

RODRIGO MONTEIRO DE OLIVEIRA

COMPARAÇÃO ENTRE MÉTODOS DE DIMENSIONAMENTO DE
DUTOS DE SISTEMAS DE RVAC

Trabalho de Mestrado apresentado
ao Conselho de Curso de Pós-
Graduação em Engenharia
Mecânica da Faculdade de
Engenharia do Campus de
Guaratinguetá, Universidade
Estadual Paulista, como parte dos
requisitos para obtenção do diploma
de Mestre em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. Maurício Araújo Zanardi
Co-orientador: Prof. Dr. José Antônio Perrella Balestieri

Guaratinguetá
2011

O48c	Oliveira, Rodrigo Monteiro de Comparação entre métodos de dimensionamento de dutos de sistemas de RVAC / Rodrigo Monteiro de Oliveira – Guaratinguetá : [s.n.], 2011 106 f. : il. Bibliografia: f. 106-107 Dissertação (mestrado) – Universidade Estadual Paulista, Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá, 2011 Orientador: Prof. Dr. Mauricio Araújo Zanardi Co-orientador: Prof. Dr. José Antonio Perrella Balestieri 1. Ventilação 2. Dimensionamento de dutos I. Título CDU 697.9
------	---

RODRIGO MONTEIRO DE OLIVEIRA

**ESTA DISSERTAÇÃO FOI JULGADA ADEQUADA PARA A OBTENÇÃO DO TÍTULO DE
“MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA”**

**PROGRAMA: ENGENHARIA MECÂNICA
ÁREA: TRANSMISSÃO E CONVERSÃO DE ENERGIA**

APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELO PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO


Prof. Dr. Marcelo dos Santos Pereira
Coordenador

BANCA EXAMINADORA:


Prof. Dr. MAURICIO ARAUJO ZANARDI
Orientador / Unesp-Feg


Prof. Dr. LUIZ ROBERTO CARROCCI
Unesp-Feg


Prof. Dr. JOSÉ RUI CAMARGO
UN ITAU

Agosto de 2011

DADOS CURRICULARES

RODRIGO MONTEIRO DE OLIVEIRA

NASCIMENTO	14.03.1983 – CRUZEIRO / SP
FILIAÇÃO	Reinaldo Sérgio de Oliveira Lucia Aparecida Monteiro de Oliveira
1998/2001	Curso de Técnico em Informática Industrial, no Colégio Técnico e Industrial da Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá da Universidade Estadual Paulista.
2003/2008	Curso de Graduação em Engenharia Mecânica com ênfase em Energia, na Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá da Universidade Estadual Paulista.
2009/2011	Curso de Mestrado em Engenharia Mecânica, na Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá da Universidade Estadual Paulista.

A minha mãe pelo incentivo
de uma vida inteira

AGRADECIMENTOS

A Deus, sempre em primeiro lugar, por tudo que conquisto e aprendo a cada etapa de minha jornada,

Aos meus pais *Naldo e Lucia*, por todo o apoio em todas as minhas conquistas,

A meu irmão *Rodolpho*, pela paciência em revisar meus textos, além de estar sempre disposto a me ajudar,

A minha namorada, companheira e amiga *Mari*, por estar sempre ao meu lado e nunca deixar de acreditar na realização deste trabalho, mesmo quando eu mesmo duvidei,

Ao meu orientador, *Prof. Maurício*, pela dedicação e disposição em me orientar e pelos fins de semana que estive na universidade para me atender,

Ao meu co-orientador, *Prof. Perrella*, pelas conversas motivadoras, por acreditar em mim e, assim como o Prof. Maurício, por me atender nos fins de semana,

Aos meus avós, *Jairo e Graça*, pelo carinho que sempre tiveram por mim,

Aos meus parentes e amigos, que sempre estão ao meu lado acompanhando de perto meus problemas e comemorando cada conquista minha como se fosse deles próprios,

Enfim, a FEG por ter sido minha maior fonte de crescimento intelectual há 12 anos.

“Fazer ou não fazer algo, só depende
de nossa vontade e perseverança.”

Einstein

OLIVEIRA, R. M. **Comparação entre métodos de dimensionamento de dutos de sistemas de RVAC**. 2011. 105 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2011.

RESUMO

Quatro métodos de dimensionamento de dutos em sistemas de refrigeração, ventilação e ar condicionado são comparados em relação ao custo do ciclo de vida e à diferença de pressão que determinará a escolha do ventilador. Dois métodos comumente usados, denominados de método da velocidade e método da igual perda de carga e dois métodos otimizados, método T e método IPS são aplicados a dois sistemas, o primeiro mais simples, com coeficientes de perda de pressão pré-definidos e o segundo, um sistema mais complexo e que é indicado pela ASHRAE como padrão para estudos de métodos de dimensionamento de dutos. Neste caso os componentes têm seus coeficientes de perdas de pressão dependentes de parâmetros como vazão, dimensão e número de Reynolds. Os métodos foram estudados, aplicados e comparados e os métodos T e IPS apresentaram vantagens quanto ao custo de ciclo de vida e praticidade de aplicação, principalmente em sistemas mais complexos.

PALAVRAS-CHAVE: dimensionamento de dutos de RVAC, método da velocidade, método da igual perda de carga, método IPS, método T.

OLIVEIRA, R. M. Heating, ventilating and air-conditioning systems duct sizing comparison. 2011. 105 p. Dissertation (Master's Degree in Mechanical Engineering) submitted to the College of Engineering – Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2011.

ABSTRACT

Four heating, ventilating and air-conditioning systems duct design methods are compared in relation to life-cycle cost and pressure differential that will determine the fan choice. Two methods commonly used, named velocity reduction method and equal friction method and two optimized methods, T-method and IPS method, were applied in two systems. The first one is a simple system, with fixed loss coefficients and the second, is a more complex system suggested by ASHRAE as standard system for duct sizing methods studies. In the second system, the fittings were considered to have dynamic loss coefficient depends on parameters like flow, size and Reynolds number. The methods were studied, applied and compared and the optimized methods presented advantages about life-cycle cost in practicality of all the applications, especially in more complex systems.

KEY-WORDS: HVAC duct sizing, velocity reduction method, equal friction method, IPS method, T-method.

LISTA DE FIGURAS

FIGURA 1 – Gráfico da perda de carga para dutos circulares ($\rho = 1,2 \text{ kg/m}^3$; $e = 0,09\text{mm}$) (ASHRAE, 2001)	31
FIGURA 2 – Condensação de dois trechos em paralelo	34
FIGURA 3 – Condensação de dois trechos em série	35
FIGURA 4 – Condensação de dois trechos de uma junção	36
FIGURA 5 – Ambiente de programação do VBA	44
FIGURA 6 – Fluxo de interpolação e cálculo de coeficientes de perda localizada através de planilhas do Excel	45
FIGURA 7 – Exemplo de planilha com tabela de coeficientes de perda localizada de um componente	45
FIGURA 8 – Planilha de cálculos de coeficientes de perda localizada	46
FIGURA 9 – Planilha para entrada dos dados iniciais do sistema pelo método T ..	47
FIGURA 10 – Resultados da iteração e botões de execução da macro do método T	48
FIGURA 11 – Exemplo de entrada de dados após etapa do dimensionamento inicial	48
FIGURA 12 – Iterações realizadas e botão de execução da macro do método IPS	49
FIGURA 13 – Exemplos de iterações do método IPS	49
FIGURA 14 – Esquema do primeiro sistema de RVAC (ASIEDU et al, 2000).....	51
FIGURA 15 – Diferenças de pressão nos caminhos no primeiro sistema pelo método da velocidade	55
FIGURA 16 – Diferenças de pressão nos caminhos no primeiro sistema pelo método da igual perda de carga	57
FIGURA 17 – Diferenças de pressão nos caminhos no primeiro sistema pelo método T	64
FIGURA 18 – Diferenças de pressão nos caminhos no primeiro sistema pelo método IPS	67
FIGURA 19 – Esquema do segundo sistema de RVAC (ASHRAE, 2001)	69

FIGURA 20 – Esquema do segundo sistema de RVAC com números dos trechos (ASHRAE, 2001)	71
FIGURA 21 – Diferenças de pressão nos caminhos na entrada do ventilador do segundo sistema pelo método da velocidade.....	76
FIGURA 22 – Diferenças de pressão nos caminhos na saída do ventilador do segundo sistema pelo método da velocidade.....	76
FIGURA 23 – Diferença de pressão no ventilador pelo método da velocidade	77
FIGURA 24 – Diferenças de pressão nos caminhos na entrada do ventilador do segundo sistema pelo método da igual perda de carga.....	80
FIGURA 25 – Diferenças de pressão nos caminhos na saída do ventilador do segundo sistema pelo método da igual perda de carga.....	81
FIGURA 26 – Diferença de pressão no ventilador pelo método da igual perda de carga.....	81
FIGURA 27 – Diferenças de pressão nos caminhos na entrada do ventilador do segundo sistema pelo método T	89
FIGURA 28 – Diferenças de pressão nos caminhos na saída do ventilador do segundo sistema pelo método T	90
FIGURA 29 – Diferença de pressão no ventilador pelo método T	90
FIGURA 30 – Diferenças de pressão nos caminhos na entrada do ventilador do segundo sistema pelo método IPS	97
FIGURA 31 – Diferenças de pressão nos caminhos na saída do ventilador do segundo sistema pelo método IPS	97
FIGURA 32 – Diferença de pressão no ventilador pelo método IPS.....	98

LISTA DE TABELAS

TABELA 1 – Dados iniciais do primeiro sistema de RVAC (ASIEDU et al., 2000)	51
TABELA 2 – Dados gerais e econômicos do sistema. (ASIEDU et al., 2000)	52
TABELA 3 – Velocidades recomendadas e máximas para dutos de ar e equipamentos de sistemas de baixa pressão (NB-10, 1978 apud Macintyre, 1990)	52
TABELA 4 – Velocidades máximas consideradas nos trechos do primeiro sistema	53
TABELA 5 – Resultados da primeira aproximação para método da velocidade no primeiro sistema.....	53
TABELA 6 – Perdas de carga nos caminhos na primeira aproximação pelo método da velocidade no primeiro sistema	54
TABELA 7 – Resultados dos diâmetros equivalentes e das perdas de pressão pelo método da velocidade no primeiro sistema após balanceamento.....	54
TABELA 8 – Perdas de carga nos caminhos do primeiro sistema pelo método da velocidade após balanceamento.....	54
TABELA 9 – Dimensões finais das seções dos dutos do primeiro sistema pelo método da velocidade.....	56
TABELA 10 – Resultados dos diâmetros equivalentes e das perdas de pressão pelo método da igual perda de carga no primeiro sistema	57
TABELA 11 – Perdas de carga nos caminhos pelo método da igual perda de carga no primeiro sistema.....	57
TABELA 12 – Dimensões finais das seções dos dutos do primeiro sistema pelo método da igual perda de carga	58
TABELA 13 – Dados iniciais da primeira iteração do método T para o primeiro sistema	59

TABELA 14 – Resultados dos diâmetros equivalentes e das perdas de pressão pelo método T na primeira iteração no primeiro sistema	61
TABELA 15 – Perdas de carga nos caminhos do primeiro sistema pelo método T após primeira iteração	61
TABELA 16 – Excedente de pressão nos caminhos do primeiro sistema pelo método T após primeira iteração	62
TABELA 17 – Resultados finais dos diâmetros equivalentes e das perdas de pressão pelo método T no primeiro sistema.....	62
TABELA 18 – Perdas de carga finais nos caminhos do primeiro sistema pelo método T	63
TABELA 19 – Excedente final de pressão nos caminhos do primeiro sistema pelo método T.....	63
TABELA 20 – Dimensões finais das seções dos dutos do primeiro sistema pelo método T	64
TABELA 21 – Resultados do dimensionamento inicial do primeiro sistema	65
TABELA 22 – Perdas de carga nos caminhos após dimensionamento inicial no primeiro sistema	66
TABELA 23 – Iterações das etapas de aumento de pressão e dimensão no primeiro sistema.....	66
TABELA 24 – Perdas de carga nos caminhos após balanceamento do primeiro sistema	67
TABELA 25 – Dimensões finais das seções dos dutos do primeiro sistema pelo método IPS.....	68
TABELA 26 – Dados iniciais do segundo sistema de RVAC (ASIEDU et al., 2000; ASHRAE, 2001).....	69
TABELA 27 – Dados gerais e econômicos do segundo sistema (ASIEDU et al., 2000)	71
TABELA 28 – Classificação dos dutos de cada trecho do segundo sistema quanto a velocidades recomendadas pela NB-10	73

TABELA 29 – Resultados dos diâmetros equivalentes e das perdas de pressão pelo método da velocidade no segundo sistema após balanceamento.....	75
TABELA 30 – Perdas de carga nos caminhos do segundo sistema pelo método da velocidade após balanceamento.....	75
TABELA 31 – Dimensões finais das seções dos dutos do segundo sistema pelo método da velocidade	77
TABELA 32 – Resultados dos diâmetros equivalentes e das perdas de pressão pelo método da igual perda de pressão no segundo sistema.....	79
TABELA 33 – Perdas de carga nos caminhos do segundo sistema pelo método da igual perda de carga	80
TABELA 34 – Dimensões finais das seções dos dutos do segundo sistema pelo método da velocidade	82
TABELA 35 – Dados iniciais da primeira iteração pelo método T para o segundo sistema.....	84
TABELA 36 – Resultados finais dos diâmetros equivalentes e das perdas de pressão pelo método T no segundo sistema.....	87
TABELA 37 – Perdas de carga finais nos caminhos do segundo sistema pelo método T.....	88
TABELA 38 – Excedentes de pressão nos caminhos do segundo sistema pelo método T.....	88
TABELA 39 – Dimensões finais das seções dos dutos do segundo sistema pelo método T.....	91
TABELA 40 – Resultados do dimensionamento inicial do segundo sistema.....	92
TABELA 41 – Perdas de carga nos caminhos do segundo sistema pelo método IPS após dimensionamento inicial.....	93
TABELA 42 – Iterações das etapas de aumento de pressão e dimensão no sistema de entrada do segundo sistema.....	94
TABELA 43 – Iterações das etapas de aumento de pressão e dimensão no sistema de saída do segundo sistema.....	95

TABELA 44 – Perdas de carga nos caminhos do segundo sistema pelo método IPS	98
TABELA 45 – Dimensões finais das seções dos dutos do segundo sistema pelo método IPS	99
TABELA 46 – Validação do modelo matemático desenvolvido	100
TABELA 47 – Resultados obtidos pelos quatro métodos no primeiro sistema	101
TABELA 48 – Resultados obtidos pelos quatro métodos na entrada do segundo sistema.....	102
TABELA 49 – Resultados obtidos pelos quatro métodos na saída do segundo sistema.....	102
TABELA 50 – Pressões no ventilador e custo total do segundo sistema	102

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

ASHRAE - American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers

IPS – Initial duct sizing, Pressure augmentation and Size augmentation

RVAC - Refrigeração, Ventilação e Ar Condicionado

VBA – Visual Basic for Applications

LISTA DE SÍMBOLOS

A	área da seção do duto	m^2
c_d	coeficiente de perda de carga distribuída	[1]
c_o	coeficiente de perda de carga localizada	[1]
d_{eq}	diâmetro equivalente da seção do duto	m
d_f	diâmetro equivalente por atrito	m
e	rugosidade	mm
E	custo de ciclo de vida	\$
E_p	custo de energia inicial	\$
E_s	custo de implementação	\$
E_d	custo de demanda de energia	$\$/kW$
E_c	custo unitário de energia elétrica	$c\$/kWh$
f	fator de atrito	[1]
f'	fator de atrito com ar de Altshul-Tsal	[1]
g_c	fator dimensional do método T	$kg \cdot m / N \cdot s^2$
H	altura da seção do duto	m
J	perda de pressão por unidade de comprimento	Pa / m
K_s	coeficiente característico do trecho	$m^{2,4} / s^{0,4}$
L_t	comprimento total do duto	m
n	fator de correção quanto à forma geométrica	[1]
p	pressão	Pa
PWEF	fator de custo	[1]
Q	vazão no duto	m^3 / s
Re_D	número de Reynolds	[1]
S_d	custo do duto	$\$/m^2$
T	tempo operacional	h / ano
v	velocidade de escoamento no duto	m / s
W	largura da seção do duto	m
Z_l	fator econômico de energia do método T	$m^3\$/s \ kW$

Z_2	fator econômico de material do método T	$N^{0,2} \cdot s^{0,4} \cdot \$ \cdot m^{-2,8}$
Z_3	fator econômico método IPS	m^2 / kW

Letras Gregas

ρ	massa específica	kg / m^3
ν	viscosidade cinemática	m^2 / s
Δp	diferença de pressão	Pa
η_v	rendimento do ventilador	[1]
η_m	rendimento do motor do ventilador	[1]
λ_R	fator de perda de carga de duto retangular	[1]
λ_C	fator de perda de carga de duto circular	[1]
∂	densidade do duto	[1]
μ	função intermediária de perda de carga do Método T	m

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO	20
2. DESCRIÇÃO DOS MÉTODOS DE DIMENSIONAMENTO DE DUTOS ..	27
2.1. <i>MÉTODO DA VELOCIDADE.....</i>	<i>27</i>
2.2. <i>MÉTODO DA IGUAL PERDA DE CARGA.....</i>	<i>30</i>
2.3. <i>MÉTODO T</i>	<i>31</i>
2.3.1. Condensação do sistema	33
2.3.1.1. Condensação de dois trechos em paralelo	34
2.3.1.2. Condensação de dois trechos em série	35
2.3.1.3. Condensação junções e bifurcações	36
2.3.2. Seleção do ventilador	36
2.3.3. Expansão do sistema	38
2.4. <i>MÉTODO IPS.....</i>	<i>39</i>
2.4.1. Algoritmo da etapa de Dimensionamento inicial	41
2.4.2. Algoritmo da etapa de Aumento de Pressão.....	41
2.4.3. Algoritmo da etapa de Aumento de Dimensão	42
3. PROCEDIMENTOS DE CÁLCULOS DOS MÉTODOS	43
3.1. <i>FUNCIONAMENTO DE MACRO DO MÉTODO T.....</i>	<i>46</i>
3.2. <i>FUNCIONAMENTO DE MACRO DO MÉTODO IPS</i>	<i>48</i>
4. APLICAÇÃO EM SISTEMAS DE RVAC.....	50
4.1. <i>PRIMEIRO SISTEMA DE RVAC.....</i>	<i>50</i>
4.1.1. Descrição do primeiro sistema de RVAC	50
4.1.2. Considerações do primeiro sistema de RVAC	52
4.1.3. Aplicação do método da velocidade no primeiro sistema	52
4.1.4. Aplicação do método da igual perda de carga no primeiro sistema	56
4.1.5. Aplicação do método T no primeiro sistema	58
4.1.6. Aplicação do método IPS no primeiro sistema.....	64
4.2. <i>SEGUNDO SISTEMA DE RVAC.....</i>	<i>68</i>
4.2.1. Descrição do segundo sistema de RVAC	68
4.2.2. Considerações do segundo sistema de RVAC	71
4.2.3. Aplicação do método da velocidade no segundo sistema.....	73
4.2.4. Aplicação do método da igual perda de carga no segundo sistema.....	78
4.2.5. Aplicação do método T no segundo sistema	83
4.2.6. Aplicação do método IPS no segundo sistema.....	91
5. ANÁLISE DE RESULTADOS	100
5.1. <i>ANÁLISE DE RESULTADOS DO PRIMEIRO SISTEMA.....</i>	<i>100</i>

5.2. ANÁLISE DE RESULTADOS DO SEGUNDO SISTEMA.....	102
6. CONCLUSÕES	104
REFERÊNCIAS	106

1. INTRODUÇÃO

De acordo com MacIntyre (1990), ventilação industrial é uma operação mecânica que visa controlar a temperatura, a distribuição de ar e a umidade dos ambientes fabris. A ventilação não está relacionada apenas ao conforto de quem trabalha no ambiente, mas também ao controle da poluição gerada pelos gases emitidos pelas empresas ao meio ambiente e que podem causar danos à saúde de populações vizinhas.

Além da necessidade de um sistema de ventilação eficaz, está a necessidade constante de economia de energia, seja ela química, mecânica ou elétrica. “Estudos mostram que sistemas de dutos de Refrigeração, Ventilação e Ar Condicionado (RVAC) estão entre os maiores consumidores de energia elétrica em instalações industriais e comerciais.” ((TSAL; BEHLS; MANGEL, 1988a), (ASIEDU, BESANT E GU, 2000)).

Vários fatores influenciam neste consumo, como perdas, energia elétrica consumida pelo ventilador, volume de material, entre outros. Asiedu, Besant e Gu (2000) afirmam que um dimensionamento pobre dos dutos de um sistema de ventilação levará a um desperdício de energia ou a um superdimensionamento dos dutos deste sistema, aumentando assim o custo do ciclo de vida do sistema.

Avgelis e Papadopoulos (2009) listam quatro fatores de influência em sistemas de RVAC: economia, energia, conforto do usuário e meio ambiente. O equilíbrio destes fatores proporciona um sistema com eficiência considerada ideal.

A partir destas afirmações, um bom dimensionamento do sistema de ventilação torna-se muito importante, pois um sistema bem dimensionado irá permitir a utilização de um ventilador menor, e que por sua vez consumirá menos energia. Um sistema dimensionado incorretamente levará a um desperdício de energia ou gasto excessivo com material, no caso de dutos superdimensionados. Em falhas de dimensionamento de sistemas de RVAC torna-se necessário o ajuste de vazões e perdas de carga por *dampers* ou acréscimo de inversores ao sistema para controle da velocidade do ventilador, o que acarreta em desgastes e encarecimento do sistema (CHEN et al., 2006).

Antes de realizar o dimensionamento dos dutos de um sistema é necessário determinar a quantidade de trechos que farão parte do sistema, as vazões de cada trecho e os componentes que comporão o sistema, além do material que será utilizado para confecção dos dutos.

De acordo com Wang (2001), os dutos de um sistema de ar podem ser classificados em quatro tipos de acordo com sua função de transporte:

- Duto de fornecimento: duto que transporta o ar condicionado ao ambiente que se deseja condicionar;
- Duto de retorno: duto que transporta ar retirado do ambiente condicionado de volta para o ventilador;
- Duto de ar externo: duto que transporta o ar externo ao ventilador, ou diretamente ao ambiente condicionado;
- Duto de exaustão: duto que transporta ar contaminado ou não do ambiente condicionado e libera para o ambiente externo.

Estes dutos podem ainda ser classificados, segundo NB-10 (1978 apud Macintyre, 1990), quanto à sua velocidade como:

- Dutos de descarga do ventilador;
- Tomada de ar externo;
- Dutos principais;
- Ramais horizontais;
- Ramais verticais.

Para que o ar escoe ao longo de um duto é necessário que um ventilador forneça energia ao ar para que este possa chegar a todos os pontos do sistema com as vazões projetadas. Este ventilador deverá fornecer energia suficiente para que o ar vença as perdas de carga localizadas e as perdas distribuídas.

De acordo com Brooks (1995), as perdas num sistema de ventilação são transformações irreversíveis de energia mecânica em calor. Há dois tipos de perdas:

localizadas e distribuídas. As perdas distribuídas estão relacionadas à viscosidade do fluido e são resultantes de interações momentâneas entre moléculas num escoamento laminar e entre partículas se movendo em diferentes velocidades num escoamento turbulento. Para determinação de perdas distribuídas é necessário se conhecer o coeficiente de perda de carga do duto, o que pode ser obtido com auxílio do fator de atrito extraído do diagrama de Moody a partir de parâmetros do escoamento como o número de Reynolds e a velocidade de escoamento, conhecendo-se a rugosidade do material.

As perdas de carga localizadas se devem aos componentes presentes em cada trecho do sistema, componentes como têes, junções, cotovelos, divisores de fluxo, telas e *dampers*. O *Handbook of Fundamentals* da *American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers* (ASHRAE) (2001) apresenta algumas tabelas de coeficientes de perdas localizadas para vários destes componentes padronizados.

Outro fator importante é a forma da seção dos dutos. Para Wang (2001), dutos retangulares são mais facilmente adaptáveis a espaços entre colunas e tetos e apresentam perdas menores que dutos circulares. São mais utilizados em sistemas de baixa pressão. Por outro lado, dutos circulares apresentam maior rigidez e força e têm seus coeficientes de perda mais facilmente calculados.

Segundo a ASHRAE (2001), um sistema de ventilação deve ser dimensionado de forma a se obter o balanceamento do sistema.

Tsal, Behls e Mangel (1988a) estabelecem três requisitos para um método de dimensionamento otimizado dos dutos de um sistema de ventilação:

1. O ventilador deve operar num sistema de pressão ótimo;
2. As razões entre as velocidades em todas as seções do sistema devem ser otimizadas;
3. O balanceamento do sistema deve ser obtido apenas alterando as dimensões dos dutos, sem utilização de *dampers* ou outros aparelhos.

Segundo Brooks (1995), quanto mais complexo, mais vantajoso é o método, pois menor será o custo total com material e energia.

Diversos métodos são tradicionalmente encontrados na literatura. Dentre eles, os mais conhecidos são o método da velocidade, o método da recuperação da pressão estática (*static pressure regain method*) e os métodos baseados em custo de ciclo de vida.

Métodos como o da velocidade ou da igual perda de carga determinam os diâmetros das seções dos dutos em cada trecho sem se preocupar com o balanceamento da pressão em junções e bifurcações. Após o dimensionamento de todo o sistema usando um destes métodos o sistema é analisado e balanceado. Estes métodos não levam em conta os custos durante sua aplicação.

O método da velocidade utiliza altos valores de velocidade para trechos próximos à saída do ventilador e baixas velocidades nos trechos mais extremos. As velocidades iniciais são determinadas arbitrariamente. Para Brooks (1995), a utilização deste método para dimensionamento de dutos é mais arte do que engenharia.

No método da recuperação da pressão estática, cada junção ou bifurcação é dimensionada de forma que a pressão estática nas entradas e saídas da conexão sejam aproximadamente as mesmas. Esta recuperação é conseguida pela variação dos diâmetros, normalmente se diminuindo a velocidade. Na literatura podem ser encontradas diversas críticas a esse procedimento pois a perda de energia está relacionada a pressão total e não à pressão estática (TSAL; BEHLS, 1988)

“O método da igual perda de carga requer que os dutos sejam dimensionados de forma que haja uma perda de pressão por unidade de comprimento constante em cada trecho do sistema.” (ASIEDU; BESANT; GU, 2000)

Quando realizados manualmente, os métodos da velocidade e da igual perda de carga são normalmente realizados apenas no caminho crítico, que é o caminho com maior perda de carga.

