \text{ m}^3/\text{s}$ ;  $n = 3270 \text{ rpm}$  e  $\eta_t = 0,67$ . Pelo ensaio obtivemos  $\Delta p = 43,5 \text{ mm H}_2\text{O}$ ,  $\dot{V} = 1,44 \text{ m}^3/\text{s}$ ,  $n = 3400 \text{ rpm}$  e  $\eta_t = 0,63$ , o que mostra a necessidade de ser o ângulo colocado nas pás maior que o obtido pelo projeto. As relações entre os pontos de projeto e de ensaio  $\Delta p_E = 0,94 \cdot \Delta p_P$ ,  $\dot{V}_E = 0,98 \cdot \dot{V}_P$ ,  $n_E = 1,04 \cdot n_P$ ,  $\eta_{tE} = 0,94 \cdot \eta_{tP}$ , mostram que o maior desvio está no  $\Delta p$  e no  $\eta_t$ .

Para  $L_i > L_e$ , Fig.12, houve uma inversão relativamente a  $L_i < L_e$ , já que no ensaio obtivemos  $\Delta p = 50 \text{ mm H}_2\text{O}$ ,  $\dot{V} = 1,60 \text{ m}^3/\text{s}$ ,  $n = 3500 \text{ rpm}$ ,  $\eta_t = 0,68$ , o que mostra que devemos colocar nas pás um ângulo maior que o de projeto. Os desvios neste caso foram de

$$\Delta p_E = 1,08 \cdot \Delta p_P, \dot{V}_E = 1,09 \cdot \dot{V}_P, n_E = 1,07 \cdot n_P, \eta_{tE} = 1,01 \cdot \eta_{tP}.$$

2.3- Na Fig.13, superposição destes campos, constatamos que, tendo por base o limite de estabilidade da direita (LE), a pã que fornece um maior campo estável é a de  $L_i = L_e$  e a que fornece o menor é justamente a de  $L_i > L_e$ , logo, fica contrariada a condição de rendimento. Como era de se esperar, para  $L_i < L_e$  temos o campo médio.

### 3 - Campos para $\beta =$ variável e $n =$ constante

Também estes campos foram traçados com auxílio de um número considerável de pontos, estando representados nas Figs. 14, 16 e 18 os dimensionais, nas Figs. 15, 17 e 19 os adimensionais, nas Figs. 20, 21 e 22 os superpostos com os de  $\beta =$  constante e  $n =$  variável e na Fig.23 uma superposição dos campos adimensionais dos três ventiladores.

3.1- Para  $L_i = L_e$ , Fig. 14, o ponto de projeto e o de ensaio coincidem, porém, o ângulo da pã deve ser maior que o de projeto se a rotação for mantida. Praticamente, este aumento para  $\beta_e$  está em torno de 29. Este resultado confirma o obtido em 2.2 .

Para  $L_i < L_e$ , Fig.16, observamos que o ponto de projeto está muito afastado do ponto de ensaio que, por sua vez, é obtido para um ângulo de pã bastante grande.

Conforme concluímos anteriormente, devemos colocar um ângulo maior que o previsto no projeto, para que este

ponto seja alcançado. Este ângulo é pouco maior que o do caso  $L_i = L_e$ . Do ensaio concluímos que seu valor para o caso está em torno de 2,59.

Para  $L_i > L_e$ , Fig.18, observamos o mesmo, porém o valor está em torno de 19.

A análise dos resultados dos ensaios mostra que a sistemática de cálculo fornece, para a rotação de cálculo, ângulos menores daqueles necessários para que o  $\dot{V}$  e o  $\Delta p$  de projeto sejam alcançados.

Deveria aqui ser feita uma análise da influência da proximidade das pás sobre o ângulo  $\beta$ . Talvez se tal influência fosse considerada, os ângulos de projeto aproximar-se-iam mais dos necessários. Cremos que as teorias e resultados práticos conhecidos até o momento para esta correção são insuficientes para os casos de relações de cubo grande, devendo novas pesquisas serem feitas.

3.2- As superposições dos campos, Figs. 20, 21 e 22, mostram que não são totalmente equivalentes sob aspectos de campo, a regulagem por rotação e por variação do ângulo das pás. Observamos que, para ângulos menores que os de projeto, as características do rotor possuem inclinações relativamente à horizontal menores do que as obtidas quando reduzimos a rotação. Para as características depois daquela correspondente à de projeto, ocorre o contrário. Com isto o campo das características de rotor com  $n$  variável é mais fechado que o obtido com  $\beta$  variável.

Porém, o limite de estabilidade para  $\beta_e$  variável é mais horizontal que o correspondente a  $n$  variável, o que restringe o campo de utilização do ventilador naquele caso.

As questões relativas a instabilidade para  $\beta$  variável são muito mais pronunciadas que no caso de  $n$  variável, o que pode tornar crítico o problema da regulagem.

- 3.3- Um confronto dos três campos, Fig.23, para  $\beta_e$  variável, vemos que, sob o aspecto de característica de rotor, há somente uma pequena translação; porém, sob aspecto de rendimento, novamente somos levados a considerar o caso  $L_i < L_e$  como o pior dos três.

### RECOMENDAÇÕES

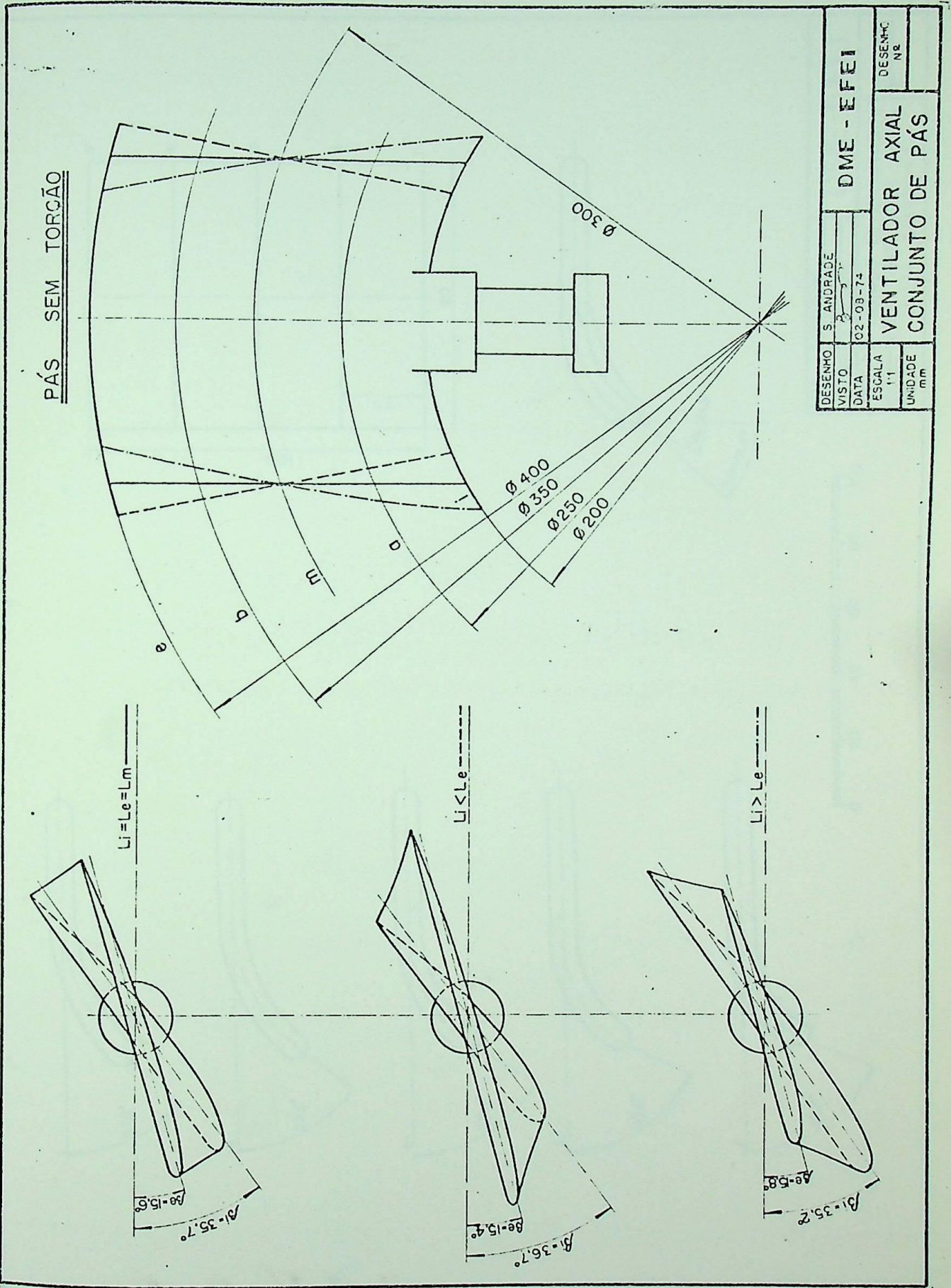
Tendo por base as conclusões, podemos propor as seguintes recomendações:

- 1 - Em projetos de ventiladores ou estágios de turbocompressores axiais, sempre que seja possível, por questões de resistência dos materiais e de economia, deve-se dar preferência a pás com  $L_i = L_e$  para relações de cubo médias e altas e  $L_i < L_e$  para relações de cubo baixas.
- 2 - A sequência de cálculo apresentada pode ser tomada quando houver possibilidade de ser variável o ângulo das aletas ou das pás, de modo a ser pesquisado o melhor. Caso não seja possível

vel, é sempre recomendável recorrer-se a modelo ou a correções no ângulo de projeto ou ainda projetar com rotação maior do que aquela com que o ventilador vai funcionar. Valores não podem ser aconselhados sem que sejam feitas mais pesquisas de modo a se ter abrangido todo o campo de  $n_{qA}$ .

- 3 - A variação de rotação com ângulo de pá constante deve ser preferida no caso em que se deseja trabalhar com pequena variação de volume e grande variação de pressão já que, deste modo, ocorrem menores variações no rendimento.
- 4 - A variação do ângulo de pá a rotação constante deve ser preferida quando se deseja trabalhar com grande variação de volume e pequena variação de pressão uma vez que as variações de rendimento são menores.

