

**CENTRO FEDERAL DE EDUCAÇÃO TECNOLÓGICA CELSO
SUCKOW DA FONSECA – CEFET/RJ**

**PROJETO BÁSICO DE UM SISTEMA DE
CLIMATIZAÇÃO PARA O 4º PAVIMENTO DO
BLOCO E DO CEFET/RJ**

Breno Baum Pena

Prof. Orientador: José Paulo Vogel

Rio de Janeiro

Novembro de 2017

**CENTRO FEDERAL DE EDUCAÇÃO TECNOLÓGICA CELSO
SUCKOW DA FONSECA – CEFET/RJ**

**PROJETO BÁSICO DE UM SISTEMA DE
CLIMATIZAÇÃO PARA O 4º PAVIMENTO DO
BLOCO E DO CEFET/RJ**

Breno Baum Pena

Projeto final apresentado em cumprimento
às normas do departamento de Engenharia Mecânica
do CEFET/RJ como parte dos requisitos para obtenção
do título de Bacharel em Engenharia Mecânica

Prof. Orientador: José Paulo Vogel

Rio de Janeiro

Novembro de 2017

AGRADECIMENTOS

Em primeiro lugar aos meus pais pela educação, por sempre me apoiarem em minhas escolhas pessoais e profissionais e por proverem todas as condições necessárias para minha formação. Em especial à minha mãe, professora Doutora Ana Baum.

Agradeço também à minha namorada Maiara Martins pelo apoio, conforto e paciência durante todos os anos de faculdade em que me acompanhou. Me ajudando a superar os momentos mais difíceis desta trajetória.

Ao amigo e engenheiro Vinicius Ferreira pelo aprendizado na área de projetos de refrigeração e pela disponibilidade no acompanhamento deste projeto final de curso. Agradeço também a todos os demais companheiros de profissão das empresas em que tive a oportunidade de trabalhar, durante esses últimos anos, pelo aprendizado.

Aos meus colegas de faculdade por compartilharem comigo os anos da graduação, conhecimento, oportunidades e a amizade de longa data. Agradeço em especial ao Alexandre Soares pelo compartilhamento acadêmico que vem fazendo com todos os alunos do CEFET.

Ao professor e orientador José Paulo Vogel pela condução deste trabalho final, disponibilidade e por acreditar nesse projeto.

Por fim, agradeço enormemente a todos os mestres do CEFET/RJ que contribuíram para minha formação como engenheiro mecânico.

RESUMO

Sistemas de climatização em edificações estão presentes na rotina de todas as pessoas. Qualquer estabelecimento seja ele comercial, residencial ou industrial, que ofereça conforto térmico para seus ocupantes, tem por trás um grande sistema de refrigeração projetado e construído através de técnicas e conceitos de engenharia. Projetos de climatização não se limitam apenas a oferecer temperaturas agradáveis aos ambientes, mas também alta qualidade do ar e eficiência energética dos sistemas. Este trabalho de conclusão de curso visa propor através de cálculos de carga térmica, seleção correta de equipamentos, dimensionamento de redes de dutos e desenhos de sistemas um modelo central de ar condicionado para climatizar todo o 4º pavimento do Bloco E do CEFET/RJ.

Palavras-chave: Climatização, Projeto de ar condicionado, Sistemas de refrigeração.

ABSTRACT

Systems of climatization in buildings are in the routine of all the people. Any commercial, residential or industrial establishment that offers thermal comfort to its occupants, has behind it a large refrigeration system designed and built through engineering techniques and concepts. Air conditioning projects not only offer pleasant temperatures to the environment, but also high air quality and energy efficiency of the systems. This work aims to propose, through calculations of thermal load, correct selection of equipments, sizing of pipeline networks and systems designs, a central air conditioning model to climatize the entire 4th floor of Block E of CEFET/RJ.

Key-words: Climatization, Air conditioning project, Refrigeration system.

