

JULIANA BRIGIDI GUIMARÃES

DIMENSIONAMENTO DE SISTEMA DE VENTILAÇÃO FORÇADA PARA
UM ESTACIONAMENTO EM SUBSOLO

Monografia apresentada ao Departamento de Engenharia Mecânica da Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, como parte dos requisitos para obtenção do diploma de Engenheiro Mecânico.

Orientador: Prof. Dr. Paulo Otto Beyer

Porto Alegre
2010



Universidade Federal do Rio Grande do Sul
Escola de Engenharia
Departamento de Engenharia Mecânica

DIMENSIONAMENTO DE SISTEMA DE VENTILAÇÃO FORÇADA PARA UM ESTACIONAMENTO EM SUBSOLO

JULIANA BRIGIDI GUIMARÃES

ESTA MONOGRAFIA FOI JULGADA ADEQUADA COMO PARTE DOS REQUISITOS PARA A OBTENÇÃO DO DIPLOMA DE ENGENHEIRO(A) MECÂNICO(A) APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELA BANCA EXAMINADORA DO DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

Prof. Walter Jesus Paucar Casas
Coordenador do Curso de Engenharia Mecânica

BANCA EXAMINADORA:

Prof. Dr. FLÁVIO T. VAN DER LAAN
UFRGS / DEMEC

Prof. Dr. VOLNEI BORGES
UFRGS / DEMEC

Prof. Dr. SÉRGIO LUIZ FREY
UFRGS / DEMEC

Porto Alegre
2010

AGRADECIMENTOS

Em primeiro lugar agradeço a minha família em especial aos meus pais, Pedro e Mirne e minhas irmãs, Paula e Daniela, por acreditarem sempre no meu potencial mesmo quando eu tive dúvidas

ao meu orientador, *Prof. Dr. Paulo Otto Beyer* pelos conhecimentos transmitidos, ótima orientação e tempo dedicado

aos meu colegas e amigos que fiz ao longo da faculdade pelo companheirismo, apoio e amizade e por tornarem minhas aulas mais divertidas

a todos aqueles que, direta ou indiretamente, contribuíram com a realização deste trabalho.

Aprender é a única coisa que
a mente nunca se cansa,
nunca tem medo e
nunca se arrepende.

Leonardo Da Vinci

GUIMARÃES, J. B. **Dimensionamento de Sistema de Ventilação Forçada para um Estacionamento em Subsolo**. 2010. 20f. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso de Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2010.

RESUMO

A emissão de poluentes em uma garagem é um problema sério para a saúde dos motoristas e eventuais funcionários, sendo necessária a diluição ou remoção destes poluentes do ambiente. Os níveis aceitáveis são regulamentados por normas nacionais e internacionais. O trabalho apresenta o dimensionamento da ventilação diluidora de insuflamento mecânico de uma garagem em subsolo de dois andares de um centro comercial situado em Londrina – Paraná. Para isto são calculadas as taxas de ventilação, as dimensões de dutos e difusores, as perdas de carga e selecionados ventiladores e filtros.

PALAVRAS-CHAVES: Ventilação diluidora, Garagens em subsolo, Dutos, Difusores, Perda de carga.

GUIMARÃES, J. B. **Underground Parking Garage Forced Ventilations System Design.** 2010. 20f. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso de Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2010.

ABSTRACT

The pollutants emission in parking garages is a serious problem to the driver's health and eventual employees, requiring the environment removal or dilution of these pollutants. Acceptable levels are regulated by national and international standards. This paper presents the design of dilutive ventilation with mechanical insufflations in a two floors underground parking garage of a shopping mall located in Londrina - Paraná. In order to obtain the correct information, it is necessary to calculate ventilation rates, dimensions of ducts and diffusers, pressure drop and selected fans and filters in accordance.

KEYWORDS: Ventilation dilutive, Underground Garages, Ducts, Diffusers, Pressure Drop.

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO	1
2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	1
2.1. DETERMINAÇÃO DA VAZÃO DE AR NECESSÁRIA	1
2.1.1. Nível aceitável de contaminantes.....	1
2.1.2. Número de carros em operação	2
2.1.3. Tempo de operação	2
2.1.4. Emissão	2
2.2. PROJETO E CÁLCULO DOS DIFUSORES	3
2.2.1. Método da velocidade de face	3
2.2.2. Método da velocidade terminal.....	4
2.3. PROJETO E CÁLCULO DOS DUTOS	5
2.3.1. Método da recuperação de pressão estática	5
2.4. PERDAS DE CARGA	6
2.4.1. Perdas de carga em difusores.....	7
2.4.2. Perdas de cargas em dutos	7
2.5. SELEÇÃO DE FILTROS E VENTILADORES.....	7
2.6. RUÍDO	8
3. APRESENTAÇÃO DO PROBLEMA	8
4. RESULTADOS E ANÁLISES	8
4.1. VAZÃO	8
4.2. DIFUSORES	9
4.3. DUTOS.....	10
4.5. REDIMENSIONAMENTO DOS DIFUSORES.....	12
4.4. PERDAS DE CARGA	12
4.5.1. Perdas de carga nos difusores	12
4.5.2. Perdas de cargas nos dutos.....	13
4.5.3. Perda de carga dos filtros e pressão cinética dos ventiladores	13

4.5.4. Perda de carga total	13
4.6. FILTROS	13
4.7. VENTILADORES.....	14
4.8. RUÍDO	14
5. CONCLUSÕES.....	14
REFERÊNCIAS	16
ANEXOS	17
APÊNDICES.....	19

1. INTRODUÇÃO

“Ventilação é a entrada de ar exterior e a saída de ar interior de um ambiente, para renovar o ar deste ambiente” (BEYER, 2006) . Pode ser feita por meios naturais ou meios mecânicos. Este processo tem por objetivo diluir contaminantes, controlar a temperatura e arejar o ambiente.

Na ventilação geral diluidora mecânica um ou mais ventiladores insuflam ar externo para o interior do recinto. Como a pressão interna se torna maior que a externa, o ar insuflado sai por outras aberturas existentes.

A ventilação é uma técnica disponível e bastante efetiva para o controle da poluição do ar. A sua adequada utilização promove a diluição ou retirada de substâncias nocivas ou incômodas, de forma a não ultrapassar os limites de tolerância. (LISBOA, 2007). “A insuflação mecânica permite um bom controle da incidência do ar e melhor controle da pureza do ar insuflado do que no caso da ventilação natural” (MACINTYRE, 1990).

O dimensionamento de um sistema de ventilação consiste na resolução de três problemas principais:

- a) Determinação da vazão de ar necessária
- b) Projeto e calculo dos dutos e difusores
- c) Seleção dos filtros e ventiladores

Este trabalho tem por objetivo dimensionar a ventilação de uma garagem em subsolo de um centro de compras que está localizado na cidade de Londrina no Paraná.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

“Ventilação geral diluidora é o método de insuflar ar em um ambiente ocupacional, de exaurir ar desse ambiente, ou ambos, a fim de promover uma redução na concentração de poluentes nocivos.” (MESQUITA, 1977). Ao introduzirmos ar limpo neste ambiente os poluentes são diluídos em um volume maior de ar, diminuindo sua concentração e efeito nocivo.

Como apresentado anteriormente o dimensionamento de um sistema de ventilação consiste na resolução de três problemas principais.

2.1. DETERMINAÇÃO DA VAZÃO DE AR NECESSÁRIA

Segundo ASRHAE Research Project RP-945 (KRARTI; AYARI, 1998) o projeto para dimensionamento de ventilação de uma garagem depende de quatro fatores:

- 1º Nível aceitável de contaminantes.
- 2º Número de carros em operação.
- 3º Tempo de operação dos veículos.
- 4º Emissão.

2.1.1. Nível aceitável de contaminantes

As diversas normas internacionais e nacionais divergem neste aspecto. Segundo a AC-GIH (1998), um limite de 25 ppm de CO para 8 horas de exposição é suficiente para evitar danos ao ser humano, enquanto a U.S EPA (2000) estabelece um máximo de 35 ppm, o ICC's (2003) de 25 ppm, as normas européias sugerem entre 35 e 200 ppm, e a ASHRAE (2007) recomenda um valor de 25 ppm para 8 horas de exposição, fornecendo dados para cálculo de taxa de ventilação para um limite de 15 ppm para locais onde a legislação for mais restritiva.

Segundo Norma Regulamentadora 15, anexo 11 (2010), a concentração máxima de monóxido de carbono aceitável em um ambiente de trabalho (vigia do estacionamento) é de 39 ppm para uma exposição de 48 horas semanais. Porém, a norma exige dividir este valor por

dois, resultando em 19,5 ppm, condicionando a presença de funcionário nas condições anteriores ao andamento de plano de ação que vise redução da concentração de CO até a faixa de 19,5 ppm.

