



**INSTITUTO FEDERAL DE EDUCAÇÃO, CIÊNCIA E TECNOLOGIA DO PIAUÍ
CAMPUS TERESINA CENTRAL
DEPARTAMENTO DE INDÚSTRIA, SEGURANÇA E PRODUÇÃO CULTURAL
BACHARELADO EM ENGENHARIA MECÂNICA**

RAFAEL JARBAS BARRADAS DO NASCIMENTO

**DIMENSIONAMENTO DE UM SISTEMA DE VENTILAÇÃO PARA COZINHA
PROFISSIONAL**

TERESINA

2019

RAFAEL JARBAS BARRADAS DO NASCIMENTO

DIMENSIONAMENTO DE UM SISTEMA DE VENTILAÇÃO PARA COZINHA
PROFISSIONAL

Trabalho de Conclusão de Curso (monografia)
apresentado como exigência parcial para obtenção
do diploma do Curso de Engenharia Mecânica do
Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia
do Piauí. Campus Teresina Central.

Orientador: Prof. Me. Anderson Felipe Chaves Fortes

TERESINA

2019

FICHA CATALOGRÁFICA

Sistema de Bibliotecas

Gerada automaticamente com dados fornecidos pelo(a) autor(a)

N244d Nascimento, Rafael Jarbas Barradas do
Dimensionamento de um sistema de ventilação para cozinha profissional / Rafael
Jarbas Barradas do Nascimento - 2019.
81 p. : il. color.

Trabalho de conclusão de curso (Graduação) - Instituto Federal de Educação,
Ciência e Tecnologia do Piauí, Campus Teresina Central, Bacharelado em Engenharia
Mecânica, 2019.

Orientador : Prof Me. Anderson Felipe Chaves Fortes.

1. Dimensionamento. 2. Ventilação . 3. Cozinha. I. Título.

CDD 620



INSTITUTO FEDERAL DE
EDUCAÇÃO, CIÊNCIA E TECNOLOGIA
PIAUÍ
Campus Teresina-Central

INSTITUTO FEDERAL DE EDUCAÇÃO, CIÊNCIA E TECNOLOGIA DO PIAUÍ
CAMPUS TERESINA-CENTRAL
DIRETORIA DE ENSINO
DEPARTAMENTO DE INDÚSTRIA, SEGURANÇA E PRODUÇÃO CULTURAL

FOLHA DE APROVAÇÃO

TÍTULO: "DIMENSIONAMENTO DE UM SISTEMA DE VENTILAÇÃO PARA COZINHA PROFISSIONAL"

ALUNO: RAFAEL JARBAS BARRADAS DO NASCIMENTO

DATA: 04 de Fevereiro de 2019

Este trabalho foi julgado adequado e aprovado para a obtenção do título de graduação em Engenharia Mecânica do Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia do Piauí:

Prof. Msc. Anderson Felipe Chaves Fortes
Coordenador do Curso de Engenharia Mecânica

COMISSÃO EXAMINADORA

Prof. Me. Anderson Felipe Chaves Fortes
Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia do Piauí
Orientador

Prof. Me. Armyston Gonçalves Ferreira de Araújo
Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia do Piauí

Avaliador

Prof. Msc. Francisco José Patrício Franco
Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia do Piauí.
Avaliador

AGRADECIMENTOS

Agradeço primeiramente a Deus por esse momento, que me deu forças quando estava pensando em desistir.

A minha mãe Ivone Fonseca Barradas e meu pai Francisco Jarbas por sempre me apoiarem e acreditarem em mim.

Aos meus irmãos, Mário Jarbas e Jarbas Júnior pelo incentivo e ajuda nas horas difíceis. E também a Samuel Barradas e Tiago Barradas, que apesar de não estarem mais em vida, eu sei que vocês me guiaram nessa caminhada.

Aos meus amigos de curso, os quais sem vocês isso não seria possível, obrigado pelas noites viradas estudando na casa de cada um, sem isso esse sonho não seria possível, vou levar vocês pelo resto da minha vida.

Ao meu orientador professor Anderson pelo apoio, dedicação e paciência nas reuniões para tirar as dúvidas, e pelo material emprestado que foi de grande importância pro desenvolvimento desse trabalho.

A todos os professores e servidores do IFPI pelos ensinamentos em sala de aula, sou bastante grato a isso.

A equipe IFPI Baja SAE por aprender bastante no período que fui integrante da equipe, de 2015 à 2017, nesse período aprendi muitas coisas, relacionadas a prática, que no curso não é visto, e serviu para complementar meu conhecimento.

Enfim, agradeço a todas as pessoas que fazem parte da minha vida.

“O que eu ouço, esqueço.
O que eu vejo, lembro.
O que eu faço, aprendo.”

Confúcio

RESUMO

Em cozinhas profissionais, equipamentos como: fogões, chapas, fritadeiras e fornos são fontes de emissão de calor, gordura, fumaça e gases que afetam o ambiente, provocando problemas de saúde para os trabalhadores. Assim, nestes recintos é necessário um sistema de ventilação afim de propiciar um ambiente salubre e com conforto térmico, melhorando as condições de trabalho. O projeto de ventilação de cozinhas profissionais é composto por um sistema de exaustão e um sistema de insuflamento de ar novo, sendo que os valores de vazão dos mesmos deve ser tal que a pressão da cozinha se mantenha negativa em relação aos ambientes adjacentes. Dessa maneira, o presente trabalho tem como objetivo dimensionar um sistema de ventilação para uma cozinha profissional afim de remover os poluentes decorrentes do processo de cocção, contribuindo com a saúde e o bem estar dos trabalhadores deste recinto. Primeiramente, foi realizada a alocação dos equipamentos de cocção em uma planta de um restaurante e colhido as dimensões da cozinha e os equipamentos selecionados. Posteriormente, seguindo a norma NBR 14518 (ABNT, 2000) foram calculadas as dimensões e vazões dos captores e selecionados os acessórios do sistema. Logo depois, conforme a norma 16401 (ABNT, 2008) especificamente a parte de qualidade do ar interior e a literatura adotada, foi dimensionado o sistema de compensação de ar exaurido, afim de garantir o bom funcionamento dos captores. Em seguida, foram dimensionados os dutos, sendo escolhido dutos retangulares e calculada todas as perdas de carga: perda linear, perdas localizadas, perda nos acessórios, sendo que todos esses cálculos também seguiram as recomendações da literatura, e com o auxílio do Excel para otimizar esse processo. Com os resultados desses cálculos foram selecionados os ventiladores, tendo como critério de escolha a eficiência e a velocidade de descarga adequada, assim, optou-se por 5 ventiladores: 3 para o sistema de exaustão, os quais foram selecionados do tipo Limit load, pás curvadas para trás e simples aspiração, e 2 para o sistema de insuflamento, sendo determinado do tipo Sirocco, pás curvadas para frente e dupla aspiração. Os mesmos foram alocados na planta do restaurante de acordo com as distâncias mínimas, local de descarga e outros parâmetros. Dessa maneira, o trabalho cumpre com os objetivos propostos, pois o sistema foi dimensionado corretamente, atendendo todas as normas exigidas para o projeto.

Palavras-chave: Dimensionamento. Ventilação. Cozinha.

ABSTRACT

In professional kitchens, equipment such as: stoves, plates, fryers and ovens are sources of heat emission, fat, smoke and gases that affect the environment, causing health problems for workers. Thus, in these enclosures it is necessary a ventilation system in order to provide a salubrious environment and with thermal comfort, improving the working conditions. The design of ventilation of professional kitchens is composed of an exhaust system and a new air insufflation system, and the values of their flow must be such that the pressure of the kitchen remains negative in relation to the adjacent environments. In this way, the present work aims to design a ventilation system for a professional kitchen in order to remove pollutants from the cooking process, contributing to the health and well being of the workers of this enclosure. Firstly, the allocation of the cooking equipment in a plant of a restaurant was done and the dimensions of the kitchen and the selected equipment were collected. Subsequently, following the norm NBR 14518 (ABNT, 2000) the dimensions and flows of the sensors were calculated and the accessories of the system selected. Soon after, according to the standard 16401 (ABNT, 2008) specifically the part of indoor air quality and the literature adopted, the exhaust air compensation system was designed, in order to guarantee the correct operation of the sensors. Then, the ducts were dimensioned, rectangular ducts were chosen and all load losses were calculated: linear loss, localized losses, loss of accessories, and all these calculations also followed the recommendations of the literature, and with the aid of Excel to optimize this process. With the results of these calculations, the fans were selected, having as their criterion of choice the efficiency and the appropriate discharge velocity, thus, 5 fans were chosen: 3 for the exhaust system, which were selected of the type Limit load, curved back and simple suction, and 2 for the inflation system, being determined of Sirocco type, forward curved blades and double suction. They were allocated in the restaurant plan according to the minimum distances, place of discharge and other parameters. In this way, the work fulfills the proposed objectives, since the system was dimensioned correctly, meeting all the norms required for the project.

Keywords: Design. Ventilation. Kitchen.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1	– Tipos de sistemas de ventilação.....	16
Figura 2	– Diferenciais de pressão causados pela ação do vento e da temperatura.....	17
Figura 3	– Distribuição de pressões internas e externas ao longo da altura de um edifício.....	18
Figura 4	– Componentes de uma instalação de ventilação geral diluidora.....	19
Figura 5	– Tipos de ventilação geral diluidora.....	20
Figura 6	– Componentes de uma instalação VLE.....	21
Figura 7	– Exemplos de Captadores.....	23
Figura 8	– Perdas de cargas de uma rede de dutos.....	24
Figura 9	– Ventilador do tipo centrífugo.....	26
Figura 10	– Ventilador do tipo axial.....	26
Figura 11	– Ventilador centrífugo de pás radiais.....	27
Figura 12	– Ventilador centrífugo de pás inclinadas para frente.....	27
Figura 13	– Ventilador centrífugo de pás inclinadas para trás.....	28
Figura 14	– Ventilador axial propulsor.....	28
Figura 15	– Ventilador tubo axial.....	29
Figura 16	– Coifa central ou ilha.....	32
Figura 17	– Coifa com lados fechados.....	33
Figura 18	– Layout da cozinha.....	41
Figura 19	– Fogão industrial de oito bocas da marca BREY.....	42
Figura 20	– Fritadeira a gás da marca VULCAN.....	43
Figura 21	– Forno combinado PRÁTICA.....	43
Figura 22	– Chapa a gás da marca CROYDON.....	43
Figura 23	– Coeficientes de perda de carga em curvas suaves.....	46
Figura 24	– Coeficientes de perda de carga em transição retangular para circular.....	46
Figura 25	– Coeficientes de perda de carga em transição retangular	46
Figura 26	– Coeficientes de perda de carga em bifurcações.....	47
Figura 27	– Coeficientes de perda de carga no terminal de descarga	47

Figura 28	– Disposições das coifas na cozinha.....	50
Figura 29	– Disposições das grelhas de insuflamento na cozinha	52
Figura 30	– 1ª curva, 2ª curva e bifurcação do sistema de exaustão 1.....	54
Figura 31	– 3ª e 4ª curva do sistema de exaustão 1.....	54
Figura 32	– 5ª curva do sistema de exaustão 1.....	55
Figura 33	– Ligação duto/ventilador (seção retangular para circular) exaustão 1.....	55
Figura 34	– Ligação ventilador/duto de descarga (retangular para circular) e terminal de descarga na exaustão 1.....	56
Figura 35	– 1ª Curva do sistema de exaustão 2.....	56
Figura 36	– 2ª Curva do sistema de exaustão 2.....	57
Figura 37	– 3ª Curva do sistema de exaustão 2.....	57
Figura 38	– Ligação duto/ventilador (seção retangular para circular) exaustão 2.....	58
Figura 39	– Ligação ventilador/duto de descarga (seção retangular para circular) e terminal de descarga na exaustão 2.....	58
Figura 40	– 1ª Curva do sistema de exaustão 3.....	59
Figura 41	– 2ª Curva do sistema de exaustão 3.....	59
Figura 42	– 3ª Curva do sistema de exaustão 3.....	59
Figura 43	– Ligação duto/ventilador (seção retangular para circular) exaustão 3.....	60
Figura 44	– Ligação ventilador/duto de descarga (seção retangular para circular) e terminal de descarga na exaustão 3.....	60
Figura 45	– Curvas dos sistemas de insuflamento.....	61
Figura 46	– Ligação duto/ventilador (seções retangulares) sistemas de insuflamento.....	61
Figura 47	– Parâmetros calculados com o Excel.....	62

LISTA DE TABELAS

Tabela 1	– Velocidades de escoamento do ar – VCP.....	35
Tabela 2	– Condições de Dimensionamento das Conduas – VCP....	36
Tabela 3	– Equipamentos presentes na cozinha.....	42
Tabela 4	– Valores de propriedades utilizadas para cada sistema....	45
Tabela 5	– Requisitos básicos dos sistemas de exaustão.....	49
Tabela 6	– Dimensões das coifas.....	50
Tabela 7	– Vazões dos sistemas de insuflamento.....	51
Tabela 8	– Especificação das grelhas dos sistemas de insuflamento	51
Tabela 9	– Distâncias mínimas possíveis de fontes de poluição.....	52
Tabela 10	– Dimensões, diâmetro equivalente e velocidade calculadas.....	53
Tabela 11	– Bitola do material dos dutos de insuflamento.....	53

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

ABNT	Associação Brasileira de Normas Técnicas
ASHRAE	American Society of Heating Refrigeration and Air Conditions
IFPI	Instituto Federal do Piauí
VGD	Ventilação Geral Diluidora
VLE	Ventilação Local Exaustora
NBR	Norma Brasileira
VCP	Ventilação Cozinha Profissional

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	14
1.1 REFERENCIAL TEÓRICO	15
1.1.1 Sistemas de ventilação	15
1.1.1.1 Ventilação Natural	17
1.1.1.2 Ventilação Geral Diluidora	18
1.1.1.3 Ventilação Local Exaustora	20
1.1.1.3.1 Captores	22
1.1.1.3.2 Dutos	23
1.1.1.3.3 Ventiladores	25
1.1.2 Ventilação de cozinhas profissionais	29
1.1.2.1 Norma NBR 14518 (ABNT, 2000)	30
1.1.2.2 Exaustão em Cozinhas Profissionais	31
1.1.2.2.1 Teoria da Pluma Térmica	31
1.1.3 Dimensionamento do sistema	31
1.1.3.1 Dimensionamento dos Captores	31
1.1.3.2 Sistema de compensação do ar exaurido	34
1.1.3.3 Dimensionamento dos Dutos	34
1.1.3.3.1 Velocidades do ar	35
1.1.3.3.2 Diâmetro Equivalente	35
1.1.3.3.3 Condições de dimensionamento dos dutos	35
1.1.3.4 Cálculo das perdas de carga	36
1.1.3.4.1 Fator de atrito e perdas de carga no duto	37
1.1.3.4.2 Perdas de carga localizada	38
1.1.3.5 Seleção do Ventiladores	39
1.1.3.6 Acessórios	40
2 METODOLOGIA	41
2.1 LAYOUT E EQUIPAMENTOS PRESENTES NA COZINHA	41
2.2 DIMENSIONAMENTO DOS CAPTORES	44
2.3 SISTEMA DE COMPENSAÇÃO DO AR EXAURIDO	44
2.4 DIMENSIONAMENTO DOS DUTOS	44
2.5 CÁLCULO DAS PERDAS DE CARGA	45
2.5.1 Propriedades utilizadas para os cálculos	45
2.5.2 Fator de atrito e perdas de carga no duto	45
2.5.3 Perdas de carga localizada	45
2.5.4 Planilha de cálculo das perdas de cargas no Excel	47

2.6 SELEÇÃO DOS VENTILADORES.....	48
3 RESULTADOS E DISCUSSÕES	49
3.1 SISTEMAS DE EXAUSTÃO.....	49
3.2 SISTEMA DE COMPENSAÇÃO DO AR EXAURIDO	51
3.3 DIMENSIONAMENTO DOS DUTOS	53
3.4 PERDAS DE CARGA TOTAL DOS SISTEMAS	53
3.4.1 Perdas de carga localizadas do sistema de exaustão 1	54
3.4.2 Perdas de carga localizadas do sistema de exaustão 2	56
3.4.3 Perdas de carga localizadas do sistema de exaustão 3	59
3.4.4 Perdas de carga localizadas dos sistemas de insuflamento	61
3.4.5 Planilha de cálculo das perdas de cargas no Excel	62
3.5 – SELEÇÃO DOS VENTILADORES.....	63
3.5.1 – Exaustor 1.....	63
3.5.2 – Exaustor 2.....	63
3.5.3 – Exaustor 3.....	64
3.5.4 – Gabinete de ventilação 1 e 2	64
4 CONCLUSÃO	65
REFERÊNCIAS.....	66
ANEXO A – CÁLCULO DE VAZÃO DAS COIFAS.....	68
ANEXO B – CURVAS DOS VENTILADORES.....	71
ANEXO C – DETALHAMENTO DO PROJETO DE VENTILAÇÃO.....	75

1 INTRODUÇÃO

A qualidade das condições de trabalho em cozinhas pode ser comprometida, visto que existe uma carga de geração de calor relacionado a equipamentos, odores, gases, fumaças e substâncias químicas que afetam o ambiente. Para melhoria das condições de trabalho nestes locais, torna-se necessário a aplicação de sistemas de ventilação que sejam capazes de retirar os vapores dispersos no recinto e os gases provenientes dos processos de cocção dos alimentos, a fim de manter um ambiente salubre, proporcionando conforto térmico para os trabalhadores (LIMA, 2017).

Um projeto de ventilação para cozinha é composto por um sistema de exaustão que irá captar, tratar, conduzir os vapores e gases da cozinha para a atmosfera, e um sistema de insuflamento de ar novo que fará a reposição do ar exaurido, sendo o volume de ar de insuflação no ambiente menor que o volume de ar exaurido afim de manter a cozinha com pressão negativa (AEROVENT, 2017).

A norma NBR 14518 (ABNT, 2000) estabelece os parâmetros gerais para o projeto, instalação, operação e manutenção de sistemas de ventilação de cozinhas profissionais, enfatizando o conforto de operação, salubridade, segurança contra incêndio e controle de poluentes atmosférico.

Levando-se em consideração que a preocupação com o conforto térmico no local de trabalho é um tema de estudo que tem sido abordado atualmente, pois o bem estar do trabalhador no seu posto de trabalho tem influência no bom desempenho do serviço (LIMA, 2017), e além de que esse tipo de sistema de ventilação sendo obrigatório nesses estabelecimentos, com esse projeto vai ser possível tornar o ambiente da cozinha confortável e salubre para os trabalhadores, dessa maneira contribuindo para melhoria das condições de trabalho neste recinto.

O objetivo desse trabalho é dimensionar os sistemas de ventilação geral e local exaustora para uma cozinha profissional afim de retirar deste recinto os vapores e gases decorrentes dos processos de cozimento e frituras dos alimentos, deixando o ambiente da cozinha livre de odores e fumaça, assim como, manter a temperatura interna em níveis desejáveis de conforto. Os objetivos específicos são:

- Alocar os equipamentos de cocção na planta de uma cozinha profissional;

- Colher todos os dados geométricos da cozinha e dos equipamentos selecionados;
- Realizar o memorial de cálculo para poder selecionar os componentes do sistema;
- Dimensionar sistema de compensação de ar exaurido;
- Dimensionar rede de dutos;
- Selecionar coifas, unidades de insuflamento, filtros e outros componentes do sistema;
- Calcular a perda de carga total do sistema;
- Selecionar os ventiladores mais adequados para o sistema;
- Selecionar sistema de proteção contra incêndio;

1.1 REFERENCIAL TEÓRICO

Nesta seção são apresentadas toda a referência de livros e normas que serviram como base para a elaboração deste trabalho. Primeiramente, é discutido sobre sistemas de ventilação em geral, depois especificamente de ventilação para cozinhas profissionais, após isso na subseção de dimensionamento do sistema é apresentado todas as fórmulas necessárias para realizar o projeto.

1.1.1 Sistemas de ventilação

A ventilação é um ramo do conhecimento tecnológico com aplicações em praticamente todas as atividades humanas. Ela se aplica tanto nos processos produtivos industriais como também nos processos de controle ambiental. No que tange ao controle de ambientes ocupados pelo homem, a ventilação se aplica às questões de conforto e de segurança (CLEZAR E NOGUEIRA, 2009).

A ventilação é uma técnica bastante efetiva para o controle da poluição do ar de ambientes de trabalho. A sua adequada utilização promove a diluição ou retirada de substâncias nocivas ou incômodas presentes no ambiente de trabalho, de forma a não ultrapassar os limites estabelecidos na legislação (LISBOA, 2007).

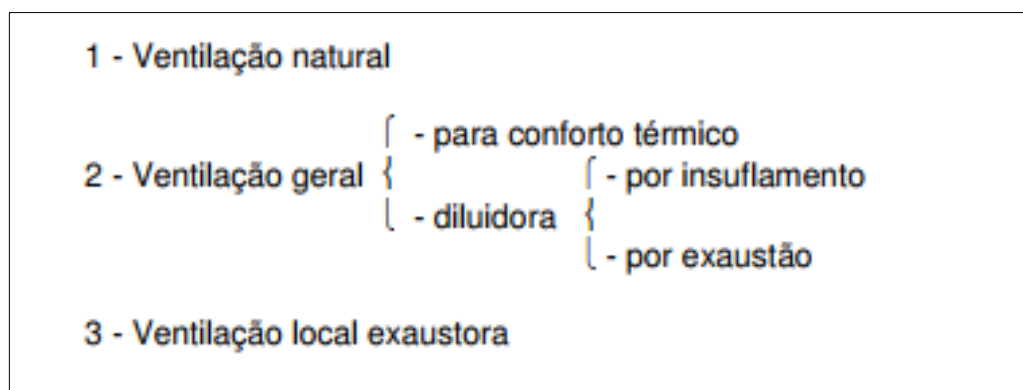
A ventilação industrial não visa apenas a atender a condições favoráveis para aqueles que trabalham no interior das fábricas ou nos seus limites. Objetiva, também, impedir a emissão de poluentes na atmosfera (CLEZAR E NOGUEIRA, 2009).

A ventilação também pode ser utilizada para controlar a concentração de substâncias explosivas e/ou inflamáveis, agindo dessa forma no aspecto de segurança tanto do trabalhador quanto dos materiais e equipamentos. Assim como, o seu uso pode promover ou auxiliar no conforto térmico dos ambientes de trabalho e ambientes em geral (LISBOA, 2007).

A emissão de gases, vapores, pó e calor são provenientes de alguns processos de produção os quais alteram a composição do ar, que podem ser perigosos à saúde das pessoas expostas, comprometendo a eficiência do trabalhador. Para o controle da poluição do ar em ambientes residenciais, de trabalho ou de lazer utiliza-se a ventilação, que é um mecanismo que promove a diluição ou retirada de substâncias poluentes visando à adequação aos limites de tolerância e níveis aceitáveis ou recomendados (CHAVES, 2012).

De um modo geral, os sistemas de ventilação se classificam como: ventilação natural, ventilação geral, a qual pode ser para conforto térmico e a outra forma é aplicada para diminuir a concentração de algum poluente através da diluição do mesmo, a qual é conhecida como ventilação geral diluidora (VGD), e ventilação local exaustora (VLE) que retira as substâncias emitidas diretamente do local de geração, conduzindo-os para a atmosfera externa (LISBOA, 2007). A Figura 1 mostra os tipos de sistemas mencionados.

Figura 1 - Tipos de sistemas de ventilação

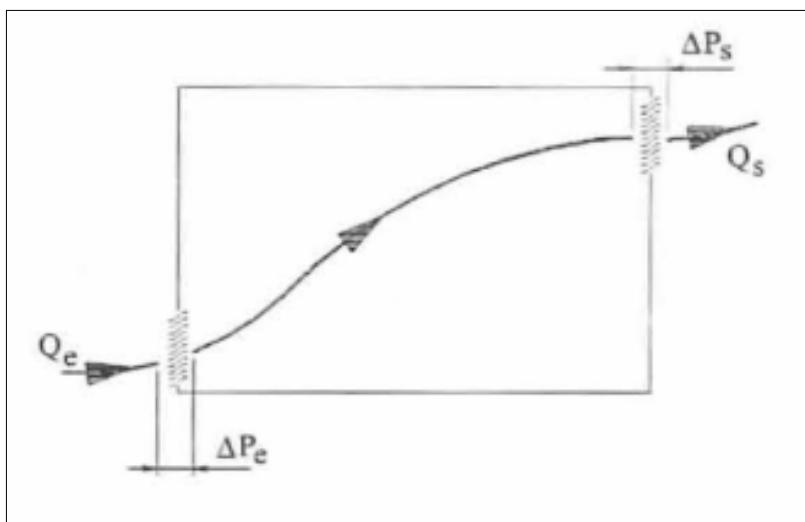


Fonte: Oliveira (2013).

1.1.1.1 Ventilação Natural

De acordo com Clezar e Nogueira (2009), os diferenciais de pressão disponíveis para movimentação do ar na ventilação natural são decorrentes do vento e das diferenças de temperatura entre o ar exterior e o ar interior. As principais aplicações são em edifícios industriais, edifícios públicos, habitações e garagens. Na Figura 2 é mostrado os diferenciais de pressão causados por esse tipo de ventilação.