SUMÁRIO

Capítulo 1.....	1
Introdução.....	1
Motivação.....	1
Justificativa.....	2
Objetivos.....	3
Metodologia e trabalho realizado.....	3
Organização do trabalho.....	3
Capítulo 2.....	5
A importância da refrigeração.....	5
História.....	5
Conceitos básicos.....	6
Troca de calor.....	9
Ciclos de refrigeração.....	11
Sistemas de condicionamento de ar.....	13
Tipos de equipamentos.....	14
Capítulo 3.....	22
Levantamento do sistema atual.....	22
Arquitetura.....	22
Temperatura dos ambientes.....	26
Opinião dos usuários.....	28
Capítulo 4.....	34
Conceitos.....	34
Fontes de calor.....	37
Carga devido à insolação.....	38

Carga devido à infiltração e renovação de ar.....	41
Carga devido à ocupação	42
Carga devido aos equipamentos	42
Carga devido à iluminação	43
Memória de Cálculo	43
Capítulo 5.....	45
Seleção de equipamentos	45
Rede de distribuição de ar.....	47
Difusão do ar e demais acessórios	49
Conclusões.....	55
Sugestões para trabalhos futuros	56
Referências Bibliográficas.....	57
APÊNDICE A: Questionário para disciplina de projeto final	61
APÊNDICE B: Memória de cálculo carga térmica	62
APÊNDICE C: Planta de Memória de Cálculo (Folha 1)	74
APÊNDICE D: Planta de Memória de Cálculo (Folha 2)	75
APÊNDICE E: Planta Baixa (Folha 1)	76
APÊNDICE F: Planta Baixa (Folha 2)	77
ANEXO 1: Dimensionamento de dutos	78
ANEXO 2: Principais trechos da ABNT 164001-1.....	80
ANEXO 3: Principais trechos da ABNT 164001-3.....	85
ANEXO 4: Principais trechos dos catálogos utilizados para seleção.....	88

LISTA DE FIGURAS

Figura 1: Fluxo de calor na direção da temperatura decrescente (ÇENGEL, 2012)	6
Figura 2: Experimento de Torricelli (ÇENGEL, 2012).....	7
Figura 3: Diagrama de Mollier (P x h) para o refrigerante R-22 (ÇENGEL, 2012)	8
Figura 4: Mudanças de fase	11
Figura 5: Ciclo básico de refrigeração.....	12
Figura 6: Ciclo de compressão mecânica de vapor (SILVA,2003).....	12
Figura 7: Exemplo de sistema de expansão direta.....	13
Figura 8: Exemplo de sistema de expansão indireta.....	14
Figura 9: Aparelho de ar condicionado de janela	15
Figura 10: Self Contained com condensação a água (FERRAZ, 2008)	17
Figura 11: Sistema VRF	18
Figura 12: Unidade interna de um Split de alta capacidade	19
Figura 13: Central de água gelada	20
Figura 14: Planta baixa do 4º Pavimento do Bloco E.....	23
Figura 15: Aparelho de ar condicionado da sala de estudo	24
Figura 16: Aparelho de ar condicionado do auditório menor.....	25
Figura 17: Aparelho de ar condicionado do auditório maior.....	25
Figura 18: Exemplo de equipamento tipo Split Hi-Wall	26
Figura 19: Temperatura no Rio de Janeiro	26
Figura 20: Temperatura na sala de estudos 2.....	27
Figura 21: Opinião quanto a temperatura dos ambientes	30
Figura 22: Nível de ruído dos equipamentos.....	31
Figura 23: Avaliação do ar condicionado da biblioteca	32
Figura 24: Psicômetro (ÇENGEL, 2012).....	36
Figura 25: Carta Psicométrica	37
Figura 26: Orientações do projeto	38
Figura 27: Fachadas NE e SW respectivamente.....	39
Figura 28: Propriedades térmicas e óticas dos vidros (UFSC, 2015).....	40
Figura 29: Propriedades das paredes	41
Figura 30: Tabela de seleção de equipamentos (HITACHI, 2017).....	45