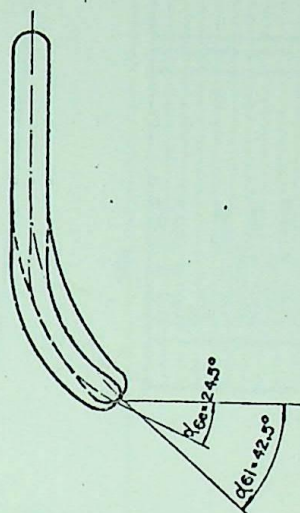
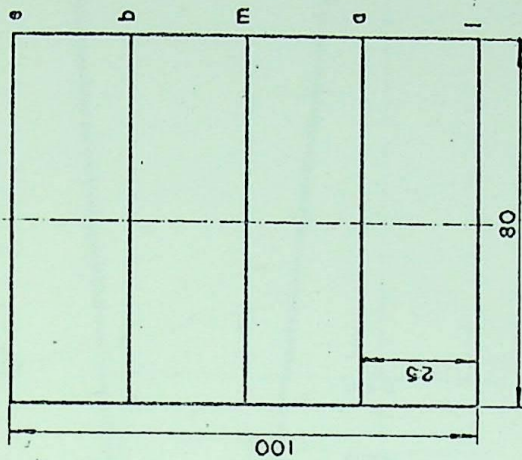
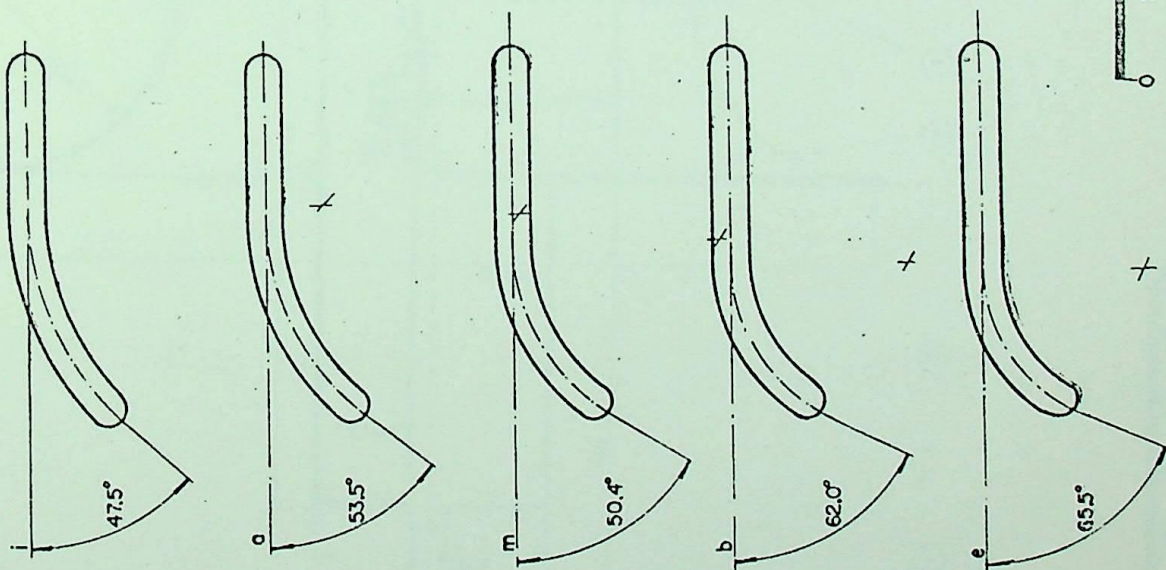
## 8 - FIGURAS E TABELAS



PÁS SEM TORÇÃO

DESENHO	S. ANDRADE	DME - EFEI	
VISTO	3		
DATA	02-08-74	DESENHO Nº	
ESCALA	1:1	VENTILADOR AXIAL	
UNIDADE	mm	CONJUNTO DE PÁS	

Fig.5 - Conjunto de pás dos rotores



DATA	22-08-74	DME-EFEI	
VISTO	P.		
DESENHO	S. ANDRADE	BANCO DE ENSAIOS PARA VENTILADOR AXIAL ALETA DIRETORA	
ESCALA	1:1	DES. Nº	
UNIDADE	M.M.		

Fig.6 - Aleta diretora

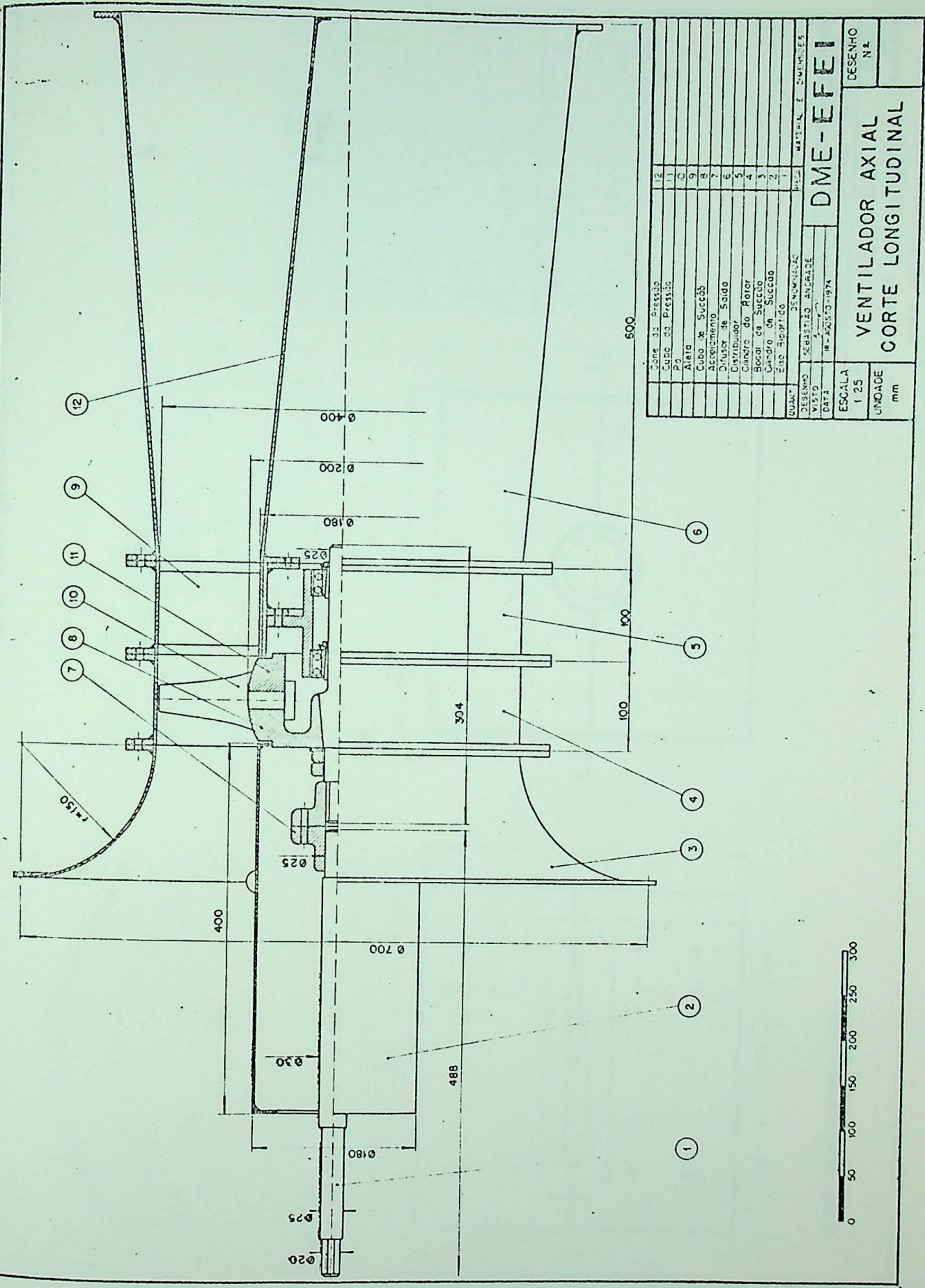
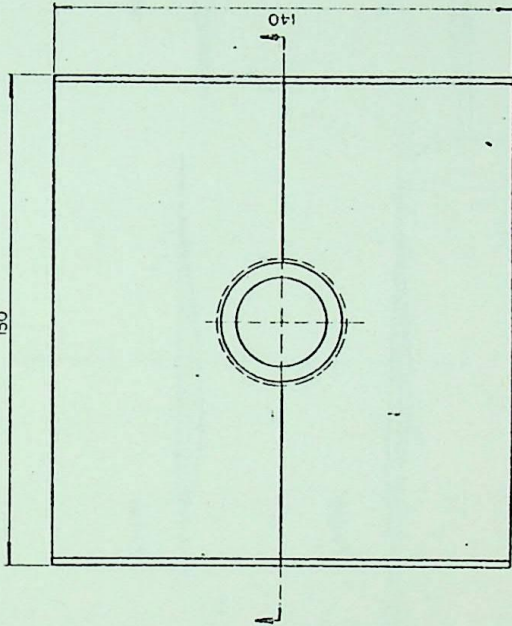
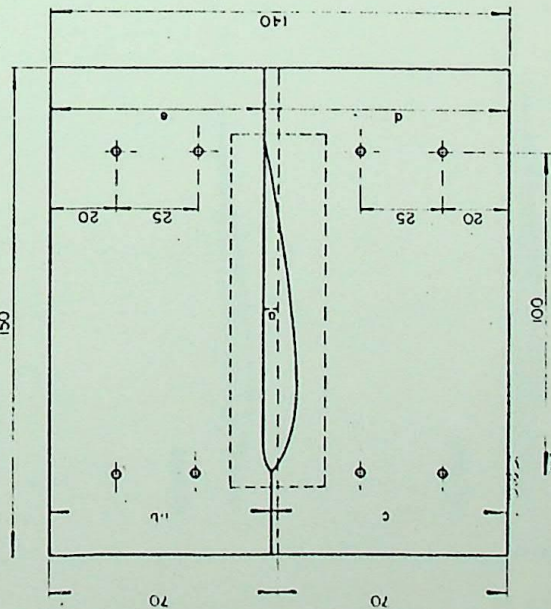
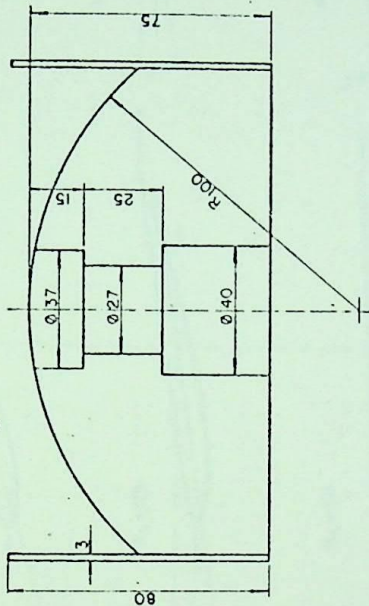
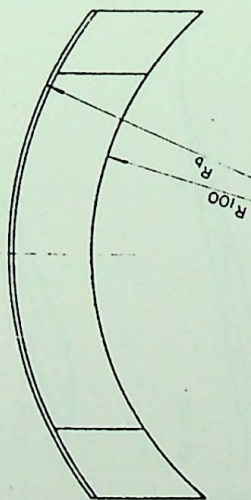


Fig.7 - Corte longitudinal geral do ventilador axial



	R <sub>b</sub>	c	d	e
TIPO L1	100	4,34	83,45	56,60
	125	3,90	75,80	64,20
	150	3,47	72,00	68,00
	175	3,03	68,55	71,03
	200	2,60	66,20	73,80
TIPO L2	100	4,34	85,50	54,30
	125	3,90	77,00	63,00
	150	3,47	71,00	69,00
	175	3,03	68,55	71,45
	200	2,60	67,00	73,00
TIPO L3	100	4,34	81,00	59,00
	125	3,90	75,00	65,00
	150	3,47	71,00	69,00
	175	3,03	68,76	71,24
	200	2,60	68,00	72,00