Os métodos baseados no custo de ciclo de vida, além das condições hidrodinâmicas dos escoamentos, buscam minimizar este custo, minimizando o valor obtido através da Eq. (1).

$$E = E_p \cdot (PWEF) + E_s \quad (1)$$

sendo E o custo do ciclo de vida do sistema, E_p o custo com o primeiro ano de energia, PWEF o fator de custo, e E_s o custo de implementação.

Tsal, Behls e Mangel (1988a) desenvolveram um método que otimiza o dimensionamento de dutos levando em conta o custo do ciclo de vida, buscando um sistema balanceado.

O método consiste em três etapas:

1. Condensação do sistema: o sistema é reduzido a um único duto imaginário com características hidráulicas idênticas e o mesmo custo do sistema todo;
2. Seleção do ventilador: estabelece o ventilador ideal e a perda de pressão total do sistema. A perda de pressão total do sistema é fundamental para o cálculo da potência requerida pelo ventilador através da expressão $\dot{W} = \Delta p \cdot Q$;
3. Expansão do sistema: o duto imaginário é então expandido recriando o sistema original e, através da perda total de pressão, os dutos de cada trecho são dimensionados.

Asiedu, Besant e Gu (2000) desenvolveram um método, denominado IPS (*Inicial duct sizing, Pressure augmentation and Size augmentation*), que simplifica o método de Tsal, Behls e Mangel (1988a, 1988b, 1990, 1998a, 1998b), para o qual não são realizadas as etapas de condensação e expansão. O dimensionamento é feito por meio de iterações considerando o sistema com sua configuração original. Ao realizar o dimensionamento por este método assim como pelo método de Tsal, Behls e Mangel (1988a, 1988b, 1990, 1998a, 1998b), o sistema apresentará o melhor balanceamento possível com o menor custo de ciclo de vida possível.

Associadas ao dimensionamento de dutos foram desenvolvidas ferramentas computacionais a fim de proporcionar maior praticidade aos projetistas. Uma discussão de alguns métodos pode ser encontrada em Tsal e Adler (1987) sendo este

trabalho anterior ao desenvolvimento dos métodos baseados em custo de ciclo de vida. Mais recentemente, Mathews e Claassen (2003) desenvolveram um software para aplicação do método de Tsal et al. (1988a, 1988b, 1990, 1998a, 1998b) e afirmam que sua utilização gera uma economia de 8% com custos com material, 3% de custos com energia o que corresponde a 5% de economia no custo de ciclo de vida quando comparado a um sistema já em funcionamento.

De acordo com Fong et al. (2009) muitos problemas de dimensionamento foram solucionados nas últimas duas décadas com o desenvolvimento de métodos otimizados, em que apresentam um estudo de otimização visando o controle de consumo de energia, em um sistema pré-existente, utilizando algoritmos evolucionários.

Neste trabalho estudam-se quatro métodos de dimensionamento de dutos dentre os existentes: método da velocidade, método da igual perda de carga, o método T desenvolvido por Tsal, Behls e Mangel (1988a, 1988b) e o método IPS (*Initial duct sizing, Pressure augmentation and Size augmentation*), que é uma simplificação do próprio método T. Nos dois primeiros métodos os tamanhos dos dutos são determinados de forma direta, impondo-se as velocidades dos diversos trechos do sistema ou estipulando-se igual perda de carga por comprimento para todos os trechos do sistema, e, em seguida calculando as perdas de carga nos trechos e realizando o balanceamento de pressão para então se chegar aos tamanhos dos dutos. Estes métodos, embora eficientes, podem gerar um custo desnecessário para o projeto, uma vez que os dutos podem ser superdimensionados gerando custo maior com material, e, tornando ainda necessário um ventilador maior, o que gera um maior custo operacional com suprimento de energia. Os métodos T e IPS, por sua vez, visam otimizar o custo por ciclo de vida através de algoritmos, e dessa forma o dimensionamento dos dutos é realizado através de iterações, que resultarão nos tamanhos ideais, funcional e economicamente, dos dutos para cada trecho do sistema de RVAC.

A aplicação dos métodos de dimensionamento de dutos nos sistemas propostos foi realizada com auxílio de recursos computacionais presentes no aplicativo Microsoft Excel. Os dois primeiros métodos foram aplicados apenas com utilização de funções simples já disponíveis no aplicativo, enquanto que para aplicação dos métodos

otimizados T e IPS, por serem iterativos, foi necessário desenvolver um modelo matemático na linguagem *Visual Basic for Applications* (VBA), que é a linguagem de programação do Excel, tendo em vista que os cálculos exigem funções mais complexas, além do emprego de lógica para sua execução.

2. DESCRIÇÃO DOS MÉTODOS DE DIMENSIONAMENTO DE DUTOS

Vários métodos de dimensionamento de dutos relacionados a sistemas de HVAC são encontrados na literatura. Nos métodos mais tradicionais, como os métodos da velocidade e da igual perda de carga, os dutos de todo o sistema são dimensionados inicialmente e em seguida são calculadas as perdas de pressão nos caminhos críticos para se balancear o sistema e chegar ao tamanho do ventilador. Os métodos otimizados, como o método T e o IPS, buscam, além de dimensionar um sistema balanceado, obter o menor custo de ciclo de vida do sistema que leva em consideração o custo com energia consumida, taxas de juros e amortização de investimento e custo com material.

A fim de uma melhor visualização da complexidade e aplicação destes métodos e suas potencialidades, a formulação para cada um deles é mostrada na sequência.

2.1. MÉTODO DA VELOCIDADE

Neste método, chamado por Macintyre (1990), entre outros autores, como método dinâmico, escolhe-se a velocidade nos diversos trechos retilíneos do sistema, sendo que as velocidades serão maiores nos trechos principais e menores nos trechos secundários; em seguida, determinam-se as seções transversais dos dutos. A escolha destas velocidades depende da experiência do projetista, sendo, entretanto balizada pela existência de normas técnicas que visam a obtenção de conforto do usuário, principalmente no que concerne aos níveis de ruído.

Numa primeira aproximação, com utilização do valor da vazão, Q , de cada trecho, pode-se calcular a área, A , de cada seção e em seguida o diâmetro equivalente d_{eq} , de cada seção através das equações (2) e (3):

$$A = \frac{Q}{v} \quad (2)$$

$$d_{eq} = \sqrt{\frac{4 \cdot A}{\pi}} \quad (3)$$

Para dutos circulares, o diâmetro é o próprio diâmetro equivalente, já para dutos retangulares, conhecendo-se uma de suas dimensões (altura (H) ou largura (W)) e seu diâmetro equivalente, utiliza-se a equação (4), através de iterações, para determinar sua outra dimensão.

$$d_{eq} = 1,3 \cdot \sqrt[8]{\frac{(H \cdot W)^5}{(H + W)^2}} \quad (4)$$

Em seguida são determinados os coeficientes de perdas de carga distribuída e localizada em cada caminho do sistema. O coeficiente da perda distribuída, referente à rugosidade do material dos dutos, é calculado através da equação (5), já para as perdas localizadas, os coeficientes para cada componente que gera perda de carga no trecho são obtidos e somados com auxílio de tabelas de coeficientes de perda de carga de componentes ou mesmo softwares dedicados a determinação de perda de carga para diferentes componentes e somados.

$$c_d = f \cdot \frac{L_t}{d_{eq}} \quad (5)$$

O fator de atrito da equação (5) pode ser obtido por meio do diagrama de Moody ou determinado através de equações empíricas como a equação (6) de Altshul-Tsal (ASHRAE, 2001). O número de Reynolds, encontrado pela equação (7), é utilizado para determinar o fator de atrito, além de ser utilizado como parâmetro para determinação do coeficiente de perda localizada de alguns componentes.

$$f' = 0,11 \cdot \left(\frac{e}{d_{eq}} + \frac{68}{Re_D} \right)^{0,25}$$

$$f = f' \quad \text{se} \quad f' \geq 0,018$$

$$f = 0,85 \cdot f' + 0,0028 \quad \text{se} \quad f' < 0,018$$
(6)

$$Re_D = \frac{v \cdot d_{eq}}{\nu}$$
(7)

Definidas as dimensões dos dutos dos trechos do sistema e os coeficientes de perda de carga, deve-se então calcular as pressões nas junções e bifurcações do sistema aplicando a equação (8) em cada um dos trechos do sistema, iniciando-se pelos ramos mais extremos, que são as entradas e saídas do sistema e geralmente estão à pressão atmosférica. Desta forma é possível encontrar a diferença de pressão no ventilador, tornando possível selecionar um ventilador que atenda às necessidades do sistema. Como normalmente o sistema estará desbalanceado, apresentando diferentes quedas de pressão nos diferentes caminhos, deve-se balancear o sistema reduzindo-se a velocidade do ar nas seções dos dutos dos trechos nos caminhos que apresentam maior queda de pressão, aumentando-se seu diâmetro, ou, reduzindo-se o diâmetro dos trechos que apresentam menor queda de pressão, aumentando-se assim a velocidade do ar neste trecho.

$$\Delta p = p_{extra} + (c_d + \sum c_o) \cdot \rho \cdot \frac{v^2}{2}$$
(8)

Para calcular a diferença de pressão no ramo seguinte, deve-se utilizar a maior pressão encontrada na junção ou bifurcação, até que todo o sistema esteja balanceado e seja possível determinar a diferença de pressão no ventilador, permitindo a escolha do ventilador mais adequado.

2.2. MÉTODO DA IGUAL PERDA DE CARGA

Neste método, o dimensionamento dos dutos é feito adotando-se uma perda constante de pressão por unidade de comprimento (perda de carga unitária J) nos trechos pertencentes ao caminho crítico, que é definido como o conjunto de trechos entre a entrada e a saída do ar que apresenta a maior queda de pressão. Em seguida, utilizando-se a equação (9), determina-se a perda de pressão em cada trecho deste caminho. Substituindo-se então a velocidade na equação (8) por um rearranjo da equação (2), encontra-se o diâmetro equivalente dos dutos (equação (10)) e, de forma iterativa, torna-se possível na sequência a determinação das áreas, coeficientes de perda de pressão e, no caso dos dutos retangulares, as dimensões dos dutos através das equações (2), (3) e (4).

$$J = \frac{\Delta p}{Lt} \quad (9)$$

$$d_{eq} = \sqrt[4]{\frac{(c_d + \Sigma c_o) \cdot \rho \cdot 8 \cdot Q^2}{\pi^2 (\Delta p - p_{extra})}} \quad (10)$$

Uma vez conhecidas as pressões nas junções, podem-se determinar as diferenças de pressão nos trechos não pertencentes ao caminho crítico e dimensionar os dutos destes trechos. Caso os ramos adjacentes ao caminho crítico também tenham ramificações, deve-se identificar o caminho crítico deste ramo, determinar a diferença de pressão total neste caminho e seguir o procedimento acima descrito para o subsistema e assim por diante até que todo o sistema esteja dimensionado.

A determinação do caminho crítico depende da intuição e experiência do projetista, porém, pode-se utilizar o método da velocidade como pré-dimensionador.

A perda de pressão por comprimento no caminho crítico pode ser definida com auxílio da Figura 1 de acordo com a vazão no trecho, sendo que a faixa hachurada representa a melhor região de projeto segundo *Handbook of Fundamentals* da ASHRAE (2001).

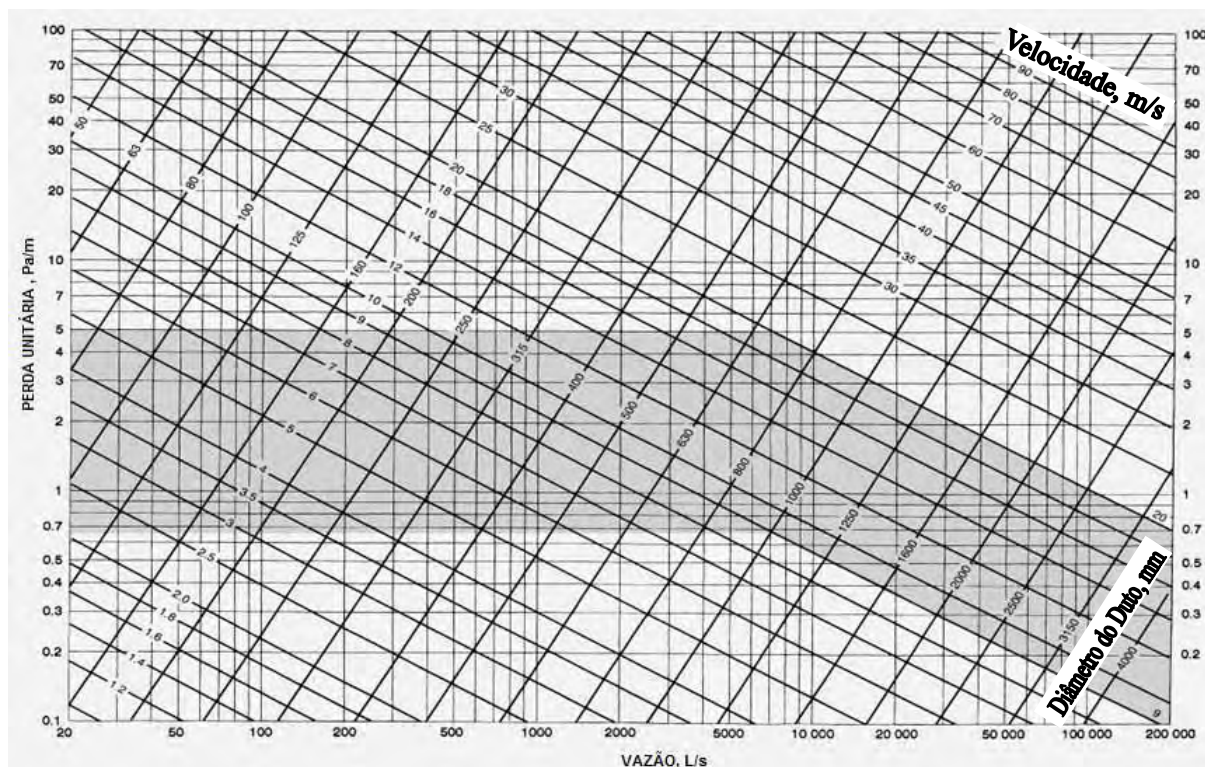


Figura 1 – Gráfico da perda de carga para dutos circulares ($\rho = 1,2 \text{ kg/m}^3$; $e = 0,09\text{mm}$) (ASHRAE, 2001)

2.3. MÉTODO T

Este é um método iterativo que dimensiona os dutos de cada trecho de um sistema a partir da determinação e da distribuição da pressão ideal do ventilador ao longo do sistema. Cada iteração é realizada em três etapas: condensação do sistema, seleção do ventilador e expansão do sistema. Durante a etapa de condensação todo o sistema composto por vários trechos é reduzido a um sistema equivalente de um único trecho, ou, no caso de um sistema dividido em dois subsistemas, de aspiração e insuflação, este é reduzido a um sistema de dois trechos. Em seguida, na etapa de seleção do ventilador, é determinada a pressão ideal no ventilador. E por fim, na etapa de expansão, a pressão total é distribuída através dos trechos do sistema inicial permitindo o dimensionamento de seus dutos.

A perda de carga em cada trecho é determinada pela equação (11) desenvolvida por Tsal et al. (1988a) a partir da equação de Darcy-Weisbach:

$$\Delta p = 0,811 \cdot g_c^{-1} \cdot \mu \cdot \rho \cdot Q^2 \cdot d_{eq}^{-5} \quad (11)$$

Sendo que μ é uma função intermediária de perda de carga calculada pelas equações (12) para dutos circulares e (13) para dutos retangulares ou quadrados.

$$\mu = f \cdot L + \sum c_o \cdot d_{eq} \quad (12)$$

$$\mu = \left(\frac{f \cdot L}{d_f} + \sum c_o \right) \cdot d_{eq} \quad (13)$$

ρ é a massa específica do fluido, g_c é uma constante dimensional, d_f é o diâmetro equivalente para o atrito, e os coeficientes c_o são os coeficientes de perda de carga localizada referentes aos componentes existentes em cada trecho como bifurcações, *dampers* e reduções.

O fator de atrito (f) é determinado através das equações (6) e (7) e d_{eq} assume o valor do diâmetro do duto calculado na iteração anterior pela equação (14):

$$d_{eq} = n \cdot 0,959 \cdot (\mu \cdot \rho)^{0,2} \cdot Q^{0,4} \cdot (g_c \cdot \Delta p)^{-0,2} \quad (14)$$

sendo n um parâmetro de correção (TSAL et al., 1988a) da equação quanto à forma geométrica da seção

$n = 1$, para duto circular

$n = 1,128$, para duto quadrado

$$n = \frac{1 + \frac{H}{W}}{\sqrt{\pi \cdot \frac{H}{W}}} , \text{ para duto retangular} \quad (15)$$

O diâmetro equivalente pelo atrito d_f , para os dutos retangulares, é definido pela equação (16):

$$d_f = 2 \cdot \frac{H \cdot W}{H + W} \quad (16)$$

Neste método, d_f também é utilizado na equação (7) no lugar de d_{eq} para determinação do número de Reynolds dos dutos retangulares ou quadrados. Nestes dutos, conhecendo-se a altura (H) ou a largura (W) do duto, sua outra dimensão é encontrada pela equação (17):

$$d_{eq} = 1,128 \cdot (H \cdot W)^{0,5} \quad (17)$$

Como as equações (11) e (14) são interdependentes, após a etapa de expansão de cada iteração, os diâmetros equivalentes (d_{eq}) encontrados são utilizados na etapa de condensação da iteração seguinte, com exceção da primeira iteração, quando é necessário estimar o valor de d_{eq} adotando-se um valor arbitrário para a velocidade em cada trecho e aplicando as equações (2) e (3). O sistema estará completamente dimensionado quando os diâmetros equivalentes (d_{eq}) de duas iterações subseqüentes convergirem para um mesmo valor.

2.3.1. Condensação do sistema

A condensação de um sistema se dá substituindo-se todos os trechos deste sistema por um único trecho equivalente. Este processo é realizado gradativamente desde os trechos mais periféricos das extremidades do sistema até se alcançar os trechos de entrada e saída do ventilador. Para isso, é necessário conhecer as vazões (Q) e diferenças de pressão em cada trecho (Δp) calculadas pela equação (11), além do coeficiente característico (K_s) de cada duto, que estabelece uma relação entre as perdas de carga e as vazões de cada trecho, permitindo obter uma perda de carga equivalente no momento da condensação de dois ou mais trechos.

$$K_s = n \cdot \mu^{0,2} \cdot Q^{0,4} \cdot L \quad (18)$$

Os trechos em série, em paralelo e ligados por junções e bifurcações são substituídos por trechos imaginários equivalentes até que se reduza todo o sistema a um único trecho com vazão, perda de carga e coeficientes característicos próprios. As seções a seguir descrevem a condensação de diferentes configurações de trechos encontradas nos sistemas de RVAC.

2.3.1.1. Condensação de dois trechos em paralelo

A Figura 2 apresenta dois trechos em paralelo que são substituídos por um único trecho imaginário (trecho 1-2).

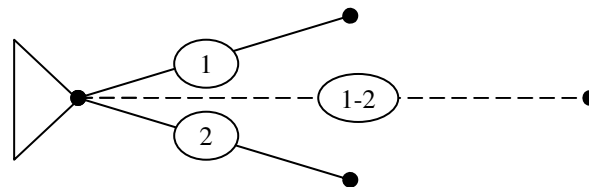


Figura 2 – Condensação de dois trechos em paralelo.

A vazão do trecho imaginário é a soma das vazões dos trechos originais, enquanto a perda de carga será a mesma nos três trechos:

$$Q_{1-2} = Q_1 + Q_2 \quad (19)$$

$$\Delta p_{1-2} = \Delta p_1 = \Delta p_2 \quad (20)$$

O coeficiente característico do trecho imaginário é a soma dos coeficientes dos dois trechos originais:

$$K_{S_{1-2}} = K_{S_1} + K_{S_2} \quad (21)$$

2.3.1.2. Condensação de dois trechos em série

O resultado da condensação de dois trechos em paralelo, quando em série com outro trecho, pode resultar em dois trechos em série. A Figura 3 apresenta dois trechos em série que são substituídos por um único trecho imaginário (trecho 1-2):

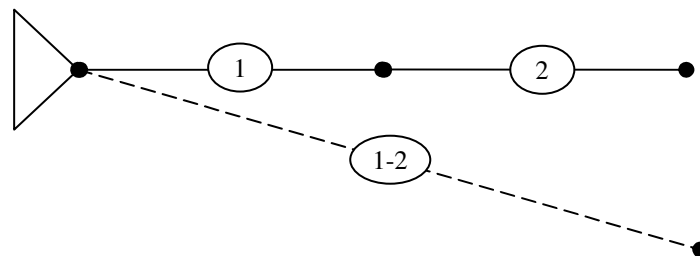


Figura 3 – Condensação de dois trechos em série.

A vazão do trecho imaginário é a mesma dos trechos originais, enquanto a perda de carga será soma das perdas nos trechos 1 e 2:

$$Q_{1-2} = Q_1 = Q_2 \quad (22)$$

$$\Delta p_{1-2} = \Delta p_1 + \Delta p_2 \quad (23)$$

O coeficiente característico do trecho imaginário é encontrado através da equação (24):

$$K_{S_{1-2}} = \left(K_{S_1}^{0,833} + K_{S_2}^{0,833} \right)^{1,2} \quad (24)$$

2.3.1.3. Condensação junções e bifurcações

A Figura 4 apresenta a redução de uma junção com um trecho principal (trecho 3) em série com dois trechos periféricos em paralelo (trechos 1 e 2) num único trecho, o trecho 1-3. Primeiro condensa-se os trechos em paralelo 1 e 2 utilizando a equação (21). Dessa forma o sistema se resumirá a dois trechos em série, trechos 3 e 1-2. Aplicando a equação (24) o sistema é condensado a um único trecho 1-3. A equação (25) sintetiza estes passos:

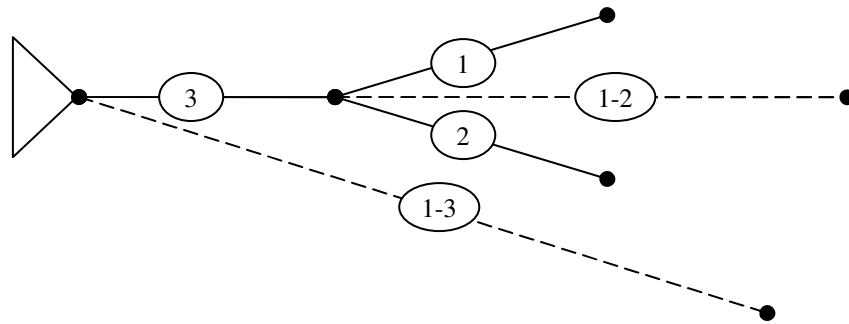


Figura 4 – Condensação dos trechos de uma junção.

$$K_{S_{1-3}} = \left[\left(K_{S_1} + K_{S_2} \right)^{0,833} + K_{S_3}^{0,833} \right]^{1,2} \quad (25)$$

2.3.2. Seleção do ventilador

Após a condensação do sistema, a seleção do ventilador ideal se torna mais fácil, uma vez que a diferença de pressão (Δp) no trecho imaginário é a pressão do ventilador. É também nesta etapa que o custo do ciclo de vida do sistema é analisado. De acordo com Tsal et al. (1988a), este método é aplicável às quatro situações seguintes:

Caso 1: a pressão ótima do ventilador é calculada e então é selecionado um ventilador compatível.

Caso 2: o custo de uma central de condicionamento é definido por uma função e adicionado ao custo dos dutos. Então, é definida a pressão ótima do ventilador.

Caso 3: existem centrais de condicionamento disponíveis e uma comparação é feita entre os custos do ciclo de vida do sistema com cada um. O ventilador ideal é aquele que minimiza o custo.

Caso 4: o ventilador já é pré-selecionado e sua pressão é tida como ótima.

Neste estudo será analisada a primeira aplicação, e a pressão ideal do ventilador será definida pela equação (26):

$$p_{vent} = 0,26 \cdot \left(\frac{Z_2}{Z_1} \cdot K_s \right)^{0,833} + p_{extra} \quad (26)$$

Sendo Z_1 e Z_2 funções intermediárias relacionadas ao custo de ciclo de vida e K o coeficiente característico do trecho imaginário equivalente a todo sistema.

$$Z_1 = \frac{Q_{vent} \cdot (E_d + E_c \cdot T) \cdot PWEF}{100000 \cdot \eta_v \cdot \eta_m} \quad (27)$$

$$Z_2 = 0,959 \cdot \pi \cdot \left(\frac{\rho}{g_c} \right)^{0,2} \cdot S_d \quad (28)$$

2.3.3. Expansão do sistema

A etapa de expansão distribui a pressão do ventilador através dos trechos do sistema permitindo se chegar ao tamanho do duto de cada trecho. Ao contrário da etapa de condensação, a expansão do sistema começa nos trechos mais próximos ao ventilador e segue para os trechos mais extremos até que todo o sistema seja dimensionado. Assim, utilizando como exemplo o sistema da Figura 4 e conhecendo a pressão do ventilador, da razão de pressão entre o trecho 3 e o trecho imaginário 1-2 que estão em série tem-se:

$$\frac{\Delta p_3}{\Delta p_{1-2}} = \frac{K_{s_3}}{K_{s_{1-2}}} \quad (29)$$

Aplicando as equações (23) e (25) obtém-se:

$$\Delta p_3 = \Delta p_{1-3} \cdot T_3 \quad (30)$$

sendo

$$T_3 = \left(\frac{K_{s_3}}{K_{s_{1-3}}} \right)^{0,833} \quad (31)$$

e, Δp_{1-3} é a pressão requerida para o trecho já descontada da pressão no nó superior a máxima perda extra de pressão para o trecho, que é a soma da maior perda de carga entre os trechos subseqüentes e as perdas extras de pressão no próprio trecho, quando existirem.

$$\Delta p_{1-3} = p_{up_3} - \left[\max(\Delta p_1, \Delta p_2) + \Delta p_{extra_3} \right] \quad (32)$$

Como a diferença de pressão total no sistema é a pressão do ventilador, é possível determinar a diferença de pressão no trecho 3 e, através da equação (14), seu diâmetro equivalente, além de determinar a pressão no nó seguinte ao trecho 3.

$$p_{dn_3} = p_{up_3} - \Delta p_3 \quad (33)$$

Dessa forma, ainda considerando o sistema da Figura 4, a pressão do nó inferior ao trecho 3 é a pressão superior dos trechos seguintes que partem deste mesmo nó.

$$p_{dn_3} = p_{up_2} = p_{up_1} \quad (34)$$

Este processo é repetido analogamente nos demais trechos até que todo o sistema seja dimensionado.