Figura 2 – Diferenciais de pressão causados pela ação do vento e da temperatura

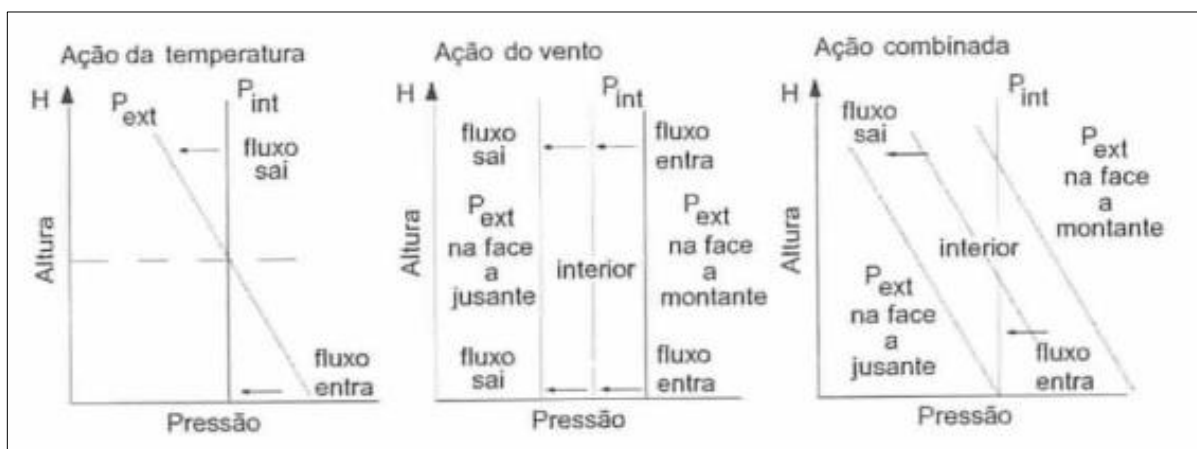


Fonte: Clezar e Nogueira (2009).

A ventilação natural pode variar com as variações climáticas, ser intensificada pelas ações dos ventos quando se tem um ambiente com aberturas de portas e janelas alocadas em paredes opostas e nas direções dos ventos (COSTA, 2005).

Segundo Clezar e Nogueira (2009), no projeto de um sistema de ventilação natural, o arranjo, a localização e o controle das aberturas devem ser tais que os dois diferenciais de pressão atuem cooperativamente. A Figura 3 apresenta esta situação.

Figura 3 – Distribuição de pressões internas e externas ao longo da altura de um edifício



Fonte: Clezar e Nogueira (2009).

Quando não puder ser adotado o sistema de ventilação natural, seja pelas características das atividades, presença de poluentes, exigência que o ambiente seja fechado, seja por imposição arquitetônica, tem-se que aplicar a ventilação mecânica (Macintyre, 1990).

1.1.1.2 Ventilação Geral Diluidora

A ventilação geral diluidora (VGD) promove uma redução na concentração dos contaminantes, insuflando ou exaurindo ar, misturando os poluentes com o ar limpo, diluindo antes de serem retirados do ambiente. A ventilação geral diluidora não impede a emissão dos poluentes no ambiente de trabalho, podendo ser aplicada somente nas condições onde o poluente não deve estar em concentrações que exceda a capacidade de diluição adequada (MESQUITA, 1977).

Segundo Oliveira (2013), os objetivos de um sistema de ventilação geral diluidora podem ser:

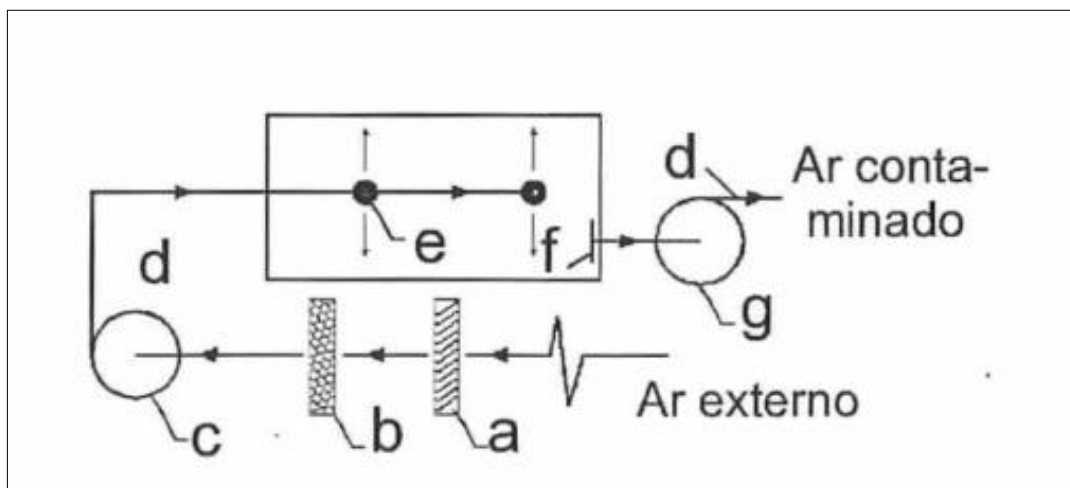
- Proteção da saúde do trabalhador, reduzindo a concentração de poluentes nocivos abaixo de um certo limite de tolerância.
- Segurança do trabalhador, reduzindo a concentração de poluentes explosivos ou inflamáveis abaixo dos limites de explosividade e inflamabilidade.

- Conforto e eficiência do trabalhador, pela manutenção da temperatura e umidade do ar ambiente.

Na Figura 4 é mostrado, esquematicamente, os componentes de uma instalação de ventilação geral diluidora, a qual pode ser considerada a mais completa. Tal instalação seria constituída pelos seguintes componentes (CLEZAR E NOGUEIRA, 2009):

- a – tomada de ar externo;
- b – filtro;
- c – ventilador de insuflamento;
- d – dutos;
- e – bocas de insuflamento;
- f – bocas de exaustão;
- g – ventilador de exaustão;

Figura 4 – Componentes de uma instalação de ventilação geral diluidora

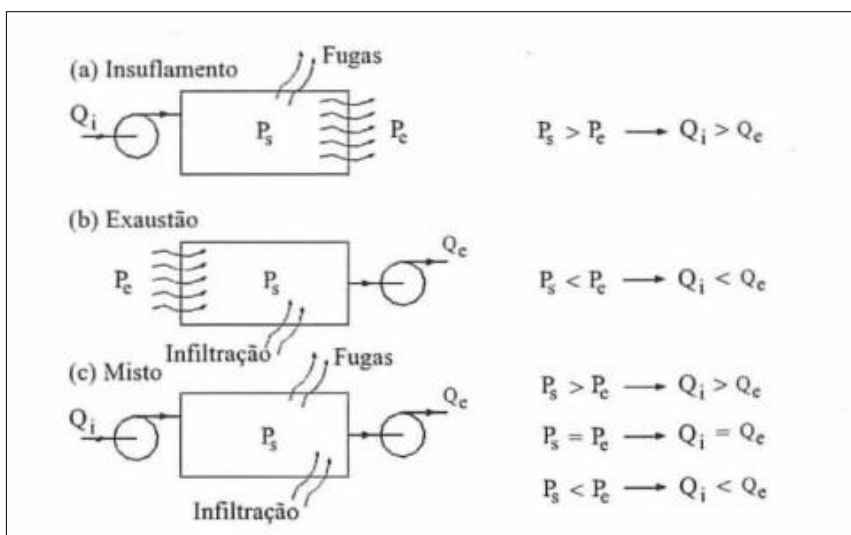


Fonte: Clezar e Nogueira (2009).

A VGD, além de não interferir com as operações e processos industriais, é mais vantajosa que a ventilação local exaustora (VLE) nos locais de trabalho sujeitos a modificações constantes e quando as fontes geradoras de poluentes se encontrarem distribuídas no local de trabalho. Seu custo de instalação é relativamente baixo quando comparado com o da VLE, e, é conveniente quando há interesse na movimentação de grandes volumes de ar (OLIVEIRA, 2013).

Segundo Clezar e Nogueira (2009), a ventilação geral diluidora por meios mecânicos pode ser feita por insuflamento, por exaustão, ou ainda por um sistema misto, de acordo com a Figura 5.

Figura 5 – Tipos de ventilação geral diluidora



Fonte: Clezar e Nogueira (2009).

Para elaborar um projeto de VGD deve-se incorporar conhecimento sobre as propriedades físicas do contaminante, taxa de geração do poluente, diretrizes de risco para a saúde (por exemplo, valor limite de tolerância), pontos de emissão, áreas de trabalho, pontos de exaustão, ventilação natural e mecânica existente (BURGESS, ELLENBECKER e TREITMAN, 2004).

1.1.1.3 Ventilação Local Exaustora

De acordo com Macintyre (1990), existem contaminantes que, por sua alta toxicidade ou pela elevada concentração e quantidade produzida, não podem ser dispersados e diluídos na atmosfera ambiente por um sistema de ventilação geral. A solução para evitar que os contaminantes se espalhem no ar consiste obviamente em captá-los junto à fonte que os produz, de modo a que não se espalhem pelo recinto e não venham sequer a afetar o operador do equipamento onde são formados.

Para Oliveira (2013), a ventilação local exaustora tem como objetivo principal captar os poluentes de uma fonte (gases, vapores ou poeiras tóxicas) antes que os mesmos se dispersem no ar do ambiente de trabalho, ou seja, antes que atinjam a

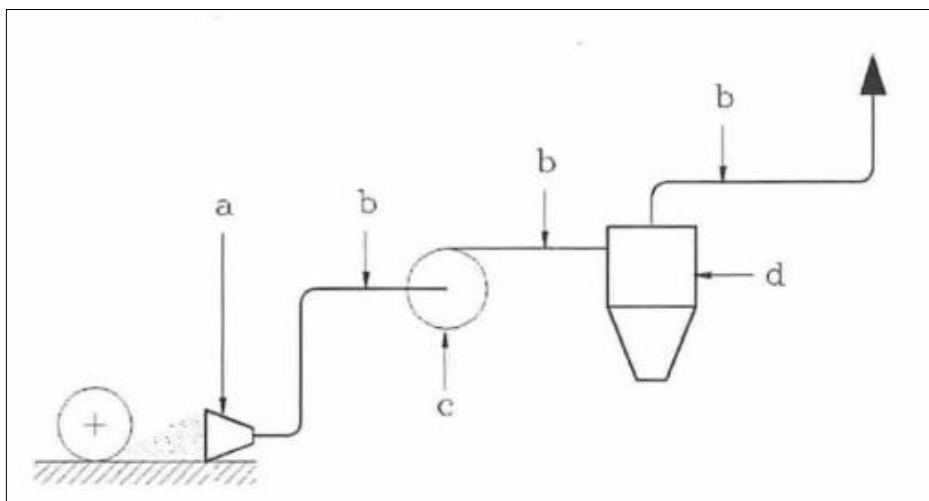
zona de respiração do trabalhador. A ventilação de operações, processos e equipamentos, dos quais liberam contaminantes para o ambiente, é uma importante medida de controle de riscos.

De forma indireta, a ventilação local exaustora também influi no bem-estar, na eficiência e na segurança do trabalhador, por exemplo, retirando do ambiente uma parcela do calor liberado por fontes quentes que eventualmente existam. No que se refere ao controle da poluição do ar, tem papel importante na eliminação dos contaminantes emitidos por uma fonte que possam ser tratados em um equipamento de controle de poluentes (OLIVEIRA, 2013).

A ventilação local exaustora é um dos recursos mais eficazes para o controle de ambientes de trabalho, principalmente quando aplicada em conjunto com outras medidas com vistas à redução, ou mesmo a eliminação, da exposição de trabalhadores a contaminantes químicos presentes ou liberados na forma de névoas, gases, vapores e poeiras (SOBRINHO, 1996).

A Figura 6 apresenta os principais componentes de uma instalação de ventilação local exaustora.

Figura 6 – Componentes de uma instalação VLE



Fonte: Clezar e Nogueira (2009).

Onde: a) Captor; b) Dutos; c) Ventilador; d) Coletor.

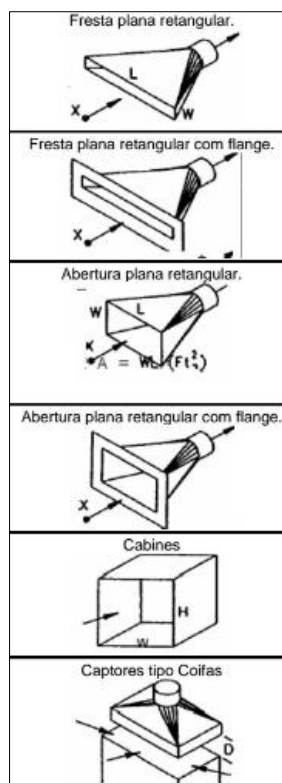
1.1.1.3.1 Captores

Segundo Macintyre (1990), o captor é uma peça ou dispositivo no qual, pela diferença de pressões entre o ar ambiente e o existente no captor, estabelece-se uma corrente para o interior do mesmo. A corrente de ar prossegue pelos dutos até o ventilador. Portanto, para que haja velocidade de escoamento, é necessário que no interior do captor exista uma pressão negativa.

Para Oliveira (2013), em casos especiais, formas de captores devem ser desenhadas. Usualmente o tipo de processo ou operação determinam as dimensões do captor e sua forma. Segundo Costa(2005), os principais captores são:

- Capelas: são armários montados sobre mesa de laboratório;
- Coifas: são captores adotados para arrastar gases quentes ou vapores produzidos por fogões, tanques, fornos, forjas e etc.;
- Fendas: são captores para gases ou vapores emitidos por tanques;
- Captores de esmeris (Enclausuramento): são os captores que envolvem os rotores dessas máquinas;
- Campânulas: caixa que envolve os equipamentos mantendo apenas a abertura de captação.

A seleção do tipo de captor ideal para uma determinada fonte de poluidora dependerá do tipo de fonte, toxicidade do poluente emitido, restrições de espaço e condições operacionais. Deve-se selecionar o captor que não ocasione problemas para a operação da fonte e para a movimentação de pessoas, materiais e equipamentos na área, que apresente a menor perda de carga e que necessite menor vazão de captação, sendo os dois últimos fatores importantes sob o ponto de vista de custo do sistema e custo operacional (ASSUNÇÃO, 1989). Na Figura 7 são mostrados alguns exemplos de captores.

Figura 7 – Exemplos de Captores

Fonte: Oliveira (2013).

1.1.1.3.2 Dutos

Segundo Macintyre (1990), em certos casos não é possível ou mesmo conveniente insuflar ou remover o ar de um recinto colocando ventiladores axiais nas paredes, havendo necessidade de recorrer a dutos com bocas de insuflamento ou de exaustão, dependendo do caso. Esses dutos conduzem o ar graças à energia que é gerada por um ventilador que, em geral, se localiza em local separado e até a razoável distância do recinto a ventilar.

Para Oliveira (2013), uma linha de dutos deverá ser instalada de acordo com o layout geral do recinto, interligando captadores ao sistema de coleta. Esta linha deverá ser do menor comprimento possível, a fim de minimizar a perda de carga, dessa forma, diminuindo os gastos de energia.

A rede de dutos de exaustão de cozinhas profissionais deve ser dimensionada minimizando o seu desenvolvimento em direção ao local de descarga, reduzindo o seu percurso no interior da edificação. Além disso, devem ser mantidos afastamentos

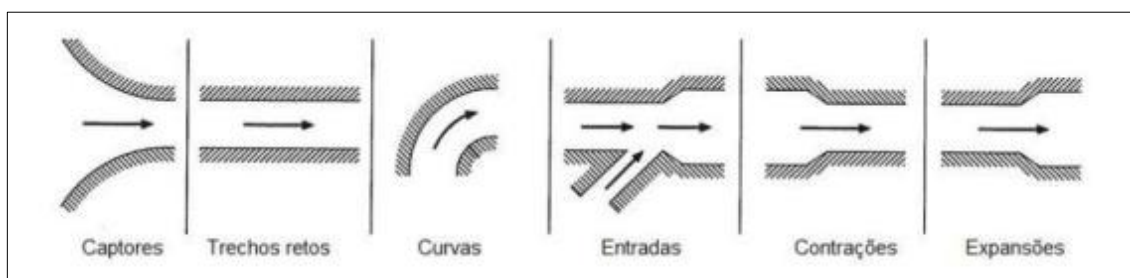
mínimos de outras instalações, de forma a possibilitar acesso para adequada manutenção e limpeza dos dutos (ABNT, 2000).

De acordo com Lisboa (2007), a velocidade no duto tem influência na perda de carga do sistema, ou seja, na energia requerida para o fluido percorrer o sistema de dutos. Quanto maior a velocidade maior será a perda de carga e maior a potência exigida do ventilador. Dessa forma, é conveniente, do ponto de vista econômico, que a velocidade fique próxima e acima da velocidade mínima de transporte requerida para uma aplicação específica.

Segundo a NBR 14518 (ABNT, 2000), os dutos devem ser providos de carretéis e de portas de inspeção com espaçamentos e dimensões que permitam a inspeção e uma completa limpeza interna do duto. Para Lisboa (2007), portas de inspeção são necessárias nas tubulações em intervalos de pelo menos 3 metros e junto às singularidades de maior probabilidade de deposição de partículas.

Para o dimensionamento de dutos e captores, bem como das singularidades ao longo deles, deve-se levar em consideração as vazões requeridas para cada captor, velocidade de transporte recomendada para o trecho principal dos dutos e as devidas perdas de carga, a fim de selecionar o ventilador adequado, bem como a área de seção transversal dos dutos (OLIVEIRA, 2013). A Figura 8 ilustra exemplos de perdas de cargas de uma rede de dutos.

Figura 8 – Perdas de cargas de uma rede de dutos



Fonte: Oliveira (2013).

1.1.1.3.3 Ventiladores

Segundo Oliveira (2013), os ventiladores são os responsáveis pelo fornecimento de energia ao ar, com a finalidade de movimentá-lo, quer seja em ambientes quer seja em sistema de dutos. A função básica de um ventilador é, pois, mover uma dada quantidade de ar por um sistema de ventilação a ele conectado. Assim, o ventilador deve gerar uma pressão estática suficiente para vencer as perdas de carga do sistema e uma pressão cinética para manter o ar em movimento.

Existem vários critérios segundo os quais se podem classificar os ventiladores, os mais usuais são (MACINTYRE, 1990):

a) Segundo o nível energético de pressão que estabelecem:

- baixa pressão: até uma pressão efetiva de 200 mmca;
- média pressão: para pressões de 200 a 800 mmca;
- alta pressão: para pressões de 800 a 2500 mmca;
- muito alta pressão: para pressões de 2500 a 10000 mmca.

b) Segundo a modalidade construtiva:

- centrífugos
- hélico-centrífugos
- axiais

c) Segundo o formato das pás:

- pás radiais retas;
- pás inclinadas para trás;
- pás inclinadas para frente;
- pás curvas de saída radial.

d) Segundo o número de entradas de aspiração no rotor:

- entrada unilateral ou simples aspiração;
- entrada bilateral ou dupla aspiração;

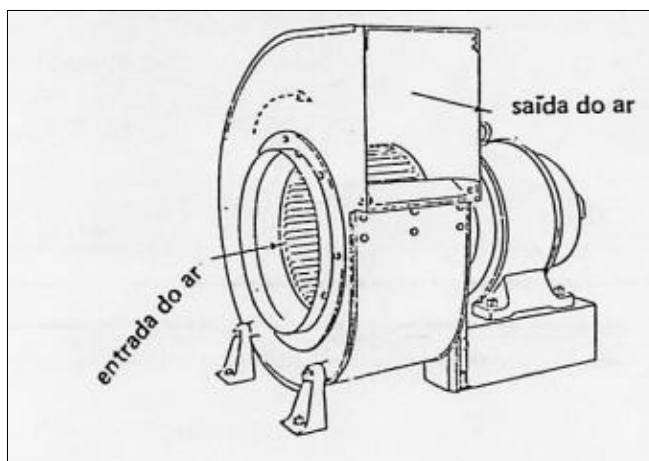
e) Segundo a quantidade de rotores:

- de simples estágio, com um rotor apenas;
- de duplo estágio, com dois rotores montados no mesmo eixo.

Para Clezar e Nogueira (2009), dentro de uma classificação mais completa, há praticamente dois tipos de ventiladores: Os centrífugos e os axiais. Nos ventiladores centrífugos o escoamento é substancialmente radial, enquanto nos ventiladores axiais o fluxo de ar é praticamente paralelo ao eixo.

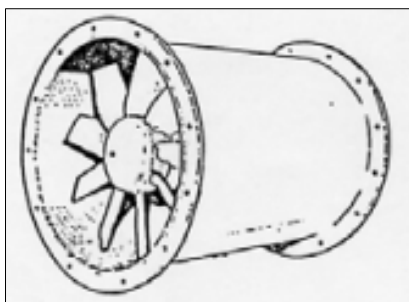
Os centrífugos (Figura 9) são destinados a movimentação de ar numa ampla faixa de vazões e pressões; enquanto os axiais (Figura 10) se restringem a aplicações de baixa e média pressão. Em ventilação local exaustora os ventiladores mais utilizados são os centrífugos, sendo os principais, segundo as características de rotor, o de pás radiais; de pás para trás e de pás curvadas para frente (LISBOA, 2007).

Figura 9 – Ventilador do tipo centrífugo



Fonte: Lisboa (2007).

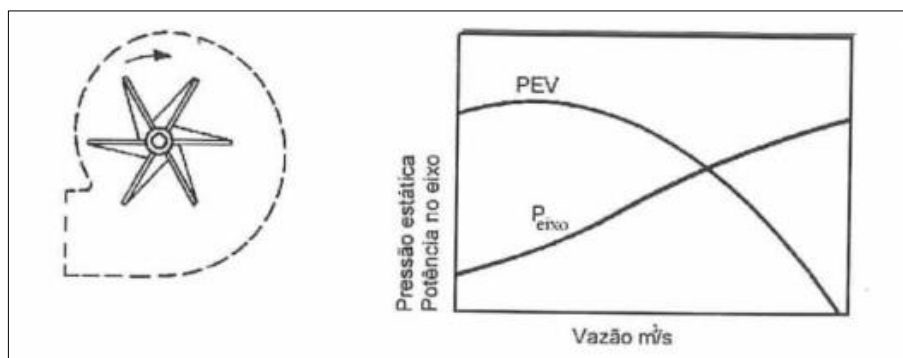
Figura 10 – Ventilador do tipo axial



Fonte: Lisboa (2007).

A Figura 11 esquematiza o ventilador centrífugo de pás radiais. É um ventilador robusto e indicado para movimentação de ar com grande carga de particulado, no entanto, apresenta uma baixa eficiência (CLEZAR E NOGUEIRA, 2009).

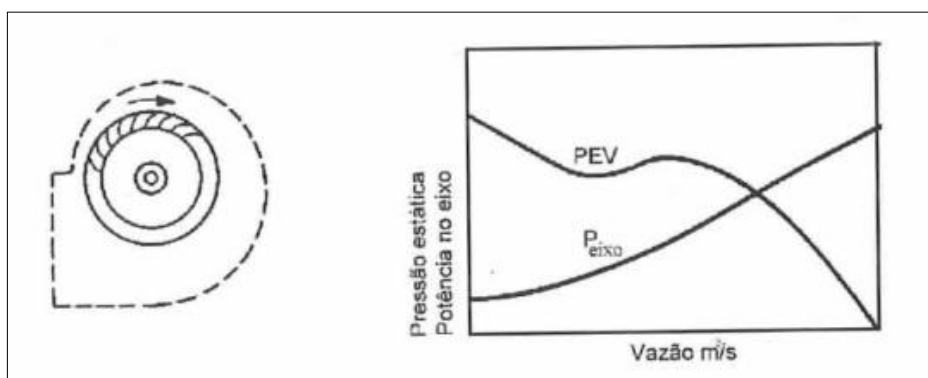
Figura 11 – Ventilador centrífugo de pás radiais



Fonte: Clezar e Nogueira (2009).

Na Figura 12 é apresentado de modo esquemático o ventilador centrífugo de pás inclinadas para frente. Apresenta a vantagem de ocupar pouco espaço, e sua aplicação se restringe a ambientes isento de particulados. (CLEZAR E NOGUEIRA, 2009).

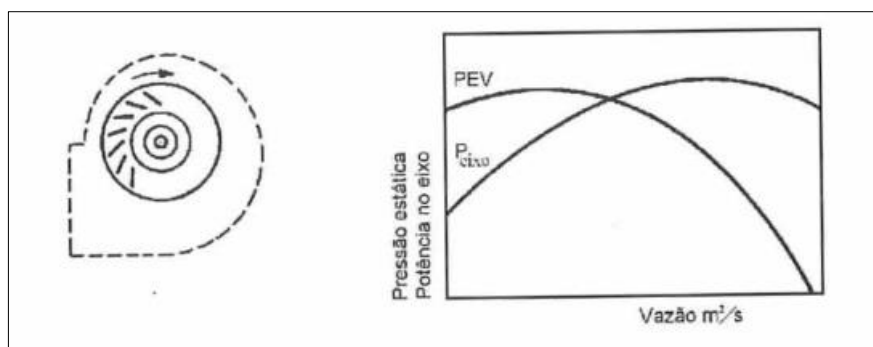
Figura 12 – Ventilador centrífugo de pás inclinadas para frente



Fonte: Clezar e Nogueira (2009).

Na Figura 13 é ilustrado um ventilador centrífugo de pás inclinadas para trás. Este ventilador, além de trabalhar com rotações maiores que outros tipos de ventiladores, apresenta eficiência mais elevada e uma autolimitação de potência decorrente da forma de sua curva característica (CLEZAR E NOGUEIRA, 2009).