DESENHO: SEBASTIÃO ANDRADE  
 VISTO: [assinatura]  
 DATA: 31-03-2000-1974

DME-EFEI

DESENHO Nº

CALIBRES  
 BANCO DE ENSAIOS  
 PARA VENTILADOR AXIAL

ESCALA 1:1

UNIDADE mm



Fig.8 - Suporte para os calibres dos perfis das pás

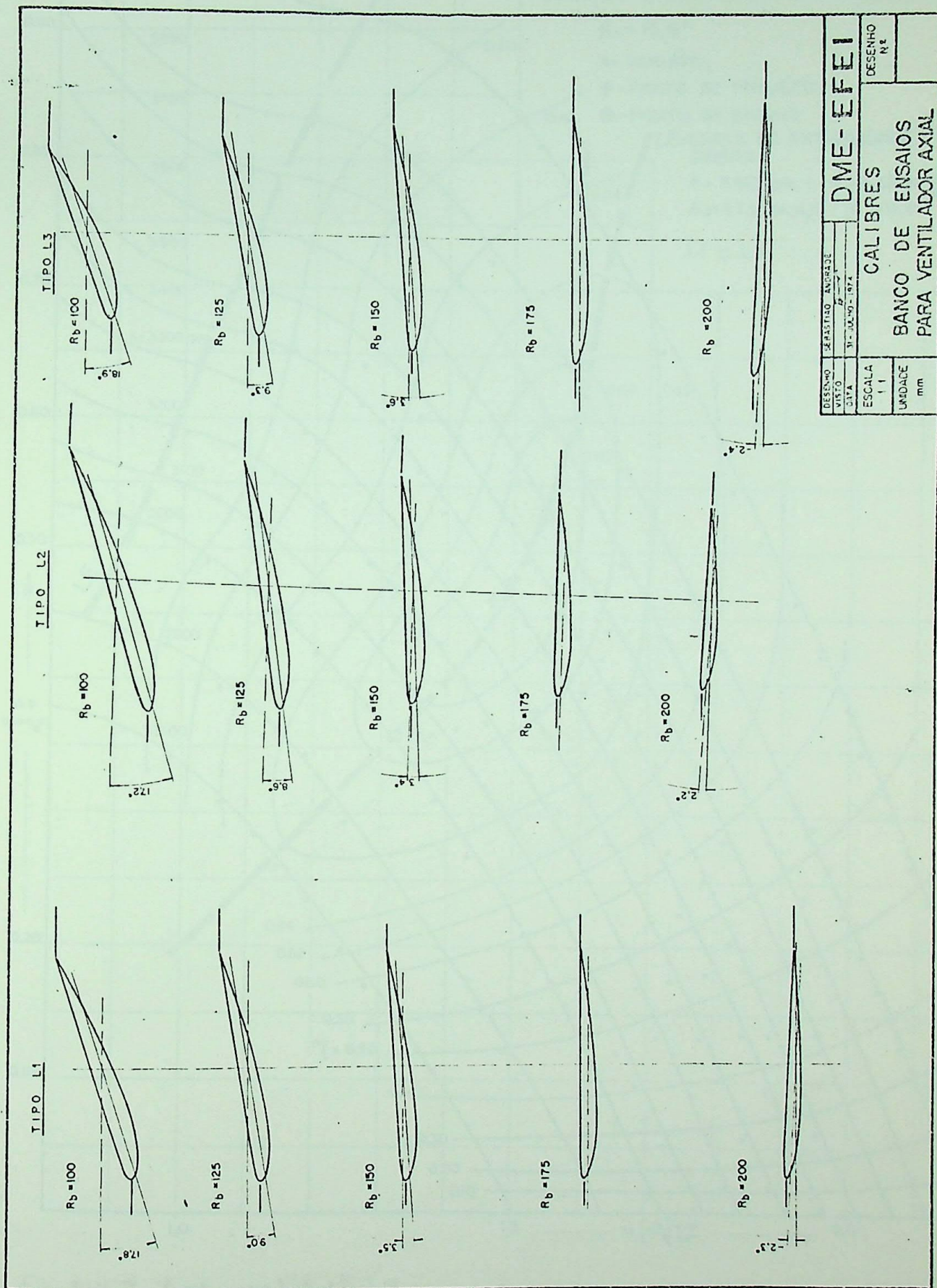


Fig.9 - Calibres para ajuste dos perfis das pás dos ventiladores

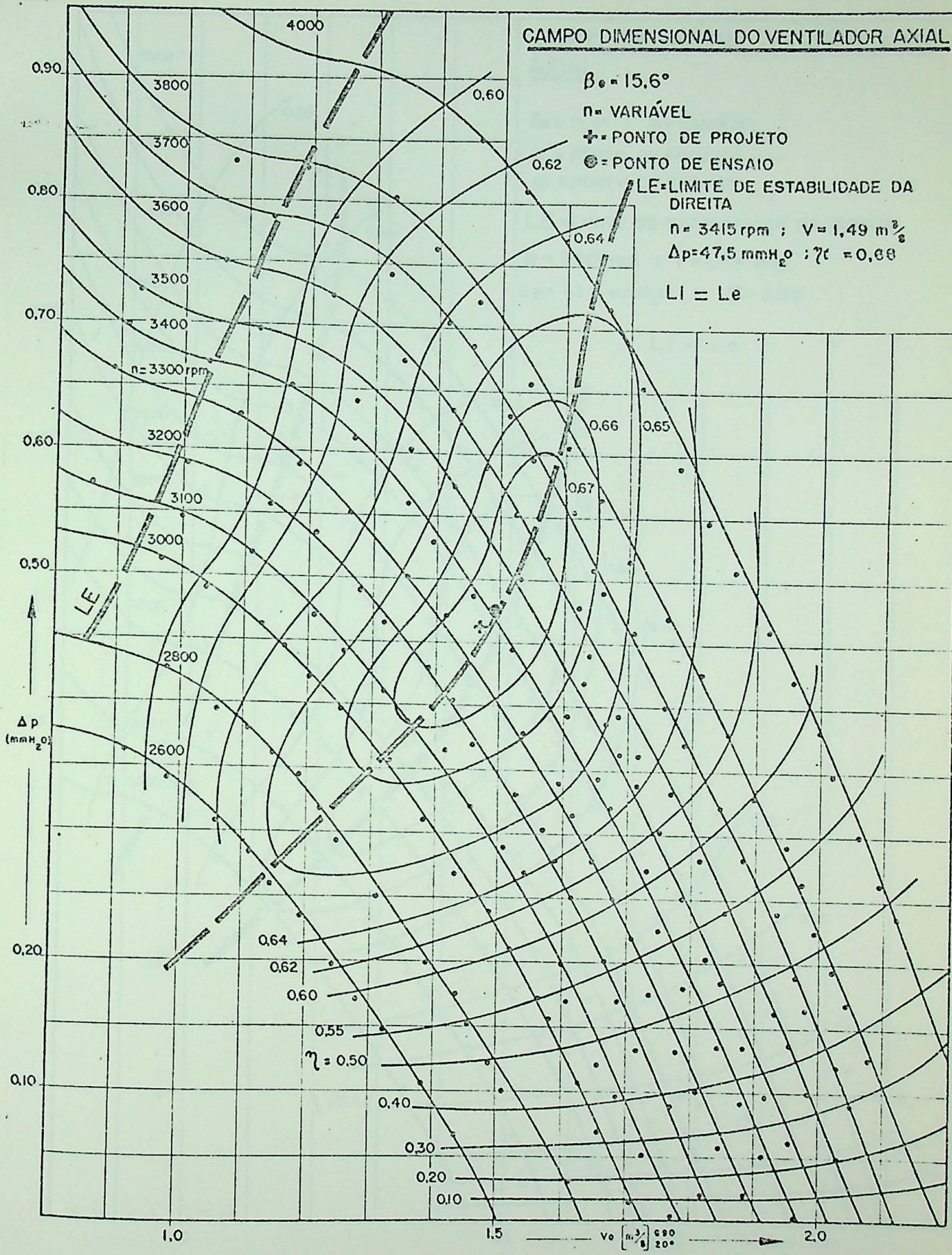


Fig.10 - Campo dimensional para  $L_i = L_e$

$\beta_e = 15,6^\circ$  ,  $n$  variável

# CAMPO DIMENSIONAL DO VENTILADOR AXIAL

$\beta_e = 15,4^\circ$  ;  $n = \text{VARIÁVEL}$

⊕ = PONTO DE PROJETO