2.1.2. Número de carros em operação

O número de carros em operação depende do tipo de estacionamento, para áreas comerciais varia de 3 a 5% da capacidade. Em outros locais pode atingir de 15 a 20%, como em estádios de esportes ou aeroportos (ASHRAE 2007).

2.1.3. Tempo de operação

É o tempo médio que o carro fica ligado na garagem, somando o tempo de entrada e saída. Pode ser determinado mensurando as distâncias e velocidades médias dos veículos que circulam pelo estacionamento.

2.1.4. Emissão

Vários parâmetros afetam os níveis de emissões, eles podem ser classificados em quatro categorias (KARTI; AYARI, 1998):

- a) Características do veículo: classe, modelo, manutenção, sistema de controle de emissões.
- b) Condições de operação: emissões a quente e a frio, média de velocidade, comportamento do motorista, tipo de trajeto.
- c) Propriedades dos combustíveis.
- d) Ambiente de operação: altitude, umidade, temperatura.

A operação de um carro em uma garagem é consideravelmente diferente do funcionamento normal dos veículos (ASHRAE, 2007). A movimentação em uma garagem ocorre sempre em baixa velocidade, um carro entra na garagem com o motor quente e quando sai, normalmente o motor está frio, também em baixa velocidade e com mistura rica. As emissões de arranque a frio são consideravelmente maiores, por isso determinam importante papel na determinação da taxa de ventilação.

Na tabela 1 são apresentados alguns valores para operação a quente e a frio. Os valores são dos anos de 1991 e 1996. A tabela foi confeccionada a partir do EPA MOBILE 3, um programa de computador Agência de Proteção Ambiental dos Estados Unidos. Este programa faz uma estimativa das emissões que depois são confirmadas através de testes em laboratório que simulam as condições no trânsito real (EPA, 2003b).

A frota de carros brasileira tem em média 9 anos, índice semelhante ao dos Estados Unidos segundo Assovepar (2009).

A Figura 1 faz uma comparação entre as emissões no ano de 1980 até o ano de 2010, com os resultados do EPA MOBILE 6 (2003a), nota-se que as emissões em 1991 reduziram aproximadamente 40% e em 2010, 80% se compararmos ao ano de 1980.

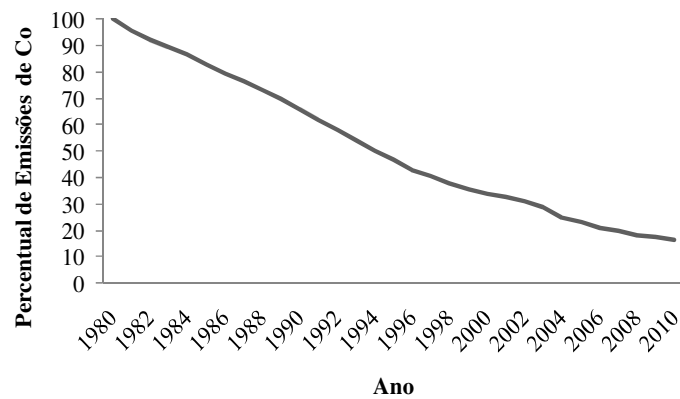


Figura 1 - Proporção de emissões de CO x Ano - Resultados do EPA MOBILE 6, 2003

Tabela 1 - Emissões de CO previstas em garagens (Adaptado ASHRAE, 2007)

Estação \ Ano	Emissões a quente [g/h]		Emissões a frio [g/h]	
	1991	1996	1991	1996
Verão (32°C)	152,4	113,4	256,2	219,6
Inverno (0°C)	216,6	202,8	1244,4	1137,6

Emissões de CO ao nível do mar e 8 km/h

2.2. PROJETO E CÁLCULO DOS DIFUSORES

“Difusores são os elementos responsáveis pela forma com que o ar é insuflado nas salas, eles que controlam a vazão, direção e velocidade do jato de ar.” (BEYER, 2010a).

A distribuição do ar deve ser feita da forma mais homogênea possível, por isso a quantidade e posição dos difusores depende das características do local e da vazão necessária. A vazão de cada difusor é dada pela equação 1, no caso das áreas atendidas serem iguais para todos os difusores

$$\dot{V}_d = \frac{\dot{V}_t}{ND} \quad (1)$$

onde, \dot{V}_d é a vazão do difusor em m^3/s , \dot{V}_t é a vazão total em m^3/s e ND o número de difusores.

O tamanho dos difusores pode ser obtido através de dois métodos: Velocidade de Face e Velocidade Terminal.

2.2.1 Método da Velocidade de Face

Neste método os difusores são calculados pela equação da continuidade

$$\dot{V}_d = A \times u_f \quad (2)$$

onde, \dot{V}_d , é a vazão em m^3/s , A a área de face do difusor, e u_f a velocidade de face em m/s.

Considerando o duto circular

$$D_f = \sqrt{\frac{4\dot{V}_d}{\pi u_f}} \quad (3)$$

onde, D_f , é o diâmetro do difusor em m, \dot{V}_d é a vazão do difusor em m^3/s e u_f a velocidade de face em m/s. A tabela 2 apresenta valores recomendados de velocidade para este método

Tabela 2 - Velocidades recomendadas para o método de velocidade de face (Fonte: BEYER, 2010a)

Velocidade recomendadas para método de velocidade de face [m/s]	
1,5	instalações de conforto com baixo nível de ruído
2 a 3	instalações gerais
mais de 3	instalações industriais

O diâmetro calculado na equação 3, no caso de dutos retangulares, é o diâmetro equivalente. Através de tabelas de difusores comerciais (anexo A) podemos encontrar um par H x L para o este tipo de difusor.

2.2.2 Método da Velocidade Terminal

Neste método o difusor é calculado através do valor da velocidade do escoamento do ar no ponto mais distante e oposto do difusor, a velocidade terminal

$$D_f = \frac{K'' \dot{V}_d}{X u_x \sqrt{\frac{\pi C_d R_{AL}}{4}}} \quad (4)$$

onde D_f é o diâmetro de face do difusor em m, K'' é uma constante que depende do tipo de difusor, \dot{V}_d é a vazão do difusor em m³/s, X é o deslocamento em m, u_x é a velocidade terminal em m/s, C_d é o coeficiente de descarga e R_{AL} é a relação de área livre.

A relação de área livre R_{AL} , é relação entre a área de face A_f , área total do difusor, incluindo aletas e área livre A_l , área disponível para o escoamento, área de face menos áreas das aletas. A figura 2 ilustra essas áreas

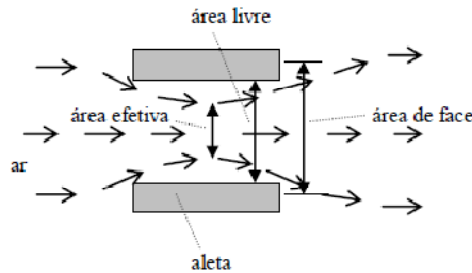


Figura 2 - Áreas existentes para um difusor (Fonte: BEYER 2010a)

O coeficiente de descarga C_d é a relação entre a área efetiva, área efetivamente ocupada pelo escoamento contraído entre as aletas e a área livre

$$C_d = \frac{A_E}{A_L} \quad (5)$$

A velocidade terminal u_x recomendada é 0,25 m/s. O coeficiente de descarga C_d tem como valor médio 0,8 e a relação de área livre R_{AL} tem como valor médio 0,9 que resulta na equação 6

$$D_f = 5,32 \frac{K \dot{V}_d}{X} \quad (6)$$

onde, D_f é o diâmetro de face do difusor em m, V_d é a vazão do difusor em m^3/s , X é a soma do deslocamento horizontal (X_h) e vertical (X_v) do ar em m e K'' é uma constante que depende do tipo de difusor (tabela 3).

Tabela 3 - Valores recomendados para a constante K de difusores comerciais (Fonte: BEYER 2010a)

Tipo de difusor	Forma de insuflamento	K
Grelhas laterais de parede	simples deflexão (0°)	5,7
	dupla deflexão (total)	4,2
Forro circular	horizontal 360°	1,1
Forro direcional	quatro direções	3,8
	três direções	4,4
	duas direções	5
	uma direção	5,7
Forro linear	uma direção	5,5

2.3. PROJETO E CÁLCULO DOS DUTOS

A rede de dutos é responsável pela condução do ar aos locais determinados. Compensa as perdas de carga do caminho e as vazões que são distribuídas nos primeiros difusores de forma que as vazões de todos difusores seja a mesma (BEYER, 2010b).

Para dimensionar um sistema de dutos precisa-se fazer uma análise das pressões existentes considerando vazão e seção constante, existem duas pressões atuando no duto, a pressão estática e a pressão dinâmica, ou cinética, como pode ser visto na figura 3.

