GUSTAVO SILVEIRA BÖHME

Estudo do efeito do sistema sobre a operação de ventiladores

SÃO PAULO

2013

GUSTAVO SILVEIRA BÖHME

Estudo do efeito do sistema sobre a operação de ventiladores

Dissertação apresentada à Escola
Politécnica da Universidade de São
Paulo, para obtenção do título de Mestre
em Engenharia Mecânica.

SÃO PAULO

2013

GUSTAVO SILVEIRA BÖHME

Estudo do efeito do sistema sobre a operação de ventiladores

Dissertação apresentada à Escola
Politécnica da Universidade de São
Paulo, para obtenção do título de Mestre
em Engenharia

Área de Concentração:
Engenharia Mecânica de Energia e
Fluidos

Orientador:
Prof. Dr. Marcos de Mattos Pimenta

SÃO PAULO

2013

Este exemplar foi revisado e corrigido em relação à versão original, sob responsabilidade única do autor e com a anuência de seu orientador.

São Paulo, 25 de maio de 2013.

Assinatura do autor _____

Assinatura do orientador _____

FICHA CATALOGRÁFICA

Bohme, Gustavo Silveira

**Estudo do efeito do sistema sobre a operação de ventiladores / G.S. Bohme. – versão corr. -- São Paulo, 2013.
129 p.**

Dissertação (Mestrado) - Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. Departamento de Engenharia Mecânica.

**1. Ventiladores (Operação) 2. Ventilação 3. Efeito sistema
I. Universidade de São Paulo. Escola Politécnica. Departamento de Engenharia Mecânica II. t.**

AGRADECIMENTOS

À Thalita, com amor, admiração e gratidão por sua compreensão, carinho, presença e incansável apoio ao longo do período de elaboração deste trabalho.

À minha mãe, pelos incentivos e carinho presentes sempre ao longo de todo o período de elaboração deste trabalho.

Ao Prof. Dr. Antônio Luís Campos Mariani, por seu apoio e dedicação imprescindíveis ao longo de todo o projeto.

Ao Prof. Dr. Marcos de Mattos Pimenta, pela atenção e contribuições durante o processo de orientação.

Aos técnicos do laboratório de Instrumentação em Mecânica dos Fluidos da Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, Douglas Silva e Laércio Damacena, que fabricaram os dispositivos utilizados neste trabalho.

Às empresas que patrocinaram a pesquisa, OTAM e Powermatic.

RESUMO

Efeito do sistema é o nome dado ao decréscimo no desempenho do ventilador que surge quando a instalação deste no sistema não é feita de forma que seja permitido o desenvolvimento completo do escoamento nos trechos de duto em sua entrada ou saída. Esse efeito, muitas vezes não levado em conta durante o dimensionamento de ventiladores associados a sistemas de movimentação de ar, pode causar a insuficiência na vazão de ar ou na pressão requerida para um determinado processo ou objetivo.

Este trabalho analisa, para um determinado caso de efeito do sistema, a influência dos parâmetros envolvidos no processo para se melhor compreender este fenômeno. É escolhida para o procedimento experimental, a faixa de velocidades de escoamento em que os dados de fatores do efeito do sistema variam em maior grau nas referências bibliográficas. A metodologia aplicada nos ensaios experimentais é baseada em bibliografias que estudaram diferentes formas de efeito do sistema. Os equipamentos utilizados no processo são escolhidos de forma a atender os fatores restritivos existentes no Laboratório de Instrumentação em Mecânica dos Fluidos da Escola Politécnica da Universidade de São Paulo.

Os valores de fator do efeito do sistema obtidos experimentalmente são comparados com os da bibliografia, sendo encontradas diferenças que variam entre 0% e 58%. São buscadas formas de estimar o impacto de cada uma das variáveis envolvidas.

O estudo apresentado aqui é de importância para a indústria, devido ao fato de que diferenças de até 200% surgem entre os cálculos de perda de carga que contabilizam o efeito do sistema e aqueles que não contabilizam.

Palavra-chave: Ventilação, Efeito Sistema, Ventilador

ABSTRACT

System effect is the name given to the performance decrease of the fan that takes place when the installation of the fans in the system is in a form where the complete development of the flow is not possible to occur in the duct regions in the entrance and exit of the fan. This effect is frequently not considered during the dimensioning of ventilation systems and the selection of the fan for a given process or purpose, which may lead to deficiency in the flow and pressure values when compared to the requirements.

The influence of each involved parameter was analyzed in this project for a specific case of system effect in order to better comprehend this phenomenon. The range of airflow speeds chosen for the experimental procedures defined was the one that differed the most in the bibliography. The methodology applied in the experiments was based on bibliography that studied different forms of system effect. The equipment used in the process was chosen to attend to the restrictive factors existent in the Laboratório de Instrumentação em Mecânica dos Fluidos from the Escola Politécnica da Universidade de São Paulo.

The values of system effect obtained experimentally were compared to the bibliography, and differences between 0% and 58% were found. A way to estimate the impact of each involved variable was studied.

The study present here is quite important to the industry, due to the fact that differences of up to 200% can be found between losses calculations that consider the system effect and those which do not.

Keywords: Ventilation, System Effect, Fan

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 - Curvas características de vazão Q x p_t para diferentes tipos de ventilador (adaptado de Soler & Palau, 2010)	29
Figura 2 - Curvas características (Q x p_t) e (Q x η) para um ventilador axial (adaptado de Soler & Palau, 2010)	30
Figura 3 – Arranjo experimental para ensaios para levantamento de curvas características (adaptado de AMCA, 2007)	31
Figura 4 - Curvas características Q x p_t para ventiladores radiais da linha 201-202 de ventiladores radiais Howden (extraído do catálogo do fabricante).....	32
Figura 5 – Análise de adequabilidade de perfis de pressão dinâmica para o cálculo da vazão	33
Figura 6 - Curvas de comportamento da interação entre ventilador e sistema com e sem efeito do sistema (adptado de AMCA, 2011)	34
Figura 7 - Gráfico com curvas índice para o cálculo de fator do efeito do sistema, adaptado de AMCA (2011)	36
Figura 8 - Gráfico com curvas índice para o cálculo de fator do efeito do sistema, adaptado de SMACNA (2006)	37
Figura 9: Escoamento completamente desenvolvido na saída do ventilador.....	38
Figura 10 – Critério de classificação de posições de curva na saída do ventilador (adaptado de AMCA 2011)	39
Figura 11 - Eficiências típicas de sistemas de ventilação (adaptado de WROBLEWSKI, 2005).....	44
Figura 12 – Curvas Q x p_t referentes a diferentes montagens de curvas na entrada do ventilador (adaptado de Christie, 1971).....	48
Figura 13 – Sistema base para análise experimental.....	49
Figura 14 – Bancada experimental do “caso base” (D100-030)	53
Figura 15 - Delimitação da região de ensaios a serem realizados de acordo com a AMCA (2011)	54
Figura 16 - Curva característica de ventiladores VRE RLS 280 - Q, Arranjo 1 da Série Pequena da OTAM (extraído de catálogo do fabricante).....	56
Figura 17 - Dados geométricos de ventiladores VRE RLS 280 - Q, Arranjo 1 da Série Pequena da OTAM (extraído de catálogo do fabricante).....	57

Figura 18 – Elemento de ajuste da relação de área de sopro / área de saída.....	58
Figura 19 – Elemento de ajuste instalado na saída de ar do ventilador.....	58
Figura 20 – Desenho esquemático da montagem experimental do “caso base”	59
Figura 21 – Prisma controlador de vazão instalado na descarga dos dutos	61
Figura 22 – Suporte do Tubo de Pitot instalado na seção de medição dos dutos.....	62
Figura 23 – Medidor de pressão TESTO 510	63
Figura 24 – Termohigrômetro INSTRUTHERM HTR-151	64
Figura 25 – Multímetro Politem 266FT CLAMP METER	65
Figura 26 – Tacômetro MIMIPA MDT-2238A	66
Figura 27 – Curva característica $Q \times p_t$ do ventilador (velocidade de rotação de 2000 rpm) ..	71
Figura 28 – Comparação de curva $Q \times p_t$ experimental e de catálogo de fabricante.....	72
Figura 29 – Bancada experimental com 100% de comprimento efetivo, para a definição da “curva base”	73
Figura 30 – Gráfico $v_{ar} \times p_t$ para o caso com 100% de comprimento efetivo (“curva base”)..	74
Figura 31 – Bancada experimental com 50% de comprimento efetivo.....	75
Figura 32 – Gráfico $v_{ar} \times p_t$ para o caso com 50% de comprimento efetivo	76
Figura 33 – Bancada experimental com 25% de comprimento efetivo.....	78
Figura 34 – Gráfico $v_{ar} \times p_t$ para o caso com 25% de comprimento efetivo.....	79
Figura 35 – Bancada experimental com 12% de comprimento efetivo.....	81
Figura 36 – Gráfico $v_{ar} \times p_t$ para o caso com 12% de comprimento efetivo.....	81
Figura 37 – Bancada experimental com 0% de comprimento efetivo.....	83
Figura 38 – Gráfico $v_{ar} \times p_t$ para o caso com 0% de comprimento efetivo	84
Figura 39 – Comparação dos fatores de efeito do sistema obtidos experimentalmente com bibliografia	87

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Classificações de ventiladores (adaptado de FRANÇA, 2004).....	22
Tabela 2 – Índices das curvas de fatores de efeito do sistema, segundo AMCA (2011)	40
Tabela 3 – Índices das curvas de fatores de efeito do sistema, segundo SMACNA (2006)..	41
Tabela 4 - Critério de divergência de valores de fator do efeito sistema	42
Tabela 5 – Constantes de cálculo para a definição da pressão parcial do vapor d'água (MARIANI, 2005)	52
Tabela 6 - Características definidas para região de análise experimental.....	57
Tabela 7 – Definição dos comprimentos dos trechos de duto reto	60
Tabela 8 – Quantidade de trechos de duto utilizados na montagem das diferentes bancadas experimentais	60
Tabela 9 – Dados do medidor de pressão	63
Tabela 10 – Dados do termohigrômetro	63
Tabela 11 – Dados do multímetro.....	64
Tabela 12 – Dados do tacômetro.....	65
Tabela 13 – Descrição e siglas das combinações de montagem executadas no procedimento experimental.....	67
Tabela 14 – Métodos de setorização da seção de medição segundo Delmée (1983)	68
Tabela 15 – Levantamento de dados para curva característica com rotação de 2000 rpm no ventilador	70
Tabela 16 – Valores medidos e calculados para determinação psicrométrica	70
Tabela 17 – Valores medidos para o caso com 100% de comprimento efetivo de duto aplicado	73
Tabela 18 – Valores de pressão calculados a partir do polinômio de segundo grau definido	74
Tabela 19 – Valores medidos e calculados para determinação das propriedades psicrométricas do ar (caso base)	74
Tabela 20 – Valores medidos para o caso com 50% de comprimento efetivo de duto aplicado	76
Tabela 21 – Valores de pressão calculados a partir do polinômio de segundo grau definido	77

Tabela 22 – Valores medidos e calculados para determinação das propriedades psicrométricas do ar (50% comprimento efetivo)	77
Tabela 23 – Valores medidos para o caso com 25% de comprimento efetivo de duto aplicado.....	78
Tabela 24 – Valores de pressão calculados a partir do polinômio de segundo grau definido	79
Tabela 25 – Valores medidos e calculados para determinação das propriedades psicrométricas do ar (25% comprimento efetivo)	80
Tabela 26 – Valores medidos para o caso com 12% de comprimento efetivo de duto aplicado.....	81
Tabela 27 – Valores de pressão calculados a partir do polinômio de segundo grau definido	82
Tabela 28 – Valores medidos e calculados para determinação das propriedades psicrométricas do ar (12% comprimento efetivo)	82
Tabela 29 – Valores medidos para o caso com 0% de comprimento efetivo de duto aplicado	83
Tabela 30 – Valores de pressão calculados a partir do polinômio de segundo grau definido	84
Tabela 31 – Valores medidos e calculados para determinação das propriedades psicrométricas do ar (0% comprimento efetivo)	85
Tabela 32 – Fatores de efeito do sistema definidos pelas curvas de índice “O” a “V” para massa específica do ar de 1,2 kg/m ³ (AMCA, 2011)	86
Tabela 33 – Comparação dos índices sugeridos pela bibliografia e respectivos resultados experimentais obtidos.....	87

LISTA DE SIGLAS

ACGIH	American Conference of Governmental Industrial Hygienists
AENOR	Asociación Española de Normalización y Certificación
AMCA	Air Movement and Control Association
ANSI	American National Standards Institute
ASHRAE	American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers
ASME	American Society of Mechanical Engineers
BS	British Standards
CE	Comprimento Efetivo
DOE	Departamento de Energia dos EUA
FMA	Fan Manufacturers Association
HVAC	Heating Ventilation and Air Conditioning
ISO	International Organization for Standardization
NEL	National Engineering Laboratory
RELE	Rede Espanhola de Laboratórios de Teste
SMACNA	Sheet Metal and Air Conditioning Contractors National Association
SWSI	Single Width Single Inlet
UNE	Una Norma Española
VVC	Velocity - Counter Velocity Effect
WELAC	Western European Laboratory Accreditation Cooperation

LISTA DE SÍMBOLOS

A	Área
ALT	Altitude
a	Altura da seção de duto reto
b	Largura da seção de duto reto
C_{din}	Coefficiente de perda de pressão dinâmica
$D1$	Diâmetro do duto no plano de entrada do ventilador
$D2$	Diâmetro do duto no plano saída do ventilador
$D3$	Diâmetro do duto no plano da seção de medição
D_{eq}	Diâmetro equivalente
D_h	Diâmetro hidráulico
D_p	Pressão total na saída do ventilador
f	Fator de atrito de Darcy-Weisbach
g	Aceleração da gravidade
H_{ef}	Variação de pressão efetiva
k	Rugosidade equivalente
$L_{2,3}$	Comprimento entre plano de saída do ventilador e a seção de medição
L	Comprimento de duto
L_{ef}	Comprimento efetivo de duto
η_{mec}	Eficiência mecânica
P_{mec}	Potência mecânica
p_d	Pressão dinâmica
p_e	Pressão estática
$PL1$	Plano de entrada do ventilador
$PL2$	Plano saída do ventilador
$PL3$	Plano da seção de medição
p_{perda}	Perdas de pressão (distribuídas e singulares) no sistema
p_t	Pressão total
p_v	Pressão parcial do vapor de água saturado

Q	Vazão
R_a	Constante dos gases para o ar seco
R_1	Raio interno do rotor do ventilador
R_2	Raio externo do rotor do ventilador
Re	Número de Reynolds
ρ	Massa específica do ar
t	Temperatura do ar
TBS	Temperatura de bulbo seco
μ	Viscosidade dinâmica
v	Volume específico do ar
v_{rot}	Rotação
V	Velocidade de escoamento
ω	Umidade específica

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	16
1.1 Origem e implicações do efeito do sistema	16
1.2 Metodologia de trabalho	17
2 OBJETIVOS	19
2.1 Fase teórica	19
2.2 Fase experimental	20
3 REVISÃO DA LITERATURA	21
3.1 Conceitos e classificações	21
3.2 Histórico de estudos sobre o desempenho de ventiladores	22
3.3 Curvas características de ventiladores	28
3.4 Fatores do Efeito do Sistema	34
3.4.1 Conceitos e definições	34
3.4.2 Especificação do caso analisado de efeito do sistema	38
3.5 Otimização de sistemas e seus benefícios	43
4 MATERIAIS E MÉTODOS	46
4.1 Metodologia para determinação do fator do efeito do sistema	46
4.2 Equipamentos e componentes para bancada experimental	52
4.2.1 Ventilador	53
4.2.2 Dutos e acessórios	59
4.2.3 Instrumentação	62
4.3 Procedimento experimental	66
5 MEDIÇÕES EXPERIMENTAIS E CÁLCULOS DOS RESULTADOS	70
5.1 Levantamento de curva característica do ventilador	70
5.2 Medições e determinação da curva base	72
5.3 Resultados da montagem com 50% de comprimento efetivo	75
5.4 Resultados da montagem com 25% de comprimento efetivo	77
5.5 Resultados da montagem com 12% de comprimento efetivo	80
5.6 Resultados da montagem com 0% de comprimento efetivo	82
6 ANÁLISE DOS RESULTADOS EXPERIMENTAIS	86

6.1 Resultados da montagem com 0% de comprimento efetivo	88
6.2 Resultados da montagem com 12% de comprimento efetivo	88
6.3 Resultados da montagem com 25% de comprimento efetivo	89
6.4 Resultados da montagem com 50% de comprimento efetivo	89
7 CONCLUSÃO	90
8 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	93
APÊNDICE A – Desenhos de fabricação	99
APÊNDICE B – Desenhos de montagem	105
APÊNDICE C – Tabelas de medições e cálculos	111

1 INTRODUÇÃO

1.1 Origem e implicações do efeito do sistema

Efeito do sistema é o nome dado ao decréscimo no desempenho do ventilador que surge, quando a interface deste com o sistema não é feita de forma que seja permitido o desenvolvimento completo do escoamento em sua entrada ou saída. Esse efeito, que se caracteriza através de uma perda de pressão adicional no sistema (AMCA, 2011), muitas vezes não é levado em conta durante o dimensionamento de ventiladores associados a sistemas de movimentação de ar, podendo causar a insuficiência na vazão de ar ou na pressão requerida para determinado processo ou objetivo.

Nos ensaios feitos em laboratório para levantamento das curvas características de um ventilador, descritos na norma AMCA 210 (2007), não existem elementos do sistema que interferem de forma negativa no escoamento presente na entrada ou saída do ventilador. Em instalações de sistemas de ventilação, muitas vezes essa condição ideal não é atingida, gerando assim o efeito do sistema. Segundo exemplos de cálculos apresentados em Mariani (2005), diferenças acima de 200% podem ser encontradas no valor de perda de pressão ao se contabilizar o efeito do sistema. Essas diferenças acarretam geração de energia não aproveitáveis, encontrada na forma de vibração, ruído e calor com consequente acréscimo nos custos da indústria (KLUGER, 2004). Para contornar essa situação, uma potência maior do que a estimada no dimensionamento do ventilador é exigida em sua operação para garantir a pressão e vazão desejadas. De acordo com o Departamento de Energia dos EUA (DOE. 2003) apud Wroblewski (2005), cerca de 42% de toda a energia utilizada na indústria é derivada de ventiladores, bombas e sopradores.

O desenvolvimento de pesquisas referentes ao efeito do sistema teve início na década de 1960, quando, até então, o tratamento do ventilador e do sistema de dutos e acessórios era feito de forma independente. Neste período iniciaram-se os estudos que buscam avaliar o impacto que os elementos do sistema presentes na aspiração e/ou descarga do ventilador causam sobre o desempenho do mesmo. Na década de 1970, foi feita a proposta formalizando o modelo de avaliação quantitativa do efeito do sistema (AMCA, 1973). A dificuldade em fazê-lo reside no fato de que o efeito do

sistema não é uma variável passível de medição em campo, e sim avaliada por cálculo (SUTTON, 2011). Em sua primeira versão do manual 201 "*Fans and Systems*", publicado em 1973, a AMCA (*Air Movement And Control Association International, Inc.*) apresenta métodos para se calcular valores de perdas adicionais decorrentes do efeito do sistema. Estes métodos foram mais tarde, em 1977, publicados também no manual "*HVAC Systems - Duct Design*", da SMACNA (*Sheet Metal and Air Conditioning Contractors National Association, Inc.*). Em 1990 a AMCA revisou os valores apresentados em sua nova edição do manual 201 "*Fans and Systems*". Porém, a SMACNA optou por manter os valores originais nas edições mais recentes do manual "*HVAC Systems - Duct Design*" (SMACNA, 1990, 2006), criando a partir daí uma divergência entre as bibliografias.

1.2 Metodologia de trabalho

Nesta seção são discutidas as etapas seguidas para o desenvolvimento do trabalho. Inicialmente, foi feita uma revisão da literatura sobre o efeito do sistema. Foi feito o levantamento histórico dos estudos que tratam do tema, e foi verificado com isso, como as discussões que tratam do tema evoluíram ao longo do tempo.

Foram notadas diferenças entre os valores de fator do efeito do sistema apresentados nas bibliografias AMCA (2011) e SMACNA (2006). Foi então criado e aplicado neste trabalho um critério de divergência de forma que fossem selecionadas para estudo as condições experimentais nas quais os valores de fator do efeito do sistema mais divergem na bibliografia.

Definidas as condições alvo de análise, foram pesquisados os métodos utilizados na bibliografia que definem os fatores de efeito do sistema. Eleveu-se o método apresentado em Darvennes e Young (2009b), que foi adaptado para o caso de efeito do sistema estudado neste trabalho. Foi obtida experimentalmente a curva característica $Q \times p_t$ do ventilador VRE RLS 280 da OTAM, de forma a se validar o procedimento de medição utilizado.

Na definição do aparato experimental, foi considerado o atendimento das características dos equipamentos às variáveis restritivas de ensaio, como a potência disponível na rede de energia elétrica do laboratório, a faixa de leitura dos medidores

de pressão, a faixa de velocidades de escoamento de interesse para os ensaios, entre outros.