Figura 31: Comparativo compressor inverter (HITACHI, 2017).....	46
Figura 32: Exemplo de instalação de rede de dutos sobre o forro.....	48
Figura 33: Difusores de ar (TROX, 2017).....	50
Figura 34: Duto flexível (MULTIVAC, 2017).....	50
Figura 35: Exemplo de grelha (TROX, 2017).....	51
Figura 36: Registro de vazão (TROX, 2017).....	51
Figura 37: Tabela de distancias de fontes poluidoras (NBR 16401-3, 2008).....	52
Figura 38: Veneziana externa (TROX, 2017).....	52
Figura 39: Classe mínima de filtragem (NBR 16401-3, 2008).....	53
Figura 40: Filtros de ar (TROX, 2017).....	54

LISTA DE TABELAS

Tabela 1: Transformações ciclo de compressão	13
Tabela 2: Sistemas de condicionamento de ar	15
Tabela 3: Temperatura medida nos diferentes ambientes.....	28
Tabela 4: Participação no questionário.....	28
Tabela 5: Frequência de utilização dos espaços do 4º andar.....	29
Tabela 6: Opinião temperatura dos ambientes.....	29
Tabela 7: Opinião qualidade do ar no interior dos ambientes	30
Tabela 8: Opinião funcionamento das máquinas.....	31
Tabela 9: Avaliação do ar condicionado das salas de estudo	32
Tabela 10: Principais fontes de calor.....	37
Tabela 11: Dados climáticos do projeto (NBR 16401, 2008)	38
Tabela 12: Coeficientes globais para paredes de alvenaria (VERNER, 2012).....	39
Tabela 13: Taxa de carga gerada por equipamentos (NBR 16401, 2008).....	43
Tabela 14: Sistemas	44
Tabela 15: Resumo da carga.....	44
Tabela 16: Equipamentos selecionados	46

LISTA DE SÍMBOLOS E ABREVIACÕES

$^{\circ}\text{C}$ – temperatura em graus Celsius

m^2 - metro quadrado

Uned – unidade de ensino

Btu/h - British thermal unit por hora

A.C. – antes de Cristo

CV – cavalo vapor

HP – horse power

kcal/h – quilo caloria por hora

TR – tonelada de refrigeração

psi – pound force per square inch

atm – atmosfera

Pa – Pascal

Kg – quilo grama

SI – sistema internacional de unidades

W - Watt

J – Joule

K – Kelvin

F – Fahrenheit

\dot{m} – fluxo de massa

V – velocidade

z – elevação

g – aceleração da gravidade

\dot{q} – taxa de transferência de calor

\dot{W} – taxa de transferência de trabalho

U – coeficiente global de transferência de calor

Capítulo 1

Introdução

O estudo de transferência de calor é uma das mais importantes áreas da engenharia. Devido ao avanço de conhecimento nessa área e a maior compreensão desses fenômenos o ser humano revolucionou sua indústria, seu modo de armazenar e transportar alimentos, por exemplo, e principalmente criou a condição de conforto térmico nos ambientes.

Existem no mercado diversas opções de sistemas de climatização que proporcionam entre outras coisas, a condição de conforto e controle de temperatura para ambientes. Podemos citar desde equipamentos que compõem sistemas mais simples e locais como aparelhos de janela e do tipo *Split*, até sistemas centrais com uso de *Chillers* e *Fancois*, sistemas do tipo VRF, *Split* de alta capacidade, etc.

Para a escolha correta do tipo de equipamento a ser utilizado, é preciso que se realize um projeto, como uma forma de estudo que através do levantamento de todas as características existentes possa se dimensionar a melhor máquina para a devida finalidade.