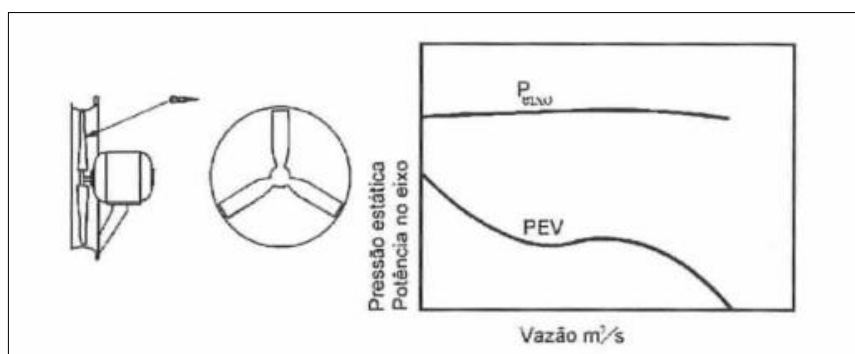
Figura 13 – Ventilador centrífugo de pás inclinadas para trás



Fonte: Clezar e Nogueira (2009).

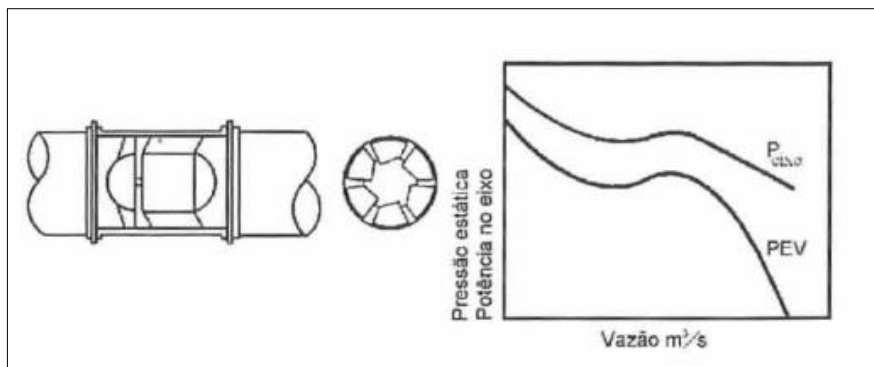
Na Figura 14 é mostrado de maneira esquemática um ventilador axial propulsor, o qual é indicado para movimentar grandes vazões de ar com pequenos diferenciais de pressão. É bastante utilizado na ventilação geral diluidora (CLEZAR E NOGUEIRA, 2009).

Figura 14 – Ventilador axial propulsor



Fonte: Clezar e Nogueira (2009).

A Figura 15 mostra um ventilador tubo axial, o qual trabalha com diferenciais de pressão maiores do que o axial propulsor, apresentando ainda um maior rendimento. De modo geral, os ventiladores axiais são menos eficientes e mais ruidosos do que os ventiladores centrífugos (CLEZAR E NOGUEIRA, 2009).

Figura 15 – Ventilador tubo axial

Fonte: Clezar e Nogueira (2009).

Para o sistema de exaustão de uma cozinha, segundo a NBR 14518 (ABNT, 2000), o ventilador, do tipo centrífugo deve ser de simples aspiração, e o rotor de pás inclinadas para trás ou radiais, podendo ser de acionamento direto. Já para ventiladores com fluxo axial devem ser de acionamento indireto, com o motor e toda a instalação elétrica fora do fluxo de ar de exaustão.

Segundo Lisboa (2007), cada tipo de ventilador apresenta suas características próprias de variação de pressão, potência e eficiência em função da variação da vazão que são apresentadas através de curvas características, as quais são importantes para estabelecer a região de melhor eficiência de trabalho bem como para se saber o comportamento do ventilador quando um parâmetro é alterado.

1.1.2 Ventilação de cozinhas profissionais

O sistema de ventilação para cozinhas profissionais tem como objetivo promover a remoção e tratamento dos vapores e gases decorrentes do processo de cocção dos alimentos, mantendo o ambiente da cozinha livre de fumaça e odores. Como também proporcionar uma renovação de ar constante mantendo a temperatura interna dentro dos limites de conforto térmico desejáveis, para um melhor desempenho dos funcionários, de acordo com a norma ABNT NBR 14518 (2000), que regulamenta a instalação de sistemas de ventilação para cozinhas profissionais (AEROVENT, 2017).

É preferível a ventilação mecânica em cozinhas industriais, pois assim torna-se mais confiável o controle dos poluentes, evitando a entrada de ar não filtrado

provenientes de correntes de ar de áreas sujas. A ventilação adotada pode ser geral e localizada, onde a distribuição do ar deve garantir a ventilação da zona ocupada (BAPTISTA, 2011).

É importante destacar que o volume de ar de insuflação no ambiente deve ser menor que o volume de ar exaurido, mantendo a cozinha com pressão negativa e forçando o ar a entrar de fora para dentro do recinto, evitando assim que ocorra dispersão dos odores da cozinha para as áreas adjacentes a mesma (AEROVENT,2017).

Para Monteiro (2009), uma ineficaz ventilação da cozinha profissional deposita uma película resultante da mistura de vapor e gordura nas paredes, teto e outras superfícies, criando um ambiente ideal para o desenvolvimento e multiplicação das bactérias.

1.1.2.1 Norma NBR 14518 (ABNT, 2000)

Esta Norma estabelece os princípios gerais para projeto, instalação, operação e manutenção de sistemas de ventilação para cozinhas profissionais, com ênfase na segurança contra incêndio e no controle ambiental. A mesma é aplicada também a reformas e ampliações de cozinhas profissionais existentes (ABNT, 2000).

Nas cozinhas profissionais, os equipamentos, tais como fogões, fritadeiras, chapas, fornos e outros, são fontes de emissão de calor, vapores com ou sem gordura e/ou materiais particulados, que devem ser aspirados localmente, de forma contínua, enquanto continuar a sua geração. Para atender às necessidades de remoção das emissões e à consequente renovação de ar destes ambientes, deve haver um sistema de ventilação composto por: captadores, rede de dutos e acessórios, ventiladores, dispositivos e equipamentos para tratamento do ar exaurido, elementos de prevenção e proteção contra incêndio, como também compensação do ar exaurido (ABNT,2000).

A combinação de partículas de gorduras e condensados de óleos inflamáveis conduzidos pelo sistema de exaustão de cozinhas, associada ao potencial de ignição dos equipamentos de cocção, resultam em um risco maior de incêndios do que os normalmente encontrados em outros sistemas de ventilação. Logo, deve-se prever

questões construtivas e adotar-se medidas preventivas e de proteção, para assegurar confiabilidade ao sistema e segurança à comunidade e às edificações (ABNT, 2000).

1.1.2.2 Exaustão em Cozinhas Profissionais

Os sistemas de exaustão de cozinhas profissionais produzem efluentes e a sua retirada completa depende da corrente de ar de captação e da velocidade que vai ser criada, de modo a removê-los por completo. Embora dependendo da potência e forma geométrica dos equipamentos instalados, durante os processos de cocção, é liberado calor para o meio ambiente, essencialmente, segundo duas componentes de transmissão (MONTEIRO, 2009):

- ✓ Componente Convectiva (aproximadamente 65%)
- ✓ Componente Radiativa (aproximadamente 35%)

1.1.2.2.1 Teoria da Pluma Térmica

O calor liberado por convecção origina uma pluma térmica, ou seja, um escoamento ascendente dos gases quentes, vertical, se não houver correntes cruzadas que afetem a pluma. A forma e as dimensões da pluma térmica dependem da geometria dos equipamentos de cocção, da potência instalada e da velocidade de aspiração do captor. Dessa maneira, a vazão de exaustão deve exceder a insuflação, para que a pluma resista às correntes cruzadas e seja regularmente extraída do local (MONTEIRO, 2009).

1.1.3 Dimensionamento do sistema

Nesta seção são apresentadas as equações e recomendações para cada passo do dimensionamento do sistema.

1.1.3.1 Dimensionamento dos Captadores

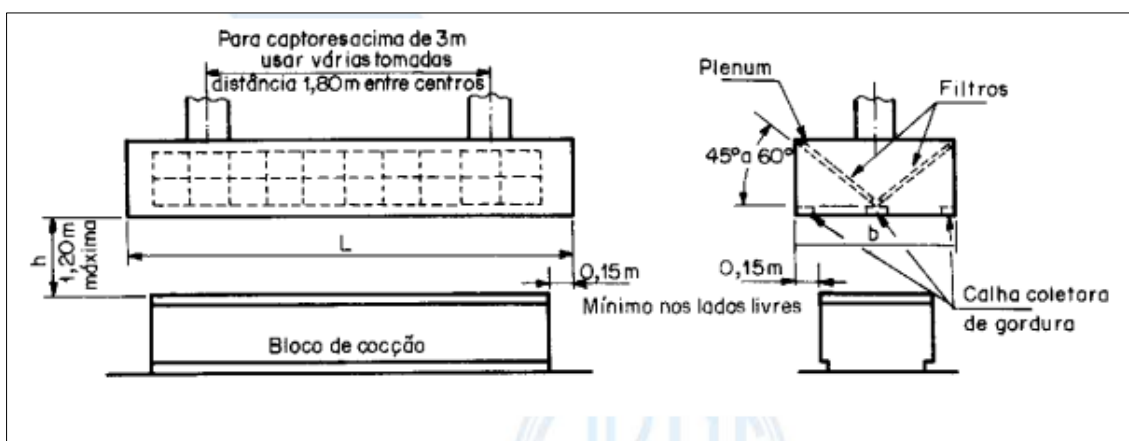
O primeiro passo do dimensionamento são os captadores, onde o tipo é escolhido de acordo com a disposição dos equipamentos na cozinha. A norma NBR 14518 (ABNT, 2000) fundamenta-se em estabelecer os padrões mínimos de velocidade de face pela área aberta do captor, de maneira a garantir a captação adequada dos poluentes, e apresenta as equações para o dimensionamento dos diversos tipos de captadores (CHAVES, 2012).

O Captor (Coifa) é instalado acima dos equipamentos de cocção abrangendo toda sua área. Atualmente as mais utilizadas são (AEROVENT, 2017):

- Coifa central ou de Ilha utilizada em áreas de cocção central.
- Coifa de parede utilizada em áreas de cocção encostadas em paredes.
- Coifa *wash-pull* que possui sistema de lavagem dos gases incorporado a ela.
- Coifa *push-pull* que possui sistema de insuflamento de ar incorporado a ela formando uma cortina de ar em suas extremidades.

Nas Figuras 16 e 17, respectivamente, são apresentadas as coifas do tipo ilha e a de lados fechados, como também as equações que devem ser usadas para o cálculo da vazão de cada uma.

Figura 16 – Coifa central ou ilha



Fonte: ABNT (2000).

Para o cálculo, proceder conforme as equações a seguir, devendo prevalecer o maior valor entre qv_1 e qv_2 (ABNT, 2000):

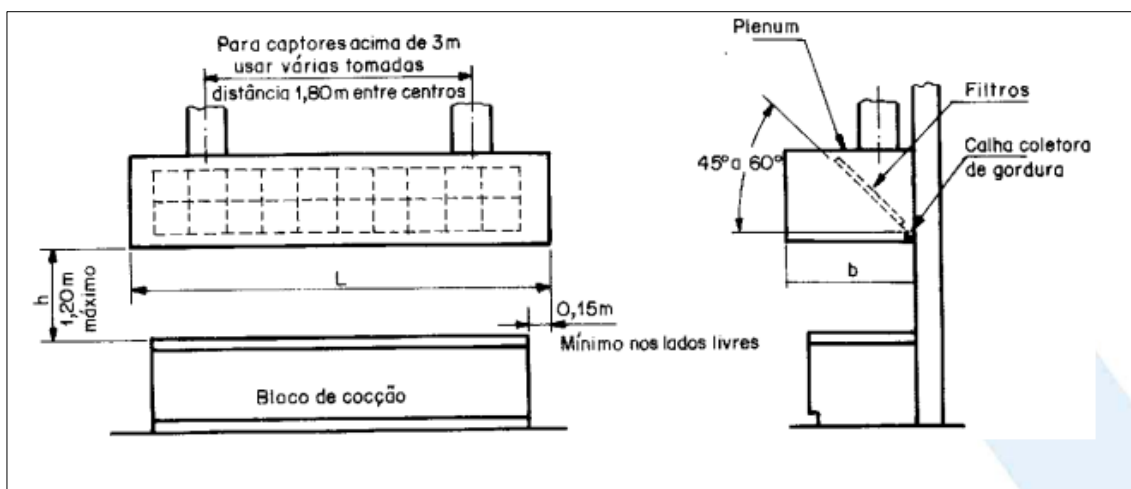
$$qv_1 = v_1 \times A_1 ; \quad (1)$$

$$A_1 = L \times b, \quad v_1 = 0,64 \text{ m/s}$$

$$qv_2 = v_2 \times A_2 ; \quad (2)$$

$$A_2 = 2 (L + b) \times h, \quad v_2 = 0,25 \text{ m/s}$$

Figura 17 – Coifa com lados fechados



Fonte: ABNT (2000).

Para o cálculo, proceder conforme as equações a seguir, devendo prevalecer o maior valor entre qv_1 e qv_2 (ABNT, 2000):

$$qv_1 = v_1 \times A_1 ; \quad (3)$$

$$qv_2 = v_2 \times A_2 ; \quad (4)$$

$$A_1 = L \times b ; \quad A_2 = P \times h ; \quad P = 2b + L, \text{ para um lado longitudinal fechado}$$

$$P = b + L, \text{ para um lado longitudinal e um lateral fechado}$$

$$P = L, \text{ para três lados fechados}$$

$$v_1 = 0,40 \text{ m/s} ; \quad v_2 = 0,25 \text{ m/s}$$

Onde:

qv é a vazão de ar, em metros cúbicos por segundo (m^3/s);

A é a área, em metros quadrados (m^2);

v é a velocidade de face, em metros por segundo (m/s);

L é o comprimento, em metros (m);

b é a largura, em metros (m);

h é a altura, em metros (m);

P é o perímetro aberto, em metros (m).

O somatório da totalidade das vazões dos captores deve assegurar no mínimo 60 renovações horárias do volume da área operacional de cocção da cozinha (ABNT, 2000).

1.1.3.2 Sistema de compensação do ar exaurido

Segundo a norma NBR 14518 (ABNT, 2000), o suprimento de ar na cozinha pode ser feito de modo natural, ou forçado por meios mecânicos ou ainda misturando estas duas formas de suprimento. Além disso, a pressão no interior da cozinha deve ser mantida negativa em relação aos ambientes adjacentes, de modo a evitar a propagação de odores para estes.

Para Monteiro (2009), a insuflação de ar de compensação nas proximidades dos captores interfere com a capacidade de capturar e conter a pluma térmica. Estudos recentes provaram que 80% da vazão de exaustão deverá ser a vazão de ar novo a ser introduzido na cozinha, para se obter a eficiência máxima de funcionamento do captor.

1.1.3.3 Dimensionamento dos Dutos

Segundo Macintyre (1990), o sistema de dutos de ventilação vem a ser uma disposição de tubulações de baixa pressão, onde, portanto, a compressibilidade pode ser desprezada. O dimensionamento, qualquer que seja o método adotado, é baseado na Equação da Continuidade e no Princípio de Conservação da Energia para Fluidos em Escoamento, traduzida pela equação de Bernoulli.

$$Q = A \times V \quad (5)$$

Sendo, Q a vazão (m³/s);

A a área transversal da seção de escoamento (m²);

V a velocidade média de escoamento do ar (m/s).

Nos sistemas de ventilação são utilizados dutos de geometria retangular e circular, no entanto os dutos circulares são os mais empregados quando comparados com os retangulares, pois são capazes de suportar maior variação de pressão e por serem mais leves, possuem menor área e retém menos resíduos (OLIVEIRA, 2016).

Os dutos devem ser fabricados com chapa de aço-carbono com no mínimo 1,37 mm de espessura (número 16 MSG) ou aço inoxidável com no mínimo 1,09 mm de espessura (número 18 MSG) (ABNT, 2000).

1.1.3.3.1 Velocidades do ar

Segundo Monteiro (2009), no dimensionamento de dutos para cozinhas profissionais, são recomendadas as velocidades de escoamento de ar indicadas na Tabela 1.

Tabela 1: Velocidades de escoamento do ar – VCP

Local	Insuflação	Exaustão
Rede principal	6,0 – 8,0 m/s	6,0 – 9,0 m/s
Ramais	4,0 – 6,0 m/s	5,0 – 7,0 m/s
Ligações e golas	3,0 – 5,0 m/s	5,0 – 7,0 m/s

Fonte: Ventilação na Restauração e Hotelaria, Victor Monteiro (2009).

A velocidade mínima nos dutos de exaustão deve ser de 7,5 m/s. A velocidade máxima deve ser estabelecida, considerando-se parâmetros de níveis de ruído, limitações de espaço e conservação de energia (ABNT, 2000).

1.1.3.3.2 Diâmetro Equivalente

Para dutos retangulares é calculado mantendo-se o mesmo comprimento, resistência e fluxo de massa, o diâmetro equivalente é calculado por (PEREZ, 2014):

$$Deq = 1,3 \frac{(ab)^{0,625}}{(a+b)^{0,25}} \quad (6)$$

Sendo, a e b as dimensões do duto retangular em metros (m).

1.1.3.3.3 Condições de dimensionamento dos dutos

Para o cálculo e dimensionamento prévio das seções retangulares ou circulares dos dutos, deve ser utilizado um método iterativo que fixa a perda de carga e limita a velocidade, de forma a não exceder os valores máximos recomendáveis

para a ventilação de cozinhas profissionais (MONTEIRO, 2009). Esses valores são mostrados na Tabela 2.

Tabela 2: Condições de Dimensionamento das Conduitas – VCP

Parâmetros	Valor	Unidades
Exaustão:		
Perda de carga linear	1,5	Pa/m
Velocidade máxima nas conduitas	9,0	m/s
Velocidade máxima de aspiração	0,5	m/s
Temperatura média do ar/gases/vapor	67	° C
Umidade relativa média do ar	50 a 65	%
Viscosidade cinemática do ar	$1,96 \times 10^{-5}$	m ² /s
Densidade do ar	1,043	Kg/m ³
Rugosidade das conduitas	0,150	mm
Insuflação:		
Perda de carga linear	1,0	Pa/m
Velocidade máxima nas conduitas	8,0	m/s
Velocidade de saída nas unidades terminais	0,750	m/s
Rugosidade das conduitas	0,150	mm

Fonte: Ventilação na Restauração e Hotelaria, Victor Monteiro (2009).

1.1.3.4 Cálculo das perdas de carga

Segundo Monteiro (2009), para que exista movimento do ar num duto, é necessário que o fluxo do mesmo possa vencer as forças contrárias que se opõem ao seu movimento. Estas forças podem ser de dois tipos:

1. O atrito com as paredes do duto (resistências lineares);
2. Singularidades (mudanças de direção, mudanças de seção, estrangulamentos, curvas, registros, etc.), ou seja, as resistências localizadas.

Essas forças chamam-se perdas de carga. Além da vazão, a perda de carga é o segundo parâmetro, considerado indispensável, para a correta seleção do ventilador.

1.1.3.4.1 Fator de atrito e perdas de carga no duto

Quando um fluido escoar de um ponto para outro no interior de um tubo, haverá sempre uma perda de energia, esta perda de energia é devida ao atrito do fluido com a superfície interna da parede do tubo e turbulências no escoamento do fluido. Portanto, quanto maior for a rugosidade da parede da tubulação ou mais viscoso for o fluido, maior será a perda de energia (CAMARGO, 2001).

O tipo de escoamento, seja laminar ou turbulento, e o coeficiente de atrito podem ser determinados pelo diagrama de *Moody* em função do número de Reynolds e a rugosidade relativa da parede do duto, através das equações 7 e 8 abaixo (GELESKI, 2015):

$$Re = \frac{V.D}{\nu} \quad (7)$$

Onde, Re é o número de Reynolds;

V é a velocidade (m/s);

D é o diâmetro do duto (m);

ν é a viscosidade cinemática (m²/s).

$$\frac{\varepsilon}{D} \quad (8)$$

Sendo, ε a rugosidade dos dutos;

D o diâmetro do duto.

Segundo Clezar e Nogueira (2009), no escoamento turbulento o coeficiente de atrito tem determinação experimental e depende do número de Reynolds e da rugosidade relativa da superfície interna das paredes dos dutos. Através da equação 9 pode ser encontrado o coeficiente de fator de atrito. Para o número de Reynolds menor do que 2.300, o escoamento será laminar, se for maior do que 4.000, o escoamento será turbulento.

$$f = a + b \times \text{Re}^{-c} \quad (9)$$

Onde:

$$a = 0,53 \times \left(\frac{\varepsilon}{D}\right) + 0,094 \times \left(\frac{\varepsilon}{D}\right)^{0,225};$$

$$b = 88 \times \left(\frac{\varepsilon}{D}\right)^{0,44};$$

$$c = 1,62 \times \left(\frac{\varepsilon}{D}\right)^{0,134};$$

ε = rugosidade das paredes do duto (m).

A queda de pressão associada com a perda de energia devido ao atrito é calculada com o auxílio da equação de *Darcy-Weisbach*, a qual é aplicada tanto para os escoamentos laminares como também para os escoamentos turbulentos (CLEZAR E NOGUEIRA, 2009):

$$\Delta P = f \frac{L}{D} \frac{V^2}{2} \rho \quad (10)$$

Onde:

ΔP = Perda de carga (queda de pressão total) (Pa);

f = Coeficiente de fator de atrito;

D = Diâmetro interno do duto (m);

V = Velocidade média do escoamento (m/s);

L = Comprimento retilíneo do duto (m);

ρ = massa específica do ar (kg/m³).

1.1.3.4.2 Perdas de carga localizada

Para Janna (2016), perdas localizadas refere-se às perdas de pressão encontradas por um fluido à medida que ele flui por uma conexão ou válvula em um sistema. Conexões e válvulas são usadas para direcionar o escoamento, conectar dutos, redirecionar o fluido e controlar a vazão. Essa perda é tratada matematicamente, atribuindo a cada singularidade um fator de perda K .

Segundo Macintyre (1990), Ao longo da rede de dutos, existem peças que contribuem para aumentar a perda de carga do sistema, em razão do atrito, das turbulências e das mudanças de velocidades que ocorrem. As principais dentre essas peças são:

- Bocas de captação ou tomadas de ar;
- Bocas de saída;
- Grelhas de insuflamento;
- Curvas e cotovelos;
- Alargamentos graduais ou expansões;
- Reduções;
- Filtro.

Dessa maneira, a determinação da soma de todas as perdas localizadas, é obtido pela seguinte fórmula (MONTEIRO, 2009):

$$\Delta P_{lo} = \sum K \times \rho \times \frac{V^2}{2} \quad (11)$$

Em que:

ΔP_{lo} é o somatório de todas as perdas localizadas (Pa);

K é o coeficiente de perda de carga de cada resistência, dependendo da sua forma;

ρ é a densidade do ar/vapor/gases (kg/m³);

V é a velocidade média de escoamento (m/s).

1.1.3.5 Seleção do Ventiladores

Um fabricante pode produzir dezenas de ventiladores e cada um tem características funcionais que devem ser medidas. Uma vez encontradas, as regiões de eficiência ideal podem ser identificadas separadamente e representadas graficamente. Um gráfico de seleção que mostra a eficiência máxima de muitos ventiladores é, então, elaborado pelo fabricante, e esse gráfico pode ser usado para selecionar um ventilador apropriado para uma aplicação específica (JANNA, 2016).

Para Monteiro (2009), pelas curvas características, é possível a determinação e seleção do ventilador mais adequado a uma determinada situação e a um regime de funcionamento necessário. Assim, ela nos permite selecionar aquele que melhor se adapta aos requisitos de funcionamento da instalação projetada.

Os sistemas de ventilação que equipam as cozinhas profissionais deverão ter uma resistência relativamente alta, contra as condições em que o rotor tem de operar. O ventilador deverá ser selecionado, de modo a admitir uma adicional perda de carga de 10%, acima da pressão estática original, capaz de garantir uma extensão da rede de dutos, nas eventuais operações de alargamento da capacidade produtiva da cozinha (MONTEIRO, 2009).

1.1.3.6 Acessórios

O sistema de ventilação de uma cozinha profissional deve ser equipado com alguns acessórios, os principais destacados pela norma NBR 14518 são (AEROVENT, 2017):

- Porta de inspeção: para permitir a inspeção e uma completa limpeza interna do duto.
- Damper corta fogo: utilizado como prevenção contra incêndio no sistema.
- Terminal de descarga: utilizado para descarga e dissipação dos gases na atmosfera, como também proteção contra entrada de água para dentro do sistema.
- Filtros, despoluidores e extratores de gordura: utilizados para a retenção e tratamento dos vapores de gordura e fuligens antes da sua dispersão na atmosfera. Os mais utilizados são: Lavadores; Precipitadores eletrostáticos; Filtros de carvão ativado.