Os ensaios realizados possibilitaram a análise do impacto dos parâmetros envolvidos na definição do efeito do sistema, como o comprimento de duto reto de seção constante após a saída do ventilador e a velocidade do escoamento do ar. Foi possível comparar os resultados obtidos experimentalmente com aqueles presentes na bibliografia, colaborando na investigação de dados existentes na literatura.

Em paralelo, foram estudados os fundamentos envolvidos na determinação de curvas características de ventiladores e os fatores que influenciam no projeto de sistemas de ventilação, para que houvesse melhor compreensão sobre a importância de cada um dos parâmetros analisados. As normas referentes à execução de ensaios de ventiladores e sistemas de ventilação foram revisadas com o objetivo de listar possíveis motivos para a divergência de valores encontrados nos textos da bibliografia da AMCA (2011) e da SMACNA (2006).

2 OBJETIVOS

O objetivo deste trabalho é obter experimentalmente dados que verifiquem os valores de fator do efeito do sistema resultantes de casos onde existem curvas instaladas próximas à saída do ventilador. Adicionalmente, são estudadas as divergências encontradas em valores de fator do efeito do sistema apresentados na literatura, podendo-se através disto selecionar os casos para ensaio. São estabelecidos ainda a metodologia, os aparatos e as condições de ensaio para realizar o estudo experimental, que após concluído tem seus resultados analisados.

O trabalho foi desenvolvido em duas fases, classificadas como teórica e experimental, sendo ambas desenvolvidas em alguns momentos paralelamente.

2.1 Fase teórica

Esta etapa teve como objetivo estabelecer os fundamentos para este trabalho. Inicialmente foram cursadas disciplinas que visavam esclarecer e complementar o conhecimento referente ao assunto tratado no projeto. Em paralelo, foi desenvolvida uma revisão bibliográfica que se estende também ao longo da fase experimental. O objetivo foi obter conhecimento das pesquisas já desenvolvidas no passado e na atualidade, que somadas ao conteúdo da bibliografia fundamental estabeleceram a base para a elaboração do procedimento experimental e para a análise dos resultados obtidos após sua execução.

2.2 Fase experimental

Após a escolha de casos determinados nos quais os valores de fator do efeito do sistema diferem em maior grau ao serem comparados os manuais 201 “*Fans and Systems*” da AMCA (2011), e “*HVAC Systems - Duct Design*”, da SMACNA (2006), o objetivo desta etapa foi estabelecer procedimentos experimentais e realizar ensaios. Os valores medidos nos ensaios foram comparados considerando-se valores de vazão e pressão, com o objetivo de obter as perdas adicionais ocasionadas pela presença do efeito do sistema. Assim foi possível fazer análises dos fatores e parâmetros que intervêm no fenômeno.

3 REVISÃO DA LITERATURA

3.1 Conceitos e classificações

Apresentando conceitos tratados neste projeto (PFLEIDERER, 2004):

- **Ventiladores** são máquinas de fluxo motoras que transferem energia a gases através de a ação de um rotor;
- **Sistemas de ventilação** têm a função de promover a movimentação de gases entre dois ambientes, reservatórios, equipamentos, dispositivos, entre outros.

A aplicação dos sistemas de ventilação está muito associada ao condicionamento de ar (JORGENSEN, 1983) que pode promover o aquecimento, a diluição de poluentes, a exaustão, a renovação e a refrigeração em ambientes residenciais, comerciais e industriais. Para esses casos, o fluido pode ser tratado como incompressível, por ser encontrado sob condições de escoamento de baixa velocidade e baixa pressão (com números de Mach menores ou iguais a 0,3).

Os ventiladores são classificados primeiramente quanto à forma do rotor - radial (centrífugo) ou axial (AMCA 801, 2008). De acordo com Stevens (2008), outras classificações secundárias definem o número de estágios, nível de pressão e outros detalhes construtivos (vide Tabela 1, adaptada de FRANÇA, 2004).

Tabela 1 - Classificações de ventiladores (adaptado de FRANÇA, 2004)

Tipo	referido como:	nº estágios	características	referido como:
Radial	<i>vent. centrífugo</i>	1	baixa pressão: até 1500 Pa, $r_2/r_1 = 1,1 \sim 1,3$; média pressão: até 2500 Pa, $r_2/r_1 = 1,3 \sim 1,6$; alta pressão: Até 2500 ~ 7500 Pa, $r_2/r_1 = 1,6 \sim 2,8$.	vent. centrífugo <i>vent. centrífugo</i> <i>soprador</i>
		>1	Dp até 10^6 Pa, até 12 rotores em série, r_2/r_1 até 4.	<i>compressor ou turbocompressor</i>
Axial	<i>vent. axial</i>	1	hélice simples p/ movimentação de ar ambiente, ventilador de teto, vent. de coluna. carcaça tubular envolve rotor único.	<i>vent. helicoidal</i> <i>tubo-axial</i>
		>1	Dp até $3 \cdot 10^5$ Pa	<i>turbocompressor</i>

3.2 Histórico de estudos sobre o desempenho de ventiladores

Na revisão de literatura a respeito do desempenho de ventiladores realizados a partir da segunda metade do século XX, verificou-se que inicialmente o ventilador era visto como um elemento independente do sistema. Seu comportamento era considerado a partir de seus próprios componentes, sua geometria e configurações de rotor. Para Berry (1954), o ventilador é considerado como item único sem preocupar-se com o vínculo que ocorrerá com o sistema. Ele é apresentado como o meio que promove o desenvolvimento do fluxo, e o sistema é analisado à parte, composto pelos dutos e

demaís aparatos por onde o fluido escoar. As variáveis que impactam no desempenho do ventilador são: o seu tipo, o tamanho e a rotação de operação do rotor. De acordo com o mesmo autor, também têm influência outras variáveis relacionadas ao fluido, como a massa específica do gás.

Eck (1957) faz menção às perdas não previstas que ocorrem em sistemas complexos de ventilação, para as quais não são dadas a devida atenção. O autor discute em seu livro a falta de precisão ou mesmo o erro presente no cálculo das perdas no sistema quando um número muito grande de elementos diferenciados se encontra em um único sistema. Preocupado com métodos que auxiliem a determinação das perdas associadas às redes de distribuição de ar, o autor recorre a uma analogia a sistemas elétricos para a obtenção da solução para os sistemas de ventilação mais complexos.

De acordo com Alden (1959), o sucesso do projeto de um sistema de ventilação consiste em sua maioria no cálculo e estimativa corretos das resistências presentes no sistema. Segundo sua análise, as perdas presentes em curvas são calculadas de forma menos exata do que as perdas presentes em dutos retos. Isso se deve ao fato de que, naquela época, as informações experimentais serem escassas ou não serem confiáveis.

Busey (1913) e Madisson e Parker (1936) discutem com profundidade os impactos de diferentes fatores associados às perdas geradas em curvas, como o ângulo da curva, a razão de aspecto, a condição oferecida para o escoamento na descarga, entre outros. Porém, não fazem menção ao comprimento de duto reto anterior ou posterior às curvas.

Berry (1963), quando faz nova edição de seu livro, apresenta ênfase na perda adicional decorrente da descarga do ar para a atmosfera em um escoamento não desenvolvido completamente, onde o mesmo tem um comportamento pouco uniforme quando se analisa a seção transversal do duto. Segundo o mesmo autor, as perdas podem chegar a ser o dobro daquelas quando um escoamento plenamente desenvolvido se aplica no mesmo equipamento. A discussão se aplica também à condição do escoamento na saída do ventilador, onde o gás está rotacionando.

Neste contexto, de acordo com a bibliografia consultada, a análise dos sistemas de movimentação de ar evoluiu gradativamente no decorrer do século XX. Tais fatos levaram à constatação da importância do impacto causado pelas condições em que

ocorre a instalação do ventilador e da influência das perdas associadas aos elementos do sistema como curvas ou trechos retos.

Marks e Winzenberger (1932) apud Christie (1971) realizaram o primeiro estudo referente às perdas relacionadas à instalação de acessórios na entrada de ar do ventilador, onde é discutido que o bom projeto de acessórios pode reduzir o impacto que é gerado no desempenho do equipamento.

Brown e Smith (1964) apud Christie (1971), definem perdas significantes para alguns projetos de caixas presentes na entrada de ar de ventiladores centrífugos, onde são apresentadas perdas de pressão e eficiência no equipamento.

Osborne (1967) afirma que os fabricantes de ventiladores fazem a determinação das curvas características partindo de condições ideais de instalação e operação. Caso as condições de instalação sejam diferentes daquelas descritas pelos fabricantes como ideais, os ventiladores, quando instalados, podem apresentar desempenho diferente do esperado. Uma atenção especial deve ser dada para a instalação de dutos retos longos na entrada e na saída dos ventiladores. Quando não é possível de se obter comprimentos relativamente longos, cuidados devem ser tomados para que o perfil de velocidades se mantenha o mais constante possível, fazendo o uso de acessórios como, por exemplo, aletas direcionadoras (OSBOURNE, 1967).

De fato, os ensaios para levantamento de curvas características de ventiladores já eram realizados instalando um duto reto a jusante do mesmo, que permite que o escoamento não uniforme produzido na seção de saída tenha comprimento para se desenvolver. Passou-se a dar maior atenção para os casos em que isso não se aplica, como quando ocorria a presença de uma curva na seção de saída ou quando havia um comprimento de duto reto reduzido, ocorrendo perdas de maior valor que as usualmente determinadas. Berry (1963) observa que a orientação e a forma construtiva da curva impactam nesta perda adicional, assim como o ponto de operação em que o ventilador se encontra. O autor comenta que comprimentos de duto reto reduzidos na descarga de ventiladores são encontrados frequentemente em instalações de sistemas de ventilação, e essa condição gera inclusive, complicações na medição precisa das condições de escoamento no local. Em decorrência disso, o autor indica que não devem ser tomadas conclusões a respeito da eficiência do ventilador a partir de dados tomados em campo. Para isso, devem-se adotar instalações especiais com essa finalidade específica (BERRY, 1963).

A evolução da análise sobre o resultado do acoplamento de um ventilador em um sistema de movimentação de ar pode também ser verificada em publicações tradicionais na área de ventilação e de ventiladores. Algumas delas que produziram muitas edições ao longo da história, são o manual “*Industrial Ventilation*” da ACGIH (*American Conference of Governmental Industrial Hygienists*), publicado em 27 edições desde 1951 até 2010, e o “*Fan Engineering*” que possui a primeira edição em 1914, editada por Willis Carrier até a oitava edição de 1983, editada por Robert Jorgensen.

Consultando algumas edições destes manuais, verifica-se a mesma tendência de análise que os outros autores de mesma época expressaram.

Na publicação da ACGIH, o tratamento do ventilador e do sistema de dutos e acessórios de modo independente está presente nas edições publicadas até o final da década de 1950, como a 5ª edição de 1959. A partir das edições publicadas na década seguinte verifica-se no capítulo de ventiladores a preocupação com acessórios posicionados na entrada dos ventiladores, como curvas acentuadas. Na 8ª edição de 1964, há uma tabela indicando “prováveis efeitos de conexões na entrada de ventiladores”, uma aproximação para contabilizar o efeito do sistema. A partir das edições da década de 1970, é que a identificação destes efeitos do sistema sobre o desempenho do ventilador são mais detalhados e explicitados com os chamados Fatores de Efeito do Sistema, como verifica-se na 14ª edição (1976), 18ª edição (1984), na 23ª edição (1998), e na 27ª edição (2010).

Avaliando a abordagem em duas edições do “*Fan Engineering*”, com edição de Jorgensen, verifica-se que na edição de 1961 no capítulo 9 de Testes de Ventiladores, há um destaque interessante sobre as normas recém-estabelecidas para ensaios de ventiladores pela ASME (*American Society of Mechanical Engineers*), ASHRAE (*American Society of Heating, Refrigerating and Air-conditioning Engineers*) e AMCA. Neste capítulo apenas o último tópico faz a discussão sobre os efeitos dos acessórios utilizados no acoplamento do ventilador ao sistema, mas sem aprofundar quantitativamente sobre eventuais resultados decorrentes destes acoplamentos. Já na 8ª edição de 1983, a indicação de que é possível quantificar o Efeito do sistema através de modelo proposto pela AMCA está explicitada.

Na década de 1970, estudos de Traver (1970) e de Christie (1971) apud Young e Darvennes (2009a) apresentam conclusões obtidas a partir de medições em

sistemas instalados com e sem trechos de dutos retos nas entradas e saídas de ventiladores, as quais indicam a queda nos valores das condições de operação quando o escoamento na entrada ou saída do ventilador não consegue desenvolver-se de modo adequado. Traver (1970) observa que o desempenho ótimo do ventilador requer um perfil de velocidades uniforme na entrada do ventilador, e um duto reto de seção constante na saída com comprimento suficiente para que o escoamento volte a atingir condições de escoamento completamente desenvolvido. Christie (1971) estudou os impactos de diferentes tipos de curvas instaladas na entrada do ventilador. Concluiu que quanto mais próxima a curva estiver à entrada do ventilador, maior é o impacto do efeito do sistema. Também é concluído no estudo, que em sistemas sob condições onde o efeito do sistema é inevitável, é vantajoso adotar ventiladores e dutos maiores que resultem em menores velocidades de escoamento, pois dessa forma o impacto do sistema é reduzido. Assim, é sugerido que o efeito do sistema é dependente da velocidade do escoamento.

Farquhar (1970) apud Christie (1971) apresenta brevemente que o desempenho de um ventilador centrífugo que descarrega em um plenum depende diretamente do comprimento do duto reto de seção constante que leva o ar até o elemento em estudo.

A proposta do modelo de avaliação quantitativa do efeito que o sistema provoca sobre o desempenho do ventilador foi estabelecida na década de 1970. Trabalhos que apresentam pela primeira vez a proposta de metodologia, classificação de casos e quantificação de Efeitos do Sistema são de Farquhar (1973), de Meyer (1973), e Brown (1973), conforme Young e Darvennes (2009a) sintetizam. Farquhar (1973) apud Young e Darvennes (2009a) observou que o desempenho do ventilador medido no laboratório frequentemente mostrava diferenças significativas em relação às medições de campo. Confirmou também que essas diferenças estavam relacionadas ao comportamento do escoamento na entrada e saída do ventilador, definindo os Fatores de Efeito do Sistema, forma essa adotada pela AMCA em seus manuais.

Meyer (1973) apud Young e Darvennes (2009a) discutiu a influência das características dos dutos instalados junto ao ventilador, e a necessidade de considerá-las na seleção do ventilador. O autor adverte que os fenômenos relacionados ao escoamento de ar nas seções de entrada e saída, como a não

uniformidade do perfil de velocidades e a rotacionalidade imprópria, podem afetar adversamente a operação do ventilador e este não irá atingir o seu desempenho nominal previsto pelo fabricante.

Brown (1973) apud Young e Darvennes (2009a), por sua vez, descreve os equipamentos e procedimentos utilizados nos experimentos que foram feitos para se chegar à caracterização do efeito do sistema. Basicamente, são realizados dois testes: (1) o ventilador é instalado de forma que não existam fatores interferindo em seu desempenho e (2), o ventilador é instalado com os respectivos acessórios em análise. Dessa forma, o efeito do sistema pode ser encontrado comparando-se os dois resultados obtidos. Esse método foi utilizado por Clarke et al. (1978) para medir o efeito do sistema em ventiladores centrífugos associados a curvas em sua entrada ou saída e mais tarde por Swim (2005) e por Young e Darvennes (2009b), para medir o efeito do sistema em ventiladores axiais associados à paredes próximas à entrada de ar.

Clarke *et al.* (1978), propõe uma variável adimensional definida pela razão entre a velocidade de escoamento do ar e a velocidade da ponta da pá do ventilador. Essa análise tenta trazer os diferentes valores de efeito do sistema obtidos para ventiladores de dimensões variadas para a mesma base.

Dwyer (2012) sugere que o efeito do sistema é altamente variável com as diferentes condições de escoamento e formas construtivas tanto do ventilador quanto dos acessórios associados a ele, sendo necessário definir fatores específicos para cada situação. Assim, conforme coloca Coward (1990), a tarefa de levantar valores para a quantificação do efeito do sistema para as praticamente infinitas combinações existentes é uma tarefa monumental.

É inicialmente em 1973 que a AMCA publica métodos para se calcular valores de perdas adicionais decorrentes do efeito do sistema em seu manual 201 "*Fans and Systems*". Estes valores foram revisados em 1990, na quarta versão do manual. A SMACNA reproduz em seu manual "*HVAC Systems - Duct Design*", os valores apresentados inicialmente pela AMCA em todas as versões de seu manual (1977, 1981, 1990, 2006), optando por não atualizá-los de acordo com a revisão de 1990 da AMCA. Isso faz com que exista atualmente uma divergência entre as duas fontes bibliográficas.

De acordo com Swim (2005), a comunidade técnica tem utilizado os dados referentes ao fator do efeito do sistema com sucesso limitado, fato esse

possivelmente explicado por Dwyer (2012), que cita a característica de alta particularidade do efeito do sistema com relação a cada situação.

3.3 Curvas características de ventiladores

Curvas características de ventiladores são curvas que definem a cada rotação, valores de determinada variável em função da vazão volumétrica para um determinado ventilador, e são obtidas através de ensaios (KARASSIK, 1986). O conhecimento das curvas características é essencial para o planejamento, dimensionamento e operação de sistemas de ventilação. É também o meio de se atingir a seleção ótima do ventilador (AMCA e DOE, 2003). São três os principais tipos de curvas que podem ser determinadas:

- Vazão e pressão total $Q \times p_t$.
- Vazão e potência mecânica $Q \times P_{mec}$;
- Vazão e eficiência mecânica $Q \times \eta_{mec}$.

A curva característica vazão (Q) x pressão total (p_t) é a mais utilizada. Esta é apresentada para diferentes tipos de ventilador na Figura 1.

Figura 1 - Curvas características de vazão $Q \times p_t$ para diferentes tipos de ventilador (adaptado de Soler & Palau, 2010)

A região de trabalho pode ser definida nestas curvas para um ventilador e, através da análise de seu comportamento, é possível fazer a escolha do tipo de ventilador e o ponto em que este operará para um determinado fim, sob uma dada condição.

Para a obtenção das curvas características de cada ventilador, são feitos ensaios normalizados onde a pressão total é obtida. A pressão total, por definição, é a soma da pressão estática com a pressão dinâmica (JORGENSEN, 1983). Na Figura 2 é representada a visível diferença entre os tipos de pressão (P_t , P_e e P_d) presentes no escoamento do fluido de trabalho.

Figura 2 - Curvas características ($Q \times p_t$) e ($Q \times \eta$) para um ventilador axial (adaptado de Soler & Palau, 2010)

É usual que para um ventilador sejam apresentadas em um gráfico todas as curvas características conjuntamente, inclusive a de rendimento, de modo que possa ser selecionado o modelo mais eficiente possível.

A partir das curvas características de um dado modelo de ventilador, é possível de se prever seu funcionamento em diferentes rotações e massas específicas do ar (TWIN CITY, 2000), fazendo-se uso das leis do ventilador apresentadas nas equações (1), (2) e (3):

$$Q_{final} = Q_{inicial} \cdot \left(\frac{v_{rot,final}}{v_{rot,inicial}} \right) \quad (1)$$

$$p_{t,final} = p_{t,inicial} \cdot \left(\frac{v_{rot,final}}{v_{rot,inicial}} \right)^2 \cdot \left(\frac{\rho_{final}}{\rho_{inicial}} \right) \quad (2)$$

$$P_{final} = P_{inicial} \cdot \left(\frac{v_{rot,final}}{v_{rot,inicial}} \right)^3 \cdot \left(\frac{\rho_{final}}{\rho_{inicial}} \right) \quad (3)$$

Onde:

Q	Vazão [m^3/s]
p_t	Pressão total [Pa]
P	Potência [kW]
v_{rot}	Rotação [rpm]
ρ	Massa específica do ar [kg/m^3]

As curvas características ou de comportamento dos ventiladores são construídas a partir de ensaios onde a disposição das câmaras e dispositivos são padronizados. Os procedimentos do método de ensaio estão definidos na norma americana ANSI-AMCA 210 (2007), também conhecida como ANSI-ASHRAE 51, e os arranjos experimentais podem ser vistas na Figura 3 (adaptado de AMCA, 2007). Nela, nota-se um longo duto localizado após a saída de ar do ventilador e um retificador de escoamento anterior ao tubo de Pitot para remover componentes rotacionais do escoamento e para que seja garantida a medição de velocidade onde seu perfil é uniforme.

Figura 3 – Arranjo experimental para ensaios para levantamento de curvas características (adaptado de AMCA, 2007)

Deve-se destacar a existência da norma espanhola UNE 100-212 (1990) e da norma britânica BS 848 Part 1 (1997) que estão conciliadas na norma internacional ISO 5801 (2007) que apresentam metodologia similar.

Órgãos oficiais de auditoria e metrologia garantem que os ensaios executados por laboratórios independentes se encontram dentro do padrão requerido pelas normas citadas. Um exemplo é a RELE - Rede Espanhola de Laboratórios de Teste, membro da organização WELAC (*Western European Laboratory Accreditation Cooperation*), que possui acordos de reconhecimento mútuo nos principais países europeus.