Motivação

O campus Maracanã do CEFET/RJ ocupa uma área de uma das maiores metrópoles do Brasil. Esse terreno é um conjunto de diversas edificações que abrigam laboratórios, salas de aula, salas administrativas entre outras. O Bloco E localizado nesse campus possui atualmente um sistema de climatização do tipo aparelhos de janela instalados em cada ambiente separadamente. Esse sistema não é o mais eficiente e indicado para climatização de grandes edifícios como o de uma universidade.

Para completar a situação, os equipamentos instalados nesse bloco do CEFET/RJ não se encontram em bom estado de funcionamento, o que gera além de um maior custo com energia elétrica devido sua ineficiência, grande desconforto para seus ocupantes.

O Rio de Janeiro, segundo levantamentos feitos pelo Instituto Climatempo em reportagem publicada no Jornal O Globo em janeiro de 2016, foi pelos últimos dois anos consecutivos a cidade mais quente do país durante o verão com uma média de temperatura de 36,9°C. Portanto, é de extrema importância que uma edificação principalmente voltada para fins acadêmicos disponha de um sistema adequado de climatização.

Justificativa

Sistemas de condicionamento de ar são responsáveis por simultaneamente controlar temperatura, umidade, renovação e qualidade do ar. De acordo com recomendações da ANVISA (Agência Nacional de Vigilância Sanitária), considerando a preocupação com a saúde, a segurança, o bem-estar e o conforto dos ocupantes dos ambientes climatizados, foram estabelecidos critérios sobre a qualidade do ar interior e faixas de renovação mínimas obrigatórias em ambientes climatizados artificialmente, cujo desequilíbrio poderia causar agravos a saúde dos seus ocupantes.

Esse fator é um dos motivadores para a realização de um estudo para um novo projeto do sistema de climatização das edificações do CEFET/RJ. Para esse trabalho foi escolhido o 4º pavimento do Bloco E por se tratar do andar da Biblioteca e das salas de estudo, ambientes importantes devido a constante ocupação e alta taxa de ocupantes por m². Como frequentador da Biblioteca, pude observar a necessidade desse estudo. Além disso, tive a oportunidade de estagiar na área de climatização de diferentes empresas, o que me tornou atento ao problema de refrigeração em ambientes fechados.

Outro fator de extrema importância é a proporção do consumo de energia elétrica provocada por aparelhos de ar condicionado. Na maioria das vezes os sistemas de climatização são responsáveis pela maior parcela das contas de luz, se comparado com iluminação e outros equipamentos.

Objetivos

Esse trabalho visa propor uma alternativa viável para um novo sistema de climatização para o 4º pavimento do Bloco E do CEFET/RJ. O projeto em questão tem como premissa a substituição dos equipamentos existentes por um sistema único central de maior eficiência. Tem como objetivo trazer maior bem-estar a alunos, professores e funcionários que frequentam esse prédio.

Metodologia e trabalho realizado

A fim de se obter resultados precisos conforme projetos elaborados por empresas de engenharia com expertise na área, foi utilizado neste trabalho para o cálculo da carga térmica dos ambientes o software *Hourly Analysis Program* do fabricante Carrier, um dos mais conceituados quando se fala de sistemas de refrigeração.

Todos os equipamentos, acessórios, dutos e tubulação selecionados neste trabalho tiveram como base catálogos técnicos dos principais fabricantes dos segmentos acima. Os cálculos, seleção e dimensionamento de redes de dutos, carga térmica, difusores, grelhas e demais componentes foram todos realizados segundo as principais normas brasileiras e internacionais e as melhores práticas de projeto.

A metodologia para a realização deste projeto inclui revisão bibliográfica, trabalho de campo e pesquisa de opinião de usuários do sistema de refrigeração do referido bloco do CEFET/RJ.

Organização do trabalho

Este trabalho está organizado de maneira que facilite a compreensão dos assuntos abordados e que haja uma continuidade nas etapas de elaboração do projeto.

O primeiro capítulo possui um caráter de revisão bibliográfica apresentando e definindo conceitos básicos, as principais noções sobre sistemas de climatização, ciclos térmicos, tipos

de sistema existentes, vantagens, desvantagens e custos de cada um. Nesta etapa foi escolhido o melhor sistema para o projeto em questão.

