

PECE – Programa de Educação Continuada da Escola Politécnica da USP

Curso de Pós Graduação “Lato Sensu”

Especialização em Energias Renováveis, Geração Distribuída e Eficiência  
Energética

MARCELO MADEU

Aproveitamento da descarga de condensadores resfriados a ar de equipamentos  
de ar condicionado em microturbinas eólicas

v. 2

São Paulo

2013

MARCELO MADEU

## Aproveitamento da descarga de condensadores resfriados a ar de equipamentos de ar condicionado em microturbinas eólicas

Monografia apresentada ao PECE – Programa de Educação Continuada da Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, em cumprimento parcial às exigências do Curso de Pós Graduação Lato Sensu para obtenção do título de especialista em Energias Renováveis, Geração Distribuída e Eficiência Energética, sob orientação do Prof. Doutor José Roberto Simões Moreira.



Curso de Pós Graduação “Lato Sensu”

Especialização em Energias Renováveis, Geração Distribuída e Eficiência Energética

São Paulo

2013

## **Agradecimentos**

Agradeço aos colegas e professores do curso, que contribuíram muito para a idealização deste trabalho, em especial ao meu orientador Professor Doutor José Roberto Simões Moreira, pela paciência, perseverança, motivação e muito apoio durante a elaboração deste trabalho.

À minha família, pelo apoio e paciência durante o curso e a elaboração do trabalho.

## RESUMO

MADEU, M. Aproveitamento da descarga de condensadores resfriados a ar de equipamentos de ar condicionado em microturbinas eólicas 2013. 126f. Monografia – Escola Politécnica, Universidade de São Paulo, 2013.

O objetivo deste trabalho é demonstrar o potencial energético disponível na descarga dos ventiladores axiais de condensadores resfriados a ar de equipamentos de ar condicionado como resfriadores de líquidos tipo “chillers”, splits convencionais e VRV (Volume de gás refrigerante variável), uma vez que vivemos tempos com escassez de recursos, sendo energia elétrica e água os principais a serem economizados nos tempos futuros; A energia elétrica devido a sua dificuldade de obtenção, que para ser gerada, além de envolver altos custos de implantação e operação, ainda sempre gera algum tipo de dano ambiental ao planeta, e a água que devido ao seu mau uso, mudanças climáticas e aumento da população mundial, não será suficiente para abastecer o planeta.

Neste cenário, a maneira mais fácil e barata de se economizar energia, é através da eficiência energética dos sistemas existentes, evitando desta forma a construção de grandes empreendimentos de geração de energia, tão custosos, complexos e agressivos ao meio ambiente do planeta. Por outro lado, este trabalho pretende também incentivar a instalação de equipamentos de ar condicionado com condensadores resfriados a ar, pois evita-se o consumo de água p/ tal resfriamento, recurso que pode ser aproveitado para outras finalidades mais nobres.

Acreditamos que com este trabalho, possamos mostrar ao mercado de ar condicionado e de microturbinas eólicas, que precisamos aproveitar a vazão de ar gerada nos condensadores de “chillers” e “splits” convencionais e VRV, que hoje são descarregadas na atmosfera, sem qualquer tipo de aproveitamento, em parte por não saber o que fazer com tal energia, e em parte por precaução, p/ evitar-se problemas com a operação destes tipos de equipamentos; Porém estamos chegando num estágio da vida humana no planeta, que tais desperdícios não podem ser mais tolerados, e precisamos estudar melhor nossos sistemas, para rompermos antigos paradigmas e preconceitos, se quisermos continuar habitando em nosso planeta.

Um dos obstáculos para a utilização de turbinas eólicas nas áreas urbanas, é a baixa velocidade dos ventos, devido ao excesso de construções nestas áreas, além do tamanho das turbinas que eram muito grandes. Atualmente os fabricantes de turbinas eólicas já disponibilizam microturbinas eólicas que podem ser instaladas na cobertura de edifícios comerciais e residenciais, e o problema dos ventos podem ser solucionados com o aproveitamento da vazão de ar dos condensadores a ar de equipamentos de ar condicionado, que possuem velocidades que podem ser aproveitadas nas microturbinas existentes. Temos nas coberturas de nossos edifícios, verdadeiras fábricas de ventos sendo desperdiçadas, em pleno século XXI.

Para isso, iremos apresentar a teoria de ventiladores, mostrando os tipos de ventiladores existentes no mercado, suas curvas de performance, as leis que regem estes tipos de equipamentos, as curvas dos sistemas, o selecionamento de ventiladores e os efeitos na descarga dos mesmos.

Iremos também apresentar a teoria de equipamentos de ar condicionado tipo chiller de compressão à vapor, mostrando o ciclo de compressão à vapor, as principais características dos chillers de compressão à vapor e dos seus condensadores a ar.

Na teoria de turbinas eólicas, apresentaremos os tipos de turbinas existentes, medições e tratamento estatístico dos ventos, fundamentos da geração eólica e estimativa da produção de energia elétrica.

Abordaremos também a teoria de perda de carga em peças especiais de chapa galvanizada, o potencial eólico dos condensadores resfriados a ar, a integração entre o equipamento de ar condicionado tipo chiller e as microturbinas disponíveis no mercado, a energia elétrica gerada por tal integração entre estes equipamentos, a economia que pode ser obtida, o retorno de investimento, os obstáculos/benefícios da implantação e finalmente uma visão futura do desenvolvimento desta integração.

## PALAVRAS CHAVE

Ar Condicionado; Microturbinas eólicas; Eficiência Energética; Viabilidade econômica



## ABSTRACT

The aim of this work is to demonstrate the potential available in the energetic discharge axial fans air-cooled condensers of air conditioning equipment such as coolers type of liquid chillers, splits conventional and VRV (Variable Refrigerant Volume), since we live in times of scarce resources, electric power and water being the key to be saved in future times; The power due to its difficulty in obtaining that to be generated, besides involving high costs of implementation and operation, yet always generates some kind of environmental damage to the planet, and the water due to misuse, climate change and increased world population, will not be enough to power the planet. In this scenario, the easiest and most inexpensive way to save energy is through the energy efficiency of existing system, thus avoiding the construction of large power generation projects, as costly, complex and harmful to the environment of the planet. On the other hand, this work also wants to encourage the installation of air conditioning equipment with air-cooled condensers, because it avoids the use of such water for cooling feature that can be used for other purposes noblest.

We believe that with this work, we show the air conditioner market microturbines and wind, we need to take advantages of the air flow generated in capacitors and splits conventional chillers and VRV, which today are discharged into the atmosphere without any kind of exploitation, partly by not knowing what to do with such energy, and partly as a precaution to avoid up problems with operation of these types of equipment; However we are reaching a stage of human life on the planet, and such waste can not sermais tolerated and we need to study our systems better for we break old paradigms and prejudices, if we want to continue to live on our planet.

One obstacle to the use of wind turbines in urban areas is low wind speeds due to excessive constructions in these areas, and the size of the turbines that were too large. Currently manufacturers already offer microturbines that can to be installed on the roof of commercial and residential buildings, and the problem of the winds can to be solved with the use of the air flow of the air condensers of air conditioning equipment, which have speeds can be utilized in existing microturbines. We have coverage in our buildings, factories true winds being wasted, in the XXI century.

For this, we will present the theory of fans, showing the types of fans on market, their performance curves, the laws governing these types of equipment, the curves of the systems, the selections fans, the effects on the discharge thereof.

We will also present the theory of air conditioning equipment for vapor compression chiller, showing the vapor compression cycle, the main characteristics of the vapor compression chillers and condensers to air their type.

In the theory of wind turbines, we presents the types of existing turbines, measurements and statisticals treatment of the winds, fundamentals of wind generation and estimation of the production of electricity. In figure 03, we present a microturbine wind to urban areas.

We will also explore the theory of loss in special pieces of galvanized sheet, the wind potential of the air-cooled condensers, the integration between the air-conditioning chiller type and microturbines available in the market, the electricity generated by such integration, the savings that can be obtained, return on investment, barriers / benefits of implementation and finally a vision of the future development of this integration.

Key words

Air Conditioning; Microturbines Wind; Energy Efficiency; Economic Viability

## Lista de figuras

Fig. 2.1 – Curva característica para ventilador axial propeller.....	19
Fig. 2.2 – Curva característica para ventilador axial vaneaxial.....	19
Fig. 2.3 – Gráfico de rotação específica.....	21
Fig. 2.4 – Curva de resistência do sistema.....	24
Fig. 2.5 – Ponto de operação de ventiladores.....	25
Fig. 2.6 -- Padrões de fluxo em curvas de descarga.....	28
Fig. 2.7 – Construção apropriada de uma conexão bifurcada.....	29
Fig. 2.8 – Curva de densidade de potência do vento em função da velocidade.....	31
Fig. 2.9 – Incidência do vento em turbinas eólicas (Formato garrafa).....	32
Fig. 2.10 - Curva de potência de uma turbina.....	33
Fig. 2.11 – Curva de potência real de uma turbina eólica.....	33
Fig. 2.12 – Histograma de velocidades do vento.....	35
Fig. 2.13 – Gráfico de frequência acumulada e duração de velocidade dos ventos.....	36
Fig. 2.14 - Influência do parâmetro k na curva de distribuição de Weibull.....	37
Fig. 2.15 – Turbinas de eixo horizontal.....	38
Fig. 2.16 – Turbinas eixo vertical.....	38
Fig. 2.17 – Máximo coeficiente de potência alcançável para vários modelos de turbinas.....	39
Fig. 2.18 – Gráfico de potência e coeficiente de potência de uma turbina.....	39
Fig. 2.19 – Potência de uma turbina x rotação do rotor p/ velocidades de vento V1 e V2.....	40
Fig. 2.20 – Ângulo de passo e ataque das pás.....	40
Fig. 2.21 – Turbina eólica com multiplicador de potência.....	41
Fig. 2.22 – Turbina eólica sem multiplicador de velocidade.....	42
Fig. 2.23 – Tamanho dos rotores das turbinas.....	43
Fig. 2.24 – Ciclo de compressão à vapor.....	46
Fig. 2.25 – Equipamento de ar condicionado tipo “chiller” .....	47
Fig. 2.26 – Valores de K para cálculo de perda de carga.....	49
Fig. 2.27 – Valores de K para curvas e cotovelos.....	50
Fig. 2.28 – Valores de K para alargamentos, derivações e bifurcações.....	51
Fig. 2.29 – Indicações práticas para projeto de dutos.....	52

Fig. 4.1 – Esquema de interligação equip.ar condicionado / microturbina eólica.....	55
Fig. 5.1 – Investimento inicial x Payback simples p/ microturbinas eólicas.....	58
Fig. 5.2 – Tarifa de energia x Payback simples p/ microturbinas eólicas.....	59
Fig. 5.3 – Investimento inicial x TIR p/ microturbinas eólicas.....	59
Fig. 5.4 – Tarifa de energia x TIR p/ microturbinas eólicas.....	60
Fig. 6.1 – Curva de ventilador axial marca Multi-Wing mod.710/9/PAG/AV.....	62
Fig. 6.2 – Foto do ventilador axial marca Multi-Wing mod. 710/9/PAG/AV.....	63
Fig. 6.3 – Ventilador marca Ventisilva mod. E80T6.....	64
Fig. A.1 – Especificações “chillers” Hitachi.....	69
Fig. A.2 – Especificações “chillers” Carrier.....	70
Fig. A.3 – Especificações “chillers” Trane.....	71
Fig. B.1 – Microturbina marca BS Energie mod.Zefiro 1400.....	72
Fig. B.2 – Microturbina marca BS Energie mod. Zefiro 4300.....	73
Fig. B.3 – Microturbina marca Enersud mod. Notus 138.....	74
Fig. B.4 – Microturbina marca Enersud mod. Gerar 246.....	76
Fig. B.5 – Microturbina marca Aeolos mod. V600W.....	78
Fig. B.6 – Microturbina marca Rulis Eletrica mod. Silent Wind 48V.....	79
Fig. B.7 – Microturbina marca Yancheng ZD Green Energy Co.Ltda mod.Dragonfly.....	80
Fig. B.8 – Microturbina Suzhou Great Watt Energy Co. Ltda mod. 5700-24V.....	81
Fig. C.1 – Coef.de singularidade ( $C_0$ ) p/ cotovelo 90° com chicanas, segundo o ASHRAE Handbook Fundamentals 2009.....	94
Fig. C.2 – Coeficiente de singularidade ( $C_0$ ) p/ transformação retangular, segundo o ASHRAE Handbook Fundamentals 2009.....	95
Fig. C.3 – Coeficiente de singularidade ( $C_0$ ) p/ transformação retangular p/ redondo, segundo o ASHRAE Handbook Fundamentals 2009.....	95
Fig.D.1 – Ábaco da SMACNA p/ cálculo de perda de carga localizada em dutos.....	96

## Lista de tabelas

Tabela 2.1 – Tipos de ventiladores.....	17
Tabela 2.2 – Comparação das condições de fluxo p/ quatro sistemas de ventilação.....	25
Tabela 2.3 – Aumento de rotação e potência absorvida.....	26
Tabela 2.4 – Características gerais de alguns modelos de microturbinas.....	43
Tabela 2.5 – Valores do coeficiente de recuperação R.....	50
Tabela 2.6 – Valores do coeficiente K de perda de carga.....	50
Tabela 3.1 – Resultado das simulações do “software” ENERGYPLUS (DOE, 2010) .....	52
Tabela 4.1 – Características técnicas das microturbinas utilizadas na integração com “chiller” Hitachi .....	55
Tabela 4.2 – Características técnicas da integração das microturbinas com o “chiller” Hitachi.....	55

## Lista de símbolos

Ns	Rotação específica [rpm]
N	Rotação do ventilador [rpm]
Q	Vazão de ar do ventilador [m <sup>3</sup> /s]
Pe	Pressão estática do ventilador [Pa]
D	Diâmetro do ventilador [mm]
$\rho$	Densidade do ar na altitude Hm [kg/m <sup>3</sup> ]
W	Potência do ventilador [W]
V	Velocidade do ar [m/s]
Pd	Pressão dinâmica [Pa]
Re	Número de Reynolds
K	Constante de Perda de carga do sistema
L <sub>10</sub>	Vida nominal básica [horas]
C	Índice de carga dinâmica básica [N]
S	Carga dinâmica equivalente do rolamento [N]
$\omega$	Velocidade angular [rad/s]
p	Expoente de vida
L <sub>50</sub> sobreviver	Número de horas que 50% de um grupo de rolamentos idênticos e com carga idêntica deverá sobreviver
e	Excentricidade do eixo (mm)
R	Raio do rotor [mm]
m <sub>x</sub>	Massa do rotor [Kg]
m <sub>e</sub>	Desbalanceamento do rotor [Kg]
e <sub>t</sub>	Desbalanceamento residual permissível [g.mm/Kg]
G	Grau de qualidade de balanceamento de acordo com a norma ISO 1940/1-1986
BFI	Incremento de frequência de pá [dB]
B <sub>f</sub>	Frequência da pá [Hz]
L <sub>w</sub>	Nível de potência sonora estimado do ventilador [dB]
K <sub>w</sub>	Nível de potência sonora específico [dB]
C	Fator de correção para o ponto de operação do ventilador [dB]
N <sub>c</sub>	Rotação crítica do eixo [rpm]

$g$	Aceleração da gravidade [ $\text{m/s}^2$ ]
$dst$	Deflexão estática máxima total [mm]
$w$	Massa do eixo [kg]
$W$	Massa do rotor [Kg]
$E$	Módulo de elasticidade [ $\text{kg/m}^2$ ]
$I$	Momento de inércia [ $\text{m}^4$ ]
$L$	Comprimento do eixo [m]
$E_c$	Energia cinética do ar [J]
$m$	massa de ar [Kg]
$A$	Área de passagem do ar pela turbina eólica [ $\text{m}^2$ ]
$P$	Potência gerada pelo vento [W]
$H_m$	Altitude do local [m]
$\rho$	Densidade do ar no nível do mar [ $\text{Kg/m}^3$ ]
$T$	Temperatura ambiente do local [ $^{\circ}\text{C}$ ]
$P_m$	Potência mecânica de uma turbina eólica [W]
$C_p$	Coeficiente de performance da turbina eólica
$\mathcal{A}$	Eficiência da turbina eólica
$V_e$	Velocidade a partir da qual uma turbina começa a produzir energia [m/s]
$V_n$	Velocidade do vento em que a turbina atinge sua velocidade nominal [m/s]
$V_c$	Velocidade do vento a partir da qual a turbina é desligada para evitar problemas estruturais [m/s]
$\bar{V}$	Velocidade média do período [m/s]
$N$	Número de observações
$V_i$	Velocidade observada num determinado instante [m/s]
$\sigma$	Desvio padrão [m/s]
$f_r$	Frequência relativa associada a cada intervalo $j=f_i/N$ [%]
$f_j$	Frequência absoluta [Número de observações em cada classe ou intervalo $j$ ]
$m_j$	Valor médio do vento de cada intervalo [m/s]
$V_{min}$	Velocidade mínima de cada intervalo [m/s]
$\Delta V$	Variação da velocidade de cada intervalo [m/s]
$\lambda$	Coeficiente de velocidade de ponta de pá
$\omega.R$	Velocidade tangencial de ponta de pá [rad/s]
$R$	Raio da pá [m]

$F_L$  Força de sustentação [N]  
 $F_D$  Força de arrasto = Paralela à direção do vento incidente [N]  
 $\alpha$  Ângulo de ataque [Graus]  
 $\beta$  Ângulo de passo [Graus]  
CNE Capacidade nominal específica [W/m<sup>2</sup>]  
 $h_v$  Pressão dinâmica [mmH<sub>2</sub>O] , [PolH<sub>2</sub>O]  
 $\Delta P$  Perda de carga na peça [mmH<sub>2</sub>O] , [PolH<sub>2</sub>O]  
 $p_s$  Recuperação da energia de pressão [mmH<sub>2</sub>O] , [PolH<sub>2</sub>O]  
 $\Delta p_s$  Variação da recuperação da energia de pressão [mmH<sub>2</sub>O] , [PolH<sub>2</sub>O]  
R Fator de recuperação  
S Área da seção do duto [Pés]  
 $\gamma$  Peso específico do ar [Kg/m<sup>3</sup>]  
 $v_d$  Velocidade de descarga do ventilador do condensador (m/s)  
 $Q_c$  Vazão total de ar no condensador (m<sup>3</sup>/h)  
 $A_v$  Área de descarga do ventilador (m<sup>2</sup>)  
 $n$  Número de ventiladores do condensador  
 $\eta_{turbina}$  Rendimento da turbina eólica [%]  
 $A_v$  Área dos ventiladores do condensador [m<sup>2</sup>]  
 $V_v$  Velocidade de descarga do ar nos ventiladores do condensador [m/s]  
 $N_v$  Número de ventiladores cobertos pelo cotovelo e transformação (Carenagem)  
 $A_{vt}$  Área total do número de ventiladores cobertos pelo cotovelo e transformação (Carenagem) [m<sup>2</sup>]  
 $A_c$  Área do cotovelo [m<sup>2</sup>]  
 $V_c$  Velocidade do ar no cotovelo [m/s]  
 $\Delta P_c$  Perda de carga no cotovelo [mmca]  
 $D_r$  Diâmetro do rotor da microturbina [m]  
 $\Delta P_{tr}$  Perda de carga na transformação [mmca]  
 $\Delta P_t$  Perda de carga total (Cotovelo + Transformação) [mmca]  
Pot Potência gerada pelas microturbinas [kW]  
% Pot.ch. Porcentagem da potência gerada pelas microturbinas em relação à potência total do chiller Hitachi [%]

## SUMÁRIO

1- INTRODUÇÃO.....	14
2- REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	16
2.1- TEORIA DE VENTILADORES.....	16
2.2- TEORIA DE TURBINAS EÓLICAS.....	28
2.3- TEORIA DE EQUIPAMENTOS DE AR CONDICIONADO TIPO “CHILLER” .....	44
2.4- TEORIA DE PERDA DE CARGA EM PEÇAS ESPECIAIS.....	46
3- POTENCIAL EÓLICO DOS CONDENSADORES DE EQUIP.DE AR CONDICIONADO.....	52
4- INTEGRAÇÃO ENTRE EQUIP.DE AR CONDICIONADO E MICROTURBINAS EÓLICAS.....	54
5- VIABILIDADE ECONÔMICA DA INTEGRAÇÃO .....	57
6- PRINCIPAIS DESAFIOS DA INTEGRAÇÃO .....	60
7- PRINCIPAIS BENEFÍCIOS DA INTEGRAÇÃO.....	65
8- CONCLUSÃO.....	66
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	86
ANEXOS.....	68



## 1- INTRODUÇÃO

No início dos anos 70, o mundo conheceu a primeira crise do petróleo, pois os maiores produtores resolveram de repente aumentar o preço do barril de petróleo assustadoramente, quando perceberam que o mundo industrializado não poderia mais sobreviver sem tal recurso; Neste momento, os países que eram obrigados a importar petróleo, devido a não possuir o recurso em seu solo, dentre os quais os Estados Unidos da América (EUA), decidiram criar programas e regulamentos de conservação de energia, surgindo assim, o conceito de eficiência energética, que significa economia no consumo de energia dos empreendimentos existentes, reduzindo a necessidade de construção de novas usinas geradoras de energia.

Em paralelo, começaram aparecer os primeiros estudos mostrando que a queima dos derivados de petróleo em veículos, indústrias e usinas de geração de energia, geravam uma grande poluição no ar atmosférico, responsáveis por várias doenças respiratórias nos seres humanos, entre outras, além de contribuir para o efeito estufa do planeta; Foi então que surgiu o conceito de sustentabilidade, que de acordo com a (COMISSÃO BRUNDTLAND, 1987) “ Desenvolvimento sustentável é aquele que satisfaz as necessidades do presente sem comprometer a capacidade de as futuras gerações satisfazerem suas próprias necessidades”.

Para se ter uma idéia do problema, segundo o (WWF, 2010) “ A Terra perdeu, em pouco mais de um quarto de século, quase um terço de sua riqueza biológica e recursos, e no atual ritmo, a humanidade necessitará de dois planetas em 2030 para manter seu estilo de vida”.

Este conceito de sustentabilidade foi transportado para edifícios comerciais e residenciais, que produzem vários impactos negativos ao meio ambiente, que segundo (CASADO, 2010) são:

### - Construção

- Consumo de materiais com alto nível de energia embutida
- Consumo de materiais com alta emissão de CO<sub>2</sub>
- Produção de entulho
- Grande movimentação de terra
- Transporte de materiais e entulho

### - Operação

- Grande consumo de energia
- Grande consumo de água
- Grande produção de esgoto e lixo
- Impermeabilização do terreno
- Transporte de pessoas

### - Poluição gerada na construção civil

- Dos 24,5 milhões de m<sup>3</sup> de madeira produzida pela a Amazônia, 17,5 milhões de m<sup>3</sup> vem de áreas ilegais
- Cada tonelada de cimento produzido, gera 600 Kg de CO<sub>2</sub> na natureza
- Cada tonelada de aço produzido, gera 2500 Kg de CO<sub>2</sub> na natureza
- 5% das emissões diretas de CO<sub>2</sub> do planeta, vem da construção civil e outros 25% indiretos
- Cada tonelada de areia ou brita produzida, consome 10kWh de energia elétrica
- Cada tonelada de gesso produzido, consome 1.000kWh de energia elétrica
- Cada tonelada de alumínio produzido, consome 56.000kWh de energia elétrica
- 50% dos resíduos gerados vem da construção civil
- De 15% a 50% dos recursos naturais extraídos são utilizados na construção civil

Com relação ao consumo de energia elétrica no Brasil, tem-se o seguinte:

23% Edifícios residenciais

11% Edifícios comerciais

8% Edifícios públicos

Destes 42% do consumo de energia elétrica do Brasil, 48% vem dos equipamentos de ar condicionado.

Outro dado interessante, é que 21% do consumo de água no Brasil é utilizado na construção civil.

Todos estes dados mostram que devemos reduzir o consumo de energia elétrica e água nos edifícios comerciais, residenciais e públicos, para que haja uma diminuição da agressão ao meio ambiente por parte deste tipo de construção, além de redução dos custos operacionais dos mesmos.

É neste contexto que apresentamos a idéia de aproveitamento da descarga de ventiladores de condensadores resfriados à ar de equipamentos de ar condicionado, pois ela vem de encontro com nossas atuais necessidades de redução de consumo de água e energia elétrica.

## 2- REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

### 2.1- TEORIA DE VENTILADORES (OTAM,2013)

Um ventilador é uma máquina que produz fluxo de gás com duas ou mais pás fixadas a um eixo rotativo. Os ventiladores convertem a energia mecânica rotacional, aplicada aos seus eixos, em aumento de pressão total do gás em movimento. Esta conversão é obtida através da alteração do momento do fluido.

Os códigos de teste de potência da Sociedade Americana de Engenheiros (ASME) limitam a definição de ventilador a máquinas que aumentam a densidade do gás em no máximo 7% à medida que percorre o trajeto desde a aspiração até a descarga. Este é um aumento de aproximadamente 7.620 Pa (762 milímetros de coluna d' água) com base no ar padrão. Para pressões superiores a 7.620 Pa, o dispositivo de movimentação do ar é um compressor ou soprador. Existem muitas outras definições, com limites de pressão distintos, sendo que o Brasil não adota, oficialmente, nenhuma especificamente.

Ventiladores para aquecimento, ventilação e ar condicionado, inclusive em sistemas de alta velocidade ou de alta pressão, raramente atingem mais que 2.500 a 3.000 Pa (250 a 300 mm de coluna d' água).

Há três componentes principais em um ventilador: o propulsor (também chamado de rotor), o meio de acioná-lo e a carcaça.

Para prever com razoável exatidão o desempenho de um ventilador na instalação, um projetista deve saber:

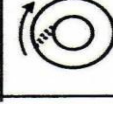

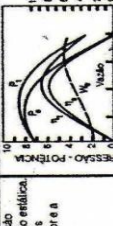
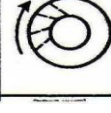

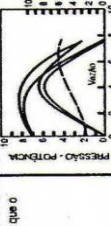
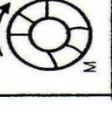

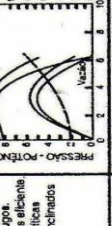
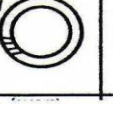

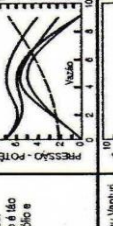
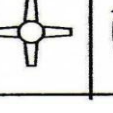
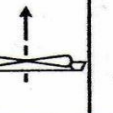
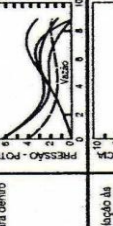
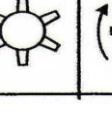
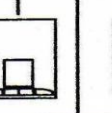
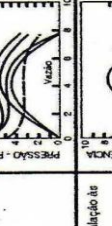
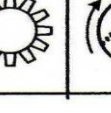
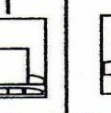
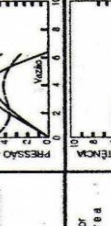
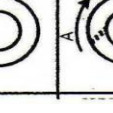
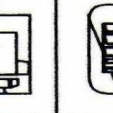
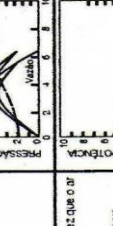
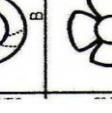
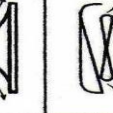
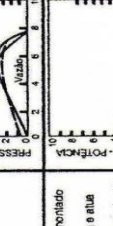
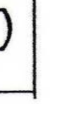


- (a) Como o ventilador foi testado e qual procedimento (norma) foi seguido.
- (b) Os efeitos que o sistema de distribuição de ar terá no desempenho do ventilador.

Ventiladores de tipos diferentes, ou ainda ventiladores do mesmo tipo fornecidos por fabricantes diferentes, não irão interagir com o sistema da mesma maneira.

#### 2.1.1-TIPOS DE VENTILADORES

Para cobrir uma ampla gama de aplicações, os ventiladores são fabricados em uma variedade de tipos. Podem ser classificados sob três tipos gerais: (a) Centrífugos, (b) Axiais, (c) Fluxo misto. A Tabela 2.1 compara as características típicas de alguns dos tipos de ventiladores mais comuns.