Os ensaios podem ser realizados em quaisquer condições, e seus resultados são convertidos para as condições de referência para o ar, também denominadas condições padrão, dadas por:

- Pressão igual a 101.325 N/m^2 (1 atm);
- Temperatura igual a 20° C ;
- Umidade absoluta igual a 0 kg/kg
- Massa específica do ar é $1,2 \text{ kg/m}^3$;

Exemplo de curvas $Q \times p_t$ nas condições de referência extraída de catálogo de fabricante pode ser vista na Figura 4.

Figura 4 - Curvas características $Q \times p_t$ para ventiladores radiais da linha 201-202 de ventiladores radiais Howden (extraído do catálogo do fabricante)

Na determinação das curvas características $Q \times p_{t,s}$, são calculados os valores de velocidade e vazão a partir da medição da pressão dinâmica presente no escoamento. A norma AMCA 203 (2011) define perfis de pressão dinâmica adequados para o cálculo da vazão. De acordo com a norma, o perfil de velocidades deve seguir alguns padrões para que a vazão resultante calculada seja confiável. Estes padrões são apresentados na Figura 5.

Figura 5 – Análise de adequabilidade de perfis de pressão dinâmica para o cálculo da vazão (adaptado de AMCA 203, 2011)

3.4 Fatores do Efeito do Sistema

3.4.1 Conceitos e definições

A AMCA (1973, 1977, 1985, 1990, 2002, 2011) e a SMACNA (1977, 1981, 1990, 2006) propõem que o efeito do sistema seja quantificado como uma perda adicional, decorrente da influência de elementos do sistema presentes na aspiração e/ou descarga do ventilador.

Estas perdas de pressão devem ser somadas a aquelas do sistema quando o dimensionamento do sistema de ventilação é feito, como mostra a Figura 6, de forma que o modelo correto de ventilador seja escolhido.

Figura 6 - Curvas de comportamento da interação entre ventilador e sistema com e sem efeito do sistema (adptado de AMCA, 2011)

Na Figura 6, a curva do sistema “A” é a original, onde o fator do efeito do sistema não é considerado (MARIANI, 2005). A curva do sistema “B” é a que leva em

consideração o fator do efeito do sistema. O ponto em que o ventilador irá operar uma vez instalado no sistema é o ponto “4”, diferente do ponto “1”, estimado no dimensionamento do sistema que ignora o efeito do sistema. A diferença entre esses dois pontos leva à deficiência da vazão indicada no gráfico.

O efeito do sistema surge através da influência de elementos do sistema presentes na aspiração e/ou descarga do ventilador. Estes elementos são os mais diversos, estando entre eles, de acordo com a AMCA (1973, 1977, 1985, 1990, 2002, 2011) e a SMACNA (1977, 1981, 1990, 2006):

- Curvas próximas à entrada ou saída do ventilador
- Difusores próximos à saída do ventilador
- *Dampers* próximos à saída do ventilador
- Ramificações nos dutos próximos à saída do ventilador
- Plenum na entrada do ventilador
- Paredes próximas à entrada do ventilador

As perdas de pressão adicionais decorrentes do efeito do sistema foram identificadas e apresentadas no manual 201 “*Fans and Systems*” da AMCA (1973, 1977, 1985, 1990, 2002, 2007, 2011) e no manual “*HVAC Systems - Duct Design*” da SMACNA (1977, 1981, 1990, 2006), de forma que valores de fator do efeito do sistema pudessem ser calculados e aplicados no dimensionamento de sistemas de ventilação. Nas Figuras 7 e 8 estão os resultados mais atuais de cada referência, onde o fator do efeito do sistema é obtido dado a velocidade do ar e a escolha do índice da curva respectiva ao caso de efeito do sistema em análise. Os valores apresentados em AMCA (1973, 1977, 1985, 1990, 2002, 2011) e SMACNA (1977, 1981, 1990, 2006) independem da rotação do ventilador.

Figura 7 - Gráfico com curvas índice para o cálculo de fator do efeito do sistema, adaptado de AMCA (2011)

Figura 8 - Gráfico com curvas índice para o cálculo de fator do efeito do sistema, adaptado de SMACNA (2006)

3.4.2 Especificação do caso analisado de efeito do sistema

O caso de efeito do sistema estudado neste trabalho ocorre quando são instaladas curvas próximas à saída do ventilador, sem que exista antes um comprimento de duto reto de seção constante que permita que o escoamento se desenvolva completamente e resulte em um perfil de velocidades constante, como ilustrado na Figura 9. Este comprimento é chamado de “efetivo”.

Figura 9: Escoamento completamente desenvolvido na saída do ventilador (adaptado de SMACNA, 2006)

O comprimento de duto efetivo que permite que o escoamento se desenvolva completamente é apresentado pela AMCA (1973, 1977, 1985, 1990, 2002, 2011) e SMACNA (1977, 1981, 1990, 2006) como 2,5 diâmetros equivalentes do duto para velocidades de até 12,5 m/s. Para velocidades maiores, deve-se adicionar então 1 diâmetro para cada 5 m/s adicionais.

De acordo com Mariani (2005), em sistemas encontrados nas mais diversas aplicações, muitas vezes não é possível estabelecer estes comprimentos após a saída do ar do ventilador em função do espaço restrito de instalação do equipamento de ventilação.

Para a definição do fator do efeito do sistema no caso estudado neste projeto são necessários, além da velocidade do ar, dados adicionais para a escolha do índice das curvas apresentadas nas Figuras 8 e 9. Estes dados são a posição da curva

instalada próximo à saída do ventilador, o comprimento de duto efetivo presente e a relação de áreas na saída do ventilador. O grande número de variáveis se deve ao fato do efeito do sistema ser extremamente associado e dependente das características combinadas que o geram (DWYER, 2012).

A posição da curva instalada próxima à saída do ventilador deve ser escolhida dentre as opções apresentadas na Figura 10, extraída da AMCA (2011).

Figura 10 – Critério de classificação de posições de curva na saída do ventilador (adaptado de AMCA 2011)

As demais variáveis necessárias: comprimento de duto efetivo presente e relação de áreas na saída do ventilador são localizados nas tabelas 2 e 3, onde os índices indicados de A a X definem as curvas a serem utilizadas nas Figuras 7 e 8.

Tabela 2 – Índices das curvas de fatores de efeito do sistema, segundo AMCA (2011)

AMCA 2011						
Área de sopro Área de saída	Posição do cotovelo de saída	Sem duto de saída	12% de duto efetivo	25% de duto efetivo	50% de duto efetivo	100% de duto efetivo
0.4	A	N	O	P-Q	S	SEM EFEITO SISTEMA
	B	M-N	N	O-P	R-S	
	C	L-M	M	N	Q	
	D	L-M	M	N	Q	
0.5	A	O-P	P-Q	R	T	
	B	N-O	O-P	Q	S-T	
	C	M-N	N	O-P	R-S	
	D	M-N	N	O-P	R-S	
0.6	A	Q	Q-R	S	U	
	B	P	Q	R	T	
	C	N-O	O	Q	S	
	D	N-O	O	Q	S	
0.7	A	R-S	S	T	V	
	B	Q-R	R-S	S-T	U-V	
	C	P	Q	R-S	T	
	D	P	Q	R-S	T	
0.8	A	S	S-T	T-U	W	
	B	R-S	S	T	V	
	C	Q-R	R	S	U-V	
	D	Q-R	R	S	U-V	
0.9	A	T	T-U	U-V	W	
	B	S	S-T	T-U	W	
	C	R	S	S-T	V	
	D	R	S	S-T	V	
1.0	A	T	T-U	U-V	W	
	B	S-T	T	U	W	
	C	R-S	S	T	V	
	D	R-S	S	T	V	

Tabela 3 – Índices das curvas de fatores de efeito do sistema, segundo SMACNA (2006)

SMACNA 2006						
Área de sopro Área de saída	Posição do cotovelo de saída	Sem duto de saída	12% de duto efetivo	25% de duto efetivo	50% de duto efetivo	100% de duto efetivo
0.4	A	N	O	P-Q	S	SEM EFEITO SISTEMA
	B	M	M-N	O	R	
	C	L-M	M	N	Q	
	D	L-M	M	N	Q	
0.5	A	P	Q	R	T	
	B	N-O	O-P	P-Q	S	
	C	M-N	N-O	O-P	R-S	
	D	M-N	N-O	O-P	R-S	
0.6	A	Q	Q-R	R-S	U	
	B	P	Q	R	T	
	C	N-O	O-P	P-Q	S	
	D	O	P	Q-R	S-T	
0.7	A	S-T	T	U	W	
	B	R-S	S	T	V	
	C	Q-R	R	S	U-V	
	D	R-S	R-S	S-T	U-V	
0.8	A	S	S-T	T-U	V-W	
	B	R	R-S	S-T	U-V	
	C	Q	Q-R	R-S	U	
	D	Q-R	R	S	U-V	
0.9	A	S-T	T	U	W	
	B	R-S	S	T	V	
	C	R	R-S	S-T	U-V	
	D	R-S	S	T	V	
1.0	A	R-S	S	T	V	
	B	S-T	T	U	W	
	C	R-S	S	T	V	
	D	R-S	S	T	V	

As tabelas 2 e 3 são válidas somente no caso de ventiladores identificados como SWSI *Single Width Single Inlet* ou Simples Aspiração em português.

Com base nas informações da Figura 10 e das Tabelas 2 e 3 é possível então escolher o índice da curva a ser utilizada para a obtenção do fator do efeito do sistema.

Para definir a região dos gráficos das Figuras 7 e 8 para a análise do caso em estudo que seria submetida ao ensaio experimental, foi feita uma análise que definiu um critério de divergência entre as Tabelas 2 e 3 conforme a legenda apresentada na Tabela 4.

Tabela 4 - Critério de divergência de valores de fator do efeito sistema

LEGENDA:
: Diferença de grau 1
: Diferença de grau 2
: Diferença de grau 3

Diferença de grau 1, que está na cor verde, é aquela na qual o índice da curva do efeito sistema ainda é o mesmo em ambas as fontes, mas em uma delas a faixa é mais abrangente (por exemplo “N-O” em AMCA, 2011 e “O” em SMACNA, 2006).

Diferença de grau 2, que está na cor amarela, é aquela na qual o índice da curva do efeito sistema difere em um nível completo quando comparado entre as fontes (por exemplo “Q” em AMCA, 2011 e “R” em SMACNA, 2006).

Diferença de grau 3, que está na cor vermelha, é aquela na qual o índice da curva do efeito sistema difere em um nível completo quando comparado entre as fontes e, além disso, em uma delas a faixa se expande para o limite aquém da outra fonte (por exemplo “T” em AMCA, 2011 e “U-V” em SMACNA, 2006).

Nota-se que metade dos campos presentes nas Tabelas 2 e 3 diferem em algum grau. Desses, 14% são de grau 3, 16% de grau 2 e os 70% restantes de grau 1. As divergências não parecem à primeira vista seguir uma distribuição lógica, mas fica claro que na linha de relação área de sopro / área de saída igual a 0,7 e curva em “D” encontra-se a região mais relevante para análise. Nestas configurações concentram-se os maiores graus de divergência entre os valores de bibliografia.

As diferenças encontradas entre as tabelas 2 e 3 podem estar relacionadas a possíveis fatores decorrentes dos métodos experimentais aplicados antes e após a revisão do manual *Fans and Systems*, da AMCA, feita em 1990. Um exemplo é a possível mudança nas características dos equipamentos utilizados nos ensaios. O efeito do sistema é particular para cada montagem, tipo e dimensão de ventilador utilizado (DWYER, 2012).

Segundo Dwyer (2012), quando a Associação de Fabricantes de Ventiladores do Reino Unido (FMA) publicou o Guia de Instalação de Ventiladores e Dutos (1993), foram feitas comparações entre os valores de fator do efeito do sistema apresentados pela AMCA 201 (1990) e estudos em andamento na época feitos pelo Laboratório

Nacional de Engenharia do governo britânico (NEL). O resultado foi que houve correspondência para os dados relativos a ventiladores axiais, mas para os dados relativos a ventiladores centrífugos, os valores de fator do efeito do sistema eram significativamente diferentes. Dwyer (2012) conclui então que não existem valores “certos” ou “errados”, e sim que a determinação do efeito do sistema é altamente dependente de situações e elementos particulares, como os detalhes de fabricação e montagem dos dutos, os fabricantes dos ventiladores e mesmo a dinâmica do ar resultante da combinação de todos os elementos do sistema analisado.

Não existem nas diferentes versões dos manuais 201 “*Fans and Systems*” (AMCA, 1973, 1977, 1985, 1990, 2002, 2007, 2011) e “*HVAC Systems - Duct Design*” (SMACNA, 1977, 1981, 1990, 2006) informações quanto às considerações ou métodos adotados no procedimento experimental que definiu as curvas de fator do efeito do sistema apresentadas. Assim, faz-se importante estudar o procedimento experimental definido neste projeto de forma a encontrar possíveis razões para as divergências encontradas nas Tabelas 2 e 3.

3.5 Otimização de sistemas e seus benefícios

De acordo com o Departamento de Energia dos EUA (DOE) apud Wroblewski (2005), 70% da carga elétrica de uma indústria é produzida por sistemas motores. Cerca de 60% da carga desses motores é derivada de ventiladores, bombas e sopradores. Apesar da sua importância, a média da eficiência de sistemas de ventilação chega a atingir valores menores que 50%, sem que seja dada importância ao desperdício de energia que provém desse fato.

A eficiência de sistemas de ventilação é definida pela eficiência dos diferentes componentes que compõem cada sistema conforme mostra a Figura 11 (WROBLEWSKI, 2007). Ela é obtida através da cadeia combinada destes, e em decorrência disso pode resultar em valores como os apontados acima. Na Figura 11, Wroblewski (2007) apresenta valores que definem diferentes níveis de eficiência para os sistemas de ventilação. Nela é ilustrada também a cadeia das sucessivas perdas que são encontradas desde a fonte de energia até a energia que é aproveitada no sistema para os fins de ventilação.

Figura 11 - Eficiências típicas de sistemas de ventilação (adaptado de WROBLEWSKI, 2005)

Para Kluger (2004), as perdas de energia em um sistema de ventilação são encontradas geralmente na forma de vibração, ruído e calor, que podem vir a causar o desgaste prematuro dos ventiladores.

O custo proveniente das perdas no sistema é geralmente várias vezes maior do que o valor da energia desperdiçada. Alguns exemplos dos prejuízos causados pelas perdas são:

- Desgaste de equipamentos;
- Funcionários ociosos;
- Maiores resíduos;
- Menor produtividade;
- Maiores custos de manutenção e reparos;
- Maiores custos de logística para evitar atrasos;
- Produtos rejeitados;
- Maiores custos de energia.

A otimização de sistemas de ventilação com a redução das perdas pode trazer diversas vantagens financeiras, de manutenção e ambientais, podendo ser citadas entre elas, de acordo com Wroblewski (2007):

- Aumento de produtividade;
- Diminuição de tempo ocioso;
- Maior durabilidade do equipamento;
- Alcance de metas corporativas de eficiência energética e redução de custos;
- Ambiente de trabalho mais seguro e agradável com ar de maior qualidade;
- Menor ruído;

- Aumento do controle do processo através da obtenção de fluxos de ar mais estável.

Clarke et al (1978) enfatiza o cuidado que é tomado ao se definir as curvas características de ventiladores, de forma que o consumo de energia seja o menor possível na escolha dos modelos corretos para um dado sistema de ventilação. Com o mesmo objetivo de reduzir o consumo de energia, são diminuídos sistematicamente os fatores de segurança utilizados no cálculo e dimensionamento dos sistemas de ventilação.

O valor correspondente para a elaboração do projeto de ventilação básico, em função do tipo e porte da obra, é de cerca de 3% a 5% do preço da instalação, um valor relativamente baixo (MISUMI, 1997). Portanto, vale a pena investir em um projeto mais detalhado, que leve em consideração detalhes construtivos da instalação que podem vir a evitar o efeito do sistema. Ainda assim, de acordo com Borrego (2001), a “guerra por espaço” na obra para diversos fins faz com que a área disponível para a instalação dos componentes de ventilação seja reduzida, acarretando no efeito do sistema sobre ventiladores.

Segundo Wroblewski (2007), sob condições adversas do efeito sistema, a vazão de um ventilador pode cair em mais de 30%. Callahan (2010) sugere que um dos maiores desafios na redução do consumo de energia em sistemas de ventilação está na mudança de foco da eficiência do equipamento e dos componentes para a eficiência do sistema como um todo. Segundo estudos realizados, com a ciência e a tecnologia existentes atualmente na área de projetos de ventilação, pode ser atingida a economia de até 30% de toda a energia utilizada nos Estados Unidos da América destinada a sistemas HVAC caso estes sistemas fossem refeitos de forma otimizada (*Heating Ventilation and Air Conditioning*) (BELZER, 2003; GRANADE, 2009; BROWN *et al.*, 2008 apud CALLAHAN, 2010).

4 MATERIAIS E MÉTODOS

4.1 Metodologia para determinação do fator do efeito do sistema

A AMCA (1973, 1977, 1985, 1990, 2002, 2011) e a SMACNA (1977, 1981, 1990, 2006) não apresentam na publicação de seus manuais, 201 “*Fans and Systems*” e “*HVAC Systems - Duct Design*”, os procedimentos experimentais utilizados no levantamento das curvas do fator do efeito do sistema apresentadas em suas publicações. Assim, faz-se necessário definir um procedimento experimental baseado em outra bibliografia que permita identificar os valores de fator do efeito do sistema para as diferentes montagens que são estudadas neste projeto.

A metodologia escolhida foi a proposta por Young e Darvennes (2009b). Em seu estudo para a definição do impacto de paredes próximas à entrada do ventilador em seu desempenho, é definido um “caso base”, onde a condição do efeito do sistema é considerada insignificante ou inexistente. São obtidos experimentalmente pontos da curva $Q \times p_t$ para o “caso base” e a partir destes é então definido um polinômio de segundo grau através de regressão baseada no método dos mínimos quadrados.

$$p_{t,base} = A_{base} + B_{base} \cdot Q + C_{base} \cdot Q^2 \quad (4)$$

Onde:

$p_{t,base}$ Pressão total na seção de medição do “caso base” (sem efeito do sistema)

A seguir, são obtidos de forma análoga os polinômios para cada caso “i” estudado sob ação do efeito do sistema.

$$p_{t,FES_i} = A_i + B_i \cdot Q + C_i \cdot Q^2 \quad (5)$$

Onde:

p_{t,FES_i} Pressão total na seção de medição do caso “i” estudado (com efeito do sistema)

A diferença de pressão total apresentada entre o “caso base” e os casos que apresentam efeito do sistema é definida como o fator do efeito do sistema. Seu equacionamento leva em conta a diferença nas perdas de carga distribuídas e singulares, de acordo com o equacionamento apresentado em (6) e (7).

$$FES = p_{t,base} - p_{t,FES_i} - \Delta p_{perdas} \quad (6)$$

$$FES = (A_1 - A_i) + (B_1 - B_i) \cdot Q + (C_1 - C_i) \cdot Q^2 - \Delta p_{perdas} \quad (7)$$

Onde:

FES Fator do efeito do sistema para o caso estudado

Δp_{perdas} Diferença entre as perdas, singulares e distribuídas, apresentadas no “caso base” e caso “i” sob análise

O estudo desenvolvido neste projeto busca comparar os resultados obtidos experimentalmente com aqueles apresentados nas bibliografias da AMCA (2011) e SMACNA (2006). Dessa forma, a variável analisada será a velocidade de escoamento, v_{ar} , ao invés da vazão, Q , como sugerem Young e Darvennes (2009b). Christie (1971) utilizou um método semelhante em seu estudo para a definição dos fatores do efeito do sistema para casos onde existem curvas instaladas próximas à entrada do ventilador. Um conjunto de 3 “curvas base” e seus respectivos casos que apresentam efeito do sistema podem ser visualizados na Figura 12.

Figura 12 – Curvas $Q \times p_t$ referentes a diferentes montagens de curvas na entrada do ventilador (adaptado de Christie, 1971)

O caso de efeito do sistema estudado neste trabalho é aquele definido através da instalação de curvas próximas à saída do ventilador, a uma distância tal que o escoamento não consiga se desenvolver completamente. Estes casos se apresentam quando o comprimento de duto reto de seção constante após a saída do ventilador não atingem 100% do comprimento efetivo de duto, conforme descrito no item 3.4.2.

O esquema de montagem para obtenção da “curva base” pode ser visualizado na Figura 13.

Figura 13 – Sistema base para análise experimental

A forma com a qual a curva é montada é aquela descrita pela posição “D” na Figura 10, e a relação de área de sopro / área de saída do ventilador a ser utilizado é 0,7. Dessa forma, a região de maior divergência na bibliografia é coberta, conforme apresentado nas Tabelas 2 e 3 do item 3.4.2.