O capítulo seguinte visa demonstrar a atual situação do sistema existente no 4º pavimento do Bloco E do CEFET/RJ através de um levantamento feito em campo com fotos, informações dos equipamentos e um relatório com opiniões dos usuários.

No capítulo 4 é iniciado o projeto básico, onde são demonstrados todos os cálculos de cargas térmicas dos ambientes levando em conta as principais características da edificação.

O capítulo 5 retrata a seleção de todas as máquinas e acessórios necessários ao perfeito funcionamento do sistema de climatização, assim como memória de cálculo dos dutos e desenhos do sistema. Por fim, são apresentados os resultados obtidos e discutidas possíveis melhorias no projeto atual.

Capítulo 2

A importância da refrigeração

Segundo Silva (2003, p. 11): “O domínio da Refrigeração e do Condicionamento de Ar é uma das grandes realizações tecnológicas da humanidade do século XX. As transformações advindas da refrigeração e do condicionamento de ar podem ser percebidas em inúmeras áreas da atividade humana. ”

A refrigeração como cita o autor é um fator de extrema importância nos dias de hoje e está presente em diversos campos, como climatização de ambientes, condicionamento e transporte de alimentos, área medicinal e indústria em geral.

História

Registros mostram que o homem já observa os fenômenos da refrigeração anteriormente a 2.000 A.C. principalmente o efeito de baixas temperaturas na conservação de alimentos. Civilizações passadas como os egípcios utilizavam gelo para refrigerar bebidas, por exemplo. O gelo e a neve foram durante muitos anos a principal forma de obter-se temperaturas baixas para os mais diversos fins e durante o século XVIII estima-se que só eram disponíveis para as pessoas mais ricas e poderosas.

O principal método de refrigeração usado atualmente baseia-se em um líquido refrigerante. Em 1755 já se conhecia o efeito de resfriamento causado pela evaporação do Éter, porém para se completar o ciclo de refrigeração era preciso achar uma forma de recircular o fluido sem desperdiçá-lo.

O primeiro registro de patente de uma máquina de refrigeração que foi construída e colocada em uso é de 1834, com um equipamento que unia as técnicas de evaporação e condensação em um sistema cíclico criado por Jacob Perkins.

A história do ar condicionado tem início em 1906, quando uma companhia chamada *Sackett-Wilhelms Lithography and Publishing*, sediada em Nova York nos Estados Unidos,

contratou o engenheiro Willis Haviland Carrier para solucionar um problema de absorção de umidade por papéis durante o verão.

Carrier é conhecido como o inventor do ar condicionado pois desenvolveu um processo mecânico capaz de resfriar o ar fazendo-o circular por dutos e ao mesmo tempo reduzir a umidade.

Conceitos básicos

Para iniciarmos nosso estudo a respeito da climatização de ambientes primeiro precisamos estabelecer alguns conceitos básicos a respeito desse fenômeno.

Silva (2003) afirma que um processo de remoção de calor de um meio é um processo de refrigeração pois reduz a temperatura do ambiente por meios mecânicos ou naturais.

Segundo Çengel (2012) calor é definido como: “a forma de energia que pode ser transferida de um sistema para outro em consequência da diferença de temperatura entre eles”. A segunda lei da termodinâmica estabelece que o fluxo de calor ocorre na direção da maior para menor temperatura como ilustrado na Figura 1.