Tabela 2.1- Tipos de ventiladores

PROJETO DO ROTOR	PROJETO DA CARCAÇA	CURVAS DE DESEMPENHO*	CARACTERÍSTICAS DE DESEMPENHO	APLICAÇÕES
<ul style="list-style-type: none"> <li>- Rendimento mais alto de todos os projetos de ventiladores centrífugos.</li> <li>- 10 a 16 pás de perfil aeródico curvado para trás em relação à direção da rotação. As profundidades permitem espanto eficiente dentro do intervalo entre as pás.</li> <li>- O ar sai do rotor a uma velocidade menor do que a velocidade periférica.</li> <li>- Para determinada capacidade, apresenta a rotação mais elevada dos projetos de ventiladores centrífugos.</li> </ul> 	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Projeto do tipo voluta para uma conversão eficiente da pressão dinâmica em pressão estática.</li> <li>- Rendimento máximo requer ajustes finos entre as peças e alinhamento entre o rotor e a aspiração.</li> </ul> 		<ul style="list-style-type: none"> <li>- Menores rendimentos correm em 50 a 60% da vazão máxima (descarga livre). Essas vazões também apresentam características de pressão boas.</li> <li>- A polifonia atinge o máximo perto do rendimento de pico a baixa e menor ou auto-limitante, em direção a descarga livre.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Aplicações de aquecimento, ventilação e ar condicionado em geral.</li> <li>- Usualmente aplica-se a sistemas grandes os quais são de aplicação de baixa, alta ou média pressão.</li> <li>- Aplica-se a instalações industriais grandes de ar limpo para economia significativa de energia.</li> </ul>
<ul style="list-style-type: none"> <li>- Rendimento apenas ligeiramente menor do que o ventilador aeródico.</li> <li>- 10 a 16 pás com espessura simples curvadas ou inclinadas para trás em relação à direção da rotação.</li> <li>- Eficientes pela mesma razão do ventilador aeródico.</li> </ul> 	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Usa a mesma configuração de carcaça que o ventilador aeródico.</li> </ul> 		<ul style="list-style-type: none"> <li>- Características de pressão mais altas do que os ventiladores aeródicos, curvados para trás e inclinados para trás.</li> <li>- A curva pode ter uma interrupção à esquerda da pressão de pico e o ventilador não deve operar nesta área.</li> <li>- A potência aumenta continuamente até a descarga livre.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- As mesmas aplicações de aquecimento, ventilação e ar condicionado do ventilador aeródico.</li> <li>- Utilizadas em algumas aplicações industriais onde a pó de aeródico pode sofrer corrosão ou erosão devido ao ambiente.</li> </ul>
<ul style="list-style-type: none"> <li>- Características de pressão mais altas do que os ventiladores aeródicos, curvados para trás e inclinados para trás.</li> <li>- A curva pode ter uma interrupção à esquerda da pressão de pico e o ventilador não deve operar nesta área.</li> <li>- A potência aumenta continuamente até a descarga livre.</li> </ul> 	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Tipo voluta. Normalmente é o mais estético de todos os projetos de ventiladores centrífugos.</li> <li>- Uma vez que o projeto do rotor é menos eficiente as dimensões da carcaça não são tão críticas quanto para os ventiladores aeródico e inclinados para trás.</li> </ul> 		<ul style="list-style-type: none"> <li>- Características de pressão mais altas do que a dos ventiladores limitados e curvados para trás.</li> <li>- A pressão pode cair repentinamente à esquerda da pressão de pico, porém isso normalmente não causa problemas.</li> <li>- A polifonia aumenta continuamente até a descarga livre.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Aplicado principalmente no transporte de materiais em plantas industriais. Aplica-se também em algumas instalações industriais de alta pressão.</li> <li>- O rotor reforçado é simples de ser construído em campo. O rotor às vezes é revestido com material especial.</li> <li>- Não é comum para aplicações HVAC.</li> </ul>
<ul style="list-style-type: none"> <li>- Curva de pressão mais plana e rendimento menor do que os ventiladores aeródicos, curvados para trás e inclinados para trás.</li> <li>- Não selecionar o ventilador na velocidade da pressão de pico no extremo esquerdo (ela) em relação a pressão estática de pico.</li> <li>- A potência aumenta continuamente até a descarga livre. A seleção do motor deve levar isso em consideração.</li> </ul> 	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Voluta semelhante a com inclinação oblíqua a outros projetos de ventiladores centrífugos.</li> <li>- O alinhamento entre o rotor e a aspiração não é tão crítico quanto para os ventiladores aeródico e inclinados para trás.</li> </ul> 		<ul style="list-style-type: none"> <li>- Curva de pressão menos íngreme do que a dos ventiladores limitados. A curva apresenta uma queda à esquerda da pressão de pico.</li> <li>- Maior rendimento à direita da pressão de pico em 40 a 50% da vazão máxima (descarga livre).</li> <li>- Seleccione o ventilador preferencialmente à direita da pressão estática de pico.</li> <li>- Considere a curva de polifonia, a qual aumenta continuamente em direção a descarga livre ao selecionar o motor.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Aplica-se principalmente em aplicações de HVAC de baixa pressão, tais como lareiras residenciais, sistemas de ar condicionado central e aparelhos de ar condicionado.</li> </ul>
<ul style="list-style-type: none"> <li>- Baixo rendimento.</li> <li>- Limitado às aplicações de baixa pressão.</li> <li>- Normalmente opera de baixo para cima, ou seja, com as pás inclinadas para cima.</li> <li>- Transferência de energia primária pela pressão de velocidade.</li> </ul> 	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Anel circular simples, pás de perfil ao venturi.</li> <li>- O projeto é muito específico promovendo as pás para a pás e forma um fluxo de ar suave para dentro do rotor.</li> </ul> 		<ul style="list-style-type: none"> <li>- Alta vazão, mas com capacidade de pressão muito baixa.</li> <li>- Rendimento máximo atingido próximo a descarga livre.</li> <li>- Perfil de descarga circular formando redemoinhos.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Para aplicações de baixa pressão com movimento de volumes elevados de ar, tais como circulação de ar em um espaço ou ventilação por uma parede sem dutos.</li> <li>- Utilizado para aplicações de renovação de ar.</li> </ul>
<ul style="list-style-type: none"> <li>- Um pouco mais eficiente e capaz de desenvolver pressão estática mais alta do que o ventilador tipo propeller.</li> <li>- Normalmente possui 4 a 9 pás em perfil aeródico ou com espessura simples.</li> </ul> 	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Tubo cilíndrico com lapa mínima em relação às pontas das pás.</li> </ul> 		<ul style="list-style-type: none"> <li>- Alta vazão, com capacidade de pressão média.</li> <li>- Curva de desempenho apresenta queda à esquerda da pressão de pico. Evite operar o ventilador nesta região.</li> <li>- Perfil de descarga circular, ar formando redemoinhos.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Aplicações HVAC em sistemas de duto de baixa e média pressão, onde a distribuição de ar é bastante não é crítica.</li> <li>- Usado em algumas aplicações industriais, tais como estufas de secagem, cabines de pintura à pistola e exaustão de fumos.</li> </ul>
<ul style="list-style-type: none"> <li>- Um bom projeto de pás propicia um capacidade de média a alta pressão com bom rendimento.</li> <li>- Os mais eficientes desses ventiladores possuem pás aeródico.</li> <li>- As pás podem ter passo fixo, ajustável ou variável.</li> <li>- Cubo é normalmente maior do que a metade do diâmetro da hélice do ventilador.</li> </ul> 	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Tubo cilíndrico semelhante ao ventilador variável, exceto pela lapa entre o rotor e a carcaça que não fica aberta.</li> <li>- Pás de guia na aspiração ou na descarga aumentam a pressão e melhoram o rendimento.</li> </ul> 		<ul style="list-style-type: none"> <li>- Características de alta pressão com capacidade de vazão média.</li> <li>- A curva de desempenho apresenta queda à esquerda da pressão de pico devido à perda de sustentação aerodinâmica. Evite operar o ventilador nesta região.</li> <li>- Pás de guia corrigem o movimento circular provocado pelo rotor e melhoram as características de pressão e o rendimento do ventilador.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Aplicações em sistemas genéricos de HVAC de pressão baixa, média e alta, onde o fluxo de ar em linha reta e uma instalação compacta são necessárias.</li> <li>- Possui boa distribuição de ar à jusante.</li> <li>- Utilizado em aplicações industriais no lugar de ventiladores tubulares.</li> <li>- Mais compacto que os ventiladores centrífugos para a mesma função.</li> </ul>
<ul style="list-style-type: none"> <li>- Desempenho semelhante ao ventilador limit load, exceto pela vazão e pressão serem inferiores.</li> <li>- Rendimento menor que o ventilador limit load.</li> <li>- Curva de desempenho pode apresentar uma queda à esquerda da pressão de pico.</li> </ul> 	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Tubo cilíndrico semelhante ao ventilador variável, exceto pela lapa entre o rotor e a carcaça que não fica aberta.</li> <li>- Pás de guia na aspiração ou na descarga aumentam a pressão e melhoram o rendimento.</li> </ul> 		<ul style="list-style-type: none"> <li>- Desempenho semelhante ao do ventilador limit load, exceto pela vazão e pressão serem inferiores.</li> <li>- Rendimento menor do que o ventilador limit load porque o ar gira a 90° da descarga de alguns pontos é semelhante a do ventilador de fluxo axial e apresenta queda à esquerda da pressão de pico.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Principalmente para aplicações HVAC de baixa pressão em sistemas de ar condicionado.</li> <li>- Possui fluxo de ar em linha reta.</li> </ul>
<ul style="list-style-type: none"> <li>- Aplicados em sistemas de exaustão de baixa pressão para gases industriais, cozinhas, depósitos e algumas instalações comerciais.</li> <li>- Fornece exaustão mecânica, o que é uma vantagem com relação às unidades de exaustão natural ou edifica.</li> <li>- Unidades centrífugas são ligeiramente mais silenciosas do que as unidades axiais.</li> </ul> 	<ul style="list-style-type: none"> <li>- A carcaça normal não é usada, uma vez que o ar descarrega do rotor ao longo de toda a circunferência.</li> <li>- Normalmente não inclui configuração para recuperar o componente de pressão dinâmica.</li> </ul> 		<ul style="list-style-type: none"> <li>- Normalmente operado sem conexão a um duto, portanto opera com pressão muito baixa e vazão muito alta.</li> <li>- Apenas pressão estática e rendimento estático são apresentados nas curvas deste ventilador.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Sistemas de exaustão de baixa pressão, tais como gelos industriais, cozinhas, depósitos e algumas instalações comerciais.</li> <li>- Unidades centrífugas são um pouco mais silenciosas do que as unidades axiais.</li> </ul>
<ul style="list-style-type: none"> <li>- Aplicados em sistemas de exaustão de baixa pressão para gases industriais, cozinhas, depósitos e algumas instalações comerciais.</li> <li>- Fornece exaustão mecânica, o que é uma vantagem com relação às unidades de exaustão natural ou edifica.</li> </ul> 	<ul style="list-style-type: none"> <li>- É essencialmente um ventilador axial montado sobre uma estrutura de suporte.</li> <li>- A cúpula protege o ventilador do clima e atua como cablo de segurança.</li> <li>- A saída de ar se dá através do espaço anular da parte inferior da cúpula.</li> </ul> 		<ul style="list-style-type: none"> <li>- Normalmente operado sem conexão a um duto, portanto opera com pressão muito baixa e vazão muito alta.</li> <li>- Apenas pressão estática e rendimento estático são apresentados nas curvas deste ventilador.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Sistemas de exaustão de baixa pressão, tais como gelos industriais, cozinhas, depósitos e algumas instalações comerciais.</li> <li>- Unidades centrífugas são um pouco mais silenciosas do que as unidades axiais.</li> </ul>



## 2.1.2-VENTILADORES AXIAIS

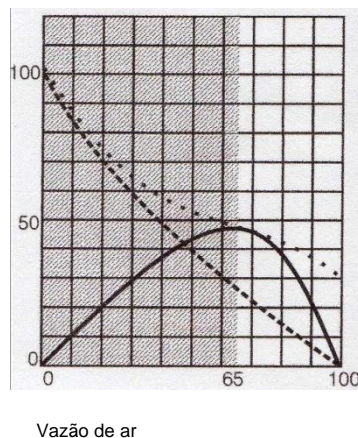
Os ventiladores axiais dividem-se em três grupos: Propeller, Tuboaxial e Vaneaxial.

O ventilador tipo propeller (Fig.2.1) é bem aplicado para altos volumes de ar com pouca ou nenhuma pressão estática diferencial.

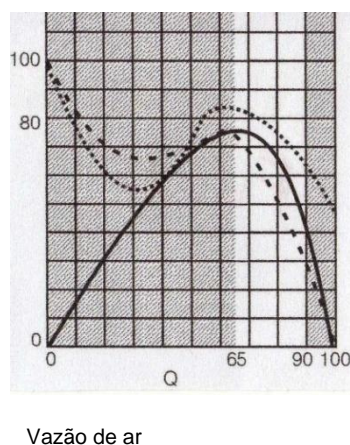
Os ventiladores tuboaxiais e vaneaxiais (Fig.2.2) são simplesmente ventiladores com um rotor axial (Hélice) montados em um cilindro, sendo similares entre si, exceto pelas pás de guia (Endireitadores) nos ventiladores vaneaxiais.

Estas pás de guia removem grande parte do turbilhonamento do ar e melhoram o rendimento. Portanto, um ventilador vaneaxial é mais eficiente do que um ventilador tuboaxial, e pode atingir pressões mais elevadas.

\_\_\_\_\_ Curva de rendimento estático  
..... Curva de potência absorvida  
----- Curva de pressão estática



**Fig. 2.1** – Curva característica para ventilador axial propeller



**Fig. 2.2** – Curva característica para ventilador axial tuboaxial e vaneaxial

Observe que, com os ventiladores axiais, a potência absorvida é máxima na pressão estática máxima (vazão nula). Com ventiladores centrífugos, a potência absorvida é mínima na pressão estática máxima (vazão nula).

As vantagens dos ventiladores tuboaxiais e vaneaxiais são o peso e o tamanho reduzidos, e o fluxo de ar em linha reta que frequentemente elimina curvas no sistema de dutos. O rendimento estático máximo de um ventilador vaneaxial industrial é aproximadamente de 85%. O intervalo de operação para ventiladores axiais é de aproximadamente 65 a 90% da vazão máxima (descarga livre).

As desvantagens são o alto nível de ruído e o rendimento menor do que o dos ventiladores centrífugos.

Nos últimos anos, um projeto mais sofisticado dos ventiladores vaneaxiais tornou possível o uso destes ventiladores em pressões comparáveis àquelas desenvolvidas pelos ventiladores limit load do tipo aerofólio, com rendimento total igual.

Estes ventiladores possuem pás de passo variável as quais podem ser ativadas por um controle externo. Para ventiladores de grande porte que requerem potência motora acima de 75 kW, é comparativamente simples mudar-se as características do ventilador, quer com a utilização de um controlador manual ou pneumático. A desvantagem destes ventiladores é seu alto nível de ruído; Atenuações de ruído geralmente são necessárias tanto à montante quanto à jusante.

### 2.1.3-SELEÇÃO DE VENTILADORES

Em qualquer sistema de ventilação, três parâmetros básicos são exigidos para a seleção do ventilador: vazão de ar ou capacidade ( $m^3/h$ ), o potencial exigido para mover o ar pelo sistema, quer seja pressão total ou estática (mmca) e a velocidade de descarga ( $m/s$ ).

A vazão de ar é determinada pelo projetista do sistema a uma temperatura específica e de acordo com a pressão barométrica na entrada do sistema. O desempenho do ventilador é uma função da densidade do ar na sua aspiração. Esta densidade não apenas determina a capacidade volumétrica para uma determinada massa de fluido, mas também a pressão desenvolvida pelo ventilador. Fatores que afetam a densidade do ar são: pressão barométrica, temperatura e umidade relativa. Sempre que estas condições não forem especificadas, o fornecedor de ventiladores normalmente assume o ar em condições padrão (ar seco a 20° C e pressão barométrica de 760 mmHg).

Embora um ventilador de praticamente qualquer tamanho, centrífugo ou axial, possa ser selecionado para uma determinada vazão e resistência do sistema, as reais possibilidades ficam limitadas pela prática da engenharia e pelas considerações econômicas:

- (a) Espaço para o ventilador e seu mecanismo motriz
- (b) Condições de serviço
- (c) Custo inicial do ventilador versus custo de operação do mesmo
- (d) Tipo e intensidade do ruído produzido pelo ventilador
- (e) Efeito de redução no desempenho do ventilador provocada pelo sistema
- (f) Mecanismo motriz do ventilador e sua confiabilidade
- (g) Estimativa de vida do ventilador versus custo inicial

Há dois métodos de seleção do ventilador:

- (1) Método de seleção pela rotação específica – para selecionar o tipo de ventilador
- (2) Método de seleção do ar equivalente – para obter o tamanho do ventilador

### 2.1.3.1-MÉTODO DE SELEÇÃO PELA ROTAÇÃO ESPECÍFICA

Este método é comumente utilizado para selecionar o tipo de ventilador, normalmente ventiladores maiores com acionamento direto. A seleção da rotação do motor que produzirá a seleção mais eficiente para o ventilador é uma questão de simular rotações motoras padrão disponíveis. A partir destas simulações, as rotações específicas correspondentes poderão ser calculadas e, assim, usadas com as curvas de desempenho básicas para selecionar a vazão do ventilador e o rendimento para uma determinada pressão estática e densidade do ar. Este método geralmente não é recomendado para ventiladores acionados por dispositivos dotados de variação de velocidade. Calcula-se a rotação específica ( $N_s$ ) através da equação 2.1:

$$N_s = 2.877 \times N \times Q/P^{0.75} \quad (2.1)$$

Com a rotação específica ( $N_s$ ) calculada, entra-se no gráfico da Fig.2.3 e determina-se o tipo de ventilador mais adequado para a aplicação em questão.

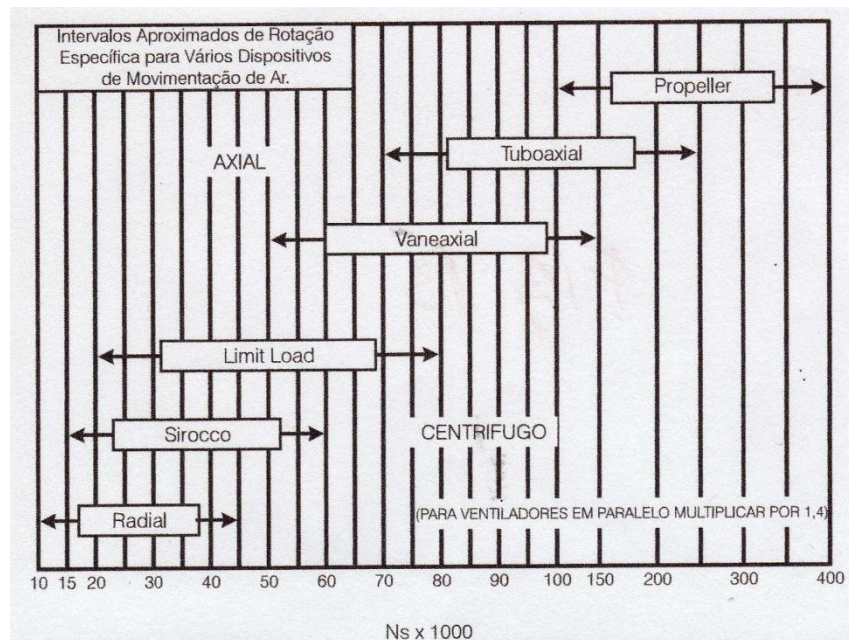


Fig. 2.3 – Gráfico de rotação específica

### 2.1.3.2-MÉTODO DE SELEÇÃO DO AR EQUIVALENTE

Este método é utilizado para determinar o tamanho do ventilador usando-se as leis dos ventiladores. Os mesmos resultados podem ser mais rapidamente obtidos recorrendo-se às tabelas ou curvas de seleção publicadas pelos fabricantes dos ventiladores, normalmente baseadas em ar padrão.

Após as exigências de espaço, a aplicação do ventilador, a vida esperada do ventilador, e outras considerações terem sido estabelecidas, a seleção do ventilador mais adequado é no ponto de rendimento de pico (máximo), ou ligeiramente à direita do mesmo, na curva de desempenho. Isto resulta em um ventilador ligeiramente menor. Entretanto, a seleção neste intervalo propicia uma operação mais estável do que um ventilador sobredimensionado. De fato, os ventiladores sobredimensionados devem ser selecionados apenas onde um aumento futuro de capacidade é esperado, e deve-se ter um grande cuidado para não selecionar um ventilador dentro do intervalo instável da curva.

Independentemente do método utilizado para selecionar um ventilador, existe geralmente uma seleção possível de dois ou mais ventiladores adequados. A economia é normalmente o fator determinante na seleção final.

Além dos já citados métodos manuais de seleção de ventiladores, muitos fabricantes também tem programas computacionais disponíveis. Eles tornam a seleção mais rápida e dirigida, além de permitirem a impressão de folha de dados e curvas personalizadas.

#### 2.1.4-LEI DOS VENTILADORES

Não é exequível testar o desempenho de cada tamanho de ventilador de uma linha de um fabricante, em todas as velocidades às quais ele pode ser aplicado. Nem tampouco é possível simular cada densidade do ar de aspiração que pode ser encontrada.

Felizmente, de acordo com o uso das leis dos ventiladores, é possível prever com boa precisão o desempenho de um ventilador em outras velocidades e densidades diferentes daquelas do teste de desempenho original.

É importante observar-se, entretanto, que essas leis se aplicam a um determinado ponto de operação segundo a característica do ventilador. Elas não podem ser usadas para prever outros pontos nesta curva característica, ou seja, as leis dos ventiladores calculam o novo ponto de operação do ventilador dentro da curva de mesmo rendimento.

Estas leis são mais frequentemente usadas para calcular mudanças na vazão, pressão e potência de um ventilador quando o seu tamanho, velocidade ou densidade do gás forem alteradas.

As leis dos ventiladores serão exatas para ventiladores com proporcionalidade geométrica; Entretanto, uma vez que as tolerâncias normalmente não são proporcionais, um desempenho levemente melhor é normalmente obtido quando for projetado a partir de um determinado tamanho de ventilador para um tamanho maior.

Equação das leis dos ventiladores:

$$Q_2 = Q_1 \times (N_2/N_1) \times (D_2/D_1)^3 \quad (2.2)$$

$$P_2 = P_1 \times (N_2/N_1)^2 \times (D_2/D_1)^2 \times (p_2/p_1) \quad (2.3)$$

$$W_2 = W_1 \times (N_2/N_1)^3 \times (D_2/D_1)^5 \times (p_2/p_1) \quad (2.4)$$

Onde:

Q= Vazão

P= Pressão (Total, estática ou dinâmica)

p= Densidade do ar

N= Rotação do ventilador

D= Diâmetro do rotor

W= Potência do ventilador

O rendimento é inalterado.



As leis dos ventiladores contém mudanças no desempenho devido a mudanças proporcionais no tamanho do ventilador, baseando-se numa velocidade periférica constante, com rotação , densidade do ar e proporções do ventilador constantes e um ponto de operação fixo.

$$Q_2=Q_1 \times (W_2/W_1) \quad (2.5)$$

$$Q_2=Q_1 \times (D_2/D_1)^3 \quad (2.6)$$

$$P_2=P_1 \quad (2.7)$$

$$N_2=N_1 \times (D_2/D_1) \quad (2.8)$$

São usadas principalmente por projetistas de ventiladores e raramente tem aplicação na seleção ou aplicação dos equipamentos.

As leis dos ventiladores também referem-se a mudanças no desempenho devido a mudanças proporcionais no tamanho do ventilador, porém baseando-se na rotação do ventilador, densidade do ar e proporções do ventilador constantes e ponto de operação fixo.

$$Q_2=Q_1 \times (D_2/D_1)^3 \quad (2.6)$$

$$P_2=P_1 \times (D_2/D_1)^2 \quad (2.9)$$

$$W_2=W_1 \times (D_2/D_1)^5 \quad (2.10)$$

Geralmente são usadas pelos fabricantes de ventiladores para gerar dados quanto ao desempenho para famílias de ventiladores geometricamente proporcionados.

A seguir, considera-se o efeito da mudança na densidade do ar sobre o desempenho do ventilador, sendo que três leis se aplicam a esta situação.

Leis dos ventiladores com volume, sistema, tamanho do ventilador e rotação constantes.

A vazão do ventilador (Q) não será alterada em virtude da densidade. Um ventilador é uma máquina de volume constante e produzirá a mesma vazão independentemente da densidade do ar.

$$P_2=P_1 \times (W_2/W_1) \quad (2.11)$$

$$P_2=P_1 \times (p_2/p_1) \quad (2.12)$$

$$Q_2=Q_1 \quad (2.13)$$

As leis dos ventiladores com pressão, sistema e tamanho do ventilador constantes e rotação variável.

$$Q_2=Q_1 \times (N_2/N_1) \quad (2.14)$$

$$Q_2=Q_1 \times (W_2/W_1) \quad (2.5)$$

$$Q_2=Q_1 \times (p_1/p_2) \quad (2.15)$$

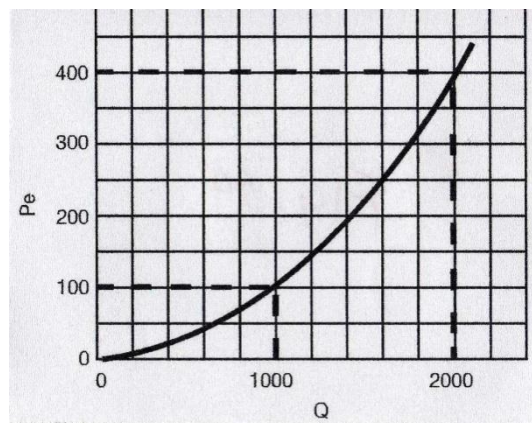
$$P_2=P_1 \quad (2.7)$$

### 2.1.5-CURVA DE RESISTÊNCIA DO SISTEMA

A resistência do sistema é a soma total de todas as perdas de pressão através dos filtros, serpentinas, dampers e dutos. A curva de resistência do sistema é simplesmente uma representação gráfica da pressão exigida para mover o ar pelo sistema.

Para sistemas fixos, ou seja, sem nenhuma alteração nas regulagens dos dampers, etc., a resistência do sistema varia conforme o quadrado do volume de ar ( $Q$ ). A curva de resistência para qualquer sistema é representada por uma curva simples. Por exemplo, considere um sistema trabalhando com 1.000 m<sup>3</sup>/h com uma resistência tal de 100 Pa.

Se  $Q$  for duplicado, a resistência aumentará para 400 Pa, conforme mostrado pelo quadrado do valor da razão dada na Fig.2.4

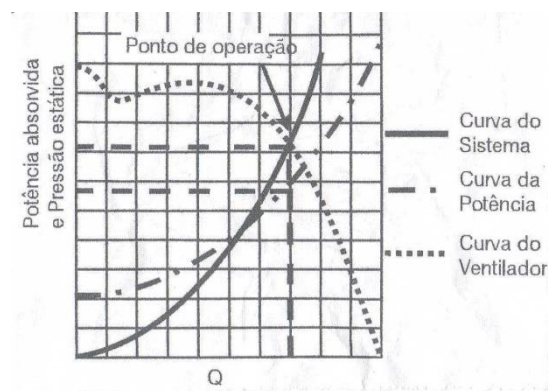


**Fig. 2.4** – Curva de resistência do sistema

Esta curva modifica-se, no entanto, à medida em que os filtros sobrecarregam-se de sujeira, as serpentinas começam a condensar umidade, ou quando os dampers de saída tem a sua posição alterada.

### 2.1.6-PONTO DE OPERAÇÃO DO SISTEMA

O ponto de operação (Fig.2.5) no qual o ventilador e o sistema irão funcionar é determinado pela intersecção da curva de resistência do sistema e a curva de desempenho do ventilador.



**Fig. 2.5 – Ponto de operação de ventiladores**

Observe que todo ventilador opera apenas ao longo da sua curva de desempenho. Se a resistência do sistema projetada não for a mesma que a resistência do sistema instalado, o ponto de operação irá mudar e os valores de pressão estática e vazão não serão iguais ao calculado.

O formato da curva de potência resultaria tipicamente em uma redução da potência absorvida. Tipicamente, a rotação seria então aumentada e mais potência seria necessária para atingir a vazão desejada. Em muitos casos onde há uma diferença entre capacidade do ventilador calculada e a real, isto deve-se a uma mudança na resistência do sistema, e não a falhas do ventilador ou do motor. Frequentemente erra-se ao tomar a leitura da pressão estática do ventilador e concluir que, se estiver abaixo ou acima das exigências do projeto, a vazão também está abaixo ou acima das exigências de projeto.

#### 2.1.7-CARACTERÍSTICAS DOS SISTEMAS DE VENTILAÇÃO E DOS VENTILADORES

Um sistema de ventilação consiste de um ventilador e vários elementos através dos quais o fluxo de ar pode passar. Esses elementos podem ser dutos, curvas, transições de expansão ou convergentes, serpentinas de aquecimento e resfriamento, telas e grelhas, “dampers”, venezianas, bocais, filtros de mangas, e outros filtros ou reservatórios de líquidos. Cada componente oferecerá alguma resistência ao fluxo, e o ventilador deve desenvolver pressão estática suficiente para superar estas resistências. O total destas resistências é chamado de resistência do sistema ou perda de carga/pressão. A pressão estática produzida pelo ventilador tem que ser igual à perda de carga.

Um sistema de ventilação também terá uma curva característica de perda de pressão versus vazão. Isso mostrará as pressões estáticas diferentes que serão necessárias para forçar determinados volumes de ar através deste sistema específico. Esta curva é chamada de curva característica do sistema.

Uma curva de um ventilador mostra uma representação típica de pressão estática versus vazão. Ela mostra as diferentes pressões estáticas que um ventilador específico produz, quando obstruído, em cada ponto de vazão de ar. Esta curva pode ser chamada de curva característica do ventilador.

Se plotarmos as curvas característica do ventilador e característica do sistema no mesmo gráfico, haverá um ponto de intersecção das curvas. Este ponto de intersecção será o único ponto que irá satisfazer tanto a característica do ventilador quanto a característica do sistema. Este será, portanto, o ponto de operação.

Em um sistema de ventilação convencional, como os usados em prédios, tanto a velocidade do ar quanto o valor de Reynolds é consideravelmente maior do que em filtros de mangas ou em silos para grãos.

Por exemplo, um ventilador axial de 710 mm distribui 4,0 m<sup>3</sup>/s contra uma pressão estática de 600 Pa. O duto de 715 mm de diâmetro interno possui uma área de 0,4015 m<sup>2</sup>, conseqüentemente, a velocidade do ar será de  $v=4,0/0,4015=9,96$  m/s e a pressão dinâmica será  $P_d=(9,96/1,3)=59$  Pa. Suponhamos que nosso sistema consista deste duto de 715 mm de diâmetro interno mais algum outro equipamento, resultando em uma pressão de resistência total de 600 Pa. Nosso valor de Reynolds será de  $Re=477.730$ . Uma vez que este valor de Reynolds está muito acima de 2000, este é um fluxo definitivamente turbulento, o que é normal em sistemas de ventilação.

A fórmula para a característica de sistema agora é  $Pe=K(Q)^2$  (2.16). Esta é uma parábola que passa pela origem. Se um ponto da característica do sistema for conhecido, os outros pontos podem ser calculados e a parábola pode ser plotada.