O comprimento de duto identificado como “B” na Figura 13 tem por finalidade estabilizar o escoamento de forma que a medição feita na seção indicada seja adequada. Os comprimentos dos dutos e definição do local de medição são baseadas na norma AMCA 210 (2007), de acordo com a Figura 3 apresentada no item 3.3. Este comprimento se repete tanto no “caso base” quanto nas demais montagens que apresentam efeito do sistema.

O comprimento de duto identificado como “A” na Figura 13 é o trecho de comprimento variável, que apresenta montagens contendo 0% a 100% de comprimento efetivo de duto. O “caso base” se caracteriza pela utilização de 100% de comprimento efetivo de duto (719 mm). Os demais casos estudados que apresentam o efeito do sistema se caracterizam pela utilização de 50%, 25%, 12% e 0% de comprimento efetivo de duto (360 mm, 180 mm, 90 mm e 0 mm, respectivamente).

Como a curva e o duto identificado por “B” são comuns em todas as montagens, a diferença entre as perdas, representadas em (6) e (7) por Δp_{perdas} , se resume à

diferença entre as perdas provenientes dos comprimentos de duto identificado por “A”.

A perda distribuída em dutos retos pode ser calculada a partir das equações de Darcy-Weisbach (DAVIDSON, 1999) (8) e de Souza et al (1999) (9).

$$\Delta p_{perdas} = f \cdot \frac{\Delta L}{D_h} \cdot \frac{V^2}{2} \cdot \rho_{ar} \quad (8)$$

Onde:

Δp_{perdas}	Diferença entre as perdas, singulares e distribuídas, apresentadas no “caso base” e caso “i” sob análise [Pa]
f	Fator de atrito [-]
ΔL	Variação do comprimento de duto entre o “caso base” e o caso analisado [m]
V	Velocidade média do escoamento no interior do duto [m/s]
D_h	Diâmetro hidráulico do duto [m]
g	Aceleração da gravidade [m/s ²]

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \cdot \log_{10} \left[\frac{k}{3,7 \cdot D} - \frac{5,16}{Re} \cdot \log_{10} \left(\frac{k}{3,7 \cdot D} + \frac{5,09}{Re^{0,87}} \right) \right] \quad (9)$$

$$Re = \frac{\rho \cdot V \cdot D_h}{\mu} \quad (10)$$

Onde:

k	Rugosidade equivalente da parede do duto (adotado o valor 1,6 E-4 m)
Re	Número de Reynolds [-]
μ	Viscosidade dinâmica do ar (adotado o valor 17,4 E-06 Pa.s)

A massa específica do ar impacta diretamente no valor das variáveis consideradas no procedimento experimental. Foi necessário definir a mesma de forma que todos os resultados fossem trazidos e comparados à mesma massa específica dos dados da literatura. Assim, foram aplicados os cálculos psicrométricos.

A fórmula utilizada para o cálculo do volume específico do ar (11) é descrita abaixo. A partir da mesma se obtém a massa específica do ar (MARIANI, 2006).

$$v = \frac{R_a \cdot (TBS + 273,15)}{p_{atm}} \cdot \left(1 + \frac{\omega}{0,622}\right) \quad (11)$$

Onde:

- v Volume específico [m³/kg]
 R_a Constante dos gases para o ar seco (0,287 kJ/kg.K)
 TBS Temperatura de bulbo seco [°C]
 p_{atm} Pressão atmosférica [Pa]
 ω Umidade específica [kg_{vapor d'água} / kg_{ar seco}]

Onde:

$$\omega = 0,622 \cdot \frac{p_v}{p - p_v} \quad (12)$$

$$p = 101,325 \cdot (1 - 2,256E - 05 \cdot ALT)^{5,256} \quad (13)$$

$$p_v = \sum_{i=0}^6 C_i \cdot t^i \quad (14)$$

Onde:

- ALT Altitude do local de medição [m]
 p_v Pressão parcial do vapor d'água [kPa]
 t Temperatura do ar [°C]

As constantes de cálculo C_i são apresentadas na Tabela 5.

Tabela 5 – Constantes de cálculo para a definição da pressão parcial do vapor d'água (MARIANI, 2005)

Constante de cálculo C_i	Valor associado à constante C_i
C_0	0,6112174210
C_1	0,0444268992
C_2	1,42440863E-03
C_3	2,70506969E-05
C_4	2,77940283E-07
C_5	2,6287086E-09
C_6	1,07210619E-12

Os valores da incerteza aplicada sobre os dados obtidos experimentalmente são calculadas com base em Vuolo (1996 e 1999), fazendo-se uso da exatidão dos sensores utilizados no processo (descritos no item 4.2.3).

4.2 Equipamentos e componentes para bancada experimental

A bancada experimental foi instalada de acordo com o modelo esquemático apresentado na Figura 13. Uma imagem com a bancada para “caso base” completamente montada pode ser visualizada na Figura 14. Nela estão indicados os componentes envolvidos no procedimento experimental, como o ventilador, os dutos, o prisma de controle de vazão, o tubo de Pitot, os sensores e o aquisitor de dados (computador).

Figura 14 – Bancada experimental do “caso base” (D100-030)

As demais combinações de montagens dos dutos seguem o padrão apresentado na Figura 13, e foram feitas de forma que toda a faixa definida nas Tabelas 3 e 4 com relação de área de sopro / área de saída igual a 0,7 e curvas em forma “D” fossem coberta.

Os componentes utilizados na bancada experimental são apresentados nos itens a seguir.

4.2.1 Ventilador

Para definir o ventilador que seria utilizado nos procedimentos experimentais, foi necessário definir a faixa de velocidades de escoamento requerida para o estudo dos casos de efeito do sistema escolhidos no item 3.4.2. Adicionalmente, foram estudadas as condições restritivas impostas pelo ambiente de laboratório.

Para definir a faixa de velocidades adequada ao procedimento experimental, foi delimitado em vermelho na Figura 15 a área do gráfico que corresponde à região de estudo das Tabelas 2 e 3, apresentadas no item 3.4.2. Verificou-se assim que eram necessárias velocidades entre 4 m/s e 30 m/s.

Figura 15 - Delimitação da região de ensaios a serem realizados de acordo com a AMCA (2011)

Uma vez determinada a faixa de velocidades necessária aos procedimentos experimentais, foram definidos os limites relacionados aos ensaios do laboratório, como a potência disponível nas instalações.

Assim, foi procurado dentre diferentes modelos de ventilador disponíveis no catálogo de fabricantes, um que atendesse a todos os seguintes quesitos:

- **Faixa de velocidades que atendesse aos procedimentos experimentais**

Foi necessário um ventilador que operasse entre 4m/s e 30 m/s.

- **Potência disponível em rede nas instalações**

A limitação imposta atualmente pelos dispositivos elétricos de proteção e comando do Laboratório de Instrumentação em Mecânica dos Fluidos da Escola Politécnica da Universidade de São Paulo é de 2500 W. O ventilador deveria então atender à faixa de velocidades determinada dentro dos limites de potência estabelecidos.

O ventilador selecionado para o projeto foi o VRE RLS 280 da OTAM.

Na Figura 16, está demarcada no gráfico em azul a faixa de vazão e pressão que o modelo de ventilador VRE RLS 280 fornece, de forma que possa se verificar que este modelo atende à região de estudo definida na Figura 15. Adicionalmente, são analisados na Figura 16 os valores de potência do modelo para verificar que este atende às restrições impostas pelo laboratório.

Na Figura 17 são demarcadas em azul as dimensões do ventilador.

Figura 16 - Curva característica de ventiladores VRE RLS 280 - Q, Arranjo 1 da Série Pequena da OTAM (extraído de catálogo do fabricante)

Figura 17 - Dados geométricos de ventiladores VRE RLS 280 - Q, Arranjo 1 da Série Pequena da OTAM (extraído de catálogo do fabricante)

Podemos ver os dados de interesse do VRE RLS - 280 na Tabela 6.

Tabela 6 - Características definidas para região de análise experimental

Ventilador	VRE RLS 280 da OTAM
Área de saída [m ²]	0,064014
Vazão [m ³ /s]	0 a 0,94
Velocidade média [m/s]	0 a 14,8
Diâmetro hidráulico [m]	0,2519

Com base nos valores apresentados na Tabela 6, temos que o modelo VRE RLS - 280 atende ao valor mínimo de 150 mm do tubo de Pitot, sendo um ventilador elegível para o estudo em questão, aproveitando o tubo de Pitot disponível no laboratório.

O ventilador VRE RLS 280 foi adquirido por meio de doação da OTAM.

Devido ao fato da relação área de sopro / área de saída do ventilador escolhido ser 0,75 e a relação procurada para análise comparativa ser 0,70, uma adaptação foi

necessária na saída de ar do ventilador. O cut-off do ventilador foi aumentado em 14,6 mm, através de um elemento trabalhado em poliestireno expandido conforme mostra a Figura 18.

Figura 18 – Elemento de ajuste da relação de área de sopro / área de saída

Com isso foi obtida a relação desejada, onde a forma de instalação do elemento pode ser visualizada na Figura 19.

Figura 19 – Elemento de ajuste instalado na saída de ar do ventilador

4.2.2 Dutos e acessórios

Os dutos foram projetados de forma que pudessem atender às montagens experimentais descritas na região de interesse para estudo das Tabelas 2 e 3. O desenho esquemático da montagem experimental do “caso base” descrito no item 4.1 pode ser visualizado na Figura 20. Nele, está disposta a combinação de diferentes comprimentos de duto descritos a seguir.

Figura 20 – Desenho esquemático da montagem experimental do “caso base”

Na Figura 20, o comprimento efetivo de duto logo após a saída de ar do ventilador variou entre 100% (“caso base”, descrito no item 4.1), 50%, 25%, 12% e 0% (casos que apresentam efeito do sistema). O comprimento de duto reto de seção constante após a curva teve como base a norma AMCA 210 (2007), e teve por finalidade estabilizar o fluxo de forma que a medição na seção indicada fosse possível de ser efetuada. Esse comprimento, que antecedia a descarga do ar ao ambiente, tinha suas dimensões fixas e era composto por uma combinação de 4 dutos com 100% de comprimento efetivo de duto, totalizando 10 diâmetros equivalentes.

As dimensões da seção dos dutos foram adequadas às dimensões da seção de saída do ventilador escolhido no item 4.2.1 (com 2 mm de folga para que fosse possível de se fazer a montagem), e seus comprimentos foram tais que todas as

combinações de comprimento de duto efetivo fossem possíveis de serem montadas. Assim, foram definidos os comprimentos da seguinte forma:

Área: $A = 229 \cdot 284 = 65000 \text{ mm}^2$

Diâmetro equivalente em área: $D_{eq} = \sqrt{\frac{4 \cdot 65000}{\pi}} = 288 \text{ mm}$

Tabela 7 – Definição dos comprimentos dos trechos de duto reto

Para a definição de comprimento efetivo de duto para velocidades de até 12,5 m/s	
Comprimento efetivo 100%	$2,5 \cdot 288 = 719 \text{ mm}$
Comprimento efetivo 50%:	$0,5 \cdot 719 = 360 \text{ mm}$
Comprimento efetivo 25%:	$0,25 \cdot 719 = 180 \text{ mm}$
Comprimento efetivo 12%:	$0,12 \cdot 719 = 90 \text{ mm}$
Para a definição de comprimento efetivo de duto para velocidades até 15 m/s	
Comprimento efetivo 100%	$3 \cdot 288 = 863 \text{ mm}$
Comprimento efetivo 50%:	$0,5 \cdot 863 = 432 \text{ mm}$
Comprimento efetivo 25%:	$0,25 \cdot 863 = 216 \text{ mm}$
Comprimento efetivo 12%:	$0,12 \cdot 863 = 108 \text{ mm}$

A quantidade necessária de elementos de duto de cada comprimento foi definida pelas montagens experimentais apresentadas na tabela 8. Foi através dessas montagens que foram estudados os casos de efeito do sistema definidos nas Tabelas 2 e 3.

Tabela 8 – Quantidade de trechos de duto utilizados na montagem das diferentes bancadas experimentais

Montagens experimentais	Quantidade total de trechos de duto utilizados em cada montagem (dutos anteriores e posteriores à curva)				
	Anterior à curva			Curva	Posterior à curva
	12% L_{ef}	25% L_{ef}	50% L_{ef}		100% L_{ef}
100% L_{ef} (caso base, sem efeito do sistema)	2	1	1	1	4
50% L_{ef} (com efeito do sistema)	0	0	1	1	4
25% L_{ef} (com efeito do sistema)	0	1	0	1	4
12% L_{ef} (com efeito do sistema)	1	0	0	1	4
0% L_{ef} (com efeito do sistema)	0	0	0	1	4

Seguindo as dimensões da seção dos dutos, foi projetado um prisma para fosse feito o controle da vazão no sistema de forma associada a um variador de velocidades. Este prisma, ou “pirâmide”, ao ser aproximado da área de descarga gerava resistência ao fluxo. O desenho “Desenho de Fabricação – Cone de controle de vazão” inserido no Apêndice A mostra o desenho de fabricação da peça. A fixação e controle da distância do mesmo até a seção de descarga foi feita através do uso de barras roscadas, conforme mostra a Figura 21.

Figura 21 – Prisma controlador de vazão instalado na descarga dos dutos

Os dutos necessários para a montagem da bancada experimental e o prisma de controle de vazão foram adquiridos por meio de doação por parte da Powermatic, e seus desenhos de fabricação podem ser visualizados no Apêndice A.

A fixação do tubo de pitot aos dutos se deu através do suporte descrito no desenho “Desenho de fabricação – Suporte do tubo de Pitot” inserido no Apêndice A, na forma de uma braçadeira metálica que em conjunto com dois blocos de acrílico permitiu que todas as posições de medição fossem executadas. O suporte pode ser visualizado na Figura 22.

Figura 22 – Suporte do Tubo de Pitot instalado na seção de medição dos dutos

4.2.3 Instrumentação

A instrumentação utilizada no procedimento experimental é descrita a seguir.

- Medidor de pressão

O medidor de pressão utilizado em conjunto com o Tubo de Pitot permite a medição dos valores de pressão estática e dinâmica atuantes na seção de medição. O equipamento é apresentado na Figura 23.

Tabela 9 – Dados do medidor de pressão

Modelo	TESTO 510
Faixa de medição	0 a 100 hPa
Exatidão	2% x valor medido
Resolução	0,01 hPa
Número de série	-

Figura 23 – Medidor de pressão TESTO 510

- Termohigrômetro

O termohigrômetro utilizado permite a medição dos valores de temperatura e umidade relativa do ar. O equipamento é apresentado na Figura 24.

Tabela 10 – Dados do termohigrômetro

Modelo	INSTRUTHERM HTR-151	
	Temperatura	Umidade relativa
Faixa de medição	-20 a 60°C	10% a 95%
Exatidão	0,8 °C	3%
Resolução	0,1 °C	0,1%
Número de série	744606

Figura 24 – Termohigrômetro INSTRUTHERM HTR-151

- Multímetro

O multímetro utilizado permite a medição dos valores de intensidade de corrente elétrica fornecidos ao motor do ventilador, de forma que o valor não ultrapasse o permitido no variador de velocidades. O equipamento é apresentado na Figura 25.

Tabela 11 – Dados do multímetro

Modelo	Politerm 266FT CLAMP METER
Faixa de medição	0 a 20 A
Exatidão	2%
Resolução	0,01 A
Número de série	237040

Figura 25 – Multímetro Politem 266FT CLAMP METER

- Tacômetro

O tacômetro utilizado permite a medição dos valores de rotação no eixo do ventilador. Esta medida é feita porque há uma relação de transmissão que modifica a velocidade angular nos eixos do motor elétrico e do ventilador. O equipamento é apresentado na Figura 26.

Tabela 12 – Dados do tacômetro

Modelo	MIMIPA MDT-2238A
Faixa de medição	0 a 99999 rpm
Exatidão	10 rpm
Resolução	1 rpm
Número de série	042577

Figura 26 – Tacômetro MIMIPA MDT-2238A

Tomou-se o cuidado de utilizar as mesmas unidades de sensor em todas as tomadas de dado experimental, de forma que fosse evitado possíveis variações entre cada conjunto de dados obtido.

- Tubo de Pitot estático

O tubo de Pitot estático utilizado do Laboratório de Instrumentação em Mecânica dos Fluidos da Escola Politécnica da Universidade de São Paulo tem um diâmetro de 5 mm. O diâmetro hidráulico da seção de saída do ventilador e dos dutos deve ter no mínimo 30 vezes o valor do diâmetro do tubo de Pitot (totalizando um mínimo de 150 mm de diâmetro hidráulico). Este fato é atendido pelos equipamentos utilizados neste trabalho. Adicionalmente, para a utilização do tubo de Pitot em questão, os valores de velocidades de escoamento medidos devem ser superiores a 2 m/s. A faixa de velocidades de interesse para estudo está compreendida entre 4 e 30 m/s, sendo assim também atendido este critério restritivo.

4.3 Procedimento experimental

Conforme descrito no item 4.1, foi necessário definir inicialmente o polinômio referente à curva $Q \times p_t$ do “caso base”. Para isso foi fixada a rotação do ventilador no variador de velocidades, e foram feitas variações no posicionamento do prisma de

controle de vazão, de forma a definir 5 condições diferentes de pressão total e vazão. Assim, foram definidas ao todo 5 tomadas de dados da bancada experimental.

Em seguida, foram repetidas as configurações no variador de velocidades e no prisma de controle, de forma que fossem obtidos os polinômios $Q \times p_t$ para cada um dos casos de efeito do sistema estudados: com 50%, 25%, 12% e 0% de comprimento efetivo de duto. Para isso foram definidas 20 tomadas de dados adicionais da bancada experimental (5 diferentes montagens do prisma de controle de vazão para cada uma das 4 montagens de comprimento de duto efetivo com efeito do sistema).

As montagens, com suas respectivas peças utilizadas e configurações de controle de vazão aplicadas, estão resumidas na Tabela 13. As peças utilizadas estão descritas em desenhos de fabricação no Apêndice A e as configurações de montagem estão descritas em desenhos de montagem no Apêndice B.

Tabela 13 – Descrição e siglas das combinações de montagem executadas no procedimento experimental

Desenho Esquemático	Qtd. de trechos de duto reto utilizadas				Distância entre o cone de controle de vazão e a saída de ar dos dutos				
	12%	25%	50%	100% (após curva)	30 mm	45 mm	60 mm	80 mm	100 mm
Apêndice B – 01 (100% L_{ef} total)	2	1	1	4	D100-030	D100-045	D100-060	D100-080	D100-100
Apêndice B – 02 (50% L_{ef} total)	0	0	1	4	D050-030	D050-045	D050-060	D050-080	D050-100
Apêndice B – 03 (25% L_{ef} total)	0	1	0	4	D025-030	D025-045	D025-060	D025-080	D025-100
Apêndice B – 04 (12% L_{ef} total)	1	0	0	4	D012-030	D012-045	D012-060	D012-080	D012-100
Apêndice B – 05 (0% L_{ef} total)	0	0	0	4	D000-030	D000-045	D000-060	D000-080	D000-100

Foram feitas ao todo 25 tomadas de dados para a definição das curvas $Q \times p_t$, de forma que o procedimento descrito no item 4.1 pudesse ser realizado. O código descrito para cada montagem na Tabela 13 ficou definido da forma XYYY-ZZZ, onde:

X Forma de montagem da curva de acordo com a Figura 10

YYY Comprimento efetivo de duto existente anterior à curva (em %)

ZZZ Distância entre o cone de controle de vazão e a saída de ar dos dutos

Para a medição das pressões atuantes na seção de medição definida na Figura 20 foi utilizado o tubo de Pitot disponível no Laboratório de Instrumentação em Mecânica dos Fluidos da Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, com o auxílio do suporte apresentado no item 4.2.2 O Tubo de Pitot foi introduzido na seção de medição em diferentes posições definidas conforme um critério de repartição de áreas estudado. Delmée (1983) sugere diferentes métodos de setorização da seção transversal do escoamento para que sejam feitas as tomadas de pressão, conforme a Tabela 14

Tabela 14 – Métodos de setorização da seção de medição segundo Delmée (1983)

N	Método de Divisão											
	Centróides de Áreas Iguais			Cotas de Newton			Chebyshev			Gauss		
	x	r	w	x	r	w	x	r	w	x	r	w
2	0.250	0.500	0.500	0.000	0.000	0.500	0.211	0.460	0.500	0.211	0.460	0.500
	0.750	0.866		1.000	1.000		0.789	0.888		0.789	0.888	
3	0.167	0.408	0.333	0.000	0.000	0.167	0.146	0.383	0.333	0.113	0.336	0.278
	0.500	0.707		0.500	0.707	0.667	0.500	0.707		0.500	0.707	0.444
	0.833	0.913		1.000	1.000	0.167	0.854	0.924		0.887	0.942	0.278
4	0.125	0.354	0.250	0.000	0.000	0.125	0.103	0.320	0.250	0.069	0.264	0.174
	0.375	0.612		0.333	0.577	0.375	0.407	0.638		0.330	0.575	0.326
	0.625	0.791		0.667	0.817	0.375	0.593	0.770		0.670	0.819	0.326
	0.875	0.935		1.000	1.000	0.125	0.897	0.947		0.931	0.965	0.174
5	0.100	0.316	0.200	0.000	0.000	0.078	0.084	0.289	0.200	0.047	0.217	0.119
	0.300	0.548		0.250	0.500	0.356	0.313	0.559		0.231	0.480	0.239
	0.500	0.707		0.500	0.707	0.133	0.500	0.707		0.500	0.707	0.284
	0.700	0.837		0.750	0.866	0.356	0.687	0.829		0.769	0.877	0.239
	0.900	0.949		1.000	1.000	0.078	0.916	0.957		0.953	0.976	0.119

Onde:

- N Número de pontos de medição em cada direção tomada
- x Coordenada de medição para uma seção retangular, partindo da parede do duto
- r Coordenada de medição para uma seção circular, partindo do centro da circunferência
- w Peso associado à respectiva coordenada de medição

As variáveis “x” e “r” são segmentos adimensionalizados, variando entre 0 e 1. Os pesos “w” são associados a cada posição, com base na área representada por cada ponto (DELMÉE, 1983; ABRAMOWITZ e STEGUN, 1970; CHANDRASEKHAR, 1960).