2.4. MÉTODO IPS

Este método é uma simplificação do método T e também é realizado através de iterações, porém não há condensação nem expansão do sistema. A cada iteração, um trecho, selecionado através de um algoritmo, tem sua dimensão modificada alterando assim a distribuição de pressão de todo o sistema, inclusive a pressão do ventilador. Caso a alteração atenda aos critérios de dimensionamento, esta é mantida, senão retoma sua dimensão anterior. Este processo é repetido até que não se consiga alterar a dimensão de nenhum trecho. Assim como o método T, este método leva em consideração o custo do ciclo de vida, e é necessário calcular o fator econômico através da equação (35), que será utilizado em seguida durante as etapas do dimensionamento:

$$Z_3 = \frac{(E_d + E_c \cdot T) \cdot PWEF}{1000 \cdot S_d \cdot \eta_v \cdot \eta_m} \quad (35)$$

Um dimensionamento inicial é realizado aplicando as equações (36) e (37), referentes ao diâmetro e fator de perda de carga respectivamente, nos trechos do sistema, sendo obtido um valor inicial do diâmetro da seção de cada trecho:

$$d_{eq} = \sqrt[5]{\frac{8 \cdot \rho \cdot Z_3 \cdot Q^3 \cdot \lambda_C}{\pi^3 \cdot L}} \quad (36)$$

sendo

$$\lambda_C = 5 \cdot c_d + 4 \cdot \Sigma c_o \quad (37)$$

Como o termo c_d é dependente de d_{eq} , a solução é encontrada de forma iterativa. Para os dutos retangulares são utilizadas as equações (38) e (39) para obter diretamente a largura do duto:

$$W = \sqrt[3]{\frac{\rho \cdot Z_3 \cdot Q^3 \cdot \lambda_R}{2 \cdot L \cdot H^2}} \quad (38)$$

e,

$$\lambda_R = \frac{f \cdot L}{2 \cdot H} + \frac{3 \cdot f \cdot L}{4 \cdot W} + \Sigma c_o \quad (39)$$

Para os casos em que a largura (W) é fixada, deve-se explicitar a altura (H) ao invés da largura (W) nas equações (38) e (39).

Como após o dimensionamento inicial o sistema se encontrará desbalanceado, ele é submetido às etapas de aumento de pressão e dimensão de forma iterativa até que se alcance o melhor balanceamento possível dentro das limitações de variação de tamanho dos dutos impostas. A cada iteração a distribuição de pressão no sistema é calculada, assim como o custo de ciclo de vida (equação (40)). Para estas etapas se faz necessário o cálculo das densidades de cada trecho (equação (41)):

$$E = \sum \left[Q \cdot \Delta p \cdot \left(\frac{(E_d + E_c T)}{10^3 \cdot \eta_f \cdot \eta_m} \right) \cdot PWEF + S_d \cdot \pi \cdot L \cdot d_{eq} \right] \quad (40)$$

$$\partial = \frac{\text{Número de caminhos com o duto em comum}}{\text{Número total de caminhos}} \quad (41)$$

Com o sistema balanceado e dimensionado, é possível fazer a escolha do ventilador. Todo o processo pode ser desenvolvido seguindo-se os algoritmos descritos na sequência do trabalho.

2.4.1. Algoritmo da etapa de Dimensionamento inicial

- 1 – Dimensionar cada duto usando as equações (36) a (39);
- 2 – Calcular as perdas de carga em cada caminho;
- 3 – Se o sistema não estiver balanceado, definir o caminho com maior perda de pressão como caminho crítico e ir para etapa de aumento de pressão. Se o sistema estiver balanceado, parar o dimensionamento e escolher o ventilador.

2.4.2. Algoritmo da etapa de Aumento de Pressão

- 1 – Identificar os trechos do caminho crítico;
- 2 – Ordenar os caminhos de acordo com a perda de carga em ordem decrescente. Não incluir o caminho crítico;
- 3 – Ordenar as seções dos dutos dos caminhos não-críticos de acordo com sua densidade, determinada pela equação (41), em ordem decrescente. Não incluir os dutos excluídos no passo 6;
- 4 – Selecionar o caminho no topo da lista criada no passo 2. Se não há caminho na lista, vá para o passo 9;

5 – Selecionar o duto do caminho selecionado no passo 4 que está mais ao topo da lista criada no passo 3. Se não houver nenhum duto na lista, retirar o caminho da lista e ir para o passo 2;

6 – Se o tamanho do duto não puder ser reduzido, retirar o duto da lista e ir para o passo 5. Caso contrário, reduzir o tamanho deste duto;

7 – Calcular as pressões nos caminhos do sistema;

8 – Se a alteração realizada no passo 6 resultar num dimensionamento inaceitável (violação de uma condição ou pressão maior que a permitida), desfazer a alteração, retirar o duto da lista e colocá-lo numa lista temporária. Se a maior perda de carga em um caminho for maior do que a pressão utilizada no sistema, ajustar a pressão do sistema para este valor e ir para passo 4;

9 – Se a distribuição de pressão é satisfatória, parar e escolher o ventilador. Se não houver mais caminhos na lista de caminhos e nenhum duto na lista temporária, ir para a etapa de Aumento de Dimensão. Ir para passo 2.

2.4.3. Algoritmo da etapa de Aumento de Dimensão

1 – Ordenar os dutos do caminho crítico em ordem decrescente de acordo com a densidade do duto. Não incluir nenhum duto com densidade igual a 1;

2 – Escolher o duto do topo da lista criada no passo 1. Se não houver dutos, parar. Este é o melhor *design* possível;

3 – Se o tamanho do duto não puder ser aumentado, retirar o duto da lista e ir para passo 2. Caso contrário, aumentar o tamanho do duto;

4 – Calcular as pressões nos caminhos do sistema;

5 – Se a alteração realizada no passo 3 resultar num dimensionamento inaceitável (violação de uma condição ou pressão maior que a permitida), desfazer a alteração, retirar o duto da lista e ir para passo 2;

6 – Se a distribuição de pressão do sistema é satisfatória, parar e escolher o ventilador. Senão, ir para passo 1 da etapa de Aumento de Pressão.

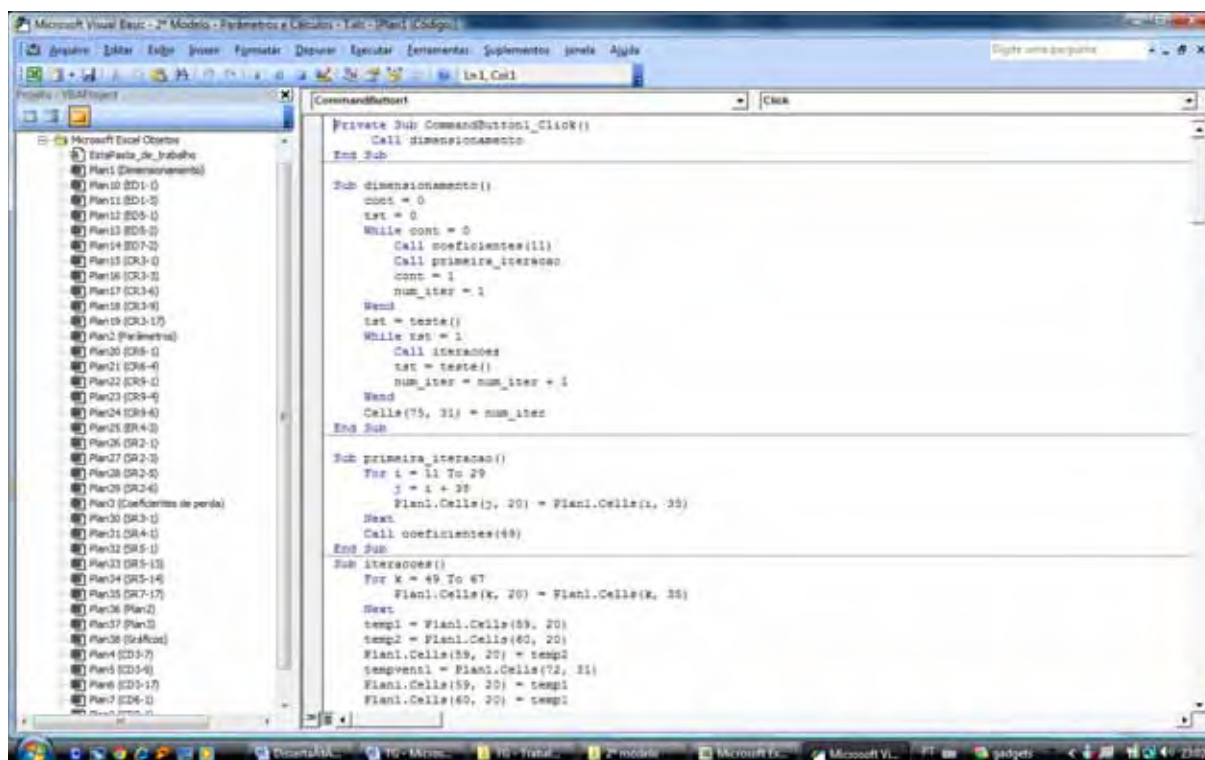
3. PROCEDIMENTOS DE CÁLCULOS DOS MÉTODOS

A aplicação dos métodos de dimensionamento de dutos nos sistemas propostos foi realizada com auxílio de recursos computacionais presentes no aplicativo Microsoft Excel. Os dois primeiros métodos foram aplicados apenas com utilização de funções simples já disponíveis no aplicativo, enquanto que para aplicação dos métodos otimizados T e IPS, por serem iterativos, foi necessário desenvolver um modelo matemático na linguagem *Visual Basic for Applications* (VBA), que é a linguagem de programação do Excel, tendo em vista que os cálculos exigem funções mais complexas, além do emprego de lógica para sua execução.

Embora utilize o Excel, nos métodos da velocidade e da igual perda de carga as dimensões são alteradas manualmente nas planilhas e o resultado é avaliado a cada mudança, sendo o projetista responsável por decidir qual trecho deverá ter sua dimensão alterada e quanto poderá ser alterada. Dessa forma, estes métodos demandam grande tempo para serem concluídos, principalmente no caso de sistemas complexos e um mesmo sistema pode ter soluções mais ou menos eficientes de acordo com a experiência do projetista.

Os métodos T e IPS têm seus algoritmos desenvolvidos de forma que os métodos são aplicados de forma totalmente automática. Ou seja, a partir da entrada dos dados iniciais por parte do projetista, e inicialização das macros o programa retorna o resultado final ideal das dimensões dos dutos e perdas de carga nos trechos em poucos segundos.

Para aplicação do método T foram criadas duas macros: uma para o primeiro sistema e outra para o segundo sistema. Já para o método IPS, foram criadas três macros em VBA: a primeira para aplicação do método IPS no primeiro sistema de RVAC, as outras duas para aplicação do método IPS no segundo sistema de RVAC, sendo uma para o sistema de entrada no ventilador e outra para o sistema de saída. As macros foram divididas em funções e procedimentos de forma a otimizar sua execução, evitando a repetição excessiva de instruções e facilitando sua visualização. A Figura 5 demonstra o ambiente de programação do VBA.



Para a aplicação dos métodos de dimensionamento no segundo sistema, foi necessária ainda a criação de um sistema automatizado para busca e interpolação de valores de coeficientes de perda localizada dos componentes de cada trecho. Para o desenvolvimento deste sistema foi necessário gerar no Excel planilhas contendo as tabelas de coeficientes de perda de cada componente, e em seguida numa planilha separada, através de combinações de funções presentes no Excel, realizar a interpolação de dados, obtendo assim de forma adequada os coeficientes de perda localizada de cada componente durante a aplicação de cada método, conforme o fluxo indicado na Figura 6.



Figura 6 – Fluxo de interpolação e cálculo de coeficientes de perda localizada através de planilhas do Excel

As Figuras 7 e 8 exibem exemplo de planilhas contendo as tabelas de coeficientes de um componente e a planilha de execução de cálculos de interpolação, respectivamente:

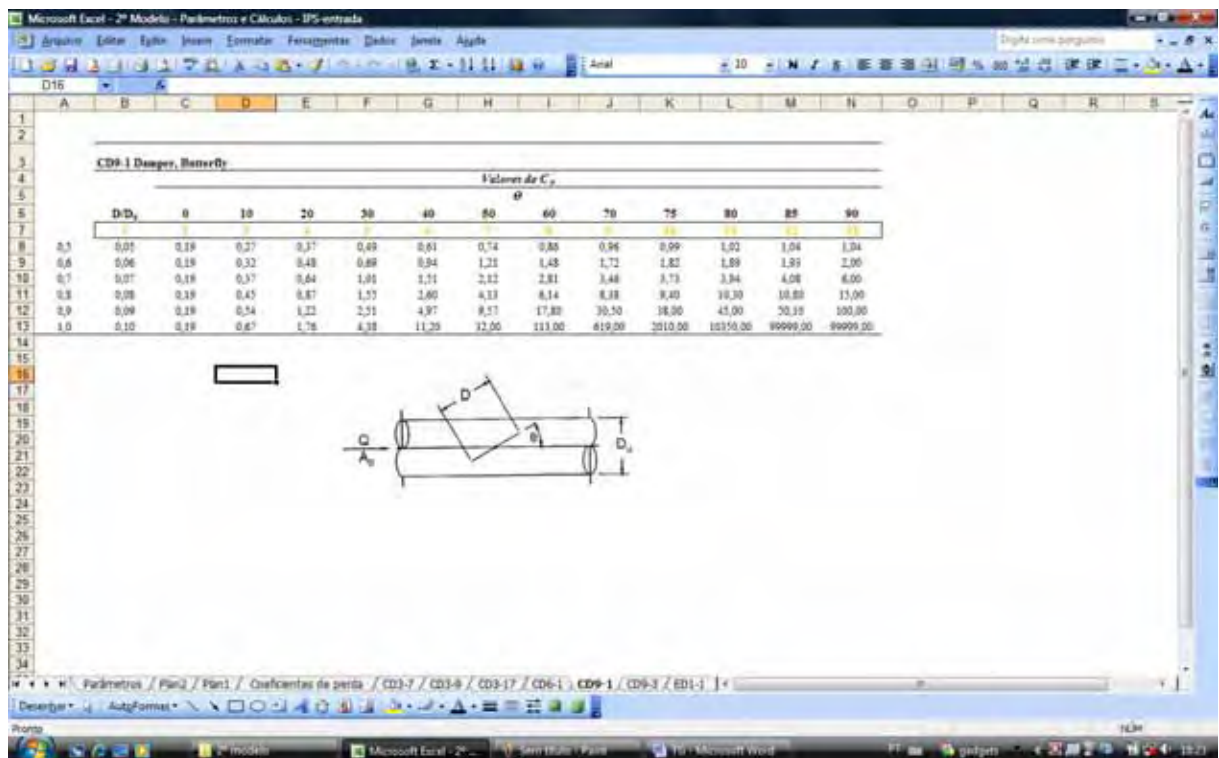


Figura 7 – Exemplo de planilha com tabela de coeficientes de perda localizada de um componente

Microsoft Excel - 2º Modelo - Parâmetros e Cálculos - IPS-entrada

Arquivo Editar Formatação Ferramentas Dados Janela Ajuda

Anal

V7

1

2

3

4

5

6

7

8

9

10

11

12

13

14

15

16

17

18

19

20

21

22

23

24

25

26

27

28

29

30

31

32

33

34

35

Calculo das perdas de carga localizadas por trecho

Trecho 1 ED1-3 $f = 0,02$ $ce = 0,24$

$\lambda/D = 0,044444$

CD9-1 $D = 0,45$

$D/D_{ref} = 1,00$ $ce = 0,19$

$\theta = 0$

ED5-1 $Q_2/Q_1 = 0,736842$

$A_{21}/A_1 = 0,916704$ $ce = 0,19$

$A_{22}/A_2 = 0,55455$

Trecho 2 ED1-1 $f = 0,002$

$\lambda/D = 0,01$ $ce = 0,50$

$L/D = 0,000$

CD6-1 $\theta = 0,50$

$A_{21}/A_1 = 1,0$ $ce = 1,65$

CD3-7 $D = 0,35$ $ce = 0,15$

CD9-1 $D = 0,35$

$D/D_{ref} = 1,00$ $ce = 0,19$

$\theta = 0$

ED6-1 $Q_2/Q_1 = 0,263158$

$A_{21}/A_1 = 0,916704$ $ce = -1,44$

$A_{22}/A_2 = 0,55455$

ED1-3

0,04 0,26

0,05 0,22

2 0,10 0,19

0,10 0,19

ED5-1

0,7 10 8

9 5

ED1-1

0 2 0,000 0,50

0 2 0,000 0,50

CD6-1

0,50 6 0,5 1,65

0,50 6 0,5 1,65

CD3-7

0,35 6 0,1

0,35 6 0,1

Parâmetros / Plan2 / Plan1 / Coeficientes de perda / CD3-7 / CD6-1 / CD9-1 / ED1-1

Desenhar AutoFormatar

2º modelo Microsoft Excel - 2º Modelo Sem título - Excel 16 - Microsoft Word

Figura 8 – Planilha de cálculos de coeficientes de perda localizada

Dessa forma, a partir da entrada de dados iniciais do sistema, os coeficientes de perda localizada de cada trecho são calculados automaticamente.

3.1. FUNCIONAMENTO DE MACRO DO MÉTODO T

Para execução do programa de aplicação do método T foi desenvolvida uma planilha no Excel, na qual é necessário entrar com os dados iniciais de cada sistema e que serão utilizados nas iterações, conforme exposto na Figura 9. A partir dos dados iniciais, são calculados, através de funções simples existentes no próprio Excel, os parâmetros de dimensionamento de cada trecho, como o número de Reynolds e coeficientes de dimensionamento, além de buscar os coeficientes de perda de carga localizada de cada trecho através das planilhas exibidas nas Figuras 8 e 9.

Microsoft Excel - 2º Modelo - Parâmetros e Cálculos - T

Arquivo

Editar

Formatar

Inserir

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

Formatar

<

Figura 9 – Planilha para entrada dos dados iniciais do sistema pelo método T

Em seguida, ao clicar no botão ‘Executar’ apresentado na Figura 10 a macro é executada. A macro executa iterações realizando automaticamente as etapas de condensação, seleção de ventilador e expansão do sistema. Ao fim de cada iteração é verificado de forma automática se as dimensões iniciais e finais de cada trecho convergem para o mesmo valor. Caso contrário, as células das dimensões iniciais são substituídas de forma automática pelas dimensões resultantes da iteração anterior. Este procedimento é realizado pela macro até que os resultados sejam convergentes.

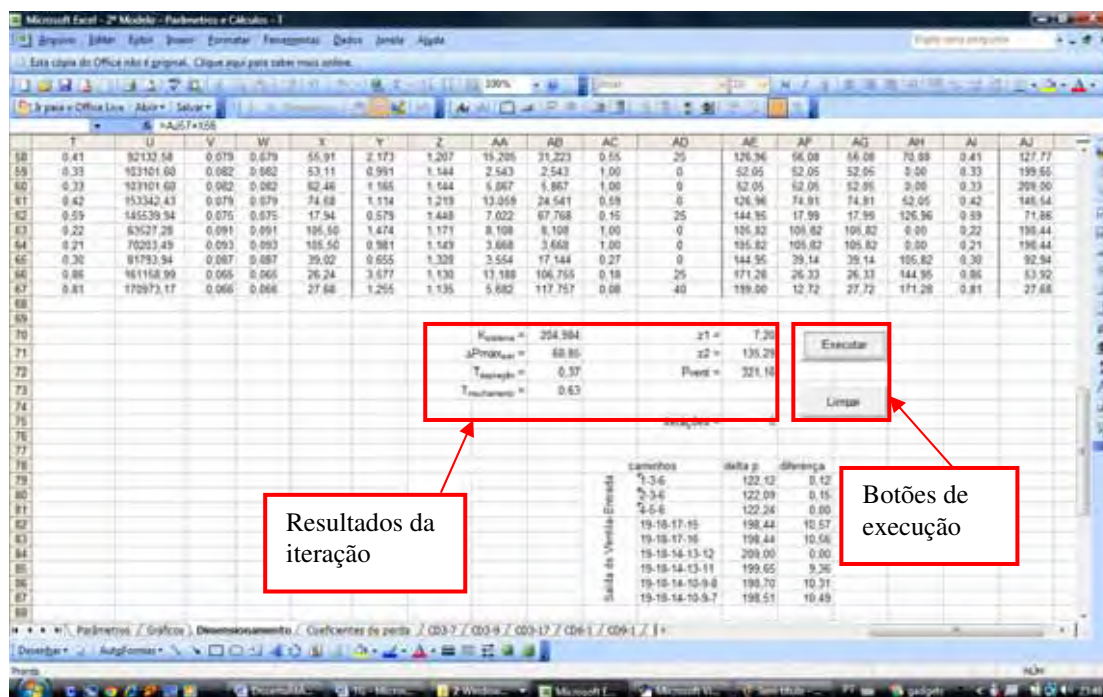


Figura 10 – Resultados da iteração e botões de execução da macro do método T

3.2. FUNCIONAMENTO DE MACRO DO MÉTODO IPS

O funcionamento se dá da seguinte forma: inicialmente são inseridas as informações obtidas após o dimensionamento inicial em uma planilha do Excel, conforme Figura 11.

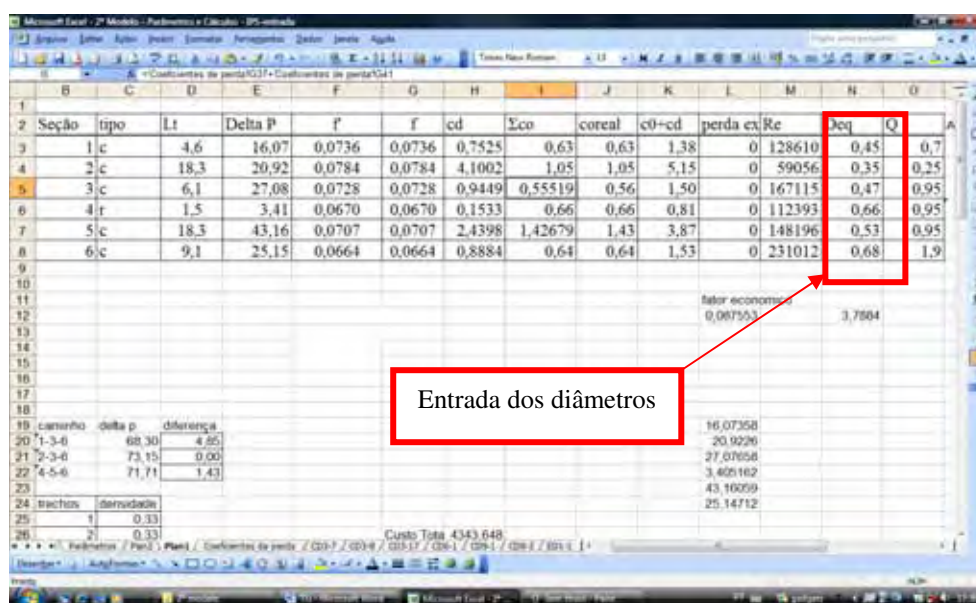


Figura 11 – Exemplo de entrada de dados após etapa do dimensionamento inicial

Em seguida, a macro é executada a partir de um clique no botão criado para execução e as iterações são feitas automaticamente e exibidas na própria planilha até que se chegue às dimensões ideais dos dutos, obtendo o melhor balanceamento possível. É importante observar que neste método, a cada iteração, é selecionado através do algoritmo um trecho para ter suas dimensões alteradas.

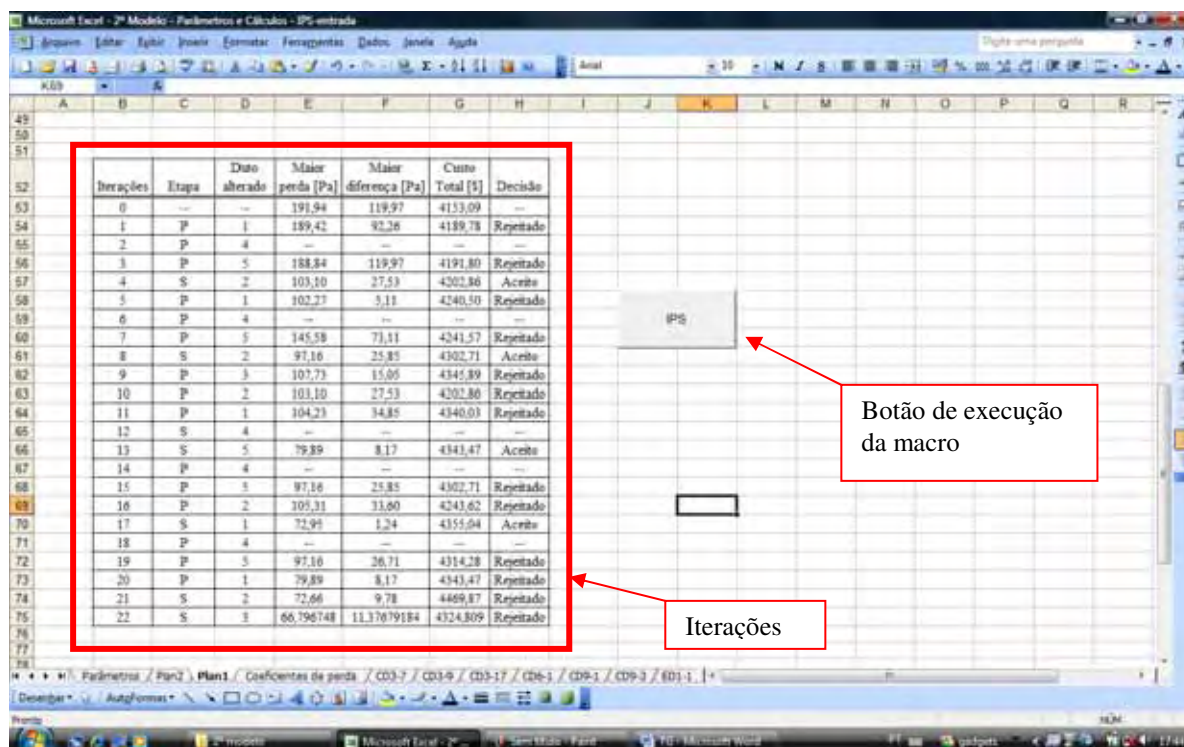


Figura 12 – Iterações realizadas e botão de execução da macro do método IPS

A cada iteração o trecho selecionado tem suas dimensões alteradas. Os resultados são avaliados e, quando satisfatórios, são aceitos e mantidos. Do contrário a alteração é rejeitada e o duto tem sua dimensão anterior retomada.

