

UNIVERSIDADE FEDERAL DE UBERLÂNDIA – UFU
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA – FEMEC
GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

ALEXSANDER MACHADO REIS JUNIOR

PROJETO DE CLIMATIZAÇÃO E AVALIAÇÃO DA EFICIÊNCIA
ENERGÉTICA DE UM ESCRITÓRIO COMERCIAL

UBERLÂNDIA
DEZEMBRO DE 2017

ALEXSANDER MACHADO REIS JUNIOR

**PROJETO DE CLIMATIZAÇÃO E AVALIAÇÃO DA EFICIÊNCIA
ENERGÉTICA DE UM ESCRITÓRIO COMERCIAL**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado à
Faculdade de Engenharia Mecânica como
requisito parcial para a obtenção do título de
Bacharel em Engenharia Mecânica.

**Orientador: Prof. Dr. Arthur Heleno Pontes
Antunes**

**UBERLÂNDIA
DEZEMBRO DE 2017**

AGRADECIMENTOS

Por ordem de prioridade...

A Deus por ter me abençoado em toda essa caminhada, me levando a conclusão deste trabalho.

A meus pais, por terem sido o suporte ao longo de toda minha vida e ter feito o possível e o impossível durante toda minha educação.

Aos meus amigos, por me ajudar nos momentos mais difíceis, dando conselhos e incentivos ao longo deste período, em especial, Amanda Cristina e Vitor Guilherme.

À Universidade Federal de Uberlândia, em especial à Faculdade de Engenharia Mecânica, pela oportunidade de realizar este curso.

Ao orientador, Arthur Heleno Pontes Antunes, por toda orientação passada neste período.

Ao professor, Orosimbo de Andrade de Almeida Rego, pelos conselhos dados neste trabalho.

RESUMO

Para a elaboração deste trabalho foi desenvolvido um projeto de condicionamento de ar de um escritório comercial situado na cidade de Uberlândia. A metodologia empregada no mesmo é baseada inicialmente em um cálculo de carga térmica máxima, no qual admite-se que a condição mais indesejável se repita regularmente. Com a carga térmica calculada, selecionou-se equipamentos de expansão direta para atender a demanda de calor sensível e latente, afim de proporcionar conforto térmico para os ocupantes do ambiente climatizado. Posteriormente, foi projetado um sistema de distribuição de ar por meio de dutos aparentes, no qual utilizou-se o método da recuperação estática. Por fim simulou-se a planta arquitetônica do escritório utilizando o software EnergyPlus, onde constatou-se que o sistema de condicionamento de ar projetado atende à demanda de carga térmica.

Palavras-chave: Carga térmica, Projeto, Conforto térmico, Ar Condicionado.

ABSTRACT

For the preparation of this work was developed an air conditioning project of a commercial office located in the Uberlândia city. The methodology in this case study it is initially based on a calculation of maximum thermal charge, in which it is assumed that the most undesirable condition is repeated regularly. With the calculated thermal charge, direct expansion equipment was selected to meet the demand for sensible and latent heat, to provide thermal comfort for the occupants of the air-conditioned environment. Subsequently, an air distribution system was designed by means of apparent ducts, in which the static recovery method was used. Finally, the office's architectural plan was simulated using EnergyPlus software, where it was found that the air conditioning system designed meets the demand of thermal charge.

Key-words: Thermal charge, Project, Thermal comfort, Air Conditioning.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1: Vista isométrica de uma instalação de ar condicionado com unidade compacta. (Fonte: CREDER, 2004)	11
Figura 2.1: Fatores que afetam o conforto térmico (Fonte: PIRANI , 2004).	13
Figura 3.1: Planta baixa da área um de climatização	23
Figura 3.2: Planta baixa da área dois de climatização	33
Figura 3.3: Planta baixa da área três de climatização.....	37
Figura 3.4: Planta baixa da área quatro de climatização.	41
Figura 4.1: Carta psicométrica na pressão atmosférica de 92 kPa, modificada pelo autor.	49
Figura 4.2: Equipamento CXPA200 do fabricante TRANE (Fonte: Catálogo de produtos TRANE).	50
Figura 4.3: Especificações do equipamento CXPA200. (Fonte: Catálogo de produtos TRANE).	50
Figura 5.1: Dutos girovais de seção constante. Em (a) Duto aparente instalado em setor de indústria no SAI, Brasília.....	51
Figura 5.2: Distribuição dos dutos e grelhas de insuflamento na Área01,02 e 03.....	52
Figura 5.3: Parte do Duto principal esquerdo, em unidades inglesas.....	54
Figura 5.4: Distribuição dos dutos e grelhas de insuflamento na Área01 e 04.....	56
Figura 5.5: Damper controlador de vazão.....	57
Figura 5.6: Grelha DVO.....	59
Figura 5.7: Volume de controle de um equipamento de Ar Condicionado.....	59
Figura 6.1: Vista frontal do escritório comercial.....	60
Figura 6.2: Vista lateral do escritório comercial.....	61
Figura 6.3: Simulação da taxa dissipada de calor pelos equipamentos no EnergyPlus.....	61
Figura 6.4: Dados para simulação da taxa de calor dissipada pelas lâmpadas no EnergyPlus.....	62
Figura 6.5: Dados para simulação da taxa de calor dissipada pelas pessoas no EnergyPlus.	62
Figura 6.6: Variação da temperatura ao longo do ano.....	63
Figura 6.7: Quantidade de calor total no escritório comercial.....	63

LISTA DE TABELAS

Tabela 1: Condições de conforto para verão. (Fonte: Hélio Creder, 2004).....	14
Tabela 2: Cálculo do calor de condução da área de climatização um.	24
Tabela 3: Cálculo do calor de condução no piso e teto da área de climatização um.....	24
Tabela 4: Maior fator solar possível na região horizontal de insolação, na época de 21 de janeiro e 21 de novembro as 12 horas..	25
Tabela 5: Calor devido a insolação para o maior fator solar possível para região horizontal..	25
Tabela 6: Maior fator solar possível na região Nordeste de insolação, em 21 de junho as 9 horas.	25
Tabela 7: Calor devido a insolação para o maior fator solar possível na região Nordeste.....	26
Tabela 8: Maior fator solar possível na região Noroeste de insolação, em 21 de junho as 15 horas..	26
Tabela 9: Calor devido a insolação para o maior fator solar possível na região Noroeste.....	26
Tabela 10: Maior fator solar possível na região Norte de insolação, em 21 de junho as 12 horas.	27
Tabela 11: Calor devido a insolação para o maior fator solar possível na região Norte.....	27
Tabela 12: Maior fator solar possível na região Sul de insolação, na época de 21 de janeiro e 21 de novembro as 15 horas.	27
Tabela 13: Calor devido a insolação para o maior fator solar possível na região Sul.....	27
Tabela 14: Maior fator solar possível na região Leste de insolação, em 20 de fevereiro e 23 de outubro as 08 horas.....	28
Tabela 15: Calor devido a insolação para o maior fator solar possível na região Leste.....	28
Tabela 16: Maior fator solar possível na região Oeste de insolação, em 20 de fevereiro e 23 de outubro as 16 horas.....	28
Tabela 17: Calor devido a insolação para o maior fator solar possível na região Oeste.	28
Tabela 18: Calor devido aos equipamentos da área um de climatização..	30
Tabela 19: Calor de condução da área dois de climatização..	33
Tabela 20: Calor de insolação da área dois de climatização..	34
Tabela 21: Calor devido aos equipamentos da área dois de climatização.....	35
Tabela 22: Calor de condução da área três de climatização..	37
Tabela 23: Calor devido aos equipamentos da área três de climatização..	38
Tabela 24: Calor devido a condução das salas 01 e 04 do mezanino superior.....	41
Tabela 25: Calor devido aos equipamentos das salas 01 e 04 do mezanino superior.	42

Tabela 26: Calor devido a condução das salas 02 e 03 do mezanino superior.....	45
Tabela 27: Calor devido aos equipamentos das salas 02 e 03 do mezanino superior..	46
Tabela 28: Vazão necessária em cada área de climatização.....	52
Tabela 29: Análise das pressões no duto principal esquerdo...	54
Tabela 30: Níveis sonoros máximos recomendados por difusores e grelhas	58
Tabela 31: Seleção de grelhas de insuflamento em cada área climatizada	58
Tabela 32: Custo para a implantação do sistema.....	64

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO.....	10
1.2. Objetivo	11
1.3. Metodologia.....	11
1.4. Organização do trabalho	12
2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA.....	13
2.1 Conforto Térmico.....	13
2.2 Carga Térmica.....	15
2.2.1. Carga de condução.....	15
2.2.2. Carga de insolação.....	16
2.2.3. Carga devido as pessoas	16
2.2.4. Carga devido aos equipamentos	17
2.2.5. Carga devido a iluminação	17
2.2.6. Carga devido a infiltração.....	18
2.2.5. Carga devido a renovação.....	19
2.3 Sistema de distribuição de ar.....	20
2.3.1. Método da recuperação estática.....	21
2.3.2. Método da velocidade.....	21
2.3.3. Método de igual perda de carga.....	22
3 ESTUDO DE CASO	22
Área 01.....	23
Área 02.....	33
Área 03.....	37
Área 04.....	41
4 SELEÇÃO DOS EQUIPAMENTOS	48
5 SISTEMA DE DISTRIBUIÇÃO DE AR.....	51
6 SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL DA PLANTA NO ENERGYPLUS	60
7 CUSTO PARA A IMPLANTAÇÃO DO SISTEMA.....	64
8 CONCLUSÕES.....	65
9 BIBLIOGRAFIA	66
ANEXO A – TABELAS PARA CÁLCULO DA CARGA TÉRMICA	67
ANEXO B – CATÁLOGO DE SELEÇÃO DOS DUTOS.....	77
ANEXO C – GRÁFICO PERDA POR ATRITO.....	78

ANEXO D – TABELAS DE SELEÇÃO DE GRELHAS DE INSUFLAMENTO, RETORNO E TOMADA DE AR EXTERNA	79
ANEXO E – PROJETO DO ESCRITÓRIO COMERCIAL	81

1- INTRODUÇÃO

A refrigeração juntamente com a construção civil e a arquitetura evoluiu muito nas últimas décadas. Com a necessidade cada vez maior do homem de sentir-se termicamente confortável, o desenvolvimento do condicionamento de ar tornou-se de primordial importância.

Há escritos da prática do condicionamento de ar desde a época antes de Cristo, quando um poeta chinês do século XI a.C., coletava e armazenava neve e gelo natural afim de fazer resfriamento. Os antigos soberanos, mandavam seus escravos buscar grandes quantidades de neve nas montanhas próximas no intuito de que na primavera tivessem brisas refrescantes. Porém foi em 1902 que surgiu o primeiro processo mecânico para condicionamento de ar contínuo, quando Willis Carrier, um engenheiro mecânico, teorizou que poderia retirar a umidade em dias quentes de uma fábrica de impressão em Nova York através de resfriamento do ar por dutos artificialmente resfriados.

Com o surgimento do compressor, em uma exposição internacional em Londres em 1862, tivemos o desenvolvimento de diversos fluidos refrigerantes e sistemas de climatização artificiais.

Atualmente tem sido desenvolvido fluidos refrigerantes cada vez menos danosos ao meio ambiente, e sistemas cada vez mais potentes e ao mesmo tempo que ocupem menos espaço físico.

Justamente pensando no espaço físico surgiram os sistemas centrais de ar, no qual poupa-se área devido ao menor número de condensadoras (unidades externas). Para grandes ambientes pode-se utilizar centrais de ar com sistemas de dutos, uma vez que, seriam necessários um elevado número de evaporadoras para atender estes ambientes, tornando-se inviável o uso dos sistemas *splits* convencionais.

As centrais de ar dutadas são bastante utilizadas em shoppings, supermercados, cinemas, escritórios entre outros ambientes. Na sua instalação, na parte externa fica a condensadora, e na parte interna ficam os dutos, a evaporadora e o sistema de distribuição de ar, que pode ser por meio de grelhas e difusores.

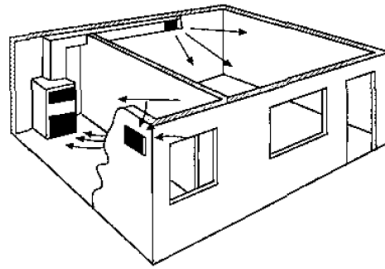


Figura 1.1: Vista Isométrica de uma instalação de ar condicionado com unidade compacta

(Fonte: CREDER, 2004)

Independentemente do sistema de ar-condicionado selecionado, todos eles são utilizados para obtenção do conforto térmico. Para obter esta satisfação humana, deve-se fazer um estudo do ambiente onde deseja-se climatizar, obtendo assim uma carga térmica e selecionando um equipamento que satisfaz as condições impostas.

OBJETIVOS

O presente trabalho possui como objetivo projetar um sistema de condicionamento de ar, selecionando adequadamente os equipamentos e o sistema de distribuição de ar, para atender a demanda de carga térmica de um escritório comercial, observando restrições de projeto e exigências impostas pelo cliente.

METODOLOGIA

No desenvolvimento deste trabalho, as seguintes etapas foram realizadas para atingir o objetivo proposto anteriormente:

1.3.1 Levantamento da Carga Térmica

No projeto do condicionamento de ar, a carga térmica é de suma importância, pois é a partir dela que selecionaremos os equipamentos adequado.

1.3.2 Seleção dos equipamentos

Com a carga térmica calculada, deve-se selecionar os equipamentos de forma adequada, atendendo não somente a carga térmica, mas também a vazão de insuflamento necessária para climatizar a área.

1.3.3 Cálculo da rede de dutos para distribuição do ar

Com o equipamento selecionado, deve-se calcular a rede para distribuição do ar condicionado e selecionar, de forma adequada, as grelhas de insuflamento.

1.3.4 Simulação Computacional

A simulação computacional será realizada pelo software Energy Plus, com o intuito de obter a quantidade de calor total no escritório comercial e a variação da temperatura ao longo do ano no mesmo.

Organização do Trabalho

Com o objetivo de abordar o problema de maneira didática, o presente trabalho foi dividido em capítulos. No Capítulo 2, é feita uma revisão da literatura. No Capítulo 3, o estudo de caso é apresentado. No Capítulo 4, é feita a seleção dos equipamentos. No Capítulo 5 é mostrado o sistema de distribuição de ar e o dimensionamento do mesmo, no Capítulo 6 são apresentadas as simulações computacionais da planta do estudo de caso e. No Capítulo 7 é feita a análise de custo de implantação do sistema e, por último, no Capítulo 8 são feitas as conclusões e considerações finais.

2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

O presente capítulo tem como objetivo revisar bibliograficamente os temas abordados no trabalho, consolidando o conhecimento necessário para elaboração do projeto.

2.1 - Conforto térmico

Conforto térmico é a satisfação do homem com o ambiente térmico que o envolve. Sendo assim, esta satisfação é uma sensação subjetiva, ou seja, varia de pessoa para pessoa. Com isso, um mesmo ambiente pode estar confortável termicamente para uma pessoa e desconfortável para outra.

O indivíduo estando satisfeito termicamente, apresenta uma performance maior na atividade que executa. Dentre os fatores que influenciam no conforto térmico podemos citar os principais como sendo: as variáveis humanas e as variáveis ambientais.

Nas variáveis humanas temos os fatores fisiológicos e vestimenta. Já para as variáveis ambientais, temos os fatores de conforto térmico.

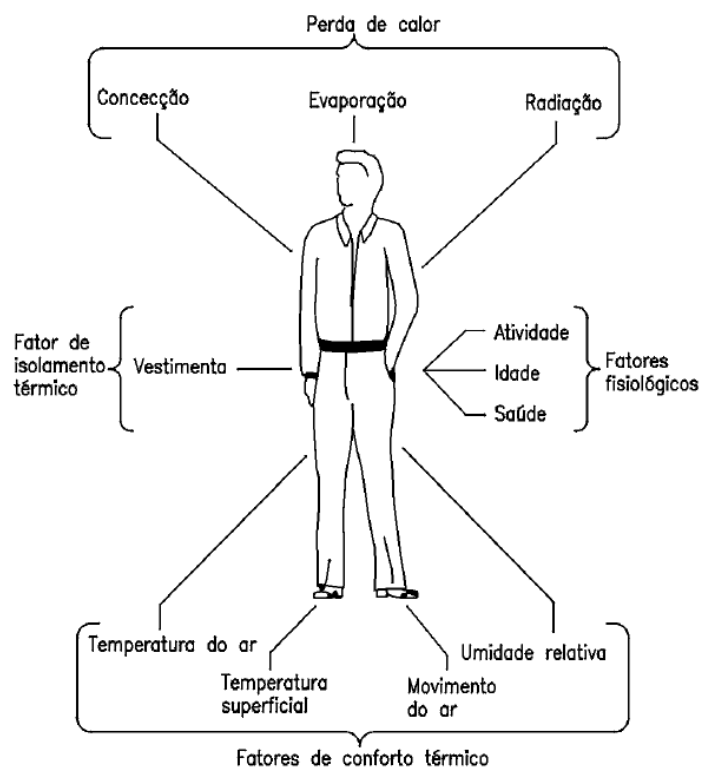


Figura 2.1: Fatores que afetam o conforto térmico. (Fonte: PIRANI,2004)

O equipamento de condicionamento de ar, é capaz de controlar quatro parâmetros ambientais: umidade do ar, velocidade do ar, temperatura do ar (bulbo seco) e temperatura das superfícies envolventes.

Seguindo isso, a norma NBR 16401-2:2008 item 5 (Parâmetros de conforto), estipula alguns parâmetros para produzir sensação aceitável de conforto térmico na maioria das pessoas.

O item 5.1 da NBR 16401-2:2008 estabelece parâmetros para situação de projeto de verão, onde este item estipula a temperatura operativa e umidade dentro da zona delimitada por:

22,5°C a 25,5°C e umidade relativa de 65%;

23 a 26°C e umidade relativa de 35%;

Já o item 5.2 da NBR 16401-2:2008 estabelece parâmetros para situação de projeto de inverno, onde este item estipula a temperatura operativa e umidade dentro da zona delimitada por:

21°C a 23,5°C e umidade relativa de 60%;

21,5°C a 24°C e umidade relativa de 30%;

Hélio Creder, estipulou para condições de verão, seguindo a finalidade que o projetista irá desenvolver seus cálculos, parâmetros de temperatura de bulbo seco e umidade relativa.