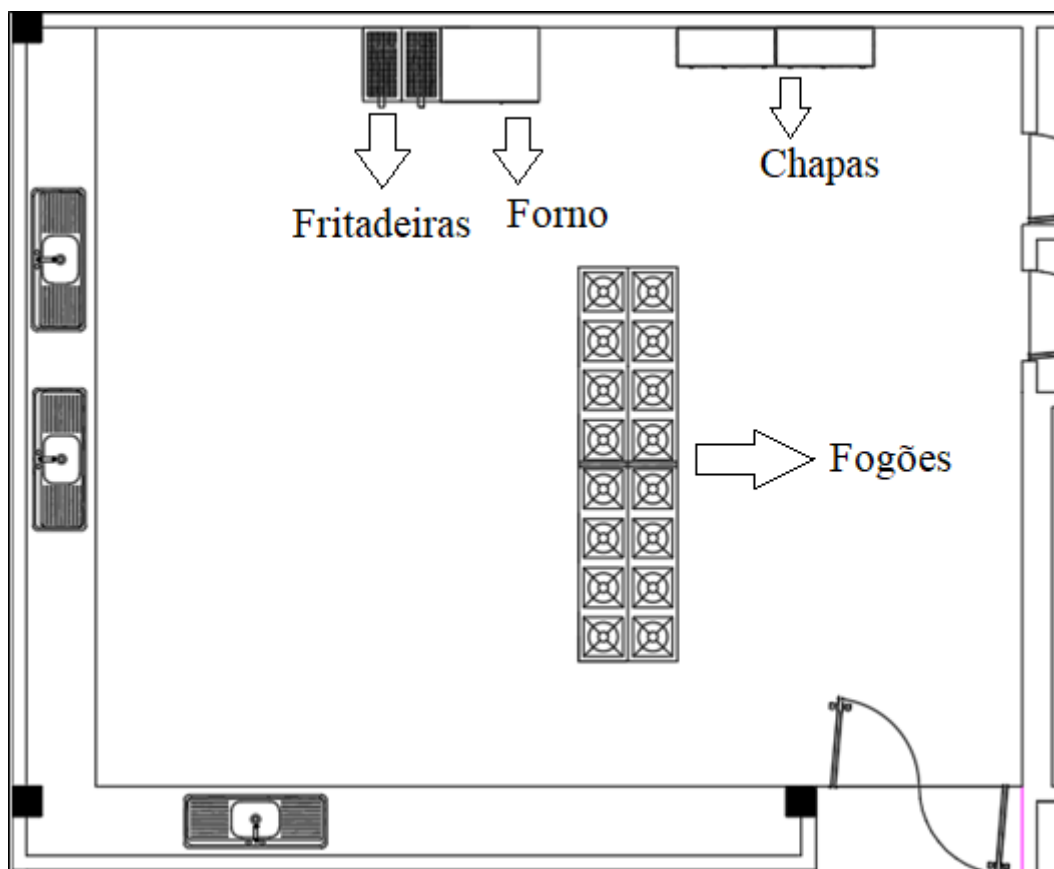
2 METODOLOGIA

Nesta seção serão mostrados os métodos utilizados para o projeto, bem como quais equações e considerações foram utilizadas em cada passo do trabalho.

Para dimensionar o sistema de ventilação, inicialmente, foram alocados os equipamentos de cocção na planta de uma cozinha profissional de um restaurante, o qual pode ser observado na Figura 18, e colhido os dados referentes a área, pé direito, volume e também as dimensões dos equipamentos selecionados, os quais são apresentados na Tabela 3. Dessa maneira, para o dimensionamento foram seguidos os princípios das normas ABNT 14518 (ABNT, 2000), ABNT 16401 (ABNT, 2008) e todas as equações e recomendações da literatura apresentados na **seção 1.1 – Referencial Teórico**.

2.1 LAYOUT E EQUIPAMENTOS PRESENTES NA COZINHA

Figura 18 – Layout da cozinha



Fonte: Autoria Própria (2019).

Dados da cozinha:

Área = 65,73 m²

Pé-direito = 3 m

Volume = 197,19 m³

Tabela 3: Equipamentos presentes na cozinha

Equipamento	Descrição	Quantidade	Dimensões
Fogão Industrial	De oito bocas da marca BREY	2	2 m x 1 m x 0,80 m
Chapa a Gás	Da marca CROYDON	2	1 m x 0,4 m x 0,24 m
Fritadeira a Gás	Da marca VULCAN	2	0,394 m x 0,75m x 1,184
Forno Combinado Elétrico	Da marca PRÁTICA TECHNICOOK	1	1m x 0.75m x 1m

Fonte: Autoria Própria (2019).

As fotos dos equipamentos podem ser observadas nas Figuras 19, 20, 21 e 22 a seguir:

Figura 19 – Fogão industrial de oito bocas da marca BREY



Fonte: Refrisol (2019).

Figura 20 – Fritadeira a gás da marca VULCAN



Fonte: Aquamax (2019).

Figura 21 – Forno combinado PRÁTICA



Fonte: Prática BR (2019).

Figura 22 – Chapa a gás da marca CROYDON



Fonte: Lojas Clima (2019).

2.2 DIMENSIONAMENTO DOS CAPTORES

Inicialmente foi realizado o dimensionamento dos captosres. Conforme disposição dos equipamentos da cozinha foram selecionados um captor para os fogões, um captor para as fritadeiras e o forno, e outro captor para as chapas.

Observa-se que a NBR 14518 estabelece que a área de captura deve ultrapassar no mínimo em 0,15 metros em cada direção do equipamento de cocção. As dimensões e vazões volumétricas de cada coifa foram calculadas a partir das equações 1, 2, 3 e 4. Ainda de acordo com a norma foi estipulada uma altura de 0,9 m do captor em relação a cada equipamento.

2.3 SISTEMA DE COMPENSAÇÃO DO AR EXAURIDO

Foi calculada a vazão de insuflamento de acordo com a recomendação de Monteiro (2009) de 80% do valor de vazão de exaustão, sendo que o suprimento de ar na cozinha será feito de modo forçado por meios mecânicos, assim foi feito um estudo para a escolha da forma de captação do ar exterior e insuflação para a cozinha que não atrapalhasse a captação da pluma térmica gerada nos equipamentos de cocção.

As especificações de posições dos ventiladores e material dos dutos do sistema de insuflamento foram de acordo com a norma 16401 (ABNT, 2008) especificamente a parte de qualidade do ar interior.

2.4 DIMENSIONAMENTO DOS DUTOS

O método utilizado para dimensionar os dutos foi o da velocidade constante, respeitando as velocidades mínimas e máximas recomendadas, as quais são mostradas na Tabela 1, e em acordo também com as condições mostradas na Tabela 2. O tipo de duto escolhido foi duto retangular, os cálculos foram realizados a partir das equações 5 e 6, nas quais foram calculados a área máxima do duto, que posteriormente determinou-se as dimensões dos dutos, e foi calculado também os diâmetros equivalentes dos mesmos afim de se calcular as perdas de carga.

2.5 CÁLCULO DAS PERDAS DE CARGA

2.5.1 Propriedades utilizadas para os cálculos

Os valores de temperatura, densidade e viscosidade cinemática para os sistemas de exaustão e insuflação utilizados encontram-se na Tabela 4. E para a rugosidade absoluta dos dutos foi utilizado o valor de $\varepsilon = 0,15$ mm.

Tabela 4 - Valores de propriedades utilizadas para cada sistema

Sistema	Exaustão	Insuflação
Temperatura	67 °C	27 °C
Densidade	1,043 Kg/m ³	1,177 Kg/m ³
Viscosidade cinemática	$1,96 \times 10^{-5}$	$1,57 \times 10^{-5}$

Fonte: Autoria Própria (2019).

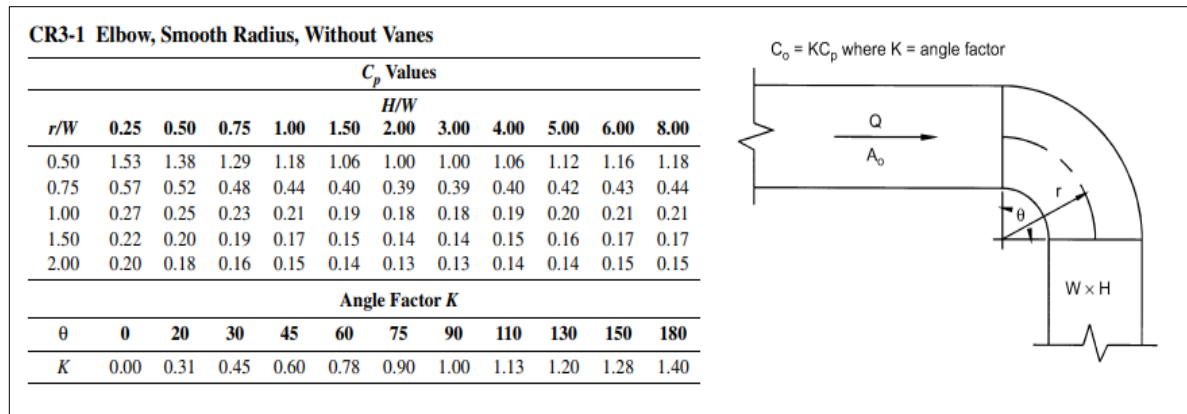
2.5.2 Fator de atrito e perdas de carga no duto

Através das equações 7, 8, 9 e usando os diâmetros equivalentes, foram calculados o número de Reynolds, a rugosidade relativa e fator de atrito para cada sistema. Após isso, foi necessário fazer um esboço dos dutos para saber o comprimento total dos mesmos para ser usado na equação de *Darcy-Weisbach*. Assim, através da mesma equação (10), foram calculadas as quedas de pressão devido ao atrito.

2.5.3 Perdas de carga localizada

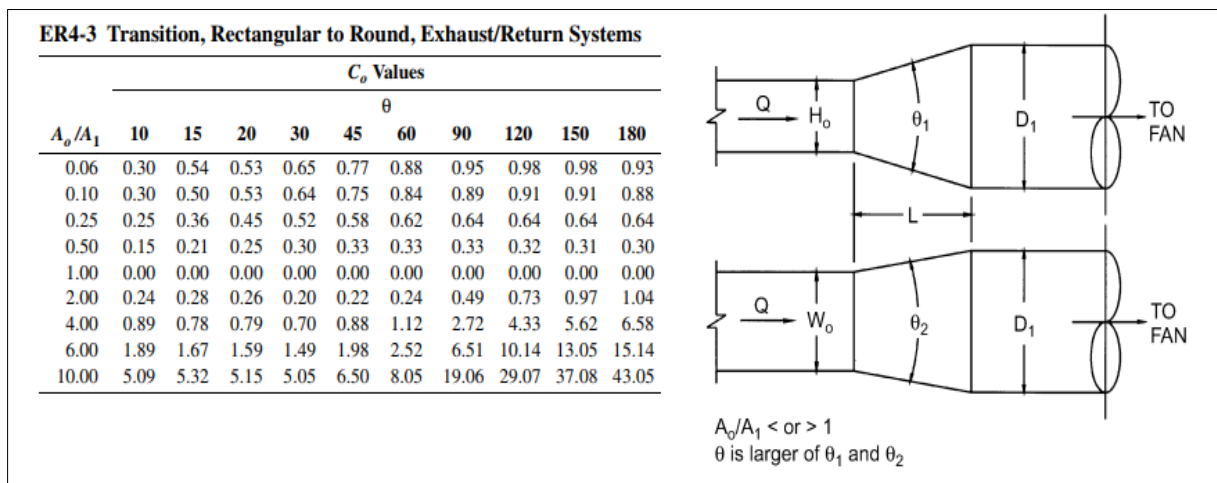
A perdas de carga localizada foram calculadas através da equação 11, observa-se pela mesma que é necessário saber todas as singularidades e acessórios do sistema e os coeficientes relacionados a essas perdas. Através do esboço realizado foi encontrado que as perdas localizadas para os sistemas são: Curvas 90°, Bifurcação, Mudança de seção na ligação duto/ventilador, Mudança de seção na ligação ventilador/duto de descarga e perda no terminal de descarga. Os coeficientes utilizados foram retirados de *ASHRAE Fundamentals Handbook* (2001) e do livro *Ventilação Industrial e Controle da Poluição* do autor Macintyre (1990). As Figuras 23 à 27 ilustram as tabelas utilizadas.

Figura 23 – Coeficientes de perda de carga em curvas suaves



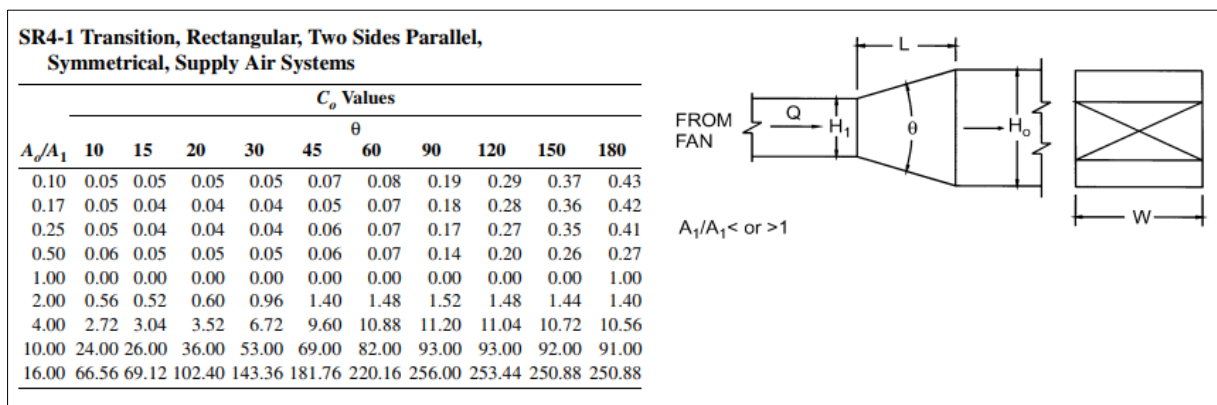
Fonte: ASHRAE Fundamentals Handbook (2001).

Figura 24 – Coeficientes de perda de carga em transição retangular para circular

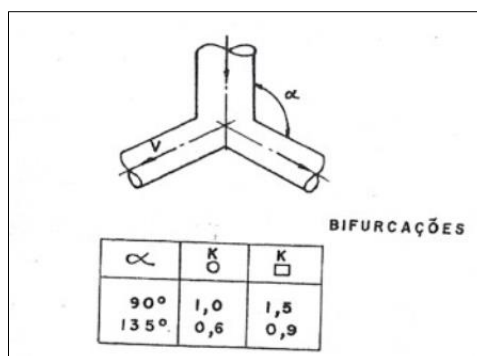


Fonte: ASHRAE Fundamentals Handbook (2001).

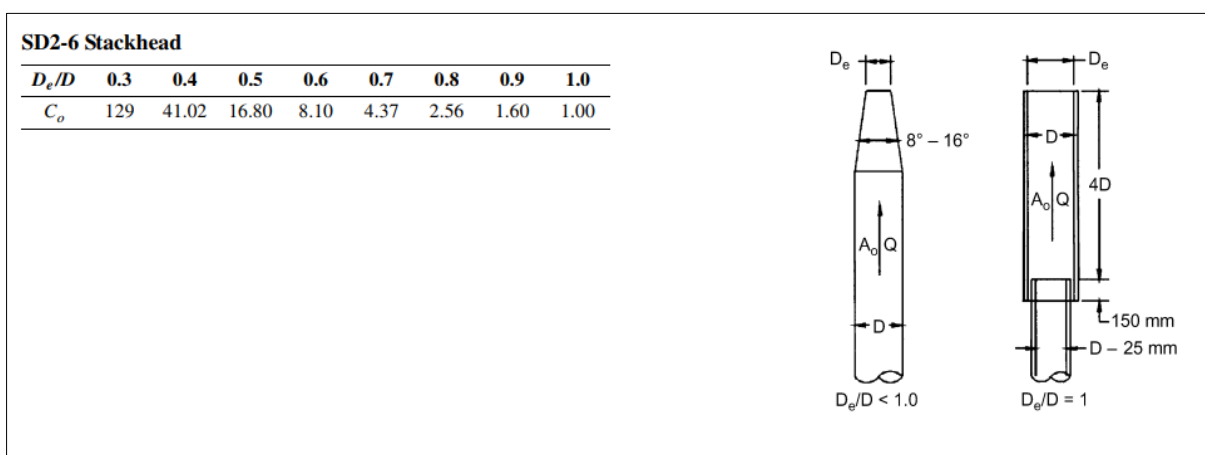
Figura 25 – Coeficientes de perda de carga em transição retangular



Fonte: ASHRAE Fundamentals Handbook (2001).

Figura 26 – Coeficientes de perda de carga em bifurcações

Fonte: Macintyre (1990).

Figura 27 – Coeficientes de perda de carga no terminal de descarga

Fonte: ASHRAE Fundamentals Handbook (2001).

De acordo com cada singularidade, foram colhidos os dados geométricos e obtido o fator de perda K na tabela correspondente.

2.5.4 Planilha de cálculo das perdas de cargas no Excel

Para o processo de cálculo das perdas de cargas e a escolha das dimensões dos dutos há uma necessidade de sucessivas iterações para chegar a um resultado satisfatório e sendo esse um processo inviável de se fazer manualmente. Dessa forma, foi criada uma planilha no Excel com todas as fórmulas apresentadas na **seção 1.1.3.1 – Dimensionamento do sistema**, numa ordem de cálculo seguindo a metodologia adotada. Sendo apenas necessário a inserção de alguns dados de entrada, como por exemplo, o somatório dos coeficientes de perda de carga localizada, comprimento total do duto. Após isso, o programa mostra os resultados de

forma rápida, que nesse caso é a perda de carga total, logo, otimizando assim o processo de dimensionamento.

2.6 SELEÇÃO DOS VENTILADORES

Para selecionar os ventiladores foi usado o software Vortex 1.3 da OTAM Ventiladores Industriais LTDA disponibilizado gratuitamente no site da Soler & Palau, um programa de fácil utilização onde apenas é necessário informar: a temperatura de operação, a pressão atmosférica, a vazão, a pressão estática (perda de carga total) e a linha do ventilador. Logo depois, o programa mostra uma lista de ventiladores e a curva característica de cada um. Os critérios de escolha dos modelos de cada ventilador foram de acordo com o que tivesse maior eficiência e velocidade de descarga adequada.

Além disso, foi acrescentada uma perda de carga de 10% acima da pressão estática calculada para garantir uma extensão dos dutos nas eventuais operações de alargamento da capacidade produtiva da cozinha.

3 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Nesta seção serão mostrados os resultados dos cálculos realizados para o dimensionamento, bem como os equipamentos e acessórios que foram selecionados para o projeto.

3.1 SISTEMAS DE EXAUSTÃO

Foram selecionados um captor/coifa do tipo ilha (Captor 1) para os fogões, um captor de parede para as fritadeiras e o forno (Captor 2) e outro captor de parede para as chapas (Captor 3).

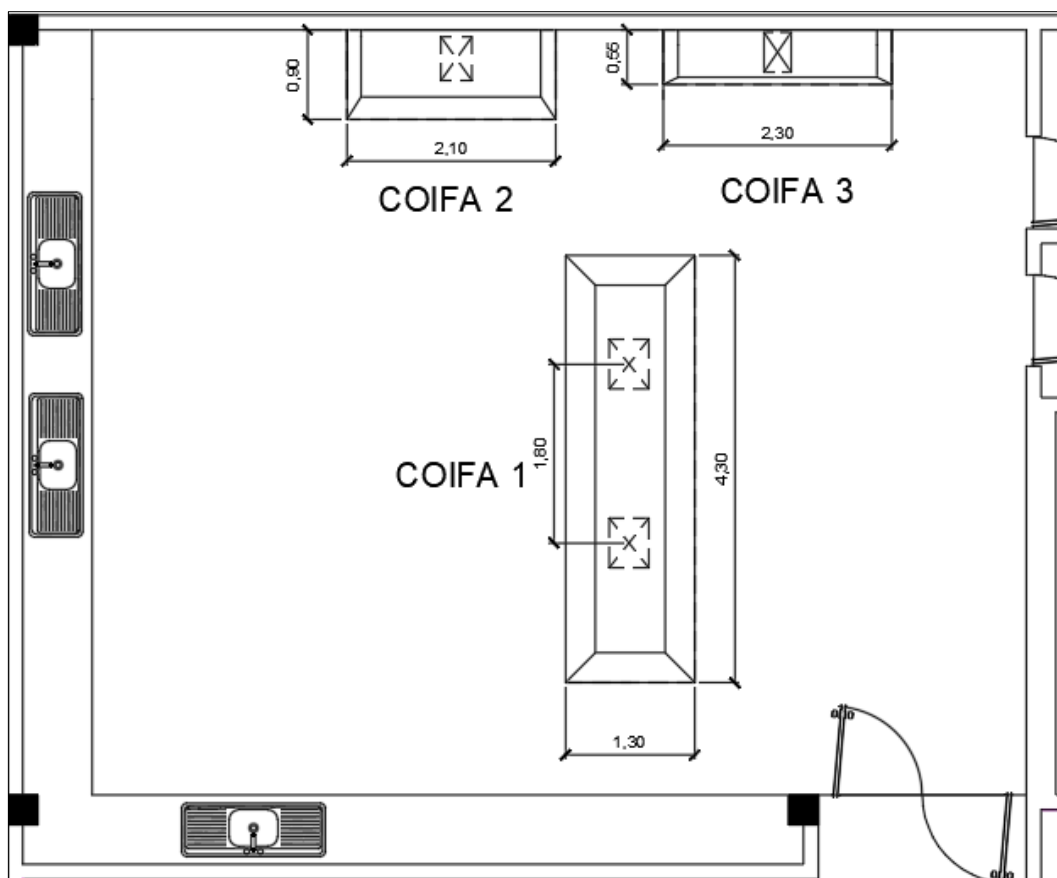
De acordo com a NBR 14518 ABNT (2000), a classificação dos sistemas de exaustão para essa cozinha quanto à qualidade dos efluentes, são sistemas do tipo I, e quanto ao tipo de edificação, é uma edificação de economia única, e na Tabela 5 são mostrados os requisitos básicos do sistema exaustão para essa classificação.

Tabela 5 - Requisitos básicos dos sistemas de exaustão

Sistema de exaustão	Edificação de economia única
	Dutos em aço-carbono com espessura mínima 1,37 mm ou aço inoxidável com 1,09 mm, soldados ou flangeados
	Captorez com filtro
Tipo I	Requer <i>damper</i> corta fogo
	Selagem de travessias
	Proteção passiva
	Dispensa sistema fixo de incêndio

Fonte: ABNT (2000).

Os cálculos de vazões das coifaz de acordo com a NBR 14518 (ABNT, 2000) encontram-se no Anexo A. Na Figura 28 é mostrado as disposições dos captorez selecionados na cozinha e na Tabela 6 é ilustrado as dimensões e vazões calculadas.

Figura 28 – Disposições das coifas na cozinha

Fonte: Autoria Própria (2019).

Tabela 6: Dimensões das coifas

Coifas	Coifa 1	Coifa 2	Coifa 3
Dimensões	4,3 m x 1,3 m	2,1 m x 0,9 m	2,3 m x 0,55 m
Vazão	12879,36 m³/h	3159 m³/h	2754 m³/h

Fonte: Autoria Própria (2019).

Como a norma não exige sistema fixo de incêndio para essa cozinha, foram selecionados apenas os *dampers* corta fogo nos dutos de saída de cada coifa.

Realizando o somatório da totalidade das vazões dos captores $Q_{\text{exa}}=18793$ m³/h e dividindo pelo volume do recinto $V=197,19$ m³ resulta-se em 95,3 renovações horárias do volume da área operacional de cocção da cozinha, assim está dentro do requerido pela norma NBR 14518 (ABNT,2000).

As coifas selecionadas foram as lavadoras “*Wash Pull*” da marca MELTING, a perda de carga de cada coifa segundo o fabricante é de 35 mmca.

3.2 SISTEMA DE COMPENSAÇÃO DO AR EXAURIDO

A vazão de insuflamento calculada é de $Q_{ins} = 15.035 \text{ m}^3/\text{h}$, onde foram divididos em dois sistemas de iguais vazões afim de evitar grandes diferenças de pressão dentro do recinto, como pode ser observado na Tabela 7:

Tabela 7: Vazões dos sistemas de insuflamento

Sistema	Vazão
Insuflamento 1	7517,5 m ³ /h
Insuflamento 2	7517,5 m ³ /h

Fonte: Autoria Própria (2019).

A forma escolhida para esse sistema foi captar o ar exterior através de gabinetes de ventilação e insuflar o ar para o recinto através um sistema de grelhas, solução que satisfaz a compensação do ar exaurido. Dessa maneira, foram determinados que serão 4 grelhas de 1900 m³/h para cada sistema, a escolha foi feita através de um catálogo de grelhas comerciais. Foram selecionadas grelhas de ventilação série VAT da marca TROX construídas em chapa de aço pintada. As vazões, dimensões e perda de carga de cada uma das mesmas podem ser observadas na Tabela 8.

Tabela 8 - Especificação das grelhas dos sistemas de insuflamento

Grelha	Vazão	Dimensões	Perda de carga
VAT	1900 m ³ /h	825 mm x 525 mm	0,29 mmca

Fonte: Autoria Própria (2019).

Foi selecionado filtro do tipo G4 da marca MULTIVAC VENTILAÇÃO, o qual segundo o fabricante, apresenta uma perda de carga final de 25 mmca.