Iterações	Etapa	Duto	Maior perda [Pa]	Maior diferença [Pa]	Custo Total [\$]	Decisão
0	-	-	363,46	98,44	3179,75	--
1	P	4	195,49	66,51	3722,48	Rejeitado
2	P	1	195,49	73,39	3797,13	Rejeitado
3	S	2	190,50	68,40	3906,98	Aceito
4	P	4	190,50	61,53	3802,64	Rejeitado

Trecho selecionado

Resultados da iteração

Análise dos resultados

Figura 13 – Exemplos de iterações do método IPS

4. APLICAÇÃO EM SISTEMAS DE RVAC

Os métodos descritos anteriormente foram aplicados na resolução de dois problemas de dimensionamento de dutos de sistemas de RVAC: um bem simples utilizado para validação do modelo matemático desenvolvido neste trabalho uma vez que também foi utilizado tanto Tsal, Behls e Mangel (1988a, 1988b, 1990, 1998a, 1998b) quanto por Asiedu, Besant e Gu (2000) no desenvolvimento dos métodos T e IPS respectivamente, e o segundo, bem mais complexo, um problema do *Handbook of Fundamentals* da ASHRAE (2001) e que é sugerido pela ASHRAE como problema padrão para estudos de métodos de dimensionamentos de dutos de sistemas de RVAC.

4.1. PRIMEIRO SISTEMA DE RVAC

4.1.1. Descrição do primeiro sistema de RVAC

Um sistema de RVAC simples de cinco trechos de dutos na saída de um ventilador tem seu esquema representado na Figura 14. A Tabela 1 apresenta as vazões desejadas em cada trecho, assim como os respectivos comprimentos, formas da seção (retangular ou circular) e perdas extras de pressão devido aos componentes não tabelados. Os coeficientes de perda dinâmica são constantes para cada trecho, não dependendo da vazão, e também são apresentados na Tabela 1, não sendo descritos os componentes em cada trecho. Os dados gerais do sistema e os dados econômicos utilizados para os cálculos e comparações entre os métodos utilizados são dados na Tabela 2.

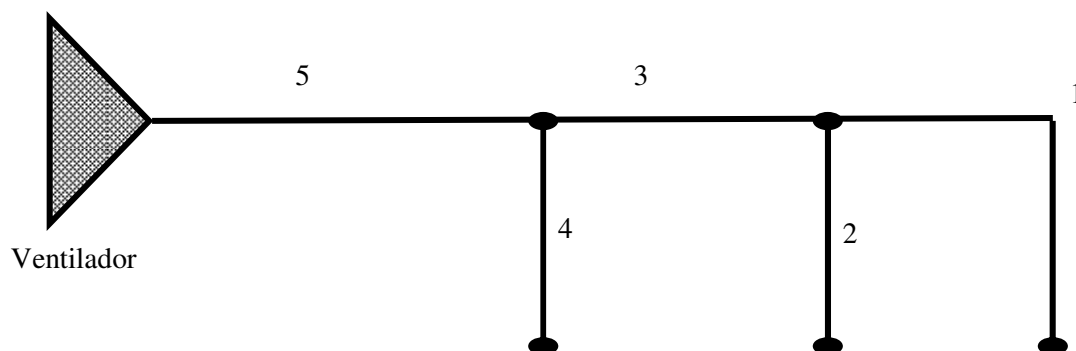


Figura 14 – Esquema do primeiro sistema de RVAC. (ASIEDU et al., 2000)

Tabela 1 – Dados iniciais do primeiro sistema de RVAC. (ASIEDU et al., 2000)

Trecho	Comprimento - L_t [m]	Vazão - Q [m^3/s]	Tipo	Dimensão [m]	Perdas Extra de Pressão - p_{extra} [Pa]	Coefficiente de Perda Dinâmica
1	14	0,7	Retangular	0,254	25	0,8
2	12	0,22	Circular	-	37,5	0,65
3	8	0,92	Circular	0,33	0	0,18
4	16	0,5	Circular	-	0	0,65
5	19,81	1,42	Circular	-	37,5	1,5

Tabela 2 – Dados gerais e econômicos do sistema. (ASIEDU et al., 2000)

Dados Gerais	
Rugosidade	0,0003 mm
Viscosidade Cinemática	0,0000154 m^2/s
Densidade do Ar	1,2 kg/m^3
Eficiência do Ventilador	0,75
Eficiência do Motor	0,8
Vazão Total do Sistema	1,42 m^3/s
Dados Econômicos	
Custo de Energia	2,03 c/kWh
Custo do Duto	43,27 $\$/m^2$
Tempo de Operação	4400 h/ano
PWEF	8,61

4.1.2. Considerações do primeiro sistema de RVAC

O diâmetro da seção do duto no trecho 3 e a altura da seção do duto no trecho 1 têm seus valores fixados em 0,33 m e 0,254 m, respectivamente. Considera-se pressão atmosférica nas saídas do sistema.

4.1.3. Aplicação do método da velocidade no primeiro sistema

Inicialmente foram adotadas velocidades para os dutos de cada trecho do sistema utilizando-se como referência a Tabela 3 que apresenta as velocidades recomendadas pela NB-10 (1978 apud Macintyre, 1990) para os dutos de acordo com sua classificação no sistema, embora a velocidade não tenha papel restritivo nos métodos de dimensionamento estudados.

Tabela 3 - Velocidades recomendadas e máximas para dutos de ar e equipamentos de sistemas de baixa pressão (NB-10, 1978 apud Macintyre, 1990)

Designação	Recomendadas (m/s)			Máximas (m/s)		
	Residências	Escolas e edifícios públicos	Prédios industriais	Residências	Escolas e edifícios públicos	Prédios industriais
Tomadas de ar exterior	2,50	2,50	2,50	4,00	4,50	6,00
Serpentinas - resfriamento	2,25	2,50	3,00	2,25	2,50	3,60
- aquecimento	2,25	2,50	3,00	2,50	3,00	7,50
Lavadores de ar - borrifador	2,50	2,50	2,50	3,50	3,50	3,50
- alta velocidade	-	-	9,00	-	-	9,00
Descarga do ventilador min	5,00	6,50	8,00	-	-	-
max	8,00	10,00	12,00	8,50	11,00	14,00
Dutos principais min	3,50	5,00	6,00	-	-	-
max	4,50	6,50	9,00	6,00	8,00	10,00
Ramais horizontais min	-	3,00	4,00	-	-	-
max	3,00	4,50	5,00	5,00	6,50	9,00
Ramais verticais min	-	3,00	-	-	-	-
max	2,50	3,50	4,00	4,00	6,00	8,00

Assumindo as máximas velocidades recomendadas para prédios industriais (vide Tabela 4), e através das equações (2) e (3) os dutos foram dimensionados numa primeira aproximação. Com os coeficientes de perdas de carga dinâmicas e perdas extras já fixados, utilizou-se a equação (8) para se chegar às perdas de carga em cada

trecho, obtendo-se assim a diferença de pressão em cada caminho do sistema. A Tabela 5 apresenta os resultados da primeira aproximação deste método.

Tabela 4 – Velocidades máximas consideradas nos trechos do primeiro sistema

Trecho	Classificação (p/ Prédios Industriais)	Velocidade Máxima Recomendada [m/s]
1	Ramal horizontal	5,0
2	Ramal vertical	4,0
3	Duto principal	9,0
4	Ramal vertical	4,0
5	Descarga do ventilador	12,0

$$A = \frac{0,7}{5} = 0,14 \text{ [m}^2\text{]} \quad (42)$$

$$d_{eq} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,14}{\pi}} = 0,42 \text{ [m]} \quad (43)$$

$$\Delta p = 25 + 0,8 \cdot 1,204 \cdot \left(\frac{5^2}{2} \right) = 37,00 \text{ [Pa]} \quad (44)$$

Tabela 5 – Resultados da primeira aproximação para método da velocidade no primeiro sistema

Trechos	Q [m ³ /s]	v [m/s]	Perdas Extra de Pressão - p _{extra} [Pa]	Coeficientes de Perda Dinâmica	A [m ²]	d _{eq} [m]	Δp [Pa]
1	0,7	5	25	0,8	0,14	0,42	37,00
2	0,22	4	37,5	0,65	0,055	0,26	43,74
3	0,92	10,76	0	0,18	0,09	0,33	12,50
4	0,5	4	0	0,65	0,125	0,40	6,24
5	1,42	12	37,5	1,5	0,118	0,39	167,10

Conforme observado na Tabela 6, com os diâmetros calculados para os dutos, o sistema encontra-se desbalanceado, apresentando uma pequena diferença de pressão entre os caminhos de escoamento do ar de até 50,0 [Pa]. Para alcançar o melhor balanceamento possível para o sistema é preciso alterar a dimensão dos dutos de cada

trecho. Assim, com exceção do trecho 3, as dimensões foram alteradas até que o desbalanceamento entre os caminhos chegasse a 0,46 [Pa]. Os resultados são apresentados nas Tabelas 7 e 8.

Tabela 6 – Perdas de carga nos caminhos na primeira aproximação pelo método da velocidade no primeiro sistema

Caminhos	Perda de Carga - Δp [Pa]	Diferença de Pressão [Pa]
5-3-1	216,60	6,74
5-3-2	233,34	0,00
5-4	173,34	50,00

Tabela 7 – Resultados dos diâmetros equivalentes e das perdas de pressão pelo método da velocidade no primeiro sistema após balanceamento

Trechos	Q [m ³ /s]	v [m/s]	Perdas Extra de Pressão - p_{extra} [Pa]	Coefficientes de Perda Dinâmica	A [m ²]	d_{eq} [m]	Δp [Pa]
1	0,7	5,5	25	0,8	0,1273	0,40	39,52
2	0,22	2	37,5	0,65	0,11	0,37	39,06
3	0,92	10,76	0	0,18	0,09	0,33	12,50
4	0,5	11,5	0	0,65	0,0435	0,24	51,58
5	1,42	12	37,5	1,5	0,1183	0,39	167,10

Tabela 8 – Perdas de carga nos caminhos do primeiro sistema pelo método da velocidade após balanceamento

Caminhos	Perda de Carga - Δp [Pa]	Diferença de Pressão [Pa]
5-3-1	219,12	0,00
5-3-2	218,66	0,46
5-4	218,68	0,44

Constata-se que o caminho crítico é o que contém os trechos 5, 3 e 1 com a perda de carga total de 219,12 [Pa]. Esta é a carga considerada no momento da escolha do ventilador para o sistema. Embora as diferenças de pressão entre os caminhos de escoamento tenham sido reduzidas, o sistema ainda apresenta uma pequena diferença de pressão entre os caminhos e que deverá ser compensada através de regulagem de

dampers. A Figura 13 é uma representação plana da distribuição de pressões ao longo do sistema, em que as unidades do eixo das abscissas representam os nós do sistema. Por exemplo, o trecho 2 inicia num nó interno com pressão de 39,06 [Pa] e no final do mesmo como é uma descarga, apresenta a pressão atmosférica. Da mesma forma, o trecho 1 inicia no mesmo nó da rede que o trecho 2 com uma pressão de 39,52 [Pa] descarregando com pressão atmosférica. Nota-se, portanto um pequeno desbalanceamento de pressões nesse nó da rede. O caminho crítico é evidenciado na Figura 15, embora as diferenças de pressão nos nós sejam bem pequenas.

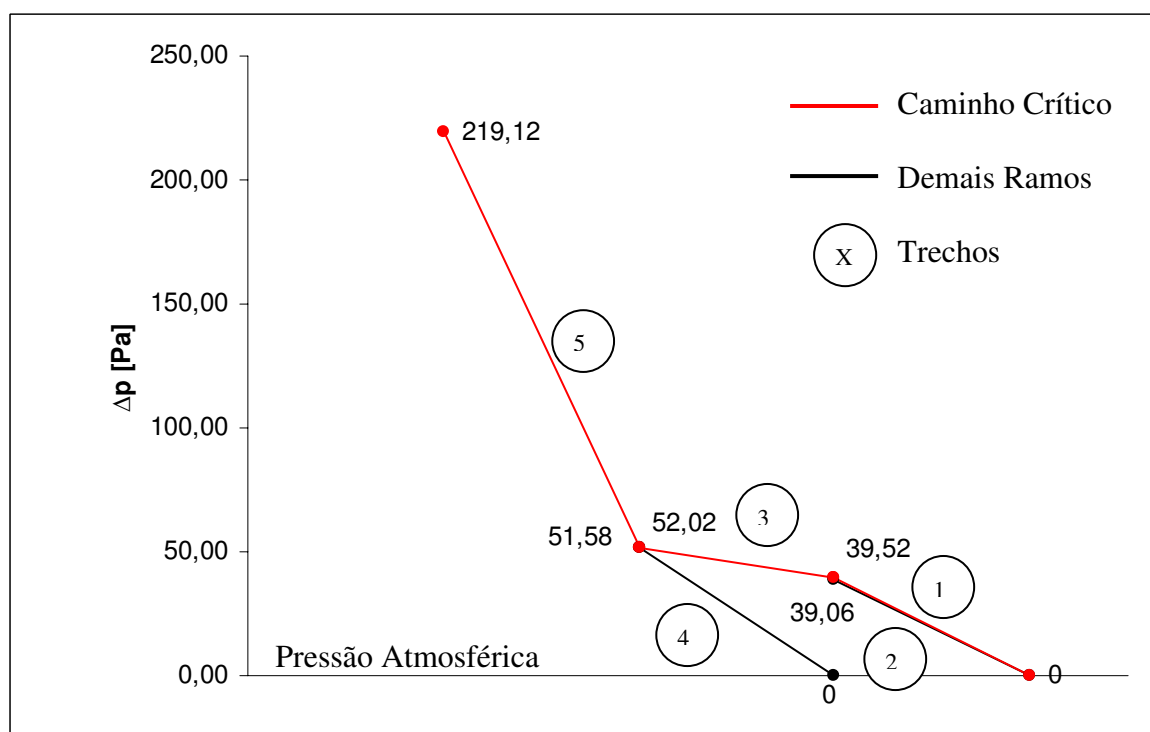


Figura 15 – Diferenças de pressão nos caminhos do primeiro sistema pelo método da velocidade

As dimensões finais dos dutos são apresentadas na Tabela 9, sendo as dimensões dos dutos retangulares encontradas através da equação (4).

$$W^5 = \left(\frac{0,40}{1,3} \right)^8 \cdot \frac{(W + 0,254)^2}{0,254^5} \quad (45)$$

$$W = 0,62 [m]$$

Tabela 9 – Dimensões finais das seções dos dutos do primeiro sistema pelo método da velocidade

Trecho	Tipo da seção	Dimensão (ões) das seções [m] (W x H ou D)
1	Retangular	0,55 x 0,254
2	Circular	0,37
3	Circular	0,33
4	Circular	0,24
5	Circular	0,39

4.1.4. Aplicação do método da igual perda de carga no primeiro sistema

Para aplicação deste método, primeiramente foi necessário identificar o caminho crítico do sistema. Adotou-se o caminho crítico determinado pelo método da velocidade aplicado anteriormente no sistema, sendo este o caminho que compreende os trechos 5, 3 e 1. A perda de carga por metro adotada nestes trechos foi de 3,00 [Pa/m], exceto para o trecho 3 que, por ter suas dimensões pré-definidas, já possui sua perda de carga estabelecida. Através das equações (9) e (10) foram determinadas as perdas de carga e os diâmetros equivalentes nos trechos do caminho crítico, possibilitando determinar as pressões nas junções e, por conseguinte, as dimensões dos trechos não pertencentes ao caminho crítico. As equações do dimensionamento do trecho 1, pertencente ao caminho crítico, são demonstradas abaixo, e os resultados obtidos para todo o sistema são mostrados na Tabela 10.

$$\Delta p = 14 \cdot 3,00 = 42,00 [Pa] \quad (46)$$

$$d_{eq}^4 = \frac{0,8 \cdot 1,204 \cdot 8 \cdot (0,7)^2}{\pi^2 \cdot (\Delta p - p_{extra})} \quad (47)$$

$$d_{eq} = 0,39 [m]$$

Tabela 10 – Resultados dos diâmetros equivalentes e das perdas de pressão pelo método da igual perda de carga no primeiro sistema

Trecho	J [Pa/m]	L_t [m]	Δp [Pa]	Q [m ³ /s]	Coefficiente de Perda Dinâmica	Perdas Extra de Pressão [Pa]	d_{eq} [m]
1	3,00	14	42,00	0,7	0,8	25	0,39
2	3,50	12	42,00	0,22	0,65	37,5	0,29
3	1,56	8	12,50	0,92	0,18	0	0,33
4	3,41	16	54,50	0,5	0,65	0	0,23
5	3,00	19,81	59,43	1,42	1,5	37,5	0,61

A Tabela 11 demonstra que o sistema está balanceado, apresentando a mesma perda de carga qualquer que seja o caminho, logo, o ventilador deverá atender à pressão de 113,93 [Pa].

Tabela 11 – Perdas de carga nos caminhos pelo método da igual perda de carga no primeiro sistema

Caminhos	Perda de Carga - Δp [Pa]	Diferença de Pressão
5-3-1	113,93	0,00
5-3-2	113,93	0,00
5-4	113,93	0,00

A Figura 16 ilustra a distribuição de pressão no sistema apresentando os valores de pressão no início e final de cada trecho.

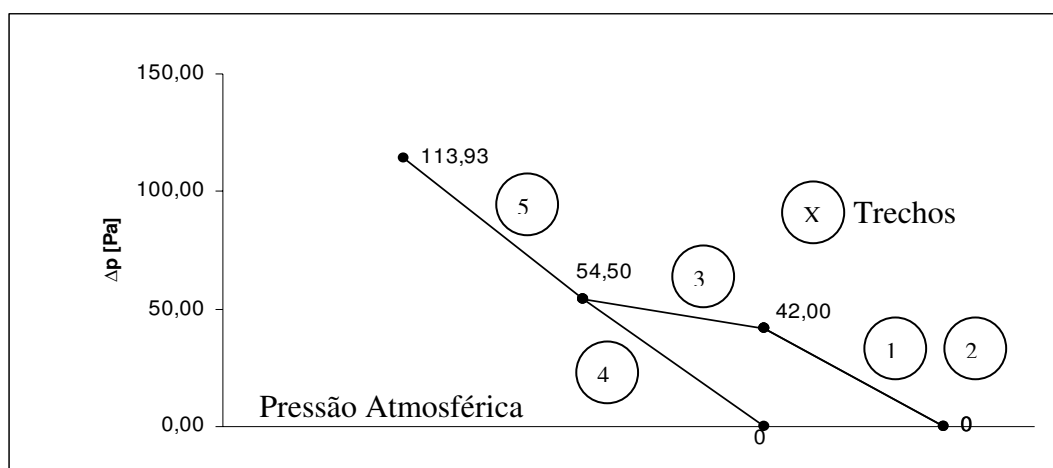


Figura 16 – Diferenças de pressão nos caminhos no primeiro sistema pelo método da igual perda de carga

As dimensões finais dos dutos estão apresentadas na Tabela 12, sendo os diâmetros dos dutos circulares os próprios diâmetros equivalentes e as dimensões dos dutos retangulares obtidas pela equação (4):

$$W^5 = \left(\frac{0,39}{1,3} \right)^8 \cdot \frac{(W + 0,254)^2}{0,254^5} \quad (48)$$

$$W = 0,51 [m]$$

Tabela 12 – Dimensões finais das seções dos dutos do primeiro sistema pelo método da igual perda de carga

Trecho	Tipo da seção	Dimensão (ões) das seções [m] (W x H ou D)
1	Retangular	0,51 x 0,254
2	Circular	0,29
3	Circular	0,33
4	Circular	0,23
5	Circular	0,61

4.1.5. Aplicação do método T no primeiro sistema

A aplicação deste método foi realizada através de iterações, com auxílio de recursos computacionais, de acordo com a descrição do método na seção 2.3. Para a primeira iteração, com exceção do trecho 3 que já é pré dimensionado, uma vez que não se conhecem nem se estimam as dimensões dos demais dutos, adotou-se o valor de 6,5 [m/s] para a velocidade dos trechos, permitindo encontrar um diâmetro equivalente para o início da iteração, conforme exposto pela equação (49) para o trecho 1. Em seguida foram calculados os demais dados iniciais, incluindo o coeficiente característico (K_S) do trecho, conforme equações (50) a (55). A Tabela 13 apresenta os dados iniciais da primeira iteração de todo o sistema. Observa-se que o coeficiente característico do trecho 3 é nulo, pois como é pré-dimensionado, já tem sua perda de carga definida e não deverá ter suas dimensões alteradas posteriormente nas etapas seguintes da iteração.

$$d_{eq} = 1,128 \cdot \left(\frac{0,7}{6,5} \right)^{0,5} = 0,37 \text{ [m]} \quad (49)$$

$$W = \left(\frac{0,37}{1,128} \right)^2 \cdot \frac{1}{0,254} = 0,423 \text{ [m]} \quad (50)$$

$$d_f = 2 \cdot \frac{0,254 \cdot 0,423}{0,254 + 0,423} = 0,318 \text{ [m]} \quad (51)$$

$$Re_D = \frac{6,5 \cdot 0,318}{1,54 \cdot 10^{-5}} = 134027 \quad (52)$$

$$f = 0,11 \cdot \left(\frac{0,0003}{0,318} + \frac{68}{134027} \right)^{0,25} = 0,021 \quad (53)$$

$$\mu = \left(\frac{0,021 \cdot 14}{0,318} + 0,8 \right) \cdot 0,37 = 0,647 \text{ [m]} \quad (54)$$

$$K_S = 1,129 \cdot (0,647)^{0,2} \cdot (0,7)^{0,4} \cdot 14 = 12,965 \text{ [m}^{2,4} / \text{s}^{0,4}] \quad (55)$$

Tabela 13 – Dados iniciais da primeira iteração do método T para o primeiro sistema

Trecho	Q [m ³ /s]	L _t [m]	V [m/s]	μ [m]	K _S [m ^{2,4} /s ^{0,4}]	d _{eq} [m]
1	0,7	14	6,5	0,647	12,965	0,370
2	0,22	12	6,5	0,421	5,509	0,208
3	0,92	8	10,76	0,223	0,000	0,330
4	0,5	16	6,5	0,548	10,752	0,313
5	1,42	19,81	6,5	1,166	23,502	0,527

Na etapa de condensação, o sistema composto por 5 trechos foi substituído por um único trecho através do cálculo de um coeficiente característico (K_t) equivalente. Esta substituição é feita gradativamente, dos trechos mais extremos até os mais próximos

ao ventilador. A equação (56) mostra a substituição dos trechos 1, 2 e 3 por um trecho equivalente, denominado trecho 1-3:

$$K_{t_{1-3}} = \left[(12,965 + 5,509)^{0,833} + 0^{0,833} \right]^{1,2} = 18,453 \left[m^{2,4} / s^{0,4} \right] \quad (56)$$

Em seguida os trechos 1-3, 4 e 5 foram substituídos pelo trecho 1-5:

$$K_{t_{1-5}} = \left[(18,453 + 10,752)^{0,833} + 23,502^{0,833} \right]^{1,2} = 60,395 \left[m^{2,4} / s^{0,4} \right] \quad (57)$$

Assim, com o sistema condensado e obtendo as funções intermediárias relacionadas ao custo de ciclo de vida Z_1 e Z_2 , foi possível determinar a pressão ótima do ventilador:

$$Z_1 = 1,42 \cdot \frac{2,03 \cdot 4400}{100000 \cdot 0,75 \cdot 0,8} \cdot 8,61 = 1,82 \left[m^3 \cdot \$ / s \cdot kW \right] \quad (58)$$

$$Z_2 = 0,959 \cdot \pi \cdot \left(\frac{1,204}{1} \right)^{0,2} \cdot 43,27 = 135,10 \left[N^{0,2} \cdot s^{0,4} \cdot \$ \cdot m^{-2,8} \right] \quad (59)$$

$$p_{vent} = 0,26 \cdot \left(\frac{135,10}{1,82} \cdot 60,395 \right)^{0,833} + 121,99 = 408,42 \left[Pa \right] \quad (60)$$

Esta pressão foi distribuída pelo sistema na etapa de expansão, determinando a pressão em cada um dos nós do sistema. Nesta etapa os cálculos devem ser realizados dos trechos mais próximos ao ventilador até os trechos mais extremos, conforme exemplo abaixo do trecho 5, em que a pressão no nó superior é a própria pressão do ventilador:

$$\Delta p_5 = (408,42 - 121,99) \cdot \left(\frac{23,502}{60,395} \right)^{0,833} + 37,5 = 168,7 \left[Pa \right] \quad (61)$$

$$p_{dn_s} = 408,42 - 168,7 = 239,16 \text{ [Pa]} \quad (62)$$

Conhecendo-se a diferença de pressão entre os nós, e conseqüentemente a perda de carga em cada trecho, foi possível dimensionar os dutos de todo o sistema.

$$d_{eq_s} = 0,959 \cdot (1,166)^{0,2} \cdot (1,203)^{0,2} \cdot (1,42)^{0,4} \cdot (1 \cdot 131,76)^{-0,2} \quad (63)$$

$$d_{eq_s} = 0,445 \text{ [m]}$$

As Tabelas 14 e 15 apresentam os resultados da primeira iteração para o primeiro sistema, com os diâmetros iniciais e finais, além da perda de carga de cada trecho calculada através da equação (11) a partir do diâmetro adotado inicialmente para esta iteração:

Tabela 14 – Resultados dos diâmetros equivalentes e das perdas de pressão pelo método T na primeira iteração no primeiro sistema

Trechos	Q [m ³ /s]	v [m/s]	Perdas Extra de Pressão - p _{extra} [Pa]	Coeficientes de Perda Dinâmica	Diâmetro Inicial d _{eq} [m]	Perda de Carga Δp [Pa]	Diâmetro Final d _{eq} [m]
1	0,7	6,5	25	0,8	0,370	69,28	0,284
2	0,22	6,5	37,5	0,65	0,208	88,99	0,167
3	0,92	10,76	0	0,18	0,330	46,99	0,330
4	0,5	6,5	0	0,65	0,313	44,42	0,224
5	1,42	6,5	37,5	1,5	0,527	93,54	0,445

Tabela 15 – Perdas de carga nos caminhos do primeiro sistema pelo método T após primeira iteração

Caminhos	Perda de Carga - Δp [Pa]	Diferença de Pressão [Pa]
5-3-1	209,81	19,71
5-3-2	229,52	0,00
5-4	137,96	91,56

Observa-se que neste ponto do dimensionamento o sistema está desbalanceado e os diâmetros iniciais e finais dos dutos de cada trecho não convergem, além disso, há excedentes de pressão nos três caminhos em relação à pressão fornecida pelo ventilador conforme apresentado na Tabela 16. Isto se deve ao fato do método levar em conta o custo do ciclo de vida durante o dimensionamento do ventilador. Assim, a perda de carga real, que é calculada a partir do diâmetro inicial diverge da perda de carga obtida pela distribuição da pressão do ventilador na etapa de expansão.