Tabela 01: Condições de Conforto para Verão. (Fonte: CREDER, 2004).

<i>Finalidade</i>	<i>Local</i>	<i>Recomendável</i>		<i>Máxima</i>	
		<i>TBS (°C)</i>	<i>UR (%)</i>	<i>TBS (°C)</i>	<i>UR (%)</i>
Conforto	Residências Hotéis Escritórios Escolas	23 a 25	40 a 60	26,5	65
Lojas de curto tempo de ocupação	Bancos Barbearias Cabeleireiros Lojas Magazines Supermercados	24 a 26	40 a 60	27	65
Ambientes com grandes cargas de calor latente e/ou sensível	Teatros Auditórios Templos Cinemas Bares Lanchonetes Restaurantes Bibliotecas Estúdios de TV	24 a 26	40 a 65	27	65

2.2 - Carga térmica

A carga térmica é a quantidade de calor sensível e calor latente que deve ser retirada ou colocada no recinto a fim de proporcionar as condições de conforto desejadas (CREDER, 2004).

O presente trabalho adotou o método de cálculo da carga térmica máxima, no qual admite-se que a condição mais indesejável se repita regularmente.

Para tal cálculo seguiu-se o item 6.1.3.3 da ABNT NBR 16401-1:2008 que é utilizado para sistemas com zona única ou pequeno número de zonas, admitindo o método da ASHRAE CLTD/CLF – Cooling Load Temperature Difference / Cooling Load Factor, que consiste em tabelas de fatores e coeficientes pré-calculados para construções e situações típicas.

A carga térmica é calculada levando em consideração a carga devido: Condução, Insolação, pessoas, equipamentos, iluminação, infiltração e ventilação.

$$QT = Q_{co} + Q_{ins} + Q_{pessoas} + Q_{equip} + Q_{ilum} + (Q_{inf} \text{ ou } Q_{vent}) \quad (2.1)$$

2.2.1-Carga de condução

A carga térmica de condução é o ganho de energia térmica causado pela diferença de temperatura entre o ambiente refrigerado e o ambiente externo. A energia térmica é transferida através do piso, teto e paredes, e pode ser calculada como:

$$Q_{co} = A \cdot U(\Delta T) \quad (2.2)$$

Onde:

Q_{co} = carga térmica devida a condução em kcal/h;

A =Área em metros quadrados;

U =coeficiente global de transmissão de calor em $\frac{kcal}{h} m^2^{\circ}C$ (Anexo A1 e A2).

ΔT = diferença de temperatura em $^{\circ}C$;

2.2.2-Carga de insolação

A carga térmica de insolação é o ganho de energia térmica causado pela incidência de radiação solar direta sobre as paredes do ambiente refrigerado e leva em consideração: coordenadas geográficas do local, inclinação dos raios do sol, tipo de construção, cor e rugosidade da superfície e refletância da superfície.

A carga térmica devido a insolação, subdivide-se em: transmissão de calor do sol através de superfícies transparentes (vidros) e transmissão de calor do sol através de superfícies opacas.

Para o cálculo da Transmissão de calor do sol através de superfícies transparentes utiliza-se a expressão:

$$Q_{ins} = I_t A \varphi \quad (2.3)$$

Onde:

Q_{ins} = Carga térmica devida a insolação kcal/h;

I_t = Coeficiente de transmissão de calor solar máximo (Anexo A3);

A = área envidraçada em metros quadrados;

φ = Fator de redução (Anexo A4);

2.2.3- Carga devido as pessoas

Essa carga é consequência da energia térmica dissipada por pessoas presentes no ambiente climatizado. O corpo humano emite calor sensível e calor latente, que variam de acordo com o estado em que se encontra o indivíduo (repouso ou em atividade).

Cálculo do calor latente e sensível:

$$Q_{latente} = N.S1 \quad (2.4)$$

$$Q_{sensível} = N.S2 \quad (2.5)$$

Onde:

N = Número de pessoas;

$S1$ = Calor latente liberado pelos ocupantes. Dado coletado no Anexo A5 da Norma ABNT NBR 16401-1;

S2= Calor sensível liberado pelos ocupantes. Dado coletado no Anexo A5 da Norma ABNT NBR 16401-1;

$$Q_{pessoas} = Q_{latente} + Q_{sensível} \quad (2.6)$$

2.2.4- Carga devida aos equipamentos

Todo equipamento, que esteja dentro do ambiente a ser climatizado, adiciona calor no mesmo. Logo deve-se levar em consideração o ganho de calor causado por esses equipamentos.

$$Q_{equip} = P_d . N . 0,86 \quad (2.7)$$

Onde:

Q_{equip} = Carga térmica devido aos equipamentos kcal/h;

P_d = Potência dissipada pelo equipamento em Watts (Anexo A6);

N = Número de equipamentos;

0,86 = Fator de conversão Watts para kcal/h;

2.2.5- Carga devido a iluminação

A carga térmica de iluminação é resultado da energia térmica dissipada por lâmpadas instaladas no ambiente refrigerado. Ela pode ser calculada como:

$$Q_{ilum} = P_l . A . 0,86 \quad (2.8)$$

Onde:

Q_{ilum} = Carga térmica devida a iluminação Kcal/h;

P_l = Potência dissipada pela lâmpada em Watts (Anexo A7);

A = Área do ambiente;

0,86 = Fator de conversão Watts para Kcal/h;

2.2.6- Carga devida a infiltração

Todo fluxo de ar externo para dentro da edificação através de frestas e outras aberturas não intencionais se caracterizam por infiltrações. Tal infiltração adiciona carga térmica sensível e latente e ela pode ser calculada por dois métodos: método da troca de ar e método das frestas.

O presente trabalho adotará o método da troca de ar, onde supõe-se a troca de ar por hora dos recintos, de acordo com o número de janelas e portas utilizando o Anexo 8.

Para o cálculo do calor sensível devida a infiltração, utiliza-se a expressão:

$$Q_s = Q \cdot \rho_{ar} \cdot C_p \cdot (T_e - T_i) \quad (2.9)$$

Onde:

Q_s = calor sensível;

Q = fluxo de ar;

ρ_{ar} = massa específica do ar ($\rho_{ar} = 1,2 \text{ kg/m}^3$);

C_p (ar) = $0,24 \text{ kcal/kg} \cdot ^\circ\text{C}$;

T_e = Temperatura do ar exterior;

T_i = Temperatura do ar interior;

Simplificando a equação, temos:

$$Q_s = Q \cdot 0,29 \cdot (T_e - T_i) \quad (2.10)$$

Para o cálculo do calor latente devido a infiltração, utiliza-se a expressão:

$$Q_L = Q \cdot \rho_{ar} \cdot (W_e - W_i) \cdot h_{lv} \quad (2.11)$$

Onde:

Q_L = calor latente;

Q = fluxo de ar;

ρ_{ar} = massa específica do ar ($\rho_{ar} = 1,2 \text{ kg/m}^3$);

h_{lv} = calor de vaporização da água (Adotando 583 kcal/kg);

W_e = umidade absoluta externa;

W_i = umidade absoluta interna;

Simplificando a equação:

$$QL = Q.699,2.(We - Wi) \quad (2.12)$$

Para o cálculo do fluxo de ar de ambas expressões acima utiliza-se a expressão:

$$Q = Trocas \text{ por hora } . Volume \text{ do ambiente} \quad (2.13)$$

Logo, o calor devido a infiltração é:

$$Q_{inf} = Q_s + Q_L \quad (2.14)$$

2.2.7-Carga devida a ventilação (Renovação)

Parte do ar insuflado é perdida pelas aberturas, frestas, exaustores e outras fontes, precisando ser repostado. Além deste ar que necessita de ser recompletado, há a renovação de ar necessária as pessoas para manter a qualidade do ar no recinto aceitável. Em locais fechados onde há um elevado número de pessoas e não há renovação de ar o nível de CO₂ se torna elevado, causando sonolência e dor de cabeça nos indivíduos. Com isso a renovação de ar é primordial.

Para calcular a carga devida a ventilação utiliza-se a norma NBR 16401-3.

Para determinar a vazão de renovação, para cálculo da carga de renovação, primeiramente deve-se determinar a vazão eficaz.

Para o cálculo da vazão eficaz, vazão esta que leva em consideração a vazão relacionada as pessoas e a vazão relacionada a área ocupada:

$$V_{ef} = P_z.F_p + A_z.F_a \quad (2.15)$$

Onde:

V_{ef} = Vazão eficaz de ar exterior (L/s);

F_p = Vazão por pessoa (L/s);

F_a = Vazão por área útil ocupada (L/s.m²);

P_z = número máximo de pessoas na zona de ventilação;

A_z = Área útil ocupada pelas pessoas (m^2);

Os valores a serem adotados para F_p e F_a estão presentes no Anexo A9.

Calculado a vazão eficaz, é possível determinar a vazão de renovação utilizando a expressão:

$$V_z = \frac{V_{ef}}{E_z} \quad (2.16)$$

Onde:

V_z = Vazão de renovação (L/s);

E_z = eficiência da distribuição de ar na zona, presente no Anexo A10;

Calculado a vazão de renovação, calcula-se o calor sensível e latente de renovação, utilizando as seguintes expressões:

$$Q_s = V_z \cdot 3,60,29 \cdot (T_e - T_i) \quad (2.17)$$

$$Q_L = V_z \cdot 3,6.699,2 \cdot (W_e - W_i) \quad (2.18)$$

Logo, o calor devido a renovação é:

$$Q_{vent} = Q_s + Q_L \quad (2.19)$$

2.3 – Sistemas de distribuição de ar

Os dutos são os condutores do ar permitindo sua circulação desde o ventilador até os pontos de insuflamento (aerofuses, grelhas etc.), bem como o retorno (CREDER, 2004).

Para dimensionamento dos mesmos existem três métodos:

- Método da recuperação estática;
- Método da velocidade;
- Método de igual perda de carga;

Para qualquer método utilizado a equação de continuidade e conservação de energia é de primordial importância. Esta equação nos diz que a vazão é obtida pelo produto da área da seção normal aos filetes líquidos em escoamento pela velocidade média na mesma seção.

$$Q = A \cdot V \quad (2.20)$$

Onde:

Q = vazão em m^3/s

A = área em m^2

V = velocidade em m/s

2.3.1 – Método da recuperação estática

Em um sistema de dutos sob a ação do ar em determinada vazão e velocidade, a pressão nele existente, é resultado do somatório da pressão estática (P_e) e da pressão cinética (P_v).

Supondo-se a seção constante de um duto e a vazão de ar diminuindo ao longo do trecho considerado, verifica-se que P_v decresce ao longo do duto e P_e cresce. Isto é conhecido por recuperação estática e permite, seleccionando-se as velocidades de modo conveniente em cada trecho, a obtenção de um sistema bem balanceado (CREDER, 2004).

Calcula-se a pressão cinética, utilizando a expressão:

$$P_v = \frac{V^2}{4005^2} \text{ em unidades inglesas;} \quad (2.21)$$

$$P_v = \frac{V^2}{242,2^2} \text{ em unidade métricas;} \quad (2.22)$$

Com a pressão cinética e a pressão total, obtém-se a pressão estática:

$$P_t = P_v + P_e \quad (2.23)$$

2.3.2 – Método da velocidade

Este método deve ser usado para pequenos sistemas ou em grandes sistemas com poucos dutos e no máximo cinco ou seis bocas. É um método empírico onde é a velocidade

arbitrariamente fixada no ventilador e, com base na experiência, reduzida em sucessivas etapas (CREDER, 2004).

Normalmente este método é utilizado em projetos de redes de duto simples, no qual através de tabelas de velocidades máximas do ar recomendadas em dutos, estabelece a velocidade e diminui-se a mesma progressivamente à medida que a vazão de ar no duto principal diminui.

2.3.3 – Método de igual perda de carga

Neste método, os dutos são dimensionados de modo a ter a mesma perda de carga por unidade de comprimento do duto. Com isso, estabelece-se um coeficiente de perda por atrito uniforme em toda a rede de duto, que normalmente, está situado entre 0,7 e 5,0 Pa/m.

O método de iguais perdas de carga produz melhores resultados que o método da velocidade, uma vez que grande parte da perda de carga no primeiro método é dissipada nos dutos e nas conexões, ao contrário do segundo onde uma parcela significativa da perda de carga é dissipada nos registros para balanceamento do sistema. Assim o método de iguais perdas de carga resulta em um sistema de dimensões reduzidas e, portanto, de menor custo (STOECKER et. al., 1985).

3- ESTUDO DE CASO

O caso referente ao estudo é de um escritório situado numa cobertura em um edifício comercial na cidade de Uberlândia, e sua fachada, na grande maioria, é de vidro.

Coletando os dados médios da cidade de Uberlândia no site Inmet (Instituto Nacional de Meteorologia) temos uma temperatura externa do ambiente climatizado de bulbo seco de 34°C e umidade relativa de 45%.

Considerando as condições de conforto térmico adotaremos que a temperatura interna do ambiente será de 23°C e a umidade relativa de 50%.

Utilizando o software EES (Engineering Equation Solver), obtemos a umidade absoluta para as condições dadas:

$$W_e = 0,01663 \text{ kg/kg}$$

$$W_i = 0,009648 \text{ kg/kg}$$

Com os dados obtidos, é possível fazer o cálculo da carga térmica do escritório comercial. Para facilidade dos cálculos dividiu-se em várias áreas de climatização.

ÁREA 01

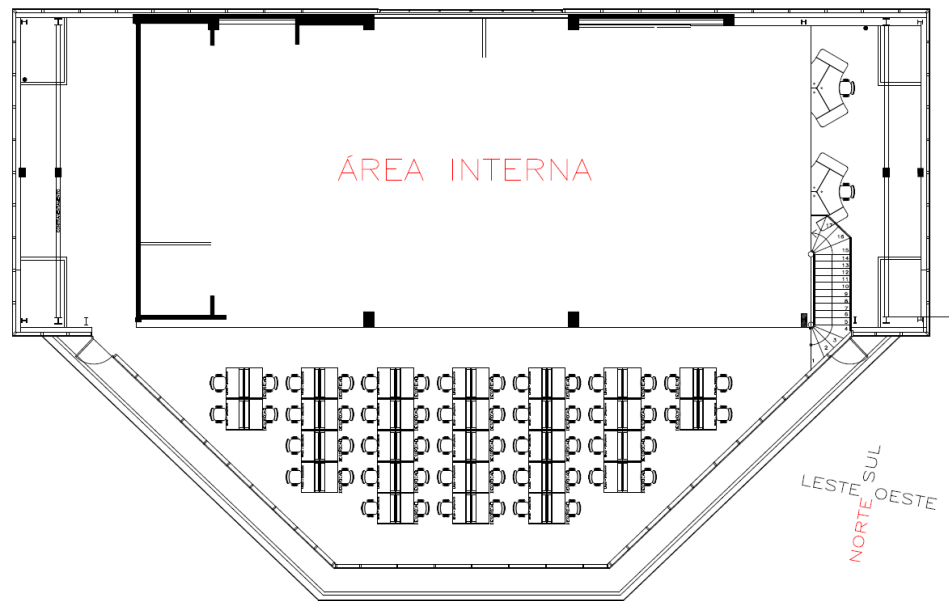


Figura 3.2: Planta baixa da área um de climatização.

Dados deste ambiente:

Persiana interna cor clara;

Área: 352 m²;

Pé-direito: 6,05m;

Parede Nordeste = 14,67m;

Parede Noroeste = 14,67m;

Parede Norte = 12,13m;

Parede Sul = 11,7m;

Parede Leste = 12,52m;

Parede Oeste = 12,52m;

Número de pessoas = 50;

Cálculo do calor de condução

Utilizando a equação (2.2) $Q = A \cdot U(\Delta T)$, tem-se:

Tabela 02: Cálculo do calor de condução da área de climatização um.

PAREDE	LARGURA	ALTURA	U	ΔT	Área	Q
Externa.Vidro	[m]	[m]	[kcal/hm ² °C]	[°C]	Janela	[kcal/h]
Nordeste	14,67	6,05	5	11	-	4881,44
Noroeste	14,67	6,05	5	11	-	4881,44
Norte	12,13	6,05	5	11	-	4036,25
Sul	11,7	6,05	5	11	-	3893,17
Leste	12,52	6,05	5	11	-	4166,03
Oeste	12,52	6,05	5	11	-	4166,03
TOTAL	-	-	-	-	-	26024,36

Para obter o calor de condução no piso e no telhado, deve-se observar os locais onde há troca de calor, ou seja, em locais onde há contato com ambientes já climatizados deve-se desconsiderar essa parcela da área.

Utilizando a expressão (2.2), tem-se:

Tabela 03: Cálculo do calor de condução no piso e teto da área de climatização um.

Local	Área	U	ΔT	Q
	[m ²]	[kcal/hm ² °C]	[°C]	[kcal/h]
Piso	352	2,83	11	10957,76
Teto	220	2,83	11	6848,60
Teto de Vidro	132	5,00	11	7260,00

Calor total de condução:

$$Q_{CO} = \sum Q_{COPAREDES} + \sum Q_{COPISO} + \sum Q_{COTETO}$$

$$Q_{CO} = 51090,72 \text{ kcal/h.}$$

Cálculo do calor devido a insolação

Utilizando a equação (2.3) $Q_{ins} = I_t A \varphi$ determinou-se o calor devido a insolação. Seguindo o método de carga térmica máxima, deve-se pegar o maior valor possível de insolação.

Para isso, devemos fazer um estudo comparativo para saber qual será o maior fator solar. Analisando o Anexo 3 de 20° de Latitude Sul, tem-se as possíveis configurações de fator solar:

Tabela 04: Maior fator solar possível na região horizontal de insolação, na época de 21 de janeiro e 21 de novembro as 12 horas.