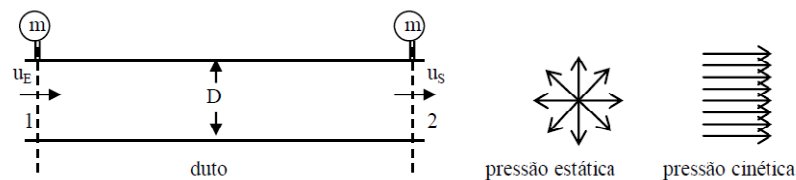


Figura 3 - Duto elementar e pressões (Fonte: BEYER 2010b)

A pressão cinética é devida ao movimento do fluido, depende da velocidade do ar

$$p_c = \frac{1}{2} \rho u^2 \quad (7)$$

onde p_c é a pressão cinética em Pa, ρ é $1,2 \text{ kg/m}^3$ a densidade de ar e u é a velocidade do escoamento em m/s.

A pressão estática é causada pela operação do ventilador do equipamento e atua em todas as direções, assim sendo, ela é responsável pela saída de ar nos difusores.

O dimensionamento dos dutos deve ser feito pelo método da recuperação da pressão estática.

2.3.1 Método de Recuperação de Pressão Estática

O objetivo deste método é o obter a mesma pressão estática em todos os pontos do sistema. Na medida em que o atrito consome a pressão estática precisa-se entregar pressão para que o ar continue saindo. Isso é conseguido diminuindo a pressão cinética, pela teoria de Venturi, pode-se ver pela equação de Bernolli (8), (BEYER, 2010b)

$$\frac{v^2}{2} + \frac{P}{\rho} + gz = constante \left[\frac{Nm}{kg} \right] \quad (8)$$

onde v é a velocidade em m/s, P pressão absoluta em Pa, ρ a densidade em Kg/m^3 , g a aceleração da gravidade em m/s^2 e z a elevação em m.

Pela análise da equação nota-se que reduzindo a velocidade do ar, diminui-se a pressão cinética, aumentando a pressão estática. Para que ocorra a desaceleração do escoamento reduz-se a seção dos dutos o que causa um efeito de turbulência. Que por sua vez consome parte da pressão disponível, para dutos reais se recupera de 75 a 90% da pressão disponível. A recuperação pode ser vista na figura 4.

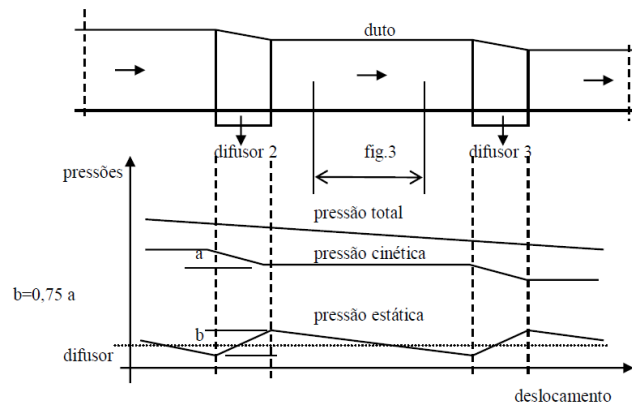


Figura 4 - Evolução das pressões ao longo de um duto com difusores (Fonte: BEYER, 2010b)

Na figura 4 podemos ver a evolução das pressões em um duto com difusores fazendo a análise dessas pressões chegamos na equação 9, que deve ser resolvida iterativamente, pois o objetivo dela é encontrar o D_3 mas depende do fator de atrito e da velocidade no ponto calculado

$$R(u_2^2 - u_3^2) = \left(f \frac{L_{2-3}}{D_3} + 0,1 \frac{\theta}{90} \right) u_3^2 \quad (9)$$

onde θ é o ângulo total de curvas, u a velocidade do trecho em m/s, L o comprimento em metros, D o diâmetro em m, R o fator de recuperação de pressão estática, para dutos reais entre 0,75 e 0,9 e f o fator de atrito. O fator de atrito é obtido através da equação de Colebrook

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log \left(\frac{\varepsilon}{3,7 D} + \frac{2,51}{Re \sqrt{f}} \right) \quad (10)$$

onde, Re é o número de Reynolds, ε é a rugosidade absoluta, para dutos normalmente 0,09 mm e D o diâmetro em mm.

A equação 9 e 10 podem ser resolvidas iterativamente por um programa desenvolvido em Visual Basic (apêndice A).

Para o dimensionamento do primeiro trecho utiliza-se a velocidade de 12 m/s, pois para o cálculo da perda de carga dos difusores utiliza-se um gráfico encontrado no catálogo do fabricante (anexo B) que tem 12 m/s como velocidade máxima. Sabendo a vazão encontra-se o diâmetro equivalente através da equação da continuidade (2).

2.4. PERDAS DE CARGA

Para seleção do ventilador é necessário ter conhecimento das perdas de carga do sistema.

2.4.1. Perdas de Carga em Difusores

As perdas de carga em difusores podem ser calculadas pela equação (BEYER, 2010a)

$$\Delta Pd = C_d p_c \quad (11)$$

onde, Pd é a perda de carga no difusor em mmCa, C_d o coeficiente de carga, calculado pela equação 14 e p_c a pressão cinética em Pa, deve ser calculada pela equação 7 usando a velocidade no difusor.

$$C_d = C_a + C_b + 1 \quad (12)$$

onde, C_a e C_b podem ser encontrados na tabela 4.

Tabela 4 - Coeficientes para perda de carga em difusores (Fonte: BEYER, 2010a)

Vb/Va	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1
Ca	1,4	1,2	0,96	0,82	0,68	0,56	0,49	0,47	0,48	0,5	0,54
Ral	0,3	0,4	0,5	0,55	0,6	0,65	0,7	0,75	0,8	0,9	1
Cb	6,2	3	1,7	1,3	0,97	0,75	0,58	0,44	0,32	0,14	0

Vb é a velocidade de saída do ar no difusor e Va a velocidade do ar no duto anterior ao difusor.

2.4.2. Perdas de Cargas em Dutos

Como o dimensionamento dos dutos será feito pelo método da Recuperação de Pressão Estática, a perda de carga será apenas no primeiro trecho, pois como o método já diz, a perda de carga será recuperada nos trechos seguintes.

O primeiro trecho será calculado pelo método da fricção constante, a perda de carga é encontrada na tabela de fricção da ASHRAE (2009) (anexo G), entrando com a velocidade e vazão de ar encontra-se uma perda de carga unitária e multiplica-se pelo comprimento de trecho.

A perda de carga devida as curvas de 90° é calculada a partir da equação 13

$$\Delta P_{cur} = 0,1 \frac{\rho u^2}{2} = 0,06u^2 \quad (13)$$

onde ΔP_{cur} é a perda de carga da curva em Pa e u é a velocidade do ponto em m/s.

2.5. SELEÇÃO DE FILTROS E VENTILADORES

A função básica de um ventilador é mover uma dada quantidade de ar por um sistema de ventilação a ele conectado. O ventilador deve gerar uma pressão estática suficiente para vencer as perdas do sistema e uma pressão cinética para manter o ar em movimento (MESQUITA, 1977).

Os ventiladores deste trabalho serão selecionados pelo catálogo da OTAM (2010), será um ventilador centrífugo tipo sirocco.

“Os filtros são meios porosos capazes de deter e coletar partículas e névoas contidas no ar que os atravessa” (MACINTYRE 1990). Podem ser feitos de tecidos, fibras de vidro, carvão ativado, arame de aço entre outros. Os filtros serão selecionados pelo catálogo comercial da Trox (2010b).

2.6. RUÍDO

A obtenção do nível de ruído do ventilador será obtida através dos dados constantes no catálogo do ventilador.

3. APRESENTAÇÃO DO PROBLEMA

Garagens para automóveis podem ser parcialmente abertas ou totalmente fechadas, como é o caso de estacionamentos em subsolo. Quando totalmente fechadas requerem ventilação mecânica para garantir a qualidade do ar. O maior problema é o monóxido de carbono, que sendo inodoro e insípido quando respirado e absorvido pelo corpo humano se une com a hemoglobina formando a carboxihemoglobina (HbCo), que inibi a distribuição de oxigênio para os órgãos. Também são problemáticas as emissões dos combustíveis, que além de poluir o ar podem reduzir a visibilidade. Segundo a ASHRAE (2007) o cálculo de vazão necessária para diluição CO à níveis aceitáveis controla também a concentração dos outros contaminantes.

O presente trabalho consiste no dimensionamento da ventilação mecânica de uma garagem em subsolo localizada em Londrina, Paraná. É uma garagem de dois pisos em subsolo de um centro de compras (apêndice B). O primeiro subsolo tem área de 2611 m², com capacidade para 94 carros, o segundo subsolo tem área de 2270 m², com capacidade para 101 carros, ambos com pé direito de 2,65m.

4. RESULTADOS E ANÁLISES

4.1. VAZÃO

Para a determinação do número de trocas de ar por hora a ASHRAE (2007) sugere o seguinte procedimento de cálculo, cujos resultados estão na tabela 6:

A) Determinação do pico de geração de CO por unidade de área de piso G

$$G = \frac{NE}{Af} \quad (14)$$

onde N é o número de carros em operação durante horário de pico, E emissão por carro em g/h e Af é a área de piso em m² e G em g/(h.m²).