Tabela 16 – Excedente de pressão nos caminhos do primeiro sistema pelo método T após primeira iteração

Caminhos	Excedente de pressão [Pa]
5-3-1	198,60
5-3-2	178,89
5-4	270,46

Da segunda iteração em diante, ao invés de estimar um diâmetro inicial a partir de uma velocidade adotada utiliza-se o diâmetro resultante da iteração anterior e a velocidade de cada trecho é calculada através da equação (2) até que os resultados de duas iterações subseqüentes sejam convergentes. Foram necessárias 18 iterações para que os diâmetros inicial e final do primeiro sistema convergissem pelo método T. A pressão ideal resultante para o ventilador foi de 401,56 [Pa]. Os resultados finais dos diâmetros equivalentes e das perdas de pressão em cada trecho estão expostos na Tabela 17:

Tabela 17 – Resultados finais dos diâmetros equivalentes e das perdas de pressão pelo método T no primeiro sistema

Trechos	Q [m ³ /s]	v [m/s]	Perdas Extra de Pressão - p _{extra} [Pa]	Coeficientes de Perda Dinâmica	Diâmetro Inicial d _{eq} [m]	Perda de Carga Δp [Pa]	Diâmetro Final d _{eq} [m]
1	0,7	11,54	25	0,8	0,278	188,53	0,278
2	0,22	10,20	37,5	0,65	0,166	188,55	0,166
3	0,92	10,76	0	0,18	0,330	46,97	0,330
4	0,5	13,13	0	0,65	0,220	235,57	0,220
5	1,42	9,50	37,5	1,5	0,436	166,18	0,436

As perdas de carga em cada caminho do sistema são apresentadas na Tabela 18, permitindo notar que o desbalanceamento é mínimo. Na Tabela 19 pode-se notar que a perda nos caminhos calculada pela equação (11) a partir dos diâmetros equivalentes dos dutos é maior do que a pressão ideal do ventilador, e, diferente da primeira iteração, na iteração final, não há excedente de pressão nos caminhos, mas sim necessidade de maior pressão do que a oferecida pelo ventilador, porém esta diferença, é muito pequena e decorrente de critérios de variação dos diâmetros dos dutos.

Tabela 18 – Perdas de carga finais nos caminhos do primeiro sistema pelo método T

Caminhos	Perda de Carga - Δp [Pa]	Diferença de Pressão [Pa]
5-3-1	401,68	0,07
5-3-2	401,70	0,04
5-4	401,74	0,00

Tabela 19 – Excedente final de pressão nos caminhos do primeiro sistema pelo método T

Caminhos	Excedente de pressão [Pa]
5-3-1	-0,12
5-3-2	-0,14
5-4	-0,18

A Figura 17 apresenta a distribuição da pressão ao longo dos trechos do sistema e a Tabela 20 contém as dimensões finais dos dutos:

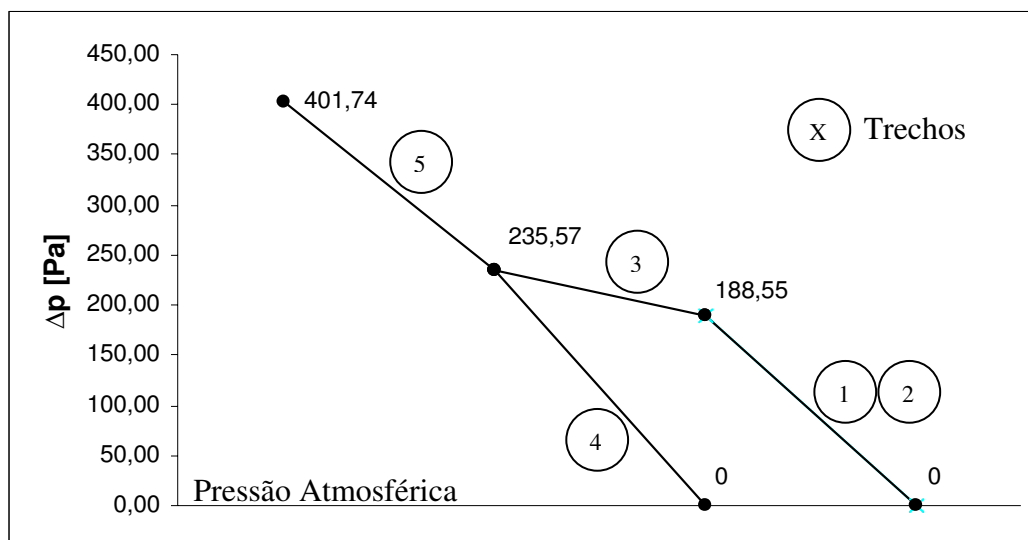


Figura 17 – Diferenças de pressão nos caminhos no primeiro sistema pelo método T

Tabela 20 – Dimensões finais das seções dos dutos do primeiro sistema pelo método T

Trecho	Tipo da seção	Dimensão (ões) das seções [m] (W x H ou D)
1	Retangular	0,239x 0,254
2	Circular	0,166
3	Circular	0,330
4	Circular	0,220
5	Circular	0,436

4.1.6. Aplicação do método IPS no primeiro sistema

A aplicação deste método no primeiro sistema foi realizada de acordo com as etapas já descritas anteriormente na seção 2.4. Sendo assim, inicialmente foi determinado o fator econômico do sistema, conforme equação (35), e em seguida foi feito o dimensionamento inicial dos dutos de cada trecho de forma individual através de iterações entre as equações (36) e (37) para dutos circulares e equações (38) e (39) para os dutos de seção retangular. Os valores iniciais dos fatores de perda de carga foram adotados arbitrariamente iguais aos coeficientes de perda dinâmica de cada trecho dados na Tabela 1. Os cálculos do dimensionamento inicial para o trecho 1 estão representados a seguir e os resultados desta etapa são apresentados na Tabela 21.

$$Z_3 = \frac{4400 \cdot 0,0203 \cdot 8,61}{1000 \cdot 43,27 \cdot 0,75 \cdot 0,8} = 29,62 \times 10^{-3} [m^2 / kW] \quad (64)$$

$$W = \left(0,6 \cdot 0,02962 \cdot \frac{0,7^3}{14 \cdot 0,254^2} \cdot 0,8 \right)^{1/3} = 0,1754 [m] \quad (65)$$

$$d_{eq} = 1,3 \cdot \sqrt[8]{\frac{(0,254 \cdot 0,1754)^5}{(0,254 + 0,1754)^2}} = 0,23 [m] \quad (66)$$

$$Re_D = \frac{0,7 \cdot 0,23}{0,254 \cdot 0,1754 \cdot 1,54 \cdot 10^{-5}} = 234661 \quad (67)$$

$$f = 0,11 \cdot \left(\frac{0,0003}{0,23} + \frac{68}{234661} \right)^{0,25} = 0,022 \quad (68)$$

$$\lambda_R = \frac{0,022 \cdot 14}{2 \cdot 0,254} + \frac{3 \cdot 0,022 \cdot 14}{4 \cdot 0,1754} + 0,8 = 2,72 \quad (69)$$

Tabela 21 – Resultados do dimensionamento inicial do primeiro sistema

Trecho	λ	H [m]	W [m]	d_{eq} [m]	Δp [Pa]	E [\$]
1	2,29	0,254	0,25	0,28	35,48	617,58
2	10,32	-	-	0,15	37,65	307,05
3	2,66	-	-	0,33	34,48	399,54
4	8,50	-	-	0,23	7,38	586,10
5	6,51	-	-	0,39	114,72	1269,49
Total						3179,75

Além das dimensões também foi calculado o custo de ciclo de vida para o sistema com as dimensões iniciais.

Após esta etapa, porém, o sistema está bastante desbalanceado, tal como se pode observar nos resultados apresentados na Tabela 22.

Tabela 22 – Perdas de carga nos caminhos após dimensionamento inicial no primeiro sistema

Caminhos	Perda de Carga - Δp [Pa]	Diferença de Pressão [Pa]
5-3-1	268,12	95,34
5-3-2	363,46	0,00
5-4	265,02	98,44

As etapas seguintes, aumento de pressão e aumento de dimensão, são realizadas simultaneamente através de iterações. As alterações nas dimensões dos dutos a cada iteração são realizadas permitindo variações de diâmetro em intervalos de duas polegadas até que se chegue às dimensões finais dos dutos. A cada iteração, as novas dimensões do sistema são aceitas ou rejeitadas de forma a se obter o melhor balanceamento possível para o sistema e o melhor custo de ciclo de vida. As iterações são apresentadas na Tabela 23 e, na coluna ‘Etapa’ a letra ‘P’ (*pressure*) representa a etapa de aumento de pressão e a letra ‘S’ (*size*) representa a etapa de aumento de tamanho.

Tabela 23 – Iterações das etapas de aumento de pressão e dimensão no primeiro sistema

Iterações	Etapa	Duto	Maior perda [Pa]	Maior diferença [Pa]	Custo Total	Decisão
0	-	-	363,46	98,44	3179,75	--
1	P	1	363,46	95,34	3179,59	Aceito
2	P	4	638,66	311,06	3308,31	Rejeitado
3	P	4	638,66	311,06	3308,31	Rejeitado
4	P	1	488,19	220,07	3258,04	Rejeitado
5	S	2	327,60	90,93	3225,40	Aceito
6	P	2	363,46	95,34	3179,59	Rejeitado
7	P	4	638,66	401,99	3354,12	Rejeitado
8	S	1	268,12	31,45	3225,56	Aceito
9	P	3	--	--	--	-- ¹
10	P	2	363,46	98,44	3179,75	Rejeitado
11	P	1	327,60	90,93	3225,40	Rejeitado
12	S	4	265,02	87,94	3275,96	Rejeitado

¹ O símbolo “--” indica que o trecho escolhido para iteração já tem dimensões pré-definidas

Dessa forma foi encontrado o melhor balanceamento possível para o sistema, embora ainda haja um desbalanceamento de 31,45 [Pa] entre dois dos caminhos. Em virtude do balanceamento, o custo aumentou em relação à etapa de dimensionamento inicial, uma vez que, para que o método seja flexível, o aumento do custo total é aceito numa iteração desde que não ultrapasse 10%. O custo final do sistema é de \$ 3225,56. A Tabela 24 apresenta os resultados alcançados após balanceamento.

Tabela 24 – Perdas de carga nos caminhos após balanceamento do primeiro sistema

Caminhos	Perda de Carga - Δp [Pa]	Diferença de Pressão [Pa]
5-3-1	265,02	3,10
5-3-2	236,67	31,45
5-4	268,12	0,00

A maior perda de carga do sistema ocorre no caminho três que envolve os trechos 5 e 4, sendo esta de 268,12 [Pa]. Esta diferença de pressão determinará a escolha do ventilador que irá atender a este sistema. A Figura 18 ilustra os valores de pressão no início e final de cada trecho.

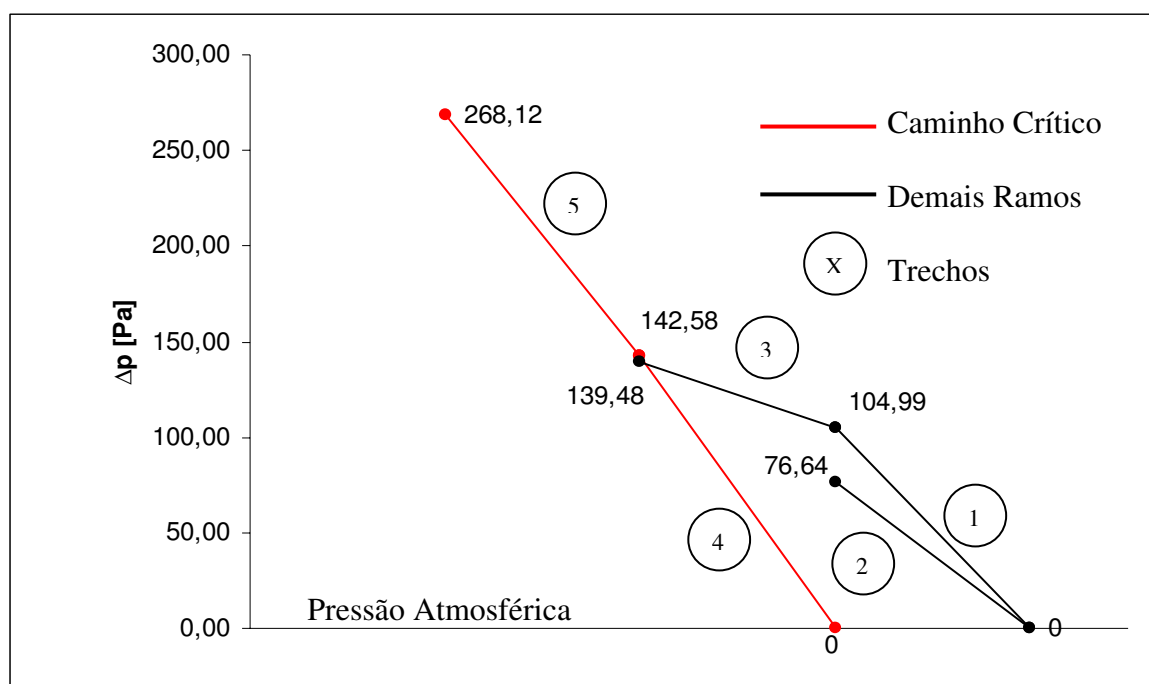


Figura 18 – Diferenças de pressão nos caminhos no primeiro sistema pelo método IPS

As dimensões finais dos dutos são apresentadas na Tabela 25. Neste método, as dimensões dos dutos retangulares são calculadas diretamente, ou seja, não há necessidade de calculá-las a partir dos diâmetros equivalentes dos dutos.

Tabela 25– Dimensões finais das seções dos dutos do primeiro sistema pelo método IPS

Trecho	Tipo da seção	Dimensão (ões) das seções [m] (W x H ou D)
1	Retangular	0,249 x 0,254
2	Circular	0,20
3	Circular	0,33
4	Circular	0,23
5	Circular	0,39

4.2. SEGUNDO SISTEMA DE RVAC

4.2.1. Descrição do segundo sistema de RVAC

Um sistema de RVAC retirado do *Handbook of Fundamentals* da ASHRAE (2001), bem mais complexo do que o primeiro porque, além do maior número de trechos, não assume valores fixos para os coeficientes de perda dinâmica sendo necessário calculá-los. As Figuras 19 e 20 apresentam o esquema do sistema, enquanto que a Tabela 26 relaciona os comprimentos, vazões, dimensões fixadas e perdas de carga extra de cada trecho do sistema, além de relacionar os componentes existentes em cada trecho. O sistema é composto por 19 trechos, sendo que seis compõem o sistema na entrada do ventilador e os demais compõem o sistema na saída. Todos os trechos que compõem o sistema de dutos da saída do ventilador têm seção retangular. No sistema de dutos na entrada apenas o trecho 4 apresenta seção retangular, enquanto os demais apresentam seção circular. Os dados gerais do sistema e os dados econômicos utilizados para os cálculos e comparações entre os métodos utilizados são dados na Tabela 27.

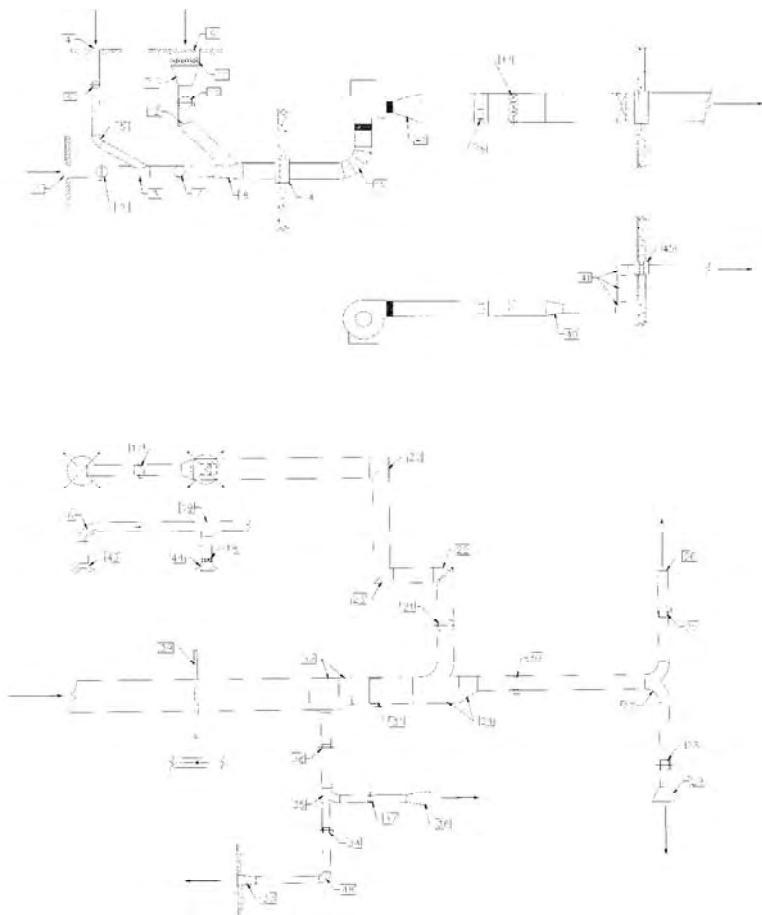


Figura 19 – Esquema do segundo sistema de RVAC (ASHRAE, 2001)

Tabela 26 – Dados iniciais do segundo sistema de RVAC (ASIEDU et al., 2000; ASHRAE, 2001)

Trecho	Altura / Largura [m]	Comprimento [m]	Vazão [m ³ /s]	Perda de Carga Extra [Pa]	Componentes ²
1	-	4,6	0,7		ED1-3 (1) CD9-1 (2) ED5-1 (3)
2	-	18,3	0,25		ED1-1 (4) CD6-1 (4) CD3-7 (5) CD9-1 (6) ED5-1 (3)
3	-	6,1	0,95		CD9-1 (7) ED5-2 (8)
4	0,60	1,5	0,95	25	CR9-4 (10) ER4-3 (11)
5	-	18,3	0,95		CD3-17 (12) CD9-1 (13) ED5-2 (8)

² Números entre parênteses referentes à identificação dos componentes representados na Figura 17

Tabela 26 – Dados iniciais do segundo sistema de RVAC (ASIEDU et al., 2000; ASHRAE, 2001) (continuação)

Trecho	Altura / Largura [m]	Comprimento [m]	Vazão [m ³ /s]	Perda de Carga Extra [Pa]	Componentes ³
6	-	9,1	1,9		CD9-3 (14) CD3-9 (15) ED7-2 (-)
7	0,25	4,3	0,275	25	CR3-3 (16) CR9-1 (17) SR5-13 (19)
8	0,25	1,2	0,275	25	SR5-13 (19) CR9-4 (18)
9	0,25	7,6	0,55		SR3-1 (20)
10	0,25	13,7	0,55		CR9-1 (21) CR3-9 (22) CR3-6 (23) SR5-1 (24)
11	0,25	3,0	0,475		CR9-1 (25) SR2-1 (26) SR5-14 (27)
12	0,25	6,7	0,475		CR9-1 (28) SR2-5 (29) SR5-14 (27)
13	0,25	10,7	0,95		CR9-1 (30) SR5-1 (24)
14	0,25	4,6	1,5		CR9-1 (31) SR5-13 (32)
15	0,15	12,2	0,2		CR3-1 (48) SR2-6 (33) CR9-1 (34) SR5-1 (35)
16	0,15	6,1	0,2		SR2-3 (36) CR6-1 (36) CR9-1 (37) SR5-1 (35)
17	0,15	4,2	0,4		CR9-1 (38) SR5-13 (32)
18	0,80	7,0	1,9		CR6-4 (39) SR4-1 (40) CR3-17 (41) CR9-6 (45)
19	0,80	3,7	1,9	15	SR7-17 (42) CR9-4 (47)

³ Números entre parênteses referentes à identificação dos componentes representados na Figura 17

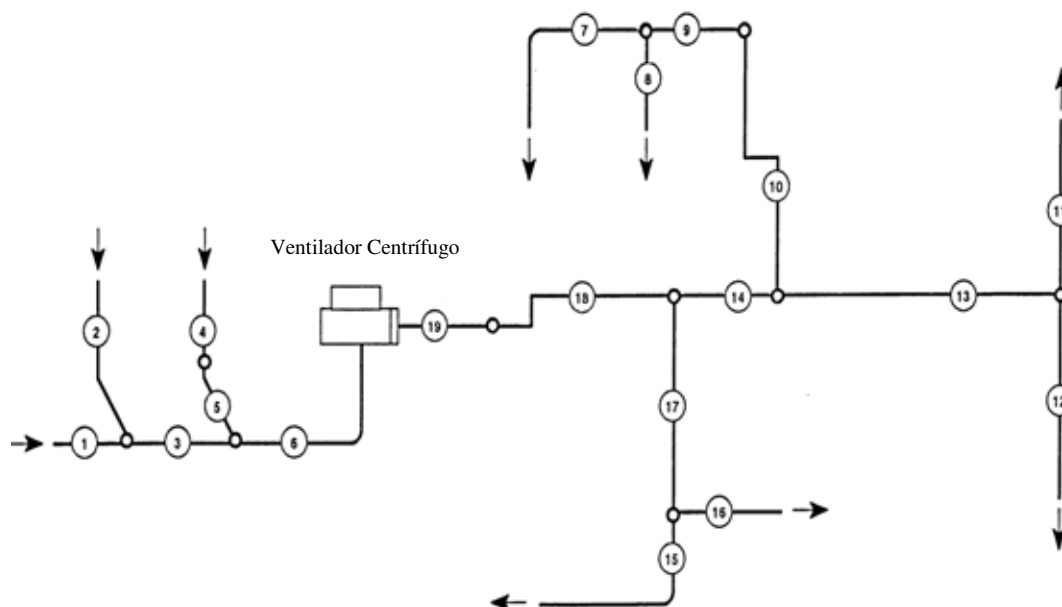


Figura 20 – Esquema do segundo sistema de RVAC com números dos trechos (ASHRAE, 2001)

Tabela 27 – Dados gerais e econômicos do segundo sistema. (ASIEDU et al., 2000)

Dados Gerais	
Rugosidade	0,09 mm
Densidade do Ar	1,204 kg/m ³
Viscosidade Cinemática	0,0000154 m ² /s
Eficiência do Ventilador	0,75
Eficiência do Motor	0,8
Vazão Total do Sistema	1,90 m ³ /s
Dados Econômicos	
Custo Unitário de Energia	0,06 \$/kWh
Custo do Duto	43,27 \$/m ²
Tempo de Operação	4400 h/ano
PWEF	8,61

4.2.2. Considerações do segundo sistema de RVAC

As dimensões do duto no trecho 4 são fixadas em 0,60 x 0,60 [m], e as alturas dos dutos nos demais trechos retangulares (larguras nos trechos 18 e 19) são fixados conforme Tabela 26. Os tamanhos dos dutos devem ainda satisfazer as seguintes condições de acordo com o *Handbook of Fundamentals* (ASHRAE, 2001):

$A_{b1} = A_{b2} \leq A_c$, para o componente SR5-14;

$A_b + A_s \geq A_c$, para o componente SR5-1;

$A_b < A_c$ e $A_s < A_c$, para o componente SR5-13;

$A_b \leq A_c$ e $A_s \leq A_c$, para os componentes ED5-1 e ED5-2.

Alguns parâmetros foram adotados para determinar os coeficientes de perda de carga localizada de alguns componentes. São eles:

$n = 0,5$, para CD6-1 e CR6-1;

$A_1 = 0,075 [m^2]$, para CR6-1;

$r = 0,02 [m]$, para ED1-3;

$t = 1 [mm]$, para ED1-1;

$r/D_o = 1$ e $L = 3 [m]$, para ED7-2;

$r/W = 1$ e $\theta = 90^\circ$, para CR3-1 e CR3-3;

$\theta = 90^\circ$, para CR3-6;

$L/W = 4$, para CR3-17;

$\theta = 0^\circ$, para CR9-1 e CD9-1;

$D = D_o$, para CD9-1;

$\theta = 0^\circ$ e $N = 3$, para CR9-4;

$\theta = 45^\circ$, para ER4-3, SR2-3, SR2-5 e SR4-1;

$A_1 = 0,075 [m^2]$, para SR2-3;

$A_1 = 0,25 [m^2]$, para SR2-5;

$\theta = 30^\circ$ e $A_1 = 0,09 [m^2]$, para SR7-17;

$L = 0,2 [m]$, para SR2-6.

O problema fixa ainda os seguintes parâmetros para o componente CR6-4:

$d = 0,025 [m]$ e $y/H = 0$.

Considera-se pressão atmosférica nas entradas e saídas do sistema.

4.2.3. Aplicação do método da velocidade no segundo sistema

Da mesma forma aplicada no método da velocidade no primeiro sistema de RVAC, primeiramente os trechos foram classificados e então foram assumidas as máximas velocidades absolutas em cada um, conforme Tabela 28.

Tabela 28 – Classificação dos dutos de cada trecho do segundo sistema quanto a velocidades recomendadas pela NB-10

Trecho	Classificação (p/ Prédios Industriais)	Velocidade Máxima [m/s]
1	Tomada de ar exterior	6,0
2	Tomada de ar exterior	6,0
3	Tomada de ar exterior	6,0
4	Tomada de ar exterior	6,0
5	Tomada de ar exterior	6,0
6	Tomada de ar exterior	6,0
7	Ramal horizontal	9,0
8	Ramal horizontal	9,0
9	Duto principal	10,0
10	Duto principal	10,0
11	Ramal vertical	8,0
12	Ramal vertical	8,0
13	Duto principal	10,0
14	Descarga do ventilador	14,0
15	Ramal horizontal	9,0
16	Ramal horizontal	9,0
17	Duto Principal	10,0
18	Descarga do Ventilador	14,0
19	Descarga do ventilador	14,0

Em seguida foram determinados os diâmetros equivalentes de cada trecho do sistema (equações (70) e (71)).

$$A = \frac{0,7}{6,0} = 0,12 \text{ [m}^2\text{]} \quad (70)$$

$$d_{eq} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,12}{\pi}} = 0,390 \text{ [m]} \quad (71)$$

A partir do diâmetro equivalente, as dimensões dos dutos retangulares foram determinadas, assim como os coeficientes de perda de carga e posteriormente a diferença de pressão em cada trecho (equações (72) a (75)).

$$Re = \frac{6,0 \cdot 0,390}{1,54 \cdot 10^{-5}} = 151948,05 \quad (72)$$

$$f = 0,11 \cdot \left(\frac{0,09}{0,390} + \frac{68}{151948,05} \right)^{0,25} = 0,0762 \quad (73)$$

$$c_d = 0,0762 \cdot \frac{4,6}{0,390} = 0,898 \quad (74)$$

$$\Delta p = 0 + (0,898 + 0,31) \cdot 1,204 \cdot \left(\frac{6,0^2}{2} \right) = 26,18 \text{ [Pa]} \quad (75)$$

Como inicialmente o sistema apresenta-se desbalanceado, é necessário alterar as dimensões de alguns dutos a fim de aumentar ou reduzir a perda de carga em alguns trechos e alcançar um melhor balanceamento. A Tabela 29 apresenta valores referentes aos parâmetros do dimensionamento do sistema e perdas de carga após balanceamento. A Tabela 30 apresenta as perdas de carga nos caminhos de entrada (antes do ventilador) e saída (após ventilador) existentes no sistema, exibindo também o desbalanceamento entre os caminhos.