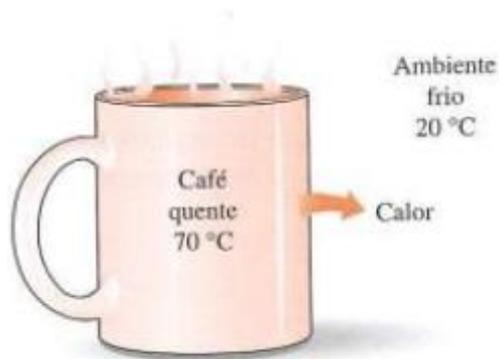


Figura 1: Fluxo de calor na direção da temperatura decrescente (ÇENGEL, 2012)

Energia é um outro conceito importante em diversas áreas de estudos físicos e principalmente na área da termodinâmica. Basicamente energia é a capacidade de se realizar trabalho e pode existir sob diversas formas, como térmica, elétrica, mecânica, etc., podendo se transformar de uma forma para outra, (SILVA, 2003).

O trabalho é uma forma de energia mecânica e em refrigeração, por exemplo, tem-se a compressão de um fluido refrigerante dentro de um compressor como a maior expressão da transformação de energia elétrica em mecânica.

Outro conceito importante muito utilizado em diversas áreas da engenharia e com grande aplicação em refrigeração é o conceito de Potência. Silva (2003) classifica potência como a quantidade de energia que pode ser disponibilizada em um intervalo de tempo. Em climatização as formas mais comuns de se expressar potência são através de Btu/h, CV, HP, kcal/h e principalmente TR que equivale a 12.000 Btu/h.

Temperatura é uma medida associada ao grau de agitação molecular de um corpo e pode ser expressa através de diversas escalas como Kelvin, Celsius, Fahrenheit e Rankine. Ao longo deste trabalho as temperaturas serão apresentadas apenas nas escalas Celsius e Fahrenheit que são as mais utilizadas no mundo.

O conceito de pressão segundo Silva (2003) é definido como a componente normal de uma força aplicada por unidade de área superficial. É importante lembrar que a pressão atuando em um ponto de um fluido é igual em todas as direções. Pressões são comumente medidas com referência a pressão atmosférica (101,3 kPa) ao nível do mar, esse valor foi encontrado através de experimentos realizados por Torricelli usando mercúrio e um tubo de vidro conforme a Figura 2. Essa pressão em relação a atmosférica é chamada de pressão relativa ou manométrica e as suas principais unidades são o psi, Pa, atm e bar.

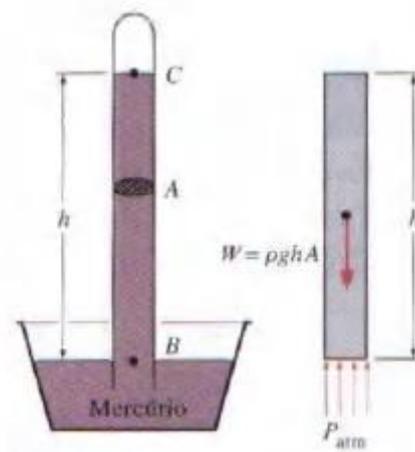


Figura 2: Experimento de Torricelli (ÇENGEL, 2012)

Calor específico é a quantidade de calor necessária para elevar a temperatura de uma unidade de massa em um grau, (SILVA, 2003). Sua principal unidade no SI é a kcal/kg°C.

Alguns outros conceitos da termodinâmica são extremamente importantes como o de entalpia e entropia. A entalpia indica o nível de energia por unidade de massa devido a energia interna e a pressão em que se encontra a substância. Enquanto a entropia resumidamente depende do estado do sistema e está associada a eficiência das transformações. Esses valores de entalpia e entropia são encontrados em tabelas termodinâmicas representados pelas letras “h” e “s” e suas unidades kJ/kg e kJ/kgK respectivamente. Ciclos de refrigeração são comumente apresentados em termodinâmica na forma de diagramas como, por exemplo, o de pressão versus entalpia do refrigerante R-22 mostrado na Figura 3 abaixo. O uso destes diagramas como o de Mollier é muito conveniente devido a trabalharmos quase sempre com substâncias puras.