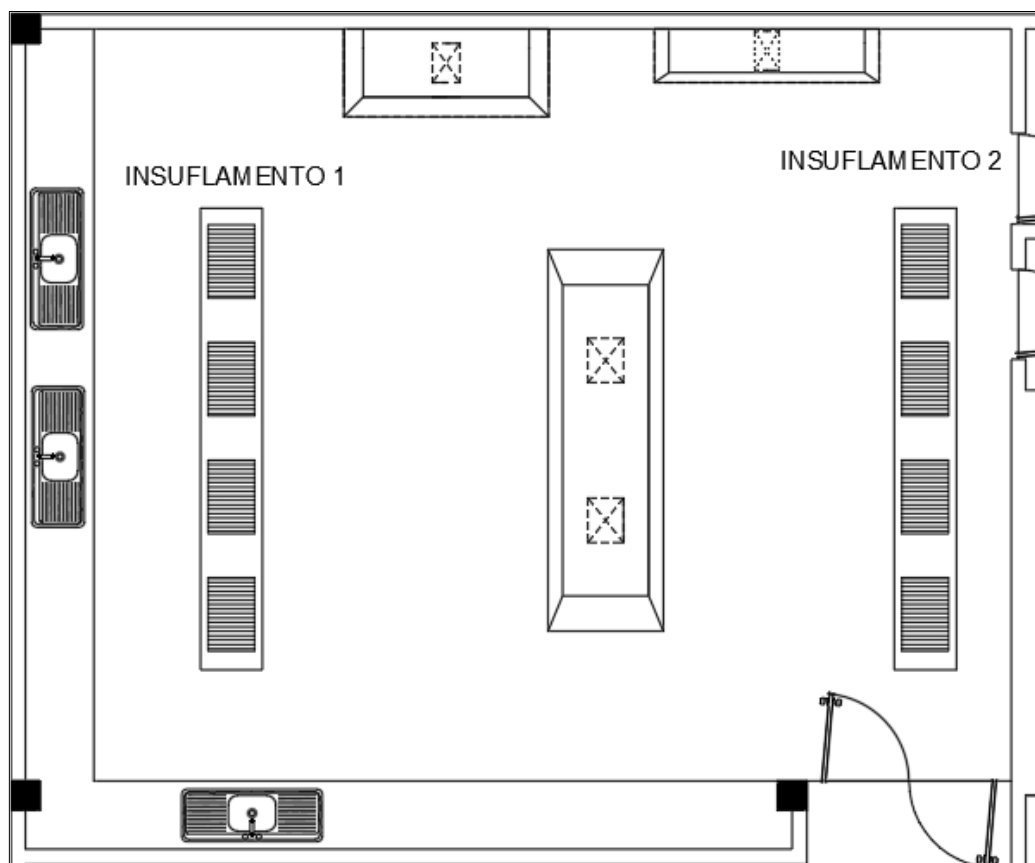
Em relação a posição dos gabinetes de ventilação é considerado que as distâncias mínimas de possíveis fontes poluentes, os quais são mostradas na Tabela 9, são respeitadas.

Tabela 9 – Distâncias mínimas possíveis de fontes de poluição

Entrada de garagens estacionamentos ou “drive-in”	5 m
Docas de carga e descarga estacionamento de ônibus	7,5 m
Estradas, ruas com pouco movimento	1,5 m
Estradas, ruas com tráfego pesado	7,5 m
Telhados, lajes, jardins ou outra superfície horizontal	1,5 m
Depósitos de lixo e área de colocação de caçambas	5 m
Locais reservados a fumantes (fumódromos)	4 m
Torres de resfriamentos	10 m

Fonte: ABNT (2008).

Na Figura 29 é mostrado a disposição das grelhas de insuflamento no recinto.

Figura 29 – Disposições das grelhas de insuflamento na cozinha

Fonte: Autoria Própria (2019).

3.3 DIMENSIONAMENTO DOS DUTOS

As dimensões, diâmetro equivalente e velocidade calculadas podem ser observadas na Tabela 10:

Tabela 10 – Dimensões, diâmetro equivalente e velocidade calculadas

Dados	Coifa 1	Coifa 2	Coifa 3	Insufl.1	Insufl. 2
Vazão(m³/s)	3,5776	0,8775	0,7650	2,0882	2,0882
Área (m²)	0,4	0,098	0,0875	0,28	0,28
Altura do Duto (m)	0,5	0,35	0,35	0,4	0,4
Largura do Duto (m)	0,8	0,28	0,25	0,7	0,7
Diâmetro equivalente(m)	0,6867	0,3417	0,3222	0,5729	0,5729
Velocidade (m/s)	8,94	8,95	8,74	7,46	7,46

Fonte: Autoria Própria (2019).

O material dos dutos dos sistemas de exaustão escolhido foi a chapa de aço galvanizada de 1,37 mm de espessura (número 16 MSG), em acordo com a norma NBR 14518 (ABNT,2000).

Para os sistemas de ar de reposição, os dutos são em chapa de aço galvanizado nas bitolas recomendadas pela norma NBR 16401 (ABNT,2008) para sistemas de baixa pressão. Dessa maneira, é ilustrado na Tabela 11 a chapa selecionada para os sistemas de insuflamento.

Tabela 11 - Bitola do material dos dutos de insuflamento

Sistema	Lado maior	Chapa
Insuflamento	70 cm	#24

Fonte: Autoria Própria (2019).

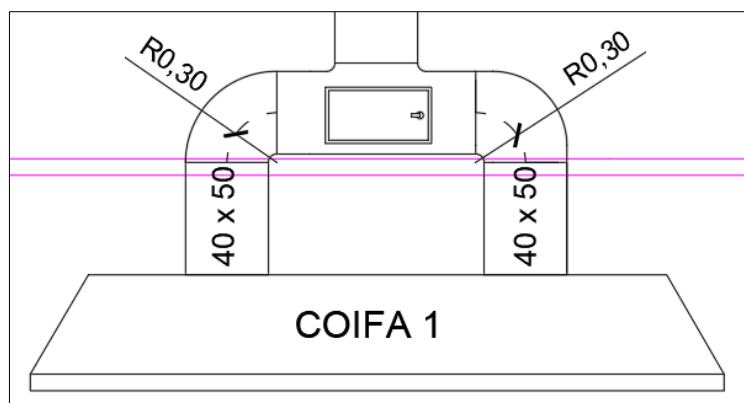
3.4 PERDAS DE CARGA TOTAL DOS SISTEMAS

Nas figuras a seguir são apresentadas cada singularidade da rede de dutos dos sistemas de exaustão e insuflamento, e o cálculo dos fatores de perda de carga de cada uma, sendo que as dimensões dos dutos retangulares estão em centímetros (cm), já as dimensões de curvas e dutos circulares estão em metros (m).

3.4.1 Perdas de carga localizadas do sistema de exaustão 1

As singularidades e as dimensões necessárias para o cálculo do fator de perda K são mostradas nas Figuras 30 à 34.

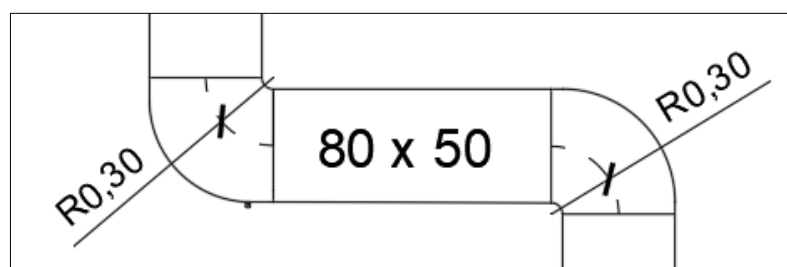
Figura 30 – 1ª curva, 2ª curva e bifurcação do sistema de exaustão 1



Fonte: Autoria Própria (2019).

Da Figura 30, observa-se que $r = 0,3$ m, $W = 0,5$ m e $H = 0,4$ m, então para cada curva fica: $\frac{r}{W} = 0,6$ e $\frac{H}{W} = 0,8$, e por interpolação obtém-se o fator $K = 0,8475$. Para a bifurcação, $\alpha = 90^\circ$, então $K = 1,5$.

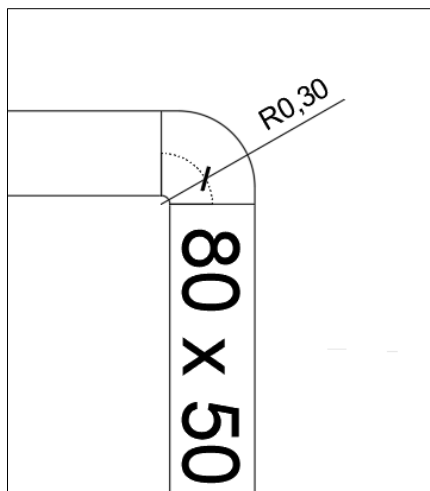
Figura 31 – 3ª e 4ª curva do sistema de exaustão 1



Fonte: Autoria Própria (2019).

Da Figura 31, tem-se $r = 0,3$ m, $W = 0,5$ m e $H = 0,8$ m, então para cada curva fica: $\frac{r}{W} = 0,6$ e $\frac{H}{W} = 0,8$, e por interpolação obtém-se o fator $K = 0,788$.

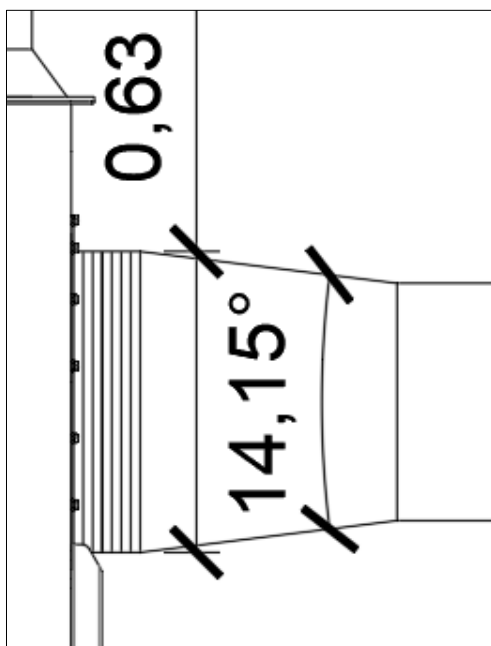
Figura 32 – 5ª curva do sistema de exaustão 1



Fonte: Autoria Própria (2019).

A 5ª curva apresenta as mesmas dimensões das anteriores, então: $K=0,788$.

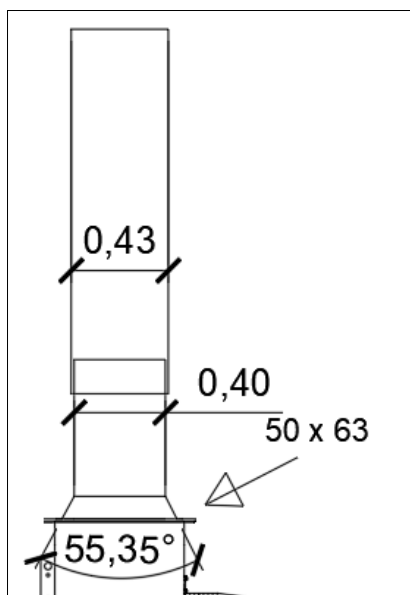
Figura 33 – Ligação duto/ventilador (seção retangular para circular) exaustão 1



Fonte: Autoria Própria (2019).

Da Figura 33, observa-se que $A_0 = 0,4 \text{ m}^2$ e $A_1 = 0,31 \text{ m}^2$, então: $\frac{A_0}{A_1} = 1,29$ e $\theta = 14,15^\circ$, e por interpolação obtém-se o fator $K = 0,0812$.

Figura 34 – Ligação ventilador/duto de descarga (retangular para circular) e terminal de descarga na exaustão 1



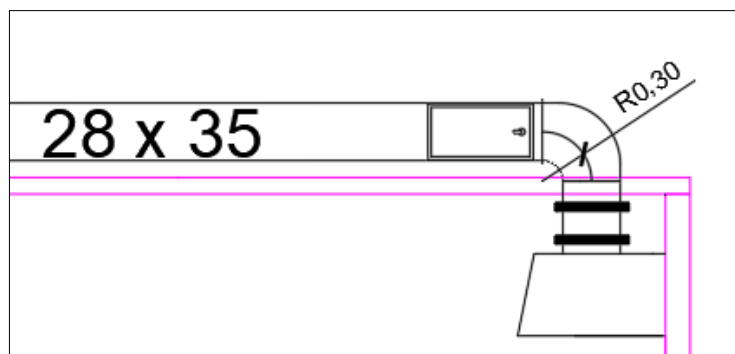
Fonte: Autoria Própria (2019).

Da Figura 34, tem que $A_0 = 0,315 \text{ m}^2$ e $A_1 = 0,126 \text{ m}^2$, então: $\frac{A_0}{A_1} = 2,5$ e $\theta = 55,35^\circ$, e por interpolação obtém-se o fator $K = 0,4225$. Para o terminal de descarga, $\frac{D_e}{D} = 1$, então $K = 1$. Dessa maneira, o somatório de todos os coeficientes de perda de carga do sistema de exaustão 1 é: $K_1 = 7,0627$.

3.4.2 Perdas de carga localizadas do sistema de exaustão 2

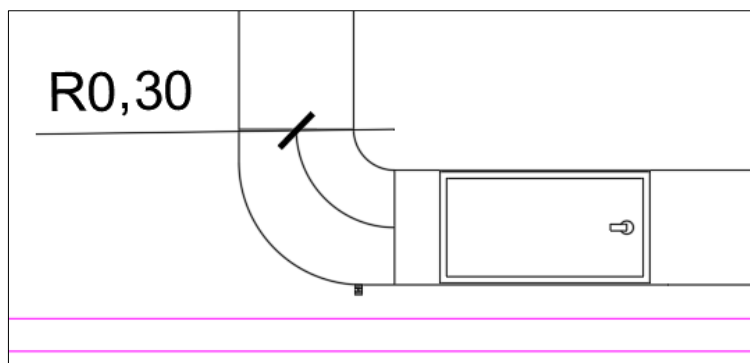
As perdas localizadas e as dimensões necessárias para o cálculo do fator de perda K desse sistema são mostradas nas Figuras 35 à 39.

Figura 35 – 1ª Curva do sistema de exaustão 2



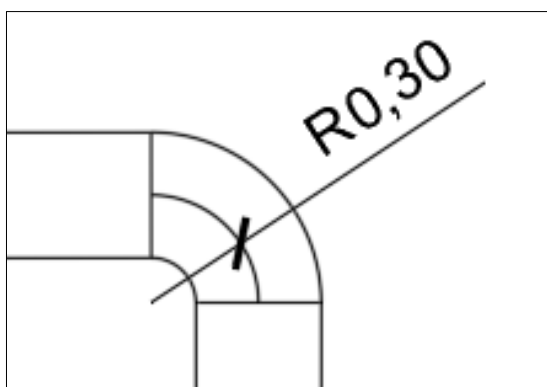
Fonte: Autoria Própria (2019).

Figura 36 – 2ª Curva do sistema de exaustão 2



Fonte: Autoria Própria (2019).

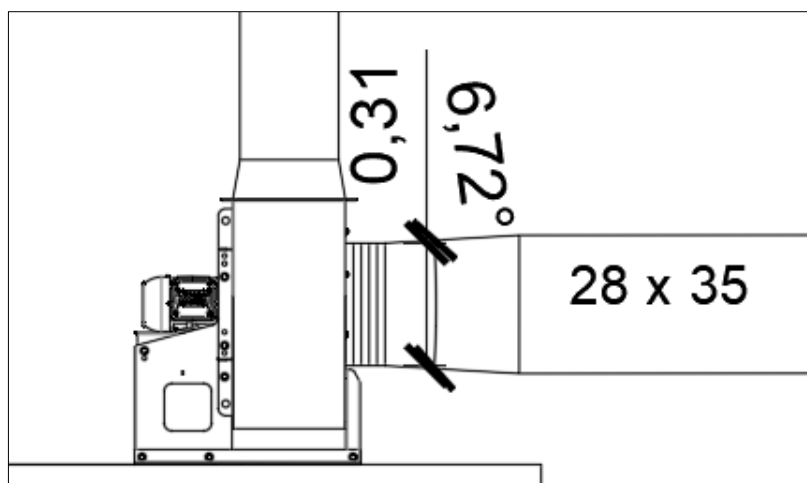
Figura 37 – 3ª Curva do sistema de exaustão 2



Fonte: Autoria Própria (2019).

Das Figuras 35, 36 e 37, observa-se que $r = 0,3 \text{ m}$, $W = 0,35 \text{ m}$ e $H = 0,28 \text{ m}$, então para cada curva: $\frac{r}{W} = 0,86$ e $\frac{H}{W} = 0,8$, e por interpolação obtém-se o fator $K = 0,355$.

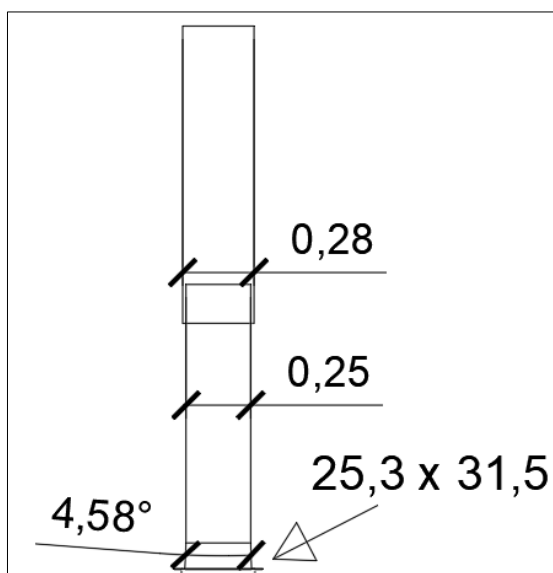
Figura 38 – Ligação duto/ventilador (seção retangular para circular) exaustão 2



Fonte: Autoria Própria (2019).

Da Figura 38, tem-se que $A_0 = 0,098 \text{ m}^2$ e $A_1 = 0,075 \text{ m}^2$, então: $\frac{A_0}{A_1} = 1,3$ e $\theta = 6,72^\circ$, e por interpolação obtém-se o fator $K = 0,025$.

Figura 39 – Ligação ventilador/duto de descarga (seção retangular para circular) e terminal de descarga na exaustão 2



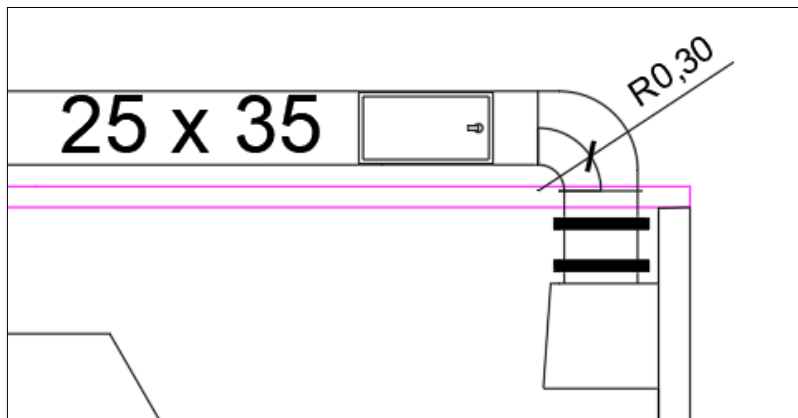
Fonte: Autoria Própria (2019).

Da Figura 39, observa-se que $A_0 = 0,08 \text{ m}^2$ e $A_1 = 0,049 \text{ m}^2$, então: $\frac{A_0}{A_1} = 1,63$ e $\theta = 4,58^\circ$, e por interpolação obtém-se o fator $K = 0,12$. Para o terminal de descarga, $\frac{D_e}{D} = 1$, então $K = 1$. Assim, o somatório de todos os coeficientes de perda de carga do sistema de exaustão 2 é: $K_2 = 2,21$.

3.4.3 Perdas de carga localizadas do sistema de exaustão 3

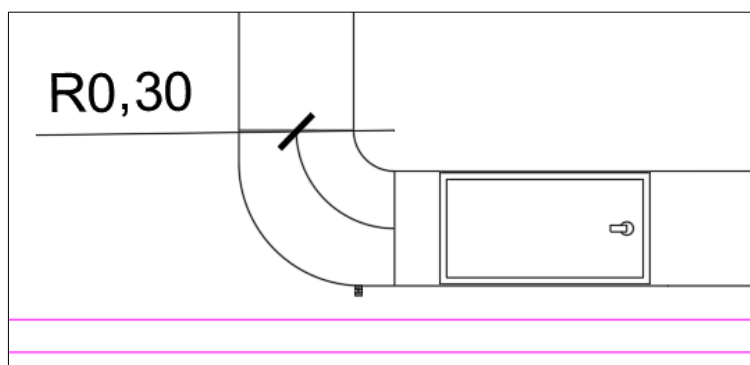
Nas Figuras 40 à 44 são ilustradas as singularidades e as dimensões.

Figura 40 – 1ª Curva do sistema de exaustão 3



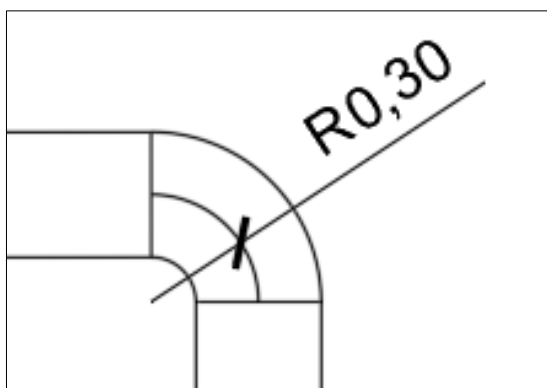
Fonte: Autoria Própria (2019).

Figura 41 – 2ª Curva do sistema de exaustão 3



Fonte: Autoria Própria (2019).

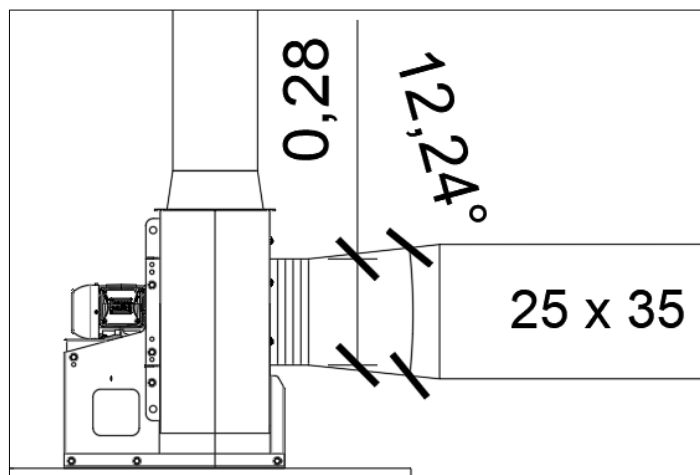
Figura 42 – 3ª Curva do sistema de exaustão 3



Fonte: Autoria Própria (2019).

Das Figuras 40, 41 e 42, tem-se $r = 0,3$ m, $W = 0,35$ m e $H = 0,25$ m, então para cada curva: $\frac{r}{W} = 0,86$ e $\frac{H}{W} = 0,71$, e por interpolação obtém-se o fator $K_3 = 0,355$.

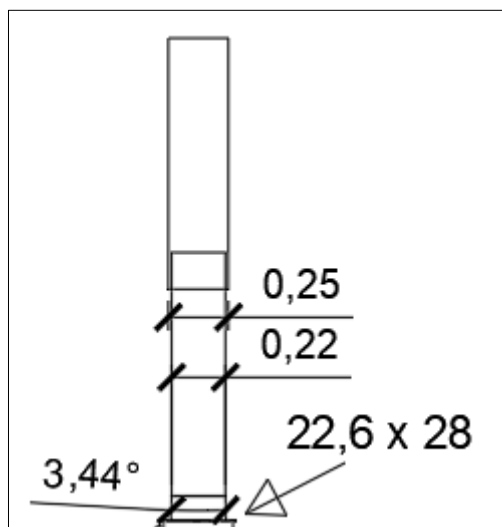
Figura 43 – Ligação duto/ventilador (seção retangular para circular) exaustão 3



Fonte: Autoria Própria (2019).

Da Figura 43, observa-se que $A_0 = 0,0875$ m² e $A_1 = 0,061$ m², então: $\frac{A_0}{A_1} = 1,43$ e $\theta = 12,24^\circ$, e por interpolação obtém-se o fator $K = 0,13$.

Figura 44 – Ligação ventilador/duto de descarga (seção retangular para circular) e terminal de descarga na exaustão 3



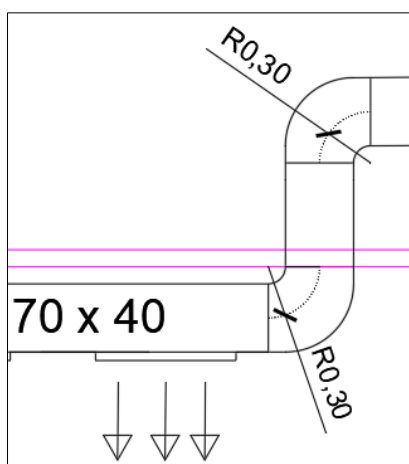
Fonte: Autoria Própria (2019).

Da Figura 44, tem-se que $A_0 = 0,063 \text{ m}^2$ e $A_1 = 0,038 \text{ m}^2$, então: $\frac{A_0}{A_1} = 1,66$ e $\theta = 3,44^\circ$, e por interpolação obtém-se o fator $K = 0,12$. Para o terminal de descarga, $\frac{D_e}{D} = 1$, então $K = 1$. Logo, o somatório de todos os coeficientes de perda de carga do sistema de exaustão 3 é: $K_3 = 2,315$.

3.4.4 Perdas de carga localizadas dos sistemas de insuflamento

Nas Figuras 45 e 46 são ilustradas as perdas localizadas e as dimensões.