**Tabela 2.2 – Comparação das condições de fluxo para quatro sistemas de ventilação**

Tipo de Sistema	Tipo de Fluxo	Velocidade do ar (m/s)	Número de Reynolds	Fórmula para a característica do sistema
Reservatório borbulhante	-			$Pe = K (Q)^0$
Filtro de Mangas	Laminar	0,015	307	$Pe = K (Q)$
Silo para Grãos	Ligeiramente turbulento	0,100	2100	$Pe = K (Q)^{1,5}$
Sistema de Ventilação	Turbulento	9,960	477000	$Pe = K (Q)^2$

#### 2.1.8-EFEITOS DO SISTEMA NA DESCARGA DO VENTILADOR

Condições de descarga do ventilador não alteram as características de seu desempenho da mesma forma que ocorre com turbulências na aspiração. As condições de descarga do ventilador podem ser responsáveis por perdas do sistema que, com frequência, são mensuráveis. Basicamente, estas perdas são o resultado de um ou ambos dos seguintes fatores:

##### 2.1.8.1-REDUÇÃO NA RECUPERAÇÃO DA PRESSÃO ESTÁTICA

O ar que sai de um rotor de ventilador do tipo centrífugo é liberado com um componente de velocidade radial, o que resulta em vórtices de descarga de ar. Além disso, a velocidade de descarga do ventilador não é uniforme através da área de descarga, atingindo seu valor máximo pela concentração de ar no raio externo da voluta. O fluxo de ar resultante da descarga do ventilador é, portanto, de natureza espiral e não-uniforme, e não preenche por completo a área de descarga.

Quando o desempenho dos ventiladores é testado, eles apresentam tipicamente muitos diâmetros equivalentes de comprimento de duto, de área constante, anexos à descarga, incluindo um endireitador de fluxo. Conseqüentemente, há uma grande distância para que o fluxo se redistribua e a espiral desapareça, parcialmente por sua própria natureza e parcialmente devido ao endireitador.

Como resultado, na estação de medição, o fluxo será muito uniforme, exibindo um perfil típico de velocidade de regime turbulento. Parte da energia dinâmica é convertida em pressão estática, e assim o fabricante de ventiladores tabula os dados de desempenho do ventilador, derivados destas condições de descarga ideais.

Infelizmente, estas condições de saída quase nunca são obtidas na prática. Ou o projeto do sistema deveria tentar usar um duto reto de 3 a 5 diâmetros equivalentes de comprimento à jusante do ventilador e,

através disso, obter uma recuperação estática, ou, então, se isto não for possível, fornecer potência adicional para compensar as perdas dinâmicas.

Quando dutos de descarga retos são usados, não é recomendado que qualquer transformação repentina para áreas maiores seja usada. Recomenda-se que a transição para um duto de área maior seja realizada com uma peça que apresente um ângulo de não mais do que 15° para minimizar as perdas. Isso é uma prática comum e boa para projetos de dutos.

Quando os ventiladores sopram para dentro de um “plenum”, como fazem em muitos sistemas de ventilação, ocorre uma perda devido ao alargamento repentino na seção de fluxo. Teoricamente, se o ventilador tivesse uma velocidade uniforme em toda sua área de descarga, a perda de pressão de descarga seria equivalente à pressão dinâmica, calculada em função da velocidade de descarga do ventilador. Esta é a velocidade que é tabulada nos catálogos de ventiladores. Entretanto, a velocidade real não é absolutamente igual ao valor tabulado; Velocidades de descarga reais médias são de 120 a 180% do valor do catálogo. Isto resulta em perdas reais de pressão de descarga de 150 a 300% do que se computaria da velocidade de descarga do catálogo. A adição de um duto curto de descarga, de apenas um ou dois diâmetros equivalentes, ao comprimento reduzirá significativamente esta perda repentina devida ao alargamento. Esta curta distância até mesmo permite uma redistribuição significativa da velocidade com a recuperação estática correspondente. A perda de descarga será, então, consideravelmente reduzida.

Recomenda-se que a perda de descarga em um “plenum” seja obtida do fabricante do ventilador, pois a magnitude desta perda varia com o tipo de ventilador. A seguinte tabela mostra um aumento aproximado na rotação e potência absorvida dos ventiladores para os valores catalogados quando não há duto de descarga.

**Tabela 2.3 – Aumento de rotação e potência absorvida**

Tipo de Ventilador	Aumento % em RPM	% mínimo Pot ABS
Sirocco	6	20
Limit Load	4	13
Aerofólio	3	9

#### 2.1.8.2-CURVAS NOS DUTOS

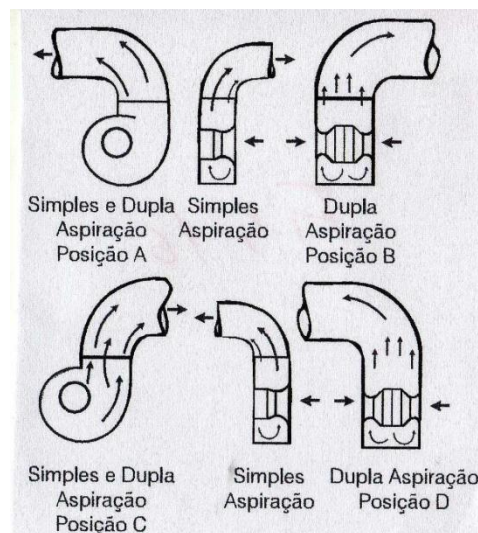
As curvas nos dutos, imediatamente na saída de descarga do ventilador, criam uma queda de pressão estática maior do que o esperado devido à turbulência e ao perfil de velocidade existente na descarga.

Quando uma curva tiver que ser usada na descarga do ventilador, não se recomenda que seja de raio pequeno e anexada diretamente à descarga do ventilador. Preferivelmente, uma curva de raio médio deve ser usada (raio médio mínimo 1,5 x diâmetro do duto equivalente) ou duto reto com comprimento de um diâmetro equivalente seguido por uma curva quadrada com veios, resultarão numa perda menor mas somente se a velocidade de descarga nominal do ventilador for menor que 10 m/s para minimizar problemas de geração de ruído.

Presumindo-se que uma curva de raio médio de seção transversal retangular é ajustada à descarga do ventilador, ela pode conduzir o ar em qualquer uma das quatro direções. Se a velocidade de descarga do ventilador fosse uniforme, poderíamos calcular rapidamente a perda na curva, e qualquer direção para a qual a girássemos seria irrelevante.

Com uma velocidade de descarga não-uniforme e em forma espiral, não podemos aplicar qualquer dos fatores de fricção para dutos e curvas normais que se encontram no Manual da ASHRAE ou outras referências. Isso se aplica somente quando o fluxo for uniforme através do duto, sem qualquer espiral. Se o fluxo fosse uniforme, tal curva teria uma perda de pressão de  $0,25 \times$  velocidade de descarga do ventilador.

O fluxo numa curva localizada na descarga de um ventilador difere em cada uma das quatro posições, tanto para ventiladores de simples como dupla aspiração. (Fig.2.5 mostra uma ilustração das quatro posições).



**Fig. 2.6 - Padrões de fluxo em curvas de descarga**

Para a posição A a porção de alta velocidade do fluxo de ar fica no mesmo lado da voluta e a curva. Isto resultará na menor perda das quatro posições. Deveria ser usada sempre que possível.

As perdas de carga nas quatro posições de descarga assumem os seguintes valores:

Posição A:  $0,5 \times$  Pressão dinâmica  $p$ / a veloc.descarga

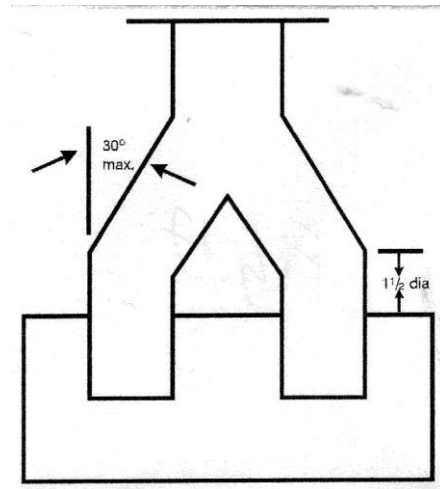
Posição B:  $0,6 \times$  Pressão dinâmica  $p$ / a veloc.descarga (Simples aspiração) e  $0,75 \times$  Pressão dinâmica  $p$ / a veloc.descarga (Dupla aspiração)

Posição C:  $1,0 \times$  Pressão dinâmica  $p$ / a veloc.descarga

Posição D:  $0,9 \times$  Pressão dinâmica  $p$ / a veloc.descarga (Simples aspiração) e  $0,75 \times$  Pressão dinâmica  $p$ / a veloc.descarga (Dupla aspiração)

Estes fatores de perda são somente aproximados, porém eles realmente estabelecem um nível de perda adequado para fins de projeto.

Os ventiladores são frequentemente instalados em caixas retangulares também chamadas de gabinetes. Ventiladores de gabinete, com frequência, possuem dois ventiladores descarregando para dentro de um mesmo duto por meio de uma conexão bifurcada. A Fig.2.6 mostra as exigências para a conexão bifurcada, a fim de que o ventilador alcance o desempenho de catálogo. Se estes parâmetros de projeto não puderem ser atendidos, a descarga do ventilador é tratada como se fosse uma descarga livre para dentro de um "plenum".



**Fig. 2.7** – Construção apropriada de uma conexão bifurcada

## 2.2-TEORIA DE TURBINAS EÓLICAS (Salles, 2012)

### 2.2.1-POTENCIAL ENERGÉTICO DO VENTO

Inicialmente iremos estudar o potencial energético do vento, quantificando a energia cinética presente no movimento de uma determinada massa de ar (m):

$$E_c = \frac{1}{2} \times m \times v^2 \quad (2.20)$$

Onde:

$E_c$ = Energia cinética do ar

$m$ = massa de ar

$v$ = velocidade do ar

Se na equação da energia cinética entrarmos com a vazão em massa do ar , obteremos a energia cinética em Watts:

$$E_c/\text{seg} = P = \frac{1}{2} \times m/\text{seg} \times v^2 \quad (2.21)$$

Onde:

Ec/seg = P = Potência gerada pelo vento (Watts)

m/seg = Vazão em massa do ar (kg/s)

v = velocidade do ar (m/s)

Como sabe-se que a vazão em massa é igual a massa específica vezes a vazão em volume e a vazão em volume, para regime permanente, é igual a velocidade vezes a área de passagem, então podemos escrever:

$$P = \frac{1}{2} \times \rho \times v^3 \quad (2.22)$$

Podemos também definir a densidade de potência como sendo:

$$P/A = \frac{1}{2} \times \rho \times v^3 \quad (2.23)$$

Sendo assim, a densidade de potência eólica passa a depender da velocidade e da massa específica do ar. Sabe-se que a densidade do ar varia com a altitude do local de acordo com a seguinte equação:

$$\rho = \rho_0 \times e^{-0,297 \times Hm/3048} \quad (2.24)$$

Onde:

$\rho$  = Densidade do ar na altitude Hm (kg/m<sup>3</sup>)

$\rho_0$  = Densidade do ar no nível do mar = 1,2256 kg/m<sup>3</sup>

Hm = Altitude do local (m)

Contudo, sabe-se que a densidade também varia de acordo com a variação da temperatura do local; Portanto a Equação 2.25 fica da seguinte forma:

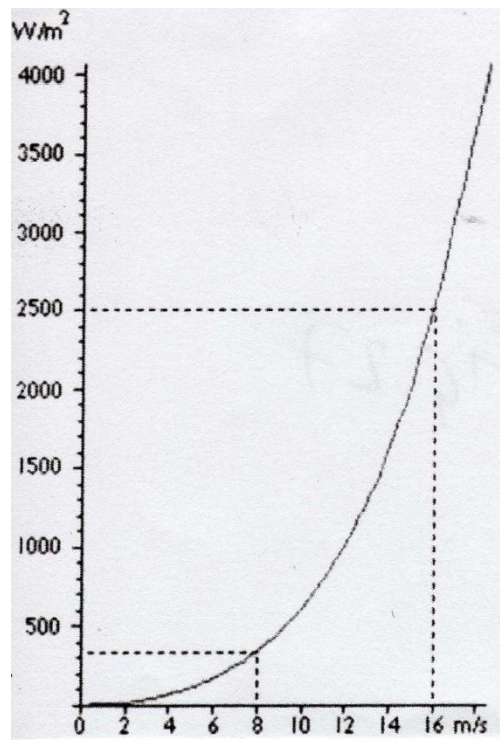
$$\rho = [353,4(1-Hm/45271)^{5,2624}]/273,15 + T \quad (2.25)$$

Onde:

T = Temperatura ambiente do local (°C)

Mantendo-se a massa específica constante e igual a massa específica do nível do mar ( $\rho_0=1,2256$  kg/m<sup>3</sup>), obtemos a curva da densidade de potência do vento em função da velocidade conforme a Fig. 2.8:

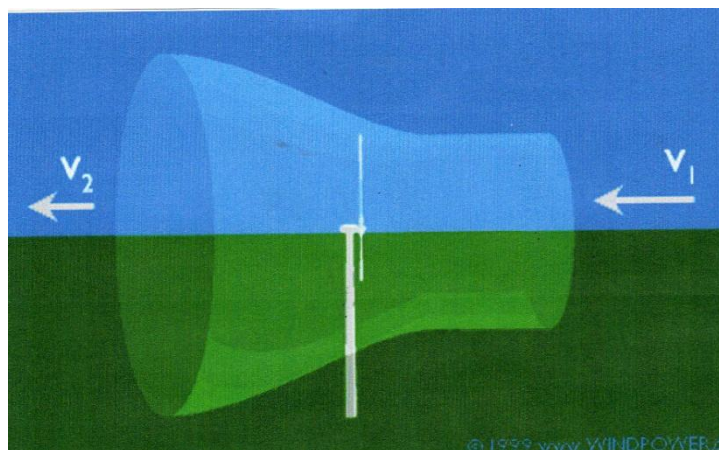




**Fig. 2.8** – Curva de densidade de potência do vento em função da velocidade

Notamos que a densidade de potência do vento varia com o cubo da velocidade do vento. Portanto se dobrarmos a velocidade do vento, aumentaremos oito vezes a densidade de potência.

Com relação à transformação da energia eólica em energia mecânica, a lei de Betz diz que a redução da velocidade do vento após passar por uma turbina ideal é de 2/3 da velocidade inicial, e que portanto somente 59% da potência eólica é convertida em energia mecânica.



**Fig. 2.9** – Incidência do vento em turbinas eólicas (Formato garrafa)

Desta maneira, a potência mecânica pode ser escrita da seguinte forma:

$$P_m = \frac{1}{2} \times \rho \times A \times v^3 \times C_p \quad (2.26)$$

Onde:

$C_p$  = Coeficiente de performance ou de potência da turbina eólica

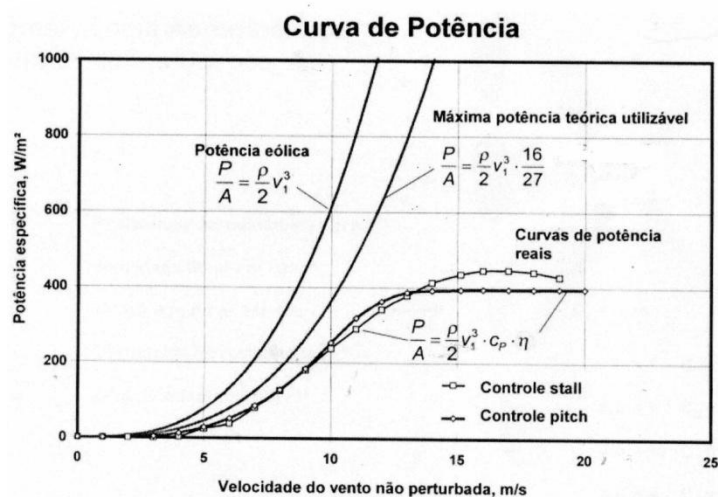
Na prática, a potência eólica útil fornecida por uma turbina eólica em função da velocidade do vento, e é determinada pela equação abaixo:

$$P_e = \frac{1}{2} \times \rho \times A \times v^3 \times C_p \times \eta \quad (2.27)$$

Onde:

$\eta$  = Eficiência da turbina eólica

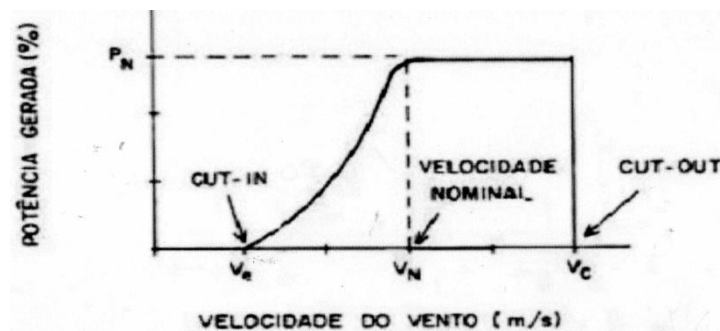
## Curva de potência de uma turbina



Fonte: Dewi

**Fig. 2.10 - Curva de potência de uma turbina**

A curva de potência real de uma turbina, mostra três importantes velocidades características:



**Fig. 2.11** – Curva de potência real de uma turbina eólica

$v_e$  = Velocidade a partir da qual uma turbina começa a produzir energia

$v_N$  = Velocidade do vento em que a turbina atinge sua velocidade nominal

$v_c$  = Velocidade do vento a partir da qual a turbina é desligada para evitar problemas estruturais

## 2.2.2-ANÁLISE DOS DADOS E CARACTERIZAÇÃO DO RECURSO EÓLICO

Para se obter uma estimativa do potencial eólico é necessário:

- Local disponível
- Dados históricos de vento devem estar disponíveis
- Determinação da produção de energia e potência de saída de turbinas eólicas instaladas no local

O formato dos dados de vento podem ser apresentados da seguinte maneira:

- Formato de série de dados – Um valor a cada 10 minutos
- Formato compactado (Velocidade média, desvio padrão, função, etc.)

Assumindo que uma grande quantidade de dados é coletada, há inúmeras formas de compactar estes dados de tal modo que possamos avaliar o recurso eólico ou o potencial de produção de potência eólica num determinado local.

As técnicas de avaliação utilizadas são as seguintes:

- Métodos diretos
- Análise estatística
  - Classes de vento
  - Representação analítica

### 2.2.2.1-MÉTODO DO USO DIRETO DOS DADOS

As grandezas estatísticas utilizadas na determinação do regime de ventos são:

- Velocidade média do período (Longo prazo)

$$V = 1/N \sum_{i=1}^N V_i \quad (2.28)$$

Onde:

N = Número de observações

- Desvio padrão

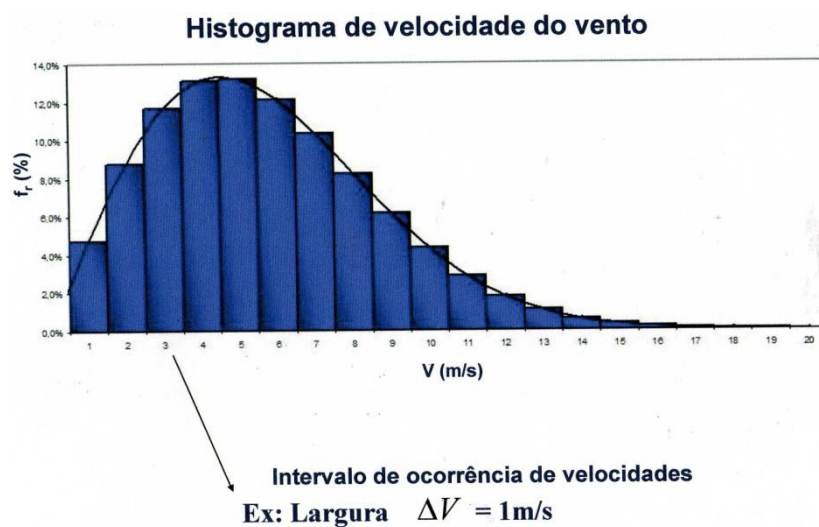
$$\sigma = \sqrt{\frac{1}{N-1} \sum_{i=1}^N (V_i - V)^2} \quad (2.29)$$

- Densidade média de potência eólica

$$\frac{P}{A} = \left(\frac{1}{2}\right) \cdot \rho \cdot \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N V_i^3 \quad (2.30)$$

### 2.2.2.2-MÉTODO DE CLASSES DE VELOCIDADES

Este método consiste na elaboração de um histograma de velocidades de vento como a Fig.2.12.



**Fig. 2.12** – Histograma de velocidades do vento

Para a montagem do histograma é necessário definir as seguintes grandezas:

$f_r$  – Frequência relativa (%) associada a cada intervalo  $j=f_j/N$

$f_j$  – Frequência absoluta = Número de observações em cada classe ou intervalo  $j$ .

$N$  – Número total de observações

Neste método, as grandezas estatísticas ficam da seguinte forma:

- Velocidade média

$$V = 1/N \sum_{j=1}^I m_j \cdot f_j \quad (2.31)$$

- Desvio padrão

$$\sigma = \sqrt{\frac{1}{N-1} \sum_{j=1}^I m_j^2 \cdot f_j - N \cdot V^2} \quad (2.32)$$

Onde:

$$m_j = \text{valor médio do vento de cada intervalo} = [V_{min} + (j - 1)\Delta V] + \frac{1}{2}\Delta V \quad (2.33)$$

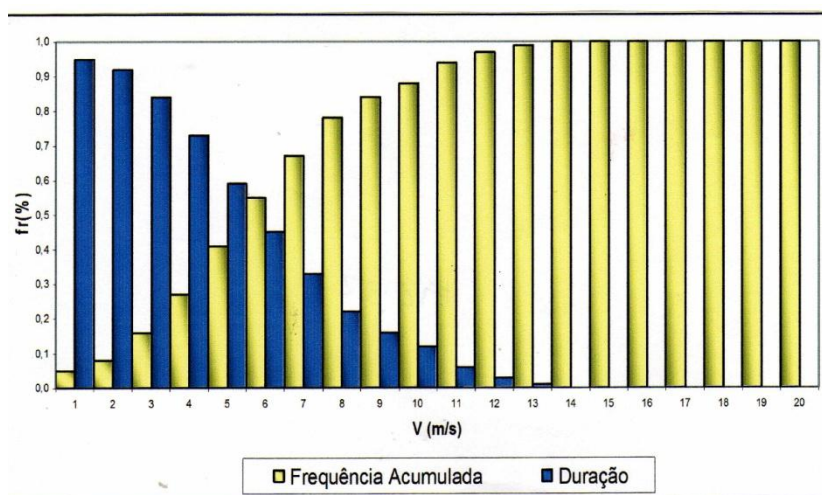
- Densidade média de potência eólica

$$\frac{P}{A} = \left(\frac{1}{2}\right) \cdot \rho \cdot \frac{1}{N} \sum_{j=1}^I m_j^3 \cdot f_j \quad (2.34)$$

### 2.2.3-CURVA DE FREQUÊNCIA ACUMULADA E DURAÇÃO DA VELOCIDADE DOS VENTOS

A curva e duração de velocidade fornece a quantidade relativas de horas no ano em que foram registradas velocidades iguais ou maiores que um determinado valor no eixo x.

A curva de frequência acumulada fornece a quantidade de horas em um ano em que foram registradas velocidades menores ou iguais a um determinado valor no eixo x.



**Fig. 2.13** – Gráfico de frequência acumulada e duração de velocidade dos ventos

#### 2.2.4-DISTRIBUIÇÕES PROBABILÍSTICAS UTILIZADAS PARA REPRESENTAR O COMPORTAMENTO DOS VENTOS

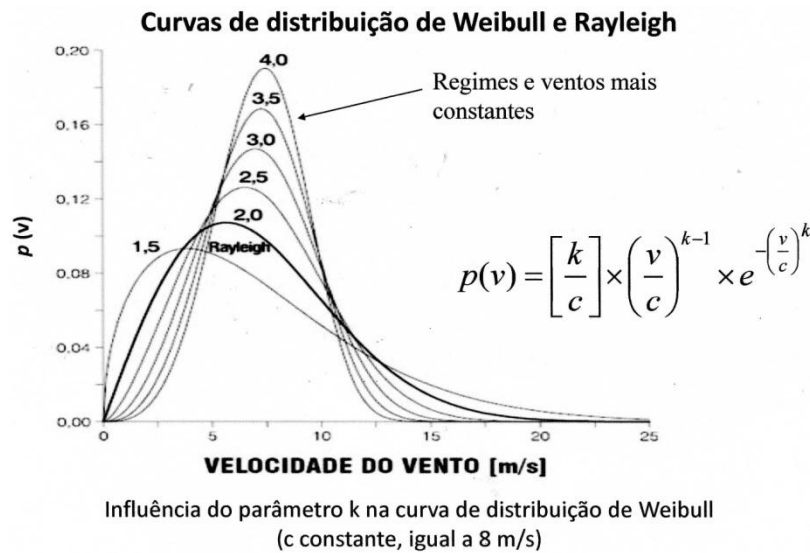
As distribuições probabilísticas utilizadas para representar o comportamento dos ventos são:

- Distribuição normal ou Gaussiana
- Distribuição exponencial
- Distribuição de Rayleigh
- Distribuição de Weibull

De acordo com estudos, a distribuição de Weibull consegue retratar bem um grande número de padrões de comportamento do vento.

Isso deve principalmente porque a distribuição de Weibull incorpora tanto a distribuição exponencial ( $k=1$ ) quanto a distribuição de Rayleigh ( $k=2$ ), além de fornecer uma boa aproximação da distribuição normal (Quando o  $k$  é próximo de 3,5).

Uma outra grande utilidade da função de Weibull é retratar o comportamento dos ventos extremos



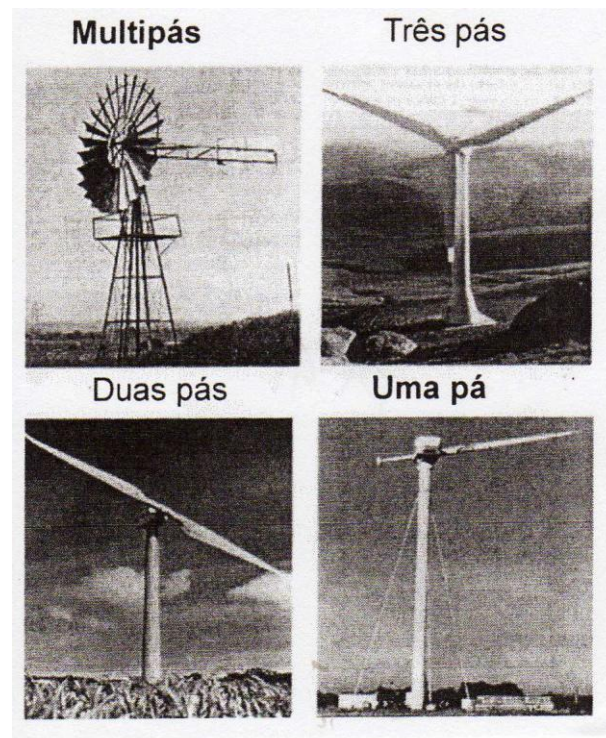
**Fig. 2.14** - Influência do parâmetro  $k$  na curva de distribuição de Weibull

#### 2.2.5-TURBINAS EÓLICAS

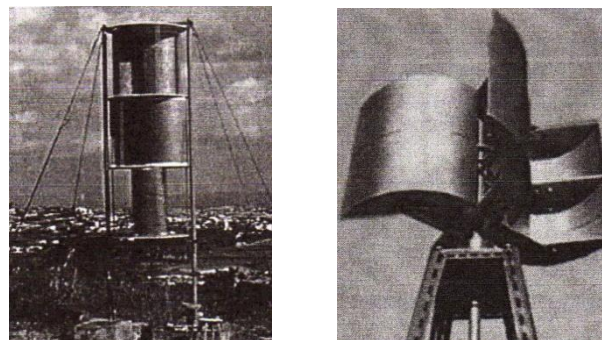
As turbinas eólicas podem ser classificadas de três formas diferentes:

- Quanto ao tipo de eixo
- Quanto ao tamanho do rotor
- Quanto à potência

Quanto ao tipo de eixos, existem as turbinas de eixos horizontais e eixos verticais. Ver Fig. 2.15 e 2.16.



**Fig. 2.15 – Turbinas de eixo horizontal**



**Fig. 2.16 – Turbinas eixo vertical**

Para conseguirmos uma maior potência fornecida pelas turbinas, precisamos determinar o máximo coeficiente de potência ( $C_p$ ) alcançável para vários modelos de turbinas, e para isso precisamos definir o coeficiente de velocidade de ponta de pá ( $\lambda$ ):

$$\lambda = RV = \omega \cdot R / V \quad (2.35)$$



Onde:

$\lambda$ = Coeficiente de velocidade de ponta de pá

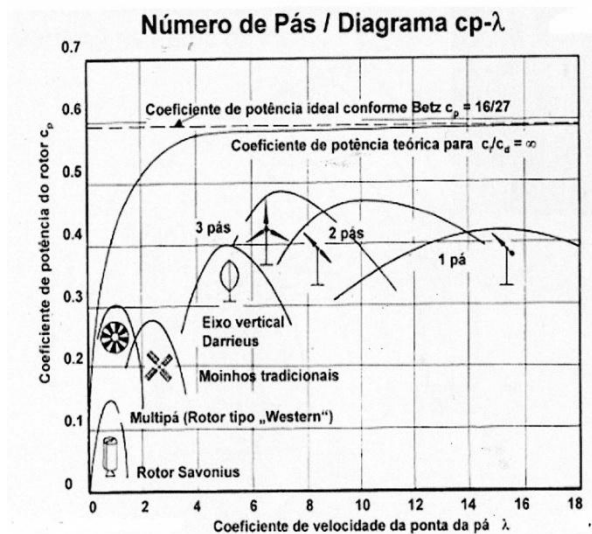
$\omega.R$ = Velocidade tangencial de ponta de pá

$\omega$ = Velocidade angular

$R$ = Raio da pá

$V$ = Velocidade média do vento

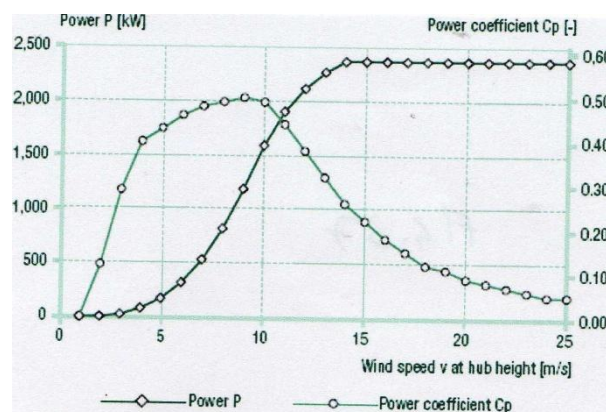
### Máximo coeficiente de potência alcançável para vários modelos de turbinas



$$\lambda = \frac{\omega R}{V_1}$$

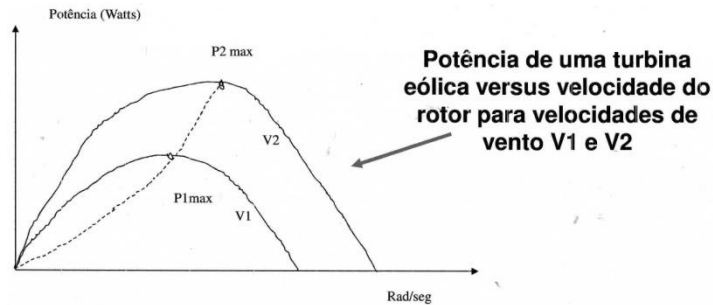
As pás são projetadas para ter uma operação ótima à uma determinada velocidade específica

**Fig. 2.17** – Máximo coeficiente de potência alcançável para vários modelos de turbinas



**Fig. 2.18** – Gráfico de potência e coeficiente de potência de uma turbina

Outra análise que deve ser feita com relação às turbinas, é a rotação do rotor em função da potência gerada. A Fig. 2.19 mostra esta relação.