12 Horas 21 Jan 21 Nov	S	SE	E	NE	N	NO	O	SO	HR
	38	38	38	38	38	38	38	38	680

Utilizando os dados da Tabela 4 e a equação (2.3), tem-se:

Tabela 05: Calor devido a insolação para o maior fator solar possível na região horizontal.

Parede Ext.Vidro	Área vidro [m ²]	Fator Solar [kcal/hm ²]	φ	Q [kcal/h]
Horizontal	132,00	680	0,56	50265,60
Nordeste	88,75	38	0,56	1888,60
Noroeste	88,75	38	0,56	1888,60
Norte	73,39	38	0,56	1570,25
Sul	70,79	38	0,56	1506,41
Leste	75,75	38	0,56	1611,96
Oeste	75,75	38	0,56	1611,96
TOTAL	-	-	-	60343,38

Tabela 06: Maior fator solar possível na região Nordeste de insolação, em 21 de junho as 9 horas.

9 Horas 21 Jun	S	SE	E	NE	N	NO	O	SO	HR
	29	32	328	452	301	29	29	29	249

Utilizando os dados da Tabela 6 e a equação (2.3), tem-se:

Tabela 07: Calor devido a insolação para o maior fator solar possível na região Nordeste.

Parede Ext.Vidro	Área vidro [m ²]	Fator Solar [kcal/hm ²]	φ	Q [kcal/h]
Horizontal	132,00	249	0,56	18406,08
Nordeste	88,75	452	0,56	22464,40
Noroeste	88,75	29	0,56	1441,30
Norte	73,39	301	0,56	12438,04
Sul	70,79	29	0,56	1149,63
Leste	75,75	328	0,56	13913,76
Oeste	75,75	29	0,56	1230,18
TOTAL	-	-	-	71043,39

Tabela 08: Maior fator solar possível na região Noroeste de insolação, em 21 de junho as 15 horas.

15 Horas 21 Jun	S	SE	E	NE	N	NO	O	SO	HR
	29	29	29	29	301	452	328	32	249

Utilizando os dados da Tabela 8 e a equação (2.3), tem-se:

Tabela 09: Calor devido a insolação para o maior fator solar possível na região Noroeste.

Parede Ext.Vidro	Área vidro [m ²]	Fator Solar [kcal/hm ²]	φ	Q [kcal/h]
Horizontal	132,00	249	0,56	18406,08
Nordeste	88,75	29	0,56	1441,30
Noroeste	88,75	452	0,56	22464,40
Norte	73,39	301	0,56	12370,62
Sul	70,79	29	0,56	1149,63
Leste	75,75	29	0,56	1230,18
Oeste	75,75	328	0,56	13913,76
TOTAL	-	-	-	70975,97

Tabela 10: Maior fator solar possível na região Norte de insolação, em 21 de junho as 12 horas.

12 Horas 21 Jun	S	SE	E	NE	N	NO	O	SO	HR
	35	35	35	263	404	263	35	35	461

Utilizando os dados da Tabela 10 e a equação (2.3), tem-se:

Tabela 11: Calor devido a insolação para o maior fator solar possível na região Norte.

Parede Ext.Vidro	Área vidro [m ²]	Fator Solar [kcal/hm ²]	φ	Q [kcal/h]
Horizontal	132	461	0,56	34077,12
Nordeste	88,75	263	0,56	13071
Noroeste	88,75	263	0,56	13071
Norte	73,39	404	0,56	16603,75
Sul	70,79	35	0,56	1387,48
Leste	75,75	35	0,56	1484,7
Oeste	75,75	35	0,56	1484,7
TOTAL	-	-	-	81179,75

Tabela 12: Maior fator solar possível na região Sul de insolação, na época de 21 de janeiro e 21 de novembro as 15 horas.

15 Horas 21 Jan 21 Nov	S	SE	E	NE	N	NO	O	SO	HR
	146	35	35	35	35	214	393	301	474

Utilizando os dados da Tabela 12 e a equação (2.3), tem-se:

Tabela 13: Calor devido a insolação para o maior fator solar possível na região Sul.

Parede Ext.Vidro	Área vidro [m ²]	Fator Solar [kcal/hm ²]	φ	Q [kcal/h]
Horizontal	132,00	474	0,56	35038,08
Nordeste	88,75	35	0,56	1739,50
Noroeste	88,75	214	0,56	10635,80
Norte	73,39	35	0,56	1438,44
Sul	70,79	146	0,56	5787,80
Leste	75,75	35	0,56	1484,70

Oeste	75,75	393	0,56	16671,06
TOTAL	-	-	-	72795,38

Tabela 14: Maior fator solar possível na região Leste de insolação, em 20 de fevereiro e 23 de outubro as 08 horas.

12 Horas 21 Jun	S	SE	E	NE	N	NO	O	SO	HR
	29	320	447	306	29	29	29	29	290

Utilizando os dados da Tabela 14 e a equação (2.3), tem-se:

Tabela 15: Calor devido a insolação para o maior fator solar possível na região Leste.

Parede Ext.Vidro	Área vidro [m ²]	Fator Solar [kcal/hm ²]	φ	Q [kcal/h]
Horizontal	132,00	290	0,56	21436,80
Nordeste	88,75	306	0,56	15208,20
Noroeste	88,75	29	0,56	1441,30
Norte	73,39	29	0,56	1191,85
Sul	70,79	29	0,56	1149,63
Leste	75,75	447	0,56	18961,74
Oeste	75,75	29	0,56	1230,18
TOTAL	-	-	-	60619,70

Tabela 16: Maior fator solar possível na região Oeste de insolação, em 20 de fevereiro e 23 de outubro as 16 horas.

16 Horas 20 Fev 23 Out	S	SE	E	NE	N	NO	O	SO	HR
	29	29	29	29	29	306	447	320	290

Utilizando os dados da Tabela 16 e a equação (2.3), tem-se:

Tabela 17: Calor devido a insolação para o maior fator solar possível na região Oeste.

Parede Ext.Vidro	Área vidro [m ²]	Fator Solar [kcal/hm ²]	φ	Q [kcal/h]
Horizontal	132,00	290	0,56	21436,80
Nordeste	88,75	29	0,56	1441,30

Noroeste	88,75	306	0,56	15208,2
Norte	73,39	29	0,56	1191,85
Sul	70,79	29	0,56	1149,63
Leste	75,75	29	0,56	1230,18
Oeste	75,75	447	0,56	18961,74
TOTAL	-	-	-	60619,70

Analisando, o calor sensível de insolação, nota-se que o maior valor possível é de 81179,75 kcal/h.

Cálculo do calor liberado pelas pessoas

Utilizando a equação (2.4) e (2.5) respectivamente, tem-se:

$$Q_{latente} = N.S1 \quad (2.4)$$

$$Q_{latente} = 50.75 = 3750 \text{ W}$$

$$Q_{sensível} = N.S2 \quad (2.5)$$

$$Q_{sensível} = 50.55 = 2750 \text{ W}$$

Logo, tem-se:

$$Q_{pessoas} = Q_{latente} + Q_{sensível} \quad (2.6)$$

$$Q_{pessoas} = 6500 \text{ W}$$

Convertendo Watts para kcal/h, tem-se:

$$Q_{pessoas} = 5590 \text{ kcal/h.}$$

Cálculo do calor liberado pelos equipamentos

Considerando que o ambiente possui 30 computadores, 10 impressoras a laser e 2 copiadoras, e utilizando a equação (2.7) $Q_{equip} = Pd. N. 0,86$, tem-se:

Tabela 18: Calor devido aos equipamentos da área um de climatização.

Equipamento	Pd [Watts]	Quantidade	0,86	Qequip [kcal/h]
Computador	75	30	0,86	1935
Monitor	80	30	0,86	2064
Impressora	320	10	0,86	2752
Copiadora	1100	2	0,86	1892
TOTAL	-	-	-	8643

Cálculo do calor gerado pela iluminação

Para este ambiente climatizado tem-se uma área de 352m² e um fator para escritório de potência dissipada de 16 W/m². Utilizando a equação (2.8):

$$Q_{lum} = Pl. A. 0,86$$

$$Q_{lum} = 16.352.0,86$$

$$Q_{lum} = 4843,52 \text{ kcal/h}$$

Carga devida a infiltração

Utilizando o método da troca de ar e considerando que neste ambiente as janelas estarão lacradas e como não há porta voltada para o exterior, a troca de ar por hora no recinto é de 3/4 (Anexo 8). Com isso, calcula-se o fluxo de ar utilizando a seguinte expressão:

$$Q = \text{Trocas por hora} . \text{Volume do ambiente} \quad (2.13)$$

$$\text{Volume do ambiente} = 352.6,05 = 2129,6 \text{ m}^3$$

$$Q = 0,75.2129,6 = 1597,2 \text{ m}^3/\text{h}$$

Com o fluxo de ar é possível calcular tanto o calor sensível, quanto o calor latente.

Para o cálculo do calor sensível, utiliza-se a seguinte expressão:

$$Q_s = Q. 0,29. (T_e - T_i) \quad (2.10)$$

$$Q_s = 1597,2.0,29. (34 - 23)$$

$$Q_s = 5095,06 \text{ kcal/h}$$

Para o cálculo do calor latente, utiliza-se a seguinte expressão:

$$QL = Q. 699,2. (We - Wi) \quad (2.12)$$

$$QL = 1597,2.699,2. (0,01663 - 0,009648)$$

$$QL = 7797,23 \text{ kcal/h}$$

Utilizando a expressão (2.14), tem-se a carga total devida a infiltração :

$$Qinf = Qs + QL \quad (2.14)$$

$$Qinf = 12892,29 \text{ kcal/h.}$$

Carga devida a ventilação (Renovação)

Para o cálculo da ventilação, primeiramente deve-se determinar a vazão eficaz. Utilizando a expressão (2.15):

$$Vef = Pz. Fp + Az. Fa \quad (2.15)$$

Consultando o Anexo A9, observa-se que para escritórios com alta densidade ($D = 20$) e Nível 2(Nível intermediário da vazão de ar exterior para ventilação), o valor de Fp é 3,1 (L/s.pessoas) e o valor de Fa é de 0,4 (L/s.m²). Com isso, tem-se:

$$Vef = 50.3,1 + 352.0,4 = 295,8 \text{ (L/s)}$$

Com a vazão eficaz calcula-se a vazão de renovação utilizando a expressão:

$$VZ = \frac{Vef}{Ez} \quad (2.16)$$

Consultando o Anexo A10, encontramos um valor de eficiência da distribuição de ar na zona de 0,5 (Ar de reposição suprido a proximidade da exaustão ou do retorno).

Logo, tem-se:

$$VZ = \frac{295,8}{0,5} = 591,6 \text{ (L/s)}$$

Com isso, obtém-se o calor sensível e calor latente.

Para o cálculo do calor sensível utiliza-se a expressão:

$$Q_s = Vz. 3,6.0,29. (T_e - T_i) \quad (2.17)$$

$$Q_s = 591,6.3,6.0,29. (34 - 23)$$

$$Q_s = 6793,93 \text{ kcal/h}$$

Para o cálculo do calor latente utiliza-se a expressão:

$$Q_L = Vz. 3,6.699,2. (W_e - W_i) \quad (2.18)$$

$$Q_L = 591,6.3,6.699,2. (0,01663 - 0,009648)$$

$$Q_L = 10397,09 \text{ kcal/h}$$

Logo utilizando a expressão (2.19), tem-se a carga devido a ventilação.

$$Q_{vent} = Q_s + Q_L \quad (2.19)$$

$$Q_{vent} = 17191,02 \text{ kcal/h}$$

Como a taxa de renovação do ar é superior a taxa de infiltração, adota-se na carga térmica total a taxa de renovação.

Fazendo o somatório da carga térmica devida a condução, insolação, pessoas, equipamentos, iluminação e renovação, tem-se a carga térmica total desta área climatizada.

$$Q_T = Q_{co} + Q_{ins} + Q_{pessoas} + Q_{equip} + Q_{ilum} + (Q_{inf} \text{ ou } Q_{vent}) \quad (2.1)$$

$$Q_T = 51090,72 + 81179,75 + 5590 + 8643 + 4843,52 + 17191,02$$

$$Q_T = 168538,01 \text{ kcal/h}$$

Convertendo kcal/h para TR (Toneladas de refrigeração)

$$Q_T = \frac{168538,01}{3024} = 55,73 \text{ TR}$$

ÁREA 02

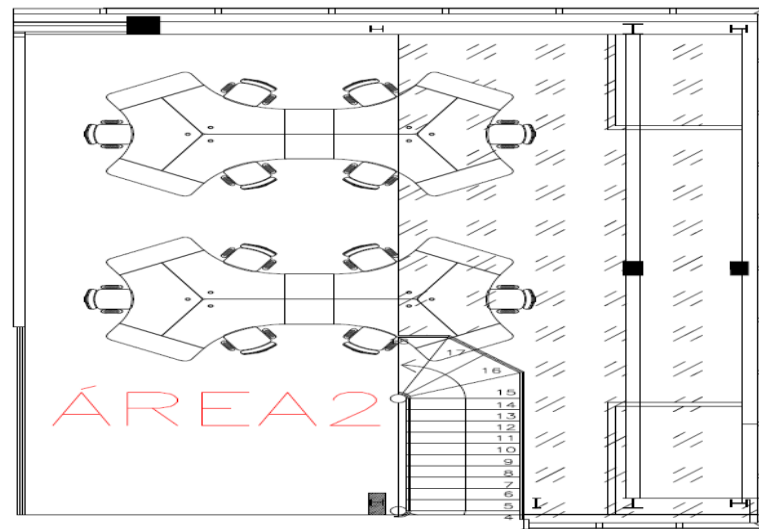


Figura 3.2: Planta baixa da área dois de climatização.

Área = 51 m²;

Pé-direito = 2,4m;

Parede externa Sul (Vidro) = 4,6m;

Parede Interna Leste = 11,5m;

Parede Interna Leste voltada para ambiente não climatizado = 7m;

Cálculo do calor de condução

Utilizando a equação (2.2), tem-se:

Tabela 19: Calor de condução da área dois de climatização.

Parede	Área [m ²]	U [kcal/hm ² °C]	ΔT [°C]	Q [kcal/h]
Ext. Vidro Sul	11,04	5,00	11	607,20
Interna	7,00	2,10	11	161,70
Piso	51,00	2,83	11	1587,63
TOTAL	-	-	-	2356,53

Cálculo do calor devido a insolação

Como há insolação somente na região sul, e utilizando a equação (2.3), tem-se:

Tabela 20: Calor de insolação da área dois de climatização.

Parede Ext. Vidro	Área vidro [m ²]	Fator Solar [kcal/hm ²]	φ	Q [kcal/h]
Sul	11,04	146	0,56	902,63

Cálculo do calor liberado pelas pessoas

Utilizando a equação (2.4) e (2.5) respectivamente, tem-se:

$$Q_{latente} = N.S1 \quad (2.4)$$

$$Q_{latente} = 10.75 = 750 \text{ W}$$

$$Q_{sensível} = N.S2 \quad (2.5)$$

$$Q_{sensível} = 10.55 = 550 \text{ W}$$

Logo, tem-se o calor liberados pelas pessoas:

$$Q_{pessoas} = Q_{latente} + Q_{sensível} \quad (2.6)$$

$$Q_{pessoas} = 1300 \text{ W}$$

Convertendo Watts para kcal/h, tem-se:

$$Q_{pessoas} = 1118 \text{ kcal/h.}$$

Cálculo do calor liberado pelos equipamentos

Considerando que há 5 computadores e utilizando a equação (2.7)

$$Q_{equip} = Pd. N. 0,86 , \text{ tem-se:}$$

Tabela 21: Calor devido aos equipamentos da área dois de climatização.

Equipamento	Pd [Watts]	Quantidade	0,86	Qe [kcal/h]
Computador	75	5	0,86	322,5
Monitor	80	5	0,86	344,0
TOTAL	-	-	-	666,5

Cálculo do calor gerado pela iluminação

Para este ambiente climatizado tem-se uma área de 51m².

Utilizando a equação (2.8), tem-se:

$$Q_{ilum} = Pl. A. 0,86$$

$$Q_{ilum} = 16.51.0,86$$

$$Q_{ilum} = 701,76 \text{ kcal/h.}$$

Carga devida a ventilação (Renovação)

Utilizando a expressão (2.15):

$$V_{ef} = Pz. Fp + Az. Fa \quad (2.15)$$

Consultando o Anexo A9, observa-se que para escritórios com baixa densidade (D = 11) e Nível 2(Nível intermediário da vazão de ar exterior para ventilação), o valor de Fp é 3,1 (L/s.pessoas) e o valor de Fa é de 0,4 (L/s.m²). Com isso, tem-se:

$$V_{ef} = 10.3,1 + 51.0,4 = 51,4 \text{ (L/s)}$$

Utilizando a expressão (2.16), calcula-se a vazão de renovação:

$$V_Z = \frac{V_{ef}}{E_z} \quad (2.16)$$

$$V_Z = \frac{51,4}{0,5} = 102,8 \text{ (L/s)}$$

Com isso, obtém-se o calor sensível e calor latente.