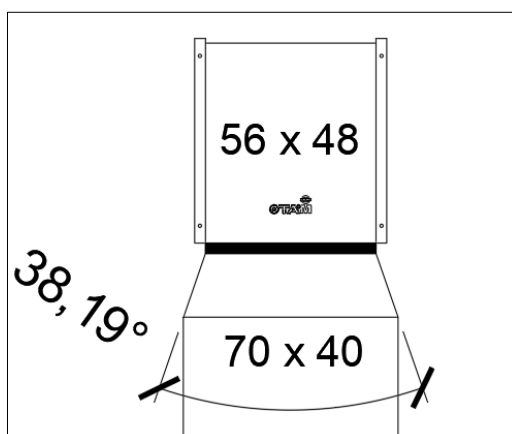
Figura 45 – Curvas dos sistemas de insuflamento



Fonte: Autoria Própria (2019).

Da Figura 45, tem-se $r = 0,3 \text{ m}$, $W = 0,4 \text{ m}$ e $H = 0,7 \text{ m}$, então: $\frac{r}{W} = 0,75$ e $\frac{H}{W} = 1,75$, e por interpolação obtém-se o fator $K = 0,395$.

Figura 46 – Ligação duto/ventilador (seções retangulares) sistemas de insuflamento



Fonte: Autoria Própria (2019).

Da Figura 46, tem-se que $A_0 = 0,28 \text{ m}^2$ e $A_1 = 0,2688 \text{ m}^2$, então: $\frac{A_0}{A_1} = 1,04$ e $\theta = 38,19^\circ$, e por interpolação obtém-se o fator $K = 0,02$. Dessa maneira, o somatório de todos os coeficientes de perda de carga dos sistemas de insuflamento é: $K_{\text{ins}} = 0,81$.

3.4.5 Planilha de cálculo das perdas de cargas no Excel

O resultado do cálculo das perdas de carga total dos sistemas são mostradas na Figura 47 extraída do Excel.

Figura 47 - Parâmetros calculados com o Excel

DADOS	COIFA 1	COIFA 2	COIFA 3	INSUFLAMENTO 1	INSUFLAMENTO 2
VAZÃO(m³/s)	3,5776	0,8775	0,7650	2,0882	2,0882
VELOCIDADE MÁXIMA(m/s)	9,0000	9,0000	9,0000	8,0000	8,0000
ÁREA(m²)	0,3975	0,0975	0,0850	0,2610	0,2610
ALTURA DO DUTO(m)	0,5000	0,3500	0,3500	0,4000	0,4000
LARGURA DO DUTO(m)	0,8000	0,2800	0,2500	0,7000	0,7000
DIÂMETRO EQUIVALENTE(m)	0,6867	0,3417	0,3222	0,5729	0,5729
VELOCIDADE REAL(m/s)	8,9440	8,9541	8,7429	7,4579	7,4579
REYNOLDS	313343,5273	156095,1791	179437,9515	272134,3465	272134,3465
RUGOSIDADE RELATIVA	0,0002	0,0004	0,0005	0,0003	0,0003
FATOR a	0,0142	0,0167	0,0170	0,0148	0,0148
FATOR b	2,1567	2,9320	3,0087	2,3357	2,3357
FATOR c	0,5236	0,5749	0,5795	0,5365	0,5365
FATOR DE ATRITO	0,0171	0,0198	0,0197	0,0177	0,0177
PERDA DE CARGA LINEAR(Pa/m)	1,0379	2,4192	2,4358	1,0097	1,0097
COMPRIMENTO TOTAL DO DUTO(m)	17	17,7	17,7	7,55	7,55
PERDA DE CARGA TOTAL DO DUTO(Pa)	17,6435	42,8203	43,1137	7,6230	7,6230
COEFICIENTE DE PERDAS LOCALIZ.	7,0627	2,2100	2,3150	0,8100	0,8100
PERDA DE CARGA LOCALIZADAS(Pa)	294,6379	92,4036	92,2810	26,5130	26,5130
PERDA NOS ACESSÓRIOS(Pa)	343	343	343	245	245
PERDA DE CARGA TOTAL (Pa)	655,2814	478,2239	478,3946	279,1361	279,1361
PERDA DE CARGA TOTAL (mmca)	66,8201	48,7653	48,7827	28,4640	28,4640

Fonte: Autoria Própria (2019).

A perda de carga nos acessórios mostrados na Figura 47 inclui as perdas nos captosres, grelhas e filtros.

3.5 – SELEÇÃO DOS VENTILADORES

Foram selecionados para o sistema de exaustão, ventiladores centrífugos do tipo *Limit Load*, com rotor de pás planas inclinadas para trás, sendo que foi escolhido a linha RLS (simples aspiração). Já para o sistema de insuflamento foi selecionado ventiladores centrífugos dupla aspiração com rotor tipo Sirocco, os quais possuem múltiplas pás curvadas para frente. As características dos ventiladores e gabinetes de ventilação selecionados são mostradas a seguir:

3.5.1 – Exaustor 1

- Modelo RLS 630 Classe I
- Vazão: 12880 m³/h
- Pressão Estática: 73,5 mmca
- Potência: 4,83 cv
- Rotação: 1293 rpm
- Rendimento: 79,22 %
- Velocidade de descarga: 11,27 m/s

3.5.2 – Exaustor 2

- Modelo RLS 315 Classe I
- Vazão: 3159 m³/h
- Pressão Estática: 53,6 mmca
- Potência: 1,05 cv
- Rotação: 2506 rpm
- Rendimento: 66,8 %
- Velocidade de descarga: 11,05 m/s

3.5.3 – Exaustor 3

- Modelo RLS 280 Classe I
- Vazão: 2754 m³/h
- Pressão Estática: 53,6 mmca
- Potência: 1,09 cv
- Rotação: 3001 rpm
- Rendimento: 57,59%
- Velocidade de descarga: 12,20 m/s

3.5.4 – Gabinete de ventilação 1 e 2

- Modelo TDA 18/13 SR
- Vazão: 7600 m³/h
- Pressão Estática: 31,3 mmca
- Potência: 1,46 cv
- Rotação: 621 rpm
- Rendimento: 72,6 %
- Velocidade de descarga: 10,28 m/s

As curvas características dos ventiladores encontram-se no Anexo B.

4 CONCLUSÃO

Com esse projeto obteve-se o dimensionamento de um sistema de ventilação para cozinha profissional, no qual atende perfeitamente os objetivos propostos. Os resultados mostram que foi possível realizar o projeto de sistema de ventilação geral e local exaustora em seus aspectos principais, que eram o dimensionamento dos captosres, dutos, sistema de proteção contra incêndio, unidades de insuflamento, acessórios e das especificações dos ventiladores.

O projeto foi realizado atendendo as especificações e normas de ventilação de cozinhas profissionais, todo o dimensionamento seguiu as fórmulas e recomendações da literatura específica de ventilação.

Portanto, o projeto contempla corretamente o previsto na legislação brasileira, pois foram respeitados uma série de requisitos e considerações, como a avaliação de todas as condições externas, observando o que tem na vizinhança para, então, definir para onde seria lançada a descarga dos exaustores da cocção, a distância mínima de outras construções, o nível necessário de despoluição do ar lançado e o nível de ruído.

Os equipamentos e acessórios selecionados atendem as necessidades de exaustão e insuflamento de ar para essa cozinha, em acordo com as normas NBR 14518 (ABNT, 2000) e NBR 16401 (ABNT, 2008). Dessa maneira, o sistema dimensionado contribui com a retirada dos gases e vapores decorrentes do processo de cocção dos alimentos, deixando o ambiente da cozinha livre de odores e fumaças, assim como, mantendo a temperatura interna em níveis desejáveis de conforto térmico, colaborando com a melhoria das condições de trabalho neste recinto.

REFERÊNCIAS

ABNT – Associação Brasileira de Normas Técnicas. **Sistemas de Ventilação para Cozinhas Profissionais** – NBR 14518, 2000.

ABNT NBR 16401. **Instalações de ar-condicionado – Sistemas centrais e unitários**. Primeira edição 04.08.2008.

AEROVENT. **Sistema de Exaustão e Ventilação para Cozinha Profissional**. Disponível em: < <http://www.aerovent.com.br/>>. Acesso em: 15-10-2018.

AQUAMAX. Fritadeira Vulcan a Gás LG 300 (GLP). Disponível em: < <https://www.aquamaxbebedouros.com.br/fritadeira-vulcan-a-gas-lg-300-gas-propano/p>>. Acesso em: 10 dez. 2018

ASHRAE. **Fundamentals Handbook**. Atlanta: American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers - ASHRAE, v. 111, 2001.

BAPTISTA, Filipe Maia. **Ventilação de Cozinhas Profissionais: Ambiente Térmico e Qualidade do Ar**. 2011. 86 f. Dissertação (Mestrado) - Curso de Engenharia Mecânica, Faculdade de Ciências e Tecnologia da Universidade de Coimbra, Coimbra, 2011.

BURGESS, W. A.; ELLENBECKER, M. J.; TREITMAN, R. D. **Ventilation for control of the work environment**. 2. ed. New Jersey: Wiley-Interscience, 2004.

CAMARGO, L. A. **Análise de escoamento em condutos forçados. Uso das equações de Darcy-Weisbach e de Colebrook-White**. Web-site HidroTec Calculador, maio/2001.

CHAVEZ, E. L. **Ventilação industrial aplicada à engenharia de segurança do trabalho**. Apostila do Curso de Especialização em Engenharia de Segurança do Trabalho da Escola Pitagóras (Pós Graduação), 2012.

CLEZAR, C. A; NOGUEIRA, A. C. R. **Ventilação industrial**. 2º ed. Ed. Universidade Federal de Santa Catarina (UFSC), Florianópolis, 2009.

COSTA, Ennio Cruz da. **Ventilação**. São Paulo: Blucher. 2005. 2ª ed. 256 págs.

EID, Guilherme Turazzi. **Dimensionamento de um sistema de Exaustão Local em uma Indústria Moveleira**. 2009. 30 f. TCC (Graduação) - Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2009. Disponível em: <<http://www.lume.ufrgs.br/bitstream/handle/10183/24023/000742658.pdf?sequence=1>>. Acesso em: 12/11/2018.

GELESKI, André. **Dimensionamento de um sistema de ventilação local exaustora para fumos metálicos**. 2015. 37 f. TCC (Graduação) - Curso de Engenharia Mecânica, Faculdade Horizontina, Horizontina, 2015. Disponível em: <<http://www.fahor.com.br/publicacoes/TFC/EngMec/2015/AndreGeleski.pdf>>. Acesso em: 23 dezembro de 2018.

JANNA, William S. **Design of fluid thermal systems**, 4th edition, 2016.

LEAL, Iara Maria Barros de Deus. **Análise e dimensionamento do sistema de ventilação da cozinha do IFPI - Teresina Central**. 2018. 71f. TCC (Graduação) - Curso Bacharelado em Engenharia Mecânica, Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia do Piauí, Teresina, 2018. Acesso em: 11 dez. 2018

LISBOA, H.M. **Controle da poluição atmosférica: ventilação industrial**, 2007.

LOJAS CLIMA. FG10 Churrasqueira Chapa Gás Queimador Gaveta 100 cm Croydon. Disponível em: < <https://www.lojasclima.com.br/churrasqueira-chapa-gas-queimador-gaveta-100-cm-fgg1-croydon/p>>. Acesso em 10 dez. 2018

MACINTYRE, Archibald Joseph. **Ventilação Industrial e Controle da Poluição**. 2. ed. Rio de Janeiro: Ltc - Livros Técnicos e Científicos Editora S.A., 1990. 403 p.

MARQUES, Janaína Santos Saldanha et al. **Análise das condições de ventilação de uma cozinha industrial da cidade de Carambeí – PR**. 2017. Disponível em: <<http://www.aprepro.org.br/conbrepro/2017/down.php?id=3120&q=1>>. Acesso em: 30 dezembro de 2018.

MESQUITA, A. L. S.; GUIMARÃES, F. A.; NEFUSSI, N. **Engenharia de ventilação industrial**. São Paulo: Editora Edgard Blücher, 1977.

MONTEIRO, V. 2009. **Ventilação na Restauração e Hotelaria**. Editora LIDEL, Portugal.

OLIVEIRA, A. **Estudo de caso: análise da eficácia de um sistema de ventilação local exaustora utilizado para controle da sílica em uma indústria de borracha do Estado de São Paulo**. 2016.141f. Dissertação (mestrado). Programa de Pós-Graduação em Engenharia de Segurança do Trabalho, Fundação Jorge Duprat Figueiredo de Segurança e Medicina do Trabalho – FUNDACENTRO. São Paulo -SP, 2016. Disponível em: <<http://fundacentro.gov.br/biblioteca/bibliotecadigital/acervodigital/detalhe/2016/6/estudo-de-caso-analise-da-eficacia-de-um-sistema-de-ventilacao-local-exaustora-utilizado>>. Acesso em: 11 dez. 2018

OLIVEIRA, J. M. de. **Noções de Ventilação Industrial** (apostila). Disponível em: <http://ftp.demec.ufpr.br/disciplinas/TM120/VENTILACAO_INDUSTRIAL.pdf.1>. Acesso em: 11 de dezembro de 2018.

PEREZ, N. P. **Sistemas Fluidomecânicos**. Disponível em: <www2.feg.unesp.br/Home/PaginasPessoais/nestorproenzaperez/sfm-2014-aula-25.pdf>. Acesso em 12 de dezembro de 2018.

REFRISOL. Fogão Industrial 8 Bocas Duplas 308 Extra Metal BREY. Disponível em: <<https://www.refrisol.com.br/lanchonete-e-restaurant/fogao-industrial/fogao-industrial-8-bocas-duplas-308-extra-metal-brey>>. Acesso em 10 dez. 2018.

SOBRINHO, F.V. 1996. **Ventilação local exaustora em galvanoplastia**. São Paulo, Fundacentro, 50 p.

ANEXO A – CÁLCULO DE VAZÃO DAS COIFAS

COIFA 1

Equipamentos: dois fogões industriais de 8 bocas.

Tipo de coifa: Ilha ou central.

Dimensões: L = 4,30 m; b = 1,3 m, está incluso as dimensões dos equipamentos e a distância de 0,15 m em todas as direções, de acordo com a NBR 14518.

Altura da coifa aos fogões: 0,90 m.

$$q_{v1} = v_1 \times A_1, v_1 = 0,64 \text{ m/s}$$

$$A_1 = L \times b = 4,3 \times 1,3 = 5,59 \text{ m}^2$$

$$q_{v1} = 5,59 \text{ m}^2 \times 0,64 \text{ m/s} = 3,5776 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$\mathbf{q_{v1} = 12.879,36 \text{ m}^3/\text{h}}$$

$$q_{v2} = v_2 \times A_2, v_2 = 0,25 \text{ m/s}$$

$$A_2 = 2(L + b) h = 2(4,3 + 1,3) \times 0,9 = 10,08 \text{ m}^2$$

$$q_{v2} = 10,08 \text{ m}^2 \times 0,25 \text{ m/s} = 2,52 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$\mathbf{q_{v2} = 9072 \text{ m}^3/\text{h}}$$

$$\mathbf{Q_1 = 12.879,36 \text{ m}^3 / \text{h}, \text{ valor considerado para a Coifa 1.}}$$

COIFA 2

Equipamentos: duas fritadeiras a gás e um forno combinado elétrico.

Tipo de coifa: de parede com um lado longitudinal fechado.

Dimensões: L = 2,1 m; b = 0,9 m, está incluso as dimensões dos equipamentos e a distância de 0,15 m em todas as direções, de acordo com a NBR 14518.

Altura da coifa aos equipamentos: 0,90 m.

$$q_{v1} = v_1 \times A_1, v_1 = 0,4 \text{ m/s}$$

$$A_1 = L \times b = 2,1 \times 0,9 = 1,89 \text{ m}^2$$

$$q_{v1} = 1,89 \text{ m}^2 \times 0,4 \text{ m/s} = 0,756 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$\mathbf{q_{v1} = 2.721,6 \text{ m}^3/\text{h}}$$

$$q_{v2} = v_2 \times A_2, v_2 = 0,25 \text{ m/s}$$

$$A_2 = P \times h; P = 2b + L$$

$$P = 2 \times 0,9 + 2,1 = 3,9 \text{ m}$$

$$A_2 = 3,9 \times 0,9 = 3,51 \text{ m}^2$$

$$q_{v2} = 3,51 \text{ m}^2 \times 0,25 \text{ m/s} = 0,8775 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$\mathbf{q_{v2} = 3159 \text{ m}^3/\text{h}}$$

$Q_2 = 3159 \text{ m}^3/\text{h}$, valor considerado para a Coifa 2.

COIFA 3

Equipamentos: duas chapas a gás.

Tipo de coifa: de parede com um lado longitudinal fechado.

Dimensões: L = 2,3 m; b = 0,55 m, está incluso as dimensões dos equipamentos e a distância de 0,15 m em todas as direções, de acordo com a NBR 14518.

Altura da coifa aos equipamentos: 0,90 m.

$$q_{v1} = v_1 \times A_1, v_1 = 0,4 \text{ m/s}$$

$$A_1 = L \times b = 2,3 \times 0,55 = 1,265 \text{ m}^2$$

$$q_{v1} = 1,265 \text{ m}^2 \times 0,4 \text{ m/s} = 0,506 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$\mathbf{q_{v1} = 1.821,6 \text{ m}^3/\text{h}}$$

$$q_{v2} = v_2 \times A_2, v_2 = 0,25 \text{ m/s}$$

$$A_2 = P \times h; P = 2b + L$$

$$P = 2 \times 0,55 + 2,3 = 3,4 \text{ m}$$

$$A_2 = 3,4 \times 0,9 = 3,06 \text{ m}^2$$

$$q_{v2} = 3,06 \text{ m}^2 \times 0,25 \text{ m/s} = 0,765 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$\mathbf{q_{v2} = 2754 \text{ m}^3/\text{h}}$$

$Q_3 = 2754 \text{ m}^3/\text{h}$, valor considerado para a Coifa 3.

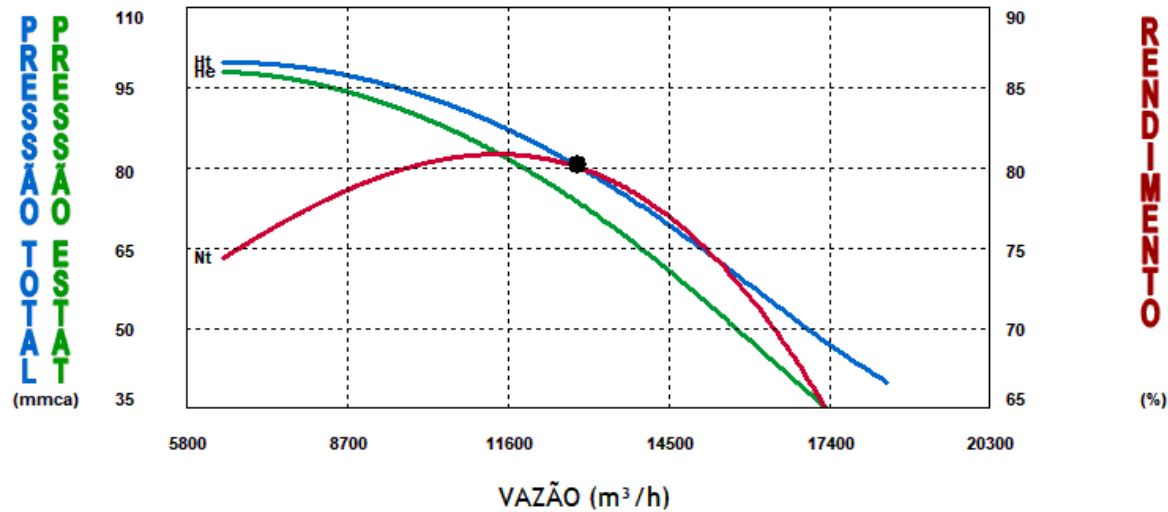
$$\mathbf{Q_{\text{exa}} = 18.792,36 \text{ m}^3/\text{h}}$$

ANEXO B – CURVAS DOS VENTILADORES

EXAUSTOR 1

OTAM VENTILADORES INDUSTRIAIS LTDA.
CURVAS DE DESEMPENHO DO VENTILADOR RLS 630

Densidade do Fluido: 1,038 kg/m³ Rotação: 1293 rpm

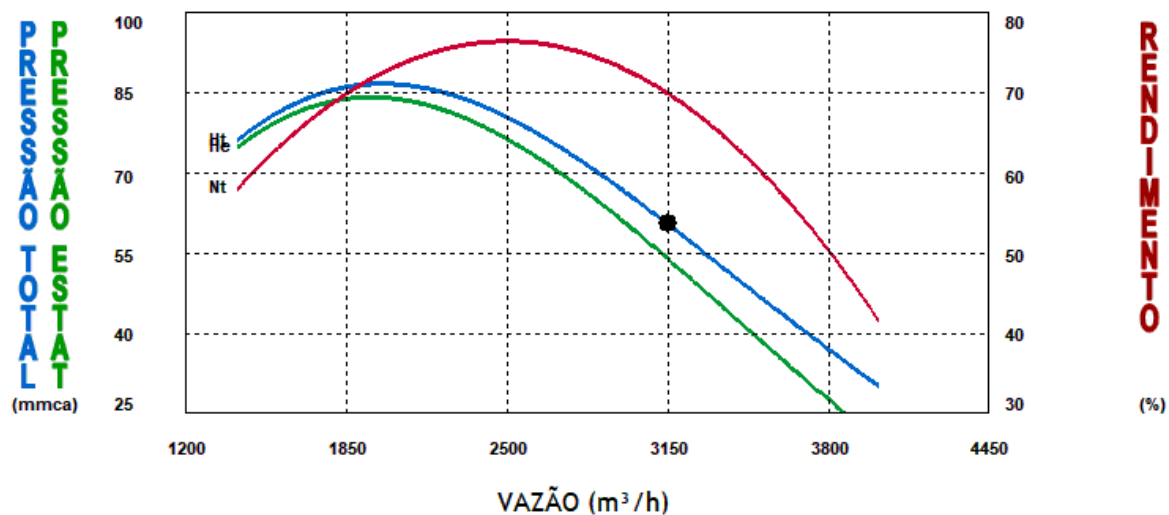


Ventilador	=	RLS 630 CLASSE I	Velocidade de Descarga	=	11,27 m/s
Temperatura de Operação	=	67 °C	Rendimento	=	79,22 %
Pressão Barométrica	=	760 mmHg	Rotação	=	1293 rpm
Densidade do Fluido	=	1,038 kg/m³	Potência Absorvida (ST)	=	5,61 cv
Vazão	=	12880 m³/h	Potência Absorvida (SE)	=	4,83 cv
Pressão Estática (SE)	=	73,5 mmca	Velocidade Periférica	=	42,66 m/s
Pressão Total (SE)	=	80,2 mmca	Pressão Sonora (1m) C.L.	=	78 dBA
Pressão Total (ST)	=	93,1 mmca			
Pressão Estática (ST)	=	85,3 mmca			

EXAUSTOR 2

OTAM VENTILADORES INDUSTRIAIS LTDA.
CURVAS DE DESEMPENHO DO VENTILADOR RLS 315Densidade do Fluido: 1,038 kg/m³