**Fig. 2.19** – Potência de uma turbina x rotação do rotor p/ velocidades de vento  $V_1$  e  $V_2$

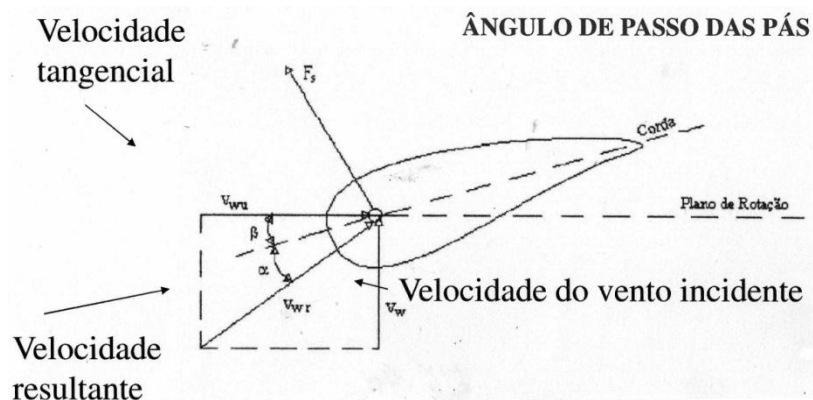
As forças atuantes nas pás dividem-se em:

$F_L$  = Força de sustentação = Perpendicular à direção do vento incidente

$F_D$  = Força de arrasto = Paralela à direção do vento incidente

A magnitude destas forças depende da forma da pá, de sua orientação com relação à corrente de ar e a velocidade da corrente de ar.

Outras variáveis importantes a serem estudadas nas pás são o ângulo de ataque ( $\alpha$ ) e o ângulo de passo ( $\beta$ ). A Fig. 2.20 mostra tais ângulos.



**Fig. 2.20** – Ângulo de passo e ataque das pás

Agora vamos mostrar os tipos de controle de potência utilizados em turbinas:

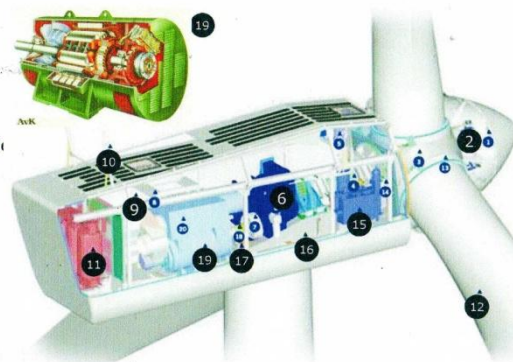
- Controle Estol ("Stall Control"): As hélices são fixas ao cubo do rotor da turbina, porém são projetadas aerodinamicamente de forma a limitar a potência extraída para ventos com velocidades acima da nominal.
- Controle de passo ("Pitch Control"): O ângulo de passo é variado de forma a diminuir o ângulo de ataque e reduzir a potência extraída do vento.
- Controle Estol Ativo ("Active Stall Control"): O ângulo de passo é variado de forma a provocar a ocorrência do fenômeno estol, ou seja, embora o ângulo de ataque aumente, a potência extraída do vento diminui devido ao projeto aerodinâmico.
- Controle de guinada ("Yaw Control"): Este controle gira a turbina eólica na direção do vento.

As turbinas eólicas além das hélices, possuem outros componentes como gerador, inversor, transformador e multiplicador de velocidade.

## Multiplicador de Velocidade

Turbina eólica com multiplicador de velocidade.

- 2. Controle pitch
- 6. Caixa multiplicadora
- 9. Controladores e Inversores
- 10. Sensores de direção e velocidade do vento
- 11. Transformador de alta tensão
- 12. Pás
- 15. Sistema hidráulico
- 16. Plataforma da nacelle
- 17. Motores de posicionamento
- 19. Gerador de indução (assíncrono)



**Fig. 2.21** – Turbina eólica com multiplicador de potência

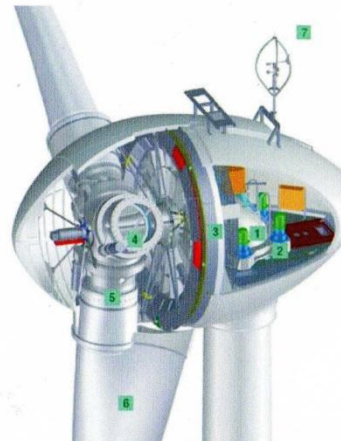
## Multiplicador de Velocidade

Turbina eólica **sem** multiplicador de velocidade.

1. Apoio principal da nacele
2. Motores de orientação da nacele
3. Gerador síncrono em anel (multipolos)
4. Fixador das pás ao eixo
5. Cubo do rotor
6. Pás
7. Sensores de direção e velocidade do vento



3. Gerador síncrono



Vista do interior da nacele de uma turbina eólica  
(Fonte: Enercon, 2006)

Fonte: CRESESB – Tutorial Energia Eólica

**Fig. 2.22** – Turbina eólica sem multiplicador de velocidade

Os multiplicadores de velocidade são utilizados com geradores de indução, já os geradores síncronos não utilizam multiplicadores de velocidade.

Analisaremos agora o efeito do número de pás de uma turbina. Os principais fatores que permeiam a escolha do número de pás de uma turbina são:

- O efeito no coeficiente de potência ( $C_p$ )
- A especificação da razão de velocidade = velocidade específica
- Custo
- O peso da nacele
- A estrutura dinâmica – balanço de forças
- Os meios de limitar a taxa de guinada para reduzir a fadiga
- Ruído

Outra análise necessária a ser feita, é a comparação entre turbinas de eixo horizontal e eixo vertical. As principais vantagens da turbina de eixo vertical são:

- Gerador, engrenagens e demais componentes são instalados ao nível do solo, não necessitando de uma torre.
- Não há necessidade de mecanismo de guinada para colocar o rotor contra o vento (aceita o vento vindo de qualquer direção)

As principais desvantagens são:

- A velocidade do vento é menor ao nível do solo

- A eficiência total é menor
- Precisa de motor para iniciar a sua rotação
- Precisa de cabo guia (Estaiada)

A relação entre o tamanho do rotor e potência do gerador elétrico, passa pela análise de dois fatores:

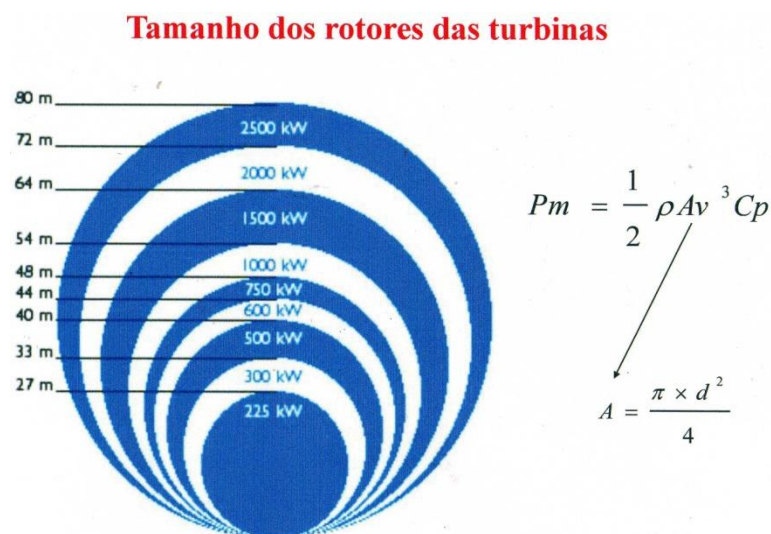
- Gerador de pequena potência com rotor de grandes dimensões: O gerador funcionará a maior parte do tempo, porém irá capturar uma pequena parte da energia contida nos ventos.
- Gerador elétrico de elevada potência: Será mais eficiente nas altas velocidades, porém ineficaz nas baixas velocidades.

Para fazer o casamento entre o tamanho do rotor e a potência do gerador elétrico, é necessário:

- Ter um bom conhecimento dos ventos no local, bem como a energia contida nos ventos nos diferentes valores de velocidade
- Captação de ventos em alturas maiores: Maiores velocidades do ventos (Função da rugosidade do terreno). Porém o preço da torre pode não compensar a geração e energia adicional.

Alguns fabricantes tem adotado um índice que relaciona a capacidade do gerador elétrico com o diâmetro da turbina, denominado capacidade nominal específica (CNE), definido como segue:

$$CNE = \text{Potência nominal do gerador elétrico} / \text{Área do rotor} \quad (2.36)$$



**Fig. 2.23 – Tamanho dos rotores das turbinas**

Iremos mostrar agora as razões para escolher turbinas de grande porte:

- Economia de escala: máquinas de grande porte geram energia a um menor custo comparado às turbinas de menor porte. A razão disso é que o custo das fundações, estradas, conexão à rede elétrica, mais um número de componentes da turbina (Controle eletrônico, etc...) muitas vezes independem do tamanho da turbina.



- Máquinas de grande porte são mais adequadas em aplicações “offshore”. O custo da fundação não aumenta na proporção do tamanho das turbinas, e os custos de manutenção são largamente independentes do tamanho da turbina.

- Em áreas onde é difícil encontrar locais para instalação de mais de uma turbina, uma turbina de grande porte instalada em uma torre alta usa o recurso existente de forma mais eficiente.

As razões para escolher turbinas de pequeno porte são:

- A rede local pode ser fraca para acomodar turbinas de grande porte. É o caso de áreas remotas, com baixa densidade populacional e consequentemente baixo consumo.

- Há menor flutuação na eletricidade gerada por um parque formado por pequenas turbinas, visto que flutuações ocorrem aleatoriamente e tendem a se cancelar.

- O custo da utilização de grandes guindastes e construção de estradas reforçadas para carregar os componentes das turbinas faz com que pequenas turbinas sejam mais econômicas em certas áreas.

- Diversas máquinas de pequeno porte diluem o risco em caso de uma falha temporária.

- Considerações estéticas podem algumas vezes ditar o uso de máquinas pequenas.

No entanto, turbinas de grande porte possuem velocidade rotacional mais baixa, significando que uma grande máquina não atrai tanta atenção quanto várias máquinas pequenas que giram mais rápido.

Abaixo mostramos as características gerais de alguns modelos de micro-turbinas eólicas.

**Tabela 2.4 – Características gerais de alguns modelos de microturbinas**

Fabricante / Distribuidor	Modelo	Vel. Min. do vento (m/s)	Vel. Máx. do vento (m/s)	Resistência máxima ao vento (m/s)	Potência (e vel. nominal do vento) (kW - m/s)	Diâmetro (m)	Tipo de gerador	Número de pás
African Winpower	AWP36	2.5			1 (12)	3.6		3
	AWP54	Em desenvolvimento			5			
Amos Technology & projects	Kestrel300	3			0.3 (15)	1.2		6
	Kestrel600	Em desenvolvimento						
Ampair	Ampair Hawk					0.915		6
Bonus	Mk III				300			
Ecotools (Eólica vertical "Rosa do vento")	WR 0.18				0.055 (20)			3
	WR 2				0.6 (20)			3
	WR 7				2.1 (20)			3
	WR 14				4.2 (20)			3
Gen Wind Engineering	(i.n.d)				22			
LM Glasfiber	LM 13.4				300 (13.39)	30.2		
	LM 14.4				400 (14.39)	33.4		
	LM 15.4				400 (15.39)	32.4		
Mitsubishi	MWT E500	3			150 - 490 (12.1)	38	Indução	3
NEG Micon					150			
					200			
					40 - 225			
					300			
					100 - 400			
Nordex	N-27/150				150			
	N-29/250				250			
Northern Power Systems	NW 100/19	4	25	70	0.1 (13)	19	Síncrono	3
Olsen Wings	OLW 340	3			5 - 15	6.72		2 - 3
PitchWind	(i.n.d)					14		2
Shield (Eólica vertical)	Jaspira - Energy				2 - 10			
Solener	Véiter XV	3.5		55	15 (13)	7		3
Ventis	Ventis 05-06	3.5	nenhum		6 (12)	5	Síncrono	2
	Ventis 20-100	3.3	25		20/100 (13)	20	Assíncrono	2
	Ventis V12	4	25		500 (12)	40	Assíncrono	2
	GEV 4/2	4.5	60		2 (12.5)	4	Assíncrono	2
Vergnet	GEV 5/5	4.5	60		5 (15)	5	Assíncrono	2
	GEV 7/10	4	80		10 (12)	7	Assíncrono	2
	GEV 10/15	4.5	60		15 (13)	10	Assíncrono	2
	GEV 10/25	4.5	60		25 (16)	10	Assíncrono	2
	GEV 15/60	5	50		60 (15)	15	Assíncrono	2
	GEV 26/220	5	25		220 (14)	26	Assíncrono	2
	V 27				225			
Vestas	V 29				225			
	V 39				500			
					200			
Wincon West Wind	W200/26				200			
	W200/29				250			

**Tabela 2.4 – Características gerais de alguns modelos de microturbinas (Continuação)**

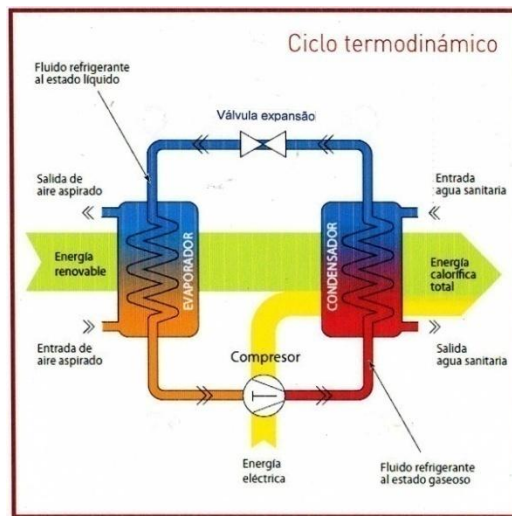
Fabricante / Distribuidor	Modelo	Vel. Min. do vento (m/s)	Vel. Máx. do vento (m/s)	Resistência máxima ao vento (m/s)	Potência (e vel. nominal do vento) (kW - m/s)	Diâmetro (m)	Tipo de gerador	Número de pás
Wind Turbine	Model 23-10 Jacobs	8 (mph)		120 (mph)	10 (25 mph)	23 ft	Síncrono	3
	Model 23-12.5 Jacobs	8 (mph)		120 (mph)	12.5 (27 mph)	23 ft	Síncrono	3
	Model 26-15 Jacobs	8 (mph)		120 (mph)	15 (26 mph)	26 ft	Síncrono	3
	Model 26-17.5 Jacobs	8 (mph)		120 (mph)	17.5 (27 mph)	26 ft	Síncrono	3
	Model 29-20 Jacobs	8 (mph)		120 (mph)	20 (26 mph)	29 ft	Síncrono	3
Windmatic	WM 15 S	3.5	25	50	13 - 66	15.5	Assíncrono	
	WM 17 S	3.5	25	50	95			
Windmission	600 W Windflower	3	>20		0.6 (12)	2	Síncrono	6
	1 kW Winflower	3			1 (10)		Indução	12
	4 kW Winflower	3			4 (13)	3.8	Indução	12
Winside (Eólica vertical)	WS 0.30 C	2.8		30	0.07 (12)			
	WS 0.30 A	3		60	(18)			
	WS 4C	1.5	nenhum	30	0.7 (12)			
	WS 4A	1.9	nenhum	60	0.7 (12)			
	WS 0.15C/B	3.8	nenhum	30 - 40	0.035 (12)			
	WS 2B	2	Nenhum	40	0.35 (12)			
Windstream	Windstream				0.12			2
	Air 403	3			0.4 (12.5)	1.15		3
	Bergey XL				1			3
	Whisper H40	2.9			0.9 (12.5)	2.1		3
	Whisper H80	2.8			1 (12.5)	3		3
	Whisper 175	2.7			3.2 (12.5)	4.6		2
	BWC 1500	3.6	nenhum	54	1.5 (12.5)	3		3
	BWC Excel	3.1	nenhum	54	10 (12.1)	7		3
Windworker		3	27	50	10	15		
Wuerth Solergy					0.12 até 0.75			

## 2.3-TEORIA DE EQUIPAMENTOS DE AR CONDICIONADO TIPO “CHILLER” (Stoecker,F.W.; Jones,W.J.,1982)

### 2.3.1- CICLO DE COMPRESSÃO À VAPOR

Os equipamentos de ar condicionado tipo “chiller” que serão estudados neste trabalho, operam no ciclo de compressão à vapor, que foi idealizado por Lord Kelvin, é o mais utilizado em aplicações residenciais, comerciais e industriais. Neste ciclo, um gás refrigerante em circulação (como o “freon”) entra no compressor sob a forma de vapor. O vapor é comprimido a uma entropia constante, e sai superaquecido do compressor. O vapor superaquecido desloca-se então através do condensador, que primeiro o arrefece, removendo o superaquecimento, e depois condensa-o, transformando-o em líquido através da remoção do calor adicional, a uma temperatura e pressão constantes. O líquido refrigerante passa então por uma válvula de expansão, onde a sua pressão cai abruptamente, causando a sua evaporação parcial. Daí resulta uma mistura de vapor e líquido a uma pressão e temperatura menores. A mistura fria desloca-se para a serpentina do evaporador e evapora-se completamente, resfriando o ar que passa por ela, que é impulsionado por um ventilador. O vapor gerado no evaporador, retorna ao compressor p/ completar o ciclo termodinâmico.

A descrição acima indicada, baseia-se num ciclo à vapor ideal, o qual nunca ocorre na realidade. Na prática, teriam que ser levados em conta outros efeitos como a queda de pressão dentro do sistema, uma ligeira irreversibilidade termodinâmica e o fato do gás não ser gás ideal.



**Fig.2.24 – Ciclo de compressão à vapor**

Abaixo apresentamos os componentes do ciclo de compressão à vapor:

- Evaporador: Retira o calor do ambiente condicionado pela evaporação de um fluido à baixa temperatura e pressão
- Compressor: Fornece energia mecânica para o sistema funcionar e eleva a pressão do gás para permitir sua condensação
- Condensador: Rejeita, para o exterior, o calor rejeitado do ambiente condicionado, condensando o gás
- Válvula de expansão: Reduz a pressão do líquido, deixando-o no estado adequado para recomençar o ciclo, ou seja, ser evaporado

### 2.3.2- CARACTERÍSTICAS DO “CHILLER” DE COMPRESSÃO À VAPOR

O “chiller” resfria a água ou uma solução de água + etileno glicol, e uma bomba d’água envia esta água resfriada p/ equip. terminais chamados de “fan-coils”, que possuem uma serpentina e um ventilador, onde é feita a troca de calor entre a água resfriada e o ar a ser condicionado.

As principais características são as seguintes:

- Aplicação em sistemas de grande porte
- Capacidade entre 10 e 500 TR
- Permitem a renovação de ar externo
- Alto nível de ruído
- Rendimento energético alto
- Necessidade de espaço p/ a casa de máquinas
- Operação e manutenção complexas





**Fig. 2.25** – Equipamento de ar condicionado tipo chiller

### 2.3.3- CARACTERÍSTICAS DOS CONDENSADORES A AR DOS “CHILLERS”

- Serpentinhas em tubo de cobre mecanicamente expandidos em aletas de alumínio corrugadas
- Tratamento superficial de alta resistência à corrosão
- Tiragem do ar é do tipo corrente cruzada
- Ventiladores com hélices de plástico com carga de fibra de vidro p/ aumentar a resistência à corrosão
- Acoplamento direto entre motor e ventilador
- Motor com proteção IPW55
- 04 ventiladores para cada ciclo de refrigeração do chiller
- Grandes chillers (acima de 200 TR) c/ múltiplos ventiladores axiais

### 2.4-TEORIA DE PERDA DE CARGA EM PEÇAS ESPECIAIS (Macyntire, J. A.,1990)

Ao longo do duto da instalação, existem peças que contribuem para aumentar a perda de carga do sistema, em razão do atrito, das turbulências e das variações na velocidade que provocam.

As principais dentre essas peças são:

- Bocas de captação ou tomada de ar
- Bocas de saída
- Grelhas de insuflamento sem registros ou com registros de regulação de vazão
- Curvas e cotovelos

- Alargamentos graduais ou expansões
- Reduções
- Filtros

Poder-se-ia fazer como em hidráulica: calcular o comprimento equivalente de um duto de mesmo diâmetro que a peça. Somar-se-iam os comprimentos virtuais correspondentes a todas as peças ao comprimento real do duto e se calcularia a perda para esse duto de comprimento total. Embora esse método seja usado, na prática é mais usual determinar individualmente as perdas correspondentes a cada peça, exprimindo-as em polegadas de coluna de água ou em milímetros de coluna de água.

Para isto, conhecendo-se a velocidade média “ V “ de escoamento na peça, calcula-se a altura representativa da velocidade  $h_v$ , ou seja, a pressão dinâmica expressa em pol.H<sub>2</sub>O ou em mmH<sub>2</sub>O. Assim, a pressão dinâmica em pol.H<sub>2</sub>O é dada por:

$$h_v = \frac{V^2}{4005^2} \quad (2.37)$$

Ou, em mmH<sub>2</sub>O:

$$h_v = \frac{V^2}{242,2^2} \quad (2.38)$$

Onde,

V em m/min

Consultam-se tabelas adequadas, onde, para cada tipo de peça, se encontra um coeficiente K, que, multiplicando por  $h_v$ , fornece a perda de carga em pol.H<sub>2</sub>O ou em mmH<sub>2</sub>O.

Pode-se usar a fórmula com  $v$  em m/s e  $h_v$ , pressão dinâmica ou cinética, em mmH<sub>2</sub>O, considerando o peso específico do ar igual a 1,2 kgf/m<sup>3</sup>.

$$h_v = \frac{v^2}{16,34} \quad (2.39)$$

Para calcular a perda de carga  $\Delta P$  na peça, basta multiplicar o valor K tabelado por  $h_v$ .

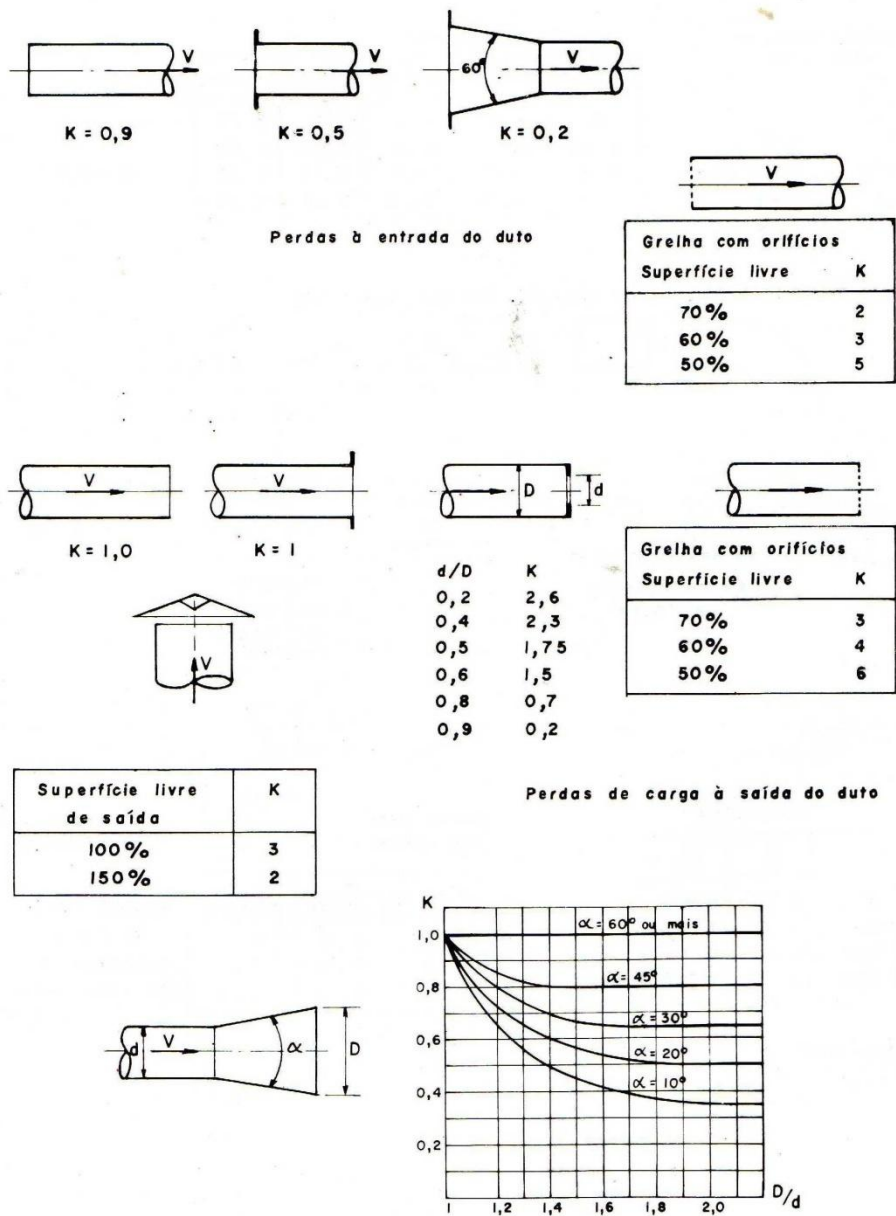


Fig. 2.26 – Valores de  $K$  para cálculo de perda de carga.

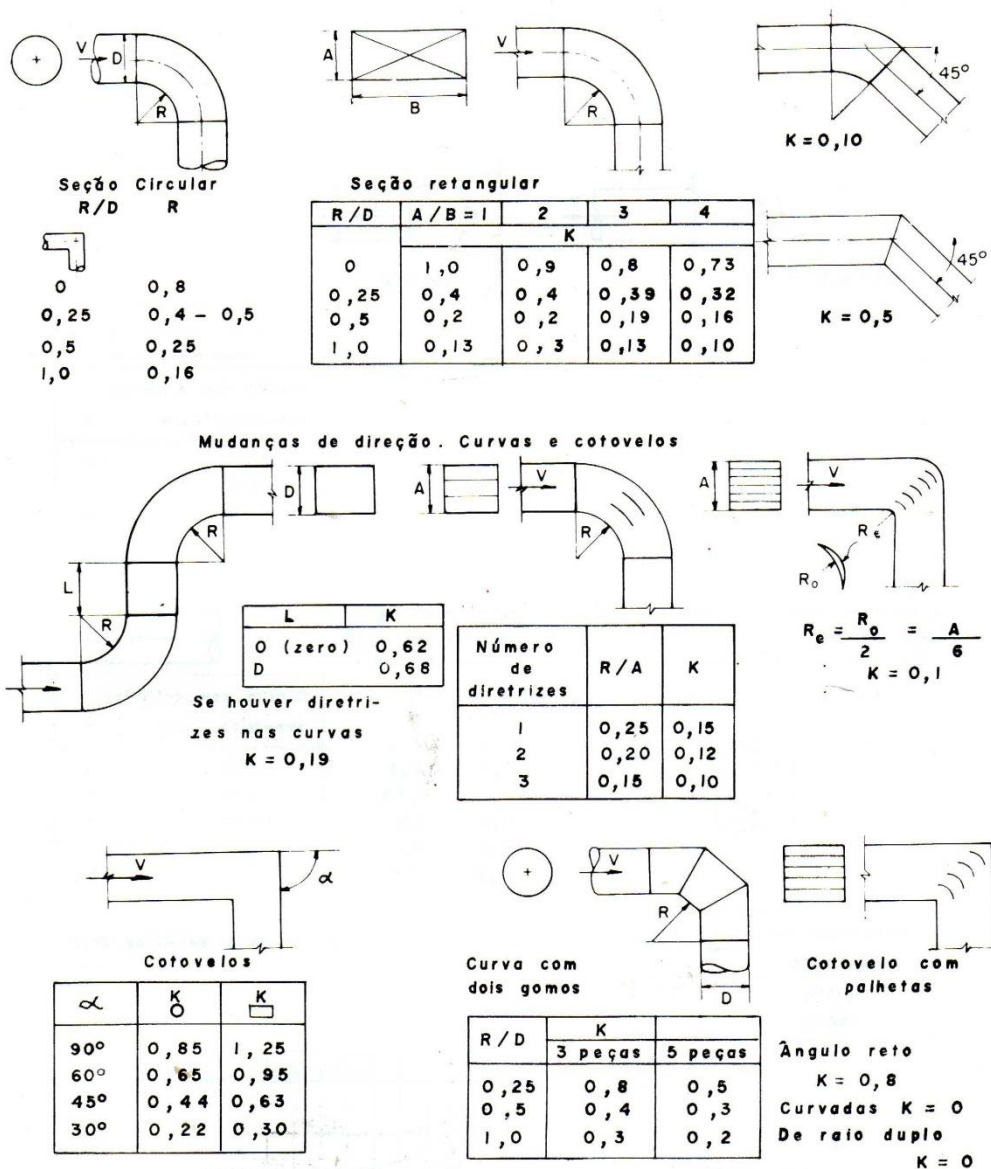
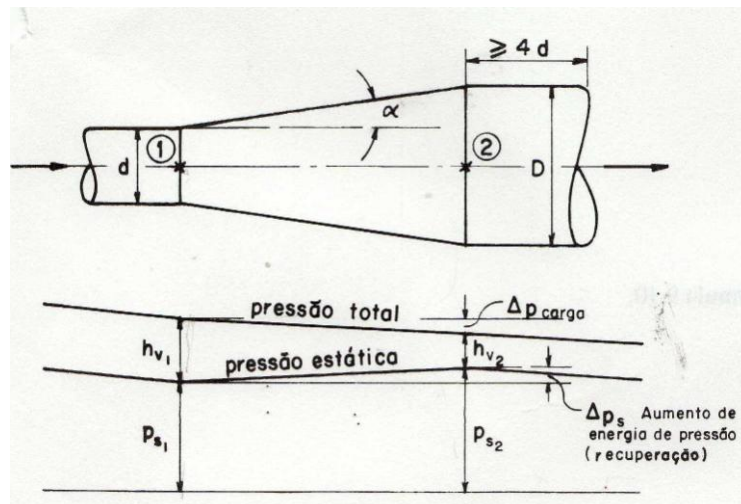


Fig. 2.27 – Valores de K para curvas e cotovelos.