Dos métodos citados na Tabela 14, o utilizado foi o método de centroides de áreas iguais, por ser o de aplicação mais simples. Foi feito um estudo comparativo entre os métodos de centróides de áreas iguais e método de Gauss, sendo o último sugerido por Nicolau e Güths (2001), chegando-se à conclusão de que ambos tendem ao mesmo valor com a variável N igual a 5. Um estudo complementar foi feito para verificar o impacto da redução do número de pontos para os mesmos métodos. Notou-se que com a redução de pontos, surgiram diferenças de até 10%, justificando o uso maior de pontos conforme mostra a Tabela 14.

A tomada de pressão estática foi feita na seção de medição ilustrada na Figura 20, através do uso do Tubo de Pitot. Por ser uma variável constante ao longo da seção transversal do escoamento, fez-se necessário somente um ponto de medição para a caracterização da grandeza.

5 MEDIÇÕES EXPERIMENTAIS E CÁLCULOS DOS RESULTADOS

5.1 Levantamento de curva característica do ventilador

Para validação do procedimento de medição definido no item 4.3, foi feita a montagem descrita na norma AMCA 210 (2007), de forma a definir as curvas características do ventilador VRE RLS 280 da OTAM utilizado neste projeto. Foi escolhido o valor de rotação de 2000 rpm e foram obtidos 4 pontos de $Q \times p_t$, variando-se a configuração do prisma de controle de vazão.

Os valores obtidos são apresentados na Tabela 15.

Tabela 15 – Levantamento de dados para curva característica com rotação de 2000 rpm no ventilador

Frequência no variador de velocidades	40	Hz			
Rotação no ventilador	2000	rpm			
Dist. cone - saída [mm]	110	95	80	50	30
Velocidade média [m/s]	9,88	9,41	8,40	7,39	5,68
Vazão [m ³ /h]	2312	2203	1967	1729	1329
Pressão total [mmca]	11,73	14,73	25,06	34,37	42,95
Pressão total acrescida das perdas distribuídas [mmca]	12,83	15,74	25,89	35,02	43,35
Pressão total corrigida (1,205 kg/m ³) [mmca]	13,99	17,16	28,22	38,18	47,26
Incerteza na velocidade [m/s]	0,5	0,5	0,3	0,2	0,1
Incerteza na pressão total [mmca]	0,02	0,02	0,04	0,06	0,08

Os dados do ambiente para a determinação psicrométrica são listados na Tabela 16.

Tabela 16 – Valores medidos e calculados para determinação psicrométrica

Determinação psicrométrica	
Temperatura ambiente [C]	26,1
Umidade relativa [%]	81,1
Altitude [m]	700
Constante universal para o ar seco [kJ/kg.K]	0,2870
Pressão de vapor d'água saturado [kPa]	3,38
Umidade específica [-]	0,02
Volume específico [m ³ /kg]	0,92
Massa específica [kg/m ³]	1,09

Os pontos levantados no procedimento experimental podem ser visualizados no gráfico apresentado na Figura 27.

Figura 27 – Curva característica $Q \times p_t$ do ventilador (velocidade de rotação de 2000 rpm) obtidas através de procedimento experimental

Para que seja possível a comparação dos resultados obtidos experimentalmente com aqueles apresentados no catálogo do fabricante, foram colocados os pontos definidos pela rotação de 2000 rpm no gráfico apresentado na Figura 28.

Figura 28 – Comparo de curva Q x p_t experimental e de catlogo de fabricante

Os valores de vazo se encontram dentro da faixa de tolerncia para ensaios de curvas caractersticas definidos pela AMCA 211 (2011). No possvel fazer a comparao com o valor de velocidade de 9,9 m/s, pois a curva apresentada no catlogo do fabricante no contempla essa regio.

5.2 Medies e determinao da curva base

A montagem da bancada experimental para a definio da “curva base” (sem efeito do sistema) foi realizado de acordo com a proposta do item 4.3. A Figura 29 mostra o comprimento de duto reto de seo constante aps a sada do ventilador com 100% de comprimento efetivo.

Figura 29 – Bancada experimental com 100% de comprimento efetivo, para a definição da “curva base”

As medições experimentais para definir a “curva base”, proposta no item 4.1, são apresentados na Tabela 17.

Tabela 17 – Valores medidos para o caso com 100% de comprimento efetivo de duto aplicado
100% Comprimento Efetivo

Código de montagem	D100-100	D100-080	D100-060	D100-045	D100-030
Dist. cone - saída [mm]	100	80	60	45	30
Velocidade média [m/s]	11,7	11,0	9,5	7,5	5,8
Pressão total medida [Pa]	331	320	494	635	762
Incerteza na velocidade [m/s]	0,09	0,07	0,05	0,02	0,01
Incerteza na pressão total [Pa]	5	5	5	11	14

Na Figura 30 é possível visualizar o polinômio de segundo grau definido a partir dos pontos obtidos no processo experimental. Os termos A_1 , B_1 e C_1 são indicados no canto superior direito, e logo abaixo é dado o índice de correlação obtido na aproximação.

Figura 30 – Gráfico $v_{ar} \times p_t$ para o caso com 100% de comprimento efetivo (“curva base”)

Os valores de pressão total foram calculados para valores selecionados de velocidade média do ar (6, 8, 9, 10 e 12 m/s), fazendo-se uso do polinômio obtido. A diferença entre a pressão total calculada no caso base e a pressão total calculada nos casos que apresentam o efeito do sistema é definida para estes valores de velocidade média do ar (apresentados na Tabela 18).

Tabela 18 – Valores de pressão calculados a partir do polinômio de segundo grau definido

	R2	A ₁	B ₁	C ₁
Regressão polinomial (2ª ordem)	0,98	1213,9	-76,96	-0,06
onde: p _t = A _i + B _i ·V _{ar} + C _i ·V _{ar} ²				
Velocidade média [m/s]	6	8	9	10
Pressão total [Pa]	750	594	516	438

Os dados do ar ambiente para a determinação das propriedades psicrométricas do ar são listados na Tabela 19.

Tabela 19 – Valores medidos e calculados para determinação das propriedades psicrométricas do ar (caso base)

Determinação psicrométrica	
Temperatura ambiente [C]	23,9
Umidade relativa [%]	68
Altitude [m]	700
Constante universal para o ar seco [kJ/kg.K]	0,2870
Pressão de vapor d'água saturado [kPa]	2,97
Umidade específica [-]	0,02
Volume específico [m³/kg]	0,91
Massa específica [kg/m³]	1,09

5.3 Resultados da montagem com 50% de comprimento efetivo

A montagem da bancada experimental para a definição do efeito do sistema com 50% de comprimento efetivo de duto presente após a saída do ventilador foi realizado de acordo com a proposta do item 4.3. A Figura 31 mostra o comprimento de duto reto de seção constante após a saída do ventilador com 50% de comprimento efetivo.

Figura 31 – Bancada experimental com 50% de comprimento efetivo

As medições experimentais para definir a curva $v_{ar} \times p_t$ para o caso com 50% de comprimento efetivo aplicado, proposto no item 4.1, são apresentados na Tabela 20.

Tabela 20 – Valores medidos para o caso com 50% de comprimento efetivo de duto
50% Comprimento Efetivo de duto

Código de montagem	D050-100	D050-080	D050-060	D050-045	D050-030
Dist. cone - saída [mm]	100	80	60	45	30
Velocidade média [m/s]	12,0	11,2	9,2	7,9	4,2
Pressão total medida + perda de pressão [Pa]	213	236	411	598	877
Incerteza na velocidade [m/s]	0,09	0,08	0,04	0,03	0,01
Incerteza na pressão total [Pa]	3	3	3	10	16
DeltaP (diferença entre perdas distribuídas) [Pa]	2,2	1,9	1,3	1,0	0,3

Na Figura 32 é possível visualizar o polinômio de segundo grau definido a partir dos pontos obtidos no processo experimental. Os termos A_i , B_i e C_i são indicados no canto superior direito, e logo abaixo é dado o índice de correlação obtido na aproximação.

Figura 32 – Gráfico var x pt para o caso com 50% de comprimento efetivo

Os valores de pressão total foram calculados para valores selecionados de velocidade média do ar (6, 8, 9, 10 e 12 m/s), fazendo-se uso do polinômio obtido. A diferença entre a pressão total calculada no caso base e a pressão total calculada nos casos que apresentam o efeito do sistema é definida para estes valores de velocidade média do ar (apresentados na Tabela 21).

Tabela 21 – Valores de pressão calculados a partir do polinômio de segundo grau definido

	R2	A ₁	B ₁	C ₁
Regressão polinomial (2ª ordem)	0,99	1213,7	-75,82	-0,82

onde: $p_t = A_i + B_i \cdot V_{ar} + C_i \cdot V_{ar}^2$

Velocidade média [m/s]	6	8	9	10	12
Pressão total + delta de pressão [Pa]	729	555	465	373	186
Diferença para a curva base [Pa]	21	40	51	65	96

Os dados do ar ambiente para a determinação das propriedades psicrométricas do ar são listados na Tabela 22.

Tabela 22 – Valores medidos e calculados para determinação das propriedades psicrométricas do ar (50% comprimento efetivo)

Determinação psicrométrica	
Temperatura ambiente [C]	23,8
Umidade relativa [%]	65,3
Altitude [m]	700
Constante universal para o ar seco [kJ/kg.K]	0,2870
Pressão de vapor d'água saturado [kPa]	2,95
Umidade específica [-]	0,02
Volume específico [m ³ /kg]	0,91
Massa específica [kg/m ³]	1,09

5.4 Resultados da montagem com 25% de comprimento efetivo

A montagem da bancada experimental para a definição do efeito do sistema com 25% de comprimento efetivo de duto presente após a saída do ventilador foi realizado de acordo com a proposta do item 4.3. A Figura 33 mostra o comprimento de duto reto de seção constante após a saída do ventilador com 25% de comprimento efetivo.

Figura 33 – Bancada experimental com 25% de comprimento efetivo

As medições experimentais para definir a curva $v_{ar} \times p_t$ para o caso com 25% de comprimento efetivo aplicado, proposto no item 4.1, são apresentados na Tabela 23.

Tabela 23 – Valores medidos para o caso com 25% de comprimento efetivo de duto aplicado
25% Comprimento Efetivo de duto

Código de montagem	D025-100	D025-080	D025-060	D025-045	D025-030
Dist. cone - saída [mm]	100	80	60	45	30
Velocidade média [m/s]	12,0	10,6	9,4	7,8	6,0
Pressão total medida + perda de pressão [Pa]	218	260	408	628	687
Incerteza na velocidade [m/s]	0,10	0,07	0,05	0,03	0,01
Incerteza na pressão total [Pa]	3	4	4	11	12
DeltaP (diferença entre perdas distribuídas) [Pa]	2,8	2,2	1,7	1,2	0,7

Na Figura 34 é possível visualizar o polinômio de segundo grau definido a partir dos pontos obtidos no processo experimental. Os termos A_i , B_i e C_i são indicados no canto superior direito, e logo abaixo é dado o índice de correlação obtido na aproximação.

Figura 34 – Gráfico $v_{ar} \times p_t$ para o caso com 25% de comprimento efetivo

Os valores de pressão total foram calculados para valores selecionados de velocidade média do ar (6, 8, 9, 10 e 12 m/s), fazendo-se uso do polinômio obtido. A diferença entre a pressão total calculada no caso base e a pressão total calculada nos casos que apresentam o efeito do sistema é definida para estes valores de velocidade média do ar (apresentados na Tabela 24).

Tabela 24 – Valores de pressão calculados a partir do polinômio de segundo grau definido

	R2	A ₁	B ₁	C ₁
Regressão polinomial (2ª ordem)	0,95	1154,4	-67,35	-1,11

onde: $p_t = A_1 + B_1 \cdot V_{ar} + C_1 \cdot V_{ar}^2$

Velocidade média [m/s]	6	8	9	10	12
Pressão total + delta de pressão [Pa]	710	545	458	370	187
Diferença para a curva base [Pa]	39	50	58	68	95

Os dados do ar ambiente para a determinação das propriedades psicrométricas do ar são listados na Tabela 25.

Tabela 25 – Valores medidos e calculados para determinação das propriedades psicrométricas do ar (25% comprimento efetivo)

Determinação psicrométrica	
Temperatura ambiente [C]	23,6
Umidade relativa [%]	68,5
Altitude [m]	700
Constante universal para o ar seco [kJ/kg.K]	0,2870
Pressão de vapor d'água saturado [kPa]	2,91
Umidade específica [-]	0,02
Volume específico [m ³ /kg]	0,91
Massa específica [kg/m ³]	1,09

5.5 Resultados da montagem com 12% de comprimento efetivo

A montagem da bancada experimental para a definição do efeito do sistema com 12% de comprimento efetivo de duto presente após a saída do ventilador foi realizado de acordo com a proposta do item 4.3. A Figura 35 mostra o comprimento de duto reto de seção constante após a saída do ventilador com 12% de comprimento efetivo.

Figura 35 – Bancada experimental com 12% de comprimento efetivo

As medições experimentais para definir a curva $v_{ar} \times p_t$ para o caso com 12% de comprimento efetivo aplicado, proposto no item 4.1, são apresentados na Tabela 26.

Tabela 26 – Valores medidos para o caso com 12% de comprimento efetivo de duto aplicado
12% Comprimento Efetivo de duto

Código de montagem	D012-100	D012-080	D012-060	D012-045	D012-030
Dist. cone - saída [mm]	100	80	60	45	30
Velocidade média [m/s]	12,3	11,3	9,8	8,1	5,0
Pressão total medida + perda de pressão [Pa]	203	221	313	588	815
Incerteza na velocidade [m/s]	0,10	0,08	0,05	0,03	0,01
Incerteza na pressão total [Pa]	3	3	3	10	15
DeltaP (diferença entre perdas distribuídas) [Pa]	3,4	2,9	2,2	1,5	0,6

Na Figura 36 é possível visualizar o polinômio de segundo grau definido a partir dos pontos obtidos no processo experimental. Os termos A_i , B_i e C_i são indicados no canto superior direito, e logo abaixo é dado o índice de correlação obtido na aproximação.

Figura 36 – Gráfico $v_{ar} \times p_t$ para o caso com 12% de comprimento efetivo

Os valores de pressão total foram calculados para valores selecionados de velocidade média do ar (6, 8, 9, 10 e 12 m/s), fazendo-se uso do polinômio obtido. A diferença entre a pressão total calculada no caso base e a pressão total calculada

nos casos que apresentam o efeito do sistema é definida para estes valores de velocidade média do ar (apresentados na Tabela 27).

Tabela 27 – Valores de pressão calculados a partir do polinômio de segundo grau definido

	R2	A ₁	B ₁	C ₁	
Regressão polinomial (2ª ordem)	0,97	1404	-124,32	1,95	
onde: $p_t = A_1 + B_1 \cdot V_{ar} + C_1 \cdot V_{ar}^2$					
Velocidade média [m/s]	6	8	9	10	12
Pressão total + delta de pressão [Pa]	728	535	443	356	194
Diferença para a curva base [Pa]	21	60	73	82	88

Os dados do ar ambiente para a determinação das propriedades psicrométricas do ar são listados na Tabela 28.

Tabela 28 – Valores medidos e calculados para determinação das propriedades psicrométricas do ar (12% comprimento efetivo)

Determinação psicrométrica	
Temperatura ambiente [C]	23,3
Umidade relativa [%]	71,7
Altitude [m]	700
Constante universal para o ar seco [kJ/kg.K]	0,2870
Pressão de vapor d'água saturado [kPa]	2,86
Umidade específica [-]	0,02
Volume específico [m ³ /kg]	0,91
Massa específica [kg/m ³]	1,10

5.6 Resultados da montagem com 0% de comprimento efetivo

A montagem da bancada experimental para a definição do efeito do sistema com 0% de comprimento efetivo de duto presente após a saída do ventilador foi realizado de acordo com a proposta do item 4.3. A Figura 37 mostra o comprimento de duto reto de seção constante após a saída do ventilador com 0% de comprimento efetivo.

Figura 37 – Bancada experimental com 0% de comprimento efetivo

As medições experimentais para definir a curva $v_{ar} \times p_t$ para o caso com 0% de comprimento efetivo aplicado, proposto no item 4.1, são apresentados na Tabela 29.

Tabela 29 – Valores medidos para o caso com 0% de comprimento efetivo de duto aplicado
00% Comprimento Efetivo de duto

Código de montagem	D000-100	D000-080	D000-060	D000-045	D000-030
Dist. cone - saída [mm]	100	80	60	45	30
Velocidade média [m/s]	12,3	11,2	9,6	7,9	5,0
Pressão total medida + perda de pressão [Pa]	191	230	313	603	774
Incerteza na velocidade [m/s]	0,10	0,08	0,05	0,03	0,01
Incerteza na pressão total [Pa]	2	3	3	10	14
DeltaP (diferença entre perdas distribuídas) [Pa]	3,9	3,3	2,4	1,7	0,7

Na Figura 38 é possível visualizar o polinômio de segundo grau definido a partir dos pontos obtidos no processo experimental. Os termos A_i , B_i e C_i são indicados no canto superior direito, e logo abaixo é dado o índice de correlação obtido na aproximação.

Figura 38 – Gráfico $v_{ar} \times p_t$ para o caso com 0% de comprimento efetivo

Os valores de pressão total foram calculados para valores selecionados de velocidade média do ar (6, 8, 9, 10 e 12 m/s), fazendo-se uso do polinômio obtido. A diferença entre a pressão total calculada no caso base e a pressão total calculada nos casos que apresentam o efeito do sistema é definida para estes valores de velocidade média do ar (apresentados na Tabela 30).

Tabela 30 – Valores de pressão calculados a partir do polinômio de segundo grau definido

	R ²	A ₁	B ₁	C ₁
Regressão polinomial (2ª ordem)	0,95	1304,5	-108,54	1,27

onde: $p_t = A_1 + B_1 \cdot v_{ar} + C_1 \cdot v_{ar}^2$

Velocidade média [m/s]	6	8	9	10	12
Pressão total + delta de pressão [Pa]	699	517	430	346	184
Diferença para a curva base [Pa]	51	77	86	92	97

Os dados do ar ambiente para a determinação das propriedades psicrométricas do ar são listados na Tabela 31.

Tabela 31 – Valores medidos e calculados para determinação das propriedades psicrométricas do ar (0% comprimento efetivo)

Determinação psicrométrica	
Temperatura ambiente [C]	23,8
Umidade relativa [%]	65,3
Altitude [m]	700
Constante universal para o ar seco [kJ/kg.K]	0,2870
Pressão de vapor d'água saturado [kPa]	2,95
Umidade específica [-]	0,02
Volume específico [m ³ /kg]	0,91
Massa específica [kg/m ³]	1,09

6 ANÁLISE DOS RESULTADOS EXPERIMENTAIS

Após obtidos os valores de velocidade de escoamento do ar e pressão total para cada uma das montagens descritas no item 4.3, foi possível analisar os dados e aplicar a metodologia descrita no item 4.1 para o cálculo dos fatores do efeito do sistema.

A AMCA (2011) fornece coeficientes de perda de pressão dinâmica que permitem o cálculo das curvas de índices para determinar o fator do efeito do sistema fazendo uso de (15).

$$FES = c_{din} \cdot \left(\frac{V}{1.414} \right)^2 \cdot \rho \quad (15)$$

Onde:

FES Fator do efeito do sistema [Pa]

c_{din} Coeficiente de perda de pressão dinâmica [-]

V Velocidade de escoamento do ar [m/s]

ρ Massa específica do ar [kg/m³]

Tabela 32 – Fatores de efeito do sistema definidos pelas curvas de índice “O” a “V” para massa específica do ar de 1,2 kg/m³ (AMCA, 2011)

Massa específica 1,20 kg/m ³										
C_{dyn}	4	5	6	8	9	10	12	13	14	[m/s]
O	2,50	21,9	34,2	49,2	87,5	110,8	136,8	197,0	231,2	268,1 [Pa]
P	1,90	16,6	26,0	37,4	66,5	84,2	104,0	149,7	175,7	203,8 [Pa]
Q	1,50	13,1	20,5	29,5	52,5	66,5	82,1	118,2	138,7	160,9 [Pa]
R	1,20	10,5	16,4	23,6	42,0	53,2	65,7	94,6	111,0	128,7 [Pa]
S	0,75	6,6	10,3	14,8	26,3	33,2	41,0	59,1	69,4	80,4 [Pa]
T	0,50	4,4	6,8	9,8	17,5	22,2	27,4	39,4	46,2	53,6 [Pa]
U	0,40	3,5	5,5	7,9	14,0	17,7	21,9	31,5	37,0	42,9 [Pa]
V	0,25	2,2	3,4	4,9	8,8	11,1	13,7	19,7	23,1	26,8 [Pa]

Com base nos dados da Tabela 32, podemos traçar as curvas propostas pela AMCA (2011) e comparar os resultados obtidos experimentalmente de fator do efeito do sistema com as curvas de índices “O” a “V”, no gráfico da Figura 39.