Tabela 29 - Resultados dos diâmetros equivalentes e das perdas de pressão pelo método da velocidade no segundo sistema após balanceamento

Seção	v [m/s]	A [m ²]	Reynolds	d _{eq} [m]	c _d	Σc _o	Δp [Pa]
1	8	0,088	173391,72	0,334	1,09	0,60	65,15
2	4	0,063	73271,37	0,282	5,37	1,91	70,08
3	6	0,158	174933,01	0,449	1,00	0,45	31,53
4	2,64	0,360	116013,01	0,677	0,15	0,77	28,84
5	5,5	0,173	167485,60	0,469	2,84	1,45	78,19
6	6	0,317	247392,63	0,635	0,97	0,61	34,13
7	7,5	0,037	97493,10	0,216	1,76	0,83	112,59
8	7,5	0,037	97493,10	0,216	0,49	2,07	111,77
9	7	0,079	134192,54	0,316	1,93	0,89	83,14
10	6	0,092	123302,53	0,342	3,16	3,34	140,92
11	9	0,053	142090,48	0,259	0,98	2,04	147,27
12	9	0,053	142090,48	0,259	2,18	1,50	179,81
13	10,5	0,090	214538,80	0,339	2,49	0,04	167,86
14	14	0,107	307623,76	0,369	0,96	0,08	123,04
15	8	0,025	86829,44	0,178	6,34	0,72	272,09
16	9,5	0,021	94792,17	0,164	3,53	1,59	278,22
17	9,5	0,042	129848,48	0,232	1,58	1,52	168,25
18	14	0,136	317663,51	0,416	1,26	2,79	478,67
19	14	0,136	317663,51	0,416	0,67	1,00	212,36

Tabela 30 – Perdas de carga nos caminhos do segundo sistema pelo método da velocidade após balanceamento

Caminhos		Δp [Pa]	Diferença de pressão [Pa]
Entrada do Ventilador	1-3-6	130,82	10,34
	2-3-6	135,75	5,41
	4-5-6	141,16	0,00
Saída do Ventilador	19-18-17-15	1131,37	30,37
	19-18-17-16	1137,50	24,24
	19-18-14-13-12	1161,74	0,00
	19-18-14-13-11	1129,21	32,53
	19-18-14-10-9-8	1149,90	11,84
	19-18-14-10-9-7	1150,73	11,01

Os caminhos considerados críticos são os caminhos com maior perda de carga. As Figuras 21 e 22 mostram as pressões nos extremos de cada trecho na entrada e saída do ventilador, respectivamente, e destacam a sequência dos trechos que pertencem aos caminhos críticos na entrada e saída.

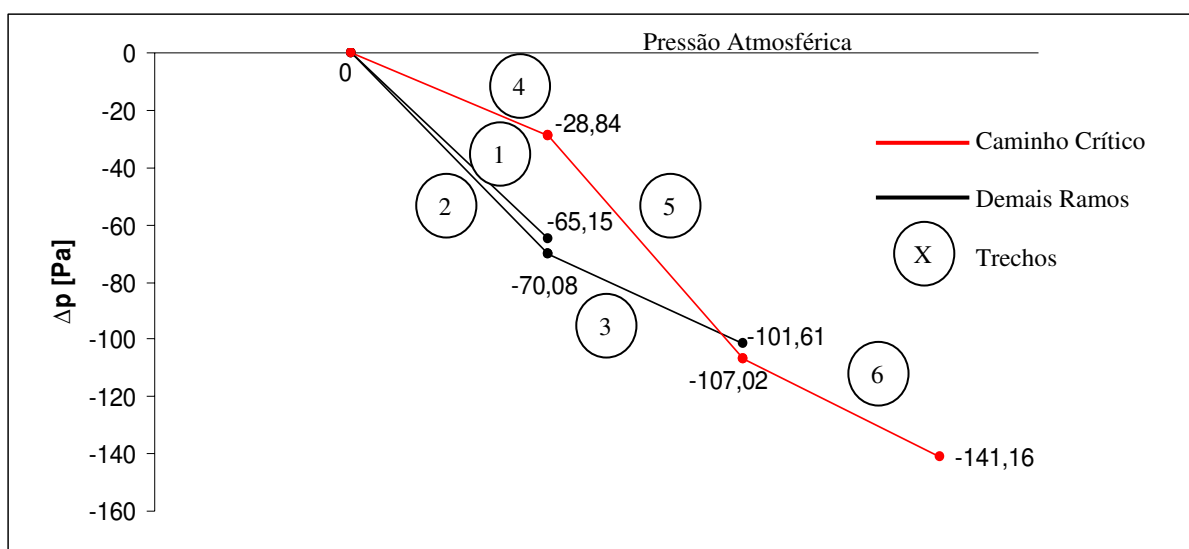


Figura 21 – Diferenças de pressão nos caminhos na entrada do ventilador do segundo sistema pelo método da velocidade

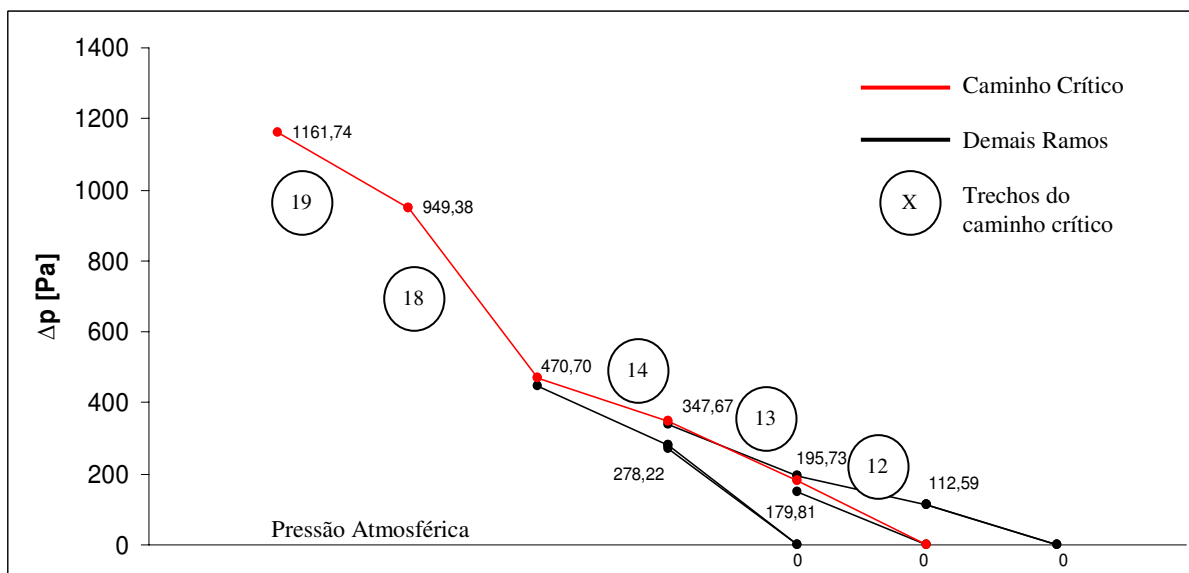


Figura 22 – Diferenças de pressão nos caminhos na saída do ventilador do segundo sistema pelo método da velocidade

Observa-se que a diferença de pressão máxima para este sistema é de 1302,90 [Pa], sendo esta a diferença que determinará a escolha do ventilador, conforme exibido na Figura 23. A máxima diferença de pressão encontrada entre dois dos caminhos após o balanceamento do sistema é de 32,53 [Pa].

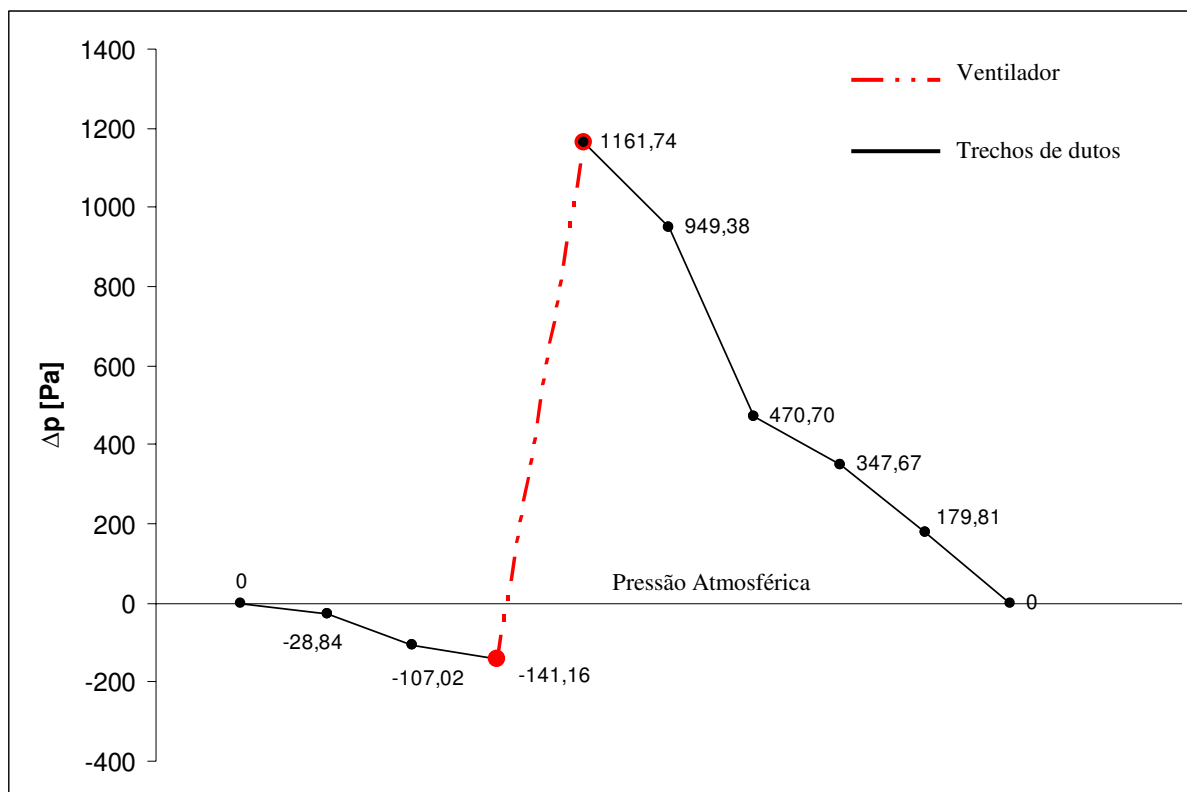


Figura 23 – Diferença de pressão no ventilador pelo método da velocidade

As dimensões finais das seções dos dutos em cada trecho estão apresentadas na Tabela 31.

Tabela 31 – Dimensões finais das seções dos dutos do segundo sistema pelo método da velocidade

Trecho	Tipo da seção	Dimensão (ões) das seções [m] (W x H ou D)
1	Circular	0,33
2	Circular	0,28
3	Circular	0,45
4	Retangular	0,60 x 0,60
5	Circular	0,47
6	Circular	0,63
7	Retangular	0,25 x 0,16
8	Retangular	0,25 x 0,16
9	Retangular	0,25 x 0,34

Tabela 31 – Dimensões finais das seções dos dutos do segundo sistema pelo método da velocidade (continuação)

Trecho	Tipo da seção	Dimensão (ões) das seções [m] (W x H ou D)
10	Retangular	0,25 x 0,40
11	Retangular	0,25 x 0,23
12	Retangular	0,25 x 0,23
13	Retangular	0,25 x 0,39
14	Retangular	0,25 x 0,47
15	Retangular	0,15 x 0,18
16	Retangular	0,15 x 0,15
17	Retangular	0,15 x 0,31
18	Retangular	0,20 x 0,80
19	Retangular	0,20 x 0,80

4.2.4. Aplicação do método da igual perda de carga no segundo sistema

Para aplicação deste método no segundo sistema, assim como no primeiro, partiu-se do caminho crítico encontrado pelo método da velocidade para este sistema. Assim, na entrada do ventilador o caminho crítico envolve os trechos 4, 5 e 6, enquanto na saída os trechos 12, 13, 14, 18 e 19. A partir destas definições, foram adotadas perdas de carga por unidade de comprimento para os caminhos críticos. Como os sistemas de entrada e saída são tratados de forma isolada, esta perda de carga não é necessariamente igual para os dois. Inicialmente, o valor adotado para os dois sistemas foi de 3 [Pa/m]. Em seguida, foram calculadas as perdas de carga e os diâmetros equivalentes nos trechos do caminho crítico. Na sequência estão demonstrados os cálculos do trecho 12, que faz parte do caminho crítico na saída de acordo com o método da velocidade (equações (76) e (77)). Após o dimensionamento observou-se que em alguns trechos não pertencentes ao caminho crítico, tanto na entrada quanto na saída, a perda de carga por comprimento encontrada estava muito distante da faixa ideal representada na Figura 1. Logo, reduziram-se os valores de perda de carga do caminho crítico por tentativa e erro até que todo o sistema estivesse na faixa considerada ideal ou próximo dela. Assim, se chegou aos valores de 2 [Pa/m] e 2,75 [Pa/m] para os sub-sistemas de entrada e saída respectivamente. As Tabelas 32

e 33 apresentam valores dos parâmetros do dimensionamento do sistema e perdas de carga, respectivamente. Observa-se que o trecho 1 ainda permanece fora da faixa ideal de perda de carga por unidade de comprimento, porém uma maior redução da perda de carga do sub-sistema de entrada seria prejudicial ao dimensionamento, uma vez que aumentaria demais as dimensões dos dutos, aumentando assim também o custo.

$$\Delta p = 2,75 \cdot 6,7 = 18,425 [Pa] \quad (76)$$

$$d_{eq} = \sqrt[4]{\frac{(1,22 + 1,38) \cdot 1,204 \cdot 8 \cdot (0,20)^2}{\pi^2 \cdot (18,425 - 0)}} = 0,42 [m] \quad (77)$$

Tabela 32 - Resultados dos diâmetros equivalentes e das perdas de pressão pelo método da igual perda de pressão no segundo sistema

Seção	J [Pa/m]	L _t [m]	Δp [Pa]	Q [m ³ /s]	c _d	c _o	d _{eq} [m]
1	10,594	4,6	48,634	0,70	0,98	0,49	0,35
2	2,663	18,3	48,732	0,25	4,97	2,44	0,31
3	2,6576	6,1	16,211	0,95	0,89	0,58	0,53
4	2,1636	1,5	28,376	0,95	0,15	0,62	0,66
5	2	18,3	36,6	0,95	2,41	1,69	0,56
6	2	9,1	18,2	1,90	0,81	0,67	0,73
7	0,8926	4,3	28,838	0,28	0,88	0,15	0,38
8	3,1984	1,2	28,838	0,28	0,22	1,36	0,42
9	0,8926	7,6	6,7836	0,55	0,99	1,24	0,56
10	0,8926	13,7	12,228	0,55	1,90	2,79	0,58
11	6,1417	3	18,425	0,48	0,53	2,28	0,42
12	2,75	6,7	18,425	0,48	1,22	1,38	0,42
13	2,75	10,7	29,425	0,95	1,43	0,20	0,47
14	2,75	4,6	12,65	1,50	0,56	0,06	0,57
15	2,9369	12,2	35,83	0,20	3,84	0,79	0,27
16	5,8738	6,1	35,83	0,20	2,01	1,96	0,26
17	5,8738	4,2	24,67	0,40	1,07	0,52	0,32
18	2,75	7	19,25	1,90	0,46	3,67	0,93
19	2,75	3,7	25,175	1,90	0,27	1,21	0,85

Tabela 33 – Perdas de carga nos caminhos do segundo sistema pelo método da igual perda de carga

Caminhos		Δp [Pa]
Entrada do Ventilador	1-3-6	83,18
	2-3-6	83,18
	4-5-6	83,18
Saída do Ventilador	19-18-17-15	104,93
	19-18-17-16	104,93
	19-18-14-13-12	104,93
	19-18-14-13-11	104,93
	19-18-14-10-9-8	104,93
	19-18-14-10-9-7	104,93

Conforme observado na Tabela 33, não há caminho crítico após o dimensionamento, ou seja, todos os caminhos apresentam a mesma diferença de pressão, que é de 83,14 [Pa] na entrada e 104,93 [Pa] na saída.

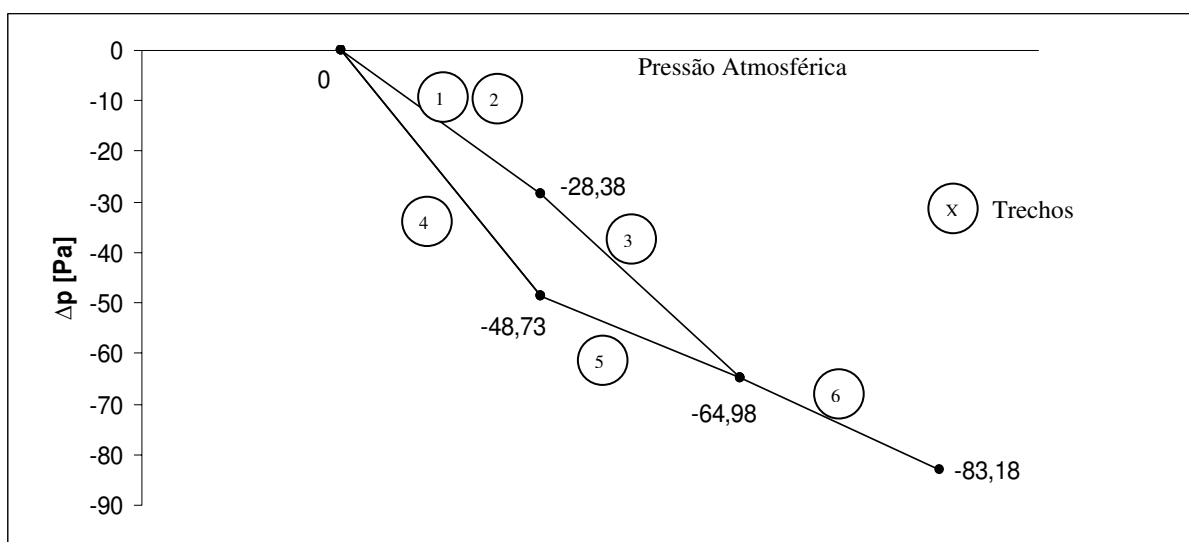


Figura 24 – Diferenças de pressão nos caminhos na entrada do ventilador do segundo sistema pelo método da igual perda de carga

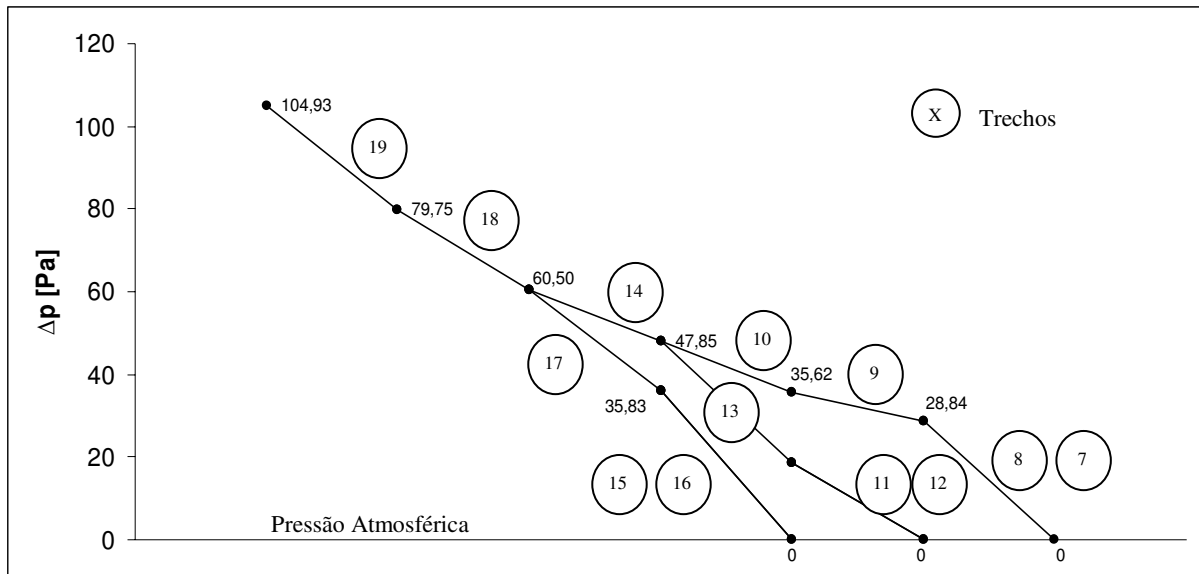


Figura 25 – Diferenças de pressão nos caminhos na saída do ventilador do segundo sistema pelo método da igual perda de carga

A diferença de pressão que determinará a escolha do ventilador será de 188,11 [Pa].

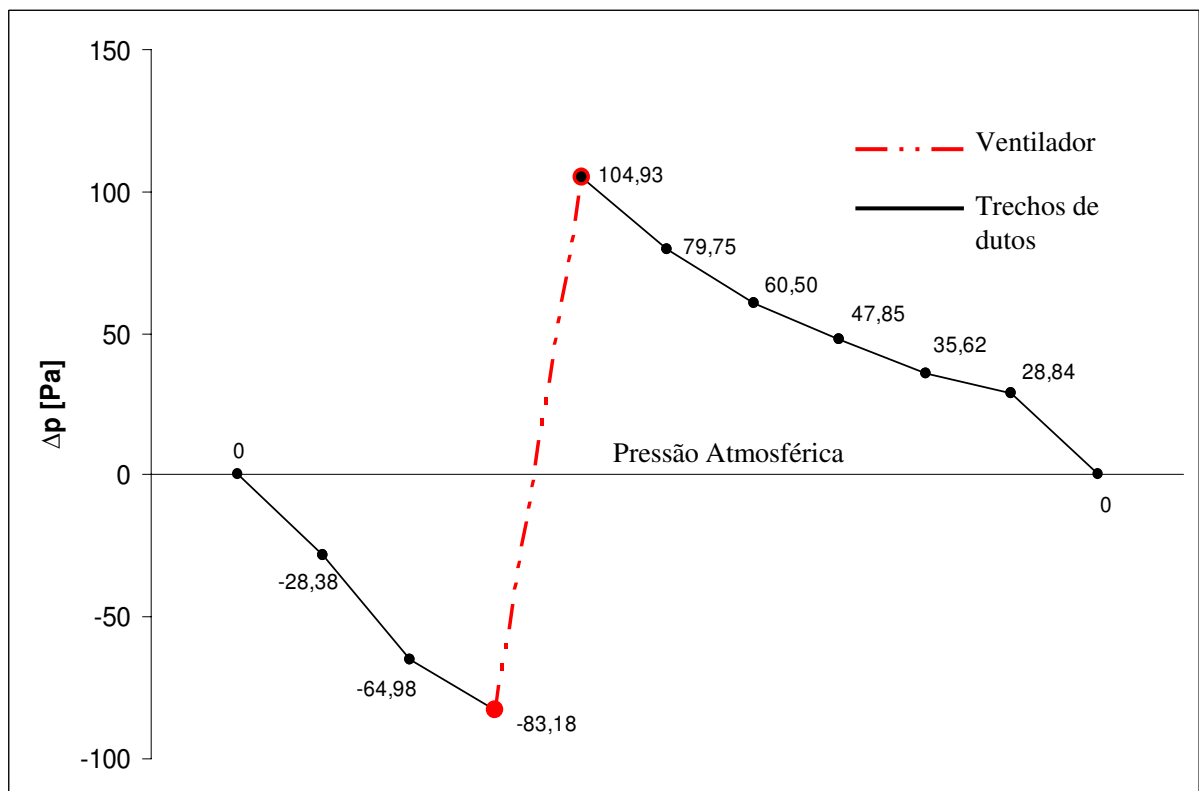


Figura 26 – Diferença de pressão no ventilador pelo método da igual perda de carga

As dimensões finais dos dutos, quando dimensionados por este método, são exibidas na Tabela 34. Assim como no método da velocidade, os dutos circulares têm diâmetro igual ao diâmetro equivalente, enquanto os dutos retangulares têm suas dimensões definidas através da equação (4), conforme cálculos representados para o trecho 12 (equação (78)).

$$0,42 = 1,3 \cdot \sqrt[8]{\frac{(H \cdot 0,25)^5}{(H + 0,25)^2}} \quad (78)$$

$$H = 0,62 [m]$$

Tabela 34 – Dimensões finais das seções dos dutos do segundo sistema pelo método da velocidade

Trecho	Tipo da seção	Dimensão (ões) das seções [m] (W x H ou D)
1	Circular	0,35
2	Circular	0,31
3	Circular	0,53
4	Retangular	0,60 x 0,60
5	Circular	0,56
6	Circular	0,73
7	Retangular	0,25 x 0,49
8	Retangular	0,25 x 0,61
9	Retangular	0,25 x 1,18
10	Retangular	0,25 x 1,28
11	Retangular	0,25 x 0,62
12	Retangular	0,25 x 0,62
13	Retangular	0,25 x 0,84
14	Retangular	0,25 x 1,28
15	Retangular	0,15 x 0,42
16	Retangular	0,15 x 0,39
17	Retangular	0,15 x 0,63
18	Retangular	0,91 x 0,80
19	Retangular	0,75 x 0,80

4.2.5. Aplicação do método T no segundo sistema

O método T foi aplicado no segundo sistema de forma semelhante à aplicação no primeiro sistema, com a diferença de ser composto por dois subsistemas, entrada e saída do ventilador, o que torna necessário reduzir o sistema a cada iteração a um sistema equivalente com dois trechos, dentre os quais o primeiro seria o resultado da condensação do sistema de entrada e o segundo do sistema de saída. A partir deste ponto é possível determinar a pressão ideal do ventilador e em seguida dimensionar os dutos de todo o sistema. Inicialmente, adotou-se a velocidade de 6,5 [m/s] para todos os trechos do sistema na primeira iteração, exceto para o trecho 4 que possui dimensões pré-definidas, e em seguida foram calculados os dados iniciais de cada trecho, assim como os diâmetros equivalentes iniciais e os coeficientes característicos (K_s), conforme cálculos exibidos abaixo referentes ao trecho 1. Os dados iniciais da primeira iteração de todo o sistema são expostos na Tabela 35.