### 2.4.1-EXPANSÃO OU ALARGAMENTO GRADUAL

Quando ocorre um aumento gradual de diâmetro, à medida que a energia cinética diminui (porque “V” diminui), a energia de pressão aumenta. Daí, o dizer-se que no alargamento ocorre uma recuperação na energia de pressão, representada por  $p_s$ . Simultaneamente, ocorre uma perda de carga  $\Delta P$ , que, dependendo do ângulo  $\alpha$ , é em geral pequena. A Fig.2.29 mostra estas variações.

A Tabela 2.4, referente à Fig.2.29, fornece valores do fator de recuperação R, que multiplicado pela diferença entre as energias de pressão dinâmicas  $h_{v1} - h_{v2}$  fornece a energia cinética transformada em energia de pressão  $\Delta p_s$ .



**Fig. 2.28** – Variação de energia numa expansão gradual.

**Tabela 2.5** – Valores do coeficiente de recuperação R.

Ângulo $\alpha$	Relação $D/d$			
	1,25:1	1,5:1	2:1	2,5:1
5°	0,88	0,84	0,76	0,68
10°	0,85	0,76	0,63	0,53
15°	0,83	0,70	0,55	0,43
20°	0,81	0,67	0,48	0,43
30°	0,79	0,63	0,41	0,25

**Tabela 2.6** – Valores do coeficiente K de perda de carga.

Ângulos	K
5°	0,28
10°	0,44
15°	0,58
20°	0,72
25°	0,87
30°	1,00
+ de 30°	1,00

### 2.4.3-CURVAS E JUNÇÕES

A prática do projeto de dutos apresenta algumas recomendações expressas pelos esquemas indicados na Fig. 2.29. Vê-se que há soluções recomendadas e soluções inadequadas ou pouco recomendáveis.

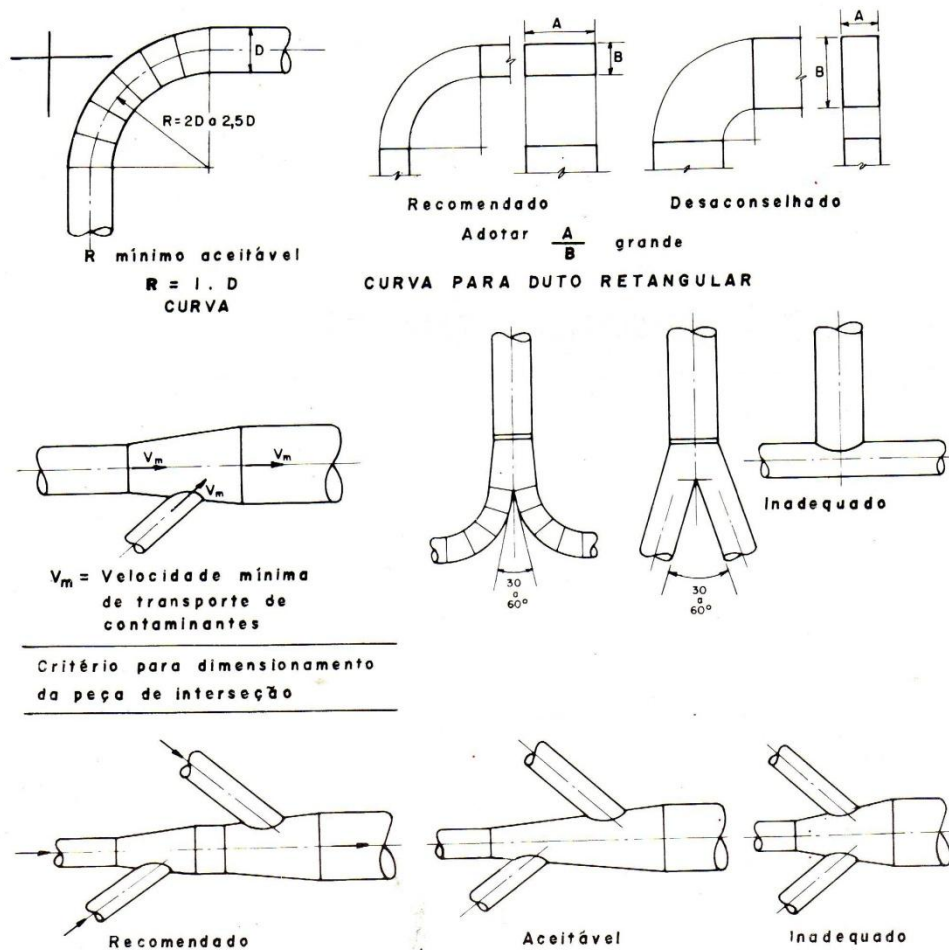


Fig. 2.29 – Indicações práticas para projeto de dutos.

### 3-POTENCIAL EÓLICO DOS CONDENSADORES DE EQUIP.DE AR CONDICIONADO

Os condensadores de equipamentos de ar condicionado, que são resfriados à ar, utilizam ventiladores p/ fazer com que o ar circule pelo condensador e resfrie o gás refrigerante, que se condensa, e tem condições de retirar calor dos ambientes condicionados.

Atualmente, esta vazão de ar é desperdiçada, não sendo aproveitada de nenhuma maneira.

Analisando-se as especificações técnicas de equipamentos de ar condicionado tipo “chiller”, que são equipamentos muito utilizados em edifícios comerciais e industriais, e por isso focaremos os mesmos neste estudo, a velocidade de descarga dos ventiladores dos condensadores gira em torno de 9 à 12 m/s, que são velocidades que podem ser utilizadas em microturbinas eólicas. No anexo A, apresentamos as especificações técnicas dos três maiores fabricantes de “chillers” no Brasil (Hitachi / Trane / Carrier)

Outra análise que é necessária ser feita, é quanto ao tempo de funcionamento dos ventiladores dos condensadores dos “chillers”, pois conforme a temperatura externa baixa, os ventiladores começam a serem desligados, p/ evitar uma queda muito grande da temperatura de evaporação do equipamento, o que pode levar à formação de líquido na entrada do compressor dos “chillers”, e consequente travamento do mesmo.

Para estudar esse funcionamento, utilizamos o exemplo resolvido do manual do “software” ENERGYPLUS (DOE, 2010), com equipamento de ar condicionado tipo “chiller”, operando em várias cidades brasileiras como São Paulo, Rio de Janeiro, Florianópolis, Salvador, Recife, Manaus e Brasília.

Os dados do chiller são os seguintes:

- Capacidade: 24 kW
- Resfriamento do condensador: à ar
- COP: 3,2
- Temp. entrada do ar: 35°C
- Temp. saída água gelada: 6,67°C

OBS.: As simulações foram introduzidas no trabalho, com o objetivo de mostrar o potencial eólico dos equipamentos de ar condicionado tipo “chiller”, principalmente nas regiões Norte e Nordeste do Brasil; Não realizamos simulações com o “chiller” Hitachi mod. RCU420SAZ4A, que será utilizado p/ se integrar às microturbinas eólicas, pois trata-se de um “chiller” de capacidade elevada, o que demandaria muito tempo de elaboração do arquivo modelo de simulação, não havendo tempo hábil de apresentá-lo neste trabalho.

A Tabela 3.1 apresenta os resultados destas simulações:

**Tabela 3.1 – Resultado das simulações do “software” ENERGYPLUS (DOE, 2010)**

Cidade	Temp.Média Verão (°C)	Temp.Média Inverno (°C)	Calor Condensação Médio Verão (W)	Calor Condensação Médio Inverno (W)
Florianópolis	25.0	17,5	17500	8500
São Paulo	25.0	22.0	16500	10500
Rio de Janeiro	28.0	23.0	21000	14500
Salvador	26.0	25.0	22000	19000
Recife	27,5	25.0	20000	19000
Manaus	27.0	27.0	23500	23500
Brasília	23.0	19.0	15000	14000

Analisando-se a Tabela 3.1, pode-se observar que, a integração entre equipamentos de ar condicionado tipo “chiller” e microturbinas eólicas, será mais proveitosa em cidades da região Nordeste, Norte e Centro-Oeste do Brasil, pois nestas regiões temos temperaturas elevadas praticamente o ano todo, não ocorrendo portanto parada dos ventiladores dos condensadores por baixa temperatura externa. Nas outras regiões, a integração durante o inverno deve sofrer reduções na produção de energia elétrica, devido à parada dos ventiladores dos condensadores; Porém nestas regiões poderia se utilizar a integração com equipamentos de ar condicionado tipo multi-split VRV, pois estes equipamentos possuem ciclo quente e frio, e assim os ventiladores funcionam o ano todo, hora resfriando o ambiente, e hora aquecendo o mesmo.



#### 4-INTEGRAÇÃO ENTRE EQUIP.DE AR CONDICIONADO E MICROTURBINAS EÓLICAS

Analisando as especificações dos “chillers” apresentados no capítulo anterior, vemos que os equipamentos que possuem maior velocidade de descarga nos ventiladores dos condensadores, são da marca Hitachi; Por isso concentraremos nossos estudos em cima de tais equipamentos.

Para efeito de estudo, trabalharemos com o “chiller” de maior capacidade frigorífica da Hitachi, que é o modelo RCU420SAZ4A com capacidade frigorífica de 415,1 TR. O diâmetro dos ventiladores é de 710 mm e a vazão de ar total de 7.050 m<sup>3</sup>/min (423.000 m<sup>3</sup>/h), o que resulta na velocidade de descarga:

$$vd = \frac{Qc}{3600.Av.n} \quad (4.1)$$

Onde:

$vd$  – Velocidade de descarga do ventilador do condensador (m/s)

$Qc$  – Vazão total de ar no condensador (m<sup>3</sup>/h) = 423.000 m<sup>3</sup>/h

$Av$  – Área de descarga do ventilador (m) =  $\pi.(0,710)^2/4 = 0,396$  m<sup>2</sup>

$n$  – Número de ventiladores do condensador = 24

Temos:

$$vd = \frac{423.000}{3600 \times 0,396 \times 24} \quad (4.1)$$

A integração entre o equipamento de ar condicionado tipo “chiller” marca Hitachi mod. RCU420SAZ4A e as microturbinas turbinas eólicas, será feita através do direcionamento do ar de descarga dos ventiladores dos condensadores para as hélices das turbinas eólicas. Este direcionamento será executado através de cotovelos 90° retangulares com chicanas e transformações dos cotovelos para o formato da turbina eólica em estudo.

Os materiais utilizados, para a confecção das peças, será a chapa galvanizada bitola 22. O cotovelo não deve ser fixado diretamente nos ventiladores, sendo deixado uma folga de no mínimo 1m entre os ventiladores e o cotovelo. O mesmo deve acontecer com relação à transformação e a turbina eólica, sendo necessário uma folga de no mínimo 0,5 m.

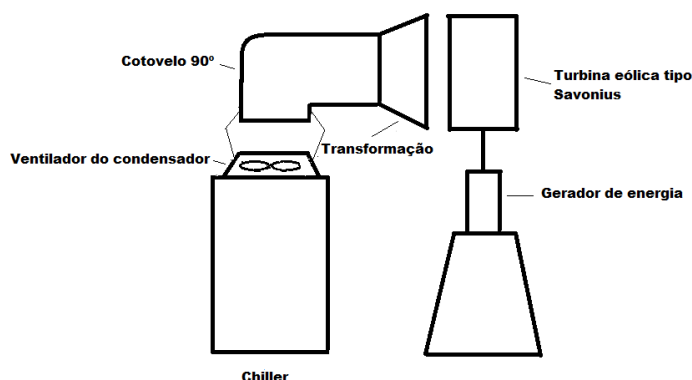


Fig. 4.1 – Esquema de interligação equip.ar condicionado / microturbina eólica

A seguir apresentaremos a integração do equipamento de ar condicionado tipo “chiller” marca Hitachi mod. RCU420SAZ4A com várias microturbinas eólicas disponíveis no mercado mundial (Ver anexo B):

**Tabela 4.1 – Características técnicas das microturbinas utilizadas na integração com “chiller” Hitachi**

N.Turb	Marca	Mod	País	Tipo	Preço R\$	Pot.Máx. kW	Vel.Máx. m/s	Vel.Mín. m/s	Dr m	A m2
1	BS Energy	Zefiro 1400	Itália	Savonius	21.500,00	1.4	15.00	2.00	0.80	2.25
2	BS Energy	Zefiro 4300	Itália	Savonius	29.000,00	4.3	15.00	1.50	1.73	6.90
3	Enersud	Notus 138	Brasil	Horizontal	2.900,00	0.35	12.00	2.00	1.38	1.50
4	Enersud	Gerar 246	Brasil	Horizontal	5.600,00	1.0	14.00	2.00	2.46	4.75
5	Rulis Eletrica	Silent Wind 48V	Portugal	Horizontal	3.150,00	0.5	15.00	2.20	1.00	0.80
6	Aeolos	V600W	Inglaterra	Vertical	.....	0.8	15.00	1.50	1.00	0.80
7	Yancheng Zagreen	Dragonfly	China	Horizontal	.....	0.6	13.00	3.00	1.20	1.10
8	Suzhou Great Watt	S700-24V	China	Horizontal	900,00	0.5	15.00	3.00	1.10	1.00

A seguir apresentamos a Tabela 4.2, com as características técnicas da integração das microturbinas mostradas acima, com o “chiller” Hitachi mod. RCU420SAZ4A (Ver anexo C):

**Tabela 4.2 – Características técnicas da integração das microturbinas com o “chiller” Hitachi**

N.Turb.	Av m2	Vv m/s	Nv	Avt m2	Ac m2	Vc m/s	$\Delta P_c$ mmca	V m/s	$\Delta P$ mmca	$\Delta P_t$ mmca	Pot kW	$\eta_{turb}$ %	%Pot.ch. %
1	0.39	12.50	6	2.34	4.87	6.03	0.25	13.06	0.27	0.52	5.60	51	1.20
2	0.39	12.50	16	6.24	11.35	6.90	0.26	11.35	4.06	4.32	2.00	51	0.40
3	0.39	12.50	4	1.56	3.04	6.44	0.25	13.06	1.90	2.15	2.10	26	0.40
4	0.39	12.50	12	4.68	10.32	5.69	1.40	12.37	2.00	3.40	1.90	21	0.40
5	0.39	12.50	3	1.17	2.01	7.31	0.32	18.36	6.00	6.32	4.00	51	0.80
6	0.39	12.50	2	0.78	1.26	7.77	0.40	12.24	0.90	1.30	8.40	82	2.00
7	0.39	12.50	3	1.17	2.01	7.31	0.32	13.35	1.60	1.92	4.80	69	1.00
8	0.39	12.50	3	1.17	2.01	7.31	0.32	14.69	2.40	2.72	4.00	41	0.80

Onde:

Av = Área dos ventiladores do condensador (m2)

Vv = Velocidade de descarga do ar nos ventiladores do condensador (m/s)

Nv = Número de ventiladores cobertos pelo cotovelo e transformação (Carenagem)

Avt = Área total do número de ventiladores cobertos pelo cotovelo e transformação (Carenagem) (m2)

$A_c$  = Área do cotovelo ( $m^2$ )

$V_c$  = Velocidade do ar no cotovelo (m/s)

$\Delta P_c$  = Perda de carga no cotovelo (mmca)

$D_r$  = Diâmetro do rotor da microturbina (m)

$A$  = Área de passagem do ar pela microturbina ( $m^2$ )

$V$  = Velocidade do ar pela microturbina (m/s)

$\Delta P_{tr}$  = Perda de carga na transformação (mmca)

$\Delta P_t$  = Perda de carga total (Cotovelo + Transformação)

$P_{ot}$  = Potência gerada pelas microturbinas (kW)

$\eta_{turb}$  = Rendimento da microturbina (%)

% Pot.ch. = Porcentagem da potência gerada pelas microturbinas em relação à potência total do “chiller” Hitachi (%)

Analisando-se a Tabela 4.2, nota-se que a microturbina que apresentou melhores resultados, foi a microturbina nº 6 (Aeolos mod. V600W), e portanto nossos estudos ficarão direcionados à mesma, daqui para frente.

## 5-VIABILIDADE ECONÔMICA DA INTEGRAÇÃO

Segundo o artigo Energia e desenvolvimento sustentável, o investimento inicial de uma microturbina eólica é de US\$ 5.000,00/kW; Portanto para a turbina em estudo (Aeolos mod.V600W), o custo de instalação é de R\$ 6.570,00, considerando o dólar a R\$ 2,19.

Para o nosso estudo, seriam necessárias 12 microturbinas marca Aeolos mod.V600W; Com isso, o custo de instalação total das microturbinas é de R\$ 78.840,00

Agora vamos calcular o custo da energia elétrica gerada pelas microturbinas, que representa a economia atingida pela integração. Segundo Andreos, R. ERG-003 – Cogeração, a tarifa de energia elétrica média no Brasil é de R\$ 0,2885/kWh.

Iremos considerar que o equipamento de ar condicionado tipo “chiller” irá trabalhar 12 horas por dia de segunda à sexta; Com isso, a economia anual com energia elétrica ficará em:

$8,4 \text{ kW (Potência gerada pelas microturbinas)} \times \text{R\$ } 0,2885/\text{kWh} \times 12 \text{ horas/dia} \times 20 \text{ dias/mês} \times 12 \text{ meses} = \text{R\$ } 6.979,40/\text{ano}$

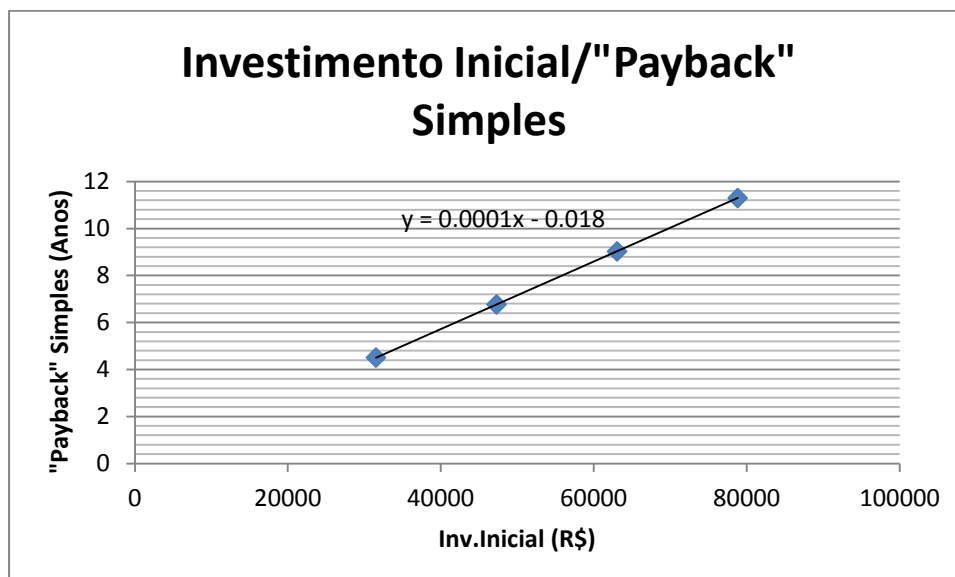
O “payback” simples ficará em:

$\text{R\$ } 78.840,00 / 6.979,40 = 11,30 \text{ anos}$

Para o cálculo da TIR e do “payback” descontado, assumimos a taxa de desconto de 12% e período de 10 anos, chegando aos seguintes valores:

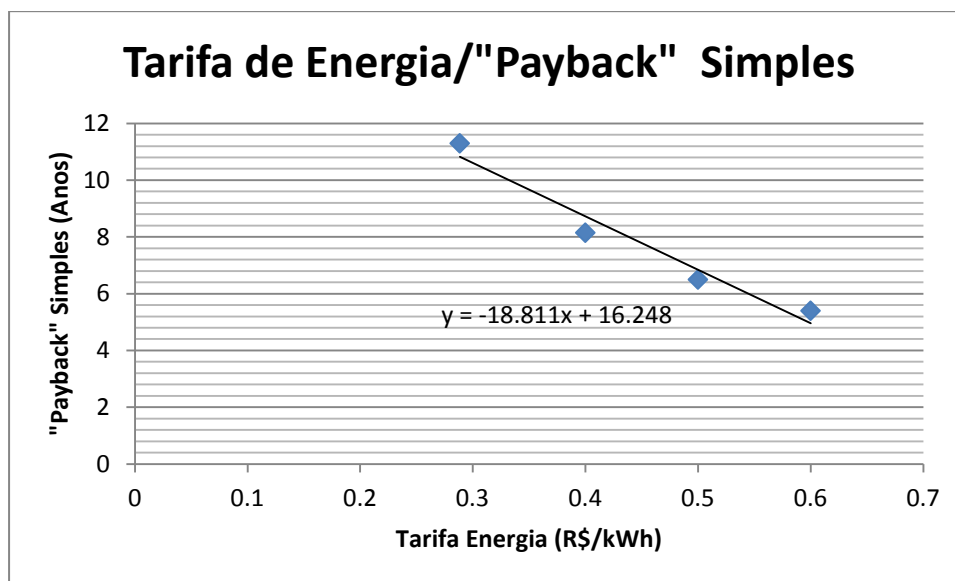
- “Payback” descontado: 25,6 anos
- VPL: - R\$ 39.407,00
- TIR: - 2,2%

A seguir, na fig.5.1, apresentamos a variação do investimento inicial em função do “payback” simples, para a microturbina eólica em estudo, mantendo-se a tarifa de energia constante.



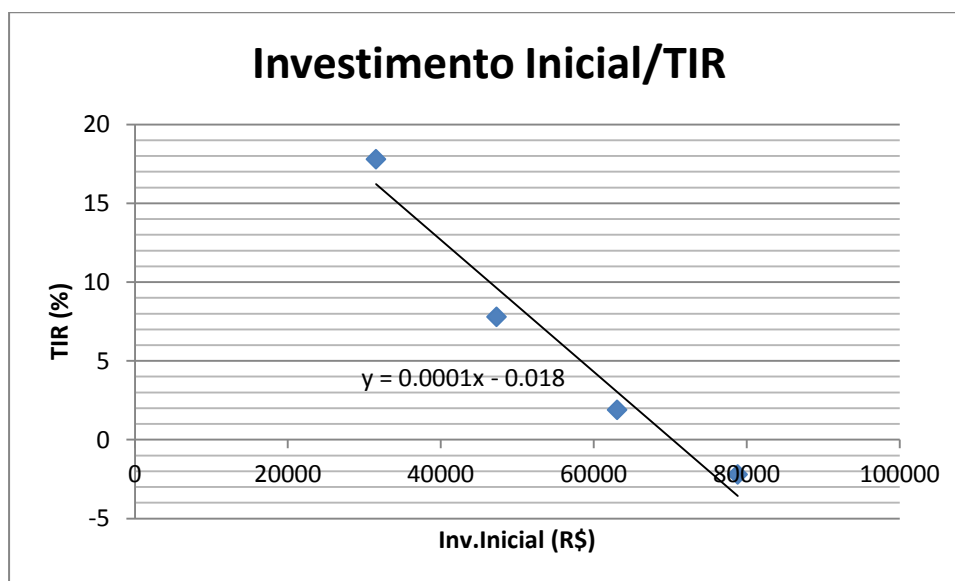
**Fig.5.1** – Investimento inicial x “Payback” simples p/ microturbinas eólicas

Na fig.5.2, apresentamos a variação da tarifa de energia em função do “payback” simples, para a microturbina eólica em estudo, mantendo-se o investimento inicial constante.



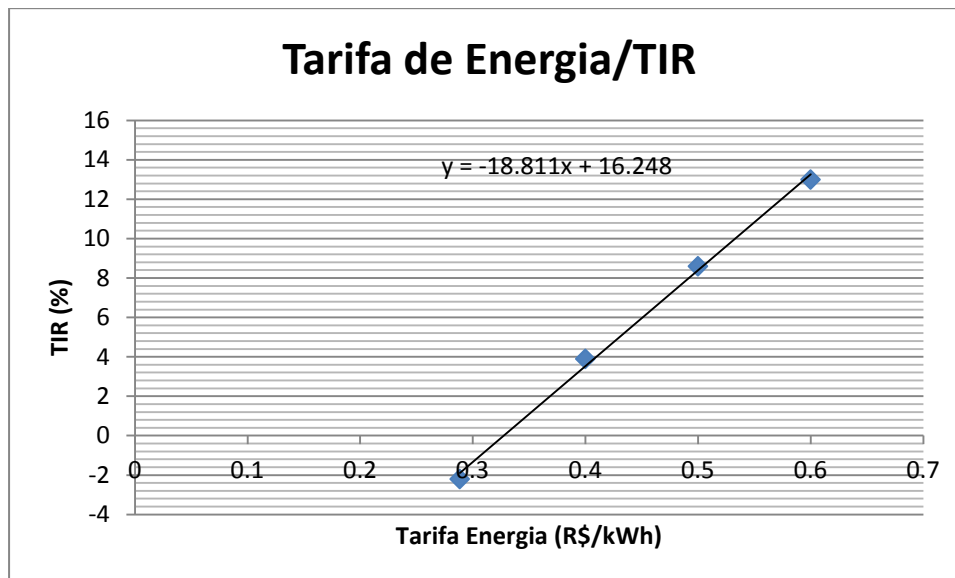
**Fig.5.2** – Tarifa de energia x “Payback” simples p/ microturbinas eólicas

Na fig.5.3, apresentamos a variação do investimento inicial em função da TIR, para a microturbina eólica em estudo, mantendo-se a tarifa de energia constante.



**Fig.5.3** – Investimento inicial x TIR p/ microturbinas eólicas

Na fig.5.4, apresentamos a variação da tarifa de energia em função da TIR, para a microturbina eólica em estudo, mantendo-se o investimento inicial constante.



**Fig.5.4** – Tarifa de energia x TIR p/ microturbinas eólicas

Pelo exposto acima, concluímos que, atualmente, a integração equipamento de ar condicionado tipo “chiller” e microturbinas eólicas, não é viável economicamente. A integração somente se tornará viável, quando o investimento inicial se reduzir a aproximadamente a metade, ou a tarifa de energia dobrar de valor.

## 6-PRINCIPAIS DESAFIOS DA INTEGRAÇÃO

São vários os desafios a serem enfrentados pela integração equip. ar condicionado e microturbinas eólicas, principalmente devido ao assunto não ter sido ainda muito bem estudado, muitas vezes nem sequer pensado pelos fabricantes e pessoas do ramo.

O primeiro desafio que iremos abordar, é o aumento da pressão estática dos ventiladores axiais dos condensadores dos equipamentos de ar condicionado. Pela tabela 10, podemos notar que várias conexões de chapa entre os ventiladores e as microturbinas (Carenagem), ficaram acima da pressão estática disponível nos ventiladores que é de aproximadamente 02 mmca, segundo a engenharia de aplicação da Hitachi, Trane e Carrier.

Entramos em contato com vários fabricantes de equipamentos de ar condicionado, e pedimos as curvas dos ventiladores dos condensadores, e não conseguimos sucesso, pois a maioria deles afirmava que os ventiladores são importados, o que dificulta a obtenção de tal curva, ou que não se deve colocar nada em frente a esses ventiladores, e por isso não há necessidade de se fornecer essas curvas.

Em função disto, entramos em contato com um fabricante tradicional no mercado de hélices plásticas idênticas às utilizadas em ventiladores de condensadores de equipamentos de ar condicionado, a Multi-Wing hélices, que nos forneceu a curva de ventiladores similares aos utilizados no “chiller” Hitachi mod. RCU420SAZ4A. Na fig.6.1 apresentamos esta curva.

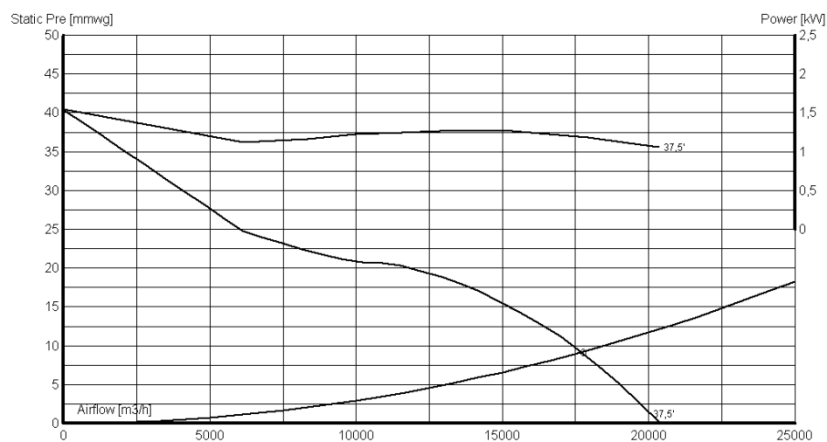
**Impeller:** 710 / 9 / PAG / AV



**Impeller Diameter** : 710 mm  
**Tipclr.** : 0,5 % [AMCA A]  
**No of blades** : 9  
**Type** : 4Z  
**Test Number** : N044.8 + N011.8  
**Speed** : 1130 RPM  
**Temp.** : 50 C  
**Elevation** : 0 m  
**Density** : 1,096 kg/m3

**Date** : 29-07-2013  
**To** : Sr. Marcelo Madeu  
**Company** : Arbom  
**From** : Daniel  
**Company** :  
**Telephone** :  
**Fax** :  
**e-mail** :

*Test Method: Outlet chamber. AMCA 210-35 fig.12 / ISO 5801 fig.32b Fan Installation Type A (Fan with free inlet & free outlet)*  
*Other impeller arrangements will affect the performance (Program: 06.11.2000 Version: 2.15E)*



Importadora Europea (IESA) S.A.  
 Av. del Sesquicentenario 4204 - C.C. No.  
 (1613) Los Polvorines, Buenos Aires  
 Tel: 11-46636258  
 Fax: 11-46632333  
 E-mail: iesa-arg@satlink.com

**Fig. 6.1** – Curva de ventilador axial marca Multi-Wing mod.710/9/PAG/AV





**Fig. 6.2** – Foto do ventilador axial marca Multi-Wing mod. 710/9/PAG/AV

Analisando a curva, notamos que a pressão estática fornecida por este ventilador é de 09 mmca, sendo 07 mmca utilizados na serpentina do condensador, e sobrando 02 mmca na saída do ventilador.