● = PONTO DE ENSAIO

LE = LIMITE DE ESTABILIDADE DA DIREITA

$n = 3400 \text{ rpm}$  ;  $V = 1,44 \text{ m}^3/\text{s}$

$\Delta p = 43,5 \text{ mmH}_2\text{O}$  ;  $\eta = 0,63$

$L_i < L_e$

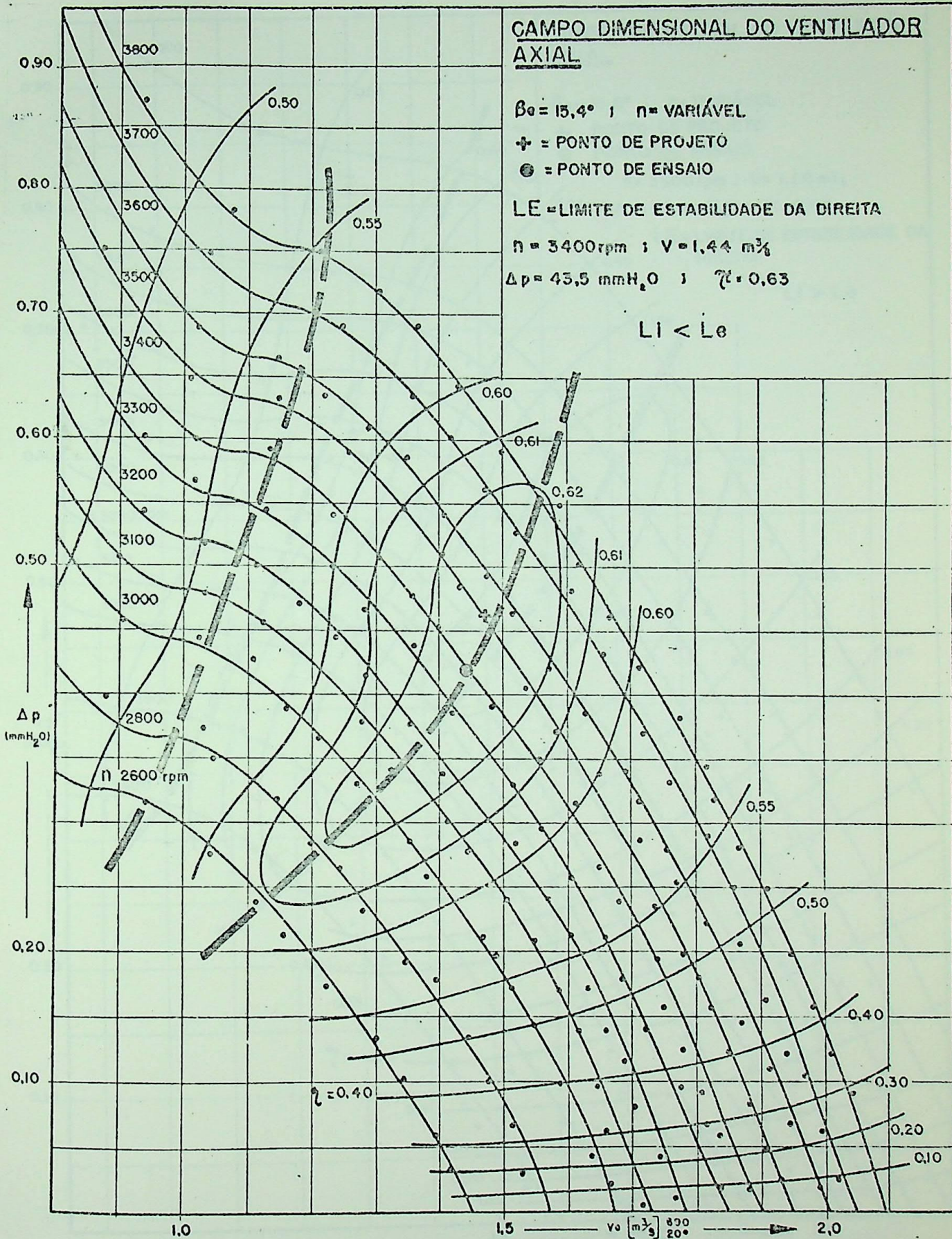


Fig.11 - Campo dimensional para  $L_i < L_e$

$\beta_e = 15,4^\circ$  ,  $n$  variável

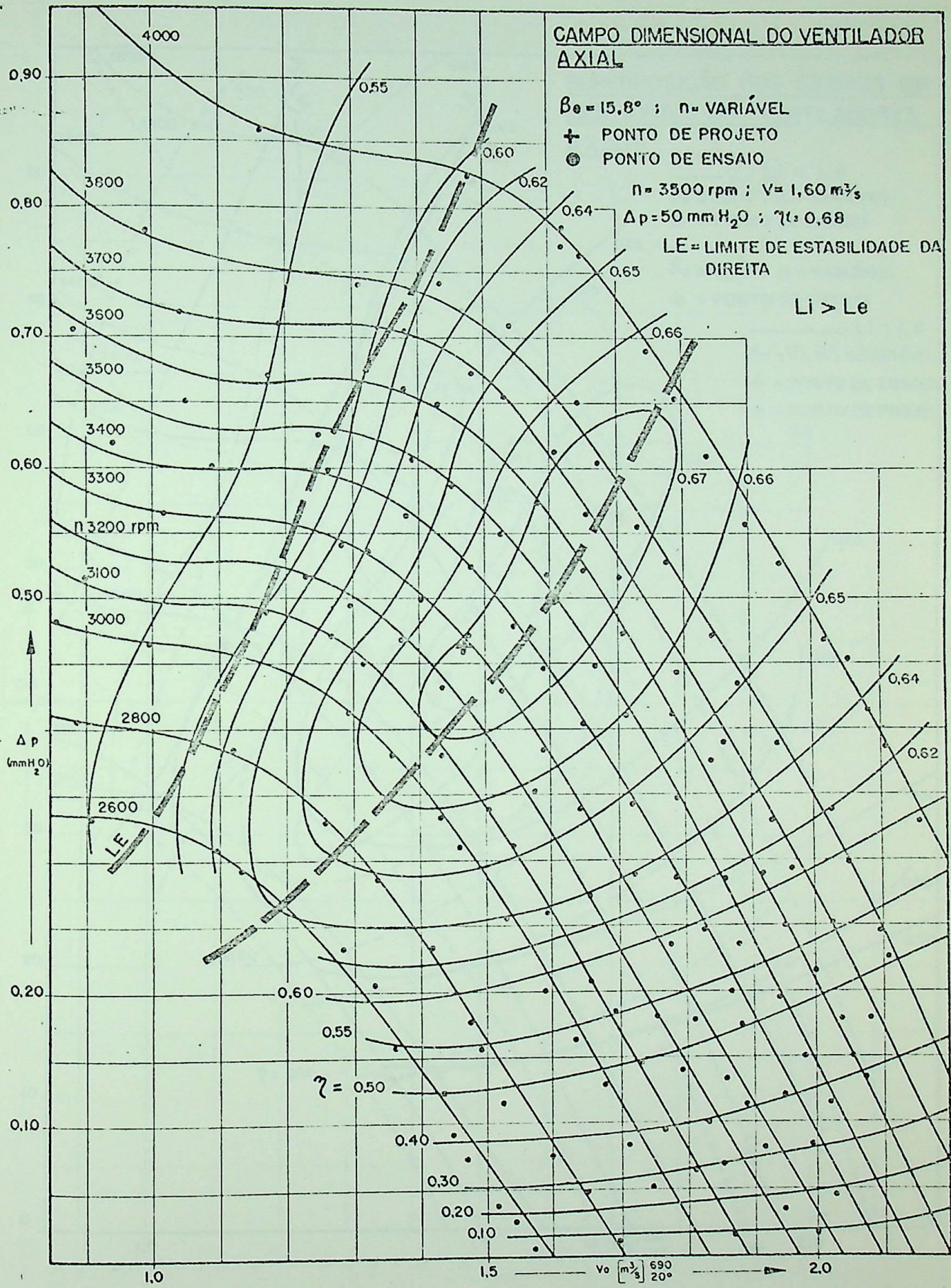


Fig.12 - Campo dimensional para  $L_i > L_e$

$\beta_e = 15,89$  ,  $n$  variável

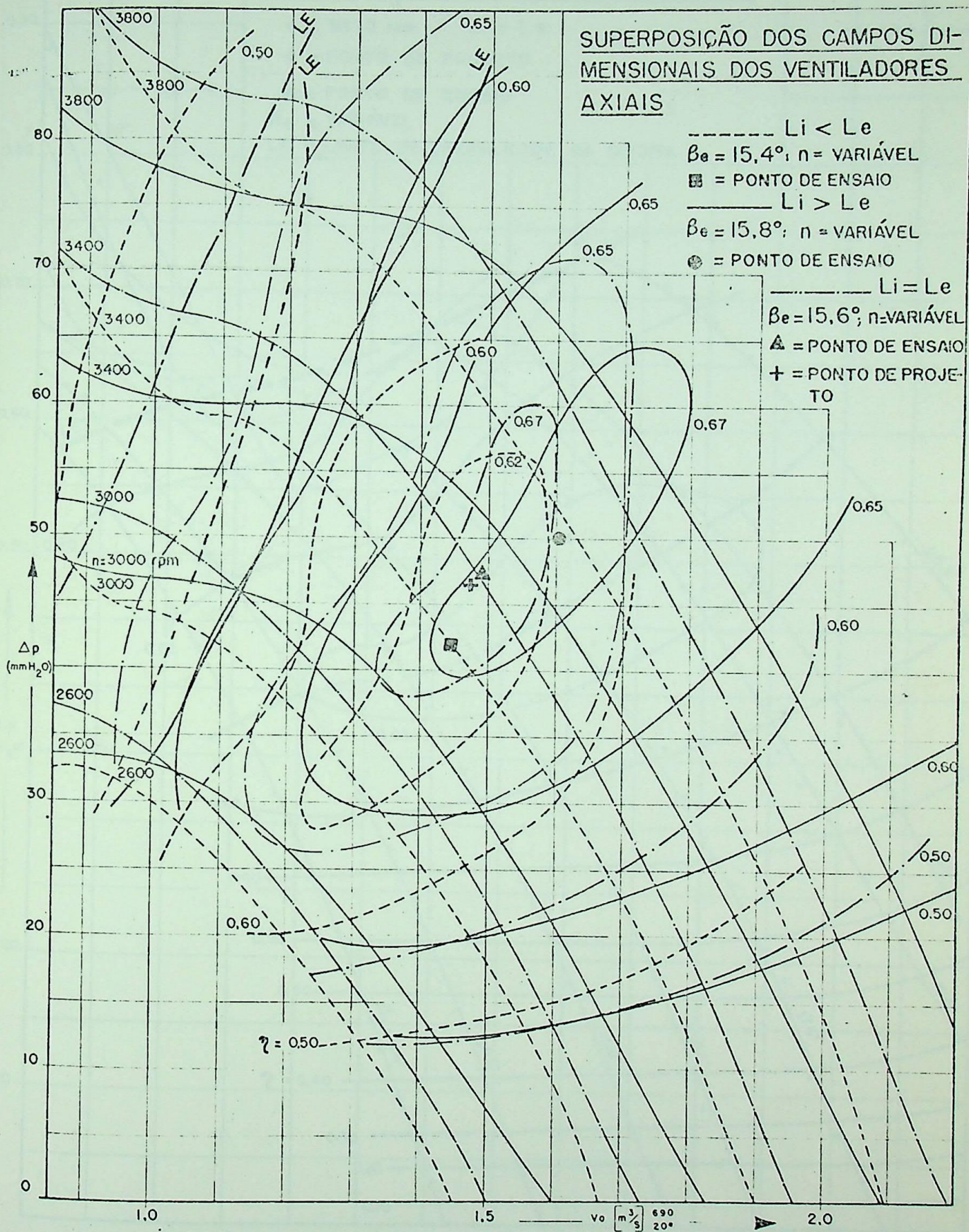


Fig.13 - Superposição dos campos dimensionais dos ventiladores,  $\beta_e$  de projeto e n variável