Segunda a ASHRAE (2007) o número de carros em operação, para estacionamentos em zonas comerciais, varia de 3 a 5% da capacidade. Em outros locais pode atingir de 15 a 20%, como em estádio e aeroportos. Para o cálculo da vazão requerida foi usado o valor de 10% de ocupação, pois usando o valor sugerido de 5% resulta em 4,38 trocas de ar por horas, valor este abaixo do esperado. A NFPA Standard 88 recomenda um mínimo de 0,005 m³/(s.m²), o que, para esta garagem, resulta em aproximadamente 7 trocas de ar por hora.

Como mencionado anteriormente, a frota brasileira é composta de carros com média de 9 anos de idade e com pouca manutenção, por isso utiliza-se o valor da tabela 1, do ano de 1991, no inverno e emissões a frio, propiciando uma margem de segurança para os cálculos, posto que as emissões do poluente analisado tendem a diminuir gradativamente devido a renovação da frota brasileira, crescentes exigências de manutenção de veículos e exigência de fabricação de veículos com menor emissão de poluentes.

B) Normalizar a taxa de pico de geração de CO usando referência $G_o = 26,7$ [mg / m².h], valor baseado em um estacionamento real fechado (KRARTI ; AYARI 1998)

$$f = \frac{100G}{G_o} \quad (15)$$

C) Determinar a ventilação mínima requerida por unidade de piso usando equação 16 que depende do limite máximo de CO

$$\dot{V}_{min} = C f \theta \quad (16)$$

onde \dot{V}_{min} é a vazão de ar em $m^3/(s.m^2)$, C é uma constante que depende do CO_{max} (tabela 5) e θ é o tempo em segundos. Para o cálculo da vazão de ar do estacionamento utiliza-se 15 ppm, pois os procedimentos de cálculo da ASHRAE (2007) possibilita calcular para 35 ppm, 25ppm ou 15ppm de Co e a NR15 limita em 19,5 ppm.

O tempo de operação foi estimado medindo a distância percorrida pelos carros na planta, estimando que o carro anda a 8 km/h.

Tabela 5 - Valores de C (Fonte: ASHRAE, 2007)

CO_{max} [ppm]	$C (m^3/s)/(m^2/s)$
15	$1,204 \times 10^{-6}$
25	$0,692 \times 10^{-6}$
35	$0,481 \times 10^{-6}$

D) Utiliza-se a equação 17 para determinar o número de trocas de ar por hora

$$TAH = \frac{\dot{V}_{min} \times 3600}{h} \quad (17)$$

onde \dot{V}_{min} é a vazão [$m^3/(s.m^2)$], e h a altura do estacionamento [m].

E) Tendo o número de trocas de ar por hora e o volume do ambiente, chega-se na vazão final requerida

$$\dot{V} = V \times TAH \quad (18)$$

onde \dot{V} é a vazão requerida [m^3/s], V o volume do ambiente e TAH o número de trocas de ar por hora.

Tabela 6 - Resultados dos cálculos de vazão de ar

	G [g/(h.m ²)]	f	\dot{V}_{min} [m ³ /s]	θ [s]	TAH	V [m ³]	\dot{V} [m ³ /s]
1° Subsolo	4,48	16,78	0,006446326	319	8,76	6919	16,83
2° Subsolo	4,54	16,99	0,006527867	319	8,87	7341	18,08

4.2. DIFUSORES

Conforme já citado, a quantidade e posição dos difusores dependem das características do local e da vazão necessária. Para atender a necessidade de vazão desta garagem chegou-se a um total de 90 difusores por subsolo do tipo grelhas laterais de parede com dupla deflexão, distribuídos conforme mostra as figuras do apêndice B.

Nas tabelas 7 e 8 são apresentados os resultados para o dimensionamento de difusores pelos métodos de velocidade de face e velocidade terminal respectivamente. E na tabela 9 as dimensões de difusores comerciais obtidas da tabela de difusores laterais de parede (anexo A).

A altura dos dutos e difusores está limitada em 0,3 metros, pois o pé direito do estacionamento tem 2,65m, resultando em 2,35 metros de altura para o tráfego de veículos.

Tabela 7 – Resultados do dimensionamento de difusores pelo método da velocidade de face

	Df calc [m]	Df com [m]	ND	\dot{V}_d [m³/s]	u_f [m/s]
1° Subsolo	0,345	0,354	90	0,19	2
2° Subsolo	0,358	0,354	90	0,20	2

Tabela 8 - Resultados dimensionamento de difusores pelo método da velocidade terminal

	Df calc [m]	Df com [m]	ND	\dot{V}_1 [m³/s]	X_h [m]	X_v [m]	X [m]
1° Subsolo	0,387	0,400	90	0,19	8,14	2,65	10,79
2° Subsolo	0,422	0,420	90	0,20	8,00	2,65	10,65

Tabela 9 - Dimensão dos difusores

	Velocidade de Face			Velocidade Terminal		
	Df com [m]	L [m]	H [m]	Df com [m]	L [m]	H [m]
1° Subsolo	0,354	0,350	0,300	0,400	0,450	0,300
2° Subsolo	0,354	0,350	0,300	0,420	0,500	0,300

4.3. DUTOS

O dimensionamento dos dutos foi feito pelo método de Recuperação de Pressão Estática, mas como foi dito anteriormente, o primeiro trecho deve ser feito utilizando velocidade inicial de 12 m/s, pois este é a máxima velocidade do gráfico de perda de carga do difusor encontrado no catálogo do fabricante. Esta velocidade pode ser usada posto que um estacionamento não é uma instalação que necessite de um baixo nível de ruído. Nas tabelas 10, 11, 12, 13, 14 e 15 são apresentados os resultados. O diâmetro comercial e as dimensões b e h são obtidas na tabela do anexo E. Como a vazão dos dutos que estão localizados na parede é a metade da vazão dos dutos das fileiras centrais e há paredes com curvas os resultados estão separados em três tabelas por subsolo.

Como pode ser visto no apêndice B os dutos estão divididos em 3 fileiras, cada uma possui dois ventiladores. A vazão do andar será dividida entre estes ventiladores, porém os ventiladores que atendem os dutos das paredes terão a metade da vazão dos demais, uma vez que esses ventiladores possuem os difusores distribuídos em pares.

Tabela 10 - Dimensionamento dos dutos do 1° subsolo das fileiras centrais pelo método de Recuperação de Pressão Estática

	u_1 [m/s]	u_2 [m/s]	Comp [m]	D calc [m]	D com [m]	b [m]	h [m]	\dot{V} [m³/s]	ND
1° Trecho		12,00	1,80	0,597	0,598	1,100	0,300	3,37	18
2° Trecho	12,00	11,30	3,00	0,579	0,574	1,000	0,300	2,99	16
3° Trecho	11,30	10,60	3,00	0,561	0,574	1,000	0,300	2,62	14
4° Trecho	10,60	9,90	3,00	0,537	0,548	0,900	0,300	2,24	12
5° Trecho	9,90	9,20	3,00	0,509	0,506	0,750	0,300	1,87	10
6° Trecho	9,20	8,50	3,00	0,474	0,474	0,650	0,300	1,50	8
7° Trecho	8,50	7,80	3,00	0,428	0,439	0,550	0,300	1,12	6
8° Trecho	7,80	7,00	3,00	0,369	0,378	0,400	0,300	0,75	4
9° Trecho	7,00	6,10	3,00	0,278	0,283	0,225	0,300	0,37	2

Tabela 11 - Dimensionamento dos dutos do 1º subsolo da parede sem curvas pelo método de Recuperação de Pressão Estática

	u_1 [m/s]	u_2 [m/s]	Comp [m]	D calc [m]	D com [m]	b [m]	h [m]	\dot{V} [m³/s]	ND
1º Trecho		12,00	2,10	0,423	0,420	0,500	0,300	1,68	9
2º Trecho	12,00	11,00	3,00	0,417	0,420	0,500	0,300	1,50	8
3º Trecho	11,00	10,10	3,00	0,405	0,400	0,450	0,300	1,31	7
4º Trecho	10,10	9,20	3,00	0,394	0,400	0,450	0,300	1,12	6
5º Trecho	9,20	8,40	3,00	0,377	0,378	0,400	0,300	0,94	5
6º Trecho	8,40	7,60	3,00	0,354	0,354	0,350	0,300	0,75	4
7º Trecho	7,60	6,80	3,00	0,324	0,328	0,300	0,300	0,56	3
8º Trecho	6,80	5,90	3,00	0,283	0,283	0,225	0,300	0,37	2
9º Trecho	5,90	4,90	3,00	0,222	0,229	0,150	0,300	0,19	1