Figura 39 – Comparação dos fatores de efeito do sistema obtidos experimentalmente com bibliografia

Focando individualmente nos pontos experimentais na Figura 39, podemos identificar com qual índice das curvas da bibliografia cada ponto está associado (AMCA, 2011 e SMACNA, 2006). Assim, é possível comparar o quanto os resultados experimentais atendem ou diferem dos dados existentes na literatura, conforme está apresentado na Tabela 33, onde C.E. significa “Comprimento Efetivo”.

Tabela 33 – Comparação dos índices sugeridos pela bibliografia e respectivos resultados experimentais obtidos

		Area de sopro / Area de saída	Posição do cotovelo de saída	0% C.E.	12% C.E.	25% C.E.	50% C.E.	100% C.E.
AMCA (2011)		0,7	D	P	Q	R-S	T	sem efeito sistema
SMACNA 2006				R-S	R-S	S-T	U-V	
Resultados experimentais	6 m/s			O	R-S	P	R-S	
	8 m/s			O-P	P-Q	Q-R	R	
	9 m/s			P	P-Q	Q-R	R	
	10 m/s			P-Q	Q	R	R	
	12 m/s			R	R	R	R	

Os valores de fator do efeito do sistema obtidos experimentalmente são analisados por montagem nos itens 6.1 a 6.4, sendo comparados aos valores apresentados nas bibliografias AMCA (2011) e SMACNA (2006).

6.1 Resultados da montagem com 0% de comprimento efetivo

Na faixa de velocidades mais baixas, os fatores do efeito do sistema obtidos experimentalmente a partir da montagem com 0% de comprimento efetivo se aproximaram mais dos valores apresentados pela AMCA (2011). Para valores de velocidade entre 6 m/s e 10 m/s, as diferenças entre os valores obtidos e os calculados a partir da bibliografia variam de 0%, onde o índice das curvas coincide, a 24%, onde o índice das curvas difere entre O e P.

Para a velocidade de 12 m/s, o fator do efeito do sistema obtido experimentalmente se aproxima mais daquele apresentado pela SMACNA (2006). A diferença entre o valor obtido a 12 m/s e o calculado a partir da bibliografia varia de 0%, onde o índice das curvas coincide, a 38%, onde o índice das curvas difere entre R e S.

6.2 Resultados da montagem com 12% de comprimento efetivo

Para a faixa de velocidades compreendida entre 8 m/s e 10 m/s, os fatores de efeito do sistema obtidos experimentalmente se aproximam mais daqueles apresentados pela AMCA (2011). As diferenças entre os resultados obtidos experimentalmente e os da bibliografia variam de 0%, onde o índice das curvas coincide, a 21%, onde o índice das curvas difere entre P e Q.

Para os valores extremos da faixa de velocidades estudada (6 m/s e 12 m/s), os fatores de efeito do sistema obtidos experimentalmente se aproximam mais daqueles apresentados pela SMACNA (2006). As diferenças entre os resultados obtidos

experimentalmente e os da bibliografia variam de 0%, onde o índice das curvas coincide, a 38%, onde o índice das curvas difere entre R e S.

6.3 Resultados da montagem com 25% de comprimento efetivo

Os fatores de efeito do sistema obtidos experimentalmente a partir da montagem com 25% de comprimento efetivo se aproximam mais daqueles apresentados pela AMCA (2011). Para velocidades maiores, os índices das curvas de fator do efeito do sistema avançam (diminuindo o fator de efeito do sistema para uma dada velocidade), mas ainda permanecem mais próximos aos valores da AMCA (2011) do que aos da SMACNA (2006). As diferenças entre os resultados obtidos experimentalmente e os da bibliografia variam de 0%, onde o índice das curvas coincide, a 50%, onde o índice das curvas difere entre Q e S.

6.4 Resultados da montagem com 50% de comprimento efetivo

Os fatores do efeito do sistema obtidos experimentalmente a partir da montagem com 50% de comprimento efetivo apresentam uma aderência muito grande à reta de índice R. Essa aderência é encontrada em toda a faixa de velocidades estudada. A AMCA (2011) é a bibliografia que apresenta os fatores de efeito do sistema mais próximos aos encontrados experimentalmente para esta montagem. Quando os resultados experimentais e os da bibliografia são comparados, são encontradas diferenças que variam de 0%, onde o índice das curvas coincide, a 58%, onde o índice das curvas difere entre R e T.

7 CONCLUSÃO

Neste projeto foi estudado um caso particular de efeito do sistema. O caso analisado é aquele definido pela presença de uma curva próxima à saída de um ventilador, sem que exista um comprimento de duto reto de seção constante suficiente para que o escoamento se desenvolva completamente antes de mudar de direção. Nestes casos, onde a instalação se encontra em configurações diferentes daquelas encontradas nos ensaios em laboratório para levantamento das curvas características do ventilador, os valores de pressão e vazão esperados não são atingidos. A diferença entre os valores esperados e os encontrados na prática é caracterizada como fator do efeito do sistema.

Foram procurados na literatura os valores definidos para o caso aqui estudado, e notou-se que existe uma diferença entre os valores apresentados nos manuais *Fans and Systems* (AMCA, 1973, 1977, 1985, 1990, 2002, 2007, 2011) e *Duct Design* (SMACNA, 1977, 1981, 1990, 2006). Foram definidos os casos de montagem onde a diferença mencionada acima era maior, e, escolheu-se a partir daí, equipamentos e métodos de procedimento experimental de forma que os valores de fator do efeito do sistema respectivos pudessem ser reproduzidos experimentalmente. Na escolha dos equipamentos foi necessário considerar as restrições impostas pelo Laboratório de Instrumentação em Mecânica dos Fluidos, da Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, como a potência disponível em rede nas instalações.

O método experimental adotado, baseado nos procedimentos descritos na literatura (CLARKE et al, 1978; YOUNG e DARVENNES, 2009b), consiste em definir um caso base onde o efeito do sistema não ocorre. São então obtidos os valores de pressão e vazão para os casos onde o efeito do sistema ocorre, e as diferenças entre os casos respectivos e o caso base caracterizam então o fator do efeito do sistema atuante. Para que as diferenças possam ser calculadas, faz-se necessária a regressão polinomial dos dados obtidos experimentalmente.

Para este projeto foram escolhidas 4 montagens, além do caso base, para serem estudadas (com 50%, 25%, 12% e 0% de comprimento efetivo de duto, com curva em “D” e razão entre a área de saída e a área de sopro igual a 0,7).

Cada montagem teve 5 pontos definidos de $V_{ar} \times p_t$, e a repartição da seção de medição para as tomadas individuais de pressão dinâmica foi definida de acordo com o método de centróides de áreas iguais, com 25 sub-áreas. Assim, foram feitas ao todo 625 tomadas individuais de pressão dinâmica, fazendo-se uso de um tubo de Pitot. Adicionalmente, para validar o método de medição utilizado, foi definida experimentalmente a curva característica $Q \times p_t$ do ventilador, com 5 pontos definidos para rotação de 2000 rpm no ventilador, somando mais 125 tomadas individuais de pressão dinâmica.

Os valores experimentais de fator do efeito do sistema obtidos, apresentados na Figura 39, foram analisados e comparados a aqueles apresentados na bibliografia (vide Tabela 33). Os resultados foram, na maioria dos casos, mais próximos aos valores calculados a partir da norma AMCA (2011). Os valores experimentais se aproximaram mais aos valores calculados a partir da norma SMACNA (2006) para um número reduzido de combinações de montagem e valores de velocidade. Esse fato indica que os resultados obtidos neste trabalho confirmam a tendência ao aumento nos valores de efeito do sistema que a AMCA demonstrou em sua revisão de 1990, do manual 201 *"Fans and Systems"* (1990). A SMACNA, ao manter seus valores de fator do efeito do sistema em seu manual *"HVAC Systems – Duct Design"* (1990, 2006) idênticos a aqueles anteriores à revisão de 1990 da AMCA, faz com que a determinação do efeito do sistema possa ser subestimada.

Os valores de efeito do sistema obtidos experimentalmente apresentaram uma dispersão relativamente maior do que aquela que a AMCA (1973, 1977, 1985, 1990, 2002, 2011) e a SMACNA (1977, 1981, 1990, 2006) propõem ao definir a faixa entre duas curvas índice (R-S, por exemplo). Na Tabela 33, podemos verificar que algumas das montagens indicam faixas mais abrangentes, como O-R (montagem com 0% de comprimento efetivo) ou P-S (montagem com 12% de comprimento efetivo).

Foi possível concluir o impacto de uma série de variáveis no fator do efeito do sistema. Uma delas é o comprimento efetivo de duto. Os experimentos mostraram que para comprimentos efetivos menores, o impacto do efeito do sistema é maior. Ao diminuir o comprimento, os valores de pressão total e vazão atingidos pelo escoamento são reduzidos, quando comparados a aqueles que possuem um comprimento maior. Outra variável que mostrou claramente o impacto que exerce sobre o efeito do sistema é a velocidade de escoamento do ar nos dutos. A

velocidade é proporcional ao fator do efeito do sistema. Quanto maior a velocidade, maiores são as perdas adicionais decorrentes do efeito do sistema.

Os resultados obtidos neste projeto forneceram um conhecimento considerável sobre a complexidade envolvida no conceito do efeito do sistema. Seu impacto ficou evidenciado nos procedimentos experimentais realizados.

Conclui-se que a metodologia utilizada aqui atende ao fim de definir e estimar o fator do efeito do sistema que atuará em campo. Fica assim definida uma forma eficiente para a obtenção e análise dos fatores do efeito do sistema.

O estudo do efeito do sistema é um processo extensivo e demorado, devido à sua natureza experimental. O projeto em questão contribui em parte para a obtenção dos fatores de efeito do sistema que ajudam no dimensionamento correto de sistemas de ventilação. Trabalhos futuros podem complementar o estudo do efeito do sistema colocando em análise outras variáveis como diferentes tamanhos e tipos de ventilador. Com um maior número de variáveis estudadas, podem ser buscadas variáveis adimensionais que descrevam o efeito do sistema através de uma abordagem mais genérica.

8 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ABRAMOWITZ, M.; STEGUN, I. **Handbook of Mathematical Functions**. New York: Dover Publications, 1970. 1046 p.

AMERICAN CONFERENCE OF GOVERNMENTAL INDUSTRIAL HYGIENISTS. **Industrial Ventilation – A Manual of Recommended Practice for Design**. 27^a Ed. Ohio: Signature Publications, 2010. Paginação irregular.

_____. **Industrial Ventilation – A Manual of Recommended Practice for Operation and Maintenance**. Ohio: Signature Publications, 2007. Paginação irregular.

ALDEN, J. L. **Design of Industrial Exhaust Systems**. 3^a Ed. New York: The Industrial Press, 1959. 243 p.

AIR MOVEMENT AND CONTROL ASSOCIATION. **AMCA 201 Fans and Systems**. 1st Ed. Illinois, 1973. 54 p.

_____. _____. 2nd Ed. Illinois, 1977. 54 p.

_____. _____. 3rd Ed. Illinois, 1985. 54 p.

_____. _____. 4th Ed. Illinois, 1990. 69 p.

_____. _____. 5th Ed. Illinois, 2002. 69 p.

_____. _____. 6th Ed. Illinois, 2011. 69 p.

_____. **AMCA 203 Field Performance Measurement of Fan Systems**. Illinois, 2011. 145 p.

_____. **AMCA 210 Laboratory Methods of Testing Fans for Aerodynamic Performance Rating**. Illinois, 2007. 74 p.

_____. **AMCA 211** Certified Ratings Program – Product Rating Manual for Fan Air Performance. Illinois, 2011.

_____. **AMCA 801** Industrial Process/Power Generation Fans: Specification Guideline. Illinois, 2008.

AIR MOVEMENT AND CONTROL ASSOCIATION; THE UNITED STATES DEPARTMENT OF ENERGY. **Improving Fan System Performance** – a sourcebook for industry. Illinois, 2003. 87 p.

BELZER, D. B. **Energy efficiency in existing commercial buildings**: Review of selected recent studies. DOE Technical Report, 2009. Disponível em: <http://www.pnl.gov/main/publications/external/technical_reports/PNNL-18337.pdf>. Acesso em: 20 set. 2012.

BERRY, C. H. **Flow and Fan** – Principles of Moving Air through Ducts. New York: The Industrial Press, 1954. 226 p.

_____. _____. New York: The Industrial Press, 1963. 232 p.

BORREGO, A. **Padronização é tendência nos supermercados**. Revista Abrava, São Paulo: Pigma SR. v. 25, n. 181, 2001.

BROWN, D. M.; SMITH, T. R. **The effect on Fan Performance of Inlet and Outlet Boxes**. Laboratory Report n. 24, The Heating and Ventilation Research Association, Berkshire, 1964.

BROWN, R.B. **Experimental Determination of Fan System Effect Factors**. Symposium on Fans & Systems, ASHRAE Annual Meeting, Louisville, 1973.

BROWN, R., B.; KOOMEY, J.; BERMEYER, P. **U.S. building-sector energy efficiency potential**. Berkeley, 2008. Disponível em: <<http://escholarship.org/uc/item/8vs9k2q8>>. Acesso em: 12 set. 2012.

BRITISH STANDARDS INSTITUTION. **BSi 848-1** Fans for general purposes – Performance testing using standardized airways. London, 1997. 246 p.

BUSEY, F. L. **Loss of Pressure Due to Elbows in the Transmission of Air Through Pipes and Ducts**. ASHVE Transactions, v. 19, New York, 1913.

CALLAHAN, K.; HARRIS, J. **New approaches to saving energy in buildings**. HPAC article, 2010. Disponível em: < <http://hvac.com/green/new-approaches-saving-energy-0212/>>. Acesso em: 5 set. 2012.

CHANDRASEKHAR, S. **Radiative Transfer**. New York: Dover Publications, 1960. 393 p.

CHRISTIE, D. **Fan performance as affected by inlet conditions**. ASHRAE Transactions, Vol. 77(1), New York, 1971.

CLARKE, M. S., BARNHART, K. T., BUSSEY, F. J.; NEITZEL, E. **The effects of system connections on fan performance**. ASHRAE Transactions, v. 82(2), New York, 1978.

COWARD, C. W. **System effect – a design fundamental**. ASHRAE Journal, New York, mai. 1990.

DAVIDSON, J. W. **Approximators for the Colebrook-White formula obtained through a hybrid regression method**. XIII International Conference on Computational Methods in Water Resources, Exeter, 1999.

DARVENNES, C. e YOUNG, M.N. **Aerodynamic Performance and System Effects of Propeller Fans (RP-1223)**. HVAC&R Research, v. 15-2, mar., 2009.

DELMÉE, G.J. **Manual de Medição de Vazão**. São Paulo: Editora Edgard Blücher Ltda, 1983.

DWYER, T. **The performance of fans in ducted air systems**. CIBSE Journal CPD Programme, 2012. Disponível em: <<http://www.cibsejournal.com/cpd/2012-02/>>. Acesso em: 2 set. 2012.

ECK, B. **Ventilatoren – Entwurf und Betrieb der Schleuder- und Schraubengebläse**. 3. Aufl. Berlin: Springer, 1957. 493 p.

FARQUHAR, H.F. **System Effect Values for Fans**. Symposium on Fans & Systems, ASHRAE Annual Meeting, Louisville, 1973.

FARQUHAR, H.F. **Outlet ducts - Effect on fan performance**. ASHRAE Symposium on Fan Application, Testing and Selection, San Francisco, 1970.

FRANÇA, F. A. **Notas de Aula**. Depto. Energia da Faculdade de Engenharia Mecânica da Universidade Estadual de Campinas, 2004.

GRANADE, H. C., et al; **Unlocking energy efficiency in the U.S. economy**. McKinsey & Co Report, 2009. Disponível em: <http://www.mckinsey.com/client_service/electric_power_and_natural_gas/latest_thinking/unlocking_energy_efficiency_in_the_us_economy>. Acesso em: 14 set. 2012.

INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION. **ISO 5801**: Industrial fans – Performance testing using standardized airways. Geneva, 2007.

JORGENSEN, R. **Fan Engineering**. 6th Ed. Buffalo: Buffalo Forge Company, 1961, 1983. 700 p.

_____. _____. 8th Ed. Buffalo: Buffalo Forge Company, 1983. 914 p.

KARASSIK et al. **Pump Handbook**. New York: Mc Graw Hill, 1986. 1369 p.

KLUGER, J. **Just Too Loud**. Time Magazine, 5 abr. 2004. Disponível em: <<http://www.time.com/time/magazine/article/0,9171,993735,00.html>>. Acesso em: 14 ago. 2012.

MADISSON, R. D.; PARKER, J. R. **Pressure Losses in Rectangular Elbows**. ASME Transactions, v. 58, n. 3, abr. 1936.

MARIANI, A. L. de C.; BOLLIGER, R. J. **Psicrometria**. Notas de Aula da disciplina PME 2515 – Ar Condicionado e Ventilação. Depto. de Engenharia Mecânica da Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, São Paulo, 2006.

MARIANI, L. de C.; BOLLIGER Jr., R. **PME 2515 - Apostila - Ar Condicionado e Ventilação**. São Paulo: Ed. Interna do Depto de Eng. Mecânica, 2005.

MARKS, L. S.; WINZENBERGER, E. A. **Influence of Inlet Boxes on the Performance of Induced Draft Fans**. ASME Transactions, v. 54, n. 21, 1932.

MEYER, M.L. **A New Concept: The Fan System Effect Factor**. Symposium on Fans & Systems, ASHRAE Annual Meeting, Louisville, 1973.

MISUMI, C. K. **Projeto: um investimento necessário**. Revista Abrava, São Paulo: PIGMA SR, v. 21, n. 160, 1997.

OSBORNE, W. C. **Fans**. 2nd Ed. Michigan: Pergamon Press, 1967. 224 p.

PFLEIDERER, C.; PETERMANN, M. **Máquinas de Fluxo**. 4^a Ed. Brasil: LTC, 2004.

SHEET METAL AND AIR CONDITIONING CONTRACTORS NATIONAL ASSOCIATION. **HVAC System - Duct Design**. 1st Ed. Virginia, 1977.

_____. _____. 2nd Ed. Virginia, 1981.

_____. _____. 3rd Ed. Virginia, 1990.

_____. _____. 4th Ed. Virginia, 2006.

SOLER&PALAU. **Curva característica de um ventilador**. Ficha técnica, 2010. Disponível em: < http://www.solerpalau.pt/formacion_01_13.html>. Acesso em 20 out. 2010.

STEVENS, M. **The Fan Selection Process: How To**. AMCA International InMotion Magazine. Spring, 2008.

SUTTON, G. **System Effect, to believe is to see it**. New York, jun. 2011.

SOUZA, J. et al. **An explicit solution of the Colebrook-White equation through simulated annealing**. Water industry systems: modeling, optimization and applications, v. 2, Baldock: Research Studies Press, 1999.

SWIM, W. B. **An experimental study of the effects of inlet plenum walls on axial fan performance**. ASHRAE Research Project 1010, New York, 2005.

TRAYER, D.G. **System Effects on Centrifugal Fan Performance**. ASHRAE Transactions, v. 76(1), New York, 1970.

TWIN CITY. **Fan Performance Troubleshooting Guide**. Engineering data, 2000. Disponível em: < http://www.twincityfan.com/clarage/pdfs/ED-100_CLA.pdf>. Acesso em 15 out. 2012.

UNA NORMA ESPAÑOLA. **UNE 100-212**. Ventiladores: Dispositivos y Instalaciones Para el Ensayo de Ventiladores. Aenor, 1990.

VUOLO, J.H. **Fundamentos da Teoria de Erros**. 2ª Ed. São Paulo: Edgard Blücher, 1996.

VUOLO, J.H. **Introdução à Teoria de Erros**. 3ª Ed. Notas de aula do Instituto de Física da Universidade de São Paulo, São Paulo, 1999.

WROBLEWSKI, R. G. et al. **Integrating Fan System Best Practices and Fan System Assessment Tool (FSAT) Programmatically into Motor Management Strategies**. 2005 ACEEE Summer Study on Energy Efficiency in Industry conference, EUA, 2005.

WROBLEWSKI, R. G. **Benefits of Fan System Optimization**. AMCA International InMotion Magazine. Spring, New York, 2007.