Cálculo do calor sensível:

$$Q_s = Vz. 3,6.0,29. (T_e - T_i) \quad (2.17)$$

$$Q_s = 102,8.3,6.0,29. (34 - 23)$$

$$Q_s = 1180,55 \text{ kcal/h}$$

Cálculo do calor latente:

$$Q_L = Vz. 3,6.699,2. (W_e - W_i) \quad (2.18)$$

$$Q_L = 102,8.3,6.699,2. (0,01663 - 0,009648)$$

$$Q_L = 1806,66 \text{ kcal/h}$$

$$Q_{vent} = Q_s + Q_L \quad (2.19)$$

$$Q_{vent} = 2987,21 \text{ kcal/h}$$

Fazendo o somatório da carga térmica:

$$Q_T = Q_{co} + Q_{ins} + Q_{pessoas} + Q_{equip} + Q_{ilum} + (Q_{inf} \text{ ou } Q_{vent}) \quad (2.1)$$

$$Q_T = 2356,53 + 902,63 + 1118 + 666,5 + 701,76 + 2987,21$$

$$Q_T = 8732,63 \text{ kcal/h}$$

Convertendo para toneladas de refrigeração:

$$Q_T = \frac{8732,63}{3024} = 2,89 \text{ TR}$$

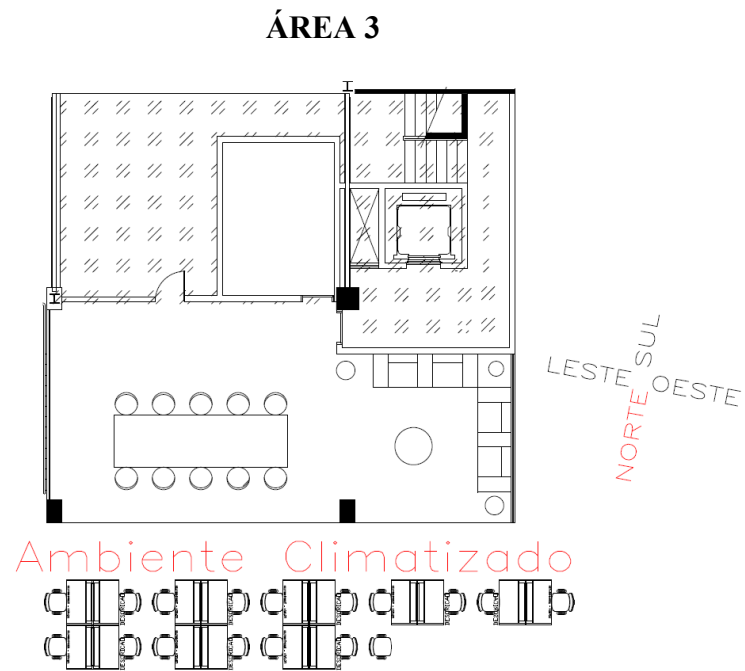


Figura 3.3: Planta baixa da área três de climatização.

Área = 67,36 m²;

Pé-direito = 3m;

Número de pessoas = 15;

Parede Interna leste = 6m;

Parede Interna sul = 7,5 m;

Utilizando a equação (2.2), tem-se:

Tabela 22: Calor de condução da área três de climatização.

Parede	Área [m ²]	U [kcal/hm ² °C]	ΔT [°C]	Q [kcal/h]
Interna leste	18,00	2,68	11	530,64
Interna sul	22,50	2,30	11	569,25
Piso	67,36	2,83	11	2096,92
TOTAL	-	-	-	3196,81

Cálculo do calor devido a insolação

Como um ambiente faz parte de um ambiente interno, não há carga devido a insolação.

Cálculo do calor liberado pelas pessoas

Utilizando a equação (2.4) e (2.5) respectivamente, tem-se:

$$Q_{\text{latente}} = N \cdot S1 \quad (2.4)$$

$$Q_{\text{latente}} = 15.75 = 1125 \text{ W}$$

$$Q_{\text{sensível}} = N \cdot S2 \quad (2.5)$$

$$Q_{\text{sensível}} = 15.55 = 2825 \text{ W}$$

Logo, temos o calor devido as pessoas:

$$Q_{\text{pessoas}} = Q_{\text{latente}} + Q_{\text{sensível}} \quad (2.6)$$

$$Q_{\text{pessoas}} = 1950 \text{ W}$$

Convertendo Watts para kcal/h, tem-se:

$$Q_{\text{pessoas}} = 1677 \text{ kcal/h.}$$

Cálculo do calor liberado pelos equipamentos

Considerando que há 5 computadores e utilizando a equação (2.7)

$$Q_{\text{equip}} = Pd \cdot N \cdot 0,86, \text{ tem-se:}$$

Tabela 23: Calor devido aos equipamentos da área três de climatização.

Equipamento	Pd [Watts]	Quantidade	0,86	Qe [kcal/h]
Computador	75	5	0,86	322,50
Monitor	80	5	0,86	344,00
TOTAL	-	-	-	666,50

Cálculo do calor gerado pela iluminação

Para este ambiente climatizado tem-se uma área de 67,36 m².

Utilizando a equação (2.8):

$$Q_{lum} = Pl. A. 0,86$$

$$Q_{lum} = 16.67,36.0,86$$

$$Q_{lum} = 926,87 \text{ kcal/h}$$

Carga devida a ventilação (Renovação)

Utilizando a expressão (2.15):

$$V_{ef} = Pz. Fp + Az. Fa \quad (2.15)$$

Consultando o Anexo A9, observa-se que para escritórios com baixa densidade ($D = 20$) e Nível 2(Nível intermediário da vazão de ar exterior para ventilação), o valor de Fp é 3,1 (L/s.pessoas) e o valor de Fa é de 0,4 (L/s.m²). Com isso, tem-se:

$$V_{ef} = 15.3,1 + 67,36.0,4 = 73,44 \text{ (L/s)}$$

Utilizando a expressão (2.16):

$$V_z = \frac{V_{ef}}{E_z} \quad (2.16)$$

$$V_z = \frac{73,44}{0,5} = 146,88 \text{ (L/s)}$$

Com isso, obtém-se o calor sensível e calor latente.

Cálculo do calor sensível:

$$Q_s = V_z. 3,6.0,29. (T_e - T_i) \quad (2.17)$$

$$Q_s = 146,88.3,6.0,29(34 - 23)$$

$$Q_s = 1686,76 \text{ kcal/h}$$

Cálculo do calor latente:

$$QL = Vz. 3,6.699,2. (We - Wi) \quad (2.18)$$

$$QL = 146,88.3,6.699,2. (0,01663 - 0,009648)$$

$$QL = 2581,34 \text{ kcal/h}$$

$$Q_{vent} = Q_s + QL \quad (2.19)$$

$$Q_{vent} = 4268,1 \text{ kcal/h}$$

Fazendo o somatório da carga térmica:

$$QT = Q_{co} + Q_{ins} + Q_{pessoas} + Q_{equip} + Q_{ilum} + (Q_{inf} \text{ ou } Q_{vent}) \quad (2.1)$$

$$QT = 3196,81 + 1677 + 666,5 + 926,87 + 4268,1 = 10735,28 \text{ kcal/h.}$$

Convertendo para toneladas de refrigeração:

$$QT = \frac{10735,28}{3024} = 3,55 \text{ TR}$$

ÁREA 4 (MEZANINO SUPERIOR)

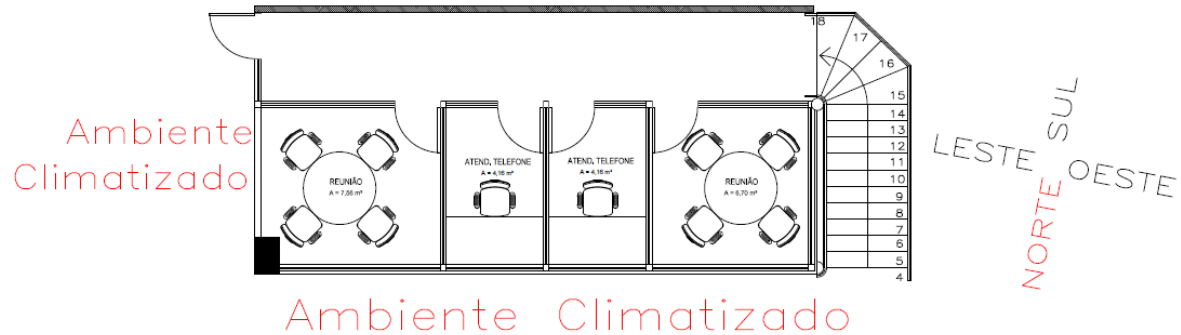


Figura 3.4: Planta baixa da área três de climatização

Dividindo-se este ambiente nas salas a serem climatizadas.

Sala1 e Sala4 (Quatro cadeiras)

Área = 7,8 m²;

Pé-direito = 3,5m;

Número de pessoas = 4;

Paredes internas = 11,2m;

Cálculo do calor de condução

Utilizando a equação (2.2), tem-se:

Tabela 24: Calor devido a condução das salas 01 e 04 do mezanino superior.

Parede	Área [m ²]	U [kcal/hm ² °C]	ΔT [°C]	Q [kcal/h]
Interna	39,2	2,68	11	1155,60
Teto	7,8	1,02	11	87,516
TOTAL	-	-	-	1243,11

Cálculo do calor devido a insolação

Como um ambiente faz parte de um ambiente interno, não há carga devido a insolação.

Cálculo do calor liberado pelas pessoas

Utilizando a equação (2.4) e (2.5) respectivamente, tem-se:

$$Q_{latente} = N \cdot S1 \quad (2.4)$$

$$Q_{latente} = 4.75 = 300 \text{ W}$$

$$Q_{sensível} = N \cdot S2 \quad (2.5)$$

$$Q_{sensível} = 4.55 = 220 \text{ W}$$

Logo, o calor devido as pessoas será:

$$Q_{pessoas} = Q_{sensível} + Q_{latente} \quad (2.6)$$

$$Q_{pessoas} = 520 \text{ W.}$$

Convertendo Watts para kcal/h, temos:

$$Q_{pessoas} = 447,2 \text{ kcal/h.}$$

Cálculo do calor liberado pelos equipamentos

Considerando que há 1 computador e utilizando a equação (2.7) $Q_{equip} = Pd \cdot N \cdot 0,86$ tem-se:

Tabela 25: Calor devido aos equipamentos das salas 01 e 04 do mezanino superior.

Equipamento	Pd [Watts]	Quantidade	0,86	Qe [kcal/h]
Computador	75	1	0,86	64,5
Monitor	80	1	0,86	68,8
TOTAL	-	-	-	133,3

Cálculo do calor gerado pela iluminação

Utilizando a equação (2.8), tem-se:

$$Q_{lum} = P_l \cdot A \cdot 0,86$$

$$Q_{lum} = 16.7,8 \cdot 0,86$$

$$Q_{lum} = 107,328 \text{ kcal/h}$$

Carga devida a ventilação (Renovação)

Utilizando a expressão (2.15):

$$V_{ef} = P_z \cdot F_p + A_z \cdot F_a \quad (2.15)$$

Consultando o Anexo A9, observa-se que para escritórios com baixa densidade ($D = 20$) e Nível 2 (Nível intermediário da vazão de ar exterior para ventilação), o valor de F_p é 3,1 (L/s.pessoas) e o valor de F_a é de 0,4 (L/s.m²). Com isso, tem-se:

$$V_{ef} = 4.3,1 + 7,8 \cdot 0,4 = 15,52 \text{ (L/s)}$$

Utilizando a expressão (4.15), tem-se a vazão de renovação:

$$V_Z = \frac{V_{ef}}{E_z} \quad (2.16)$$

$$V_Z = \frac{15,52}{0,5} = 31,04 \text{ (L/s)}$$

Com isso, obtém-se o calor sensível e calor latente.

Cálculo do calor sensível:

$$Q_s = V_Z \cdot 3,6 \cdot 0,29 \cdot (T_e - T_i) \quad (2.17)$$

$$Q_s = 31,04 \cdot 3,6 \cdot 0,29 \cdot (34 - 23)$$

$$Q_s = 356,46 \text{ kcal/h}$$

Cálculo do calor latente:

$$QL = Vz. 3,6.699,2. (We - Wi) \quad (2.18)$$

$$QL = 31,04.3,6.699,2. (0,01663 - 0,009648)$$

$$QL = 545,5 \text{ kcal/h}$$

$$Q_{vent} = Q_s + QL \quad (2.19)$$

$$Q_{vent} = 901,96 \text{ kcal/h}$$

Fazendo o somatório da carga térmica:

$$QT = Q_{co} + Q_{ins} + Q_{pessoas} + Q_{equip} + Q_{lum} + (Q_{inf} \text{ ou } Q_{vent}) \quad (2.1)$$

$$QT = 1243,11 + 447,2 + 133,3 + 107,328 + 901,96 = 2832,89 \text{ kcal/h}$$

Convertendo para toneladas de refrigeração:

$$QT = \frac{2832,898}{3024} = 0,936 TR$$

Como são duas áreas iguais tem-se um $QT = 1,872$.

Sala02 e Sala03 (Uma cadeira)

Área = 4 m²;

Pé-direito = 3,5m;

Número de pessoas = 1;

Paredes internas = 8m;

Cálculo do calor de condução

Utilizando a equação (2.2), tem-se:

Tabela 26: Calor devido a condução das salas 02 e 03 do mezanino superior.

Parede	Área [m ²]	U [kcal/hm ² °C]	ΔT [°C]	Q [kcal/h]
Interna	28	2,68	11	825,44
Teto	4	1,02	11	44,88
TOTAL	-	-	-	870,32

Cálculo do calor devido a insolação

Como um ambiente faz parte de um ambiente interno, não há carga devido a insolação.

Cálculo do calor liberado pelas pessoas

Utilizando a equação (2.4) e (2.5) respectivamente:

$$Q_{\text{latente}} = N \cdot S1 \quad (2.4)$$

$$Q_{\text{latente}} = 1.75 = 75 \text{ W}$$

$$Q_{\text{sensível}} = N \cdot S2 \quad (2.5)$$

$$Q_{\text{sensível}} = 1.55 = 55 \text{ W}$$

Logo, tem-se:

$$Q_{\text{pessoas}} = Q_{\text{latente}} + Q_{\text{sensível}} \quad (2.6)$$

$$Q_{\text{pessoas}} = 130 \text{ W}$$

Convertendo Watts para kcal/h:

$$Q_{\text{pessoas}} = 111,8 \text{ kcal/h}$$

Cálculo do calor liberado pelos equipamentos

Considerando que há 1 computador e utilizando a equação (2.7) $Q_{\text{equip}} = P \cdot d \cdot N \cdot 0,86$ tem-se:

Tabela 27: Calor devido aos equipamentos das salas 02 e 03 do mezanino superior.

Equipamento	Pd [Watts]	Quantidade	0,86	Qe [kcal/h]
Computador	75	1	0,86	64,5
Monitor	80	1	0,86	68,8
TOTAL	-	-	-	133,3

Cálculo do calor gerado pela iluminação

Utilizando a equação (2.8):

$$Q_{ilum} = P_l \cdot A \cdot 0,86$$

$$Q_{ilum} = 16.4 \cdot 0,86$$

$$Q_{ilum} = 55,04 \text{ kcal/h}$$

Carga devida a ventilação (Renovação)

Utilizando a expressão (2.15):

$$V_{ef} = P_z \cdot F_p + A_z \cdot F_a \quad (2.15)$$

Consultando o Anexo A9, observa-se que para escritórios com baixa densidade ($D = 20$) e Nível 2 (Nível intermediário da vazão de ar exterior para ventilação), o valor de F_p é 3,1 (L/s.pessoas) e o valor de F_a é de 0,4 (L/s.m²). Com isso, tem-se:

$$V_{ef} = 1.3,1 + 4.0,4 = 4,7 \text{ (L/s)}$$

Utilizando a expressão (2.16):

$$V_z = \frac{V_{ef}}{E_z} \quad (2.16)$$

$$V_z = \frac{4,7}{0,5} = 9,4 \text{ (L/s)}$$

Com isso, obtém-se o calor sensível e calor latente.

Cálculo do calor sensível:

$$Q_s = V_z * 3,6 * 0,29 * (T_e - T_i) \quad (2.17)$$

$$Q_s = 9,4 * 3,6 * 0,29 * (34 - 23)$$

$$Q_s = 107,94 \text{ kcal/h}$$

Cálculo do calor latente:

$$Q_L = V_z * 3,6 * 0,699,2 * (W_e - W_i) \quad (2.18)$$

$$Q_L = 9,4 * 3,6 * 0,699,2 * (0,01663 - 0,009648)$$

$$Q_L = 165,2 \text{ kcal/h}$$

$$Q_{vent} = Q_s + Q_L \quad (2.19)$$

$$Q_{vent} = 273,14 \text{ kcal/h}$$

Fazendo o somatório da carga térmica:

$$Q_T = Q_{co} + Q_{ins} + Q_{pessoas} + Q_{equip} + Q_{ilum} + (Q_{inf} \text{ ou } Q_{vent}) \quad (2.1)$$

$$Q_T = 870,32 + 111,8 + 133,3 + 55,04 + 273,14 = 1443,6 \text{ kcal/h}$$

Convertendo para toneladas de refrigeração:

$$Q_T = \frac{1443,6}{3024} = 0,477 \text{ TR}$$

Como são duas áreas iguais tem-se um $Q_T = 0,94$

Com isso, tem-se que a carga térmica total para o mezanino superior é de 2,81 TR.

Fazendo o somatório de todas as cargas térmicas das zonas climatizadas tem-se uma carga total de 64,98 TR.

4-SELEÇÃO DOS EQUIPAMENTOS

Para seleção dos equipamentos, deve-se conhecer a carga térmica e as condições de insuflamento.

Para determinar a quantidade de ar a ser insuflado no ambiente utiliza-se a expressão:

$$Q_{ins} = \frac{q_s}{0,29(t_i - t_{ins})} \quad (4.1)$$

Onde:

Q_{ins} = vazão de insuflamento [m^3/h];

q_s = calor sensível total do ambiente [$kcal/h$];

t_i = temperatura interna do ambiente climatizado [$^{\circ}C$];

t_{ins} = temperatura de insuflamento [$^{\circ}C$];

Para determinar as condições de insuflamento deve-se determinar a razão de calor sensível (RCS), ou seja, o percentual do calor sensível para o calor total.

$$RCS = \frac{q_s}{q_T} \quad (4.2)$$

Determinando a quantidade de calor sensível em todas as áreas chega-se a um valor de 57,83 TR. Logo:

$$RCS = \frac{57,83}{64,98} = 0,88.$$

Com a razão de calor sensível e adotando uma umidade relativa de 90% do ar após passar pela serpentina, tem-se as condições de insuflamento.