Rotação: 2506 rpm



Ventilador = RLS 315 CLASSE I

Temperatura de Operação = 67 °C

Pressão Barométrica = 760 mmHg

Densidade do Fluido = 1,038 kg/m³Vazão = 3159 m³/h

Pressão Estática (SE) = 53,6 mmca

Pressão Total (SE) = 60,1 mmca

Pressão Total (ST) = 69,7 mmca

Pressão Estática (ST) = 62,2 mmca

Velocidade de Descarga = 11,05 m/s

Rendimento = 66,80 %

Rotação = 2506 rpm

Potência Absorvida (ST) = 1,22 cv

Potência Absorvida (SE) = 1,05 cv

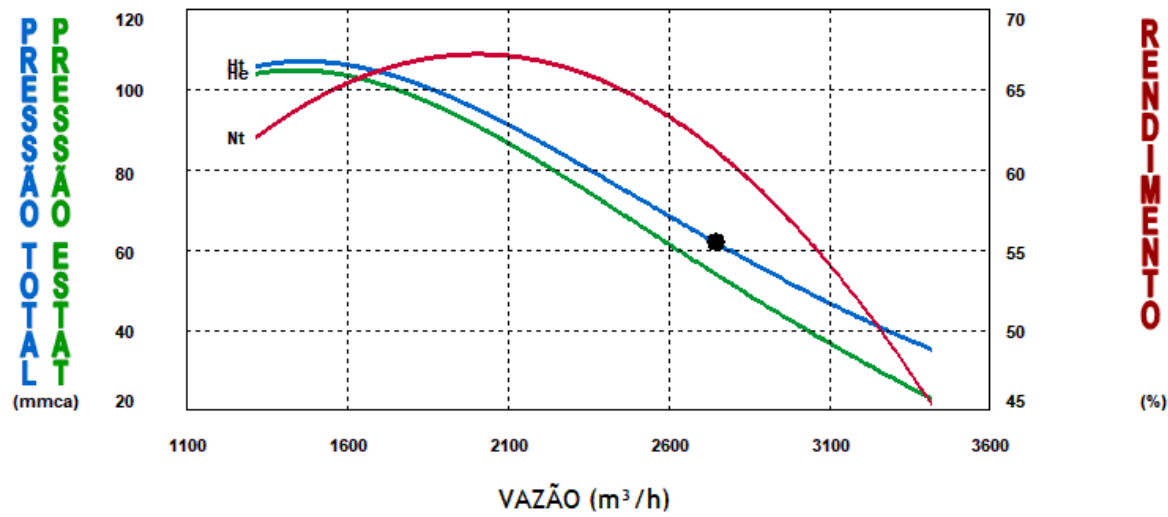
Velocidade Periférica = 41,34 m/s

Pressão Sonora (1m) C.L. = 76 dBA

EXAUSTOR 3

OTAM VENTILADORES INDUSTRIAIS LTDA.
CURVAS DE DESEMPENHO DO VENTILADOR RLS 280

Densidade do Fluido: 1,038 kg/m³ Rotação: 3001 rpm



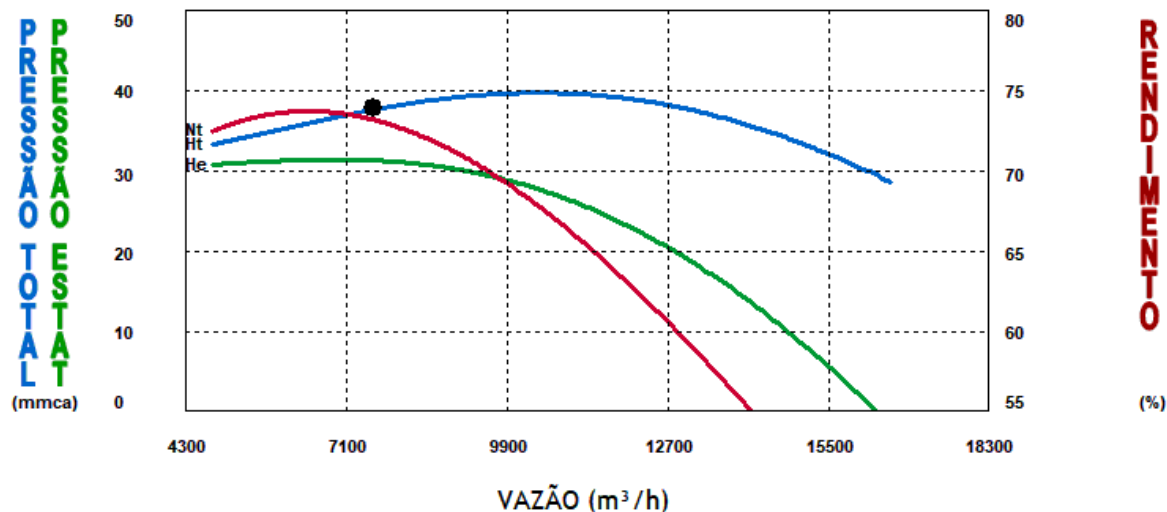
Ventilador	= RLS 280 CLASSE I	Velocidade de Descarga	= 12,20 m/s
Temperatura de Operação	= 67 °C	Rendimento	= 57,59 %
Pressão Barométrica	= 760 mmHg	Rotação	= 3001 rpm
Densidade do Fluido	= 1,038 kg/m³	Potência Absorvida (ST)	= 1,26 cv
Vazão	= 2754 m³/h	Potência Absorvida (SE)	= 1,09 cv
Pressão Estática (SE)	= 53,6 mmca	Velocidade Periférica	= 44,00 m/s
Pressão Total (SE)	= 61,5 mmca	Pressão Sonora (1m) C.L.	= 79 dBA
Pressão Total (ST)	= 71,4 mmca		
Pressão Estática (ST)	= 62,2 mmca		

GABINETES DE VENTILAÇÃO 1 E 2

OTAM VENTILADORES INDUSTRIAIS LTDA.
CURVAS DE DESEMPENHO DO VENTILADOR TDA 18/13

Densidade do Fluido: 1,177 kg/m³

Rotação: 621 rpm



Ventilador = TDA 18/13 SR

Temperatura de Operação = 27 °C

Pressão Barométrica = 760 mmHg

Densidade do Fluido = 1,177 kg/m³

Vazão = 7600 m³/h

Pressão Estática (SE) = 31,3 mmca

Pressão Total (SE) = 37,6 mmca

Pressão Total (ST) = 38,5 mmca

Pressão Estática (ST) = 32,0 mmca

Velocidade de Descarga = 10,28 m/s

Rendimento = 72,60 %

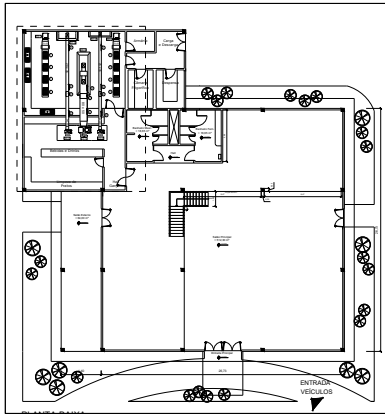
Rotação = 621 rpm

Potência Absorvida (ST) = 1,49 cv

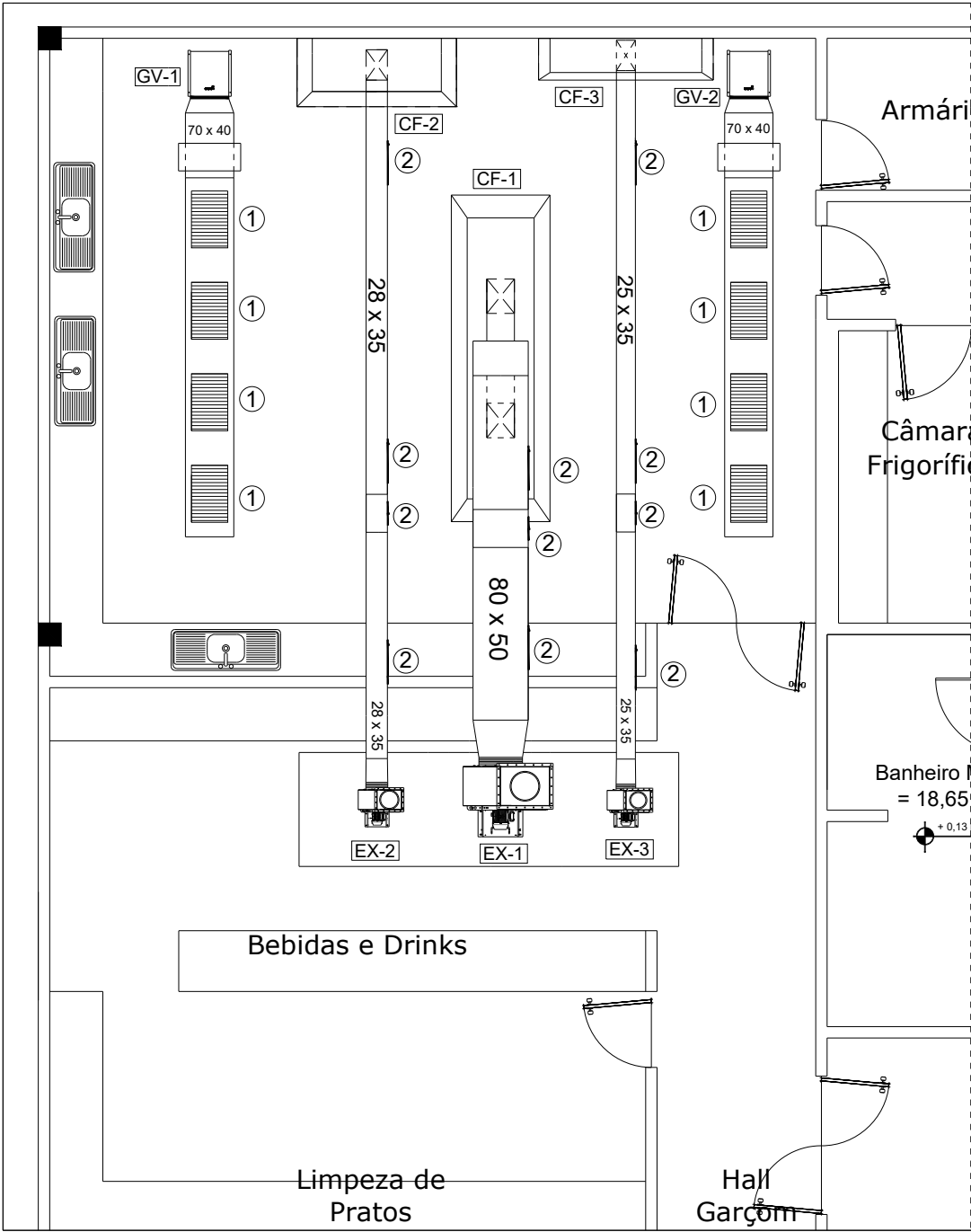
Potência Absorvida (SE) = 1,46 cv

Velocidade Periférica = 14,65 m/s

Pressão Sonora (1m) C.L. = 71 dBA



PLANTA BAIXA TÉRREO RESTAURANTE
ESCALA 1/720



PLANTA BAIXA SISTEMA DE INSUFLAÇÃO E EXAUSTÃO
ESCALA 1/90

EX - 01	EX - 02
Exaustor 1	Exaustor 2
Centrífugo Limit Load OTAM	Centrífugo Limit Load OTAM
Modelo: RLS 630 Classe 1	Modelo: RLS 315 Classe 1
Vazão: 12880 m³/h	Vazão: 3159 m³/h
Pressão Estática: 73,5 mmca	Pressão Estática: 53,6 mmca
Potência: 4,83 cv	Potência: 1,05 cv
Rotação: 1293 rpm	Rotação: 2506 rpm
Rendimento: 79,22 %	Rendimento: 66,8 %

EX - 03	GV - 01
Exaustor 3	Gabinete de Ventilação 1
Centrífugo Limit Load OTAM	Centrífugo Sirocco OTAM
Modelo: RLS 280 Classe 1	Modelo: TDA 18/13 SR
Vazão: 2754 m³/h	Vazão: 7600 m³/h
Pressão Estática: 53,6 mmca	Pressão Estática: 31,3 mmca
Potência: 1,09 cv	Potência: 1,46 cv
Rotação: 3001 rpm	Rotação: 621 rpm
Rendimento: 57,59 %	Rendimento: 72,6 %

GV - 02	CF - 01
Gabinete de Ventilação 2	Coifa Lavadora Wash Pull 1
Centrífugo Sirocco OTAM	Fabricante: MELTING
Modelo: TDA 18/13 SR	Modelo: Itha
Vazão: 7600 m³/h	Vazão: 12880 m³/h
Pressão Estática: 31,3 mmca	Perda de carga: 35 mmca
Potência: 1,46 cv	
Rotação: 621 rpm	
Rendimento: 72,6 %	

CF - 02
Coifa Lavadora Wash Pull 2
Fabricante: MELTING
Modelo: Parede
Vazão: 3159 m³/h
Perda de carga: 35 mmca

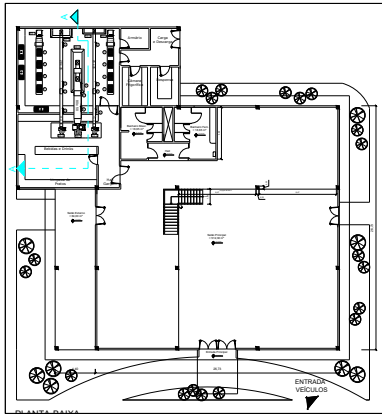
CF - 03
Coifa Lavadora Wash Pull 3
Fabricante: MELTING
Modelo: Parede
Vazão: 2754 m³/h
Perda de carga: 35 mmca

- Observações
- 1- O projeto está de acordo com a norma NBR 14518 (2000).
 - 2 - Na planta do restaurante não contém a planta do último pavimento, somente a do térreo, por isso da a impressão que os exaustores estão no térreo.
 - 3 - Os exaustores estão posicionados na laje superior do último pavimento do restaurante.
 - 4 - Os gabinetes estão posicionados na laje superior do térreo.
 - 5 -A ligação duto / ventilador é feita por um duto flexível.
 - 6 - Alguns componentes foram ocultados nas vistas de corte para melhor visualização dos sistemas isolados.

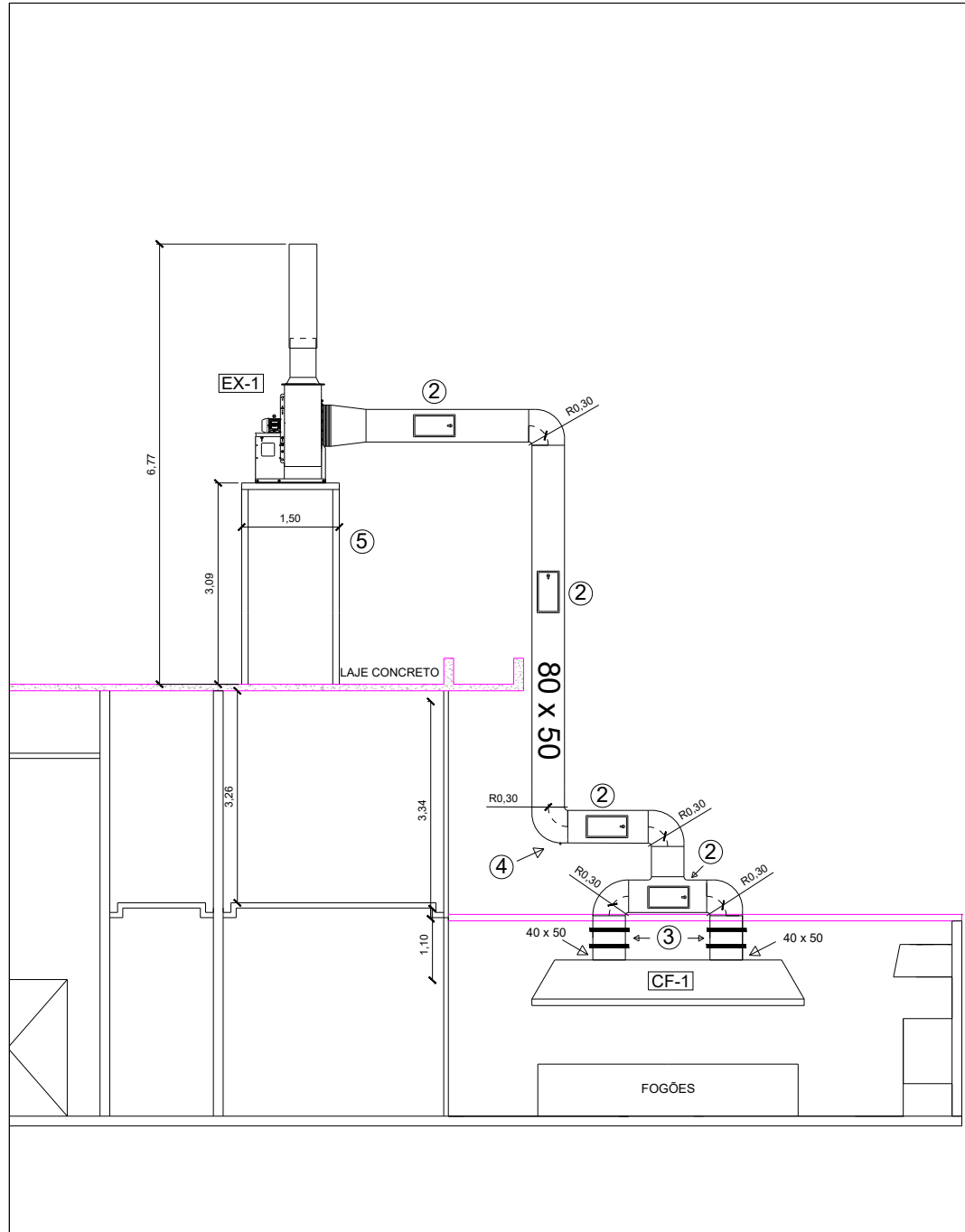
ITEM	DESCRIÇÃO	QUANT.
1	Grelha de Insuflamento 1900 m³/h TROX 825 mm x 525 mm	8
2	Porta de Inspeção 300 mm x 600 mm	12
3	Damper Corta Fogo TROX	4
4	Dreno Tamponado	3
5	Estrutura Metálica de apoio para os Exaustores	1

PROJETO DE VENTILAÇÃO PARA COZINHA PROFISSIONAL

TRABALHO DE CONCLUSÃO DO CURSO	
INSTITUTO FEDERAL DO PIAUÍ	
CURSO: ENGENHARIA MECÂNICA	
Data: 10/01/2019	
ESCALA: INDICADA	
PLANTA BAIXA SISTEMA DE INSUFLAÇÃO E EXAUSTÃO PLANTA BAIXA TÉRREO RESTAURANTE	
ALUNO:	
RAFAEL JARBAS BARRADAS DO NASCIMENTO	
PRANCHA: 01/06	



PLANTA BAIXA TÉRREO RESTAURANTE
ESCALA 1/720



CORTE A-A
SISTEMA DE EXAUSTÃO 1
ESCALA 1/90

EX - 01	EX - 02
Exaustor 1	Exaustor 2
Centrífugo Limit Load OTAM	Centrífugo Limit Load OTAM
Modelo: RLS 630 Classe 1	Modelo: RLS 315 Classe 1
Vazão: 12880 m³/h	Vazão: 3159 m³/h
Pressão Estática: 73,5 mmca	Pressão Estática: 53,6 mmca
Potência: 4,83 cv	Potência: 1,05 cv
Rotação: 1293 rpm	Rotação: 2506 rpm
Rendimento: 79,22 %	Rendimento: 66,8 %

EX - 03	GV - 01
Exaustor 3	Gabinete de Ventilação 1
Centrífugo Limit Load OTAM	Centrífugo Sirocco OTAM
Modelo: RLS 280 Classe 1	Modelo: TDA 18/13 SR
Vazão: 2754 m³/h	Vazão: 7600 m³/h
Pressão Estática: 53,6 mmca	Pressão Estática: 31,3 mmca
Potência: 1,09 cv	Potência: 1,46 cv
Rotação: 3001 rpm	Rotação: 621 rpm
Rendimento: 57,59 %	Rendimento: 72,6 %

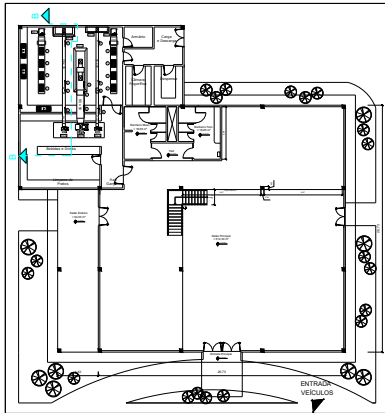
GV - 02	CF - 01
Gabinete de Ventilação 2	Coifa Lavadora Wash Pull 1
Centrífugo Sirocco OTAM	Fabricante: MELTING
Modelo: TDA 18/13 SR	Modelo: Itha
Vazão: 7600 m³/h	Vazão: 12880 m³/h
Pressão Estática: 31,3 mmca	Perda de carga: 35 mmca
Potência: 1,46 cv	
Rotação: 621 rpm	
Rendimento: 72,6 %	

CF - 02	CF - 03
Coifa Lavadora Wash Pull 2	Coifa Lavadora Wash Pull 3
Fabricante: MELTING	Fabricante: MELTING
Modelo: Parede	Modelo: Parede
Vazão: 3159 m³/h	Vazão: 2754 m³/h
Perda de carga: 35 mmca	Perda de carga: 35 mmca

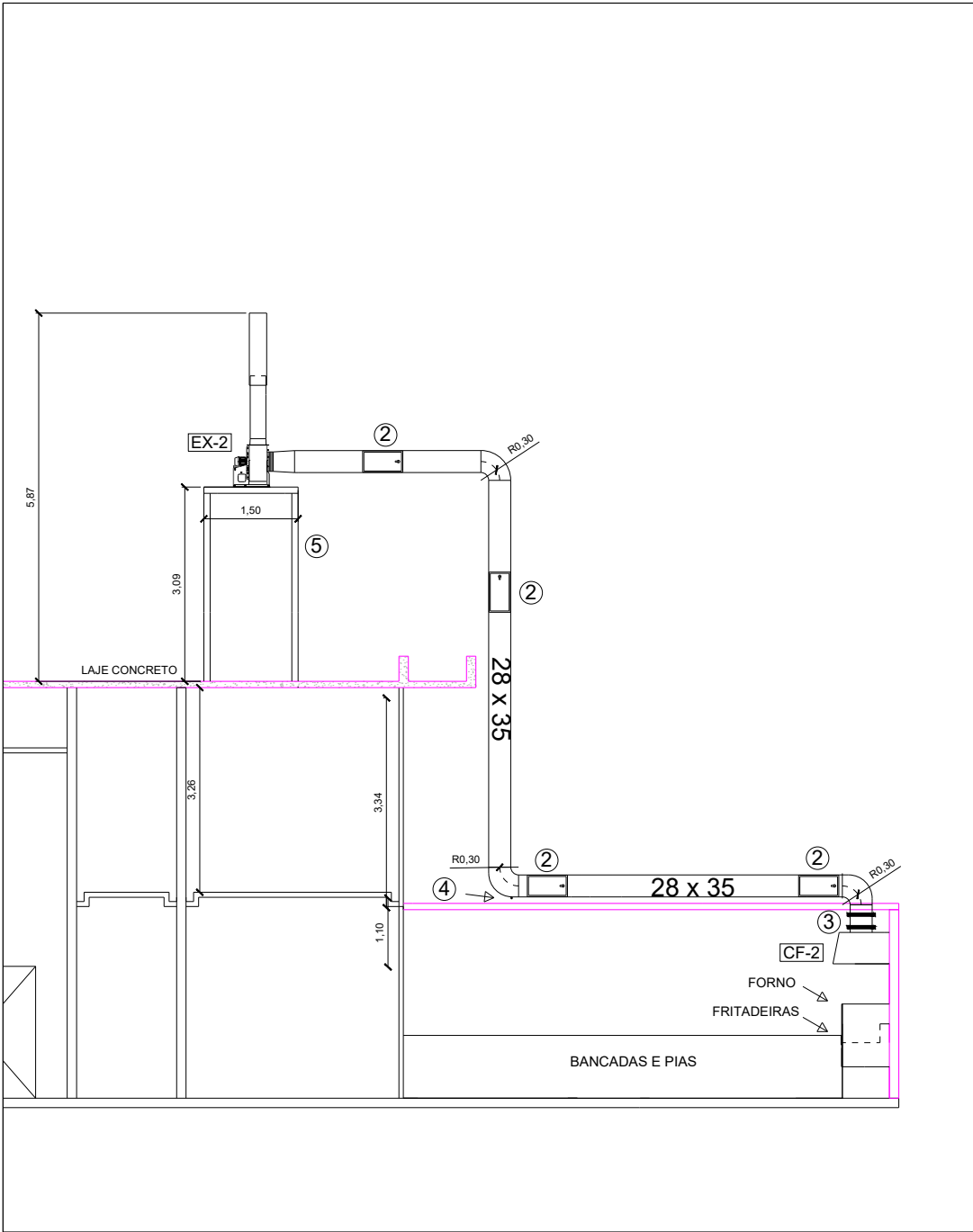
- Observações**
- 1- O projeto está de acordo com a norma NBR 14518 (2000).
 - 2 - Na planta do restaurante não contém a planta do último pavimento, somente a do térreo, por isso da a impressão que os exaustores estão no térreo.
 - 3 - Os exaustores estão posicionados na laje superior do último pavimento do restaurante.
 - 4 - Os gabinetes estão posicionados na laje superior do térreo.
 - 5 - A ligação duto / ventilador é feita por um duto flexível.
 - 6 - Alguns componentes foram ocultados nas vistas de corte para melhor visualização dos sistemas isolados.

ITEM	DESCRIÇÃO	QUANT.
1	Grelha de Insuflamento 1900 m³/h TROX 825 mm x 525 mm	8
2	Porta de Inspeção 300 mm x 600 mm	12
3	Damper Corta Fogo TROX	4
4	Dreno Tamponado	3
5	Estrutura Metálica de apoio para os Exaustores	1

PROJETO DE VENTILAÇÃO PARA COZINHA PROFISSIONAL	
TRABALHO DE CONCLUSÃO DO CURSO	
INSTITUTO FEDERAL DO PIAUÍ	
CURSO: ENGENHARIA MECÂNICA	
CORTE A-A PLANTA BAIXA TÉRREO RESTAURANTE	Data: 10/01/2019 ESCALA: INDICADA
ALUNO: RAFAEL JARBAS BARRADAS DO NASCIMENTO	PRANCHA: 02/06



PLANTA BAIXA TÉRREO RESTAURANTE
ESCALA 1/720



CORTE B-B
SISTEMA DE EXAUSTÃO 2
ESCALA 1/90

EX - 01
Exaustor 1
Centrifugo Limit Load OTAM
Modelo: RLS 630 Classe 1
Vazão: 12880 m³/h
Pressão Estática: 73,5 mmca
Potência: 4,83 cv
Rotação: 1293 rpm
Rendimento: 79,22 %

EX - 02
Exaustor 2
Centrifugo Limit Load OTAM
Modelo: RLS 315 Classe 1
Vazão: 3159 m³/h
Pressão Estática: 53,6 mmca
Potência: 1,05 cv
Rotação: 2506 rpm
Rendimento: 66,8 %

EX - 03
Exaustor 3
Centrifugo Limit Load OTAM
Modelo: RLS 280 Classe 1
Vazão: 2754 m³/h
Pressão Estática: 53,6 mmca
Potência: 1,09 cv
Rotação: 3001 rpm
Rendimento: 57,59 %

GV - 01
Gabinete de Ventilação 1
Centrifugo Sirocco OTAM
Modelo: TDA 18/13 SR
Vazão: 7600 m³/h
Pressão Estática: 31,3 mmca
Potência: 1,46 cv
Rotação: 621 rpm
Rendimento: 72,6 %

GV - 02
Gabinete de Ventilação 2
Centrifugo Sirocco OTAM
Modelo: TDA 18/13 SR
Vazão: 7600 m³/h
Pressão Estática: 31,3 mmca
Potência: 1,46 cv
Rotação: 621 rpm
Rendimento: 72,6 %

CF - 01
Coifa Lavadora Wash Pull 1
Fabricante: MELTING
Modelo: lha
Vazão: 12880 m³/h
Perda de carga: 35 mmca

Observações

1- O projeto está de acordo com a norma NBR 14518 (2000).