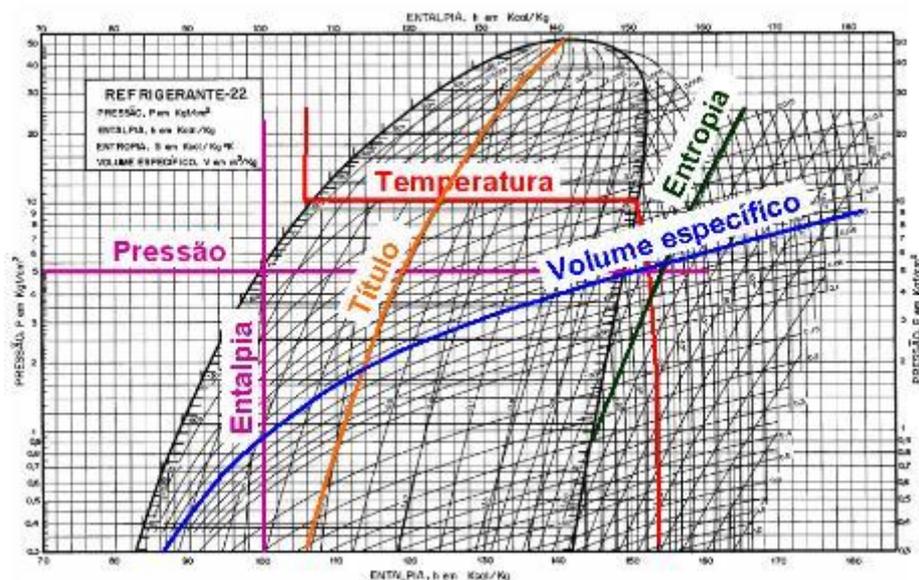


Figura 3: Diagrama de Mollier (P x h) para o refrigerante R-22 (ÇENGEL, 2012)

Definiremos agora o conceito de um volume de controle que é bastante usado na análise de máquinas térmicas como compressores, bombas, ventiladores e turbinas. Um volume de controle pode ser definido por um sistema aberto que permite a variação de sua massa, de acordo com Silva (2003).

Silva (2003) afirma que uma forma simples da primeira lei da termodinâmica pode ser escrita em um regime permanente através da conservação da massa e da energia de um volume de controle como a seguir.

$$\dot{m}(h_1 + \frac{v_1^2}{2} + gz_1) + \dot{q} = \dot{m}(h_2 + \frac{v_2^2}{2} + gz_2) + \dot{W} \quad (1.1)$$

Troca de calor

Segundo Bohn e Kreith (2011): “Sempre que existir um gradiente de temperatura dentro de um sistema ou que dois sistemas a diferentes temperaturas forem colocados em contato, haverá transferência de energia. O processo pelo qual a energia é transportada é conhecido por transferência de calor.”

Sistemas de climatização são grandes exemplos de aplicação de troca de calor por isso precisaremos definir aqui os principais conceitos dessa área.

A troca de calor entre corpos pode ser de forma sensível ou latente, sendo o primeiro quando a temperatura do corpo é modificada e o segundo quando ocorre modificação do estado físico (troca de fase).

Sempre que existir diferença de temperatura em um ou mais meios, haverá, necessariamente, transferência de calor. Essa troca de calor ocorre por três diferentes processos sendo eles condução, convecção e radiação.

Incropera (2008) esclarece que a condução é a transferência de energia de partículas mais energéticas para as com menor energia de uma substância devido a interação. Basicamente a condução é a transferência de calor que ocorrerá através do meio. A troca de calor por condução pode ser calculada através da relação a seguir.