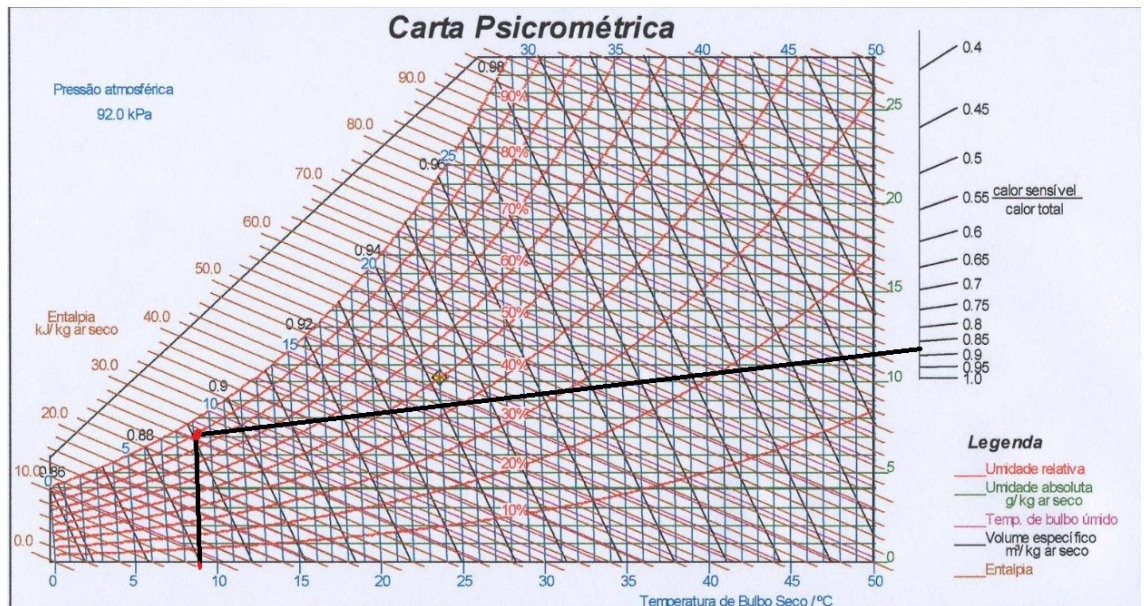


Figura 4.1: Carta psicrométrica na pressão atmosférica de 92 kPa, modificada pelo autor.

Observando a carta psicrométrica, tem-se que a temperatura de bulbo seco de insuflamento é de 9°C.

Com isso:

$$Q_{ins} = \frac{174869,926}{0,29(23-9)} = 43071,4 \text{ m}^3/\text{h}$$

Com a vazão de insuflamento e a carga térmica é possível selecionar o equipamento.

Pode-se selecionar dois tipos: expansão indireta e expansão direta.

Nos equipamentos de expansão indireta, utiliza-se água gelada como fonte de troca de calor. As máquinas para resfriamento de água denominam-se Chillers, enquanto as unidades de tratamento do ar dos ambientes são chamadas de FanCoils. O último é responsável por promover o arrefecimento do ambiente.

Normalmente, os sistemas de expansão indireta são mais caros.

Os equipamentos de expansão direta, usa o próprio fluido refrigerante para expandir em contato com o fluxo de ar do ambiente a ser climatizado. No projeto irá utilizar-se deste sistema, pois o mesmo, normalmente, apresenta menor valor.

Com isso, seleciona-se 4 máquinas de 20 TR do fabricante TRANE do modelo CXPA 200. Equipamentos split system (Splitão) compostos de 2(Dois) módulos, sendo um módulo serpentina e outro módulo ventilador.



Figura 4.2: Equipamento CXPA200 do fabricante TRANE

Fonte: Catálogo de produtos TRANE

Este equipamento possui algumas vazões disponíveis a serem trabalhadas. Adotou-se a menor vazão possível, que é de 10800m³/h.

Vazão de Ar		Temperatura de Entrada de Ar no Condensador (°C)																			
		29,5										35,0									
		Temperatura Bulbo Úmido Entrada do Evaporador - BU (°C)																			
TEAE	BS	16,0			19,5			23,0			16,0			19,5			23,0				
(m³/h)		Cap.	Cap.	KW	Cap.	Cap.	KW	Cap.	Cap.	KW	Cap.	Cap.	KW	Cap.	Cap.	KW	Cap.	Cap.	KW		
		(°C)	Total	Sens		Total	Sens		Total	Sens		Total	Sens		Total	Sens		Total	Sens		
10800		24,0	53,6	42,9	18,8	59,5	33,5	19,4	65,7	23,9	20,0	51,5	41,9	21,0	57,1	32,5	21,7	63,1	22,9	22,3	
		27,0	53,9	50,2	18,9	59,4	40,9	19,4	65,6	31,3	20,0	51,9	49,1	21,1	57,1	39,9	21,6	63,1	30,3	22,3	
		29,5	55,5	55,5	19,0	59,4	48,2	19,4	65,6	38,6	20,0	53,8	53,8	21,3	57,1	47,2	21,6	63,0	37,6	22,3	
		32,0	58,4	58,4	19,3	59,8	55,4	19,4	65,5	45,9	20,0	56,5	56,5	21,6	57,6	54,2	21,7	63,0	44,9	22,3	
13600		24,0	55,7	47,6	19,0	61,6	36,2	19,6	67,9	24,7	20,2	53,4	46,5	21,2	59,1	35,2	21,9	65,1	23,7	22,6	
		27,0	56,5	55,6	19,1	61,5	45,1	19,6	67,8	33,6	20,2	54,5	54,2	21,4	59,0	44,1	21,9	65,0	32,6	22,5	
		29,5	59,3	59,3	19,4	61,6	53,9	19,6	67,8	42,4	20,2	57,4	57,4	21,7	59,2	52,8	21,9	65,0	41,4	22,5	
		32,0	62,4	62,4	19,7	62,6	61,6	19,7	67,7	51,3	20,2	60,4	60,4	22,0	60,4	60,1	22,0	65,0	50,2	22,5	
15000		24,0	56,5	49,7	19,1	62,3	37,4	19,7	68,7	25,0	20,3	54,2	48,6	21,3	59,8	36,4	22,0	65,8	24,0	22,6	
		27,0	57,7	57,6	19,2	62,3	47,1	19,7	68,6	34,7	20,3	55,8	55,8	21,5	59,7	46,1	21,9	65,8	33,7	22,6	
		29,5	60,9	60,9	19,6	62,5	56,5	19,7	68,6	44,2	20,3	58,8	58,8	21,8	60,1	55,4	22,0	65,7	43,2	22,6	
		32,0	64,0	64,0	19,9	64,0	63,9	19,9	68,5	53,8	20,3	61,9	61,9	22,2	61,9	61,9	22,2	65,7	52,8	22,6	
16400		24,0	57,2	51,7	19,2	63,0	38,7	19,8	69,4	25,4	20,4	54,9	50,6	21,4	60,4	37,6	22,0	66,5	24,4	22,7	
		27,0	59,0	59,0	19,4	63,0	49,0	19,8	69,3	35,7	20,4	57,0	57,0	21,6	60,4	48,0	22,0	66,4	34,7	22,7	
		29,5	62,2	62,2	19,7	63,4	58,9	19,8	69,3	46,0	20,4	60,1	60,1	22,0	60,9	57,7	22,1	66,4	45,0	22,7	
		32,0	65,5	65,5	20,0	65,4	65,5	20,0	69,3	56,2	20,4	63,3	63,3	22,3	63,3	63,3	22,3	66,4	55,2	22,7	

Figura 4.3: Especificações do equipamento CXPA200.

Fonte: Catálogo de produtos TRANE

5– SISTEMA DE DISTRIBUIÇÃO DE AR

O sistema de distribuição de ar será por meio de dutos aparentes, pois o escritório comercial não possui entreforço. Sendo assim, torna-se primordial a estética.

Devido a isso, a melhor opção encontrada foram dutos girovais de seção constante.



(a)



(b)

Figura 5.1: Dutos girovais de seção constante. Em (a) Duto aparente instalado em setor da Indústria no SAI, Brasília. (Fonte: www.tectrissolution.com.br/trabalho/dutos-de-ar-condicionado/), em (b) Duto aparente instalado no restaurante Cortés, Shopping Vila Lobos São Paulo. (Fonte: <http://restaurantecortes.com.br/>).

Para dimensionamento do mesmo foi utilizado o método da recuperação estática, onde a pressão cinética decresce ao longo do duto e a pressão estática, para compensar, aumenta ao longo do duto.

Ao utilizar-se dutos de seção constante, deve-se fazer um balanceamento em cada grelha de insuflamento.

Para o estudo de caso, foram definidos dois condutos de ar principais, que atende a área com maior demanda de carga térmica, e três ramificações que serão inseridas nos dutos principais, para atender as demais zonas de climatização.

Para definir a vazão em cada duto, utilizaremos a equação (4.1) e consideraremos que para todas as áreas, a temperatura de insuflamento será de 9°C.

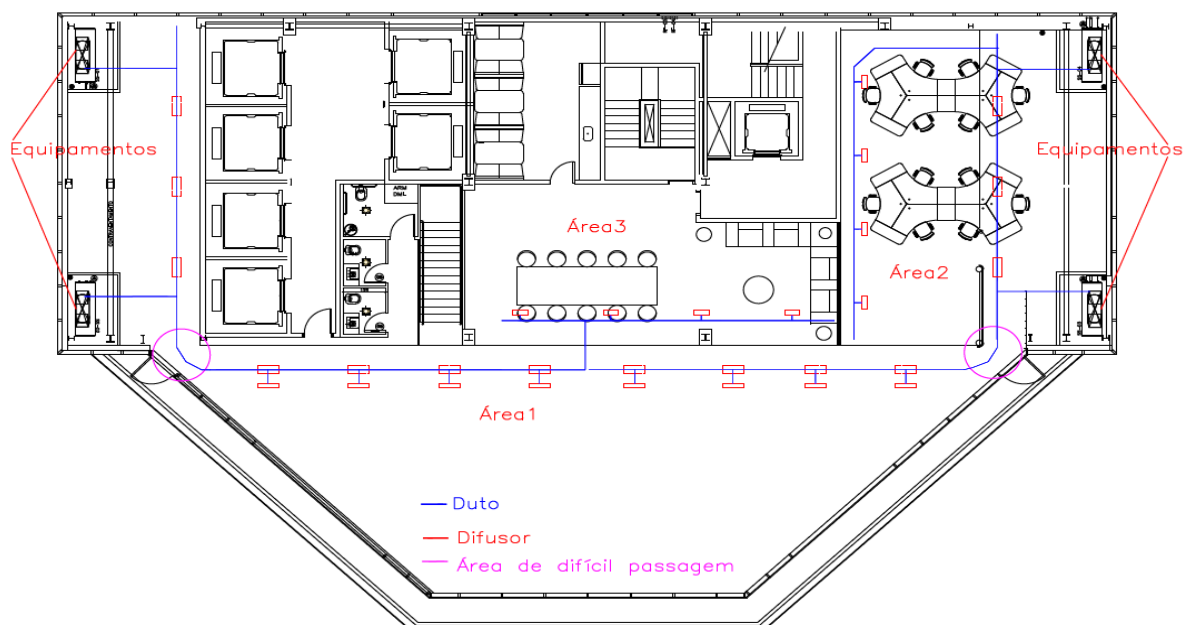
$$Q_{ins} = \frac{q_s}{0,29(t_i - t_{ins})} \quad (4.1)$$

Tabela 28: Vazão necessária em cada área de climatização.

Área de Climatização	Calor Sensível [kcal/h]	Vazão de insuflamento [m³/h]
A1	154915,92	38156,63
A2	6280,97	1547,03
A3	7186,44	1770,05
A4	6486,59	1597,68
Total	174869,92	43071,40

Nos dutos serão inseridas grelhas para distribuição do ar condicionado nos ambientes. As grelhas possuirão registros de vazão, garantindo assim a distribuição de ar necessária em cada ponto ao longo de todo o duto.

Dimensionamento duto principal esquerdo

**Figura 5.2:** Distribuição dos dutos e grelhas de insuflamento na Área01,02 e 03

Para dimensionamento deste ramal principal, deve-se analisar as seguintes características:

- Neste lado possui dois equipamentos com vazão de $10800\text{m}^3/\text{h}$ cada um, sendo assim uma vazão total de $21600\text{m}^3/\text{h}$;
- Possui uma ramificação para atender a área 3 com uma vazão necessária de $1770\text{m}^3/\text{h}$. Com isso, subtraindo a vazão total com a vazão necessária desta ramificação, temos uma vazão de $19830\text{m}^3/\text{h}$;
- Consideramos 11(onze) grelhas de insuflamento neste ramal principal esquerdo e uma vazão de $19830\text{m}^3/\text{h}$, teremos em cada grelha uma vazão de $1802,7\text{m}^3/\text{h}$;

Observamos pelo projeto, que o escritório possui um setor de difícil passagem do duto de insuflamento do ar. Devido a essa restrição, dimensionaremos o duto levando em consideração a largura da área de difícil passagem.

Para dimensionamento desta área temos a vazão total circulando menos a vazão dos três difusores próximos aos equipamentos. Logo a vazão do trecho será:

$$21600 - 3 \cdot (1802,7) = 16192 \text{ m}^3/\text{h}$$

Utilizando a equação de continuidade e conservação de energia:

$$Q = A \cdot V \quad (2.20)$$

Isolando a área:

$$A = \frac{Q}{V}$$

Substituindo os termos e adotando uma velocidade de 8m/s , tem-se:

$$A = \frac{16192}{3600 \times 8} = 0,562 \text{ m}^2$$

Para seleção do giroval do fabricante Refrin, deve-se calcular o diâmetro equivalente. Com isso, tem-se:

$$A = \frac{\pi D^2}{4} = 0,562 \text{ m}^2$$

$$D = 0,846 \text{ m.}$$

Consultando o Anexo B, tem-se que para esse diâmetro, um giroval de 1107x600mm.

Análise das pressões no Duto

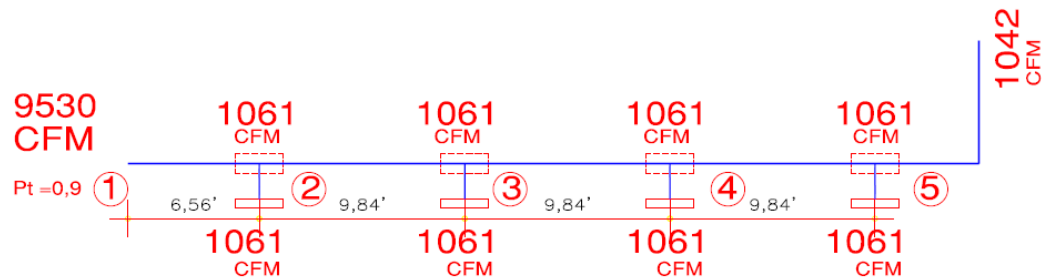


Figura 5.3: Parte do Duto principal esquerdo, em unidades inglesas.

Utilizando a equação (2.21) e (2.23) e o gráfico no Anexo C, obtém-se as pressões:

Tabela 29: Análise das pressões no duto principal esquerdo.

	Trecho 1-2	Trecho 2-3	Trecho 3-4	Trecho 4-5
Vazão em CFM	9530	7408	5286	3164
Diâmetro em pol	33,3	33,3	33,3	33,3
Velocidade em FPM	1575	1225	874	524
Perda por atrito no trecho	0,00787	0,008858	0,004429	0,001968
Pressão de velocidade (Pv)	0,16	0,093	0,0476	0,0171
Pressão Total	0,89213	0,883272	0,878843	0,876875
Pressão estática (Pe)	0,73213	0,790272	0,831243	0,859775

Com a Tabela 29, observa-se que a pressão de velocidade decresce ao longo do duto e a pressão estática aumenta ao longo do mesmo, obedecendo assim, o método da recuperação estática.

Dimensionamento duto da Área 3

Para esta área tem-se as seguintes características:

- Vazão necessária de 1700 m³/h;
- Quatro difusores, sendo assim 425 m³/h em cada grelha;

Utilizando a equação $A = \frac{Q}{V}$, e adotando velocidade como sendo 8m/s, tem-se:

$$A = \frac{1700}{3600 \times 8} = 0,059 \text{ m}^2$$

$$A = \frac{\pi D^2}{4} = 0,059 \text{ m}^2$$

$$D = 0,274 \text{ m}$$

Consultando o Anexo 11 tem-se que para esse diâmetro, um giroval de 557x150mm.

Dimensionamento duto da Área 2

Para esta área tem-se as seguintes características:

- Vazão necessária de 1547 m³/h;
- Quatro difusores, sendo assim 386,75 m³/h em cada grelha;

Utilizando a equação $A = \frac{Q}{V}$, e adotando velocidade como sendo 7m/s, tem-se:

$$A = \frac{1547}{3600 \times 7} = 0,0613 \text{ m}^2$$

$$A = \frac{\pi D^2}{4} = 0,0613 \text{ m}^2$$

$$D = 0,279 \text{ m}$$

Consultando o Anexo B, tem-se que para esse diâmetro, um giroval de 557x150mm.

Dimensionamento duto da Mezanino superior (Área4)

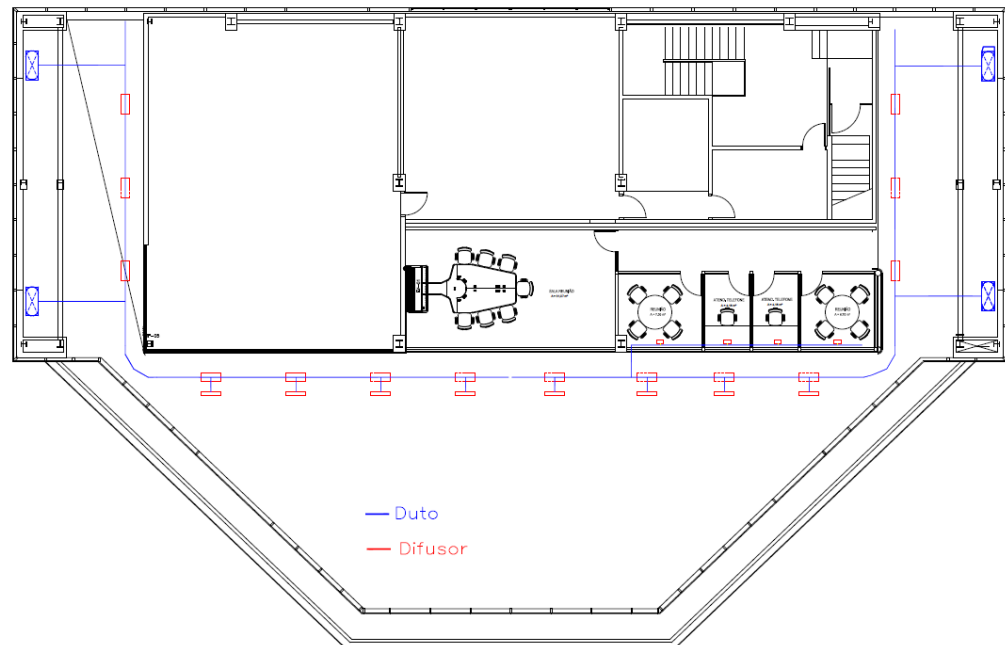


Figura 5.4: Distribuição dos dutos e grelhas de insuflamento na Área01 e 04.