CAMPO DIMENSIONAL DO VENTILADOR AXIAL

$n = 3270 \text{ rpm} ; L_i = L_e$

$\dagger = \text{PONTO DE PROJETO}$

$\odot = \text{PONTO DE ENSAIO}$

$\beta_e = \text{VARIÁVEL}$

$L.E. = \text{LIMITE DE ESTABILIDADE DA DIREITA}$

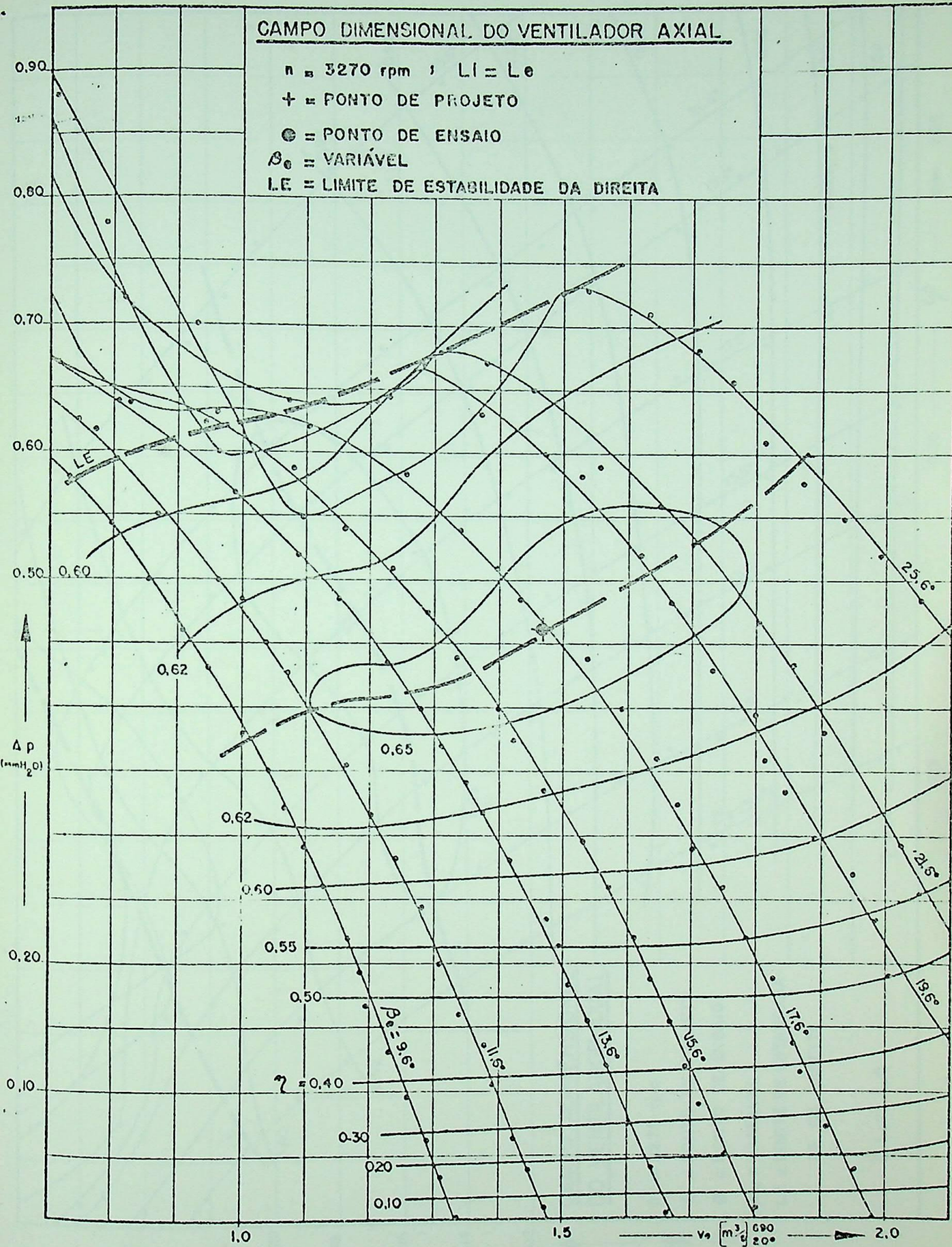


Fig.14 - Campo dimensional para  $L_i = L_e$

$\beta_e$  variável,  $n = 3270 \text{ rpm}$

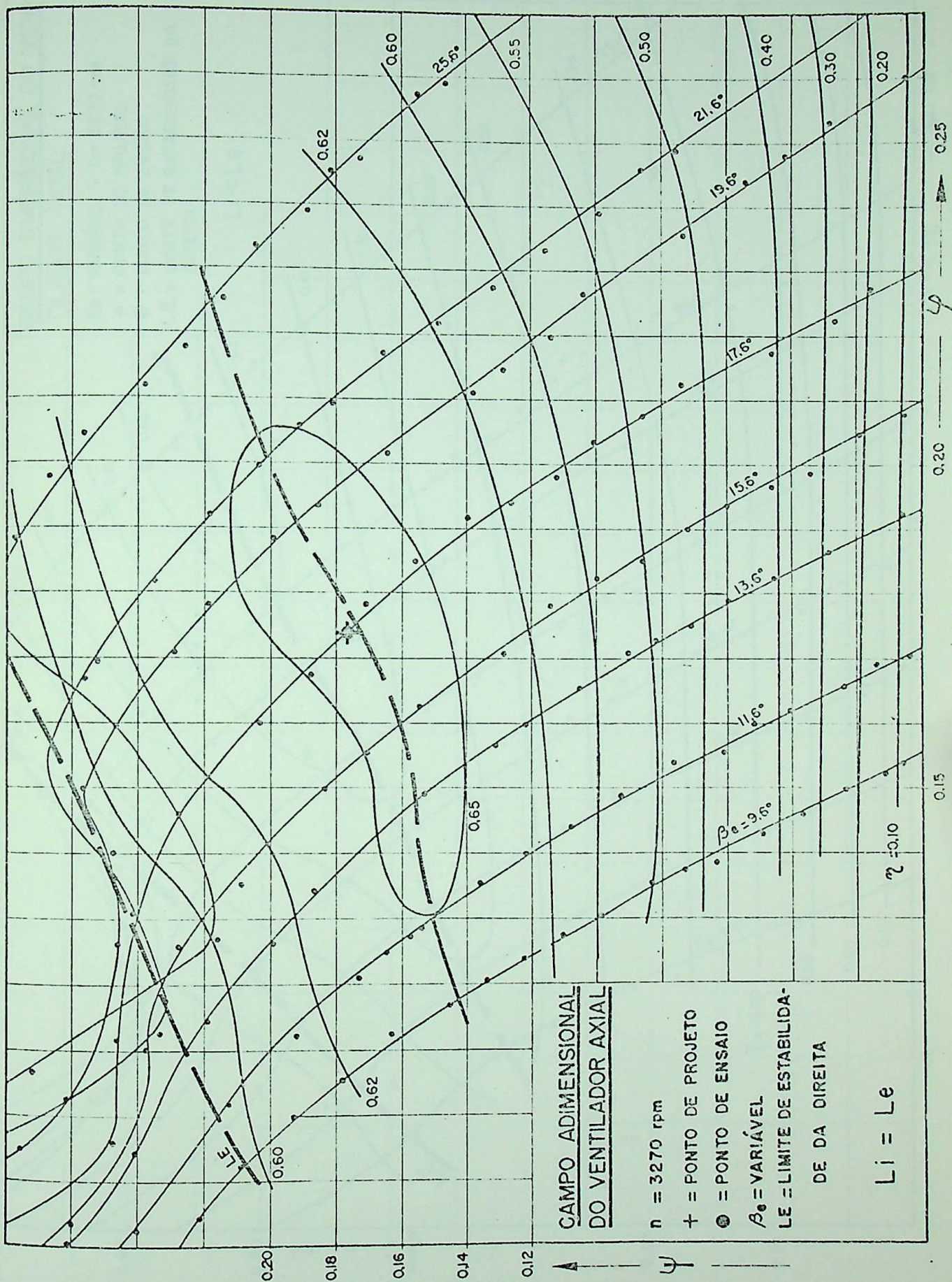


Fig.15 - Campo adimensional para  $L_i = L_e$

$\beta_e$  variável,  $n = 3270 \text{ rpm}$

**CAMPO DIMENSIONAL DO VENTILADOR AXIAL**

$\beta_e$  = VARIÁVEL ;  $n = 3270$  rpm

⊕ = PONTO DE PROJETO

● = PONTO DE ENSAIO