Os fabricantes de ventiladores precisam desenvolver ventiladores axiais com maior pressão estática, para que a integração entre equipamentos de ar condicionado e microturbinas eólicas seja facilitada, podendo ser utilizada em uma gama maior de microturbinas e equipamentos de ar condicionado.

Como exemplo, apresentamos o ventilador da ventisilva mod.E80T6, que possui uma vazão de 18.900 m<sup>3</sup>/h e Pressão estática de 18 mmca.

## Exaustores Axiais

**Aplicação** Atendem as mais diversas aplicações. Recomendado para troca de ar em indústrias, galpões, restaurantes e tubulações.

**Características**

- Fabricados em chapa de aço carbono.
- Pintado em esmalte sintético na cor verde martelado.
- Dimensões de 30cm a 1 metro.
- Mancais com rolamentos de esferas, proporcionando baixo nível de ruído e grande durabilidade.
- hélice de 6 paletas em alumínio especial.
- Nos modelos acima de 40cm de diâmetro, bico polia em alumínio fundido.
- Grades externas de proteção.
- Temperatura de trabalho de -10°C à + 40°C.

**Garantia 2 anos**

• Temos exaustores com motor à prova de explosão, consulte-nos.

**Assistência Técnica** Permanente

E100

**DADOS TÉCNICOS**

Modelo	Diâmetro (mm)	Comprimento (mm)	Tensão (V)	Corrente (A)	Potência (W)	Rotação (RPM)	Vazão (m³/min)	Pressão (mmHg)	Ruído (dBA)	Frequência (Hz)	Peso Líquido (kg)
E30M4	300	300	127 / 220	2,70 / 1,15	1 / 5	1750	40	9	69	60	7,2
E30M6	300	300	127 / 220	1,55 / 0,70	1 / 7	1150	25	6	58	60	8,5
E30M8	300	300	127 / 220	0,90 / 0,45	1 / 10	850	20	4	49	60	8,3
E30T4	300	300	220 / 380	1,50 / 0,85	1 / 3	1750	40	9	69	60	7,6
E30T6	300	300	220 / 380	0,48 / 0,25	1 / 7	1150	25	6	58	60	7,7
E40M4	400	310	127 / 220	3,50 / 1,60	1 / 3	1700	75	11	82	60	10,4
E40M6	400	310	127 / 220	1,60 / 0,75	1 / 5	1100	55	7	68	60	10,1
E40M8	400	310	127 / 220	1,00 / 0,50	1 / 7	800	40	5	58	60	10,0
E40T4	400	310	220 / 380	1,50 / 0,80	1 / 3	1700	75	11	82	60	11,4
E40T6	400	310	220 / 380	0,50 / 0,35	1 / 5	1100	55	7	68	60	9,4
E50M4	500	310	127 / 220	9,75 / 4,30	1	1650	145	16	83	60	3,5
E50M6	500	310	127 / 220	5,50 / 2,25	1 / 2	1100	100	11	73	60	14,0
E50M8	500	310	127 / 220	2,50 / 1,25	1 / 3	800	78	7	63	60	13,8
E50T4	500	310	220 / 380	2,35 / 1,25	1 / 2	1650	145	16	83	60	13,9
E50T6	500	310	220 / 380	2,00 / 1,10	1 / 2	1100	100	11	73	60	13,8
E60T4	600	370	220 / 380 / 440	4,80 / 2,80 / 2,40	1.1 / 2	1700	195	22	90	60	27,2
E60T6	600	370	220 / 380 / 440	2,90 / 1,70 / 1,50	3 / 4	1100	145	14	76	60	24,5
E70T6	700	390	220 / 380 / 440	5,00 / 2,90 / 2,50	1.1 / 2	1100	225	16	84	60	36,5
E80T6	800	390	220 / 380 / 440	5,50 / 3,20 / 2,90	1.1 / 2	1150	315	18	85	60	40,0
E100T8	1000	460	220 / 380 / 440	7,80 / 4,50 / 3,80	2	850	422	19	87	60	95,0

Modelos com a letra **M** referem-se a motores **Monofásicos** e com a letra **T** referem-se a motores **Trifásicos**.

Metalurgica VENTISILVA Ltda  
Rua Tupy, 615 - Jd. B. - Mogi - CEP 03169-907 - São Paulo - SP - Brasil  
Telefone: +55 11 2902-2400 - Fax: +55 11 2902-2442  
www.ventisilva.com.br

1

**Fig.6.3 – Ventilador marca Ventisilva mod. E80T6**

Outro desafio importante a ser vencido, é o paradigma de não colocar nada na frente dos ventiladores dos condensadores, pela pressão estática disponível ser baixa, o que poderia afetar o rendimento do equipamento de ar condicionado, caso a perda de carga ultrapasse o valor recomendado pelo fabricante, devido a diminuição do fluxo de ar do condensador e queda da capacidade de rejeição de calor; Porém, caso esta interferência seja feita de forma correta e estudada, o rendimento dos equipamentos de ar condicionado não será afetado, como apresentado neste estudo. Além disso, necessitamos que os equipamentos de ar condicionado tenham manutenção preventiva adequada, pois a sujeira da serpentina do condensador aumenta a perda de carga dos ventiladores, e consequente perda de rendimento do equipamento.

Mais um desafio a ser suplantado, é sobre o rendimento das microturbinas eólicas. Na tabela 4.1 podemos verificar que várias microturbinas tem um rendimento muito baixo. O rendimento da turbina apresentado na Tabela 4.1, mostra qual a porcentagem do rendimento da turbina em relação ao coeficiente de Betz, que é

de 0,59 da potência eólica disponível. Os fabricantes de microturbinas precisam realizar estudos aerodinâmicos para elevarem estes rendimentos.

Outro desafio, é que os fabricantes de equipamentos de ar condicionado, deveriam disponibilizar no mercado, equipamentos com ventiladores dos condensadores na posição horizontal, principalmente os equipamentos tipo chiller, que não possuem esta opção, ou então os fabricantes de microturbinas disponibilizarem equipamentos que possam ser instalados com a hélice na posição horizontal. Isto evitaria a instalação de conexões em chapa (Carenagem), o que reduziria muito a perda de carga da interligação equipamento de ar condicionado e microturbina eólica.

Outro desafio grande a ser ultrapassado, é o preço das microturbinas, que é muito elevado. Seria necessário uma política governamental de incentivo a ações como a apresentada neste estudo, que pudessem reduzir o custo de instalação da interligação, e com isso tornar viável economicamente a mesma.

Outro desafio, é a utilização de microturbinas eólicas em sistemas de exaustão de cozinha e de banheiros, que também descarregam na atmosfera grande quantidade de ar sem nenhum aproveitamento.

Finalmente, outro desafio a ser estudado e ultrapassado, é a utilização das microturbinas eólicas em equipamentos de ar condicionado que possuem variadores de frequência nos ventiladores dos condensadores, pois o comportamento é diferente dos ventiladores dos condensadores com rotação fixa, como foi estudado neste trabalho. Acredito que o aproveitamento energético nos equipamentos de ar condicionado que possuem variadores de frequência nos ventiladores dos condensadores será maior, pois os ventiladores dificilmente param de funcionar.

## 7-PRINCIPAIS BENEFÍCIOS DA INTEGRAÇÃO

O principal benefício da integração entre equipamento de ar condicionado e microturbinas eólicas é a economia de energia gerada, que, para equipamentos de ar condicionado tipo “chiller”, pode chegar a 2% da potência nominal do “chiller”. Segundo (ANDREOS 2012), a produção de energia elétrica no Brasil, base 2012, foi de 513.814 GWh, sendo 11% devido a prédios comerciais, e destes 11%, 48% é consumido em instalações de ar condicionado (CASADO 2012). Se considerarmos que 90% do consumo das instalações de ar condicionado são dos “chillers” ou unidades condensadoras, o potencial de economia de energia chega a aproximadamente 488 GWh/ano ou R\$ 146.500.000,00/ano. Em termos de redução de capacidade instalada, isto representa uma redução de aproximadamente 56 MW/ano.

Outro grande benefício alcançado, é a sustentabilidade gerada pela integração, que contribui p/ a diminuição da poluição do planeta, uma vez que polui-se muito o planeta para gerar-se energia elétrica.

Outro benefício que podemos citar, é o aquecimento da indústria de microturbinas eólicas, pois hoje em dia praticamente todo edifício comercial ou residencial, possui sistema de ar condicionado; Isto pode gerar milhares de empregos e contribuir para a redução da crise econômica mundial.

## 8-CONCLUSÃO

Atualmente não é mais admissível qualquer tipo de desperdício, já que vivemos num planeta com recursos naturais escassos, por vários motivos, que não cabe neste momento se aprofundar. O desperdício de energia elétrica é ainda mais preocupante, pois além de ser um recurso escasso e caro, para ser gerada polui muito o planeta.

Portanto qualquer atitude no sentido de economia de energia elétrica, deve ser bem vinda. A integração entre equipamento de ar condicionado e microturbinas eólicas é uma destas atitudes que visa a redução do consumo de energia elétrica, e deve ser incentivada.

Atualmente esta integração ainda não é viável economicamente, porém se as universidades, fabricantes de equipamentos de ar condicionado e fabricantes de microturbinas eólicas pesquisarem mais o assunto, poderemos viabilizar economicamente tal integração.

Do ponto de vista de sustentabilidade, a integração é muito interessante, pois além da economia de energia elétrica gerada, ela contribui para a redução da poluição do planeta.

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Fadigas, E. Energia Eólica. Edi Manole, 272p, São Paulo, 2011
- Salles, M. A evolução da energia eólica nos últimos anos. São Paulo: Escola Politécnica da USP, 2012
- Salles, M. Recursos eólicos. São Paulo: Escola Politécnica da USP, 2012
- Andreos, R. ERG-003 - Cogeração. São Paulo: Escola Politécnica da USP, 2012
- Tecnologias de microgeração e sistemas periféricos: micro-turbinas eólicas. Disponível em: <[www.energiasrenovaveis.com/images/upload/microeolicas.pdf](http://www.energiasrenovaveis.com/images/upload/microeolicas.pdf)>. Acesso em: 20 Dez. 2011.
- Stoecker, F. W.; Jones, W. J. "Refrigeration and air conditioning". 2ª Edição. EUA: Mc Graw Hill, 1982
- "Fundamentals handbook". EUA: ASHRAE, 2009
- "HVAC Systems and equipments handbook". EUA: ASHRAE, 2008
- "HVAC Applications handbook". EUA: ASHRAE, 2007
- Macyntire, J. A. Ventilação industrial e controle da poluição. 2ª Edição. Rio de Janeiro: LTC, 1990
- Brunetti, F. Curso mecânica dos fluidos. São Paulo: Reprotect, 1974
- Casado, M. Curso de extensão em projetos sustentáveis. São Paulo: Fupam, 2010
- Manual técnico de ventiladores: Otam. Disponível em: <[solerpalau.hospedagemdesites.ws/files/media/manual%20tecnico.pdf](http://solerpalau.hospedagemdesites.ws/files/media/manual%20tecnico.pdf)>. Acesso em: 04 Ago. 2013.
- Vittorino, F. Sistemas de ar condicionado. São Paulo: IPT, 2013
- Portal mundial de microturbinas eólicas. Disponível em: <http://allsmallwindturbines.com>. Acesso em: 07 Set. 2013
- BS Energy. "Wind Energy". Turbinas eólicas: Catálogo [Verona]: BS Energy, Turbinas eólicas, [2013]. 7p. Catálogo técnico
- Energia e desenvolvimento sustentável. Disponível em: <http://www.cds.unb.br/jnildo/index.php/category/6-energia-e-ds-1-2013?download=96:eolica>. Acesso em: 17 Set. 2013
- "The SMACNA Duct Design Calculator (Metric)". EUA: SMACNA, 1989
- "Energyplus Energy Simulation Software". EUA: DOE – U.S. Department of Energy, 2010



**ANEXO A - Especificações técnicas de equipamentos de ar condicionado tipo "chiller" marcas Hitachi / Carrier / Trane**

Item	Unid.	RCU260SAZ4A	RCU280SAZ4A	RCU300SAZ4A	RCU320SAZ4A	RCU350SAZ4A	RCU390SAZ4A	RCU420SAZ4A		
<b>Capacidade Nominal (60 Hz)</b>		kcal/h	775.742	836.066	896.885	957.943	1.044.567	1.164.875	1.255.287	
	kW		902,0	972,2	1.045,2	1.113,9	1.214,6	1.354,5	1.459,6	
	TR		256,5	276,5	297,3	316,8	345,4	385,2	415,1	
<b>Acabamento Externo</b>		-	A estrutura é construída em chapa de aço tratada contra corrosão, pintura a pó eletrostática à base de poliéster na cor bege aplicada em chapa de aço curada em estufa							
<b>Dimensões</b>	Largura	mm	1.891							
	Profundidade	mm	8.707			11.159		13.287		
	Altura	mm	2.254							
<b>Compartimento Fugorífico</b>	Economiz		S	S	N	S	S	S		
	Compressor	Tipo	Semi Hermético - Parafuso HITACHI							
		Modelo/Qtde	60 ASC-Z/4		60 ASC-Z/5		60ASC-Z/5		60ASC-Z/6	
		Potência	4 x 45		5 x 45		5 x 45		6 x 45	
		Nº de Polos	2							
		Aquecedor de Óleo	0,15 (por Compressor)							
	Condensador	Tipo	Tubular de cobre com aletas de alumínio em corrente cruzada							
		Modelo	16 x C60SAZ		20 x C60SAZ		20 x C60SAZ		24 x C60SAZ	
	Ventilador	Tipo	Axial							
		Quantidade	16		20		24			
		Pressão Estática Externa	0							
		Vazão de Ar	4.700		5.875		7.050			
	Motor	Ø da Hélice	710							
		Ventilação / Proteção	TFVE / IPW55							
		Potência	16 x 1,1		20 x1,1		24 x1,1			
		Número de Pólos	6							
		Rotação	1130							
		Resfriador	Tipo	SHELL & TUBE						
		Modelo	R260SAZ	R280SAZ	R120+R180SAZ	R140+R2160SAZ	R140+R210SAZ	R180+R210SAZ	2 X R210SAZ	
		Vazão de Água	m³/h	141,0	152,0	163,4	174,2	189,9	211,8	228,2
	Perda de Carga	mca	8,08	8,99	4,94	4,99	5,74	5,38	5,75	
	Fouling Factor	m² °C/W	0,00018							
	Isolamento Térmico	Poliuretano								
	Dispositivo de Controle de Refrigeração	Válvula de Expansão Termostática								
	Número de Ciclos	4		5			6			
	Refrigerante	Tipo	R-407 C							
		Carga	kg	2 x 57 + 2 x 58	4 x 58	5 x 57	3 x 57 + 2 x 58	5 x 58	3 x 57 + 3 x 58	6 x 58
			%	13 a 100 (7)*	13 a 100 (6,5)*	15 a 100 (6)*	14 a 100 (5,5)*	15 a 100 (5,0)*	14 a 100 (7,0)*	13 a 100 (6,5)*
<b>Faixa do Controle de Capacidade</b>		-	Borracha Anti-Vibração sob o Equipamento							
<b>Dispositivo Anti-Vibração</b>		-	Transmissor de Temperatura na Entrada e Saída de Água							
<b>Controle de Operação</b>	Controle de Capacidade	-	IHM							
	Comando	-	Power = Verde - Operation = Vermelha - Alarm = Amarela							
	Lâmpada de Piloto	-	Transmissor de Alta e Baixa Pressão							
	Leitura de Pressão	-	30,6							
<b>Ponto de Atuação dos Dispositivos de Segurança</b>	Relé de Sobrecarga p/ Compressor	A	160/190		190		160/190		190	
	Relé de Sobrecarga p/ Ventilador	A	6,9							
	Termostato Interno do Compressor	°C	Desliga 115 / Liga 93							
	Sensor de Descarga Compressor	°C	Controle 130 - Desliga 140 / Liga 110							
	Termostato Controle By Pass	°C	Desliga 75 / Liga 110							
	Plug Fusível	°C	70 a 77							
	Proteção Anti-Congelamento	°C	Desliga 2,0 / Liga 6,0							
	Controle da Pressão	Alta	Desliga 28,5 / Liga 24,5							
		Baixa	Controle 3,4 / Desliga 0,5							
		Válvula de Alívio de Pressão	kgf/cm²G	30,6						
<b>Características Elétricas</b>	Consumo Nominal	kW	269,5		313,8		355,8		382,2	
	Corrente Nominal	A	818		887		1006		1109	
	Fator de Potência	%	92,8		92,9		92,8		92,9	
	EER	Btu/h W	9,78		9,79		9,81		9,78	
	COP	kWokW	2,87		2,87		2,88		2,87	
	IPLV		11,7		11,7		11,7		11,8	
	Corrente de Partida	A	892		892		1052		1052	
	Fonte de Energia	Força	220V - 380V - 440V / 60Hz - Trifásico							
		Comando	220V / 60Hz - Monofásico							
	<b>Nível de Ruído**</b>	STD 1,5m Altura e 1,0m Distância	dB (A)	80						
STD 1,5m Altura e 10m Distância		dB (A)	69,2							
SPC Cf gabinete nos compressores		dB (A)	77							
<b>Conexões do Resfriador</b>	Entrada de Água e Saída de Água	-	CONTRA FLANGE - Ø Interno = 170,7mm		CONTRA FLANGE Ø Interno = 2x129,6mm + 2x170,7mm		CONTRA FLANGE - Ø Interno = 170,7mm			
	Qtde (Entr./Saída)	pc	ANSI B 16,5 - # 150 PSI - Ø6"		ANSI B 16,5 - # 150 PSI - 2 x Ø5" + 2 x Ø6"		ANSI B 16,5 - # 150 PSI - 4 x Ø6"			
			2		4					
Peso Líquido	kg		6.462		6.572		3473+4956		4956+6031	
Peso em Operação	kg		6.775		6.886		3558+5189		3615+6263	

**Notas:**

A capacidade nominal e características elétricas são baseadas nas condições abaixo:

- Temperatura de entrada da água no Resfriador: 12,2°C;
- Temperatura de saída da água do Resfriador: 6,7°C;
- Temperatura de entrada do ar no Condensador: 35°C.

Dados elétricos são baseados em 220V/60Hz.

Consumo Nominal, Corrente Nominal e Fator de Potência indicados é somente para o(s) compressor(es).

EER e COP inclui consumo do(s) compressor(es) + ventiladores.

(\*) Opção de expansão de controle de capacidade.

\*\* Nível de ruído não considera os ruídos refletidos por paredes ou outro próximos ao Chiller.

**Fig.A.1 - Características técnicas de chillers marca Hitachi**



UNIDADE 30XA	260	280	300	325	350
PESO DE OPERAÇÃO (kg)					
Serpentinas do condensador Al-Cu (Gold Fin)	7644	7721	7876	8543	8636
Serpentinas do condensador MCHX	7130	7202	7322	7923	8010
TIPO DE REFRIGERANTE	Sistema Controlado por EXV, R-134a				
Carga de refrigerante (kg) Circ. A/Circ. B	170.1/99.8	170.1/122.5	188.3/122.5	170.1/170.1	188.3/170.1
Carga de refrigerante (kg) Circ. A/Circ. B (MCHX)	105.9/70.8	102.7/72.3	104.3/73.0	102.7/102.7	105.0/102.7
COMPRESSORES	Parafusos rotativos duplos semi-herméticos				
Quantidade	2				
Velocidade (rpm)	3500				
(Qtde) Nº do modelo do compressor Circ. A	(1) 06TU-483	(1) 06TU-483	(1) 06TU-554	(1) 06TU-483	(1) 06TU-554
(Qtde) Nº do modelo do compressor Circ. B	(1) 06TT-301	(1) 06TT-356	(1) 06TT-356	(1) 06TU-483	(1) 06TU-483
Carga de óleo (litros) Circ. A/Circ. B	28.4/25.6	28.4/25.6	28.4/25.6	28.4/28.4	28.4/28.4
Estágio mínimo de capacidade (%)					
Padrão	10	13	12	15	14
Opcional	8	9	7	10	10
EVAPORADOR	Inundado, Tipo Casco e Tubo (shell & tube)				
Volume líquido de água (litros)	159.0	166.6	183.6	191.2	202.1
Pressão máxima do refrigerante (kPa)	1516.8	1516.8	1516.8	1516.8	1516.8
Pressão máxima no lado da água (kPa)	2 068	2 068	2 068	2 068	2 068
CONEXÕES DE ÁGUA					
Dreno (NPT, in.)	3/8				
Entrada e saída, padrão, Victaulic (in.)	8	8	8	8	8
Número de passes	2	2	2	2	2
VENTILADORES DO CONDENSADOR	Tipo axial coberto, descarga vertical				
Velocidade padrão do ventilador (rpm)	850				
Nº de pás... Diâmetro (mm)	9...762	9...762	9...762	9...762	9...762
Nº de ventiladores (Circ. A/Circ. B)	9/6	9/7	10/6	9/9	9/9
Fluxo de ar total (litros/s) 850 rpm	65 837	70 226	70 226	79 004	79 004
SERPENTINAS DO CONDENSADOR					
Nº de serpentinas (Circ. A/Circ. B)	9/6	9/7	10/6	9/9	9/9
Área total de face (m²)	33	35	35	39	39
DIMENSÕES DA CHASSI (mm)					
Comprimento	9576	9576	9576	10770	10770
Largura			2255		
Altura			2300		

#### LEGENDA

Cu — Cobre

Al — Alumínio

EXV — Válvula de expansão eletrônica

MCHX — Trocador de calor  
tipo microchannel

Fig.A.2 - Características técnicas de "chillers" marca Carrier



## Dados Gerais

Tab. 01 — Dados Gerais — Unidades de 140-350 TR - 60 Hz - Eficiência Padrão

Tamanho		140	155	170	185	200	225	250	275	300	350
Tipo		STD	STD	STD	STD	STD	STD	STD	STD	STD	STD
Compressor											
Quantidade		2	2	2	2	2	2	2	3	3	3
Tamanho Nominal	TR	70/70	85/70	85/85	100/85	100/100	120/100	120/120	85-85/100	100-100/100	120-120/100
Evaporador											
	(galões)	29	32	33	35	39	38	42	60	65	70
Armazenamento de água	(litros)	111	121	127	134	146	145	158	229	245	264
Evaporador 02 passes											
	(gpm)	193	214	202	217	241	217	241	309	339	375
Vazão mínima	(l/s)	12	14	13	14	15	14	15	20	21	24
	(gpm)	709	785	741	796	883	796	883	1134	1243	1374
Vazão máxima	(l/s)	45	50	47	50	56	50	56	72	78	87
Evaporador 03 passes											
	(gpm)	129	143	135	145	161	145	161	206	226	250
Vazão mínima	(l/s)	8	9	9	9	10	9	10	13	14	16
	(gpm)	473	523	494	531	589	531	589	756	829	916
Vazão máxima	(l/s)	30	33	31	33	37	33	37	48	52	58
Condensador											
Quantidade de Serpentina		4	4	4	4	4	4	4	8	8	8
	(pol.)	156/156	180/156	180/180	216/180	216/216	252/216	252/252	180/108	216/108	252/108
Comprimento da Serpentina	(mm)	3962/3962	4572/3962	4572/4572	5486/4572	5486/5486	6401/5486	6401/6401	4572/2743	5486/2743	6401/4572
	(pol.)	42	42	42	42	42	42	42	42	42	42
Altura da Serpentina	(mm)	1067	1067	1067	1067	1067	1067	1067	1067	1067	1067
Altas/pé		192	192	192	192	192	192	192	192	192	192
Rows		3	3	3	3	3	3	3	3	3	3
Ventiladores do Condensador											
Quantidade		4/4	5/4	5/5	6/5	6/6	7/6	7/7	10/6	12/6	14/6
	(pol.)	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30
Dímetro	(mm)	762	762	762	762	762	762	762	762	762	762
	(cfm)	77000	84542	92087	101296	110506	119725	128946	147340	166766	184151
Fluxo do Ar Total	(m3/h)	130811	143623	156441	172086	187732	203394	219059	250307	281610	312843
Velocidade Nominal do Ventilador	(rpm)	1140	1140	1140	1140	1140	1140	1140	1140	1140	1140
	(ps)	19	19	19	19	19	19	19	19	19	19
	(pés/min)	8954	8954	8954	8954	8954	8954	8954	8954	8954	8954
Velocidade na Ponta	(m/s)	45	45	45	45	45	45	45	45	45	45
Potência do Motor	HP	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0
	(kW)	0,75	0,75	0,75	0,75	0,75	0,75	0,75	0,75	0,75	0,75
Mínima Temperatura Ambiente de Partida / Operação (2)											
	(°F)	25	25	25	25	25	25	25	25	25	25
Unidade Padrão	(°C)	-3,9	-3,9	-3,9	-3,9	-3,9	-3,9	-3,9	-3,9	-3,9	-3,9
	(°F)	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Baixa Temperatura Ambiente	(°C)	-17,8	-17,8	-17,8	-17,8	-17,8	-17,8	-17,8	-17,8	-17,8	-17,8
Unidade Geral											
Refrigerante		HFC-134a	HFC-134a	HFC-134a	HFC-134a	HFC-134a	HFC-134a	HFC-134a	HFC-134a	HFC-134a	HFC-134a
Nº de Circuitos Independentes de Refrigerante		2	2	2	2	2	2	2	2	2	2
% Carga Min.		15	15	15	15	15	15	15	15	15	15
	(lb)	165/165	175/165	175/175	215/210	215/215	225/215	225/225	365/200	415/200	460/200
Carga de Refrigerante (1)	(kg)	75/75	79/75	79/79	98/95	98/98	102/98	102/102	166/91	188/91	209/91
	(galões)	1.5/1.5	1.5/1.5	1.5/1.5	2.1/1.5	2.1/2.1	2.1/2.1	2.1/2.1	4.6/2.1	5.0/2.1	5.0/2.1
Carga de Óleo	(litros)	6/6	6/6	6/6	6/8	8/8	8/8	8/8	17/8	19/8	19/8

**Observações:**

1-Os dados contêm as informações sobre os dois circuitos e são mostrados da seguinte forma: CRT1\CRT2.

2-Mínima temperatura ambiente de partida/operação baseada na velocidade do vento de 2,24 m/s (5 milhas/h) através do condensador.