Características desta Área:

- Vazão necessária para atender as quatro salas de 1597,68 m³/h;
- Sala 01 e 04 terá uma vazão necessária de 500m³/h cada uma;
- Sala 02 e 03 terá uma vazão necessária de 298,84 m³/h cada uma;

Utilizando a equação $A = \frac{Q}{V}$, e adotando velocidade como sendo 8m/s, tem-se:

$$A = \frac{1597,68}{3600 \times 8} = 0,055 \text{ m}^2$$

$$A = \frac{\pi D^2}{4} = 0,055 \text{ m}^2$$

$$D = 0,26 \text{ m}$$

Para atender estas salas adota-se um girotubo de Ø 260mm.

Dimensionamento duto da saída dos equipamentos

Características:

- Vazão que sai em cada equipamento 10800 m³/h;

Utilizando a equação $A = \frac{Q}{V}$, e adotando velocidade como sendo 8m/s, tem-se:

$$A = \frac{10800}{3600 \times 8} = 0,375 \text{m}^2$$

$$A = \frac{\pi D^2}{4} = 0,375 \text{ m}^2$$

$$D=0,69\text{m}.$$

Consultando o Anexo B, tem-se que para esse diâmetro, um giroval de 1029x450mm.

Seleção das Grelhas de Insuflamento

Como dito anteriormente, as grelhas possuirão registro de vazão. Com isso após instaladas, o sistema de distribuição deverá ser balanceado. Isso é feito medindo a vazão em cada grelha utilizando um anemômetro, ajustando assim, de maneira a atender a vazão requerida.



Figura 5.5: Damper controlador de vazão

Fonte: Catálogo fabricante TROX

Para seleção das grelhas utiliza-se o catálogo da fabricante Comparco e a seguinte tabela de nível acústico recomendado:

Tabela 30: Níveis sonoros máximos recomendados por difusores e grelhas.

Tabela dos níveis sonoros máximos recomendados		
Aplicação	Nível sonoro em dB(A)	NC
Emissoras de rádio Estúdios de televisão Bibliotecas	20 - 25	15-20
Igrejas Escritórios privados Hospitais Auditórios Teatros Hotéis Salas de concertos	25 - 35	20 - 30
Bancos Escolas Edifícios públicos Cinemas Cafeterias Escritórios em geral Restaurantes	35 - 40	30 - 35
Edifícios industriais Grandes magazines	40 - 50	35 - 45

A seguir encontra-se uma tabela das grelhas selecionadas utilizando o catálogo da fabricante Comparco no Anexo D.

Tabela 31: Seleção de grelhas de insuflamento em cada área climatizada.

Local	Vazão de cada Grelha	Grelha Selecionada
Duto principal esquerdo	1802,7 m ³ /h	DVO 600x300 mm
Duto principal direito	1678 m ³ /h	DVO 500X300
Duto Área3	425 m ³ /h	DVO 300x150 mm
Duto Área2	386,75 m ³ /h	DVO 300x150 mm
Sala 01 e 04 Mezanino Superior	500m ³ /h	DVO 400x150 mm
Sala 02 e 03 Mezanino Superior	298,84 m ³ /h	DVO 200x150 mm

Grelha DVO: Dupla deflexão, lâminas verticais e registro OB (Registro de Vazão).

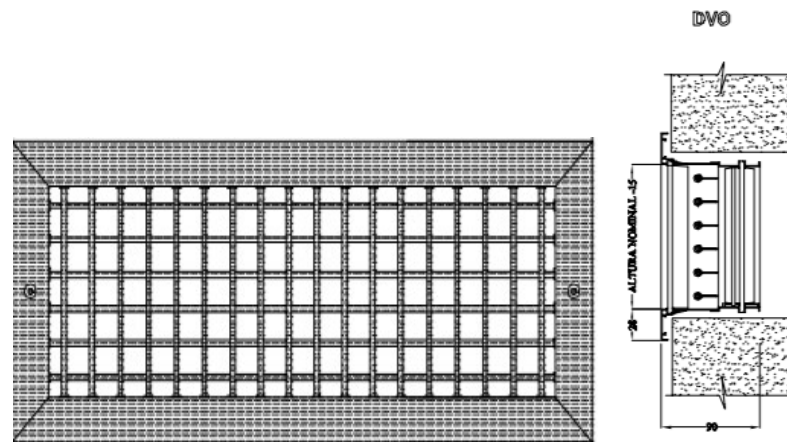


Figura 5.6: Grelha DVO

Fonte: Catálogo Comparco

Dimensionamento grelha de retorno e tomadas de ar externa das Casas de Máquinas

Tomando o equipamento de condicionamento de ar como sendo um volume de controle, e desconsiderando as perdas pelas frestas, tem-se:

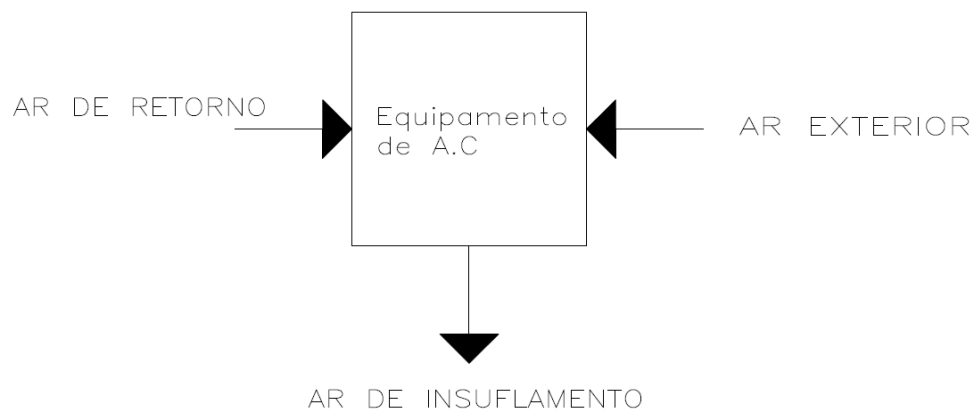


Figura 5.7: Volume de controle de um equipamento de Ar Condicionado

Ar de Insuflamento = Ar de Retorno + Ar Exterior.

O Ar Exterior é a quantidade de ar a ser renovado, calculado pela parte 3 da norma NBR 16401. Sendo assim, tem-se que a vazão total de renovação de todas as áreas climatizadas é de

3321 m³/h, sendo 2130m³/h da Área 1, 370 m³/h da Área 2, 529 m³/h da Área3 e 292m³/h da Área4.

Como a Vazão total de ar insuflado é de 43200 m³/h (Quatro máquinas com vazão de 10800 m³/h em cada), tem-se que a vazão de retorno, desconsiderando todas as perdas, será de:

Ar de Retorno = Ar de Insuflamento - Ar Exterior

Ar de Retorno = 43200 – 3321 = 39879 m³/h

Sendo quatro casas de máquinas situados no escritório comercial, obtêm-se em cada uma, uma vazão de retorno de 9969,75 m³/h e uma tomada de ar externa de 830,25 m³/h.

Consultando o catálogo da Comparco para seleção de grelhas de retorno e venezianas de tomadas de ar externo, nos Anexo D2 e D3 respectivamente, obtêm-se as seguintes relações:

- Em cada casa de máquinas deve-se colocar duas grelhas de retorno RFH +OB 600x900 , com velocidade de 3,5 m/s e perda de carga de 2 mm.c.a.
- Em cada casa de máquinas deve-se colocar uma tomada de ar externa no tipo TAE-G3 500x400, composto de uma veneziana VAK 500x400, um filtro FSP 2” (filtragem G3) e registro OB(registro de vazão).

6- SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL DA PLANTA NO ENERGYPLUS

Utilizando o programa SketchUp desenhou-se a planta do escritório comercial em 3D, fazendo a simulação posteriormente.

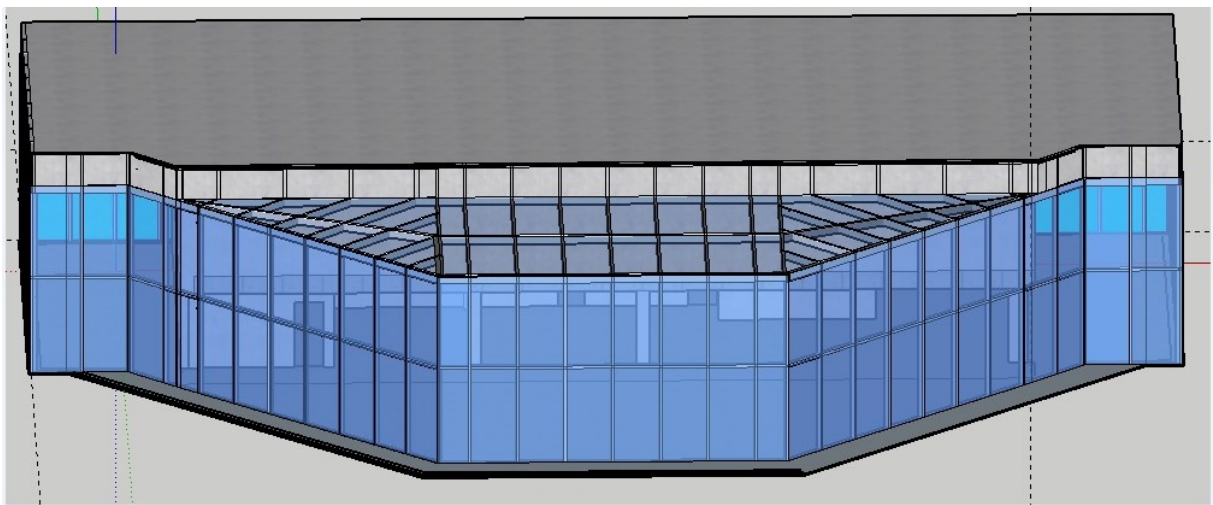


Figura 6.1: Vista frontal do escritório comercial.

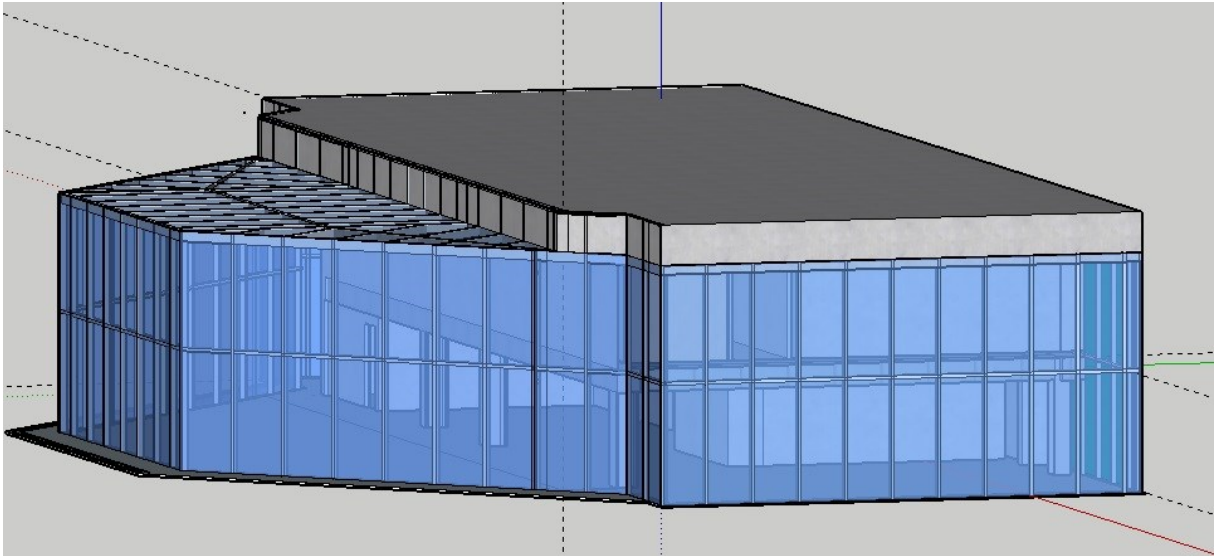


Figura 6.2: Vista lateral do escritório comercial.

Através do programa EnergyPlus, simulou-se a variação da temperatura ao longo do ano e, principalmente, a quantidade de calor total gerada por este recinto.

File Edit View Jump Window Help

New Obj Dup Obj Dup Obj + Chg Del Obj Copy Obj Paste Obj

Class List

- RoomAirSettings:UnderFloorAirDistributionInterior
- RoomAirSettings:UnderFloorAirDistributionExterior
- RoomAir:Node:AirflowNetwork
- RoomAir:Node:AirflowNetwork:AdjacentSurfaceList
- RoomAir:Node:AirflowNetwork:InternalGains
- RoomAir:Node:AirflowNetwork:HVACEquipment
- RoomAirSettings:AirflowNetwork

Internal Gains

- [0004] People
- [0001] ComfortViewFactorAngles
- [0001] Lights
- [0004] ElectricEquipment
- [0001] GasEquipment
- [0001] HotWaterEquipment
- [0001] SteamEquipment
- [0001] OtherEquipment

Comments from IDF

Explanation of Object and Current Field

Object Description: Sets internal gains for electric equipment in the zone.
If you use a ZoneList in the Zone or ZoneList name field then this definition applies to all the zones in the ZoneList.

Field Description:
ID: N6
Default: 0

Field	Units	Obj1	Obj2	Obj3	Obj4
Name		Aparelhos área 1	Aparelhos área 2	Aparelhos área 3	Aparelhos área 4
Zone or ZoneList Name		Paredes de vidro T1	Paredes de vidro T1	Paredes de vidro T1	Paredes de vidro T1
Schedule Name		Ocupação	Ocupação	Ocupação	Ocupação
Design Level Calculation Method		EquipmentLevel	EquipmentLevel	EquipmentLevel	EquipmentLevel
Design Level		10050	775	775	620
Watts per Zone Floor Area	W/m2				
Watts per Person	W/person				
Fraction Latent					
Fraction Radiant		0.5	0.5	0.5	0.5
Fraction Lost					
End-Use Subcategory		General	General	General	General

energy+.idd EnergyPlus 8.8.0

Figura 6.3: Simulação da taxa dissipada de calor pelos equipamentos no EnergyPlus.

energy+.idd | EnergyPlus 8.8.0 | Iluminação

Class List

- [.....] RoomAirSettings:UnderFloorAirDistributionInterior
- [.....] RoomAirSettings:UnderFloorAirDistributionExterior
- [.....] RoomAir:Node:AirflowNetwork
- [.....] RoomAir:Node:AirflowNetwork:AdjacentSurfaceList
- [.....] RoomAir:Node:AirflowNetwork:InternalGains
- [.....] RoomAir:Node:AirflowNetwork:HVACEquipment
- [.....] RoomAirSettings:AirflowNetwork

Internal Gains

- [0004] People
- [.....] ComfortViewFactorAngles
- [0001] Lights
- [0001] ElectricEquipment
- [.....] GasEquipment
- [.....] HotWaterEquipment
- [.....] SteamEquipment
- [.....] OtherEquipment

Comments from IDF

Explanation of Object and Current Field

Object Description: Sets internal gains for lights in the zone.
If you use a ZoneList in the Zone or ZoneList name field then this definition applies to all the zones in the ZoneList.

Field Description:
ID: A1
Enter a alphanumeric value

Field	Units	Obj1
Name		Iluminação
Zone or ZoneList Name		Paredes de vidro T1
Schedule Name		Ocupação
Design Level Calculation Method		Watts/Area
Lighting Level	W	
Watts per Zone Floor Area	W/m2	16
Watts per Person	W/person	
Return Air Fraction		0
Fraction Radiant		0.42
Fraction Visible		0.18
Fraction Replaceable		1
End-Use Subcategory		General
Return Air Fraction Calculated from Plenum Temperature		No
Return Air Fraction Function of Plenum Temperature Co		
Return Air Fraction Function of Plenum Temperature Co 1/K		
Return Air Heat Gain Node Name		

Figura 6.4: Dados para simulação da taxa de calor dissipada pelas lâmpadas no EnergyPlus.

energy+.idd | EnergyPlus 8.8.0

Class List

- [.....] RoomAirSettings:UnderFloorAirDistributionInterior
- [.....] RoomAirSettings:UnderFloorAirDistributionExterior
- [.....] RoomAir:Node:AirflowNetwork
- [.....] RoomAir:Node:AirflowNetwork:AdjacentSurfaceList
- [.....] RoomAir:Node:AirflowNetwork:InternalGains
- [.....] RoomAir:Node:AirflowNetwork:HVACEquipment
- [.....] RoomAirSettings:AirflowNetwork

Internal Gains

- [0004] People
- [.....] ComfortViewFactorAngles
- [0001] Lights
- [0001] ElectricEquipment
- [.....] GasEquipment
- [.....] HotWaterEquipment
- [.....] SteamEquipment
- [.....] OtherEquipment

Comments from IDF

Explanation of Object and Current Field

Object Description: Sets internal gains and contaminant rates for occupants in the zone.
If you use a ZoneList in the Zone or ZoneList name field then this definition applies to all the zones in the ZoneList.