Tabela 12 - Dimensionamento dos dutos do 1º subsolo da parede com curvas pelo método de Recuperação de Pressão Estática

	u_1 [m/s]	u_2 [m/s]	Comp [m]	D calc [m]	D com [m]	b [m]	h [m]	\dot{V} [m³/s]	ND	Curva (°)
1º Trecho		12,00	1,50	0,423	0,420	0,500	0,300	1,68	9	0
2º Trecho	12,00	11,00	3,00	0,417	0,420	0,500	0,300	1,50	8	0
3º Trecho	11,00	9,10	3,00	0,428	0,439	0,550	0,300	1,31	7	180
4º Trecho	9,10	8,30	3,00	0,415	0,420	0,500	0,300	1,12	6	0
5º Trecho	8,30	7,60	3,00	0,397	0,400	0,450	0,300	0,94	5	0
6º Trecho	7,60	6,90	3,00	0,372	0,378	0,400	0,300	0,75	4	0
7º Trecho	6,90	6,20	3,00	0,339	0,339	0,350	0,275	0,56	3	0
8º Trecho	6,20	5,40	3,00	0,295	0,301	0,275	0,275	0,37	2	0
9º Trecho	5,40	4,50	3,00	0,232	0,238	0,175	0,275	0,19	1	0

Tabela 13 - Dimensionamento dos dutos do 2º subsolo das fileiras centrais pelo método de Recuperação de Pressão Estática

	u_1 [m/s]	u_2 [m/s]	Comp [m]	D calc [m]	D com [m]	b [m]	h [m]	\dot{V} [m³/s]	ND
1º Trecho		12,00	1,58	0,619	0,620	1,200	0,300	3,62	18
2º Trecho	12,00	11,40	3,00	0,600	0,598	1,100	0,300	3,22	16
3º Trecho	11,40	10,70	3,00	0,578	0,574	1,000	0,300	2,81	14
4º Trecho	10,70	10,00	3,00	0,553	0,548	0,900	0,300	2,41	12
5º Trecho	10,00	9,40	3,00	0,522	0,520	0,800	0,300	2,01	10
6º Trecho	9,40	8,80	3,00	0,483	0,490	0,700	0,300	1,61	8
7º Trecho	8,80	8,10	3,00	0,436	0,439	0,550	0,300	1,21	6
8º Trecho	8,10	7,30	3,00	0,374	0,378	0,400	0,300	0,80	4
9º Trecho	7,30	6,40	3,00	0,282	0,283	0,225	0,300	0,40	2

Tabela 14 - Dimensionamento dos dutos do 2º subsolo da parede sem curvas pelo método de Recuperação de Pressão Estática

	u_1 [m/s]	u_2 [m/s]	Comp [m]	D calc [m]	D com [m]	b [m]	h [m]	\dot{V} [m³/s]	ND
1º Trecho		12,00	1,65	0,438	0,439	0,550	0,300	1,81	9
2º Trecho	12,00	11,10	3,00	0,430	0,436	0,600	0,275	1,61	8
3º Trecho	11,10	10,20	3,00	0,420	0,419	0,550	0,275	1,41	7
4º Trecho	10,20	9,30	3,00	0,407	0,419	0,550	0,275	1,21	6
5º Trecho	9,30	8,50	3,00	0,387	0,382	0,450	0,275	1,00	5
6º Trecho	8,50	7,70	3,00	0,364	0,361	0,400	0,275	0,80	4
7º Trecho	7,70	6,90	3,00	0,333	0,339	0,350	0,275	0,60	3
8º Trecho	6,90	6,10	3,00	0,289	0,287	0,250	0,275	0,40	2
9º Trecho	6,10	5,10	3,00	0,223	0,238	0,175	0,275	0,20	1

Tabela 15 - Dimensionamento dos dutos do 2º subsolo da parede com curvas pelo método de Recuperação de Pressão Estática

	u_1 [m/s]	u_2 [m/s]	Comp [m]	D calc [m]	D com [m]	b [m]	h [m]	\dot{V} [m³/s]	ND	Curva (°)
1º Trecho		12,00	1,50	0,438	0,439	0,550	0,300	1,81	9	0
2º Trecho	12,00	11,10	3	0,430	0,436	0,600	0,275	1,61	8	0
3º Trecho	11,10	9,20	3	0,442	0,452	0,650	0,275	1,41	7	180
4º Trecho	9,20	8,50	3	0,426	0,436	0,600	0,275	1,21	6	0
5º Trecho	8,50	7,80	3	0,404	0,401	0,500	0,275	1,00	5	0
6º Trecho	7,80	7,10	3	0,379	0,382	0,450	0,275	0,80	4	0
7º Trecho	7,10	6,40	3	0,344	0,339	0,350	0,275	0,60	3	0
8º Trecho	6,40	5,60	3	0,302	0,301	0,275	0,275	0,40	2	0
9º Trecho	5,60	4,70	3	0,233	0,238	0,175	0,275	0,20	1	0

4.5. REDIMENSIONAMENTO DOS DIFUSORES

Todos os difusores foram dimensionados com altura de 300 mm, como mostram as tabelas 12, 14 e 15 os últimos trechos de dutos possuem uma altura menor, portanto será necessário redimensionar os difusores. Consultando a tabela A do anexo A, as novas medidas ficam:

Tabela 16 - Redimensionamento dos difusores pelo método da velocidade de face

	Df calc [m]	D com [m]	L [m]	H [m]
1º Subsolo	0,345	0,343	0,400	0,250
2º Subsolo	0,358	0,363	0,450	0,250

Tabela 17 – Redimensionamento dos difusores pelo método de velocidade terminal

	Df calc [m]	D com [m]	L [m]	H [m]
1º Subsolo	0,387	0,381	0,500	0,250
2º Subsolo	0,422	0,443	0,700	0,250

4.4. PERDAS DE CARGA

A perda de carga deve ser calculada para a seleção dos ventiladores, sendo obtida pela soma das perdas de carga no primeiro trecho do duto, das perdas nos difusores, dos filtros e do ventilador. A diferença de pressão a ser vencida pelo ventilador é a perda de carga total mais a pressão cinética do ventilador.

4.5.1 Perda de carga nos difusores

Pode ser obtida através da equação 11 ou pelo catálogo do fabricante (anexo B). Na tabela 21 são apresentados o resultado do cálculo de perda de carga dos difusores e os parâmetros utilizados. Utiliza-se a velocidade de face como 3 m/s e a velocidade do duto de 12 m/s, limitadas pelo catálogo do fabricante.

Calcula-se para apenas para o primeiro difusor pois eles encontram-se em paralelo. Todos os difusores devem ter a mesma perda de carga e para que isso ocorra é necessário fazer o balanceamento do sistema, ou seja reduzir a seção de passagem do ar nivelando pelo primeiro difusor.

Tabela 18 – Perda de carga nos difusores

ΔP_d [mmCa]	Cd	pc [Pa]	Ca	Cb	Ral	Vb [m/s]	Va [m/s]	Va/Vb
11,34	2,1	5,4	0,96	0,14	0,9	3	13,95	0,22

Pelo catálogo do fabricante entramos com a velocidade de face de 3 m/s e velocidade do trecho inicial de 12 m/s resultando em um ΔP de aproximadamente 11 mmCa.

4.5.2 Perda de carga nos dutos

Perda de carga nos dutos é obtida multiplicando-se a perda de carga unitária pelo comprimento do primeiro trecho

Tabela 19 - Perda de carga dos dutos do primeiro subsolo

1° Subsolo fileiras centrais			1° Subsolo parede sem curva			1° Subsolo parede com curva		
ΔP [Pa]	L [m]	ΔP [Pa/m]	ΔP [Pa]	L [m]	ΔP [Pa/m]	ΔP [Pa]	L [m]	ΔP [Pa/m]
4,5	1,80	2,5	7,35	2,10	3,5	5,25	1,50	3,5

Tabela 20 - Perda de carga dos dutos do segundo subsolo

2° Subsolo fileiras centrais			2° Subsolo parede sem curva			2° Subsolo parede com curva		
ΔP [Pa]	L [m]	ΔP [Pa/m]	ΔP [Pa]	L [m]	ΔP [Pa/m]	ΔP [Pa]	L [m]	ΔP [Pa/m]
3,95	1,58	2,5	5,78	1,65	3,5	5,25	1,50	3,5

4.5.3 Perda de carga nos filtros e pressão cinética dos ventiladores

É obtida após a seleção dos filtros e ventiladores conhecendo-se a vazão requerida. É um processo iterativo pois, precisa-se pré selecionar um ventilador para encontrar a pressão cinética e somá-la a total.

4.5.4 Perda de carga total

Soma de todas as perdas de carga para o ventilador de maior pressão.