2 - Na planta do restaurante não contém a planta do último pavimento, somente a do térreo, por isso da a impressão que os exaustores estão no térreo.

3 - Os exaustores estão posicionados na laje superior do último pavimento do restaurante.

4 - Os gabinetes estão posicionados na laje superior do térreo.

5 - A ligação duto / ventilador é feita por um duto flexível.

6 - Alguns componentes foram ocultados nas vistas de corte para melhor visualização dos sistemas isolados.

CF - 02
Coifa Lavadora Wash Pull 2
Fabricante: MELTING
Modelo: Parede
Vazão: 3159 m³/h
Perda de carga: 35 mmca

CF - 03
Coifa Lavadora Wash Pull 3
Fabricante: MELTING
Modelo: Parede
Vazão: 2754 m³/h
Perda de carga: 35 mmca

ITEM	DESCRIÇÃO	QUANT.
1	Grelha de Insuflamento 1900 m³/h TROX 825 mm x 525 mm	8
2	Porta de Inspeção 300 mm x 600 mm	12
3	Damper Corta Fogo TROX	4
4	Dreno Tamponado	3
5	Estrutura Metálica de apoio para os Exaustores	1

PROJETO DE VENTILAÇÃO PARA COZINHA PROFISSIONAL

TRABALHO DE CONCLUSÃO DO CURSO

INSTITUTO FEDERAL DO PIAUÍ

CURSO: ENGENHARIA MECÂNICA

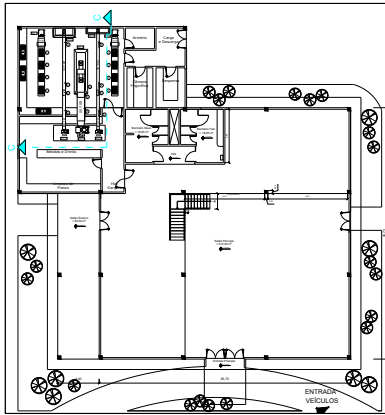
CORTE B-B
PLANTA BAIXA TÉRREO RESTAURANTE

Data: 10/01/2019

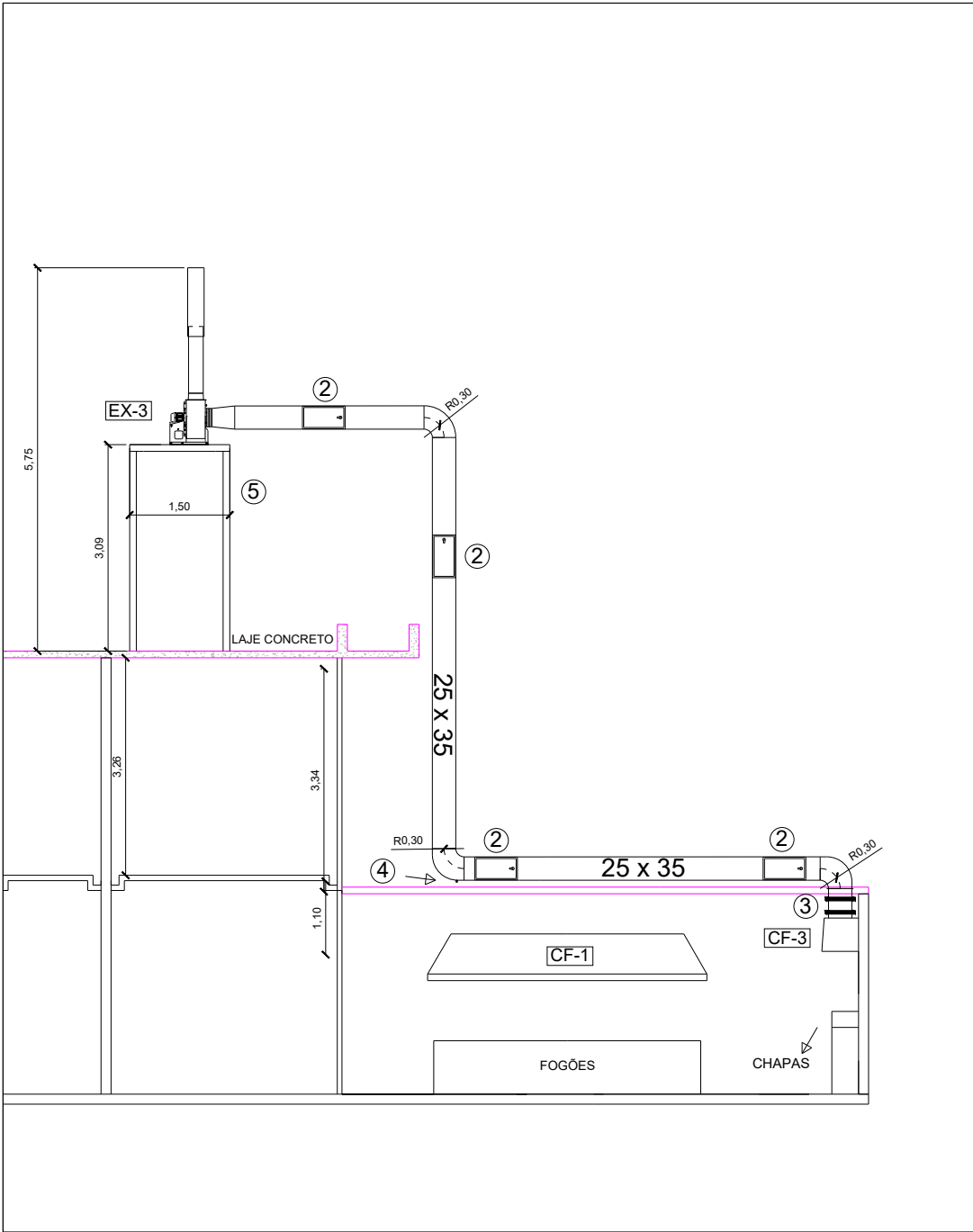
ESCALA: INDICADA

ALUNO:
RAFAEL JARBAS BARRADAS DO NASCIMENTO

PRANCHA: 03/06



PLANTA BAIXA TÉRREO RESTAURANTE
ESCALA 1/720



CORTE C-C
SISTEMA DE EXAUSTÃO 3
ESCALA 1/90

EX - 01
Exaustor 1
Centrifugo Limit Load OTAM
Modelo: RLS 630 Classe 1
Vazão: 12880 m³/h
Pressão Estática: 73,5 mmca
Potência: 4,83 cv
Rotação: 1293 rpm
Rendimento: 79,22 %

EX - 02
Exaustor 2
Centrifugo Limit Load OTAM
Modelo: RLS 315 Classe 1
Vazão: 3159 m³/h
Pressão Estática: 53,6 mmca
Potência: 1,05 cv
Rotação: 2506 rpm
Rendimento: 66,8 %

EX - 03
Exaustor 3
Centrifugo Limit Load OTAM
Modelo: RLS 280 Classe 1
Vazão: 2754 m³/h
Pressão Estática: 53,6 mmca
Potência: 1,09 cv
Rotação: 3001 rpm
Rendimento: 57,59 %

GV - 01
Gabinete de Ventilação 1
Centrifugo Sirocco OTAM
Modelo: TDA 18/13 SR
Vazão: 7600 m³/h
Pressão Estática: 31,3 mmca
Potência: 1,46 cv
Rotação: 621 rpm
Rendimento: 72,6 %

GV - 02
Gabinete de Ventilação 2
Centrifugo Sirocco OTAM
Modelo: TDA 18/13 SR
Vazão: 7600 m³/h
Pressão Estática: 31,3 mmca
Potência: 1,46 cv
Rotação: 621 rpm
Rendimento: 72,6 %

CF - 01
Coifa Lavadora Wash Pull 1
Fabricante: MELTING
Modelo: lha
Vazão: 12880 m³/h
Perda de carga: 35 mmca

Observações

- 1- O projeto está de acordo com a norma NBR 14518 (2000).
- 2 - Na planta do restaurante não contém a planta do último pavimento, somente a do térreo, por isso da a impressão que os exaustores estão no térreo.
- 3 - Os exaustores estão posicionados na laje superior do último pavimento do restaurante.
- 4 - Os gabinetes estão posicionados na laje superior do térreo.
- 5 - A ligação duto / ventilador é feita por um duto flexível.
- 6 - Alguns componentes foram ocultados nas vistas de corte para melhor visualização dos sistemas isolados.

CF - 02
Coifa Lavadora Wash Pull 2
Fabricante: MELTING
Modelo: Parede
Vazão: 3159 m³/h
Perda de carga: 35 mmca

CF - 03
Coifa Lavadora Wash Pull 3
Fabricante: MELTING
Modelo: Parede
Vazão: 2754 m³/h
Perda de carga: 35 mmca

ITEM	DESCRIÇÃO	QUANT.
1	Grelha de Insuflamento 1900 m³/h TROX 825 mm x 525 mm	8
2	Porta de Inspeção 300 mm x 600 mm	12
3	Damper Corta Fogo TROX	4
4	Dreno Tamponado	3
5	Estrutura Metálica de apoio para os Exaustores	1

PROJETO DE VENTILAÇÃO PARA COZINHA PROFISSIONAL

TRABALHO DE CONCLUSÃO DO CURSO

INSTITUTO FEDERAL DO PIAUÍ

CURSO: ENGENHARIA MECÂNICA

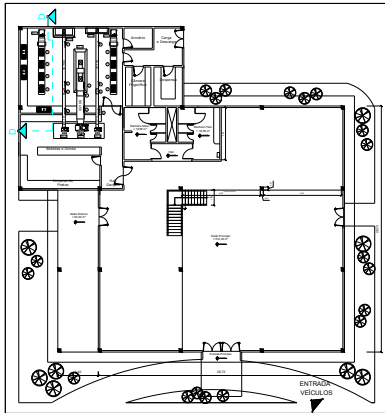
CORTE C-C
PLANTA BAIXA TÉRREO RESTAURANTE

Data: 10/01/2019

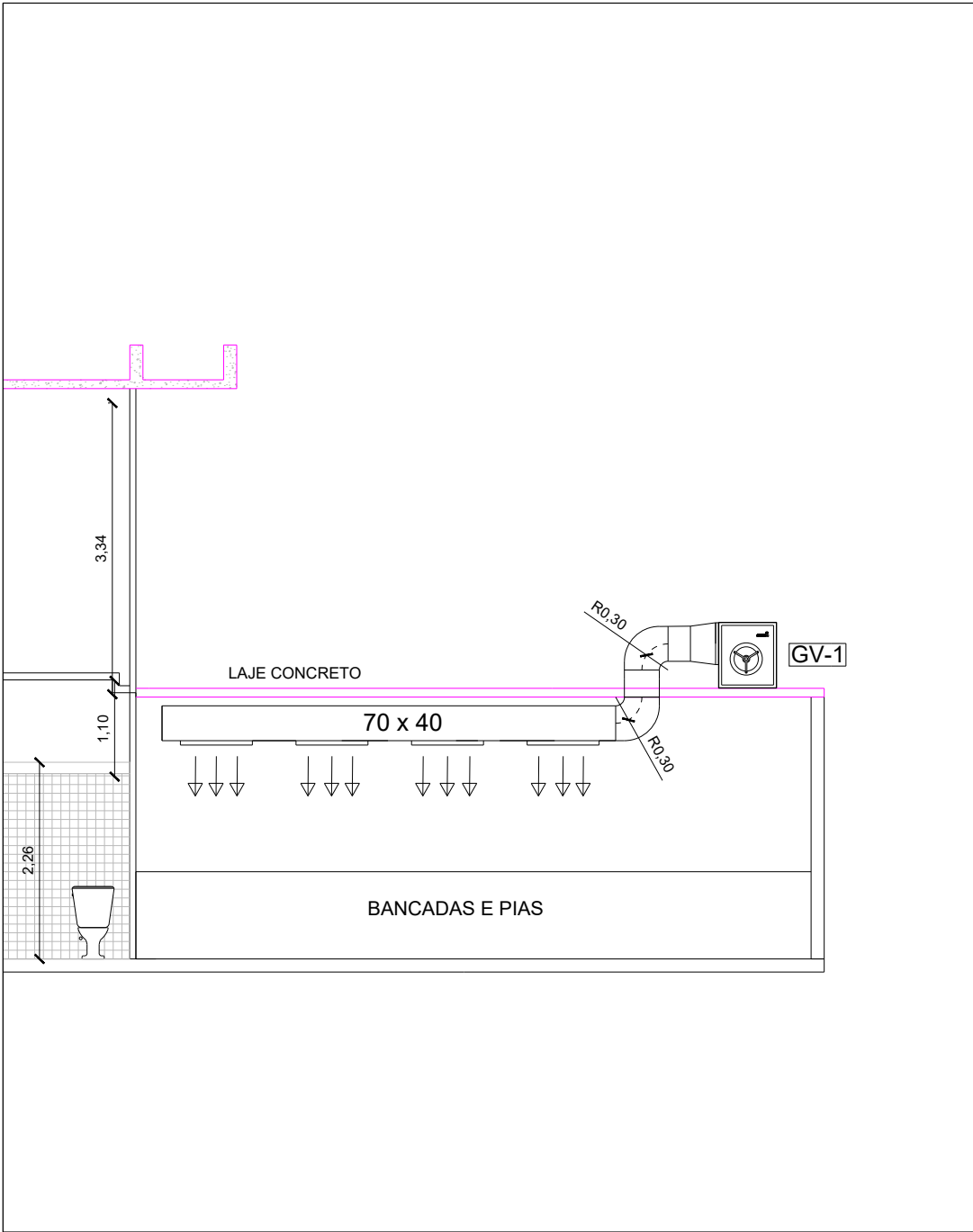
ESCALA: INDICADA

ALUNO:
RAFAEL JARBAS BARRADAS DO
NASCIMENTO

PRANCHA: 04/06



PLANTA BAIXA TÉRREO RESTAURANTE
ESCALA 1/720



CORTE D-D
SISTEMA DE INSUFLAMENTO 1
ESCALA 1/70

EX - 01
Exaustor 1
Centrifugo Limit Load OTAM
Modelo: RLS 630 Classe 1
Vazão: 12880 m³/h
Pressão Estática: 73,5 mmca
Potência: 4,83 cv
Rotação: 1293 rpm
Rendimento: 79,22 %

EX - 02
Exaustor 2
Centrifugo Limit Load OTAM
Modelo: RLS 315 Classe 1
Vazão: 3159 m³/h
Pressão Estática: 53,6 mmca
Potência: 1,05 cv
Rotação: 2506 rpm
Rendimento: 66,8 %

EX - 03
Exaustor 3
Centrifugo Limit Load OTAM
Modelo: RLS 280 Classe 1
Vazão: 2754 m³/h
Pressão Estática: 53,6 mmca
Potência: 1,09 cv
Rotação: 3001 rpm
Rendimento: 57,59 %

GV - 01
Gabinete de Ventilação 1
Centrifugo Sirocco OTAM
Modelo: TDA 18/13 SR
Vazão: 7600 m³/h
Pressão Estática: 31,3 mmca
Potência: 1,46 cv
Rotação: 621 rpm
Rendimento: 72,6 %

GV - 02
Gabinete de Ventilação 2
Centrifugo Sirocco OTAM
Modelo: TDA 18/13 SR
Vazão: 7600 m³/h
Pressão Estática: 31,3 mmca
Potência: 1,46 cv
Rotação: 621 rpm
Rendimento: 72,6 %

CF - 01
Coifa Lavadora Wash Pull 1
Fabricante: MELTING
Modelo: 11ha
Vazão: 12880 m³/h
Perda de carga: 35 mmca

Observações

- 1- O projeto está de acordo com a norma NBR 14518 (2000).
- 2 - Na planta do restaurante não contém a planta do último pavimento, somente a do térreo, por isso da a impressão que os exaustores estão no térreo.
- 3 - Os exaustores estão posicionados na laje superior do último pavimento do restaurante.
- 4 - Os gabinetes estão posicionados na laje superior do térreo.
- 5 -A ligação duto / ventilador é feita por um duto flexível.
- 6 - Alguns componentes foram ocultados nas vistas de corte para melhor visualização dos sistemas isolados.

CF - 02
Coifa Lavadora Wash Pull 2
Fabricante: MELTING
Modelo: Parede
Vazão: 3159 m³/h
Perda de carga: 35 mmca

CF - 03
Coifa Lavadora Wash Pull 3
Fabricante: MELTING
Modelo: Parede
Vazão: 2754 m³/h
Perda de carga: 35 mmca

ITEM	DESCRIÇÃO	QUANT.
1	Grelha de Insuflamento 1900 m³/h TROX 825 mm x 525 mm	8
2	Porta de Inspeção 300 mm x 600 mm	12
3	Damper Corta Fogo TROX	4
4	Dreno Tamponado	3
5	Estrutura Metálica de apoio para os Exaustores	1

PROJETO DE VENTILAÇÃO PARA COZINHA PROFISSIONAL

TRABALHO DE CONCLUSÃO DO CURSO

INSTITUTO FEDERAL DO PIAUÍ

CURSO: ENGENHARIA MECÂNICA

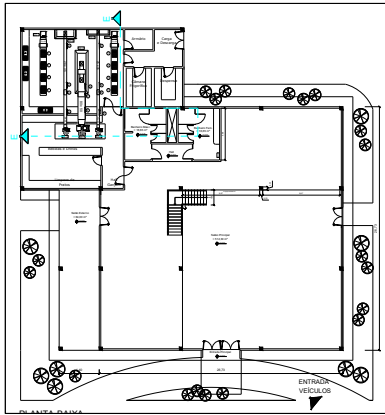
CORTE D-D
PLANTA BAIXA TÉRREO RESTAURANTE

Data: 10/01/2019

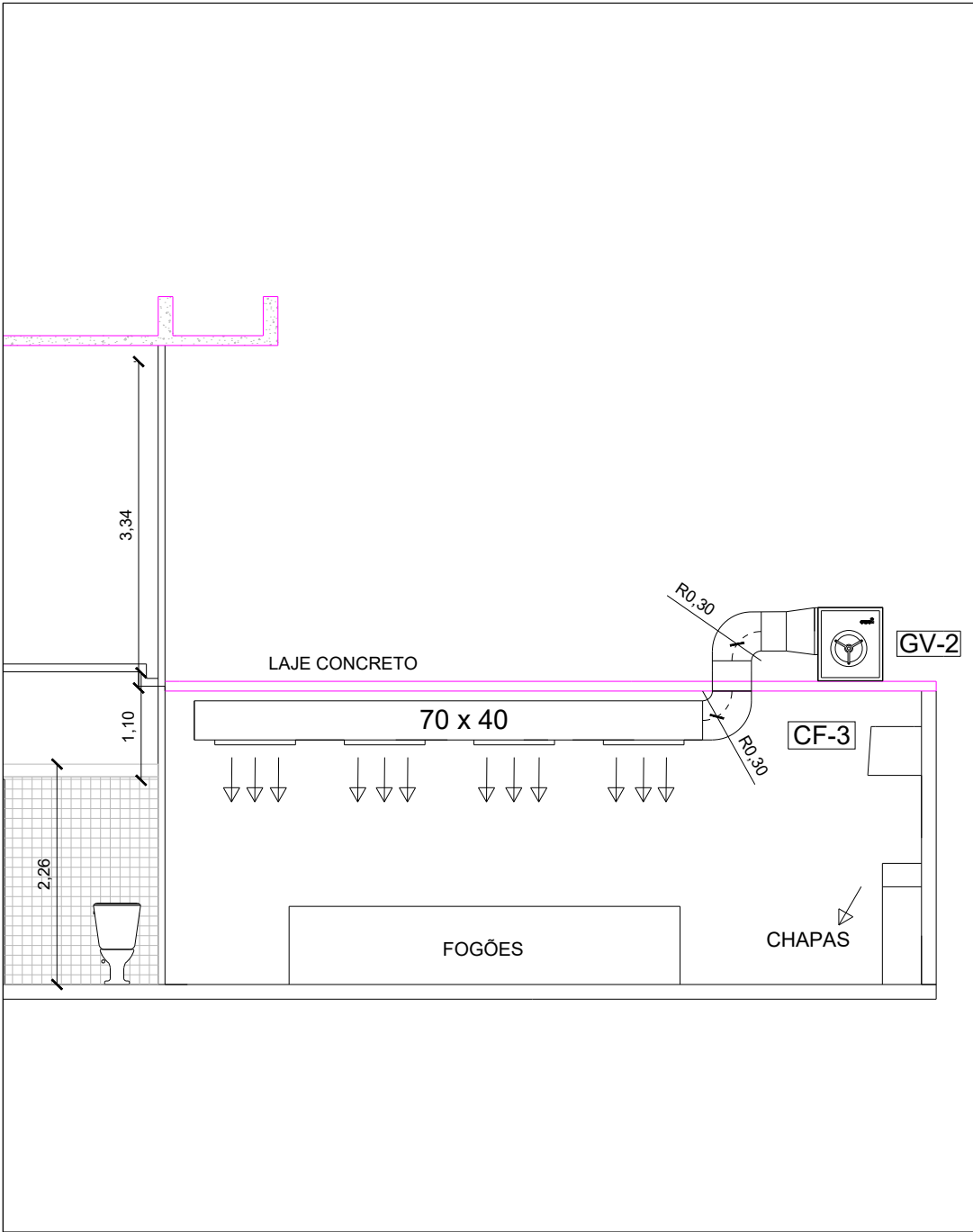
ESCALA: INDICADA

ALUNO:
RAFAEL JARBAS BARRADAS DO
NASCIMENTO

PRANCHA: 05/06



PLANTA BAIXA TÉRREO RESTAURANTE
ESCALA 1/720



CORTE E-E
SISTEMA DE INSUFLAMENTO 2
ESCALA 1/70

EX - 01
Exaustor 1
Centrifugo Limit Load OTAM
Modelo: RLS 630 Classe 1
Vazão: 12880 m³/h
Pressão Estática: 73,5 mmca
Potência: 4,83 cv
Rotação: 1293 rpm
Rendimento: 79,22 %

EX - 02
Exaustor 2
Centrifugo Limit Load OTAM
Modelo: RLS 315 Classe 1
Vazão: 3159 m³/h
Pressão Estática: 53,6 mmca
Potência: 1,05 cv
Rotação: 2506 rpm
Rendimento: 66,8 %

EX - 03
Exaustor 3
Centrifugo Limit Load OTAM
Modelo: RLS 280 Classe 1
Vazão: 2754 m³/h
Pressão Estática: 53,6 mmca
Potência: 1,09 cv
Rotação: 3001 rpm
Rendimento: 57,59 %

GV - 01
Gabinete de Ventilação 1
Centrifugo Sirocco OTAM
Modelo: TDA 18/13 SR
Vazão: 7600 m³/h
Pressão Estática: 31,3 mmca
Potência: 1,46 cv
Rotação: 621 rpm
Rendimento: 72,6 %

GV - 02
Gabinete de Ventilação 2
Centrifugo Sirocco OTAM
Modelo: TDA 18/13 SR
Vazão: 7600 m³/h
Pressão Estática: 31,3 mmca
Potência: 1,46 cv
Rotação: 621 rpm
Rendimento: 72,6 %

CF - 01
Coifa Lavadora Wash Pull 1
Fabricante: MELTING
Modelo: lha
Vazão: 12880 m³/h
Perda de carga: 35 mmca

Observações

- 1- O projeto está de acordo com a norma NBR 14518 (2000).
- 2 - Na planta do restaurante não contém a planta do último pavimento, somente a do térreo, por isso da a impressão que os exaustores estão no térreo.
- 3 - Os exaustores estão posicionados na laje superior do último pavimento do restaurante.
- 4 - Os gabinetes estão posicionados na laje superior do térreo.
- 5 - A ligação duto / ventilador é feita por um duto flexível.
- 6 - Alguns componentes foram ocultados nas vistas de corte para melhor visualização dos sistemas isolados.

CF - 02
Coifa Lavadora Wash Pull 2
Fabricante: MELTING
Modelo: Parede
Vazão: 3159 m³/h
Perda de carga: 35 mmca

CF - 03
Coifa Lavadora Wash Pull 3
Fabricante: MELTING
Modelo: Parede
Vazão: 2754 m³/h
Perda de carga: 35 mmca

ITEM	DESCRIÇÃO	QUANT.
1	Grelha de Insuflamento 1900 m³/h TROX 825 mm x 525 mm	8
2	Porta de Inspeção 300 mm x 600 mm	12
3	Damper Corta Fogo TROX	4
4	Dreno Tamponado	3
5	Estrutura Metálica de apoio para os Exaustores	1

PROJETO DE VENTILAÇÃO PARA COZINHA PROFISSIONAL

TRABALHO DE CONCLUSÃO DO CURSO	
INSTITUTO FEDERAL DO PIAUÍ	
CURSO: ENGENHARIA MECÂNICA	
CORTE E-E PLANTA BAIXA TÉRREO RESTAURANTE	Data: 10/01/2019 ESCALA: INDICADA
ALUNO: RAFAEL JARBAS BARRADAS DO NASCIMENTO	PRANCHA: 06/06