Field Description: optional (second type of thermal comfort model and results reporting)
ID: A15
Select from list of choices

Field	Units	Obj1	Obj2	Obj3	Obj4
Name		Pessoas área 1	Pessoas área 2	Pessoas área 3	Pessoas área 4
Zone or ZoneList Name		Paredes de vidro T1	Paredes de vidro T1	Paredes de vidro T1	Paredes de vidro T1
Number of People Calculation Method		Ocupação	Ocupação	Ocupação	Ocupação
Number of People		People	People	People	People
People per Zone Floor Area	person/m2	50	10	15	10
Zone Floor Area per Person	m2/person				
Fraction Radiant		0.3	0.3	0.3	0.3
Sensible Heat Fraction		autocalculate	autocalculate	autocalculate	autocalculate
Activity Level Schedule Name		Schedule pessoas	Schedule pessoas	Schedule pessoas	Schedule pessoas
Carbon Dioxide Generation Rate	m3/s-W	0.000000382	0.000000382	0.000000382	0.000000382
Enable ASHRAE 55 Comfort Warnings		No	No	No	No
Mean Radiant Temperature Calculation Type		ZoneAveraged	ZoneAveraged	ZoneAveraged	ZoneAveraged
Surface Name/Angle Factor List Name					
Work Efficiency Schedule Name					
Clothing Insulation Calculation Method					
Clothing Insulation Calculation Method Schedule Name					
Clothing Insulation Schedule Name					
Air Velocity Schedule Name					
Thermal Comfort Model 1 Type					
Thermal Comfort Model 2 Type					

Figura 6.5: Dados para simulação da taxa de calor dissipada pelas pessoas no EnergyPlus.

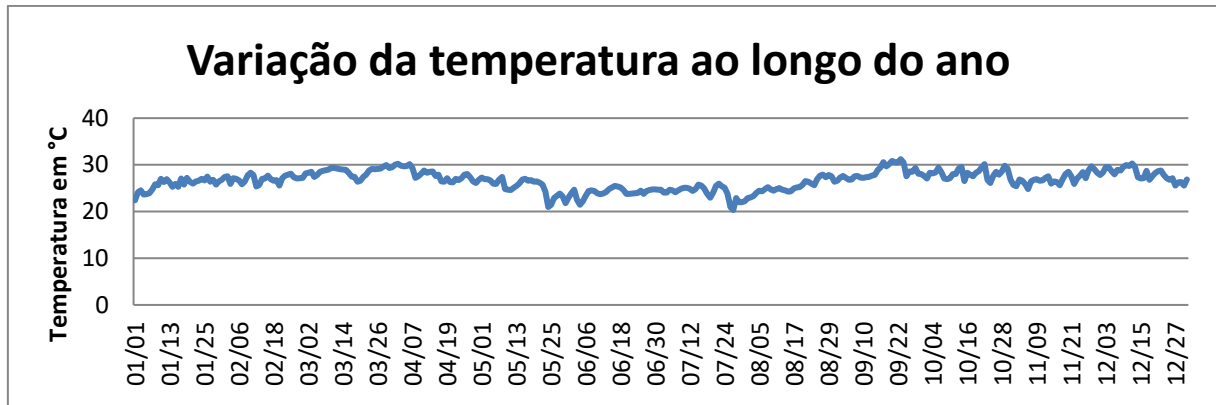


Figura 6.6: Variação da temperatura ao longo do ano.

Observa-se, através da Figura 6.6, a variação da temperatura ao longo do ano no escritório comercial sem estar climatizado, tendo temperatura máxima de aproximadamente de 32°C.

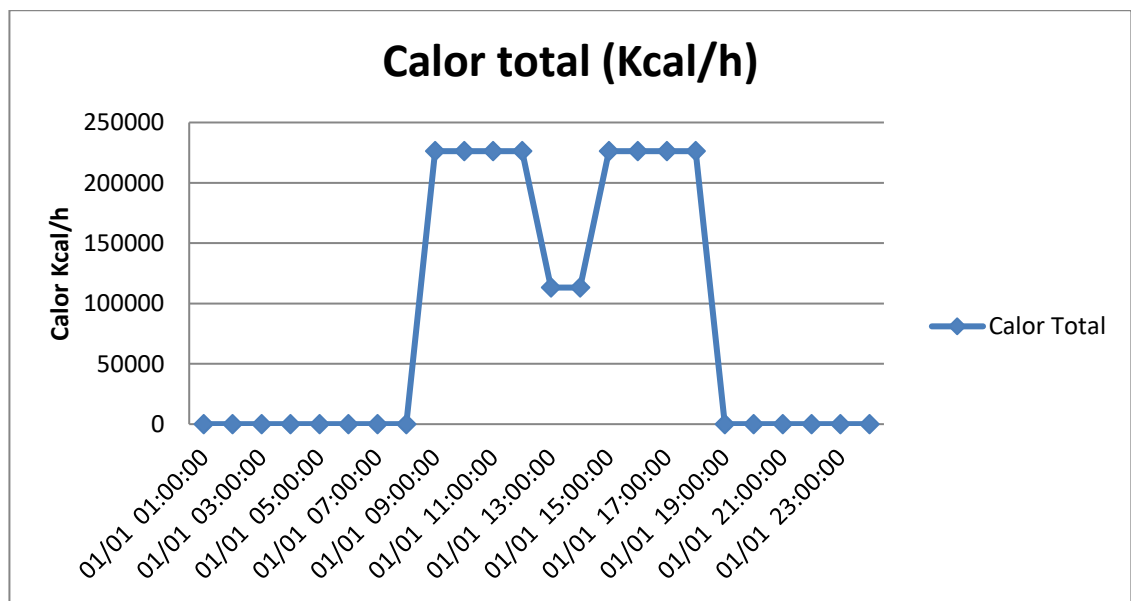


Figura 6.7: Quantidade de calor total no escritório comercial.

Com a Figura 6.7, observa-se como o calor total varia durante o dia. No período das sete horas da manhã tem-se o início da taxa de ocupação do escritório e começa a ter insolação, atingindo um valor máximo de calor de 230000 Kcal/h. No período das onze da manhã até uma hora da tarde, a taxa de ocupação é baixa, devido ao intervalo de almoço, tendo carga praticamente só de insolação e condução. Após o almoço o calor total volta a crescer, atingindo o pico até as seis horas da tarde. Logo após este período, tem-se a desocupação do recinto. No

intervalo das 19 horas até as 07 horas, considerou-se que a taxa de ocupação é zero e não possui carga térmica.

Com essa mesma figura, observa-se que o calor total máximo atingido foi de 230000 kcal/h, ou seja, 76,05 TR. Nos cálculos anteriores obteve-se um valor de 64,98 TR.

Calculando o erro relativo, tem-se:

$$\%Er = \frac{76,05 - 64,98}{76,05} \cdot 100 = 14,5\%$$

Apesar deste erro, o sistema de condicionamento de ar projetado atende as duas demandas de carga térmica.

7- CUSTO PARA A IMPLANTAÇÃO DO SISTEMA

Com os impostos do estado de Minas Gerais, chegamos a um custo total para implantação do sistema de trezentos e oito mil e cento e dezoito reais.

Tabela 32: Custo para a implantação do sistema projetado.

RESUMO				
Descritivo	Qtidade.	Valor	total	Porcentagem
Equipamentos	4	35430	141720	45,99%
Dutos Especiais			49645	16,11%
Difusão			5826	1,89%
Rede frigorífica			53927	17,50%
Materiais Diversos			7000	2,27%
Mão de obra			50000	16,22%
TOTAL			308118	100%

8-CONCLUSÕES

O Trabalho de conclusão de curso apresenta um estudo completo para projeto de condicionamento de ar. Tanto o método utilizado do cálculo da carga térmica pelo uso de tabelas e fatores pré-calculados para construções e situações típicas, quanto o método da simulação no Energyplus, o sistema projetado atenderá a demanda de calor sensível e calor latente.

A opção adotada para atender a carga térmica, foi o uso de equipamento de expansão direta, devido aos altos preços dos equipamentos de expansão indireta (Chillers e Fancoils).

Como o escritório não possui entreforço, a melhor opção encontrada para a distribuição de ar, foi o uso de dutos aparentes, sendo assim a estética é de primordial importância. Para o dimensionamento do mesmo, foi utilizado um método pouco utilizado pelas empresas, pois em grande parte, dimensiona-se pelo método da perda de carga.

Com o uso de registros de vazões nas grelhas e o uso do método da recuperação estática, o sistema de distribuição de ar ficará bem balanceado ao executar-se o projeto.

Para trabalhos futuros, sugere-se considerar que há entreforço no escritório e dimensionar através do uso do método da perda de carga, fazendo um comparativo de preço dos dutos gastos no método da recuperação estática e dos condutos gastos no método da perda de carga.

9 - BIBLIOGRAFIA

ASHRAE, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc. **Handbook Fundamentals**. Atlanta, 2009.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. NBR 16401-1: Instalações de Ar-Condicionado – Sistemas centrais e unitários Parte 1: Projeto das instalações. Rio de Janeiro, 2008.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. NBR 16401-1: Instalações de Ar-Condicionado – Sistemas centrais e unitários Parte 3: Qualidade do ar interior. Rio de Janeiro, 2008.

CARRIER AIR CONDITIONING COMPANY, “**Manual de Aire Acondicionado**”, Marcombo Boixareu Editores, 1983.

PIRANI, MARCELO JOSÉ. **Apostila de Refrigeração e Ar Condicionado**, 2004.

CREDER, Hélio. **Instalações de Ar Condicionado**. 6ª Edição. Rio de Janeiro. Editora LTC, 2004.

REFRIN. **Catálogo de Produtos**. Disponível em: https://www.refrin.com.br/images/downloads/catalogo_completo.pdf >. Acessado em: 24/11/2017.

TRANE. Catálogo de Produtos. Disponível em: < [https://www.trane.com/content/dam/Trane/Commercial/lar/br/produtos-sistemas/equipamentos/Unitarios/Sistemas_Divididos/Onix-CXPA/Cat%C3%A1logo_Produto-OnixCXPA%20\(SS-PRC018H-PT%201116\).pdf](https://www.trane.com/content/dam/Trane/Commercial/lar/br/produtos-sistemas/equipamentos/Unitarios/Sistemas_Divididos/Onix-CXPA/Cat%C3%A1logo_Produto-OnixCXPA%20(SS-PRC018H-PT%201116).pdf) > .Acessado em: 24/11/2017.

COMPARCO. **Catálogo de Produtos**. Disponível em: < <http://www.comparco.com.br/port.htm> >. Acessado em: 24/11/2017.

ANEXOS

ANEXO A: Tabelas para cálculo da carga térmica

ANEXO A1: Coeficientes globais de Transmissão de Calor U. (CREDER,2004)

<i>Elementos</i>	<i>U em kcal/h · m² · °C</i>
a) Janelas	
– Janelas de vidros comuns (simples)	5,18
– Janelas de vidros duplos	3,13
– Janelas de vidros triplos	1,66
b) Paredes externas	
– Tijolos maciços (20 × 10 × 6 cm):	
meia-vez (14 cm) = 10 tijolos + 2 revestimentos	2,88
uma vez (24 cm) = 20 tijolos + 2 revestimentos	1,95
– Tijolos furados (20 × 20 × 10 ou 30 × 30 × 10 cm):	
meia-vez (14 cm) = 10 tijolos + 2 revestimentos	2,59
uma vez (24 cm) = 20 tijolos + 2 revestimentos	1,90
c) Paredes internas	
– Tijolos maciços (20 × 10 × 6 cm):	
meia-vez (14 cm) = 10 tijolos + 2 revestimentos	2,29
meia-vez (10 cm) = 6 tijolos + 2 revestimentos	2,68
uma vez (24 cm) = 20 tijolos + 2 revestimentos	1,66
– Tijolos furados (20 × 20 × 10 ou 20 × 10 × 6 cm):	
meia-vez (10 cm) = 6 tijolos + 2 revestimentos	2,54
meia-vez (14 cm) = 10 tijolos + 2 revestimentos	2,10
uma vez (24 cm) = 20 tijolos + 2 revestimentos	1,61
d) Concreto externo ou pedra	
15 cm	3,81
25 cm	3,03
35 cm	2,54
50 cm	2,00
e) Concreto interno	
10 cm	3,17
15 cm	2,83
20 cm	2,59

ANEXO A2:

Coeficientes globais de Transmissão de Calor U em kcal/h.m² °C.

(PIRANI,2004)

Paredes Externas	U
a) Tijolos maciços (20cm x 10cm x 6cm)	
14 cm = 2 revest. + 10 tijolos + 2 revest.	2,88
24 cm = 2 revest. + 20 tijolos + 2 revest.	1,95
Dupla = 2 revest. + 20 tijolos + ar + 20 tijolos + 2 revest.	0,98
Dupla = 2 revest. + 20 tijolos + ar + 10 tijolos + 2 revest.	1,17
Dupla = 2 revest. + 20 tijolos + ar + 6 tijolos + 2 revest.	1,27
Dupla = 2 revest. + 10 tijolos + ar + 10 tijolos + 2 revest.	1,46
Dupla = 2 revest. + 10 tijolos + ar + 6 tijolos + 2 revest.	1,61
Dupla = 2 revest. + 6 tijolos + ar + 6 tijolos + 2 revest.	1,76
b) Tijolos furados (Standard = 20cm x 10cm x 6cm; Lajota = 20cm x 10cm x 20cm ou 30cm; Livre = 20cm x 20cm x 6cm)	
14cm = 2 revest. + 10 tijolos + 2 revest.	2,59
24cm = 2 revest. + 20 tijolos + 2 revest.	1,90
Dupla = 2 revest. + 20 tijolos + ar + 20 tijolos + 2 revest.	0,93
Dupla = 2 revest. + 20 tijolos + ar + 10 tijolos + 2 revest.	1,07
Dupla = 2 revest. + 20 tijolos + ar + 6 tijolos + 2 revest.	1,22
Dupla = 2 revest. + 10 tijolos + ar + 10 tijolos + 2 revest.	1,27
Dupla = 2 revest. + 10 tijolos + ar + 6 tijolos + 2 revest.	1,46
c) Concreto ou pedra	
10cm	3,90
15cm	3,80
25cm	3,03
35cm	2,53
50cm	2,00

Tetos e pisos	U
a) Laje simples com tacos	
16cm = 2 revest. + 10 concreto + 2 argamassa + 2 tacos	2,00
b) Laje simples com ladrilhos	
16cm = 2 revest. + 10 concreto + 2 argamassa + 2 ladrilhos	2,83
c) Laje nervurada com tacos	
16cm = 2 revest. + 10 lajota + 2 argamassa + 2 tacos	1,66
d) Laje nervurada com ladrilhos	
23cm = 2 revest. + 10 lajota + 7 concreto + 2 argamassa + 2 ladrilhos	2,20
e) Laje dupla	1,02

Vidros externos	U
Verão	5,00
Inverno	5,50

ANEXO A3:

**Insolação através dos vidros para 20°S em kcal/h.m² de em kcal/h.m² de abertura
(Carrier Air Conditioning Company, 1983)**

20° LATITUDE SUL		HORA SOLAR												
Época	Orientação	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
22 de Dezembro	S	76	111	90	68	51	46	40	46	51	67	90	111	75
	SE	219	417	390	330	225	103	40	38	38	38	32	24	8
	E	219	401	434	387	260	111	38	38	38	38	32	24	8
	NE	75	168	198	179	119	57	38	38	38	38	32	24	8
	N	8	24	32	38	38	38	38	38	38	38	32	24	8
	NO	8	24	32	38	38	38	38	57	119	179	198	168	75
21 de Janeiro e 21 de Novembro	O	8	24	32	38	38	38	38	111	260	387	434	401	220
	SO	8	24	32	38	38	38	40	103	225	330	390	417	220
	Horizontal	30	162	328	477	585	629	678	629	585	477	328	162	30
	S	54	75	62	46	40	38	38	40	146	62	75	54	
	SE	192	358	374	301	198	84	38	38	38	35	32	21	8
	E	203	401	442	393	268	124	38	38	38	35	32	21	8
20 de Fevereiro e 23 de Outubro	NE	84	189	230	214	154	78	38	38	38	35	32	21	8
	N	8	21	32	35	38	38	38	38	38	35	32	21	8
	NO	8	21	32	35	38	38	38	78	154	214	230	189	84
	O	8	21	32	35	38	38	38	124	268	393	442	401	203
	SO	8	21	32	35	38	38	84	198	301	374	358	192	
	Horizontal	8	149	320	474	585	650	680	650	585	474	320	149	8
20 de Março e 22 de Setembro	S	16	27	29	35	38	38	38	38	35	29	27	16	
	SE	122	301	320	241	135	48	38	38	38	35	29	19	5
	E	143	385	447	404	287	138	38	38	38	35	29	19	5
	NE	78	241	306	292	265	149	54	38	38	35	29	19	5
	N	5	19	29	38	54	65	70	65	54	38	29	19	5
	NO	5	19	29	35	38	38	54	149	265	292	306	241	78
22 de Abril e 24 de Agosto	O	5	19	29	35	38	38	38	138	287	404	447	385	143
	SO	5	19	29	35	38	38	38	48	135	241	320	301	122
	Horizontal	13	130	290	452	569	637	669	637	569	452	290	130	13
	S	0	16	29	35	38	38	38	38	35	29	16	0	
	SE	0	225	235	160	59	38	38	38	38	35	29	16	0
	E	0	352	442	404	282	122	38	38	38	35	29	16	0
21 de Maio e 23 de Julho	NE	0	268	368	379	325	227	111	40	38	35	29	16	0
	N	0	21	59	103	141	170	176	172	141	103	59	21	0
	NO	0	16	29	35	38	40	111	227	325	379	368	268	0
	O	0	16	29	35	38	38	38	122	282	404	442	352	0
	SO	0	16	29	35	38	38	38	59	160	235	225	0	
	Horizontal	0	81	252	414	537	610	631	610	537	414	252	81	0
21 de Junho	S	0	10	24	32	35	38	38	38	35	32	24	10	0
	SE	0	119	141	78	35	38	38	38	35	32	24	10	0
	E	0	268	398	382	271	132	38	38	35	32	24	10	0
	NE	0	246	396	433	404	322	200	73	35	32	24	10	0
	N	0	57	135	206	252	287	301	287	252	206	135	57	0
	NO	0	10	24	32	35	73	200	322	404	433	396	246	0
Correções	O	0	10	24	32	35	38	38	132	271	382	398	268	0
	SO	0	10	24	32	35	38	38	38	35	78	141	119	0
	Horizontal	0	48	184	344	463	531	564	531	463	344	184	48	0
	S	0	8	21	29	35	35	35	35	35	29	21	8	0
	SE	0	65	70	38	35	35	35	35	35	29	21	8	0
	E	0	192	347	344	246	116	35	35	35	29	21	8	0
21 de Junho	NE	0	198	390	444	428	366	246	124	43	29	21	8	0
	N	0	75	187	271	333	368	382	368	333	271	187	75	0
	NO	0	8	21	29	43	124	246	366	428	444	390	198	0
	O	0	8	21	29	32	35	35	116	246	344	347	192	0
	SO	0	8	21	29	32	35	35	35	35	38	70	65	0
	Horizontal	0	13	130	273	396	466	488	466	396	273	130	13	0
21 de Junho	S	0	5	19	29	32	35	35	35	32	29	19	5	0
	SE	0	38	48	32	32	35	35	35	32	29	19	5	0
	E	0	151	320	328	230	92	35	35	32	29	19	5	0
	NE	0	160	377	452	431	363	263	162	54	29	19	5	0
	N	0	67	200	301	358	396	404	396	358	301	200	67	0
	NO	0	5	19	29	54	162	263	363	431	452	377	160	0
21 de Junho	O	0	5	19	29	32	35	35	92	230	328	320	151	0
	SO	0	5	19	29	32	35	35	35	32	32	48	38	0
	Horizontal	0	10	97	249	366	436	461	436	366	249	97	10	0
Correções	Esquadria metálica ou sem esquadria	Poluição, neblina			Altitude		Ponto de orvalho superior a 19,5 °C			Ponto de orvalho inferior a 19,5 °C			Latitude sul Dezembro ou Janeiro	
	x 1/0,85 ou 1,17	15% máximo			+0,7% por 300 m		-14% por 10 °C			+14% por 10 °C			+7%	

ANEXO A5:

Calor liberado pelas pessoas. (NBR 16401-01,2008).