LE = LIMITE DE ESTABILIDADE DA DIREITA

$L_i < L_e$

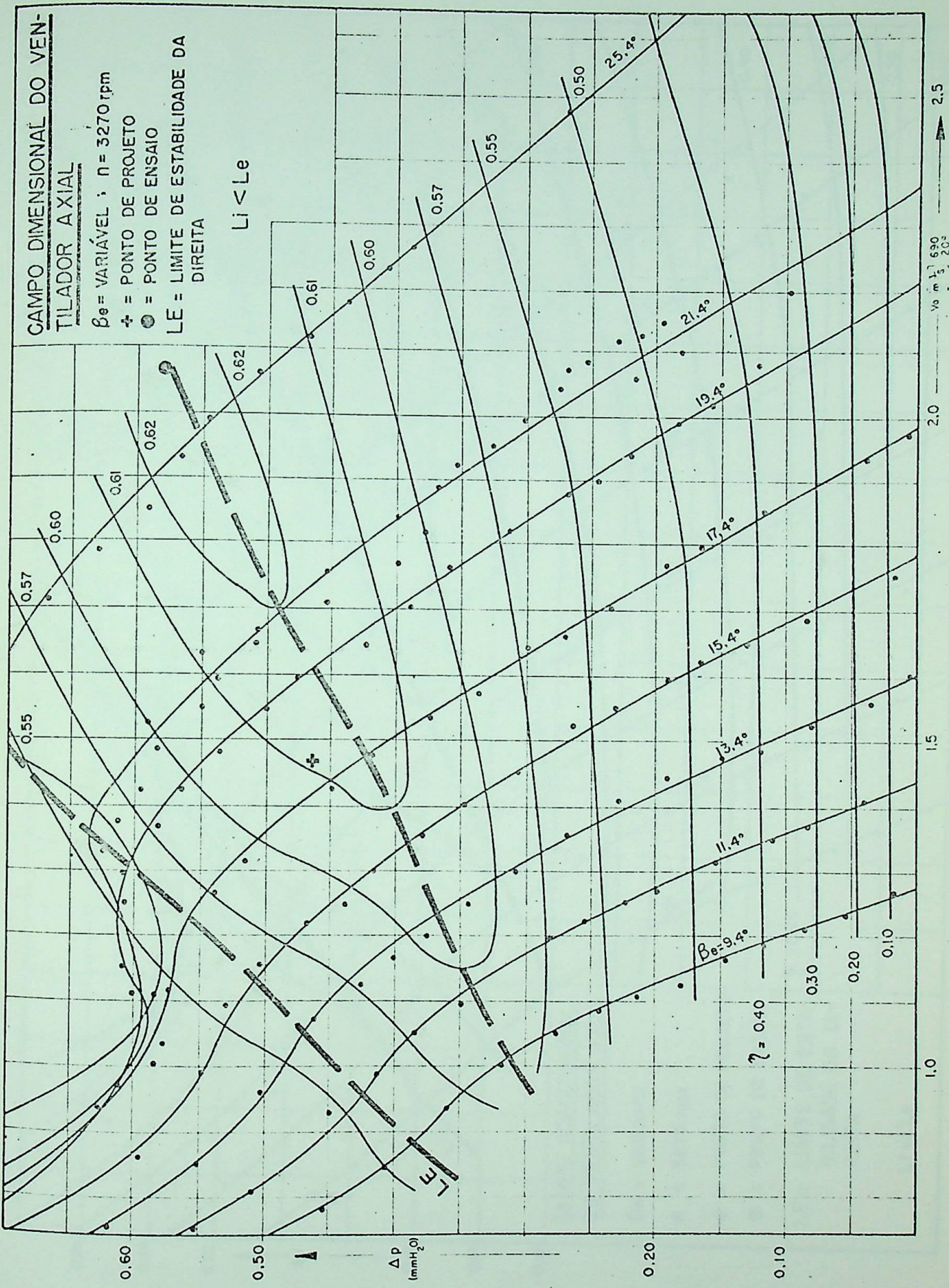


Fig.16 - Campo dimensional para  $L_i < L_e$

$\beta_e$  variável,  $n = 3270$  rpm

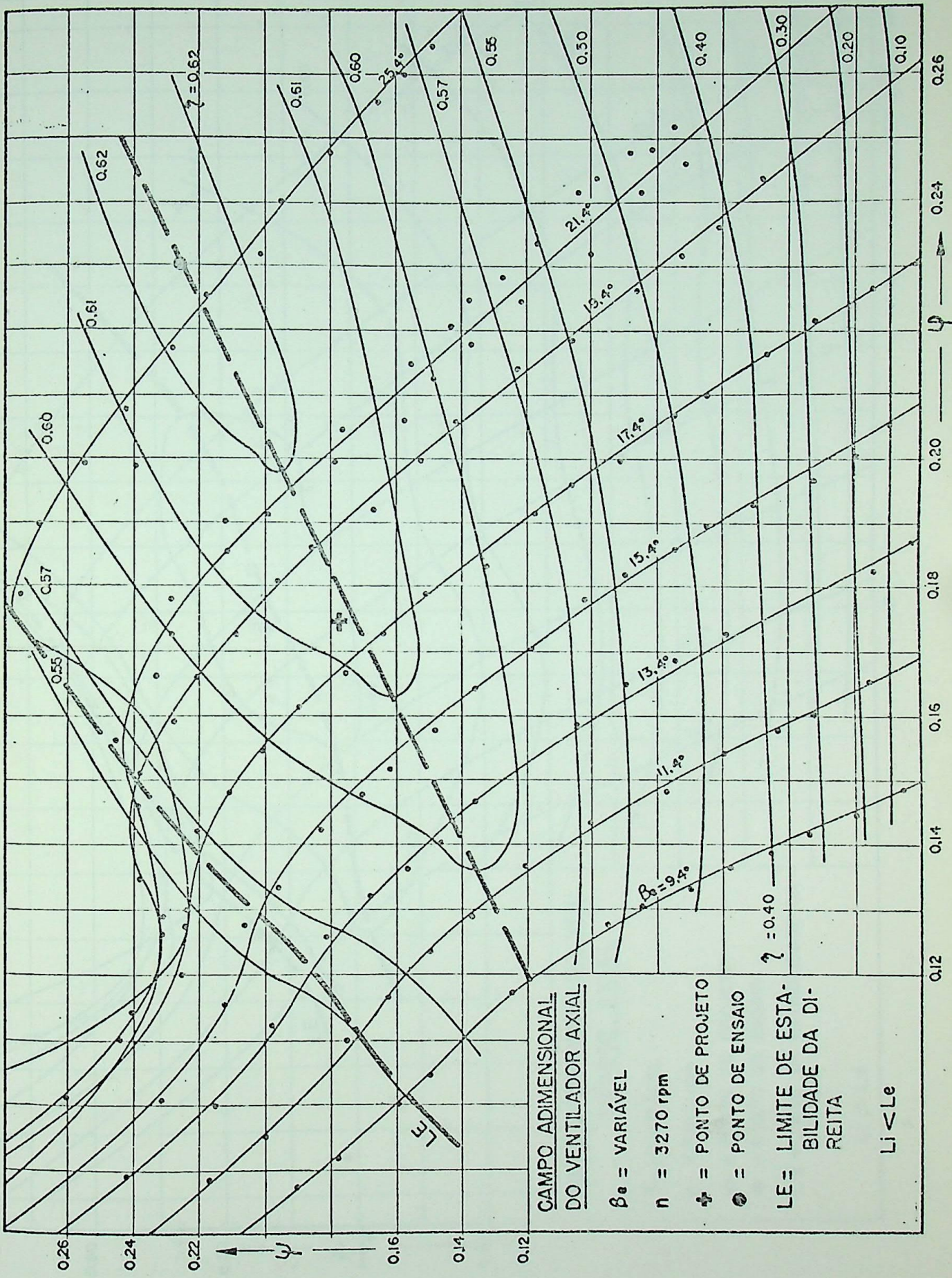


Fig.17 - Campo adimensional para  $L_i < L_e$   
 $\beta_e$  variável,  $n = 3270$  rpm

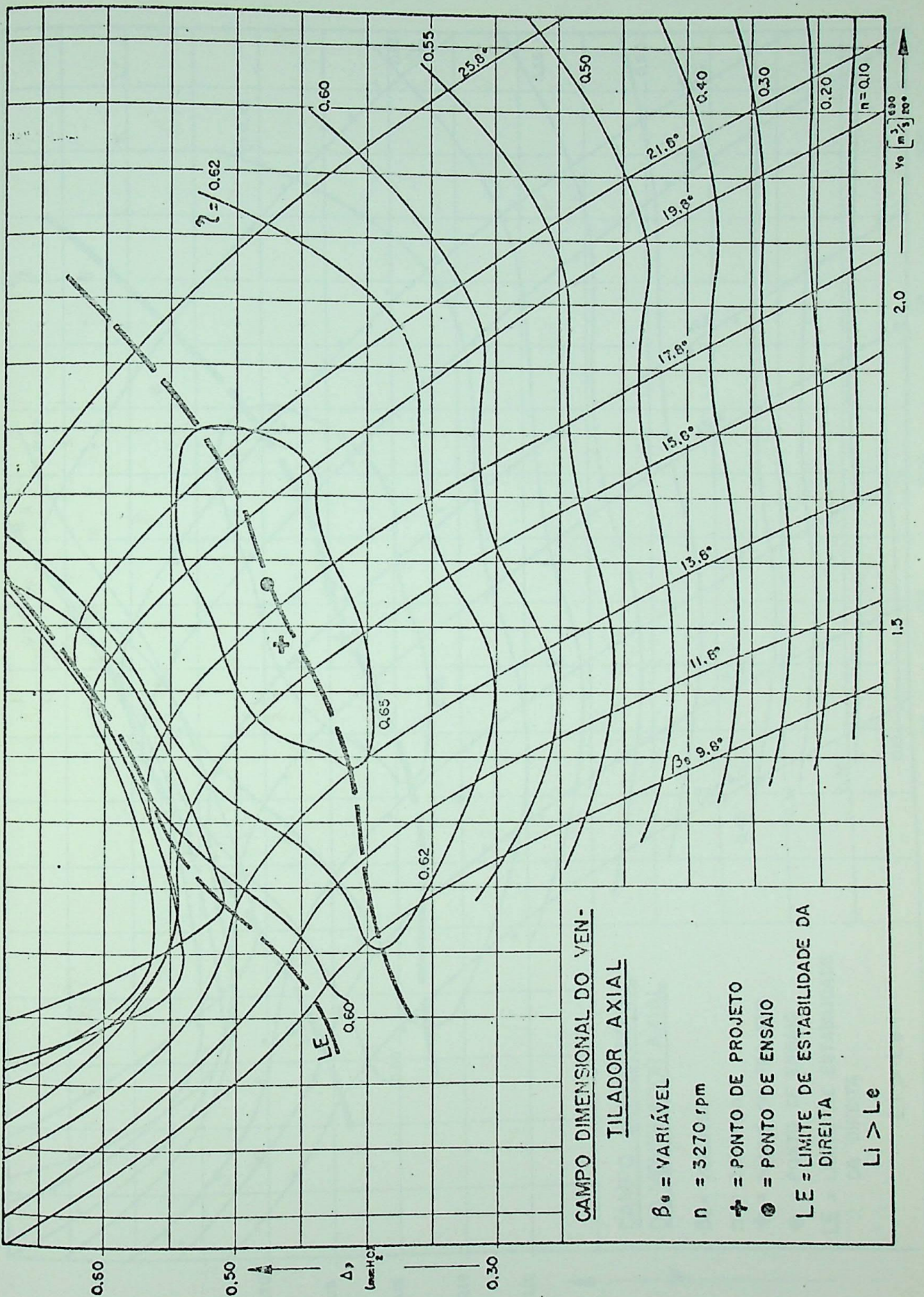


Fig.18 - Campo dimensional para  $L_i > L_e$

$\beta_e$  variável,  $n = 3270 \text{ rpm}$



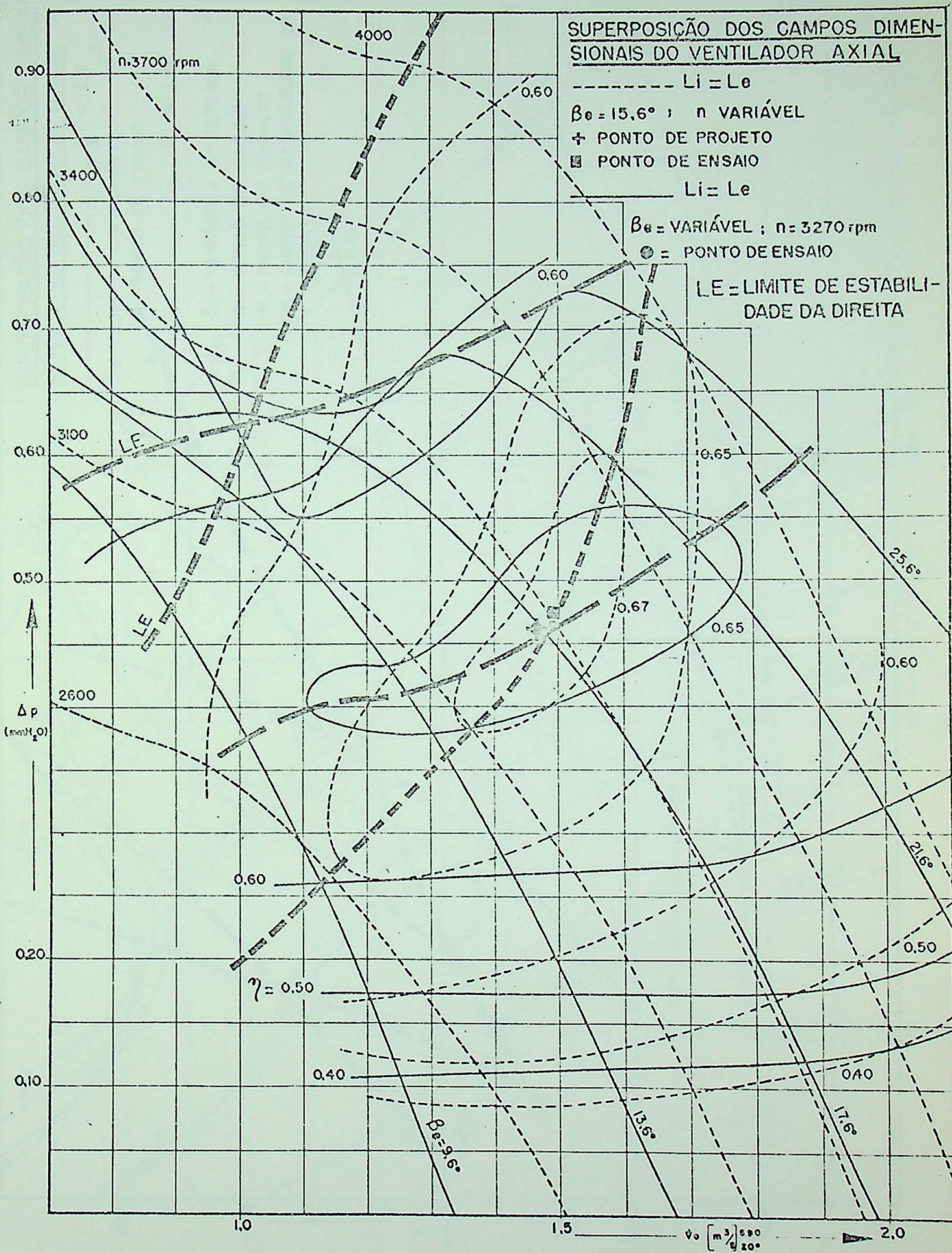


Fig.20 - Superposição dos campos dimensionais para  $L_i = L_e$  com  $\beta_e = 15,6^\circ$  ,  $n$  variável -  $\beta_e$  variável,  $n = 3270 \text{ rpm}$