Tabela 21 - Perda de carga total

		Difusor	Dutos	Filtro	Ventilador	
Centro	ΔP [Pa]	111,25	4,50	140	Pc [Pa]	38
Parede	ΔP [Pa]	111,25	7,35	140	Pc [Pa]	65

4.6. FILTROS

Os filtros deste projeto não precisam de elevada eficiência, pois o que deve ser filtrado são pequenos animais, folhas, eventuais resíduos que possam ser deixados no ambiente (lixo) e partículas de grande tamanho que se chegarem ao ventilador podem danificá-lo.

A perda de carga em filtros deve ser considerada durante a seleção do ventilador, pois quando o filtro está limpo ele apresenta uma perda de carga relativamente baixa, a qual aumenta à medida que vão se acumulando partículas que restrinjam a passagem do ar pelo filtro.

Foi selecionado o filtro F700 do catálogo da Trox (2010b) que possui pressão diferencial inicial, ou seja, filtro limpo de 50 Pa para velocidade do ar de 2,5 m/s e pressão diferencial final aconselhável de 140 Pa. (anexo C). A seleção de ventilador tem que ser para o caso de pressão diferencial máxima.

4.7. VENTILADORES

Os ventiladores selecionados são ventiladores centrífugos de pás curvadas para frente. Este tipo de ventilador tem uma eficiência elevada, maior capacidade exaustora e não é adequada a trabalhos com alta pressão e altas cargas de poeira. Todas essas características estão presentes neste projeto da ventilação.

Para a seleção deve-se conhecer a velocidade do ar, a vazão total e a perda de carga do sistema. Inserindo estes dados na curva característica do ventilador deve-se verificar se está próxima do ponto de máxima eficiência.

Na tabela 22 são apresentados os dados de seleção e do ventilador e a curva do ventilador no anexo D.

Tabela 22 - Dados para seleção dos ventiladores pelos ventiladores de maior pressão

	\dot{V} [m ³ /h]	u [m/s]	Pc [Pa]	Δp_d [Pa]	Δp_t [Pa]
Ventiladores centro	13020	12	38	255,75	293,75
Ventiladores paredes	6510	12	65	258,60	323,60

Pc é a pressão cinética do ventilador, função da velocidade de descarga,
 Δp_d é a pressão nos dutos, filtros e difusores e Δp_t a pressão total.

Dois modelos de ventilador foram selecionados, um para os difusores das fileiras centrais, que serão quatro por subsolo e outro modelo para os difusores da parede, cuja vazão será a metade dos primeiros. Os modelos selecionados foram TDA 15/15 L e TDA 22/22 SR, do catálogo da OTAM (2010), as curvas e tabelas de seleção de série encontram-se no anexo D. A série limita a rotação máxima e potência do motor.

Ao selecionarmos um ventilador a curva característica informa um valor para a potência do motor, porém deve ser incrementada em 20% para considerar as perdas de transmissão, assim como eventual sobrecarga. Esta se produz quando o ponto de funcionamento do ventilador não coincide com o ponto de projeto. Também se a queda de pressão ocasionada pelo sistema, para a vazão de projeto, for inferior à prevista, o ponto de trabalho se deslocará para a direita, seguindo a curva para a velocidade de rotação imposta pela transmissão, sendo a potência absorvida neste caso superior a prevista. Atendendo estas exigências os motores devem ter potências de 2 e 3 CVs.

4.8. RUÍDO

Através do procedimento de cálculo do catálogo (OTAM, 2010) obteve-se aproximadamente 88 dB.

5. CONCLUSÕES

A qualidade do ar no interior de garagens deve ser mantida tanto para assegurar a saúde dos frequentadores quanto para atendimento de legislação. A concentração máxima de poluente não pode passar do valor recomendado na norma, isto é conseguido através da diminuição da concentração pelo insuflamento e posterior saída de ar levando consigo estes contaminantes.

O insuflamento de ar é geralmente a alternativa mais simples e econômica para garantir sua qualidade, posto que consiste simplesmente na adição de ar exterior para diluição dos poluentes presentes na garagem. O sistema de ventilação diluidora pode ser natural ou mecânico, sendo a segunda opção recomendada pela literatura para todos os casos em que a garagem for fechada, pois é mais segura e eficiente. Agregando um sensor de CO ao projeto, podemos

garantir a qualidade do ar interior reduzindo o consumo de energia do sistema, pois permite que os ventiladores sejam desligados quando os níveis estiverem abaixo da faixa de controle.

Prever a emissão de CO dos carros foi o maior problema encontrado no cálculo da taxa de ventilação, é um dado difícil de ser encontrado pois a operação de um carro em garagens difere muito da operação normal dos veículos. E quanto ao nível aceitável utiliza-se a Norma Regulamentadora como parâmetro pois é uma norma brasileira, porém as normas internacionais divergem muito neste aspecto.

O dimensionamento dos difusores pode ser feito por diferentes métodos, resultando em diferentes resultados, ficando a critério do projetista qual dimensão usar. Caso o dimensionamento dos difusores seja feito antes dos dutos, é necessário verificar se os difusores possuem tamanho coerente com os dutos que serão inseridos, os trechos mais críticos são os finais pois serão os de menor dimensão uma vez que o diâmetro equivalente tem que ser reduzido trecho a trecho para a recuperação da pressão estática. Um projetista mais experiente começaria com o cálculo dos dutos, evitando o redimensionamento. Por não serem instalações de conforto podem ser dimensionados para altas velocidades. Também há uma limitação de altura pois o pé direito é relativamente baixo.

Os ventiladores e filtros são selecionados através de catálogos comerciais de fabricante, sendo necessário conhecer a perda de carga do sistema o que inclui a pressão cinética gerada pelo ventilador obtida na mesma curva de seleção do ventilador, ou seja, é um processo iterativo, pois precisa-se pré-selecionar uma curva para obter a pressão cinética e somar com a perda de carga do sistema e após verificar se o ponto de operação está próximo da reta de maior eficiência. Após a seleção do ventilador o sistema está dimensionado.

O próximo passo seria escolher qual das dimensões dos difusores será usada, lembrando que há métodos diferentes, e realizar uma estimativa de custo do sistema.

O dimensionamento resultou em um sistema de ventilação real e segura. Chegou-se a resultados de vazões seguras e compatíveis com o recomendado pela literatura, atendendo os limites da legislação brasileira e internacional. A necessidade de ventilação forçada se dá pela segurança dos freqüentadores e recomendações da literatura. O cálculo dos dutos e difusores resulta em tamanhos compatíveis com os encontrados comercialmente e com o espaço disponível na obra, e os difusores de acordo com os dutos.

O posicionamento dos dutos e difusores foi feito de forma que a distribuição do ar ocorra da forma mais homogênea possível. O que não é observado na realidade, visitando estacionamentos de centros comerciais em Porto Alegre observa-se sistemas de ventilação com poucas grelhas dispostas nas paredes e em uma altura baixa, qualquer obstrução na passagem do ar, como carros estacionados em frente, fazem com que a ar não se espalhe forma adequada e causa desconforto já que o jato de ar sai em alta velocidade diretamente nos freqüentadores. Vê-se também circuladores de ar fazendo circulação de ar e não insuflamento e sistemas com alto nível de ruído.

O sistema é seguro e compatível com o mercado e pode ser facilmente encontrado no comércio uma vez que foi dimensionado com o auxílio de catálogos comerciais.

REFERÊNCIAS

- BEYER, P. O. **Ventilação**. Polígrafo. DEMEC, UFRGS. Porto Alegre, 2006.
- LISBOA, H. M. **Controle da Poluição Atmosférica** Polígrafo. UFSC Montreal, 2007
- MACINTYRE, A. J. **Ventilação Industrial e Controle da Poluição**. 2ª Ed.. Rio de Janeiro: LTC, 1990.
- KRARTI, M. ; A. AYARI. **Overview of Existing Regulations for Ventilation Requirements of Enclosed Vehicular Parking Facilities** (RP-945). ASHRAE Transactions, 1998
- MESQUITA, A. L. S.; GUIMARÃES, F. A.; NEFUSSI, N. **Engenharia de Ventilação Industrial**. 1.ed. São Paulo: Edgard Blücher, 1977.
- ACGIH. **Industrial ventilation: A Manual of Recommended Practice**, 23rd ed., Appendix A. American Conference of Governmental Industrial Hygienists, Cincinnati, OH, 1998
- EPA. **Air Quality Criteria for Carbon Monoxide**. EPA/600/P-99/001F. U.S. Environmental Protection Agency, Research Triangle Park, NC. . 2000
- ICC. **International Mechanical Code**. International Code Council, Country Club Hills, IL., 2003
- ASHRAE. **Handbook HVAC Applications**. Chapter 13 - Enclosed Vehicular Facilities. American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers. Atlanta, GA, 2007
- U. S. EPA. **MOBILE6 Vehicle Emission Modeling Software**. (<http://www.epa.gov>), acessado em 15/03/2010.
- U. S. EPA. **User's Guide to MOBILE6.1 AND MOBILE6.2**; U.S. EPA, 2003
- ASSOCIAÇÃO DE REVENDEDORES DE VEÍCULOS AUTOMOTORES NO ESTADO DO PARANÁ ; (<http://www.assovepar.com.br/>) acessado em 25/05/2010
- BEYER, P. O. **Difusão de Ar**. Polígrafo. DEMEC, UFRGS. Porto Alegre, 2010a.
- BEYER, P. O. **Dutos de Distribuição de Ar**. Polígrafo. DEMEC, UFRGS. Porto Alegre, 2010b.
- OTAM. **Catálogo Ventiladores Industriais**. Cd de Instalação do programa de seleção, 2010
- TROX a. **Catálogo Grelhas de Ventilação**. (www.troxbrasil.com.br), acessado em 13/05/2010.
- TROX b. **Catálogo Filtros de Ar**. (www.troxbrasil.com.br), acessado em 28/05/2010.
- ASHRAE **Fundamentals Handbook 2009**, Chapter 21, Duct Design.
- NORMAS REGULAMENTADORAS DO MINISTÉRIO DO TRABALHO. (www.mte.gov.br) acessado em 08/04/2010.