Nível de atividade	Local	Calor total (W)		Calor Sensível (W)	Calor latente (W)	% Radiante do calor sensível	
		Homem adulto	Ajustado M/F ^a			Baixa velocidade do ar	Alta velocidade do ar
Sentado no teatro	Teatro matinê	115	95	65	30		
Sentado no teatro, noite	Teatro noite	115	105	70	35	60	27
Sentado, trabalho leve	Escritórios, hotéis, apartamentos	130	115	70	45		
Atividade moderada em trabalhos de escritório	Escritórios, hotéis, apartamentos	140	130	75	55		
Parado em pé, trabalho moderado; caminhando	Loja de varejo ou de departamentos	160	130	75	55	58	38
Caminhando, parado em pé	Farmácia, agência bancária	160	145	75	70		
Trabalho sedentário	Restaurante ^b	145	160	80	80		
Trabalho leve em bancada	Fábrica	235	220	80	140		
Dançando moderadamente	Salão de baile	265	250	90	160	49	35
Caminhando 4,8 km/h; trabalho leve em máquina operatriz	Fábrica	295	295	110	185		
Jogando boliche ^c	Boliche	440	425	170	255		
Trabalho pesado	Fábrica	440	425	170	255	54	19
Trabalho pesado em máquina operatriz; carregando carga	Fábrica	470	470	185	285		
Praticando esportes	Ginásio, academia	585	525	210	315		

NOTA 1 Valores baseados em temperatura de bulbo seco ambiente de 24 °C. Para uma temperatura de bulbo seco ambiente de 27 °C, o calor total permanece o mesmo, porém o calor sensível deve ser reduzido em aproximadamente 20 %, e o calor latente aumentado correspondentemente. Para uma temperatura de bulbo seco ambiente de 21 °C, também o calor total permanece o mesmo, porém o calor sensível deve ser aumentado em aproximadamente 20 %, e o calor latente reduzido correspondentemente.

NOTA 2 Valores arredondados em 5 W.

^a O valor do calor ajustado é baseado numa porcentagem normal de homens, mulheres e crianças para cada uma das aplicações listadas, postulando-se que o calor liberado por uma mulher adulta é aproximadamente 85 % daquele liberado por um homem adulto, e o calor liberado por uma criança é aproximadamente 75 % daquele liberado por um homem adulto.

^b O ganho de calor ajustado inclui 18 W para um prato de comida individual (9 W de calor sensível e 9 W latente).

^c Considerando uma pessoa por cancha realmente jogando boliche, e todas as demais sentadas (117 W), paradas em pé ou caminhando lentamente (231 W).

Fonte:

Adaptado de 2005 ASHRAE *Fundamentals Handbook*, Capítulo 30, "Nonresidential Cooling and Heating Load Calculations", Tabela 1.

ANEXO A6:

Potência dissipada pelos equipamentos. (NBR 16401-01,2008).

Computadores	Uso contínuo W	Modo economizador W
Computadores		
Valor médio	55	20
Valor com fator de segurança	65	25
Valor com fator de segurança alto	75	30
Monitores		
Pequeno (13 pol. a 15 pol.)	55	0
Médio (16 pol. a 18 pol.)	70	0
Grande (19 pol. a 20 pol.)	80	0

Impressoras e copiadoras	Uso contínuo W	1 página por minuto W	Ligada, em espera W
Impressoras a laser			
De mesa, pequena	130	75	10
De mesa	215	100	35
De escritório, pequena	320	160	70
De escritório, grande	550	275	125
Copiadoras			
De mesa	400	85	20
De escritório	1 100	400	300

Equipamentos diversos	Potência máxima W	Dissipação recomendada W
Caixas registradoras	60	48
Máquinas de fax	15	10
Máquinas de café (10 xícaras)	1 500	1 050 sensível 450 latente
Máquinas de venda de bebidas refrigeradas	1 150 a 1 920	575 a 960
Máquinas de venda de salgadinhos	240 a 275	240 a 275
Bebedouros refrigerados	700	350

ANEXO A7:

Potência dissipada pelas lâmpadas. (NBR 16401-01,2008).

Local	Tipos de iluminação	Nível de iluminação Lux	Potência dissipada W/m ²
Escritórios e bancos	Fluorescente	500	16
Lojas	Fluorescente	750	17
	Fluorescente compacta		23
	Vapor metálico		28
Residências	Fluorescente compacta	150	9
	Incandescente		30
Supermercados	Fluorescente	1 000	21
	Vapor metálico		30
Armazéns climatizados	Fluorescentes	100	2
	Vapor Metálico		3
Cinemas e teatros	Fluorescente compacta	50	6
	Vapor metálico		4
Museus	Fluorescente	200	5
	Fluorescente compacta		11
Bibliotecas	Fluorescente	500	16
	Fluorescente compacta		28
Restaurantes	Fluorescente compacta	150	13
	Incandescente		41
Auditórios:			
a) Tribuna	Fluorescente	750	30
	Fluorescente compacta		32
b) Platéia	Fluorescente	150	10
c) Sala de espera	Vapor metálico	200	18
	Fluorescente compacta		8
Hotéis:			
a) Corredores	Fluorescente compacta	100	8
b) Sala de leitura	Fluorescente	500	15
	Fluorescente compacta		22
c) Quartos	Fluorescente compacta	150	9
	Incandescente		30
d) Sala de convenções			
	- Platéia	150	8
	- Tablado	750	30
			30
e) Portaria e recepção	Fluorescente	200	8
	Fluorescente compacta		9

ANEXO A8:

Trocas de ar por hora no recinto. (CREDER,2004).

<i>Janelas Existentes</i>	<i>Trocas por Hora</i>
Nenhuma janela ou porta para o exterior	3/4
Janelas ou portas em 1 parede	1
Janelas ou portas em 2 paredes	1 1/2
Janelas ou portas em 3 paredes	2
Lojas	2

ANEXO A9:

Vazão eficaz mínima de ar exterior para ventilação. (NBR 16401-3,2008).

Local	D pessoas/ 100 m ²	Nível 1		Nível 2		Nível 3		Exaustão mecânica L/s* m ² ^a
		F _p L/s*pess.	F _a L/s*m ²	F _p L/s*pess	F _a L/s*m ²	F _p L/s*pess	F _a L/s*m ²	
Comércio varejista								
Supermercado de alto padrão	8	3,8	0,3	4,8	0,4	5,7	0,5	--
Supermercado de padrão médio	10	3,8	0,3	4,8	0,4	5,7	0,5	--
Supermercado popular	12	3,8	0,3	4,8	0,4	5,7	0,5	--
Mall de centros comerciais	40	3,8	0,3	4,8	0,4	5,7	0,5	--
Lojas (exceto abaixo)	15	3,8	0,6	4,8	0,8	5,7	0,9	--
Salão de beleza e/ou barbearia ^b	25	10	0,6	12,5	0,8	15,0	0,9	--
Animais de estimação ^b	10	3,8	0,9	4,8	1,1	5,7	1,4	4,5
Lavanderia "self-service"	20	3,8	0,3	4,8	0,4	5,7	0,5	--
Edifícios de escritórios								
Hall do edifício, recepção	10	2,5	0,3	3,1	0,4	3,8	0,5	--
Escritórios de diretoria	6	2,5	0,3	3,1	0,4	3,8	0,5	--
Escritório com baixa densidade	11	2,5	0,3	3,1	0,4	3,8	0,5	--
Escritório com média densidade	14	2,5	0,3	3,1	0,4	3,8	0,5	--
Escritório com alta densidade	20	2,5	0,3	3,1	0,4	3,8	0,5	--
Sala de reunião	50	2,5	0,3	3,1	0,4	3,8	0,5	--
CPD (exceto impressoras)	4	2,5	0,3	3,1	0,4	3,8	0,5	--
Sala impressoras, copiadoras	--	--	--	--	--	--	--	2,5
Sala digitação	60	2,5	0,3	3,1	0,4	3,8	0,5	--
"Call center"	60	3,8	0,6	4,8	0,8	5,7	0,9	--
Bancos								
Bancos (área do público)	41	3,8	0,3	4,8	0,4	5,7	0,5	--
Caixa forte	5	2,5	0,3	3,1	0,4	3,8	0,5	--

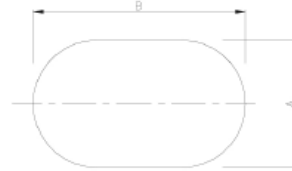
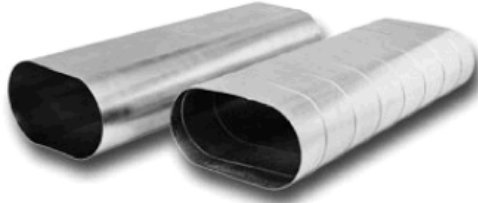
[illegible]

ANEXO A10:**Eficiência da distribuição de ar nas zonas de ventilação. (NBR 16401-3,2008).**

Configuração da distribuição de ar	E_z
Insuflação de ar frio pelo forro	1,0
Insuflação de ar quente pelo forro e retorno pelo piso	1,0
Insuflação de ar quente pelo forro, 8°C ou mais acima da temperatura do espaço e retorno pelo forro	0,8
Insuflação de ar quente pelo forro a menos de 8°C acima da temperatura do espaço pelo forro, desde que o jato de ar insuflado alcance uma distância de 1,4 m do piso à velocidade de 0,8 m/s	1,0
Insuflação de ar frio pelo piso e retorno pelo forro, desde que o jato de ar insuflado alcance uma distância de 1,4 m ou mais do piso à velocidade de 0,8 m/s	1,0
Insuflação de ar frio pelo piso, com fluxo de deslocamento a baixa velocidade e estratificação térmica, e retorno pelo forro	1,2
Insuflação de ar quente pelo piso e retorno pelo piso	1,0
Insuflação de ar quente pelo piso e retorno pelo forro	0,7
Ar de reposição suprido do lado oposto à exaustão ou ao retorno	0,8
Ar de reposição suprido à proximidade da exaustão ou do retorno	0,5

ANEXO B

Catálogo de seleção dos Dutos da REFRIN



Norma Técnica SMACNA para Aplicação do Duto Giroval

Norma SMACNA 50mmca										Material = Aço Galvanizado										
A		#24)=0.6mm						#22)=0.8mm			#20)=0.9mm							#18)=1.2mm		
150	B	557	638	719	800	880	960	1041	1122	1202	1283	1363	1444	1524	1605	1685	1766	1846	2007	
	Ø	300	318	335	350	365	379	392	404	416	427	438	448	458	467	476	484	492	500	
200	B	529	609	690	771	840	932	1012	1093	1174	1254	1335	1416	1496	1576	1657	1737	1816	1979	
	Ø*	341	365	386	406	423	441	457	472	486	500	513	526	538	550	561	572	582	592	
250	B		580	661	742	822	903	983	1064	1144	1226	1306	1387	1467	1548	1628	1709	1789	1950	
	Ø		401	427	451	472	493	512	530	547	563	579	594	608	622	635	648	660	685	
A300	B			632	713	793	874	954	1035	1115	1197	1277	1358	1438	1519	1599	1680	1760	1922	
	Ø			458	486	512	535	558	579	599	618	636	653	670	686	700	713	726	752	
L350	B				684	764	845	925	1000	1087	1169	1248	1330	1409	1491	1570	1652	1731	1893	
	Ø				515	544	572	597	621	644	668	686	705	724	742	759	776	792	822	
U400	B				655	735	816	896	977	1058	1140	1219	1301	1379	1462	1541	1623	1702	1865	
	Ø				536	570	601	630	657	682	706	730	752	772	792	812	830	847	882	
A450	B				709	787	867	948	1029	1112	1190	1273	1351	1434	1514	1595	1673	1834		
	Ø				589	624	656	687	715	742	768	793	815	837	858	879	899	936		
500	B					757	838	919	1001	1083	1160	1244	1322	1405	1483	1566	1644	1805		
	Ø					642	678	712	744	774	801	827	853	877	900	923	945	986		
550	B						813	893	974	1055	1135	1216	1296	1377	1457	1538	1618	1779		
	Ø						682	732	769	802	829	855	887	901	925	948	966	980		
600	B							865	946	1026	1107	1187	1268	1348	1429	1509	1590	1751		
	Ø							740	772	827	853	868	880	950	975	1000	1030	1050		

Obs.: "Ø" representa o diâmetro equivalente de um duto Girotubo (Circular) cuja perda de pressão por metro linear de duto é igual ao do duto Giroval (Oval) selecionado.



GRELHAS DE DEFLEXÃO
SDV/SDH - DDV/DDH

ANEXO D2:

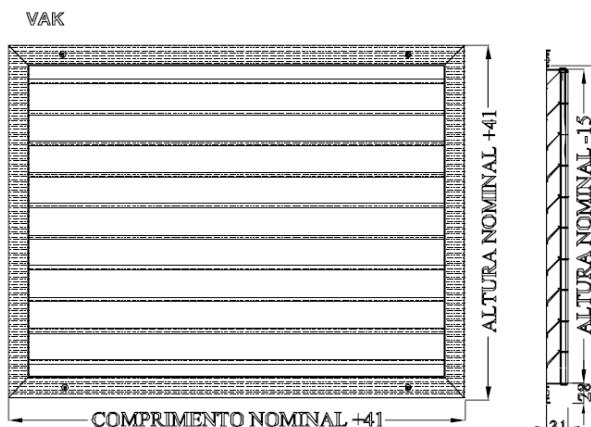
Seleção grelhas de retorno da Comparco.

TABELA DE SELEÇÃO

TAMANHO NOMINAL EM mm	ÁREA LIVRE EM m²	CAPACIDADE EM m³/h.							
200x100	0,014	80	105	130	155	180	202	225	257
250x100	0,018	100	132	165	187	230	262	295	327
250x150	0,028	150	200	250	300	350	400	450	500
300x150	0,033	180	240	300	360	420	480	540	600
350x200	0,039	215	287	360	430	500	570	640	712
450x150	0,051	275	365	455	547	640	730	820	915
250x200	0,038	205	272	340	412	475	542	610	680
300x200	0,046	245	322	410	490	570	660	740	820
300x300	0,070	375	503	630	751	875	1002	1130	1250
450x300	0,105	570	760	950	1135	1320	1510	1700	1890
600x300	0,142	770	875	1280	1530	1780	2040	2300	2560
750x300	0,178	960	1285	1610	1930	2250	2525	2900	3225
400x400	0,127	685	917	1150	1375	1600	1830	2060	2290
450x450	0,161	870	1160	1450	1740	2030	2325	2620	2910
600x450	0,216	1170	1560	1950	2340	2730	3135	3500	3885
750x450	0,272	1470	1960	2450	2935	3420	3910	4400	4890
900x450	0,326	1770	2360	2940	3520	4100	4700	5300	5900
900x600	0,436	2360	3140	3930	4715	5500	6300	7100	7875
Perda de pressão em mm.c.a		0,5	0,7	1	1,5	2	2,6	3,3	3,8
Velocidade em m/s		1,5	2	2,5	3	3,5	4	4,5	5

ANEXO D3:

Seleção venezianas de tomada de ar externo da Comparco.



Veneziana p/ captação de ar externo.
 Fabricação em perfis de alumínio extrudado.
 Tela de proteção contra pássaros.
 Construção leve c/ moldura de 28 mm.
 Acabamento anodizado fosco.

TABELA DE SELEÇÃO

Tamanho nominal em mm	CAPACIDADE EM m³/h.			
300x200	322	490	660	820
500x200	550	830	1100	1380
500x400	1160	1740	2325	2910
1000x400	2360	2520	4700	5900
1000x500	3450	5180	6930	8660
1200x500	4140	6210	8315	10390
Perda de pressão em mm.c.a	2,0	4,0	7,0	10
Velocidade em m/s	2,00	3,00	4,00	5,00

ANEXO E:

Projeto do escritório comercial