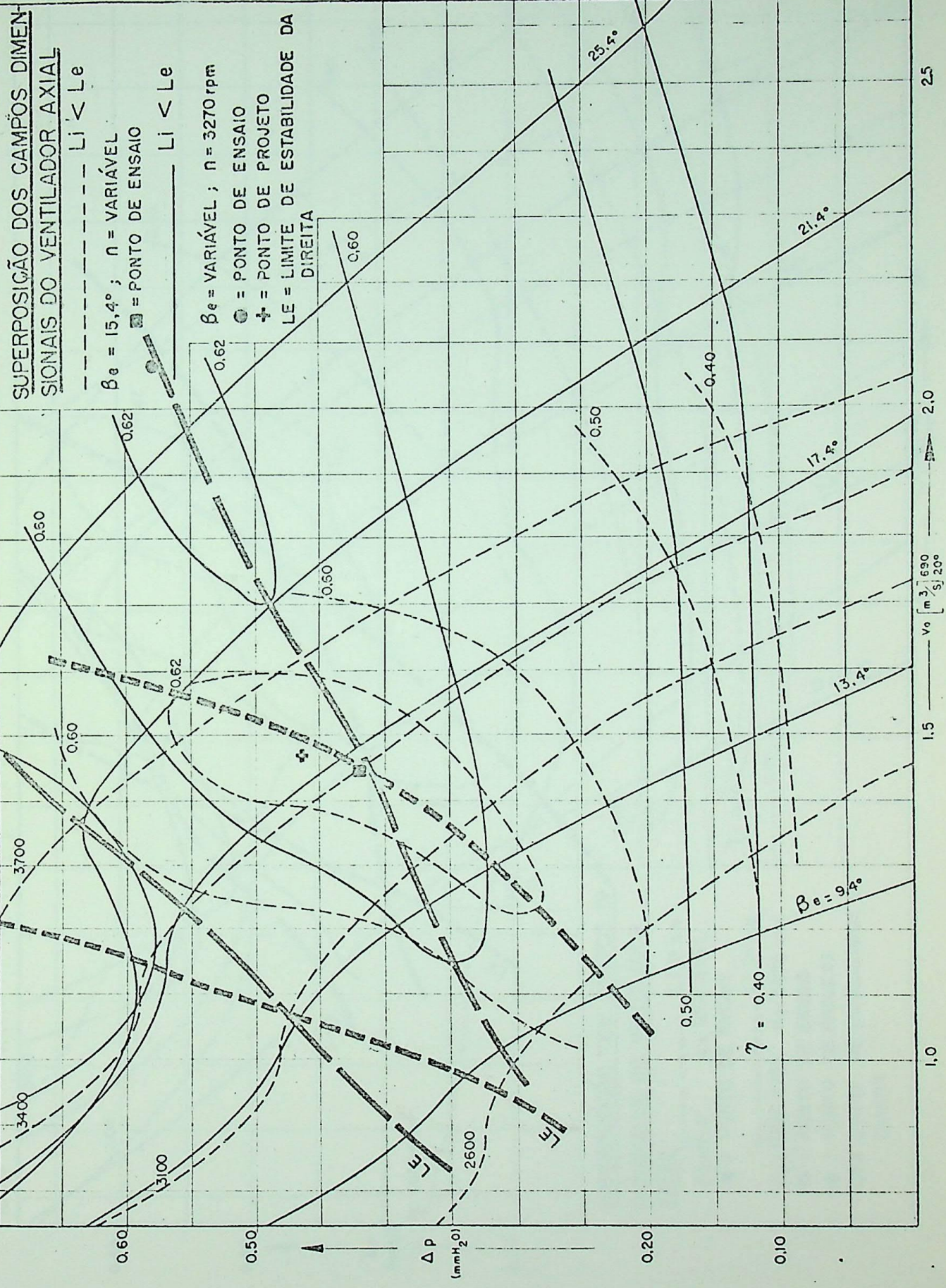


Fig.21 - Superposição dos campos dimensionais para  $L_i < L_e$  com  $\beta_e = 15,4^\circ$ ,  $n$  variável -  $\beta_e$  variável,  $n = 3270 \text{ rpm}$

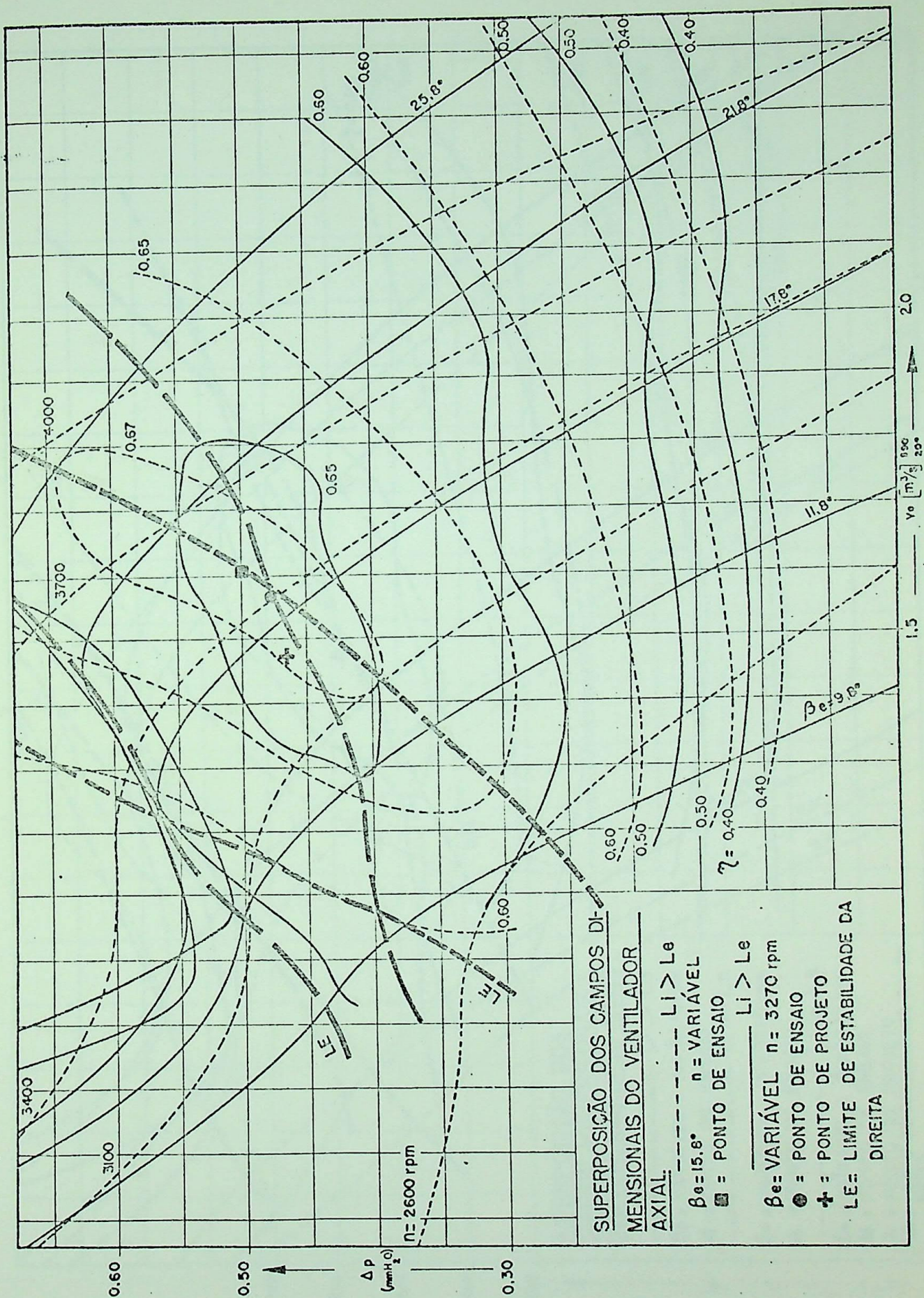


Fig.22 - Superposição dos campos dimensionais para  $L_i > L_e$  cm  
 $\beta_e = 15,8^\circ$  ,  $n$  variável -  $\beta_e$  variável,  $n = 3270$  rpm