ANEXOS

ANEXO A - Difusores

Tabela A 1 - Difusores laterais de parede (grelhas) (Fonte: BEYER, 2010a)

LxH	Dimensão H do difusor, mm						
	100	150	200	250	300	400	500
200	152	189	219	Diâmetro			
250	169	210	244	273	Equivalente		
300	183	229	266	299	328	mm	
350	195	245	286	322	354		
400	207	260	305	343	378	437	
450	217	274	321	363	400	464	
500	227	287	337	381	420	488	547
600	245	310	365	414	457	533	598
700	261	331	391	443	490	573	644
800	275	350	414	470	520	609	687
900	289	367	435	494	548	643	726

↑ retangular 3 retangular 2 retangular 1 quadrado

ANEXO B – Perda de Carga das Grelhas

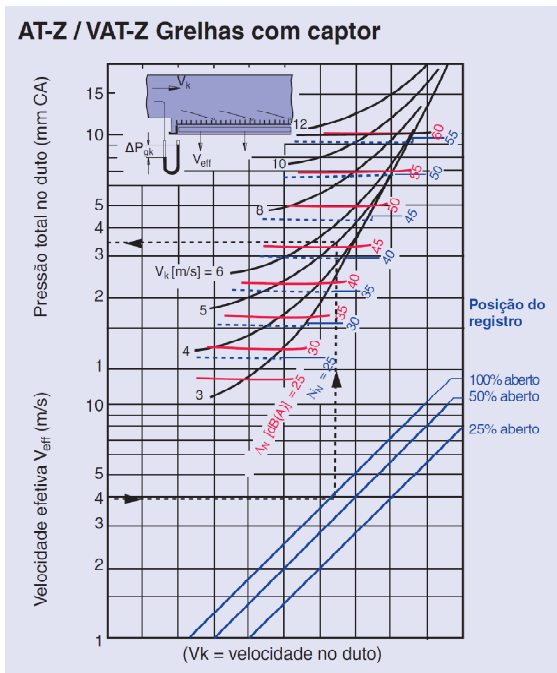


Figura B 1 - Perda de carga para grelhas de insuflamento (Fonte: CATÁLOGO TROX, 2010a)

ANEXO C – Seleção De Filtros

Tabela C 1 - Seleção de filtros (Fonte: CATÁLOGO TROX, 2010b)

Elemento filtrante	F700	F70B30
Modelo	Manta filtrante	Manta filtrante
Modelo antigo	F701	F702
	Materia	
Grau de filtragem:		
Conf. ASHRAE ¹	78	86
Teste Gravimétrico	-	30
Teste Colorimétrico		
Classif. conforme EUROVENT 4/5	EU2	EU3
Poder de acumulação de pó ² g/m ²	800-2000	800-2000
Pressão Diferencial Δp (Pa) na velocidade de Passagem (m/s)	50 2,5	60 2,5
Pressão Diferencial final Δp (Pa)	100/160	140/200
Pressão Diferencial final Aconselhavel Δp (Pa)	140	180
Apresentação	Simplemente cortada	
Material	Fibra de vidro	
Resistencia térmica (°C)	-30°C a 100°C	
Impregnado com aglutinante	sim	sim
Dimensões do elemento (mm)	630x630x50	

ANEXO D – Ventiladores

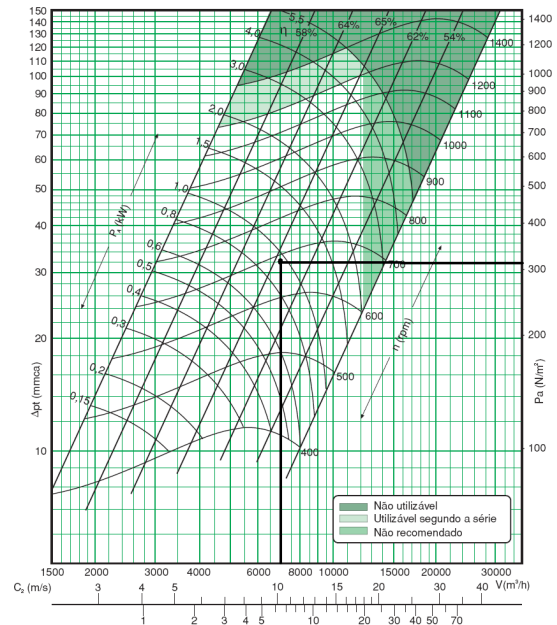


Figura D 1 - Curva característica do ventilador TDA 15/15 (Fonte: Catálogo OTAM, 2010)

Tabela D 1 - Seleção da série do ventilador TDA 15/15 (Fonte: OTAM, 2010)

Série		L	SR	R	T2L	T2SR	T2R	T3R	
Limite de emprego	\dot{V} max. motor max. P_e n	1200 4	1300 4,5	1400 5,5	1200 5,5	1300 6	1400 8,5	1200 11	
Velocidade periférica	u	$n(\text{rpm}) \times 0,0293$							
Momento de inércia	$PD^4/4$	kg m^2	0,27	0,27	0,27	0,54	0,54	0,80	
Peso do ventilador		kgf	24	27,5	28,5	52,5	60	71	115
Coefficientes de correção	V P_e n	m^3/h kW rpm	$\times 1$ $\times 1$ $\times 1$	$\times 1$ $\times 1$ $\times 1$	$\times 1$ $\times 1$ $\times 1$	$\times 2$ $\times 2,15$ $\times 1,05$	$\times 2$ $\times 2,15$ $\times 1,05$	$\times 3$ $\times 3,25$ $\times 1,08$	

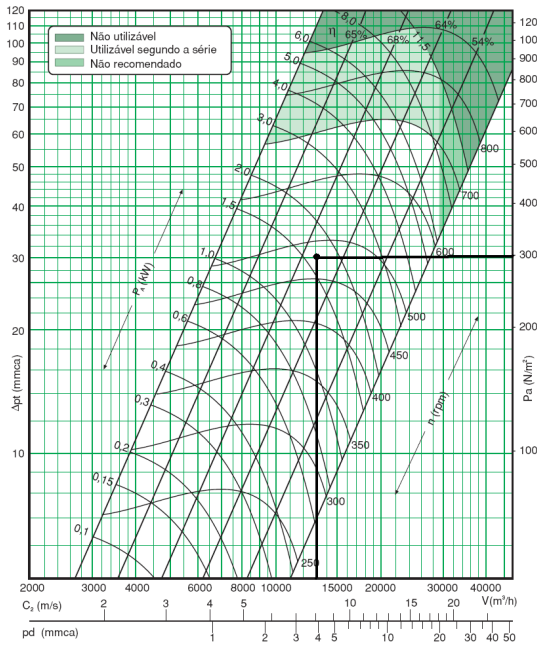


Figura D 2 - Curva característica do ventilador TDA 22/22 (Fonte: OTAM, 2010)

Tabela D 2 - Seleção da série do ventilador TDA 15/15 (Fonte: OTAM, 2010)

Série		SR	R	T2R	T3R	
Limite de emprego	\dot{V} max. motor max. P_e n	700 8	800 11,5	650 20	800 23	
Velocidade periférica	u	$n(\text{rpm}) \times 0,0314$				
Momento de inércia	$PD^4/4$	kg m^2	1,60	1,60	3,19	4,79
Peso do ventilador		kgf	83	94	215	345
Coefficientes de correção	V P_e n	m^3/h kW rpm	$\times 1$ $\times 1$ $\times 1$	$\times 1$ $\times 1$ $\times 1$	$\times 2$ $\times 2,15$ $\times 1,05$	$\times 3$ $\times 3,25$ $\times 1,08$

ANEXO E – Dimensões Dutos

Tabela E 1 - Equivalência de dimensão circular para retangular de dutos (Fonte: ASHRAE, 2009)