_____. **Industrial Systems Optimization – Experts’ Training Manual**, Module 3, Fans & Blowers. DOE’s Office of Energy Efficiency and Renewable Energy and Lawrence Berkeley National Laboratory, 2005.

APÊNDICE A – Desenhos de fabricação

APÊNDICE B – Desenhos de montagem

APÊNDICE C – Tabelas de medições e cálculos

TABELAS DE MEDIÇÕES E CÁLCULOS:

LEVANTAMENTO DAS CURVAS CARACTERÍSTICAS DO VENTILADOR

Definição psicrométrica		
Temperatura ambiente	26,1	[C]
Umidade relativa	81,1	[%]
Altitude	700,00	[m]
Constante universal para o ar seco	3,08	[kJ/kg.K]
Pressão de vapor d'água saturado	3,38	[kPa]
Umidade específica	0,02	[-]
Volume específico	0,92	[m ³ /kg]
Massa específica	1,09	[kg/m ³]

Dados de operação		
Frequencia no regulador	40	[Hz]
Rotação no ventilador	2000	[rpm]
Amperagem no motor	3,38	[A]
Distância cone de controle - saída de ar	110	[mm]

Pressão estática (dutos em +, atmosfera em -)	0,64	[hPa]
Pressão total (estática + dinâmica)	1,17	[hPa]

Pressão lida no medidor de pressão: [hPa]		ENTRADA DE AR				
y [cm]	V_ar	C1	C2	C3	C4	C5
20,43	L1	0,45	0,57	0,63	0,68	0,57
15,89	L2	0,52	0,54	0,58	0,65	0,63
11,35	L3	0,51	0,43	0,51	0,61	0,68
6,81	L4	0,49	0,45	0,48	0,59	0,59
2,27	L5	0,43	0,40	0,45	0,43	0,45
		2,80	8,40	14,00	19,60	25,20 x [cm]

PAREDE

Velocidade calculada a partir da pressão: [m/s]						
y [cm]	V_ar	C1	C2	C3	C4	C5
20,43	L1	9,1	10,2	10,8	11,2	10,2
15,89	L2	9,8	10,0	10,3	10,9	10,8
11,35	L3	9,7	8,9	9,7	10,6	11,2
6,81	L4	9,5	9,1	9,4	10,4	10,4
2,27	L5	8,9	8,6	9,1	8,9	9,1
		2,80	8,40	14,00	19,60	25,20 x [cm]

Dados de operação		
Frequência no regulador	40	[Hz]
Rotação no ventilador	2000	[rpm]
Amperagem no motor	3,38	[A]
Distância cone de controle - saída de ar	95	[mm]

Pressão lida no medidor de pressão: [hPa]		ENTRADA DE AR				
y [cm]	V_ar	C1	C2	C3	C4	C5
20,43	L1	0,51	0,49	0,57	0,59	0,54
15,89	L2	0,49	0,46	0,55	0,60	0,53
11,35	L3	0,45	0,41	0,49	0,54	0,58
6,81	L4	0,41	0,39	0,43	0,49	0,49
2,27	L5	0,34	0,42	0,45	0,38	0,48
		2,80	8,40	14,00	19,60	25,20 x [cm]

PAREDE

Velocidade calculada a partir da pressão: [m/s]

y [cm]	V_ar	C1	C2	C3	C4	C5
20,43	L1	9,7	9,5	10,2	10,4	10,0
15,89	L2	9,5	9,2	10,1	10,5	9,9
11,35	L3	9,1	8,7	9,5	10,0	10,3
6,81	L4	8,7	8,5	8,9	9,5	9,5
2,27	L5	7,9	8,8	9,1	8,4	9,4
		2,80	8,40	14,00	19,60	25,20 x [cm]

Dados de operação		
Frequência no regulador	40	[Hz]
Rotação no ventilador	2000	[rpm]
Amperagem no motor	3,38	[A]
Distância cone de controle - saída de ar	80	[mm]

Pressão lida no medidor de pressão: [hPa]		ENTRADA DE AR				
y [cm]	V_ar	C1	C2	C3	C4	C5
20,43	L1	0,33	0,42	0,43	0,45	0,46
15,89	L2	0,40	0,33	0,39	0,48	0,50
11,35	L3	0,37	0,29	0,38	0,47	0,51
6,81	L4	0,33	0,31	0,37	0,42	0,45
2,27	L5	0,25	0,27	0,39	0,29	0,37
		2,80	8,40	14,00	19,60	25,20 x [cm]

PAREDE

Velocidade calculada a partir da pressão: [m/s]

y [cm]	V_ar	C1	C2	C3	C4	C5
20,43	L1	7,8	8,8	8,9	9,1	9,2
15,89	L2	8,6	7,8	8,5	9,4	9,6
11,35	L3	8,3	7,3	8,4	9,3	9,7
6,81	L4	7,8	7,6	8,3	8,8	9,1
2,27	L5	6,8	7,1	8,5	7,3	8,3
		2,80	8,40	14,00	19,60	25,20 x [cm]

Dados de operação		
Frequência no regulador	40	[Hz]
Rotação no ventilador	2000	[rpm]
Amperagem no motor	3,38	[A]
Distância cone de controle - saída de ar	50	[mm]

Pressão lida no medidor de pressão: [hPa]		ENTRADA DE AR				
y [cm]	V_ar	C1	C2	C3	C4	C5
20,43	L1	0,25	0,32	0,31	0,31	0,34
15,89	L2	0,27	0,28	0,30	0,31	0,35
11,35	L3	0,29	0,25	0,31	0,32	0,34
6,81	L4	0,25	0,29	0,29	0,33	0,33
2,27	L5	0,20	0,28	0,30	0,32	0,29
		2,80	8,40	14,00	19,60	25,20 x [cm]

PAREDE

Velocidade calculada a partir da pressão: [m/s]

y [cm]	V_ar	C1	C2	C3	C4	C5
20,43	L1	6,8	7,7	7,6	7,6	7,9
15,89	L2	7,1	7,2	7,4	7,6	8,0
11,35	L3	7,3	6,8	7,6	7,7	7,9
6,81	L4	6,8	7,3	7,3	7,8	7,8
2,27	L5	6,1	7,2	7,4	7,7	7,3
		2,80	8,40	14,00	19,60	25,20 x [cm]

Dados de operação		
Frequência no regulador	35	[Hz]
Rotação no ventilador	1750	[rpm]
Amperagem no motor	3,38	[A]
Distância cone de controle - saída de ar	30	[mm]

Pressão lida no medidor de pressão: [hPa]		ENTRADA DE AR				
y [cm]	V_ar	C1	C2	C3	C4	C5
20,43	L1	0,15	0,16	0,17	0,16	0,17
15,89	L2	0,17	0,18	0,18	0,17	0,18
11,35	L3	0,17	0,19	0,18	0,18	0,18
6,81	L4	0,18	0,19	0,19	0,18	0,19
2,27	L5	0,15	0,19	0,18	0,16	0,18
		2,80	8,40	14,00	19,60	25,20 x [cm]

PAREDE

Velocidade calculada a partir da pressão: [m/s]

y [cm]	V_ar	C1	C2	C3	C4	C5
20,43	L1	5,3	5,4	5,6	5,4	5,6
15,89	L2	5,6	5,8	5,8	5,6	5,8
11,35	L3	5,6	5,9	5,8	5,8	5,8
6,81	L4	5,8	5,9	5,9	5,8	5,9
2,27	L5	5,3	5,9	5,8	5,4	5,8
		2,80	8,40	14,00	19,60	25,20 x [cm]

TABELAS DE MEDIÇÕES E CÁLCULOS:

100% COMPRIMENTO EFETIVO

Determinação psicrométrica	
Temperatura ambiente [C]	23,9
Umidade relativa [%]	68
Altitude [m]	700,00
Constante universal para o ar seco [kJ/kg.K]	0,29
Pressão de vapor d'água saturado [kPa]	2,97
Umidade específica [-]	0,02
Volume específico [m ³ /kg]	0,91
Massa específica [kg/m ³]	1,09

Dados de operação		
Frequencia no variador de velocidades	50	[Hz]
Rotação no ventilador	2500	[rpm]
Amperagem no motor	3,36	[A]
Distância cone de controle - saída de ar	100	[mm]

Pressão dinâmica medida na seção de medição: [Pa]							TETO
y [mm]	p _{d_ar}	C1	C2	C3	C4	C5	
206,1	L1	58,00	64,00	76,00	69,00	67,00	PAREDE
160,3	L2	69,00	72,00	78,00	79,00	71,00	
114,5	L3	78,00	80,00	80,00	81,00	81,00	
68,7	L4	69,00	76,00	85,00	84,00	83,00	
22,9	L5	58,00	78,00	83,00	82,00	73,00	
		28,4	85,2	142,0	198,8	255,6	x [mm]

Velocidade calculada a partir da pressão lida medidor de pressão: [m/s]						
y [cm]	V_ar	C1	C2	C3	C4	C5
206,10	L1	10,3	10,8	11,8	11,2	11,1
160,30	L2	11,2	11,5	11,9	12,0	11,4
114,50	L3	11,9	12,1	12,1	12,2	12,2
68,70	L4	11,2	11,8	12,5	12,4	12,3
22,90	L5	10,3	11,9	12,3	12,2	11,6
		28,40	85,20	142,00	198,80	255,60 x [mm]

Dados de operação		
Frequencia no variador de velocidades	50	[Hz]
Rotação no ventilador	2500	[rpm]
Amperagem no motor	3,36	[A]
Distância cone de controle - saída de ar	80	[mm]

Pressão dinâmica medida na seção de medição: [Pa]						TETO
y [mm]	p _{d_ar}	C1	C2	C3	C4	C5
206,1	L1	54,00	66,00	66,00	66,00	59,00
160,3	L2	59,00	67,00	65,00	68,00	64,00
114,5	L3	62,00	64,00	71,00	71,00	72,00
68,7	L4	60,00	67,00	71,00	73,00	71,00
22,9	L5	54,00	69,00	69,00	71,00	66,00
		28,4	85,2	142,0	198,8	255,6 x [mm]

PAREDE

Velocidade calculada a partir da pressão lida medidor de pressão: [m/s]

y [cm]	V _{ar}	C1	C2	C3	C4	C5
206,10	L1	9,9	11,0	11,0	11,0	10,4
160,30	L2	10,4	11,1	10,9	11,2	10,8
114,50	L3	10,6	10,8	11,4	11,4	11,5
68,70	L4	10,5	11,1	11,4	11,6	11,4
22,90	L5	9,9	11,2	11,2	11,4	11,0
		28,40	85,20	142,00	198,80	255,60 x [mm]

Dados de operação	
Frequencia no variador de velocidades	50 [Hz]
Rotação no ventilador	2500 [rpm]
Amperagem no motor	3,36 [A]
Distância cone de controle - saída de ar	60 [mm]

Pressão dinâmica medida na seção de medição: [Pa]						TETO
y [mm]	p _{d_ar}	C1	C2	C3	C4	C5
206,1	L1	41,00	49,00	55,00	51,00	39,00
160,3	L2	46,00	52,00	53,00	54,00	51,00
114,5	L3	43,00	48,00	53,00	58,00	58,00
68,7	L4	42,00	51,00	55,00	55,00	54,00
22,9	L5	32,00	49,00	53,00	48,00	47,00
		28,4	85,2	142,0	198,8	255,6 x [mm]

PAREDE

Velocidade calculada a partir da pressão lida medidor de pressão: [m/s]

y [cm]	V _{ar}	C1	C2	C3	C4	C5
206,10	L1	8,7	9,5	10,0	9,7	8,4
160,30	L2	9,2	9,8	9,8	9,9	9,7
114,50	L3	8,9	9,4	9,8	10,3	10,3
68,70	L4	8,8	9,7	10,0	10,0	9,9
22,90	L5	7,6	9,5	9,8	9,4	9,3
		28,40	85,20	142,00	198,80	255,60 x [mm]

Dados de operação	
Frequencia no variador de velocidades	50 [Hz]
Rotação no ventilador	2500 [rpm]
Amperagem no motor	3,36 [A]
Distância cone de controle - saída de ar	45 [mm]

Pressão dinâmica medida na seção de medição: [Pa]						TETO
y [mm]	p _{d_ar}	C1	C2	C3	C4	C5
206,1	L1	25,00	35,00	26,00	29,00	24,00
160,3	L2	32,00	33,00	31,00	32,00	32,00
114,5	L3	29,00	33,00	33,00	31,00	32,00
68,7	L4	29,00	32,00	34,00	33,00	32,00
22,9	L5	26,00	35,00	35,00	32,00	30,00
		28,4	85,2	142,0	198,8	255,6 x [mm]

PAREDE

Velocidade calculada a partir da pressão lida medidor de pressão: [m/s]

y [cm]	V _{ar}	C1	C2	C3	C4	C5
206,10	L1	6,8	8,0	6,9	7,3	6,6
160,30	L2	7,6	7,8	7,5	7,6	7,6
114,50	L3	7,3	7,8	7,8	7,5	7,6
68,70	L4	7,3	7,6	7,9	7,8	7,6
22,90	L5	6,9	8,0	8,0	7,6	7,4
		28,40	85,20	142,00	198,80	255,60 x [mm]

Dados de operação	
Frequencia no variador de velocidades	50 [Hz]
Rotação no ventilador	2500 [rpm]
Amperagem no motor	3,36 [A]
Distância cone de controle - saída de ar	30 [mm]

Pressão dinâmica medida na seção de medição: [Pa]						TETO
y [mm]	p _{d_ar}	C1	C2	C3	C4	C5
206,1	L1	13,00	19,00	23,00	22,00	20,00
160,3	L2	18,00	21,00	21,00	24,00	23,00
114,5	L3	19,00	15,00	16,00	20,00	19,00
68,7	L4	19,00	16,00	17,00	19,00	17,00
22,9	L5	17,30	15,00	16,00	17,00	16,00
		28,4	85,2	142,0	198,8	255,6 x [mm]

PAREDE

Velocidade calculada a partir da pressão lida medidor de pressão: [m/s]

y [cm]	V _{ar}	C1	C2	C3	C4	C5
206,10	L1	4,9	5,9	6,5	6,3	6,0
160,30	L2	5,7	6,2	6,2	6,6	6,5
114,50	L3	5,9	5,2	5,4	6,0	5,9
68,70	L4	5,9	5,4	5,6	5,9	5,6
22,90	L5	5,6	5,2	5,4	5,6	5,4
		28,40	85,20	142,00	198,80	255,60 x [mm]

TABELAS DE MEDIÇÕES E CÁLCULOS:

50% COMPRIMENTO EFETIVO

Determinação psicrométrica	
Temperatura ambiente [C]	23,7
Umidade relativa [%]	68,4
Altitude [m]	700,00
Constante universal para o ar seco [kJ/kg.K]	0,29
Pressão de vapor d'água saturado [kPa]	2,93
Umidade específica [-]	0,02
Volume específico [m ³ /kg]	0,91
Massa específica [kg/m ³]	1,09

Dados de operação	
Frequencia no variador de velocidades	50 [Hz]
Rotação no ventilador	2500 [rpm]
Amperagem no motor	3,39 [A]
Distância cone de controle - saída de ar	100 [mm]

Pressão dinâmica medida na seção de medição: [Pa]						TETO
y [mm]	p _{d_ar}	C1	C2	C3	C4	C5
206,1	L1	66,00	69,00	68,00	64,00	69,00
160,3	L2	75,00	72,00	70,00	69,00	72,00
114,5	L3	78,00	72,00	73,00	71,00	74,00
68,7	L4	83,00	80,00	85,00	93,00	100,00
22,9	L5	85,00	89,00	93,00	102,00	92,00
		28,4	85,2	142,0	198,8	255,6 x [mm]

PAREDE

Velocidade calculada a partir da pressão lida medidor de pressão: [m/s]						
y [cm]	V_ar	C1	C2	C3	C4	C5
206,10	L1	11,0	11,2	11,1	10,8	11,2
160,30	L2	11,7	11,5	11,3	11,2	11,5
114,50	L3	11,9	11,5	11,6	11,4	11,6
68,70	L4	12,3	12,1	12,5	13,0	13,5
22,90	L5	12,5	12,8	13,0	13,7	13,0
		28,40	85,20	142,00	198,80	255,60 x [mm]

Dados de operação		
Frequência no variador de velocidades	50	[Hz]
Rotação no ventilador	2500	[rpm]
Amperagem no motor	3,39	[A]
Distância cone de controle - saída de ar	80	[mm]

Pressão dinâmica medida na seção de medição: [Pa]						TETO
y [mm]	p _{d_ar}	C1	C2	C3	C4	C5
206,1	L1	59,00	63,00	68,00	65,00	71,00
160,3	L2	63,00	66,00	63,00	69,00	79,00
114,5	L3	68,00	69,00	61,00	70,00	83,00
68,7	L4	71,00	65,00	63,00	64,00	78,00
22,9	L5	75,00	73,00	69,00	79,00	76,00
		28,4	85,2	142,0	198,8	255,6 x [mm]

PAREDE

Velocidade calculada a partir da pressão lida medidor de pressão: [m/s]

y [cm]	V _{ar}	C1	C2	C3	C4	C5
206,10	L1	10,4	10,7	11,1	10,9	11,4
160,30	L2	10,7	11,0	10,7	11,2	12,0
114,50	L3	11,1	11,2	10,6	11,3	12,3
68,70	L4	11,4	10,9	10,7	10,8	11,9
22,90	L5	11,7	11,6	11,2	12,0	11,8
		28,40	85,20	142,00	198,80	255,60 x [mm]

Dados de operação		
Frequência no variador de velocidades	50	[Hz]
Rotação no ventilador	2500	[rpm]
Amperagem no motor	3,39	[A]
Distância cone de controle - saída de ar	60	[mm]

Pressão dinâmica medida na seção de medição: [Pa]						TETO
y [mm]	p _{d_ar}	C1	C2	C3	C4	C5
206,1	L1	37,00	39,00	41,00	46,00	44,00
160,3	L2	43,00	44,00	42,00	48,00	50,00
114,5	L3	47,00	45,00	44,00	49,00	52,00
68,7	L4	45,00	45,00	47,00	51,00	61,00
22,9	L5	35,00	51,00	57,00	56,00	54,00
		28,4	85,2	142,0	198,8	255,6 x [mm]

PAREDE

Velocidade calculada a partir da pressão lida medidor de pressão: [m/s]

y [cm]	V _{ar}	C1	C2	C3	C4	C5
206,10	L1	8,2	8,4	8,7	9,2	9,0
160,30	L2	8,9	9,0	8,8	9,4	9,6
114,50	L3	9,3	9,1	9,0	9,5	9,7
68,70	L4	9,1	9,1	9,3	9,7	10,6
22,90	L5	8,0	9,7	10,2	10,1	9,9
		28,40	85,20	142,00	198,80	255,60 x [mm]

Dados de operação		
Frequência no variador de velocidades	50	[Hz]
Rotação no ventilador	2500	[rpm]
Amperagem no motor	3,39	[A]
Distância cone de controle - saída de ar	45	[mm]

Pressão dinâmica medida na seção de medição: [Pa]						TETO
y [mm]	p _{d_ar}	C1	C2	C3	C4	C5
206,1	L1	24,00	29,00	32,00	34,00	37,00
160,3	L2	28,00	32,00	33,00	37,00	40,00
114,5	L3	30,00	32,00	35,00	39,00	42,00
68,7	L4	31,00	34,00	36,00	39,00	38,00
22,9	L5	34,00	37,00	41,00	41,00	27,00
		28,4	85,2	142,0	198,8	255,6 x [mm]

PAREDE

Velocidade calculada a partir da pressão lida medidor de pressão: [m/s]

y [cm]	V _{ar}	C1	C2	C3	C4	C5
206,10	L1	6,6	7,3	7,6	7,9	8,2
160,30	L2	7,2	7,6	7,8	8,2	8,5
114,50	L3	7,4	7,6	8,0	8,4	8,8
68,70	L4	7,5	7,9	8,1	8,4	8,3
22,90	L5	7,9	8,2	8,7	8,7	7,0
		28,40	85,20	142,00	198,80	255,60 x [mm]

Dados de operação		
Frequência no variador de velocidades	50	[Hz]
Rotação no ventilador	2500	[rpm]
Amperagem no motor	3,39	[A]
Distância cone de controle - saída de ar	30	[mm]

Pressão dinâmica medida na seção de medição: [Pa]						TETO
y [mm]	p _{d_ar}	C1	C2	C3	C4	C5
206,1	L1	8,00	8,00	8,00	7,00	7,00
160,3	L2	10,00	9,00	11,00	9,00	10,00
114,5	L3	13,00	9,00	11,00	11,00	9,00
68,7	L4	10,00	11,00	11,00	10,00	11,00
22,9	L5	7,00	10,00	11,00	10,00	9,00
		28,4	85,2	142,0	198,8	255,6 x [mm]

PAREDE

Velocidade calculada a partir da pressão lida medidor de pressão: [m/s]

y [cm]	V _{ar}	C1	C2	C3	C4	C5
206,10	L1	3,8	3,8	3,8	3,6	3,6
160,30	L2	4,3	4,1	4,5	4,1	4,3
114,50	L3	4,9	4,1	4,5	4,5	4,1
68,70	L4	4,3	4,5	4,5	4,3	4,5
22,90	L5	3,6	4,3	4,5	4,3	4,1
		28,40	85,20	142,00	198,80	255,60 x [mm]