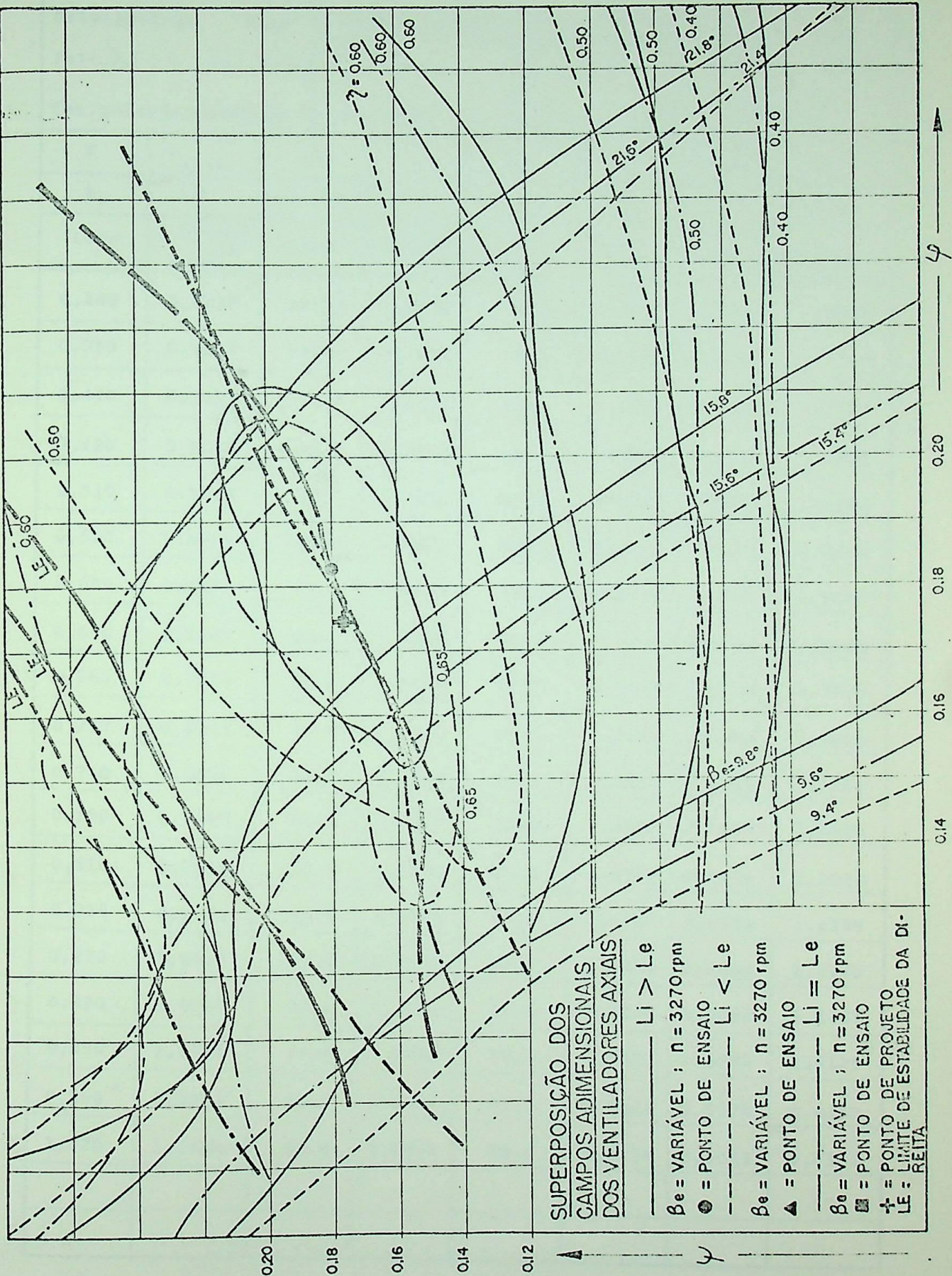


Fig.23 - Superposição dos campos adimensionais dos ventiladores para  $\beta_e$  variável e  $n = 3270 \text{ rpm}$

Data: 10-4-74 N°05		CAMPO DO VENTILADOR AXIAL				$p_b = 684,5$ mmHg	
Inic. 9.30 h Ter. 10.15h		$\beta_e = 15,6^\circ$		$L_i = L_e$		$t = 23,6^\circ\text{C}$ $\phi = 66\%$	
Ens. por: Djalma/Zulcy		$n = 3200$ rpm		$\rho = 1,072\text{kg/m}^3$		$\rho = 0,4645 \frac{p_b}{T}$	
F	$P_{\text{eixo}}$	$\Delta h$	$\dot{V}$	$\Delta p$	$P_h$	$\eta_t$	$\dot{V}_o$
$k_p$	kW	mm H <sub>2</sub> O	m <sup>3</sup> /s	mm H <sub>2</sub> O	kW	-	m <sup>3</sup> /s
Lido	$3,593n \cdot F \times 10^{-4}$	Lido	$0,1828 \sqrt{\frac{\Delta p}{\gamma}}$	Lido	$\frac{\dot{V} \cdot \Delta p}{102}$	$P_h / P_{\text{eixo}}$	$\frac{\rho}{1,093} \cdot \dot{V}$
0,280	0,3219	111,0	1,8606	2,0	0,0365	0,1133	1,8249
0,360	0,4139	105,0	1,8096	9,0	0,1597	0,3858	1,7749
0,440	0,5059	99,0	1,7571	13,0	0,2240	0,4427	1,7234
0,480	0,5519	95,0	1,7213	17,0	0,2869	0,5198	1,6882
0,510	0,5864	93,2	1,7049	20,0	0,3343	0,5701	1,6722
0,570	0,6554	87,6	1,6529	25,0	0,4051	0,6181	1,6212
0,600	0,6899	84,2	1,6205	28,0	0,4448	0,6448	1,5894
0,630	0,7243	82,0	1,5992	30,4	0,4766	0,6580	1,5685
0,665	0,7646	78,2	1,5617	33,0	0,5053	0,6608	1,5317
0,710	0,8163	71,0	1,4881	37,0	0,5398	0,6613	1,4595
0,740	0,8508	67,8	1,4541	40,5	0,5774	0,6786	1,4262
0,780	0,8968	64,4	1,4172	43,0	0,5975	0,6662	1,3900
0,810	0,9313	58,5	1,3507	46,6	0,6171	0,6626	1,3248
0,830	0,9543	54,6	1,3049	49,0	0,6269	0,6569	1,2799
0,870	1,0003	49,0	1,2362	53,5	0,6484	0,6482	1,2125
0,890	1,0233	43,6	1,1661	55,8	0,6379	0,6234	1,1437
0,890	1,0233	34,2	1,0328	58,5	0,5923	0,5788	1,0129
0,890	1,0233	23,7	0,8597	61,0	0,5142	0,5024	0,8432
1,020	1,1728	13,4	0,6465	75,0	0,4754	0,4053	0,6341

Tab.1 - Modelo usado para o traçado dos campos dos ventiladores com  $\beta_e$  de projeto e  $n$  variável

Data: 25-4-74 Nº 04		CAMPO DO VENTILADOR AXIAL					$P_b = 682$ mmHg			
Inic. 6.50h Tér. 8.00h		$\beta_e = 15,4^\circ$		$L_i < L_e$		$t = 21,95^\circ\text{C}$ $\phi = 74\%$				
Ens. por: Zulcy/Djalma		$n = 3270$ rpm		$\rho = 1,0739 \text{ kg/m}^3$		$\rho = 0,4645 \frac{P_b}{T}$				
F	$P_{\text{eixo}}$ kW	$\Delta h$ mmH <sub>2</sub> O	$\dot{V}$ m <sup>3</sup> /s	$\dot{V}_o$ m <sup>3</sup> /s	$\Delta P$ mm H <sub>2</sub> O	$P_h$ kW	$\eta_t$	$u_e$ m/s	$\psi$	$\phi$
	$3,593 n \cdot F$ $\times 10^{-4}$	Lido	$0,1828 \sqrt{\frac{\Delta h}{\gamma}}$	$\frac{\rho}{1,093} \cdot \dot{V}$	Lido	$\frac{\dot{V} \cdot \Delta P}{102}$	$\frac{P_h}{P_{\text{eixo}}}$	$0,02944 \cdot n$	$\frac{19,62 \cdot \Delta P}{\gamma \cdot u_e^2}$	$\frac{V_o}{u_e}$ 7,9577
0,280	0,3290	103,7	1,7963	1,7649	1,5	0,0264	0,0803	58,48	0,00584	0,2051
0,340	0,3995	99,0	1,7552	1,7244	5,0	0,0860	0,2154	"	0,01948	0,2004
0,380	0,4465	95,4	1,7230	1,6928	8,2	0,1385	0,3102	"	0,03194	0,1967
0,420	0,4935	91,2	1,6846	1,6551	13,0	0,2147	0,4351	"	0,05064	0,1923
0,470	0,5522	88,2	1,6567	1,6277	16,5	0,2680	0,4853	"	0,06427	0,1891
0,505	0,5933	85,0	1,6263	1,5979	19,0	0,3029	0,5106	"	0,07401	0,1857
0,545	0,6403	81,2	1,5896	1,5617	23,2	0,3616	0,5647	"	0,09036	0,1815
0,580	0,6814	78,0	1,5579	1,5307	26,5	0,4047	0,5940	"	0,10322	0,1779
0,640	0,7519	71,4	1,4906	1,4645	30,5	0,4457	0,5928	"	0,11880	0,1702
0,690	0,8107	66,0	1,4331	1,4080	34,8	0,4889	0,6031	"	0,13555	0,1636
0,720	0,8459	61,2	1,3800	1,3558	38,0	0,5141	0,6078	"	0,14801	0,1575
0,770	0,9047	56,6	1,3271	1,3039	41,7	0,5425	0,5997	"	0,16242	0,1515
0,790	0,9282	53,8	1,2939	1,2712	43,7	0,5543	0,5972	"	0,17021	0,1477
0,810	0,9517	50,0	1,2473	1,2255	47,0	0,5747	0,5976	"	0,18307	0,1424
0,840	0,9869	45,1	1,1846	1,1639	50,4	0,5853	0,5931	"	0,19631	0,1352
0,860	1,0104	40,0	1,1157	1,0961	53,0	0,5797	0,5738	"	0,20644	0,1274
0,850	0,9987	32,8	1,0103	0,9926	54,8	0,5428	0,5435	"	0,21345	0,1153
0,880	1,0339	24,9	0,8802	0,8648	59,6	0,5143	0,4974	"	0,23214	0,1005

Tab.2 - Modelo usado para o traçado dos campos dos ventiladores com  $\beta_e$  variável e  $n = 3270$  rpm

## BIBLIOGRAFIA

- 1 - BRAN, R.  
SOUZA, Z. "Máquinas de Fluxo"  
Ao Livro Técnico S.A. - 1969
- 2 - BERNARD, F.  
TOURANCHEAU, A.L.  
VIVIER, L. "Éléments de Construction"  
Dunod - 1969
- 3 - BRIGHENTI, D. "Experimentelle Untersuchung des  
Einflusses verschiedener Einbau-  
arten und des Schaufelwinkels eines  
Axialventilators auf die Kennlinien-  
hysteresis"  
Universität Karlsruhe - 1970
- 4 - ECKERT/SCHNELL "Axial-und Radialkompressoren"  
Springer, Berlin - 1961
- 5 - ECK, B. "Technische Strömungslehre"  
Springer, Berlin - 1966
- 6 - ECK, B. "Ventilatoren"  
Springer, Berlin - 1962

- 7 - FOCKE, J. "Bombas Rotativas"  
Libreria Del Colégio - 1952
- 8 - HORLOCK, J.H. "Axialkompressoren"  
Braun, Karlsruhe - 1967
- 9 - MARCINOWSKI, H. "Vorlesung Strömungsmaschinen"  
SS 1969 - Universität Karlsruhe
- 10 - MARCINOWSKI, H. "Optimalprobleme bei Axialventilatoren"  
Voith - Forschung und Konstruktion -  
- HEFT 5 - 1959
- 11 - MARCINOWSKI, H. "Druck - und Geschwindigkeitsverteilung  
hinter dem Laufrad eines Axialventilators"  
Voith - Forschung und Konstruktion  
HEFT 2 - 1957
- 12 - PFLEIDERER  
PETERMANN "Strömungsmaschinen"  
Springer, Berlin - 1964
- 13 - PFLEIDERER, C. "Bombas Centrífugas y Turbocompresores"  
Editorial Labor, S.A. - 1960
- 14 - PFLEIDERER, C. "Vorausbestimmung der Kennlinien  
schnellläufiger Kreiselpumpen"  
VDI - VERLAG GMBH - 1938

15 - SOUZA, Z.

"Comportamento das Máquinas de Fluxo  
Frias"

EFEI - 1968

16 - TENOT, A.

"Turbines Hydrauliques"-I,II,III

Léon Eyrolles - 1932

EFEI - BIBLIOTECA MAUÁ  
8200059



NÃO DANIFIQUE ESTA ETIQUETA