Fig.A.3 - Características técnicas de "chillers" marca Trane

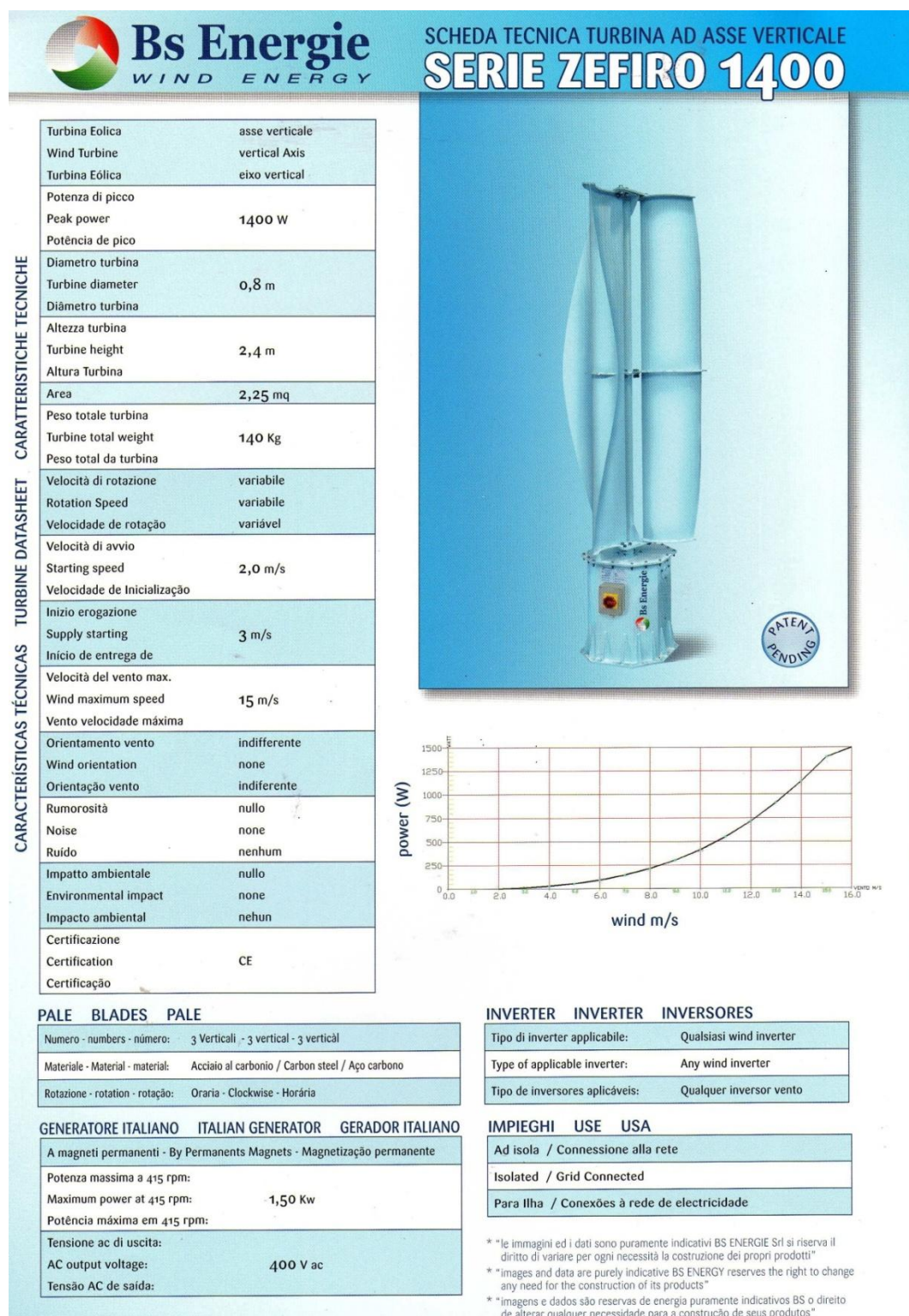
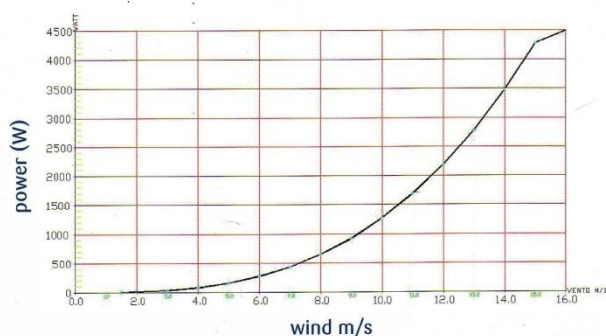
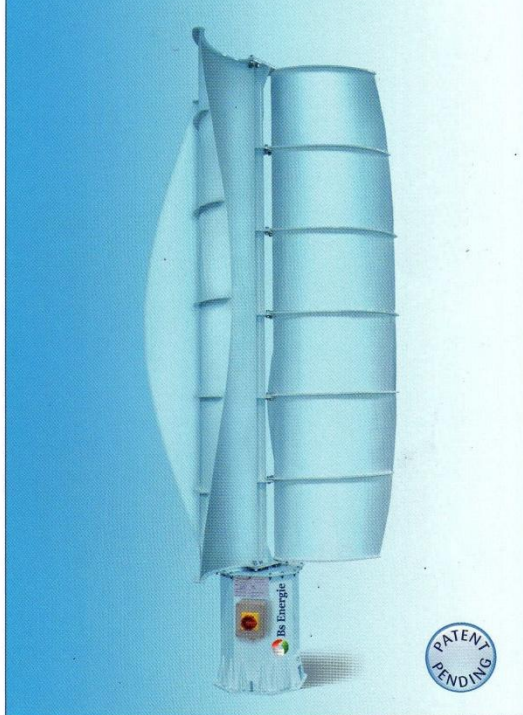


Fig.B.1 - Microturbina marca BS Energy mod.Zefiro 1400



Turbina Eolica	asse verticale
Wind Turbine	vertical Axis
Turbina Eólica	eixo vertical
Potenza di picco	
Peak power	4300 W
Potência de pico	
Diametro turbina	
Turbine diameter	1,73 m
Diâmetro turbina	
Altezza turbina	
Turbine height	3,4 m
Altura Turbina	
Area	6,9 mq
Peso totale turbina	
Turbine total weight	280 Kg
Peso total da turbina	
Velocità di rotazione	variabile
Rotation Speed	variabile
Velocidade de rotação	variável
Velocità di avvio	
Starting speed	1,5 m/s
Velocidade de Inicialização	
Supply starting	2 m/s
Início de entrega de	
Velocità del vento max.	
Wind maximum speed	15 m/s
Vento velocidade máxima	
Orientamento vento	indifferente
Wind orientation	none
Orientação vento	indiferente
Rumorosità	nullo
Noise	none
Ruido	nenhum
Impatto ambientale	nullo
Environmental impact	none
Impacto ambiental	nehun
Certificazione	
Certification	CE
Certificação	


**PALE BLADES PALE**

Numero - numbers - número:	3 Verticali - 3 vertical - 3 verticàl
Materiale - Material - material:	Acciaio al carbonio / Carbon steel / Aço carbono
Rotazione - rotation - rotação:	Oraria - Clockwise - Horário

**GENERATORE ITALIANO ITALIAN GENERATOR GERADOR ITALIANO**

A magneti permanenti - By Permanents Magnets - Magnetização permanente	
Potenza massima a 415 rpm:	
Maximum power at 415 rpm:	4,3 Kw
Potência máxima em 415 rpm:	
Tensione ac di uscita:	
AC output voltage:	400 V ac
Tensão AC de saída:	

**INVERTER INVERTER INVERSORES**

Tipo di inverter applicabile:	Qualsiasi wind inverter
Type of applicable inverter:	Any wind inverter
Tipo de inversores aplicáveis:	Qualquer inversor vento

**IMPIEGHI USE USA**

Ad isola / Connessione alla rete	
Isolated / Grid Connected	
Para Ilha / Conexões à rede de electricidade	

\* "le immagini ed i dati sono puramente indicativi BS ENERGIE Srl si riserva il diritto di variare per ogni necessità la costruzione dei propri prodotti"

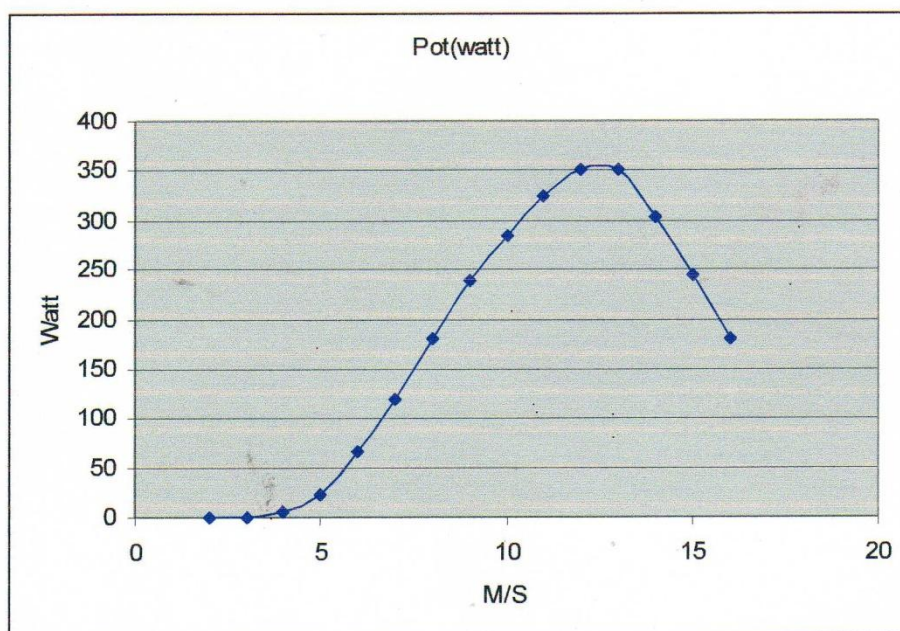
\* "images and data are purely indicative BS ENERGIE reserves the right to change any need for the construction of its products"

\* "imagens e dados são apenas indicativos BS o direito de variar para qualquer necessidade a construção dos seus produtos"

Fig.B.2 - Microturbina marca BS Energy mod.Zefiro 4300



*Curva de Potência Aerogerador 350W – Notus 138*



Enersud Ind. e Soluções Energéticas Ltda  
 R. Brasilina Rosa De Jesus n 2 – sl 201 – São Gonçalo - RJ  
[www.enersud.com.br](http://www.enersud.com.br) / [contato@enersud.com.br](mailto:contato@enersud.com.br)

**ENERSUD**  
**INDUSTRIA E SOLUÇÕES ENERGÉTICAS LTDA**  
 C.N.P.J 05.140.301/0001-34  
 I.E. 77.397.060  
[www.enersud.com.br](http://www.enersud.com.br)  
[contato@enersud.com.br](mailto:contato@enersud.com.br)  
 RUA BRASILINA ROSA DE JESUS N° 02 SALA 201  
 TRIBOBÔ – SÃO GONÇALO – RJ  
 CEP 24750 - 690  
 TEL/FAX:(21) 3710-0896

**Fig.B.3 - Microturbina marca Enersud mod. Notus 138**

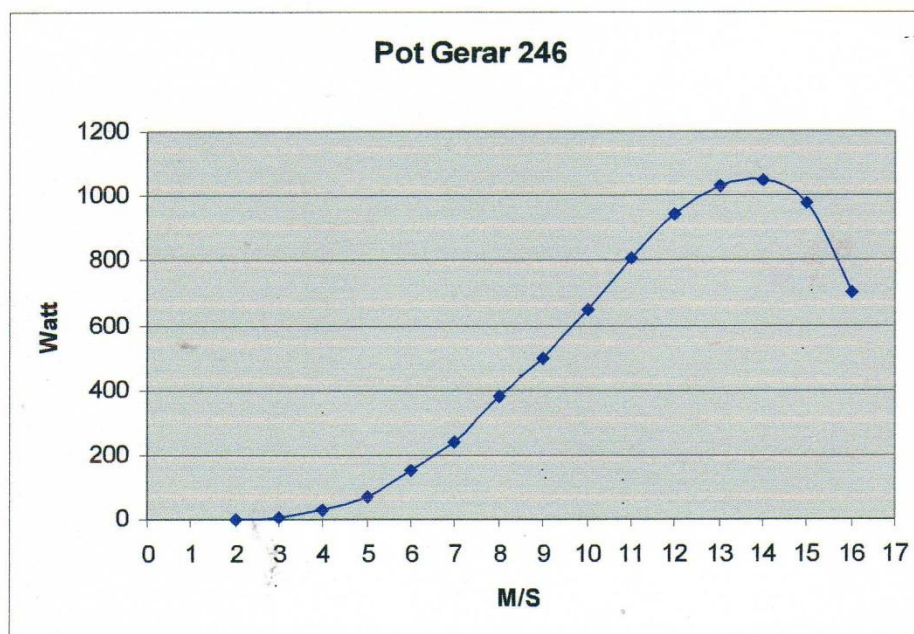




**Fig.B.3** - Microturbina marca Enersud mod. Notus 138 (Continuação)



*Curva de Potência Aerogerador 1kW – Gerar 246*

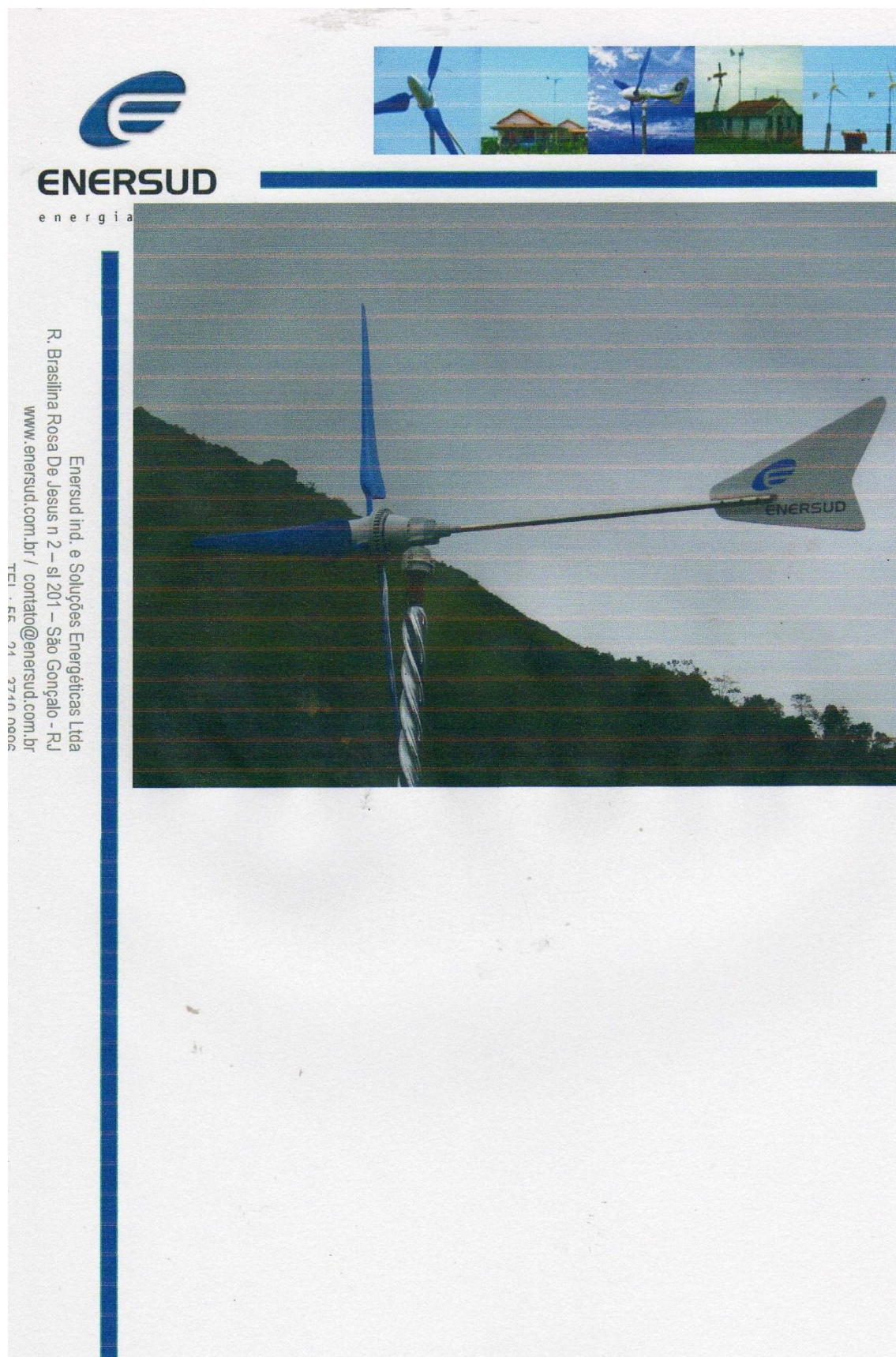


Enersud Ind. e Soluções Energéticas Ltda  
 R. Brasilina Rosa De Jesus n 2 – sl 201 – São Gonçalo - RJ  
 contato@enersud.com.br / contato@enersud.com.br

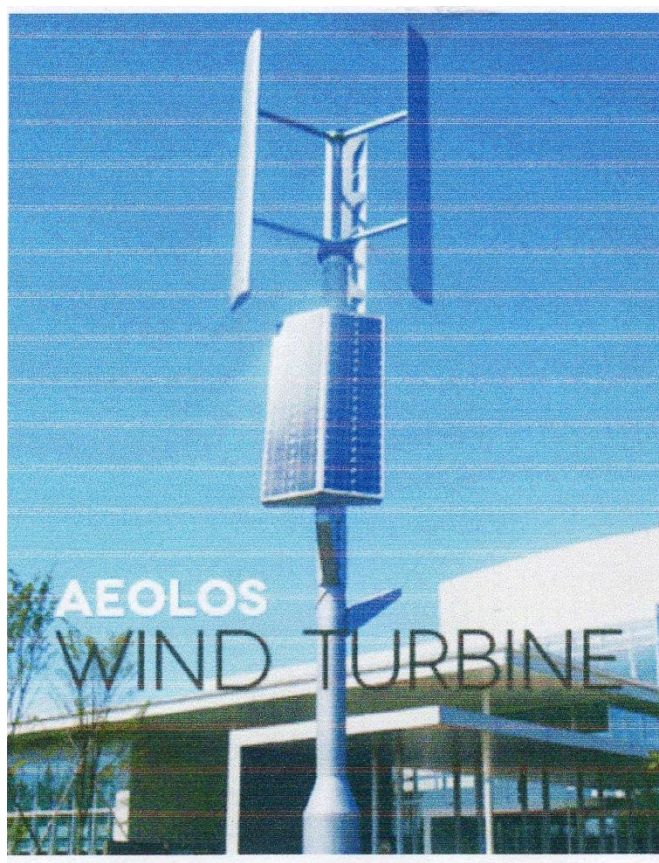
**ENERSUD**  
**INDUSTRIA E SOLUÇÕES ENERGÉTICAS LTDA**  
 C.N.P.J 05.140.301/0001-34  
 I.E. 77.397.060  
[www.enersud.com.br](http://www.enersud.com.br)  
[contato@enersud.com.br](mailto:contato@enersud.com.br)  
 RUA BRASILINA ROSA DE JESUS N° 02 SALA 201  
 TRIBOBÓ – SÃO GONÇALO – RJ  
 CEP 24750 - 690  
 TEL/FAX:(21) 3710-0896

**Fig.B.4 - Microturbina marca Enersud mod. Gerar 246**





**Fig.B.4** - Microturbina marca Enersud mod. Gerar 246 (Continuação)



**Fig.B.5** - *Microturbina marca Aeolos mod. V600W*



## Silentwind generator 48V small wind turbine by Rulis Eléctrica, Lda



Rated voltage 48V • Low noise emissions due to silent power blades • Equipped with handlaminated 100% UV-resistant carbon fiber blades • Weight of only 6,8kg • Permanent-magnet 3-phase AC-generator with rated power of 500 watt • Design-optimization in our own wind-tunnel • Very good start-up performance due to low cogging torque at 2,2m/s wind speed (4 knots) • Start-up charging from a wind intensity of 2,8 m/s (5 knots) • Universal application for low, middle and strong winds • For marine and land use and professional applications • Durable and low maintenance

### General information

Turbine type	HAWT upwind
Data sheet	
Brochure	N/A
Price	1048 EUR

### Power

Rated power	200 W
Rated power wind speed	11 m/s
Maximum power	500 W
Maximum power wind speed	15 m/s
Cut-in wind speed	2,2 m/s
Cut-out wind speed	15 m/s

### Rotor

Rotor diameter	1.0 m
Swept area	1 m <sup>2</sup>
Number of rotor blades	3
Rotor blade material	Hand laminated CFK
Rotor blade weight	N/A
Rotor weight (incl. blades)	N/A
Rotor speed range	550 - 1700 RPM
Gear box present?	N/A
Gear box construction	N/A
Gear box steps	N/A
Gear ratio	N/A

### Generator

Generator type	permanent magnet generator
Generator speed range	550 - 1700
Number of phases	3
Number of poles	N/A

### Control and protection system

Speed control	Electronic and manual
---------------	-----------------------

[www.allsmallwindturbines.com/turbine\\_detail.php?turbine\\_id=277&owner=30](http://www.allsmallwindturbines.com/turbine_detail.php?turbine_id=277&owner=30)

Fig.B.6 - Microturbina marca Rulis Eléctrica mod.Silentwind 48V

## Dragonfly wind turbine small wind turbine by Yancheng ZD Green Energy Co. Ltd .



### General information

Turbine type	HAWT upwind
Data sheet	N/A
Brochure	N/A
Price	310

### Power

Rated power	400 W
Rated power wind speed	12 m/s
Maximum power	600 W
Maximum power wind speed	13 m/s
Cut-in wind speed	3 m/s
Cut-out wind speed	45 m/s

### Rotor

Rotor diameter	1.2 m
Swept area	1.1 m <sup>2</sup>
Number of rotor blades	N/A
Rotor blade material	N/A
Rotor blade weight	N/A
Rotor weight (incl. blades)	N/A
Rotor speed range	N/A
Gear box present?	N/A
Gear box construction	N/A
Gear box steps	N/A
Gear ratio	N/A

### Generator

Generator type	N/A
Generator speed range	N/A
Number of phases	N/A
Number of poles	N/A

### Control and protection system

[www.allsmallwindturbines.com/turbine\\_detail.php?turbine\\_id=271&owner=781](http://www.allsmallwindturbines.com/turbine_detail.php?turbine_id=271&owner=781)

Fig.B.7 - Microturbina marca Yancheng ZD Green Energy Co. Ltda mod. Dragonfly

### Features

Start in Breeze Wind, quieter,  
More energy output and high efficient,  
Micro processor-based Smart Control.  
3 CFRP Blades, New design, weight 230g.  
Magnalium Alloy body Casting,  
NdFeB Permanent Magnet alternator,  
Maintenance free, only two Moving parts.

### Warranty

3 Years Warranty time  
1 Year for Controller.



**Fig.B.8** - Microturbina marca Suzhou Great Watt mod.S700-24V

ANEXO C – Cálculos das características técnicas da integração das microturbinas com o “chiller” Hitachi mod. RCU420SAZ4A

C.1- Microturbina marca BS Energy mod. Zefiro 1400

$$P = \frac{1}{2} \cdot A \cdot \rho_0 \cdot V_{max}^3 = 4,65 \text{ kW} \quad (\text{C.1})$$

$P$  = Potência eólica (kW)

$A$  = Área (m<sup>2</sup>) = 2,25 m<sup>2</sup>

$V_{max}$  = Velocidade máxima (m/s) = 15 m/s

$\rho_0$  = Densidade do ar ao nível do mar = 1,2256 Kg/m<sup>3</sup>

$$P_m = 0,59 \cdot P = 2,74 \text{ kW} \quad (\text{C.2})$$

$P_m$  = Potência mecânica (kW)

$$\eta_{turbina} = \frac{\text{Potência útil}}{P_m} = 1,4/2,74 = 0,51 = 51\% \quad (\text{C.3})$$

$\eta_{turbina}$  = Rendimento da turbina (%)

$$V = \frac{Q_c \cdot N_v}{3600 \cdot A} = 13,06 \text{ m/s} \quad (\text{C.4})$$

$V$  = Velocidade do ar na turbina (m/s)

$Q_c$  = Vazão de ar do ventilador do condensador = 17.625 m<sup>3</sup>/h

$N_v$  = Número de ventiladores do condensador = 06

$A$  = Área (m<sup>2</sup>) = 2,25 m<sup>2</sup>

OBS.: 1-Utilizamos 06 ventiladores do condensador, pois esta configuração apresenta área próxima da área da turbina (Área turbina = 2, 25 m<sup>2</sup> e Área 06 ventiladores = 0,396 . 6 = 2,38 m<sup>2</sup>)

2-Como os ventiladores estão espaçados de 0,35 m, para cobrirmos os 06 ventiladores, precisaremos de um cotovelo 90° retangular com as dimensões 2,83 m x 1,72 m

Pelo catálogo da turbina, a potência gerada será de 0,875 kW por turbina. Como temos 24 ventiladores no “chiller”, poderemos instalar uma turbina para cada 06 ventiladores, portanto 04 turbinas. Com isso, a potência gerada total será de:

Potência gerada total =  $4 \cdot 0,875 = 3,5$  kW

Agora iremos calcular a perda de carga na interligação ventiladores do condensador / turbina eólica. A interligação é separada em duas partes: Cotovelo 90° retangular c/ chicanas e transformação retangular.

- Cotovelo 90° retangular c/chicanas simples espaçadas 40 mm

Segundo o "ASHRAE Handbook Fundamentals" 2009 Tabela CR3-9 Pag. 21.53:

$C = 0,11$  onde,  $C$  = Coeficiente de perda de carga localizada, sendo um número adimensional, que representa a razão entre a perda de pressão total (Pa) em relação à pressão dinâmica (Pa) na seção em estudo.

Pelo Ábaco da SMACNA, com vazão = 105.750 m<sup>3</sup>/h (29.375 l/s)

Perda de carga = 2,5 Pa = 0,25 mmca (Ver Anexo D)

- Transformação retangular p/ sistema de insuflamento de ar

Segundo o "ASHRAE Handbook Fundamentals" 2009 Tabela SR4-1 Pag. 21.61:

$A_0/A_1 = 2,25/4,87 = 0,46$   $\Theta = 30$  interpolando  $C = 0,04$

Pelo Ábaco da SMACNA, com vazão = 105.750 m<sup>3</sup>/h (29.375 l/s)

Perda de carga = 5,5 Pa = 0,55 mmca

Perda de carga total = 0,80 mmca (Ver anexo D)

C.2- Microturbina marca BS Energy mod. Zefiro 4300

$$P = \frac{1}{2} \cdot A \cdot \rho_0 \cdot V_{max}^3 = 14,27 \text{ kW} \quad (\text{C.1})$$

$P$  = Potência eólica (kW)

$A$  = Área (m<sup>2</sup>) = 6,90 m<sup>2</sup>

$V_{max}$  = Velocidade Máxima (m/s) = 15 m/s

$\rho_0$  = Densidade do ar ao nível do mar = 1,2256 Kg/m<sup>3</sup>

$$P_m = 0,59 \cdot P = 8,42 \text{ kW} \quad (\text{C.2})$$

$P_m$  = Potência mecânica (kW)

$$\eta_{turbina} = \frac{Potência\ útil}{P_m} = 4,3/8,42 = 0,51 = 51\% \quad (C.3)$$

$\eta_{turbina}$  = Rendimento da turbina (%)

$$V = \frac{Q_c \cdot N_v}{3600 \cdot A_c} = 11,35 \text{ m/s} \quad (C.4)$$

$V$  = Velocidade do ar na turbina (m/s)

$Q_c$  = Vazão de ar do ventilador do condensador = 17.625 m<sup>3</sup>/h

$N_v$  = Número de ventiladores do condensador = 16

$A_c$  = Área (m<sup>2</sup>) = 6,90 m<sup>2</sup>

OBS.: 1-Utilizamos 16 ventiladores do condensador, pois esta configuração apresenta área próxima da área da turbina ( Área turbina = 6,90 m<sup>2</sup> e Área 16 ventiladores = 0,396 . 16 = 6,34 m<sup>2</sup>)

2-Como os ventiladores estão espaçados de 0,35 m, para cobrirmos os 16 ventiladores, precisaremos de um cotovelo 90° retangular com as dimensões 7,96 m x 1,72 m, e para cobrirmos os 08 ventiladores, precisaremos de um cotovelo 90° retangular com as dimensões 1,77 m x 1,72 m.

Pelo catálogo da turbina, a potência gerada será de 1,75 kW por turbina. Como temos 24 ventiladores no “chiller”, poderemos instalar uma turbina para 16 ventiladores, e mais uma turbina para 08 ventiladores.

Se com 16 ventiladores, atingimos a velocidade de 11,35 m/s, com 08 ventiladores atingiremos a velocidade de 11,35/2 = 5,68 m/s. Com esta velocidade, entramos no catálogo da turbina e chegamos a uma potência de 0,25 kW

Com isso, a potência gerada total será de:

Potência gerada total = 1,75 + 0,25 = 2,0 kW

Agora iremos calcular a perda de carga na interligação ventiladores do condensador / turbina eólica. A interligação é separada em duas partes: Cotovelo 90° retangular c/ chicanas e transformação retangular. Iremos calcular a perda de carga p/ a interligação dos 16 ventiladores e a interligação dos 08 ventiladores.

Perda de carga (16 ventiladores):

- Cotovelo 90° retangular c/chicanas simples espaçadas 40 mm

Segundo o “ASHRAE Handbook Fundamentals” 2009 Tabela CR3-9 Pag. 21.53:

$C = 0,11$  onde,  $C$  = Coeficiente de perda de carga localizada

Pelo Ábaco da SMACNA, com vazão = 282.000 m<sup>3</sup>/h (78.333 l/s)

OBS.: Como o ábaco da SMACNA possui dados p/ dutos até 03 m de largura ou altura, dividimos o duto em 03 partes de 2,65 m x 1,72 m. Para o cálculo da perda de carga em cada parte, precisamos dividir a vazão total ( 78.333 l/s) por 03 (26.111 l/s)

Perda de carga = 2,2 Pa x 3 = 6,6 Pa = 0,66 mmca (Ver anexo D)

- Transformação retangular p/ sistema de insuflamento de ar

Segundo o “ASHRAE Handbook Fundamentals” 2009 Tabela SR4-1 Pag. 21.61:

$A_o/A_1 = 6,90/13,53 = 0,51$   $\Theta = 30$  interpolando  $C = 0,04$

Pelo Ábaco da SMACNA, com vazão = 282.000 m<sup>3</sup>/h (78.333 l/s)

OBS.: Como o ábaco da SMACNA possui dados p/ dutos até 03 m de largura ou altura, dividimos o duto em 02 partes de 1,95 m x 1,77 m. Para o cálculo da perda de carga em cada parte, precisamos dividir a vazão total ( 78.333 l/s) por 02 (39.166,5 l/s)

Perda de carga = 2,2 Pa x 2 = 4,4 Pa = 0,44 mmca

Perda de carga total = 1,1 mmca (Ver anexo D)

Perda de carga (08 ventiladores):

- Cotovelo 90° retangular c/chicanas simples espaçadas 40 mm

Segundo o “ASHRAE Handbook Fundamentals” 2009 Tabela CR3-9 Pag. 21.53:

$C = 0,11$  onde,  $C$  = Coeficiente de perda de carga localizada

Pelo Ábaco da SMACNA, com vazão = 141.000 m<sup>3</sup>/h (39.166 l/s)

OBS.: Como o ábaco da SMACNA possui dados p/ dutos até 03 m de largura ou altura, dividimos o duto em 02 partes de 0,885 m x 1,72 m. Para o cálculo da perda de carga em cada parte, precisamos dividir a vazão total (39.166 l/s) por 02 (19.583,3 l/s)

Perda de carga = 1,3 Pa x 2 = 2,6 Pa = 0,26 mmca (Ver anexo D)

- Transformação retangular p/ redondo

Segundo o “ASHRAE Handbook Fundamentals” 2009 Tabela ER4-3 Pag. 21.58:

$A_o/A_1 = 6,90/3,4 = 2,27$   $\Theta = 15$  interpolando  $C = 0,87$

Pelo Ábaco da SMACNA, com vazão = 141.000 m<sup>3</sup>/h (39.166 l/s)

OBS.: Como o ábaco da SMACNA possui dados p/ dutos até 03 m de largura ou altura, dividimos o duto em 02 partes de 1,95 m x 1,77 m. Para o cálculo da perda de carga em cada parte, precisamos dividir a vazão total (39.166 l/s) por 02 (19.583,3 m<sup>3</sup>/h)

Perda de carga = 19 Pa x 2 = 38 Pa = 3,8 mmca

Perda de carga total = 4,06 mmca (Ver anexo D)

C.3- Microturbina marca Enersud mod. Notus 138

$$P = \frac{1}{2} \cdot A \cdot \rho_o \cdot V_{max}^3 = 1,59 \text{ kW} \quad (\text{C.1})$$

$A$  = Área (m<sup>2</sup>) = 1,50 m<sup>2</sup>

$V_{max}$  = Velocidade (m/s) = 12 m/s

$\rho_o$  = Densidade do ar ao nível do mar = 1,2256 Kg/m<sup>3</sup>

$$P_m = 0,59 \cdot P = 0,937 \text{ kW} \quad (\text{C.2})$$

$P_m$  = Potência mecânica (kW)

$$\eta_{turbina} = \frac{\text{Potência útil}}{P_m} = 0,35/0,937 = 0,37 = 37\% \quad (\text{C.3})$$

$\eta_{turbina}$  = Rendimento da turbina (%)

$$V = \frac{Q_c \cdot N_v}{3600 \cdot A_c} = 13,06 \text{ m/s} \quad (\text{C.4})$$

$V$  = Velocidade do ar na turbina (m/s)

$Q_c$  = Vazão de ar do ventilador do condensador = 17.625 m<sup>3</sup>/h

$N_v$  = Número de ventiladores do condensador = 04

$A_c$  = Área (m<sup>2</sup>) = 1,50 m<sup>2</sup>

OBS.: 1-Utilizamos 04 ventiladores do condensador, pois esta configuração apresenta área próxima da área da turbina (Área turbina = 2,47 m<sup>2</sup> e Área 04 ventiladores = 0,396 . 04 = 1,58 m<sup>2</sup>) sem que haja um aumento excessivo da velocidade do ar na entrada da turbina.