TABELAS DE MEDIÇÕES E CÁLCULOS:

25% COMPRIMENTO EFETIVO

Determinação psicrométrica	
Temperatura ambiente [C]	23,6
Umidade relativa [%]	68,5
Altitude [m]	700,00
Constante universal para o ar seco [kJ/kg.K]	0,29
Pressão de vapor d'água saturado [kPa]	2,91
Umidade específica [-]	0,02
Volume específico [m ³ /kg]	0,91
Massa específica [kg/m ³]	1,09

Dados de operação	
Frequencia no variador de velocidades	50 [Hz]
Rotação no ventilador	2500 [rpm]
Amperagem no motor	3,4 [A]
Distância cone de controle - saída de ar	100 [mm]

Pressão dinâmica medida na seção de medição: [Pa]						TETO
y [mm]	p _{d_ar}	C1	C2	C3	C4	C5
206,1	L1	67,00	65,00	66,00	71,00	82,00
160,3	L2	63,00	67,00	69,00	74,00	86,00
114,5	L3	69,00	69,00	73,00	79,00	92,00
68,7	L4	72,00	80,00	84,00	98,00	106,00
22,9	L5	68,00	94,00	94,00	104,00	90,00
		28,4	85,2	142,0	198,8	255,6 x [mm]

PAREDE

Velocidade calculada a partir da pressão lida medidor de pressão: [m/s]						
y [cm]	V_ar	C1	C2	C3	C4	C5
206,10	L1	11,1	10,9	11,0	11,4	12,2
160,30	L2	10,7	11,1	11,2	11,6	12,5
114,50	L3	11,2	11,2	11,5	12,0	13,0
68,70	L4	11,5	12,1	12,4	13,4	13,9
22,90	L5	11,1	13,1	13,1	13,8	12,8
		28,40	85,20	142,00	198,80	255,60 x [mm]

Dados de operação		
Frequência no variador de velocidades	50	[Hz]
Rotação no ventilador	2500	[rpm]
Amperagem no motor	3,4	[A]
Distância cone de controle - saída de ar	80	[mm]

Pressão dinâmica medida na seção de medição: [Pa]						TETO
y [mm]	p _{d_ar}	C1	C2	C3	C4	C5
206,1	L1	47,00	46,00	51,00	63,00	71,00
160,3	L2	51,00	52,00	59,00	70,00	79,00
114,5	L3	54,00	56,00	58,00	71,00	81,00
68,7	L4	54,00	63,00	67,00	76,00	75,00
22,9	L5	51,00	57,00	69,00	77,00	63,00
		28,4	85,2	142,0	198,8	255,6 x [mm]

PAREDE

Velocidade calculada a partir da pressão lida medidor de pressão: [m/s]

y [cm]	V _{ar}	C1	C2	C3	C4	C5
206,10	L1	9,3	9,2	9,7	10,7	11,4
160,30	L2	9,7	9,7	10,4	11,3	12,0
114,50	L3	9,9	10,1	10,3	11,4	12,2
68,70	L4	9,9	10,7	11,1	11,8	11,7
22,90	L5	9,7	10,2	11,2	11,9	10,7
		28,40	85,20	142,00	198,80	255,60 x [mm]

Dados de operação		
Frequência no variador de velocidades	50	[Hz]
Rotação no ventilador	2500	[rpm]
Amperagem no motor	3,4	[A]
Distância cone de controle - saída de ar	60	[mm]

Pressão dinâmica medida na seção de medição: [Pa]						TETO
y [mm]	p _{d_ar}	C1	C2	C3	C4	C5
206,1	L1	42,00	46,00	42,00	44,00	48,00
160,3	L2	48,00	49,00	48,00	50,00	52,00
114,5	L3	48,00	51,00	51,00	52,00	57,00
68,7	L4	46,00	51,00	53,00	51,00	47,00
22,9	L5	36,00	50,00	49,00	46,00	44,00
		28,4	85,2	142,0	198,8	255,6 x [mm]

PAREDE

Velocidade calculada a partir da pressão lida medidor de pressão: [m/s]

y [cm]	V _{ar}	C1	C2	C3	C4	C5
206,10	L1	8,8	9,2	8,8	9,0	9,4
160,30	L2	9,4	9,5	9,4	9,6	9,7
114,50	L3	9,4	9,7	9,7	9,7	10,2
68,70	L4	9,2	9,7	9,8	9,7	9,3
22,90	L5	8,1	9,6	9,5	9,2	9,0
		28,40	85,20	142,00	198,80	255,60 x [mm]

Dados de operação		
Frequência no variador de velocidades	50	[Hz]
Rotação no ventilador	2500	[rpm]
Amperagem no motor	3,4	[A]
Distância cone de controle - saída de ar	45	[mm]

Pressão dinâmica medida na seção de medição: [hPa]						TETO
y [mm]	p _{d_ar}	C1	C2	C3	C4	C5
206,1	L1	0,29	0,36	0,29	0,29	0,27
160,3	L2	0,36	0,39	0,36	0,34	0,28
114,5	L3	0,39	0,42	0,35	0,31	0,29
68,7	L4	0,39	0,39	0,37	0,32	0,29
22,9	L5	0,36	0,37	0,35	0,29	0,22
		28,4	85,2	142,0	198,8	255,6 x [mm]

PAREDE

Velocidade calculada a partir da pressão lida medidor de pressão: [m/s]

y [cm]	V _{ar}	C1	C2	C3	C4	C5
206,10	L1	7,3	8,1	7,3	7,3	7,0
160,30	L2	8,1	8,4	8,1	7,9	7,2
114,50	L3	8,4	8,8	8,0	7,5	7,3
68,70	L4	8,4	8,4	8,2	7,6	7,3
22,90	L5	8,1	8,2	8,0	7,3	6,3
		28,40	85,20	142,00	198,80	255,60 x [mm]

Dados de operação		
Frequência no variador de velocidades	50	[Hz]
Rotação no ventilador	2500	[rpm]
Amperagem no motor	3,4	[A]
Distância cone de controle - saída de ar	30	[mm]

Pressão dinâmica medida na seção de medição: [Pa]						TETO
y [mm]	p _{d_ar}	C1	C2	C3	C4	C5
206,1	L1	15,00	18,00	15,00	14,00	14,00
160,3	L2	19,00	18,00	16,00	16,00	17,00
114,5	L3	21,00	19,00	17,00	18,00	19,00
68,7	L4	21,00	23,00	23,00	25,00	28,00
22,9	L5	19,00	22,00	26,00	26,00	25,00
		28,4	85,2	142,0	198,8	255,6 x [mm]

PAREDE

Velocidade calculada a partir da pressão lida medidor de pressão: [m/s]

y [cm]	V _{ar}	C1	C2	C3	C4	C5
206,10	L1	5,2	5,7	5,2	5,1	5,1
160,30	L2	5,9	5,7	5,4	5,4	5,6
114,50	L3	6,2	5,9	5,6	5,7	5,9
68,70	L4	6,2	6,5	6,5	6,8	7,2
22,90	L5	5,9	6,3	6,9	6,9	6,8
		28,40	85,20	142,00	198,80	255,60 x [mm]

TABELAS DE MEDIÇÕES E CÁLCULOS:

12% COMPRIMENTO EFETIVO

Determinação psicrométrica	
Temperatura ambiente [C]	23,3
Umidade relativa [%]	71,7
Altitude [m]	700,00
Constante universal para o ar seco [kJ/kg.K]	0,29
Pressão de vapor d'água saturado [kPa]	2,86
Umidade específica [-]	0,02
Volume específico [m ³ /kg]	0,91
Massa específica [kg/m ³]	1,10

Dados de operação	
Frequencia no variador de velocidades	50 [Hz]
Rotação no ventilador	2500 [rpm]
Amperagem no motor	3,39 [A]
Distância cone de controle - saída de ar	100 [mm]

Pressão dinâmica medida na seção de medição: [Pa]							TETO
y [mm]	p _{d_ar}	C1	C2	C3	C4	C5	PAREDE
206,1	L1	62,00	68,00	74,00	80,00	92,00	
160,3	L2	69,00	76,00	80,00	86,00	92,00	
114,5	L3	71,00	81,00	85,00	85,00	95,00	
68,7	L4	74,00	84,00	94,00	94,00	102,00	
22,9	L5	69,00	87,00	92,00	92,00	96,00	
		28,4	85,2	142,0	198,8	255,6	x [mm]

Velocidade calculada a partir da pressão lida medidor de pressão: [m/s]						
y [cm]	V_ar	C1	C2	C3	C4	C5
206,10	L1	10,6	11,1	11,6	12,1	13,0
160,30	L2	11,2	11,8	12,1	12,5	13,0
114,50	L3	11,4	12,2	12,5	12,5	13,2
68,70	L4	11,6	12,4	13,1	13,1	13,6
22,90	L5	11,2	12,6	13,0	13,0	13,2
		28,40	85,20	142,00	198,80	255,60 x [mm]

Dados de operação		
Frequência no variador de velocidades	50	[Hz]
Rotação no ventilador	2500	[rpm]
Amperagem no motor	3,39	[A]
Distância cone de controle - saída de ar	80	[mm]

Pressão dinâmica medida na seção de medição: [Pa]						TETO
y [mm]	p _{d_ar}	C1	C2	C3	C4	C5
206,1	L1	57,00	58,00	61,00	72,00	82,00
160,3	L2	62,00	65,00	68,00	79,00	89,00
114,5	L3	66,00	67,00	71,00	81,00	85,00
68,7	L4	64,00	71,00	78,00	78,00	74,00
22,9	L5	57,00	68,00	73,00	75,00	67,00
		28,4	85,2	142,0	198,8	255,6 x [mm]

PAREDE

Velocidade calculada a partir da pressão lida medidor de pressão: [m/s]

y [cm]	V _{ar}	C1	C2	C3	C4	C5
206,10	L1	10,2	10,3	10,6	11,5	12,2
160,30	L2	10,6	10,9	11,1	12,0	12,7
114,50	L3	11,0	11,1	11,4	12,2	12,5
68,70	L4	10,8	11,4	11,9	11,9	11,6
22,90	L5	10,2	11,1	11,5	11,7	11,1
		28,40	85,20	142,00	198,80	255,60 x [mm]

Dados de operação		
Frequência no variador de velocidades	50	[Hz]
Rotação no ventilador	2500	[rpm]
Amperagem no motor	3,39	[A]
Distância cone de controle - saída de ar	60	[mm]

Pressão dinâmica medida na seção de medição: [Pa]						TETO
y [mm]	p _{d_ar}	C1	C2	C3	C4	C5
206,1	L1	44,00	47,00	49,00	47,00	56,00
160,3	L2	48,00	50,00	53,00	53,00	58,00
114,5	L3	52,00	54,00	56,00	56,00	62,00
68,7	L4	52,00	58,00	62,00	59,00	54,00
22,9	L5	43,00	57,00	57,00	54,00	48,00
		28,4	85,2	142,0	198,8	255,6 x [mm]

PAREDE

Velocidade calculada a partir da pressão lida medidor de pressão: [m/s]

y [cm]	V _{ar}	C1	C2	C3	C4	C5
206,10	L1	9,0	9,3	9,5	9,3	10,1
160,30	L2	9,4	9,6	9,8	9,8	10,3
114,50	L3	9,7	9,9	10,1	10,1	10,6
68,70	L4	9,7	10,3	10,6	10,4	9,9
22,90	L5	8,9	10,2	10,2	9,9	9,4
		28,40	85,20	142,00	198,80	255,60 x [mm]

Dados de operação		
Frequência no variador de velocidades	50	[Hz]
Rotação no ventilador	2500	[rpm]
Amperagem no motor	3,39	[A]
Distância cone de controle - saída de ar	45	[mm]

Pressão dinâmica medida na seção de medição: [Pa]						TETO
y [mm]	p _{d_ar}	C1	C2	C3	C4	C5
206,1	L1	31,00	32,00	29,00	31,00	27,00
160,3	L2	37,00	38,00	32,00	36,00	34,00
114,5	L3	41,00	41,00	37,00	39,00	37,00
68,7	L4	38,00	43,00	42,00	43,00	36,00
22,9	L5	36,00	38,00	40,00	37,00	30,00
		28,4	85,2	142,0	198,8	255,6 x [mm]

PAREDE

Velocidade calculada a partir da pressão lida medidor de pressão: [m/s]

y [cm]	V _{ar}	C1	C2	C3	C4	C5
206,10	L1	7,5	7,6	7,3	7,5	7,0
160,30	L2	8,2	8,3	7,6	8,1	7,9
114,50	L3	8,7	8,7	8,2	8,4	8,2
68,70	L4	8,3	8,9	8,8	8,9	8,1
22,90	L5	8,1	8,3	8,5	8,2	7,4
		28,40	85,20	142,00	198,80	255,60 x [mm]

Dados de operação		
Frequência no variador de velocidades	50	[Hz]
Rotação no ventilador	2500	[rpm]
Amperagem no motor	3,39	[A]
Distância cone de controle - saída de ar	30	[mm]

Pressão dinâmica medida na seção de medição: [Pa]						TETO
y [mm]	p _{d_ar}	C1	C2	C3	C4	C5
206,1	L1	11,00	11,00	11,00	12,00	13,00
160,3	L2	13,00	13,00	12,00	14,00	16,00
114,5	L3	14,00	15,00	15,00	17,00	17,00
68,7	L4	14,00	14,00	15,00	15,00	17,00
22,9	L5	9,00	15,00	15,00	16,00	13,00
		28,4	85,2	142,0	198,8	255,6 x [mm]

PAREDE

Velocidade calculada a partir da pressão lida medidor de pressão: [m/s]

y [cm]	V _{ar}	C1	C2	C3	C4	C5
206,10	L1	4,5	4,5	4,5	4,7	4,9
160,30	L2	4,9	4,9	4,7	5,1	5,4
114,50	L3	5,1	5,2	5,2	5,6	5,6
68,70	L4	5,1	5,1	5,2	5,2	5,6
22,90	L5	4,1	5,2	5,2	5,4	4,9
		28,40	85,20	142,00	198,80	255,60 x [mm]

TABELAS DE MEDIÇÕES E CÁLCULOS:

0% COMPRIMENTO EFETIVO

Determinação psicrométrica	
Temperatura ambiente [C]	23,8
Umidade relativa [%]	65,3
Altitude [m]	700,00
Constante universal para o ar seco [kJ/kg.K]	0,29
Pressão de vapor d'água saturado [kPa]	2,95
Umidade específica [-]	0,02
Volume específico [m ³ /kg]	0,91
Massa específica [kg/m ³]	1,09

Dados de operação	
Frequencia no variador de velocidades	50 [Hz]
Rotação no ventilador	2500 [rpm]
Amperagem no motor	3,36 [A]
Distância cone de controle - saída de ar	100 [mm]

Pressão dinâmica medida na seção de medição: [Pa]							TETO
y [mm]	p _{d_ar}	C1	C2	C3	C4	C5	PAREDE
206,1	L1	66,00	78,00	78,00	81,00	71,00	
160,3	L2	71,00	85,00	81,00	86,00	80,00	
114,5	L3	72,00	80,00	89,00	91,00	81,00	
68,7	L4	81,00	91,00	103,00	99,00	86,00	
22,9	L5	66,00	90,00	100,00	87,00	79,00	
		28,4	85,2	142,0	198,8	255,6 x [mm]	

Velocidade calculada a partir da pressão lida medidor de pressão: [m/s]						
y [cm]	V _{ar}	C1	C2	C3	C4	C5
206,10	L1	11,0	11,9	11,9	12,2	11,4
160,30	L2	11,4	12,5	12,2	12,5	12,1
114,50	L3	11,5	12,1	12,8	12,9	12,2
68,70	L4	12,2	12,9	13,7	13,5	12,5
22,90	L5	11,0	12,8	13,5	12,6	12,0
		28,40	85,20	142,00	198,80	255,60 x [mm]

Dados de operação		
Frequência no variador de velocidades	50	[Hz]
Rotação no ventilador	2500	[rpm]
Amperagem no motor	3,36	[A]
Distância cone de controle - saída de ar	80	[mm]

Pressão dinâmica medida na seção de medição: [Pa]						TETO
y [mm]	p _{d_ar}	C1	C2	C3	C4	C5
206,1	L1	63,00	66,00	59,00	64,00	58,00
160,3	L2	63,00	68,00	69,00	70,00	60,00
114,5	L3	67,00	71,00	72,00	74,00	62,00
68,7	L4	63,00	74,00	85,00	83,00	69,00
22,9	L5	62,00	77,00	78,00	78,00	56,00
		28,4	85,2	142,0	198,8	255,6 x [mm]

PAREDE

Velocidade calculada a partir da pressão lida medidor de pressão: [m/s]

y [cm]	V _{ar}	C1	C2	C3	C4	C5
206,10	L1	10,7	11,0	10,4	10,8	10,3
160,30	L2	10,7	11,1	11,2	11,3	10,5
114,50	L3	11,1	11,4	11,5	11,6	10,6
68,70	L4	10,7	11,6	12,5	12,3	11,2
22,90	L5	10,6	11,9	11,9	11,9	10,1
		28,40	85,20	142,00	198,80	255,60 x [mm]

Dados de operação		
Frequência no variador de velocidades	50	[Hz]
Rotação no ventilador	2500	[rpm]
Amperagem no motor	3,36	[A]
Distância cone de controle - saída de ar	60	[mm]

Pressão dinâmica medida na seção de medição: [Pa]						TETO
y [mm]	p _{d_ar}	C1	C2	C3	C4	C5
206,1	L1	39,00	50,00	49,00	45,00	51,00
160,3	L2	44,00	52,00	55,00	58,00	50,00
114,5	L3	50,00	55,00	58,00	58,00	49,00
68,7	L4	55,00	63,00	59,00	28,00	48,00
22,9	L5	49,00	57,00	59,00	49,00	38,00
		28,4	85,2	142,0	198,8	255,6 x [mm]

PAREDE

Velocidade calculada a partir da pressão lida medidor de pressão: [m/s]

y [cm]	V _{ar}	C1	C2	C3	C4	C5
206,10	L1	8,4	9,6	9,5	9,1	9,7
160,30	L2	9,0	9,8	10,0	10,3	9,6
114,50	L3	9,6	10,0	10,3	10,3	9,5
68,70	L4	10,0	10,7	10,4	7,2	9,4
22,90	L5	9,5	10,2	10,4	9,5	8,3
		28,40	85,20	142,00	198,80	255,60 x [mm]

Dados de operação		
Frequência no variador de velocidades	50	[Hz]
Rotação no ventilador	2500	[rpm]
Amperagem no motor	3,36	[A]
Distância cone de controle - saída de ar	45	[mm]

Pressão dinâmica medida na seção de medição: [Pa]						TETO
y [mm]	p _{d_ar}	C1	C2	C3	C4	C5
206,1	L1	29,00	29,00	23,00	27,00	25,00
160,3	L2	34,00	32,00	31,00	32,00	29,00
114,5	L3	38,00	37,00	34,00	35,00	33,00
68,7	L4	33,00	42,00	51,00	44,00	37,00
22,9	L5	29,00	39,00	46,00	37,00	33,00
		28,4	85,2	142,0	198,8	255,6 x [mm]

PAREDE

Velocidade calculada a partir da pressão lida medidor de pressão: [m/s]

y [cm]	V _{ar}	C1	C2	C3	C4	C5
206,10	L1	7,3	7,3	6,5	7,0	6,8
160,30	L2	7,9	7,6	7,5	7,6	7,3
114,50	L3	8,3	8,2	7,9	8,0	7,8
68,70	L4	7,8	8,8	9,7	9,0	8,2
22,90	L5	7,3	8,4	9,2	8,2	7,8
		28,40	85,20	142,00	198,80	255,60 x [mm]

Dados de operação		
Frequência no variador de velocidades	50	[Hz]
Rotação no ventilador	2500	[rpm]
Amperagem no motor	3,36	[A]
Distância cone de controle - saída de ar	30	[mm]

Pressão dinâmica medida na seção de medição: [Pa]						TETO
y [mm]	p _{d_ar}	C1	C2	C3	C4	C5
206,1	L1	11,00	12,00	14,00	13,00	13,00
160,3	L2	12,00	12,00	14,00	16,00	14,00
114,5	L3	13,00	15,00	17,00	15,00	17,00
68,7	L4	13,00	12,00	14,00	16,00	15,00
22,9	L5	13,00	13,00	14,00	15,00	12,00
		28,4	85,2	142,0	198,8	255,6 x [mm]

PAREDE

Velocidade calculada a partir da pressão lida medidor de pressão: [m/s]

y [cm]	V _{ar}	C1	C2	C3	C4	C5
206,10	L1	4,5	4,7	5,1	4,9	4,9
160,30	L2	4,7	4,7	5,1	5,4	5,1
114,50	L3	4,9	5,2	5,6	5,2	5,6
68,70	L4	4,9	4,7	5,1	5,4	5,2
22,90	L5	4,9	4,9	5,1	5,2	4,7
		28,40	85,20	142,00	198,80	255,60 x [mm]