$$d_{eq} = 1,128 \cdot \left(\frac{0,7}{6,5} \right)^{0,5} = 0,37 [m] \quad (79)$$

$$Re_D = \frac{6,5 \cdot 0,37}{1,54 \cdot 10^{-5}} = 156240,66 \quad (80)$$

$$f = 0,11 \cdot \left(\frac{0,0003}{0,37} + \frac{68}{156240,66} \right)^{0,25} = 0,077 \quad (81)$$

$$\mu = (0,077 \cdot 4,6 + 0,23) \cdot 0,37 = 0,440 [m] \quad (82)$$

$$K_s = 1 \cdot (0,440)^{0,2} \cdot (0,7)^{0,4} \cdot 4,6 = 3,384 [m^{2,4} / s^{0,4}] \quad (83)$$

Tabela 35 – Dados iniciais da primeira iteração do método T para o segundo sistema

Trecho	Q [m ³ /s]	L_t [m]	V [m/s]	μ [m]	K_S [m ^{2,4} /s ^{0,4}]	d_{eq} [m]
1	0,700	4,6	6,5	0,440	3,384	0,37
2	0,250	18,3	6,5	2,255	12,367	0,22
3	0,950	6,1	6,5	0,626	5,442	0,43
4	0,950	1,5	2,64	0,721	0,000	0,68
5	0,950	18,3	6,5	1,969	20,531	0,43
6	1,900	9,1	6,5	0,979	11,715	0,61
7	0,275	4,3	6,5	0,486	2,554	0,23
8	0,275	1,2	6,5	0,414	0,690	0,23
9	0,550	7,6	6,5	1,082	6,937	0,33
10	0,550	13,7	6,5	1,889	13,980	0,33
11	0,475	3,0	6,5	0,875	2,455	0,30
12	0,475	6,7	6,5	1,065	5,702	0,30
13	0,950	10,7	6,5	1,089	13,132	0,43
14	1,500	4,6	6,5	0,574	6,669	0,54
15	0,200	12,2	6,5	1,449	7,883	0,20
16	0,200	6,1	6,5	0,985	3,649	0,20
17	0,400	4,2	6,5	0,728	3,480	0,28
18	1,900	7,0	6,5	2,778	13,503	0,61
19	1,900	3,7	6,5	1,039	5,863	0,61

Em seguida foi realizada a etapa de condensação reduzindo os subsistemas de entrada e saída a dois trechos com seus coeficientes característicos equivalentes conforme demonstrado abaixo para o sub-sistema de entrada. A equação (84) representa a condensação dos trechos 1, 2 e 3 no trecho equivalente 1-3:

$$K_{t_{1-3}} = \left[(3,384 + 12,367)^{0,833} + 5,442^{0,833} \right]^{1,2} = 23,816 \left[m^{2,4} / s^{0,4} \right] \quad (84)$$

Em seguida os trechos 4 e 5 foram substituídos pelo trecho 4-5, observando que o coeficiente característico do trecho 4 é igual a zero por já ter as dimensões pré-definidas:

$$K_{t_{4-5}} = \left(0^{0,833} + 20,531^{0,833} \right)^{1,2} = 20,506 \left[m^{2,4} / s^{0,4} \right] \quad (85)$$

E, por fim os trechos 1-3, 4-5 e 6 são reduzidos a um único trecho equivalente 1-6 que corresponde ao sub-sistema de entrada:

$$K_{t_{1-6}} = \left[(23,816 + 20,506)^{0,833} + 11,715^{0,833} \right]^{1,2} = 62,317 \left[m^{2,4} / s^{0,4} \right] \quad (86)$$

O mesmo procedimento foi realizado para o subsistema de saída, reduzindo-o ao trecho equivalente 7-19, com coeficiente característico igual a 115,236. A seguir, na etapa de seleção do ventilador foi calculado o coeficiente característico do sistema completo e os fatores econômicos Z_1 e Z_2 :

$$K_{t_{1-19}} = \left(62,317^{0,833} + 115,236^{0,833} \right)^{1,2} = 202,052 \left[m^{2,4} / s^{0,4} \right] \quad (87)$$

$$Z_1 = 1,90 \cdot \frac{6 \cdot 4400}{100000 \cdot 0,75 \cdot 0,8} \cdot 8,61 = 7,20 \left[m^3 \cdot \$ / s \cdot kW \right] \quad (88)$$

$$Z_2 = 0,959 \cdot \pi \cdot \left(\frac{1,204}{1} \right)^{0,2} \cdot 43,27 = 135,10 \left[N^{0,2} \cdot s^{0,4} \cdot \$ \cdot m^{-2,8} \right] \quad (89)$$

E através da equação (90) determinou-se a pressão ideal do ventilador:

$$p_{vent} = 0,26 \cdot \left(\frac{135,10}{7,20} \cdot 202,052 \right)^{0,833} + 69,45 = 318,75 \left[Pa \right] \quad (90)$$

Esta pressão foi distribuída ao longo de todo o sistema na etapa de expansão. As equações (91) a (94) determinam a parcela desta pressão que será distribuída em cada subsistema, sendo p_{1-6} e p_{7-19} as pressões nos nós superiores imediatamente antes e após o ventilador respectivamente:

$$T_{1-6} = \left(\frac{62,317}{202,052} \right)^{0,833} = 0,37 \quad (91)$$

$$p_{1-6} = [(318,75 - 69,45) \cdot 0,37] + 29,45 = 123,06 [Pa] \quad (92)$$

$$T_{7-19} = \left(\frac{115,236}{202,052} \right)^{0,833} = 0,63 \quad (93)$$

$$p_{7-19} = [(318,75 - 69,45) \cdot 0,63] + 40,00 = 196,16 [Pa] \quad (94)$$

As pressões em todos os nós do sistema foram então calculadas, desde os nós mais próximos ao ventilador até os mais extremos conforme demonstrado nas equações (95) e (96) para o trecho 6. Os valores de pressão inferiores encontrados para os trechos mais próximos ao ventilador são as pressões superiores dos trechos seguintes.

$$\Delta p_6 = (123,06 - 29,45) \cdot \left(\frac{11,715}{62,317} \right)^{0,833} = 23,40 [Pa] \quad (95)$$

$$p_{dn_6} = 123,06 - 23,40 = 99,63 [Pa] \quad (96)$$

Conhecendo-se a diferença de pressão entre os nós, e conseqüentemente a perda de carga em cada trecho, foi possível dimensionar os dutos de todo o sistema.

$$d_{eq_6} = 0,959 \cdot (0,979)^{0,2} \cdot (1,204)^{0,2} \cdot (1,90)^{0,4} \cdot (1 \cdot 23,40)^{-0,2} \quad (97)$$

$$d_{eq_6} = 0,68 [m]$$

Assim, após esta primeira iteração o sistema foi dimensionado, porém encontrava-se desbalanceado. Nas iterações seguintes, os diâmetros equivalentes encontrados nas iterações anteriores foram utilizados como diâmetro inicial da iteração e a velocidade em cada trecho foi calculada através da equação (2). Todas as etapas descritas anteriormente de condensação, seleção de ventilador e expansão foram repetidas a cada iteração. Foram realizadas tantas iterações quantas necessárias até que os

resultados de duas iterações subseqüentes convergissem. A Tabela 36 apresenta os resultados finais do dimensionamento do segundo sistema. A pressão ideal do ventilador encontrada é de 321,16 [Pa].

Tabela 36 – Resultados finais dos diâmetros equivalentes e das perdas de pressão pelo método T no segundo sistema

Trechos	Q [m ³ /s]	v [m/s]	Perdas Extra de Pressão - p _{extra} [Pa]	Coefficientes de Perda Dinâmica	Diâmetro Inicial d _{eq} [m]	Perda de Carga Δp [Pa]	Diâmetro Final d _{eq} [m]
1	0,700	8,22	0	0,62	0,33	70,14	0,33
2	0,250	4,00	0	1,93	0,28	70,12	0,28
3	0,950	5,77	0	0,46	0,46	28,63	0,46
4	0,950	2,64	25	0,75	0,68	28,85	0,68
5	0,950	5,36	0	1,27	0,48	70,04	0,48
6	1,900	5,07	0	0,64	0,69	23,35	0,69
7	0,275	4,00	25	0,19	0,30	40,10	0,30
8	0,275	3,74	25	1,45	0,31	40,28	0,31
9	0,550	4,24	0	1,06	0,41	30,65	0,41
10	0,550	4,19	0	2,12	0,41	55,91	0,41
11	0,475	5,45	0	2,13	0,33	53,11	0,33
12	0,475	5,45	0	1,61	0,33	62,46	0,33
13	0,950	6,85	0	0,21	0,42	74,68	0,42
14	1,500	5,51	0	0,13	0,59	17,94	0,59
15	0,200	5,15	0	0,76	0,22	105,50	0,22
16	0,200	6,06	0	1,61	0,21	105,50	0,21
17	0,400	5,50	0	0,56	0,30	39,02	0,30
18	1,900	3,25	0	3,55	0,86	26,24	0,86
19	1,900	3,69	15	1,21	0,81	27,68	0,81

As perdas de carga em cada caminho do sistema são apresentadas na Tabela 37, permitindo notar que o desbalanceamento é bem pequeno no subsistema de entrada. A maior divergência é observada entre o caminho do subsistema de saída que compreende os trechos 19, 18, 14, 13 e 12 e os demais caminhos. Esta diferença ocorre devido a restrição do sistema que determina que as dimensões dos trechos 11 e 12 devem ser iguais. E, uma vez que o método distribui a pressão dos trechos mais próximos ao ventilador até os trechos mais extremos, as diferenças de perdas de carga localizada entre estes dois trechos proporcionam este desbalanceamento.

Tabela 37 – Perdas de carga finais nos caminhos do segundo sistema pelo método T

Caminhos		Δp [Pa]	Diferença de pressão [Pa]
Entrada do Ventilador	1-3-6	122,12	0,12
	2-3-6	122,09	0,15
	4-5-6	122,24	0,00
Saída do Ventilador	19-18-17-15	198,44	10,57
	19-18-17-16	198,44	10,56
	19-18-14-13-12	209,00	0,00
	19-18-14-13-11	199,65	9,36
	19-18-14-10-9-8	198,70	10,31
	19-18-14-10-9-7	198,51	10,49

Embora a pressão do ventilador ideal tenha sido determinada na etapa de seleção do ventilador, ao distribuir esta pressão ao longo de todo o sistema, a perda de carga nos caminhos não é exatamente igual à pressão do ventilador devido aos componentes geradores de perda de carga e restrições do sistema. Uma solução para adequar a perda de carga dos caminhos ao ventilador seria a modificação das posições dos *dampers* existentes nos trechos, porém, como o objetivo deste trabalho é avaliar somente os métodos de dimensionamento, este recurso não foi levado em consideração durante o dimensionamento. A Tabela 38 apresenta os excedentes de pressão em cada caminho do sistema em relação à pressão ideal do ventilador evidenciando que, a exceção do caminho envolvendo os trechos 19, 18, 14, 13 e 12, as diferenças são muito pequenas.

Tabelas 38 – Excedentes de pressão nos caminhos do segundo sistema pelo método T

Caminhos		Excedente de pressão [Pa]
Entrada do Ventilador	1-3-6	0,49
	2-3-6	0,41
	4-5-6	0,37

Tabelas 38 – Excedentes de pressão nos caminhos do segundo sistema pelo método T (continuação)

Caminhos		Excedente de pressão [Pa]
Saída do Ventilador	19-18-17-15	0,49
	19-18-17-16	0,31
	19-18-14-13-12	-10,00
	19-18-14-13-11	-0,69
	19-18-14-10-9-8	0,56
	19-18-14-10-9-7	0,57

As Figuras 27 e 28 representam a distribuição de pressão nos subsistemas de entrada e saída do ventilador respectivamente, destacando os caminhos que apresentaram a maior perda de carga:

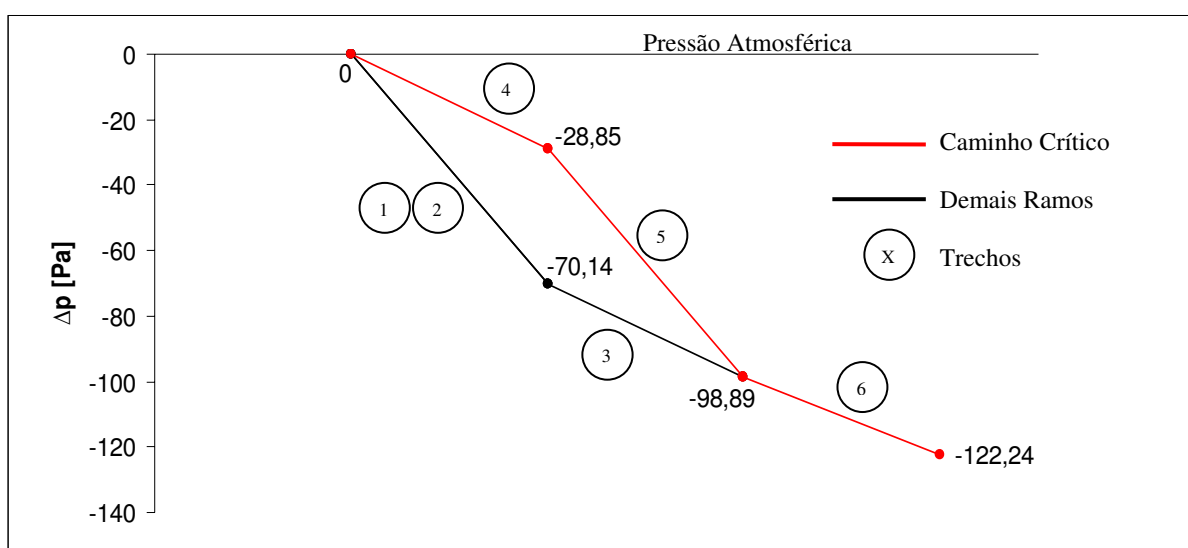


Figura 27 – Diferenças de pressão nos caminhos na entrada do ventilador do segundo sistema pelo método T

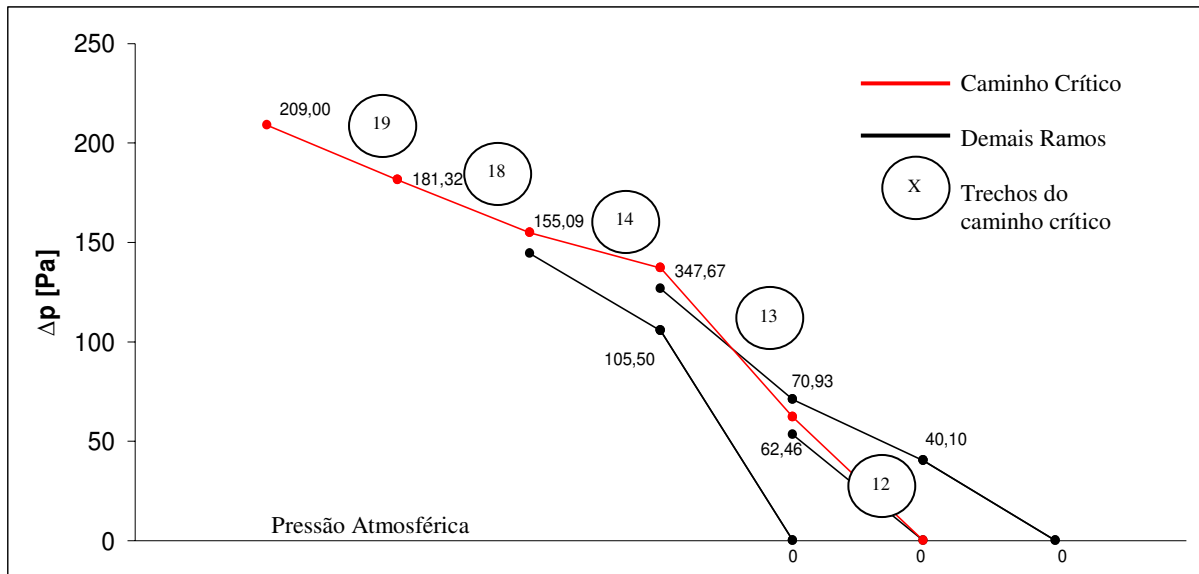


Figura 28 – Diferenças de pressão nos caminhos na saída do ventilador do segundo sistema pelo método T

A Figura 29 apresenta a distribuição real do ventilador, que é a diferença entre os caminhos de entrada e saída com maior perda de carga. A Tabela 39 apresenta as dimensões finais dos dutos encontradas pelo método T de dimensionamento.

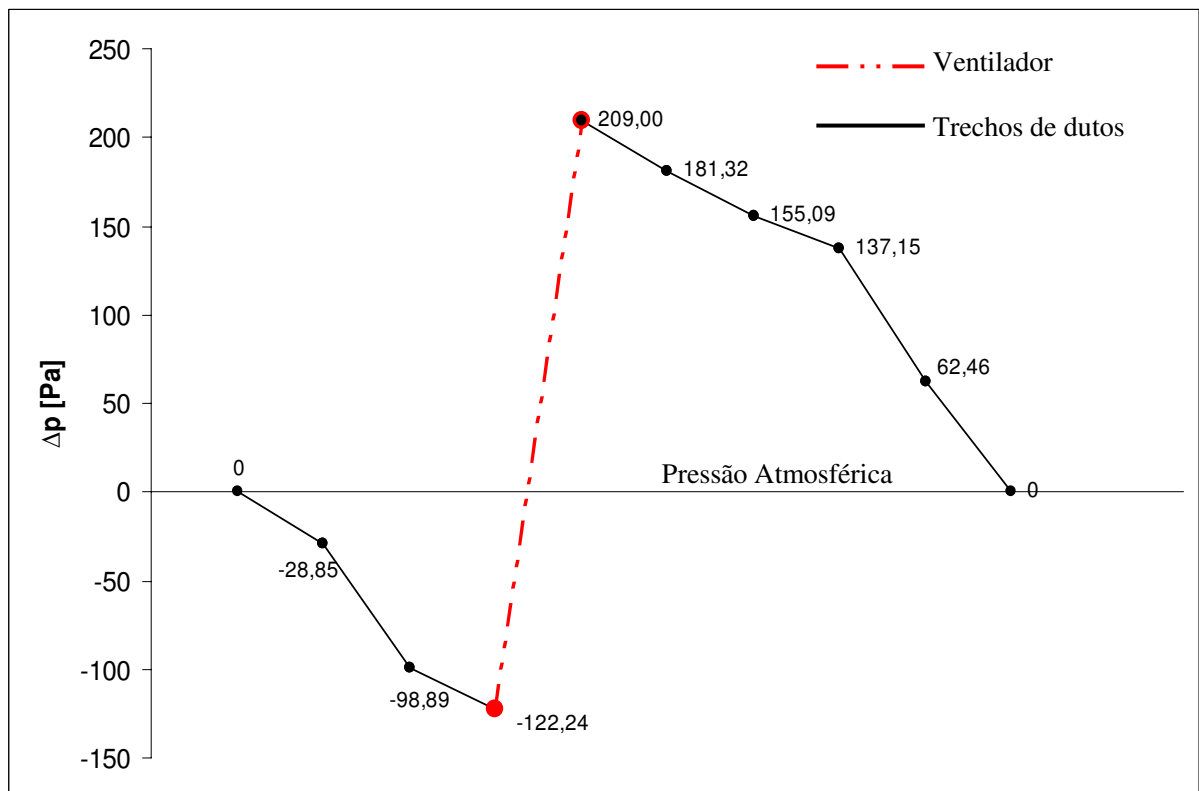


Figura 29 – Diferença de pressão no ventilador pelo método T

Tabela 39 – Dimensões finais das seções dos dutos do segundo sistema pelo T

Trecho	Tipo da seção	Dimensão (ões) das seções [m] (W x H ou D)
1	Circular	0,33
2	Circular	0,28
3	Circular	0,46
4	Retangular	0,60 x 0,60
5	Circular	0,48
6	Circular	0,69
7	Retangular	0,25 x 0,28
8	Retangular	0,25 x 0,29
9	Retangular	0,25 x 0,52
10	Retangular	0,25 x 0,53
11	Retangular	0,25 x 0,35
12	Retangular	0,25 x 0,35
13	Retangular	0,25 x 0,55
14	Retangular	0,25 x 1,09
15	Retangular	0,15 x 0,26
16	Retangular	0,15 x 0,22
17	Retangular	0,15 x 0,49
18	Retangular	0,73 x 0,80
19	Retangular	0,64 x 0,80

4.2.6. Aplicação do método IPS no segundo sistema

A aplicação deste método no segundo sistema foi realizada conforme procedimentos descritos na seção 2.4. Inicialmente foi definido o fator econômico Z_3 pela equação (35), e em seguida foi realizada a etapa de dimensionamento inicial dos dutos. Cada trecho, de forma individual, através de iterações entre as equações (36) e (37), para os dutos circulares, e equações (38) e (39), para os dutos de seção retangular, foi dimensionado. Os valores iniciais dos fatores de perda de carga para todos os trechos foram adotados arbitrariamente iguais a 1. Para que esta etapa fosse realizada para cada trecho individualmente, foi assumido que as áreas dos dutos nas junções são proporcionais às vazões dos trechos para determinação dos coeficientes de perda localizada destes componentes. Os cálculos da primeira iteração para o trecho 1

estão representados pelas equações (98) a (102) e os resultados obtidos nesta etapa são apresentados na Tabela 40.

$$Z_3 = \frac{4400 \cdot 0,06 \cdot 8,61}{1000 \cdot 43,27 \cdot 0,75 \cdot 0,8} = 87,55 \times 10^{-3} [m^2 / kW] \quad (98)$$

$$d_{eq} = \left(\frac{8 \cdot 1,204 \cdot 0,08755 \cdot 0,7^3 \cdot 1}{\pi^3 \cdot 4,6} \right)^{1/5} = 0,40 [m] \quad (99)$$

$$Re_D = \frac{0,7 \cdot 0,40}{0,06 \cdot 1,54 \cdot 10^{-5}} = 143482,40 \quad (100)$$

$$f = 0,11 \cdot \left(\frac{0,0003}{0,40} + \frac{68}{143482,40} \right)^{0,25} = 0,0756 \quad (101)$$

$$\lambda_R = \frac{5 \cdot 0,0756 \cdot 4,6}{0,40} + 4 \cdot 1 = 5,26 \quad (102)$$

Tabela 40 – Resultados do dimensionamento inicial do segundo sistema

Trecho	λ	H [m]	W [m]	deq [m]	Δp [Pa]	E [\$]
1	5,26	-	-	0,40	19,88	304,95
2	42,77	-	-	0,25	140,78	757,34
3	6,27	-	-	0,47	23,24	476,87
4	0,73	0,60	0,60	0,66	2,82	143,90
5	19,53	-	-	0,48	70,81	1443,27
6	7,00	-	-	0,68	25,43	1022,11
7	2,34	0,21	0,25	0,19	35,57	150,17
8	1,73	0,29	0,25	0,23	14,48	52,20
9	3,65	0,41	0,25	0,27	63,23	406,76
10	6,29	0,40	0,25	0,26	112,22	726,20
11	2,85	0,44	0,25	0,28	31,60	169,64
12	3,71	0,37	0,25	0,25	58,47	336,60
13	2,92	0,58	0,25	0,31	72,58	717,72
14	1,13	0,89	0,25	0,38	29,12	401,67
15	8,38	0,23	0,15	0,16	159,82	380,95
16	5,55	0,26	0,15	0,16	88,38	202,76

Tabela 40 – Resultados do dimensionamento inicial do segundo sistema (continuação)

Trecho	λ	H [m]	W [m]	deq [m]	Δp [Pa]	E [\$]
17	2,72	0,46	0,15	0,21	53,11	201,91
18	4,09	0,80	0,69	0,62	28,72	801,39
19	1,67	0,80	0,63	0,60	13,81	400,09
					Total	9096,51

Ao final da etapa de dimensionamento inicial o sistema encontra-se desbalanceado, conforme Tabela 41.

Tabela 41 – Perdas de carga nos caminhos do segundo sistema pelo método IPS após dimensionamento inicial

Caminhos		Δp [Pa]	Diferença de pressão [Pa]
Entrada do Ventilador	1-3-6	68,56	120,90
	2-3-6	189,46	0,00
	4-5-6	99,07	90,39
Saída do Ventilador	19-18-17-15	255,46	27,21
	19-18-17-16	184,02	98,65
	19-18-14-13-12	202,71	79,96
	19-18-14-13-11	175,84	106,83
	19-18-14-10-9-8	261,57	21,10
	19-18-14-10-9-7	282,67	0,00

A partir deste ponto o sistema foi submetido às etapas de aumento de pressão e aumento de tamanho por meio de iterações, na busca por um sistema melhor balanceado e com o menor custo de ciclo de vida possível. Estas etapas foram realizadas separadamente nos subsistemas de entrada e saída. As iterações dos subsistemas de entrada e saída estão demonstradas nas Tabelas 42 e 43, respectivamente. As iterações foram realizadas conforme os algoritmos das etapas descritos na seção 2.4 e os intervalos das alterações nas dimensões dos dutos selecionados a cada iteração são de duas polegadas.