Lgth Adj. ^b	100	125	150	175	200	225	250	275	300	350
100	109									
125	122	137								
150	133	150	164							
175	143	161	177	191						
200	152	172	189	204	219					
225	161	181	200	216	232	246				
250	169	190	210	228	244	259	273			
275	176	199	220	238	256	272	287	301		
300	183	207	229	248	266	283	299	314	328	
350	195	222	245	267	286	305	322	339	354	383
400	207	235	260	283	305	325	343	361	378	409
450	217	247	274	299	321	343	363	382	400	433
500	227	258	287	313	337	360	381	401	420	455
550	236	269	299	326	352	375	398	419	439	477
600	245	279	310	339	365	390	414	436	457	496
650	253	289	321	351	378	404	429	452	474	515
700	261	298	331	362	391	418	443	467	490	533
750	268	306	341	373	402	430	457	482	506	550
800	275	314	350	383	414	442	470	496	520	567
900	289	330	367	402	435	465	494	522	548	597
1000	301	344	384	420	454	486	517	546	574	626
1100	313	358	399	437	473	506	538	569	598	652
1200	324	370	413	453	490	525	558	590	620	677

ANEXO F – Potência Sonora

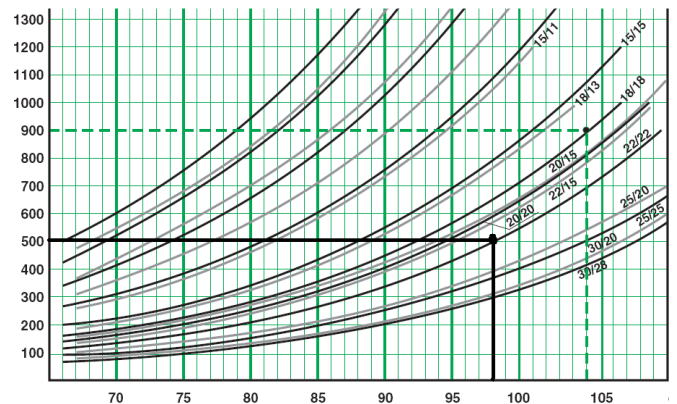


Figura F 1 - Valor base de potência sonora (Fonte: OTAN 2010)

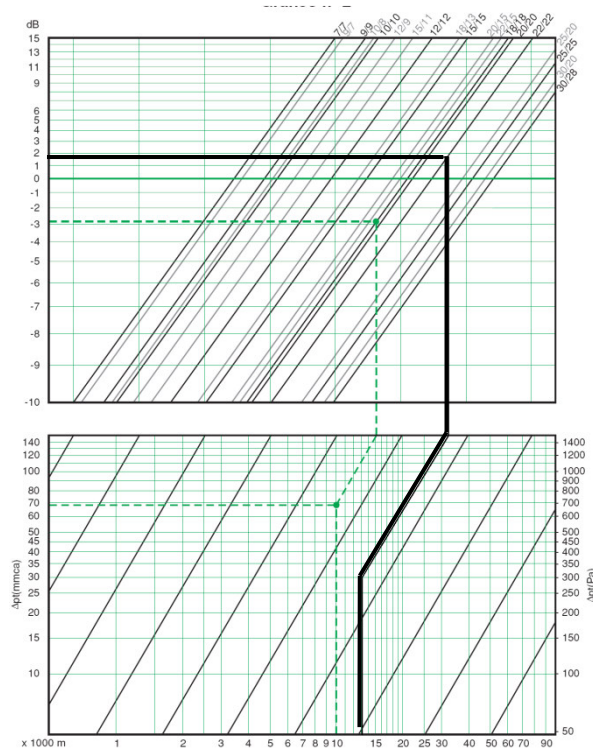


Figura F 2 – Correção valor base de potência sonora (Fonte: OTAN, 2010)

ANEXO G – Carta de fricção para dutos

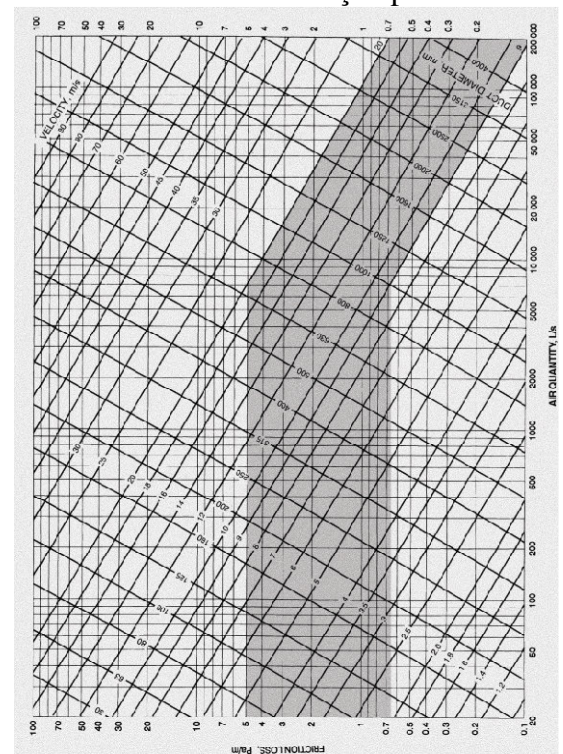


Figura G 1 – Carta de fricção para dutos redondos (Fonte: ASHRAE, 2009)

APÊNDICE

APÊNDICE A – Rotina de Programação em Visual Basic pelo Método de Recuperação de Pressão Estática

```

Sub RECUPERAÇÃO DE PRESSÃO ESTÁTICA ()
v1 = Cells(7, 2).Value
L = Cells(8, 2).Value
va = Cells(9, 2).Value
at = Cells(0, 2).Value
For v2 = v1 To 0 Step -0.1
    For i = 0.008 To 0.1 Step 0.001
        dia = Sqr((4 * va) / (Pi * v2))
        f = (0.00004054 / dia) + (0.00003242 / (v2 * dia * Sqr(i)))
        If (1 / Sqr(f) < (-2 * Log(f) / Log(10))) Then
            GoTo 1000
        End If
    Next i
End Sub
1000
If 0.75 * (v1 ^ 2 - v2 ^ 2) > ((i * L * v2 ^ 2) / dia + 0.1 * (at / 90) * v2 ^ 2) Then
Cells(7, 6).Value = v2
Cells(8, 6).Value = dia
Else
Next v2
End If
End I
End Sub
    
```

APÊNDICE B – Disposição dos Dutos e Difusores.

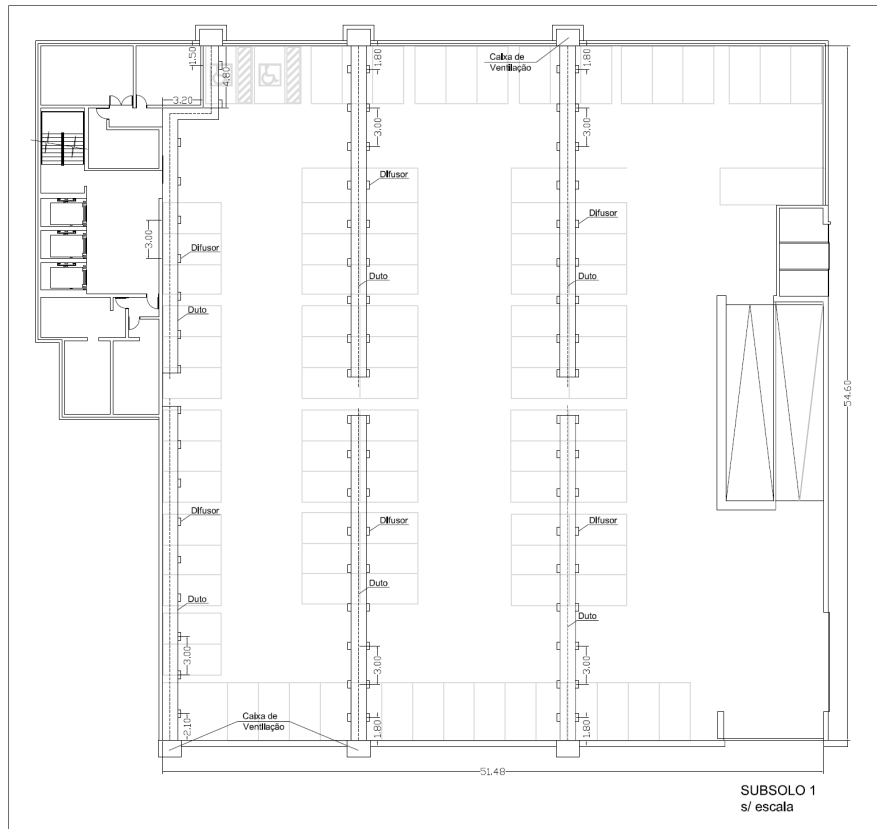


Figura BA - Subsolo 1



Figura BB – Subsolo 2