2-Como os ventiladores estão espaçados de 0,35 m, para cobrirmos os 04 ventiladores, precisaremos de um cotovelo 90° retangular com as dimensões 1,77 m x 1,72 m.

Pelo catálogo da turbina, a potência gerada será de 0,350 kW por turbina. Como temos 24 ventiladores no chiller, poderemos instalar uma turbina para cada 04 ventiladores.

Com isso, a potência gerada total será de:

Potência gerada total = 0,350 x 6 = 2,10 kW

Agora iremos calcular a perda de carga na interligação ventiladores do condensador / turbina eólica. A interligação é separada em duas partes: Cotovelo 90° retangular c/ chicanas e transformação retangular.

Perda de carga:

- Cotovelo 90° retangular c/chicanas simples espaçadas 40 mm

Segundo o "ASHRAE Handbook Fundamentals" 2009 Tabela CR3-9 Pag. 21.53:

$C = 0,11$  onde,  $C$  = Coeficiente de perda de carga localizada

Pelo Ábaco da SMACNA, com vazão = 70.500 m<sup>3</sup>/h (19.583,3 l/s)

Perda de carga = 2,5 Pa = 0,25 mmca (Ver anexo D)

- Transformação retangular p/ redondo

Segundo o "ASHRAE Handbook Fundamentals" 2009 Tabela ER4-3 Pag. 21.58:

$A_o/A_1 = 3,04/1,50 = 2,03$   $\Theta = 30$  interpolando  $C = 0,19$



Pelo Ábaco da SMACNA, com vazão = 70.500 m<sup>3</sup>/h (19.583,3 l/s)

Perda de carga = 19 Pa = 1,9 mmca

Perda de carga total = 2,15 mmca (Ver anexo D)

C.4- Microturbina marca Enersud mod. Gerar 246

$$P = \frac{1}{2} \cdot A \cdot \rho \cdot V_{max}^3 = 8,00 \text{ kW} \quad (C.1)$$

$A$  = Área (m<sup>2</sup>) = 4,75 m<sup>2</sup>

$V_{max}$  = Velocidade Máxima (m/s) = 14 m/s

$\rho$  = Densidade do ar ao nível do mar = 1,2256 Kg/m<sup>3</sup>

$$P_m = 0,59 \cdot P = 4,72 \text{ kW} \quad (C.2)$$

$P_m$  = Potência mecânica (kW)

$$\eta_{turbina} = \frac{\text{Potência útil}}{P_m} = 1,0/4,72 = 0,21 = 21\% \quad (C.3)$$

$\eta_{turbina}$  = Rendimento da turbina (%)

$$V = \frac{Q_c \cdot N_v}{3600 \cdot A_c} = 12,36 \text{ m/s} \quad (C.4)$$

$V$  = Velocidade do ar na turbina (m/s)

$Q_c$  = Vazão de ar do ventilador do condensador = 17.625 m<sup>3</sup>/h

$N_v$  = Número de ventiladores do condensador = 12

$A_c$  = Área (m<sup>2</sup>) = 4,75 m<sup>2</sup>

OBS.: 1-Utilizamos 12 ventiladores do condensador, pois esta configuração apresenta área próxima da área da turbina (Área turbina = 4,75 m<sup>2</sup> e Área 12 ventiladores = 0,396 . 12 = 4,75 m<sup>2</sup>) sem que haja um aumento excessivo da velocidade do ar na entrada da turbina.

2-Como os ventiladores estão espaçados de 0,35 m, para cobrirmos os 04 ventiladores, precisaremos de um cotovelo 90° retangular com as dimensões 6,0 m x 1,72 m.

Pelo catálogo da turbina, a potência gerada será de 0,950 kW por turbina. Como temos 24 ventiladores no chiller, poderemos instalar uma turbina para cada 12 ventiladores.

Com isso, a potência gerada total será de:

$$\text{Potência gerada total} = 0,950 \times 2 = 1,90 \text{ kW}$$

Agora iremos calcular a perda de carga na interligação ventiladores do condensador / turbina eólica. A interligação é separada em duas partes: Cotovelo 90° retangular c/ chicanas e transformação retangular.

Perda de carga:

- Cotovelo 90° retangular c/chicanas simples espaçadas 40 mm

Segundo o "ASHRAE Handbook Fundamentals" 2009 Tabela CR3-9 Pag. 21.53:

$C = 0,11$  onde,  $C$  = Coeficiente de perda de carga localizada

Pelo Ábaco da SMACNA, com vazão = 211.500 m<sup>3</sup>/h (58.750 l/s)

OBS.: Como o ábaco da SMACNA possui dados p/ dutos até 03 m de largura ou altura, dividimos o duto em 02 partes de 3 m x 1,72 m. Para o cálculo da perda de carga em cada parte, precisamos dividir a vazão total (58.750 l/s) por 02 (29.375 m<sup>3</sup>/h)

$$\text{Perda de carga} = 7 \text{ Pa} \times 2 = 14 \text{ Pa} = 1,4 \text{ mmca} \text{ (Ver anexo D)}$$

- Transformação retangular p/ redondo

Segundo o ASHRAE Handbook Fundamentals 2009 Tabela ER4-3 Pag. 21.58:

$$A_0/A_1 = 10,32/4,75 = 2,2 \quad \Theta = 30 \quad \text{interpolando} \quad C = 0,25$$

Pelo Ábaco da SMACNA, com vazão = 211.500 m<sup>3</sup>/h (58.750 l/s)

$$\text{Perda de carga} = 20 \text{ Pa} = 2,0 \text{ mmca}$$

$$\text{Perda de carga total} = 3,4 \text{ mmca} \text{ (Ver anexo D)}$$

C.5- Microturbina marca Rulis Eletrica mod. Silent Wind 48V

$$P = \frac{1}{2} \cdot A \cdot \rho \cdot V_{max}^3 = 1,65 \text{ kW} \quad (\text{C.1})$$

$$A = \text{Área (m}^2\text{)} = 0,8 \text{ m}^2$$

$$V_{max} = \text{Velocidade (m/s)} = 15 \text{ m/s}$$

$$\rho = \text{Densidade do ar ao nível do mar} = 1,2256 \text{ Kg/m}^3$$

$$P_m = 0,59 \cdot P = 0,98 \text{ kW} \quad (\text{C.2})$$

$$P_m = \text{Potência mecânica (kW)}$$

$$\eta_{turbina} = \frac{Potência\ útil}{P_m} = 0,5/0,98 = 0,51 = 51\% \quad (C.3)$$

$\eta_{turbina}$  = Rendimento da turbina (%)

$$V = \frac{Q_c \cdot N_v}{3600 \cdot A_c} = 18,4 \text{ m/s} \quad (C.4)$$

$V$  = Velocidade do ar na turbina (m/s)

$Q_c$  = Vazão de ar do ventilador do condensador = 17.625 m<sup>3</sup>/h

$N_v$  = Número de ventiladores do condensador = 03

$A_c$  = Área (m<sup>2</sup>) = 0,8 m<sup>2</sup>

OBS.: 1-Utilizamos 03 ventiladores do condensador, pois esta configuração apresenta área próxima da área da turbina (Área turbina = 0,8 m<sup>2</sup> e Área 03 ventiladores = 0,396 . 03 = 1,18 m<sup>2</sup>) sem que haja um aumento excessivo da velocidade do ar na entrada da turbina.

2-Como os ventiladores estão espaçados de 0,35 m, para cobrirmos os 03 ventiladores, precisaremos de um cotovelo 90° retangular com as dimensões 2,83 m x 0,71 m.

Pelo catálogo da turbina, a potência gerada será de 0,50 kW por turbina. Como temos 24 ventiladores no “chiller”, poderemos instalar uma turbina para cada 03 ventiladores.

Com isso, a potência gerada total será de:

Potência gerada total = 0,50 x 8 = 4,0 kW

Agora iremos calcular a perda de carga na interligação ventiladores do condensador / turbina eólica. A interligação é separada em duas partes: Cotovelo 90° retangular c/ chicanas e transformação retangular.

Perda de carga:

- Cotovelo 90° retangular c/chicanas simples espaçadas 40 mm

Segundo o “ASHRAE Handbook Fundamentals” 2009 Tabela CR3-9 Pag. 21.53:

$C = 0,11$  onde,  $C$  = Coeficiente de perda de carga localizada

Pelo Ábaco da SMACNA, com vazão = 52.875 m<sup>3</sup>/h (14.687,5 l/s)

Perda de carga = 3,2 Pa = 0,32 mmca (Ver anexo D)

- Transformação retangular p/ redondo

Segundo o “ASHRAE Handbook Fundamentals” 2009 Tabela ER4-3 Pag. 21.58:

$A_0/A_1 = 2,01/0,8 = 2,5$   $\Theta = 30$  interpolando  $C = 0,33$

Pelo Ábaco da SMACNA, com vazão = 52.875 m<sup>3</sup>/h (14.687,5 l/s)

Perda de carga = 60 Pa = 6,0 mmca

Perda de carga total = 6,32 mmca (Ver anexo D)

C.6- Microturbina marca Aeolos mod. V600W

$$P = \frac{1}{2} \cdot A \cdot \rho \cdot V_{max}^3 = 1,65 \text{ kW} \quad (C.1)$$

$A$  = Área (m<sup>2</sup>) = 0,8 m<sup>2</sup>

$V_{max}$  = Velocidade Máxima (m/s) = 15 m/s

$\rho$  = Densidade do ar ao nível do mar = 1,2256 Kg/m<sup>3</sup>

$$P_m = 0,59 \cdot P = 0,98 \text{ kW} \quad (C.2)$$

$P_m$  = Potência mecânica (kW)

$$\eta_{turbina} = \frac{\text{Potência útil}}{P_m} = 0,8/0,98 = 0,82 = 82\% \quad (C.3)$$

$\eta_{turbina}$  = Rendimento da turbina (%)

$$V = \frac{Q_c \cdot N_v}{3600 \cdot A_c} = 12,24 \text{ m/s} \quad (C.4)$$

$V$  = Velocidade do ar na turbina (m/s)

$Q_c$  = Vazão de ar do ventilador do condensador = 17.625 m<sup>3</sup>/h

$N_v$  = Número de ventiladores do condensador = 02

$A_c$  = Área (m<sup>2</sup>) = 0,8 m<sup>2</sup>

OBS.: 1-Utilizamos 02 ventiladores do condensador, pois esta configuração apresenta área próxima da área da turbina (Área turbina = 0,8 m<sup>2</sup> e Área 02 ventiladores = 0,396 . 02 = 0,79 m<sup>2</sup>) sem que haja um aumento excessivo da velocidade do ar na entrada da turbina.

2-Como os ventiladores estão espaçados de 0,35 m, para cobrirmos os 02 ventiladores, precisaremos de um cotovelo 90° retangular com as dimensões 1,77 m x 0,71 m.

Pelo catálogo da turbina, a potência gerada será de 0,70 kW por turbina. Como temos 24 ventiladores no “chiller”, poderemos instalar uma turbina para cada 02 ventiladores.

Com isso, a potência gerada total será de:

Potência gerada total = 0,70 x 12 = 8,4 kW

Agora iremos calcular a perda de carga na interligação ventiladores do condensador / turbina eólica. A interligação é separada em duas partes: Cotovelo 90° retangular c/ chicanas e transformação retangular.

Perda de carga:

- Cotovelo 90° retangular c/ chicanas simples espaçadas 40 mm

Segundo o “ASHRAE Handbook Fundamentals” 2009 Tabela CR3-9 Pag. 21.53:

$C = 0,11$  onde,  $C$  = Coeficiente de perda de carga localizada

Pelo Ábaco da SMACNA, com vazão = 35.250 m<sup>3</sup>/h (9.791,67 l/s)

Perda de carga = 4,0 Pa = 0,4 mmca (Ver anexo D)

- Transformação retangular p/ redondo

Segundo o “ASHRAE Handbook Fundamentals” 2009 Tabela ER4-3 Pag. 21.58:

$A_0/A_1 = 1,26/0,8 = 1,57$   $\Theta = 30$  interpolando  $C = 0,11$

Pelo Ábaco da SMACNA, com vazão = 35.250 m<sup>3</sup>/h (9.791,67 l/s)

Perda de carga = 9 Pa = 0,9 mmca

Perda de carga total = 1,3 mmca (Ver anexo D)

C.7- Microturbina marca Yancheng Zagreen Energy Co. Ltda mod. Dragonfly

$$P = \frac{1}{2} \cdot A \cdot \rho \cdot V_{max}^3 = 1,48 \text{ kW} \quad (C.1)$$

$A$  = Área (m<sup>2</sup>) = 1,1 m<sup>2</sup>

$V_{max}$  = Velocidade Máxima (m/s) = 13 m/s

$\rho_0$  = Densidade do ar ao nível do mar = 1,2256 Kg/m<sup>3</sup>

$$P_m = 0,59 \cdot P = 0,87 \text{ kW} \quad (C.2)$$

$P_m$  = Potência mecânica (kW)

$$\eta_{turbina} = \frac{\text{Potência útil}}{P_m} = 0,6/0,87 = 0,69 = 69\% \quad (C.3)$$

$\eta_{turbina}$  = Rendimento da turbina (%)

$$V = \frac{Q_c \cdot N_v}{3600 \cdot A_c} = 13,3 \text{ m/s} \quad (\text{C.4})$$

$V$  = Velocidade do ar na turbina (m/s)

$Q_c$  = Vazão de ar do ventilador do condensador = 17.625 m<sup>3</sup>/h

$N_v$  = Número de ventiladores do condensador = 03

$A_c$  = Área (m<sup>2</sup>) = 1,1 m<sup>2</sup>

OBS.: 1-Utilizamos 03 ventiladores do condensador, pois esta configuração apresenta área próxima da área da turbina (Área turbina = 0,8 m<sup>2</sup> e Área 03 ventiladores = 0,396 . 03 = 1,18 m<sup>2</sup>) sem que haja um aumento excessivo da velocidade do ar na entrada da turbina.

2-Como os ventiladores estão espaçados de 0,35 m, para cobrirmos os 03 ventiladores, precisaremos de um cotovelo 90° retangular com as dimensões 2,83 m x 0,71 m.

Pelo catálogo da turbina, a potência gerada será de 0,50 kW por turbina. Como temos 24 ventiladores no “chiller”, poderemos instalar uma turbina para cada 03 ventiladores.

Com isso, a potência gerada total será de:

Potência gerada total = 0,60 x 8 = 4,8 kW

Agora iremos calcular a perda de carga na interligação ventiladores do condensador / turbina eólica. A interligação é separada em duas partes: Cotovelo 90° retangular c/ chicanas e transformação retangular.

Perda de carga:

- Cotovelo 90° retangular c/chicanas simples espaçadas 40 mm

Segundo o “ASHRAE Handbook Fundamentals” 2009 Tabela CR3-9 Pag. 21.53:

$C = 0,11$  onde,  $C$  = Coeficiente de perda de carga localizada

Pelo Ábaco da SMACNA, com vazão = 52.875 m<sup>3</sup>/h (14.687,5 l/s)

Perda de carga = 3,2 Pa = 0,32 mmca (Ver anexo D)

- Transformação retangular p/ redondo

Segundo o “ASHRAE Handbook Fundamentals” 2009 Tabela ER4-3 Pag. 21.58:

$A_0/A_1 = 2,01/1,1 = 1,83$   $\Theta = 30$  interpolando  $C = 0,16$

Pelo Ábaco da SMACNA, com vazão = 52.875 m<sup>3</sup>/h (14.687,5 l/s)

Perda de carga = 16 Pa = 1,6 mmca

Perda de carga total = 1,92 mmca (Ver anexo D)

$$P = \frac{1}{2} \cdot A \cdot \rho_0 \cdot V_{\max}^3 = 2,06 \text{ kW} \quad (\text{C.1})$$

$A$  = Área (m<sup>2</sup>) = 1,0 m<sup>2</sup>

$V_{\max}$  = Velocidade Máxima (m/s) = 15 m/s

$\rho_0$  = Densidade do ar ao nível do mar = 1,2256 Kg/m<sup>3</sup>

$$P_m = 0,59 \cdot P = 1,22 \text{ kW} \quad (\text{C.2})$$

$P_m$  = Potência mecânica (kW)

$$\eta_{\text{turbina}} = \frac{\text{Potência útil}}{P_m} = 0,5/1,22 = 0,41 = 41\% \quad (\text{C.3})$$

$\eta_{\text{turbina}}$  = Rendimento da turbina (%)

$$V = \frac{Q_c \cdot N_v}{3600 \cdot A_c} = 14,7 \text{ m/s} \quad (\text{C.4})$$

$V$  = Velocidade do ar na turbina (m/s)

$Q_c$  = Vazão de ar do ventilador do condensador = 17.625 m<sup>3</sup>/h

$N_v$  = Número de ventiladores do condensador = 03

$A_c$  = Área (m<sup>2</sup>) = 1,0 m<sup>2</sup>

OBS.: 1-Utilizamos 03 ventiladores do condensador, pois esta configuração apresenta área próxima da área da turbina (Área turbina = 0,8 m<sup>2</sup> e Área 03 ventiladores = 0,396 . 03 = 1,18 m<sup>2</sup>) sem que haja um aumento excessivo da velocidade do ar na entrada da turbina.

2-Como os ventiladores estão espaçados de 0,35 m, para cobrirmos os 03 ventiladores, precisaremos de um cotovelo 90° retangular com as dimensões 2,83 m x 0,71 m.

Pelo catálogo da turbina, a potência gerada será de 0,50 kW por turbina. Como temos 24 ventiladores no “chiller”, poderemos instalar uma turbina para cada 03 ventiladores.

Com isso, a potência gerada total será de:

Potência gerada total = 0,50 x 8 = 4,0 kW

Perda de carga:

- Cotovelo 90° retangular c/chicanas simples espaçadas 40 mm

Segundo o "ASHRAE Handbook Fundamentals" 2009 Tabela CR3-9 Pag. 21.53:

$C = 0,11$  onde,  $C$  = Coeficiente de perda de carga localizada

Pelo Ábaco da SMACNA, com vazão = 52.875 m<sup>3</sup>/h (14.687,5 l/s)

Perda de carga = 3,2 Pa = 0,32 mmca (Ver anexo D)

- Transformação retangular p/ redondo

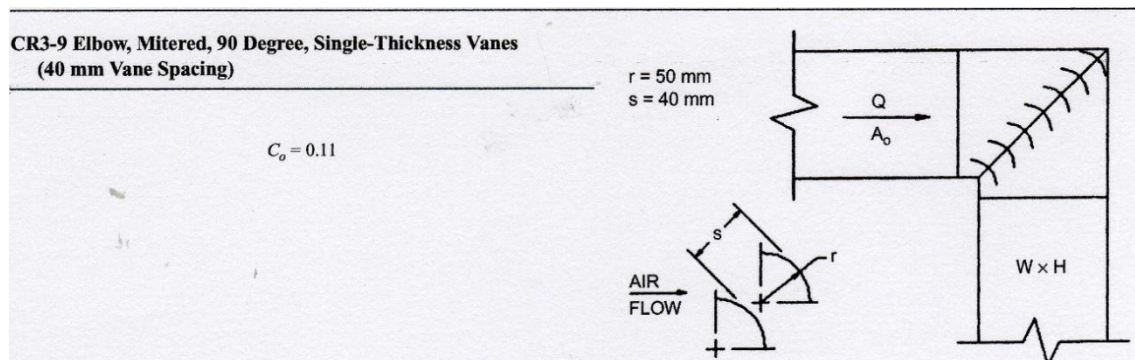
Segundo o "ASHRAE Handbook Fundamentals" 2009 Tabela ER4-3 Pag. 21.58:

$A_0/A_1 = 2,01/1,0 = 2,01$   $\Theta = 30$  interpolando  $C = 0,19$

Pelo Ábaco da SMACNA, com vazão = 52.875 m<sup>3</sup>/h (14.687,5 l/s)

Perda de carga = 24 Pa = 2,4 mmca

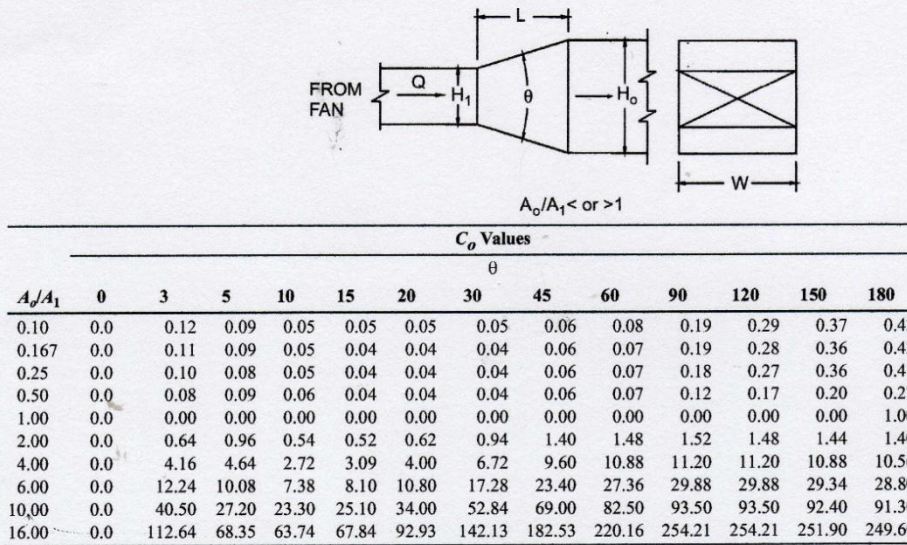
Perda de carga total = 2,72 mmca (Ver anexo D)



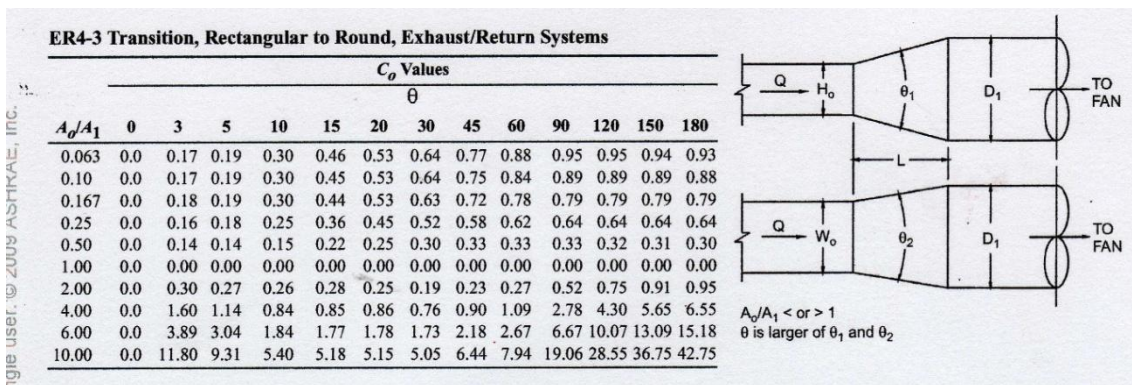
**Fig. C.1** – Coeficiente de singularidade ( $C_o$ ) p/ cotovelo 90° com chicanas, segundo o "ASHRAE Handbook Fundamentals" 2009



**SR4-1 Transition, Rectangular, Two Sides Parallel, Symmetrical, Supply Air Systems**



**Fig. C.2 – Coeficiente de singularidade ( $C_o$ ) p/ transformação retangular, segundo o “ASHRAE Handbook Fundamentals” 2009**



**Fig. C.3 – Coeficiente de singularidade ( $C_o$ ) p/ transformação retangular p/ redondo, segundo o “ASHRAE Handbook Fundamentals” 2009**

Utilizaremos para o cálculo da perda de carga localizada em dutos de chapa galvanizada, o ábaco da SMACNA, conforme fig.D.1

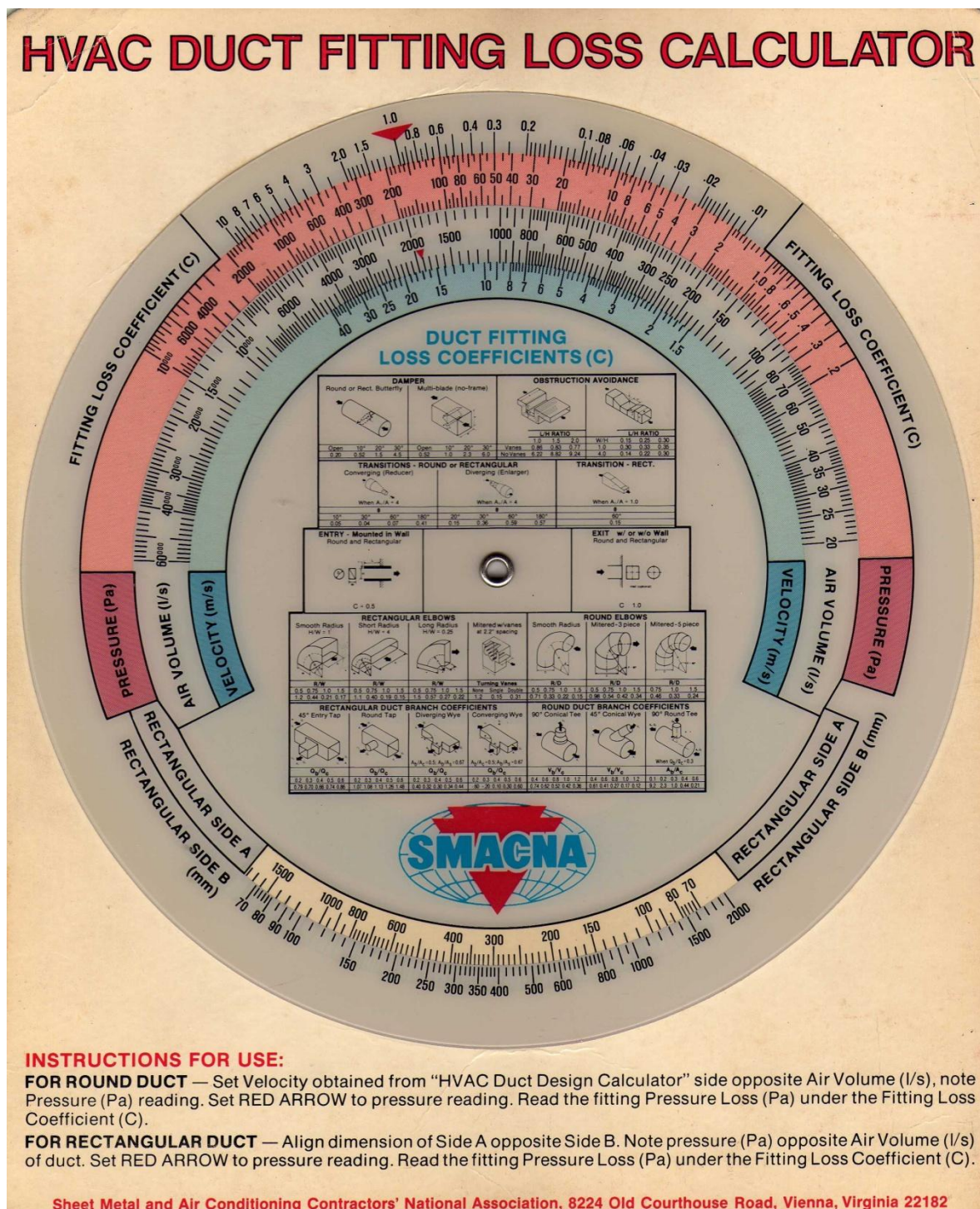


Fig.D.1 – Ábaco da SMACNA p/ cálculo de perda de carga localizada em dutos

#### D.1- Cálculo da perda de carga localizada p/ dutos redondos

Ajuste no ábaco, a velocidade no duto/singularidade em (m/s) juntamente com a vazão de ar no duto/singularidade em (l/s), obtendo a pressão em (Pa). Ajuste a flecha vermelha do ábaco para a pressão obtida. Leia a perda de carga na singularidade em (Pa) abaixo do coeficiente de perda de carga localizada (C).

Os coeficientes de perda de carga localizada (C), podem ser obtidos do próprio ábaco, ou consultando o "ASHRAE Handbook Fundamentals" 2009.

#### D.2 – Cálculo da perda de carga localizada p/ dutos retangulares

No ábaco, alinhe a dimensão do lado A com a do lado B do duto/singularidade. Obtenha a pressão em (Pa) oposta à vazão de ar no duto/singularidade em (l/s). Ajuste a flecha vermelha para a pressão obtida. Leia a perda de carga na singularidade em (Pa) abaixo do coeficiente de perda de carga localizada (C).

Os coeficientes de perda de carga localizada (C), podem ser obtidos do próprio ábaco, ou consultando o "ASHRAE Handbook Fundamentals" 2009.