Tabela 42 – Iterações das etapas de aumento de pressão e dimensão no sistema de entrada do segundo sistema

Iterações	Etapas	Duto alterado	Maior perda [Pa]	Maior diferença [Pa]	Custo Total [\$]	Decisão
0	--	--	191,94	119,97	4243,0,65	--
1	P	1	189,42	90,92	4279,75	Aceito
2	P	4	--	--	--	-- ⁴
3	P	5	186,32	90,92	4318,46	Rejeitado
4	P	1	183,15	60,99	4419,25	Aceito
5	P	4	--	--	--	--
6	P	5	180,05	18,02	4457,95	Aceito
7	P	1	351,93	185,86	4917,04	Rejeitado
8	P	4	--	--	--	--
9	P	5	273,35	115,59	4688,10	Rejeitado
10	S	2	170,58	78,02	4509,18	Rejeitado
11	S	3	169,58	13,05	4456,74	Aceito
12	P	1	360,92	203,56	4955,92	Rejeitado
13	P	4	--	--	--	--
14	P	5	268,14	115,75	4686,75	Rejeitado
15	S	2	165,53	83,76	4507,55	Rejeitado
16	S	3	166,61	8,32	4501,45	Aceito
17	P	3	169,58	13,05	4456,74	Rejeitado
18	P	1	342,90	201,33	4938,53	Rejeitado
19	P	2	437,19	278,90	4635,84	Rejeitado
20	S	4	--	--	--	--
21	S	5	166,85	48,52	4462,51	Rejeitado

Tabela 43 – Iterações das etapas de aumento de pressão e dimensão no sistema de saída do segundo sistema

Iterações	Etapas	Duto alterado	Maior perda [Pa]	Maior diferença [Pa]	Custo Total [\$]	Decisão
0	--	--	324,69	133,11	5124,25	--
1	P	16	324,69	129,10	5151,10	Rejeitado
2	P	17	324,69	129,10	5139,14	Aceito
3	P	15	430,35	234,75	5220,45	Rejeitado
4	P	12	324,69	118,75	5201,24	Aceito
5	P	13	325,16	119,21	5260,50	Rejeitado
6	P	11	324,69	118,75	5225,74	Rejeitado
7	P	8	324,69	118,75	5202,64	Rejeitado
8	P	16	324,69	99,31	5227,99	Aceito
9	P	17	324,69	99,31	5253,83	Rejeitado
10	P	15	430,10	204,73	5309,87	Rejeitado
11	P	12	324,69	99,06	5252,48	Aceito
12	P	13	325,16	66,51	5385,36	Aceito

⁴ O símbolo "--" indica que o trecho escolhido para iteração já tem dimensões pré-definidas

Tabela 43 – Iterações das etapas de aumento de pressão e dimensão no sistema de saída do segundo sistema (continuação)

Iterações	Etapas	Duto alterado	Maior perda [Pa]	Maior diferença [Pa]	Custo Total [\$]	Decisão
13	P	11	362,39	103,74	5482,01	Rejeitado
14	P	8	325,16	66,51	5386,76	Rejeitado
15	P	16	378,52	101,58	5460,98	Rejeitado
16	P	17	325,16	48,22	5411,21	Aceito
17	P	12	362,39	81,51	5507,85	Rejeitado
18	P	13	332,20	51,32	5500,47	Rejeitado
19	P	15	451,10	174,16	5493,61	Rejeitado
20	P	11	362,39	81,51	5507,85	Rejeitado
21	P	8	325,16	48,22	5412,60	Rejeitado
22	P	13	332,20	51,32	5500,47	Rejeitado
23	P	11	362,39	81,51	5507,85	Rejeitado
24	P	15	451,10	174,16	5493,61	Rejeitado
25	P	17	340,82	63,88	5460,67	Rejeitado
26	P	12	362,39	81,51	5507,85	Rejeitado
27	P	16	400,44	123,50	5486,58	Rejeitado
28	P	8	325,16	48,22	5412,60	Rejeitado
29	S	7	310,61	33,66	5408,84	Aceito
30	P	13	332,20	51,32	5498,10	Rejeitado
31	P	11	362,39	81,51	5505,48	Rejeitado
32	P	15	451,10	174,16	5491,25	Rejeitado
33	P	17	340,82	63,88	5458,30	Rejeitado
34	P	12	362,39	81,51	5505,48	Rejeitado
35	P	16	400,44	123,50	5484,21	Rejeitado
36	P	8	314,13	37,19	5410,23	Rejeitado
37	S	7	309,61	32,67	5413,44	Aceito
38	P	13	332,20	51,32	5502,70	Rejeitado
39	P	11	362,39	81,51	5510,08	Rejeitado
40	P	15	451,10	174,16	5495,85	Rejeitado
41	P	17	340,82	63,88	5462,91	Rejeitado
42	P	12	362,39	81,51	5510,08	Rejeitado
43	P	16	400,44	123,50	5488,81	Rejeitado
44	P	7	310,61	33,66	5408,84	Rejeitado
45	S	8	307,42	30,48	5414,13	Aceito
46	P	13	332,20	51,32	5503,39	Rejeitado
47	P	11	362,39	81,51	5510,77	Rejeitado
48	P	15	451,10	174,16	5496,53	Rejeitado
49	P	17	340,82	63,88	5463,59	Rejeitado
50	P	12	362,39	81,51	5510,77	Rejeitado
51	P	16	400,44	123,50	5489,49	Rejeitado
52	P	7	310,61	33,66	5409,52	Rejeitado

Tabela 43 – Iterações das etapas de aumento de pressão e dimensão no sistema de saída do segundo sistema (continuação)

Iterações	Etapas	Duto alterado	Maior perda [Pa]	Maior diferença [Pa]	Custo Total [\$]	Decisão
53	S	8	305,65	28,71	5413,90	Aceito
54	P	14	309,21	28,37	5431,65	Aceito
55	P	13	336,17	55,29	5521,53	Rejeitado
56	P	11	366,29	85,40	5528,29	Rejeitado
57	P	7	315,19	34,36	5427,05	Rejeitado
58	P	12	366,29	85,40	5528,29	Rejeitado
59	P	15	451,10	170,27	5514,05	Rejeitado
60	P	17	340,82	59,98	5481,11	Rejeitado
61	P	16	400,44	119,60	5507,02	Rejeitado
62	S	8	308,74	27,90	5430,42	Rejeitado
63	S	14	305,65	28,71	5413,90	Rejeitado
64	S	9	306,17	25,33	5413,28	Aceito
65	P	11	366,29	85,40	5509,93	Rejeitado
66	P	15	451,10	170,27	5495,69	Rejeitado
67	P	17	340,82	59,98	5462,75	Rejeitado
68	P	8	306,17	25,33	5411,97	Rejeitado
69	P	10	339,42	58,78	5479,20	Rejeitado
70	P	9	309,21	28,37	5431,65	Rejeitado
71	P	16	400,44	119,60	5488,65	Rejeitado
72	P	7	306,17	25,33	5409,06	Rejeitado
73	S	12	305,65	55,12	5315,17	Rejeitado
74	S	13	305,65	76,18	5279,89	Rejeitado
75	S	14	305,65	28,71	5395,53	Rejeitado

Após realizadas as iterações, o sistema encontra-se melhor balanceado, embora para isso o custo tenha aumentado em relação ao custo inicial para \$ 9914,73. As Figuras 30 e 31 ilustram o balanceamento alcançado no sistema, destacando os caminhos com a maior perda de carga.

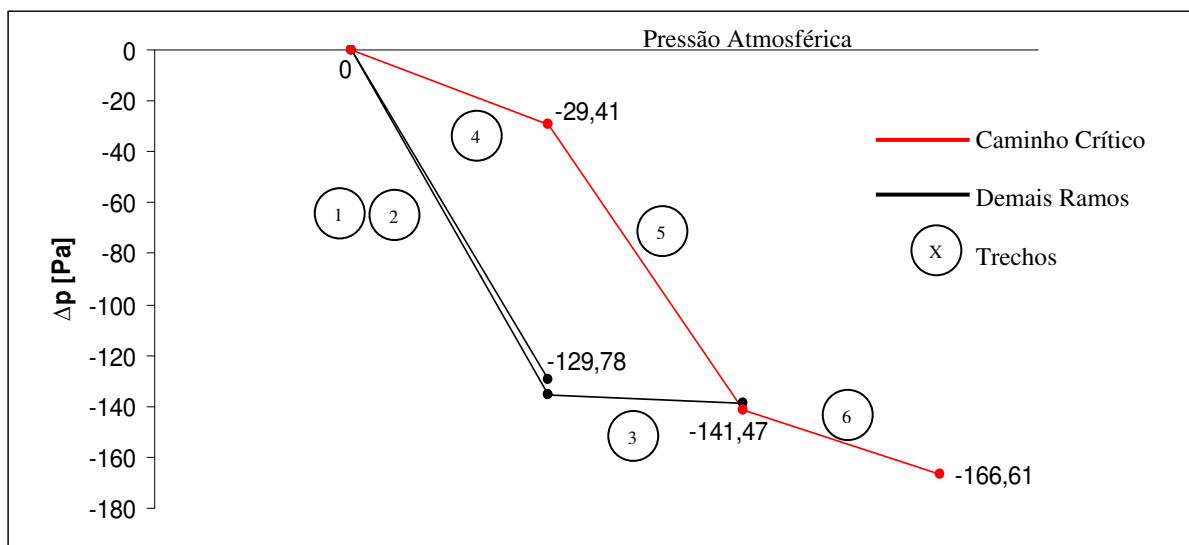


Figura 30 – Diferenças de pressão nos caminhos na entrada do ventilador do segundo sistema pelo método IPS

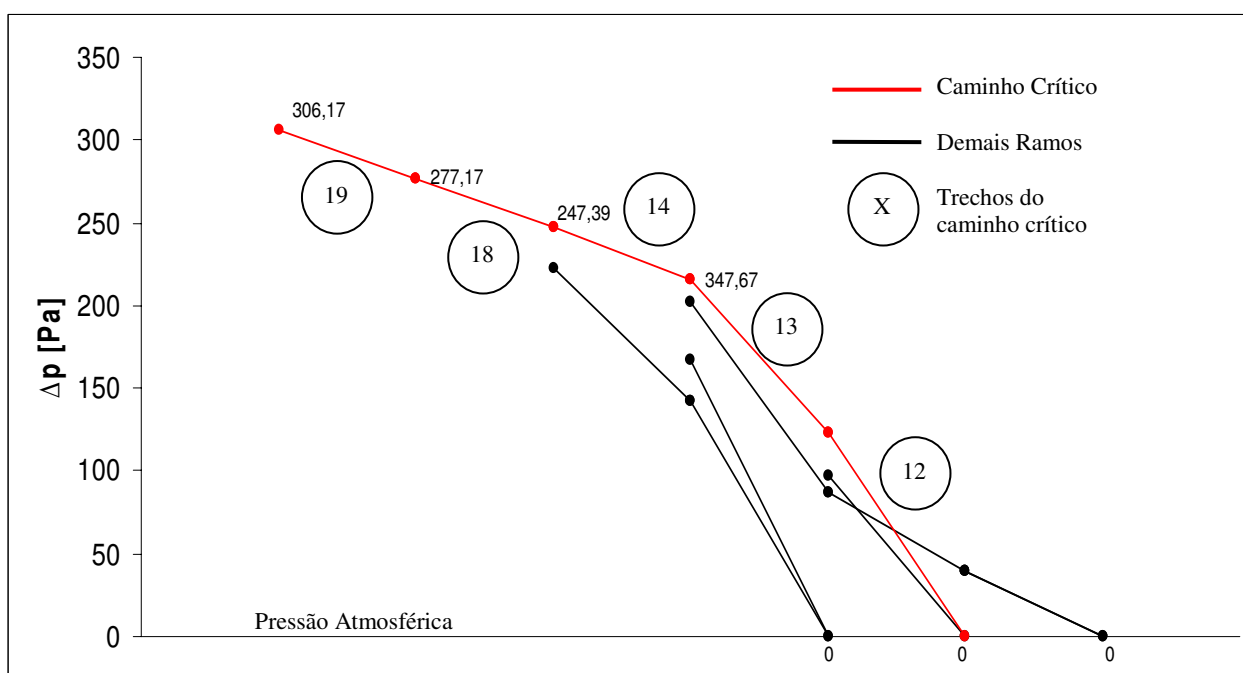


Figura 31 – Diferenças de pressão nos caminhos na saída do ventilador do segundo sistema pelo método IPS

A Tabela 44 apresenta as perdas de carga obtidas para cada caminho dos subsistemas de entrada e saída após aplicação do método IPS.

Tabela 44 – Perdas de carga nos caminhos do segundo sistema pelo método IPS

Caminhos		Δp [Pa]	Diferença de pressão [Pa]
Entrada do Ventilador	1-3-6	158,29	8,32
	2-3-6	163,96	2,66
	4-5-6	166,61	0,00
Saída do Ventilador	19-18-17-15	305,65	0,52
	19-18-17-16	280,88	25,28
	19-18-14-13-12	306,17	0,00
	19-18-14-13-11	280,83	25,33
	19-18-14-10-9-8	292,92	13,24
	19-18-14-10-9-7	292,79	13,38

A diferença de pressão que determinará a escolha do ventilador será de 472,78 [Pa]. O sistema de entrada apresenta uma diferença de pressão máxima de 8,32 [Pa] entre dois de seus caminhos, enquanto que na saída a máxima diferença é de 25,33 [Pa].

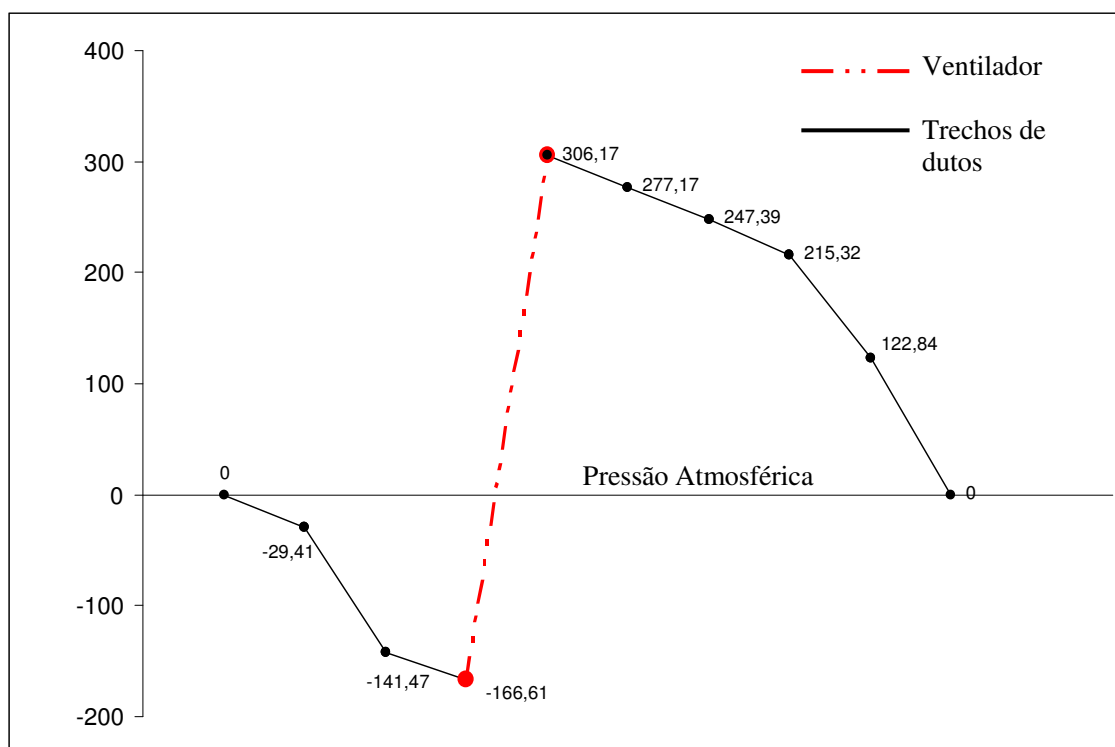


Figura 32 – Diferença de pressão no ventilador pelo método IPS

As dimensões finais das seções dos dutos estão apresentadas na Tabela 45.

Tabela 45 - Dimensões finais das seções dos dutos do segundo sistema pelo método IPS

Trecho	Tipo da seção	Dimensão (ões) das seções [m] (W x H ou D)
1	Circular	0,30
2	Circular	0,25
3	Circular	0,57
4	Retangular	0,60 x 0,60
5	Circular	0,43
6	Circular	0,68
7	Retangular	0,25 x 0,31
8	Retangular	0,25 x 0,39
9	Retangular	0,25 x 0,46
10	Retangular	0,25 x 0,40
11	Retangular	0,25 x 0,27
12	Retangular	0,25 x 0,27
13	Retangular	0,25 x 0,53
14	Retangular	0,25 x 0,84
15	Retangular	0,15 x 0,23
16	Retangular	0,15 x 0,21
17	Retangular	0,15 x 0,36
18	Retangular	0,69 x 0,80
19	Retangular	0,63 x 0,80

5. ANÁLISE DE RESULTADOS

Os resultados obtidos pela aplicação dos quatro métodos foram analisados e comparados de duas formas: a primeira, energética, em relação à diferença de pressão no ventilador e balanceamento do sistema; e a segunda em relação ao custo de ciclo de vida.

5.1. ANÁLISE DE RESULTADOS DO PRIMEIRO SISTEMA

O primeiro sistema de RVAC foi utilizado, primeiramente, para validar o modelo matemático desenvolvido em VBA para aplicação do método T. Como Tsal, Behls e Mangel (1988a, 1988b) utilizaram este mesmo sistema, com as mesmas condições, para desenvolvimento do método, foi possível verificar a eficácia do modelo desenvolvido neste estudo. A Tabela 46 apresenta o resultado obtido originalmente pelos autores e o compara com o resultado obtido pelo modelo desenvolvido neste estudo:

Tabela 46 – Validação do modelo matemático desenvolvido

Modelo	Pressão do ventilador [Pa]	Nº de iterações
Tsal, Behls e Mangel (1988a, 1988b)	402,10	3
Modelo desenvolvido no estudo	401,56	18

A diferença entre os resultados é mínima, aproximadamente 0,1%, o que pode ainda ser justificado pela quantidade de iterações, que refinam o resultado. O modelo original foi desenvolvido há mais de vinte anos, quando os recursos computacionais eram mais restritos e talvez a execução de mais iterações fosse impraticável, enquanto que o modelo desenvolvido neste estudo foi ajustado para verificação de apenas 2 casas decimais e executou a macro em menos de 30 segundos.

A comparação dos métodos quanto à diferença de pressão no ventilador foi feita identificando a maior perda de pressão em um caminho calculado em cada método, além da maior perda de pressão encontrada pelos métodos. Já para análise do custo do ciclo de vida, a equação (40) do método IPS foi utilizada nas soluções dos dimensionamentos pelos métodos da velocidade e da igual perda de carga e, mesmo para o método T, pois embora este método utilize esta mesma equação durante sua aplicação através de fatores econômicos, não apresenta um resultado com custo final. Os resultados foram organizados na Tabela 47, sendo que também são apresentados os desbalanceamentos encontrados durante a aplicação de cada método:

Tabela 47 – Resultados obtidos pelos quatro métodos no primeiro sistema

Métodos	Maior Perda de pressão [Pa]	Maior diferença de pressão [Pa]	Custo de ciclo de vida [\$]
Velocidade	219,12	0,46	3690,86
Igual perda de carga	113,93	0,00	3905,60
T	401,56	0,07	3543,59
IPS	268,12	31,45	3225,56

Observa-se que o método que proporcionará a escolha do menor ventilador, assim como o melhor balanceamento é método da igual perda de carga, porém também apresenta o maior custo entre os métodos analisados. Em relação ao custo do ciclo de vida, o método IPS apresentou o melhor resultado, e ainda é importante salientar que o custo de implantação calculado neste estudo leva em conta somente gastos com dutos, não entrando na avaliação de custo de ventilador. Logo, sistemas com menores ventiladores podem compensar os gastos com material de dutos, além de um reduzido custo com energia. De forma geral, os métodos se equilibraram em relação ao custo do ciclo de vida. Quanto ao desbalanceamento, o método IPS apresentou um resultado bem maior que os demais, e certamente seria necessário o manuseio de *dampers* para ajuste deste sistema a fim de que trabalhe com os parâmetros propostos no problema. O método T apresentou bons resultados, embora seja o método que tenha exigido o maior ventilador, sua perda de carga não está muito distante dos demais métodos.

5.2. ANÁLISE DE RESULTADOS DO SEGUNDO SISTEMA

A análise dos resultados encontrados para este sistema foi realizada da mesma forma aplicada ao primeiro sistema, primeiramente no sistema de entrada do ventilador (Tabela 48), e em seguida no sistema de saída (Tabela 49).

Tabela 48 – Resultados obtidos pelos quatro métodos na entrada do segundo sistema

Métodos	Maior Perda de pressão [Pa]	Maior diferença de pressão [Pa]	Custo de ciclo de vida [\$]
Velocidade	141,16	10,34	4356,43
Igual perda de carga	83,18	0,00	4461,73
T	122,24	0,15	4341,30
IPS	166,61	8,32	4501,45

Tabela 49 – Resultados obtidos pelos quatro métodos na saída do segundo sistema

Métodos	Maior Perda de pressão [Pa]	Maior diferença de pressão [Pa]	Custo de ciclo de vida [\$]
Velocidade	1161,74	32,53	11597,90
Igual perda de carga	104,93	0,00	6305,74
T	209,00	10,57	6214,49
IPS	306,17	25,33	5413,28

A diferença de pressão que determinará a escolha do ventilador é obtida somando-se as maiores perdas de pressão dos sistemas de entrada e saída, que são exibidos na Tabela 50, juntamente com o custo total encontrado para cada método.

Tabela 50 – Pressões no ventilador e custo total do segundo sistema

Métodos	Diferença de pressão no ventilador [Pa]	Custo de ciclo de vida total [\$]
Velocidade	1302,90	15954,33
Igual perda de carga	188,11	10767,47
T	331,24	10555,79
IPS	472,78	9914,73

Para este sistema, o método IPS apresenta o menor custo de ciclo da vida, porém leva desvantagem em relação aos métodos da igual perda de carga e T quanto à diferença de pressão no ventilador. O método da velocidade mostra-se extremamente desfavorável em relação aos demais sob qualquer aspecto analisado.

6. CONCLUSÕES

Através deste estudo foi demonstrado de maneira detalhada a forma de aplicação e o funcionamento dos métodos otimizados IPS e T de dimensionamento de dutos para sistemas de RVAC.

Os métodos otimizados apresentaram vantagem econômica em relação a métodos mais tradicionais realizados de forma manual.

Embora devamos considerar que o método da igual perda de carga que tenha obtido resultados próximos aos métodos otimizados, os métodos otimizados se revelaram mais eficazes principalmente no sistema mais complexo em comparação aos métodos da velocidade e da igual perda de carga. Isto porque os métodos da velocidade e da igual perda de carga são métodos empíricos, cujos cálculos são feitos por ‘tentativa-e-erro’ para cada trecho de um sistema; portanto, sistemas com muitos parâmetros tornam a aplicação destes métodos demorada, enquanto os métodos IPS e T são automatizados através de algoritmos. Sistemas mais complexos que contenham vários componentes geradores de perda de carga localizada e vários parâmetros são mais rápidos e facilmente resolvidos quando submetidos aos métodos T e IPS.

O método T apresentou, além de baixo custo de ciclo de vida, excelente balanceamento. Porém demonstrou ser, no subsistema de saída do sistema, de aplicação mais complexa devido à existência de restrições que envolvem trechos paralelos mais distantes do ventilador. Nestes casos, o método tem dificuldades em alcançar um ótimo balanceamento. Esta situação pode ser explicada pela forma de distribuição da pressão na etapa de expansão, pois como parte dos trechos mais próximos ao ventilador até os trechos mais extremos, não restam muitos recursos para reduzir o desbalanceamento entre trechos em paralelo. Nestes casos deve-se alcançar um melhor balanceamento após o dimensionamento através de alteração na posição de *dampers* instalados nos trechos.

É importante ressaltar que o estudo realizado levou em consideração somente custos com material, ou seja, com dutos, não levando em conta custos com aquisição de ventilador. Sistemas dimensionados com dutos maiores, porém com perdas menores de pressão, podem compensar as diferenças de custos apresentadas. Além disso, outros

fatores devem ser observados no dimensionamento de dutos como o aspecto ambiental e o atendimento a normas vigentes nos locais onde será instalado o sistema de RVAC. Neste estudo não houve preocupação em restringir as velocidades do ar nos dutos, porém no Brasil, por exemplo, devem-se projetar sistemas cujas velocidades estejam dentro de uma faixa de valores ideais previstas na NB-10. Quando se tenta impor restrições de velocidade nos tubos, o método T se torna instável e normalmente divergente. Neste aspecto, o método IPS, por trabalhar por ramos na etapa de balanceamento se comporta muito bem, impondo somente aumento de custo.

Como sugestão para trabalhos futuros, visualiza-se o estudo de técnicas que corrijam as instabilidades do método T. Outra vertente que deve ser estudada é, após o dimensionamento, realizar análises dinâmicas do sistema quando reduções de vazão são impostas por questões de conforto térmico, bloqueio de ramais durante interrupções de operação de algumas máquinas, etc.

REFERÊNCIAS

ASHRAE – 2001 **Handbook of Fundamentals** – Publicação da American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers. Atlanta, 2001.

ASIEDU, Y.; BESANT, R. W.; GU, P. A Simplified procedure for HVAC duct sizing, **ASHRAE Transactions**, v.106, p.124-142, 2000.

AVGELIS, A.; PAPADOPOULOS, A. M. Application of multicriteria analysis in designing HVAC systems, **Energy and Buildings**, v.41, p.774-780, 2009.

BROOKS, P. J. Duct design fundamentals, **ASHRAE Journal**, p.69-76, April 1995.

CHEN, H. J.; WANG, D. W. P.; CHEN, S. L., Balancing adjustment of exhaust duct system using feedback simulation method, **Applied Thermal Engineering**, v.26, p.463-470, 2006.

FONG, K. F.; HANBY, V. I.; CHOW, T. T. System optimization for HVAC energy management using the robust evolutionary algorithm, **Applied Thermal Engineering**, v.29, p.2327-2334, 2009.

MACINTYRE, A. J. **Ventilação Industrial e Controle da Poluição**. 2.ed. Rio de Janeiro: Livros Técnicos e Científicos, 1990. 403p.

MATHEWS, E. H.; CLAASSEN, D. T. A new duct design software tool, **Building and Environment**, v.38, p.521-531, 2003.

TSAL, R. J.; ADLER, M. S. Evaluation of numerical methods for ductwork and pipeline optimization, **ASHRAE Transactions**, v.93, 1987.

TSAL, R. J.; BEHLS, H. F. Fallacy of the static regain duct design method, **ASHRAE Transactions**, v.94, p.76-89, 1988.

TSAL, R. J.; BEHLS, H. F.; MANGEL, R. T-Method duct design, part I: optimization theory, **ASHRAE Transactions**, v.94, p.90-111, 1988a.

TSAL, R. J.; BEHLS, H. F.; MANGEL, R. T-Method duct design, part II: calculation procedure and economic analysis, **ASHRAE Transactions**, v.94, p.112-150, 1988b.

TSAL, R. J.; BEHLS, H. F.; MANGEL, R. T-Method duct design, part III: simulation, **ASHRAE Transactions**, v.96, p.3-31, 1990.

TSAL, R. J.; BEHLS, H. F.; VARVAK, L. P. T-Method duct design, part IV: duct leakage theory, **ASHRAE Transactions**, v.104, p.85-97, 1998a.

TSAL, R. J.; BEHLS, H. F.; VARVAK, L. P. T-Method duct design, part V: duct leakage calculation technique and economics, **ASHRAE Transactions**, v.104, p.98-113, 1998b.

WANG, S. K. **Handbook of Air Conditioning and Refrigeration**. 2.ed. New York: McGraw-Hill, 2001. 1401p.