$$\dot{Q} = k A \frac{\Delta T}{L} \quad (1.2)$$

No qual:

k – condutividade térmica

A – Área

ΔT – diferença de temperatura

L - espessura

Ainda segundo Incropera (2008) a convecção é a transferência de energia devido ao movimento molecular aleatório e também a energia transferida através do movimento macroscópico do fluido. O cálculo de troca de calor por convecção é dado por:

$$\dot{Q} = h A (T_s - T_\infty) \quad (1.3)$$

Em que:

h – coeficiente de transferência de calor por convecção

A – Área

T_s – temperatura da superfície

T_∞ – temperatura do fluido

Já a radiação é a energia emitida pela matéria que se encontra em uma determinada temperatura não nula e dispensa um meio material para propagação pois sua energia é transportada por ondas eletromagnéticas, como lembra Incropera (2008). Para troca de calor por radiação temos a seguinte expressão:

$$\dot{Q} = \varepsilon A \sigma (T_s^4 - T_{viz}^4) \quad (1.4)$$

Onde:

ε – emissividade

σ – constante de Stefan-Boltzmann

A – Área

T_s – temperatura da superfície

T_{viz} – temperatura da vizinhança

Muitas das vezes os cálculos de transferência de calor envolvem os três modos simultaneamente, para isso pode-se usar um coeficiente global de transferência de calor (U).

Troca de calor pode gerar mudanças de fase como ilustrado na Figura 4. Na natureza a matéria se encontra nas fases sólida, líquida e gasosa e pode mudar de estado termodinâmico através da aplicação de energia, como ensina (Silva, 2003).

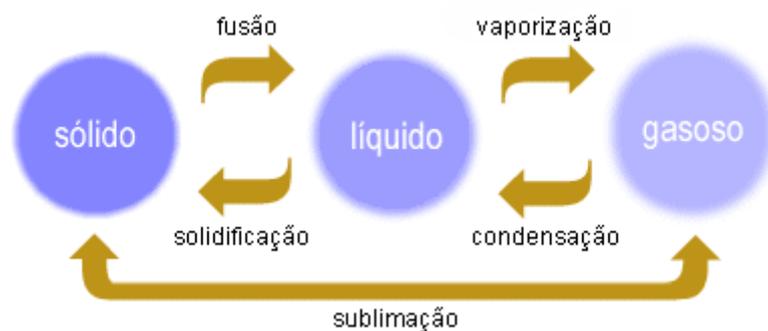


Figura 4: Mudanças de fase

Os ciclos de refrigeração trabalham com essas mudanças de fase dos fluidos refrigerantes aproveitando a dissipação térmica que ocorre nos processos.

Ciclos de refrigeração

Um ciclo básico de refrigeração é mostrado na Figura 5, onde podemos considerar três volumes de controle na condensação, evaporação e compressão e ainda visualizar os quatro pontos (A, B, C e D) no diagrama pressão x entalpia que representam os quatro estados termodinâmicos do fluido refrigerante durante o ciclo.

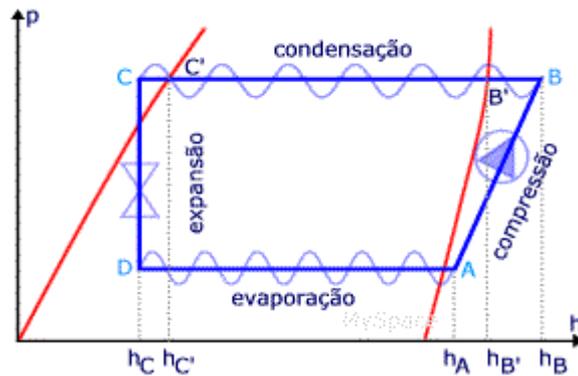


Figura 5: Ciclo básico de refrigeração

Existem diversos processos de refrigeração como a refrigeração por compressão mecânica de vapor, por absorção de vapor e termoelétrica, por exemplo. Nesse estudo iremos abordar apenas a compressão de vapor por ser o meio de operação da maioria dos refrigeradores comuns.

Basicamente o ciclo de compressão mecânica de vapor possui quatro componentes principais sendo eles o compressor, o condensador, o evaporador e o dispositivo de expansão como ilustrado na Figura 6. Neste processo um fluido refrigerante circula no interior de uma tubulação e sofre transformações termodinâmicas gerando troca de calor e trabalho.

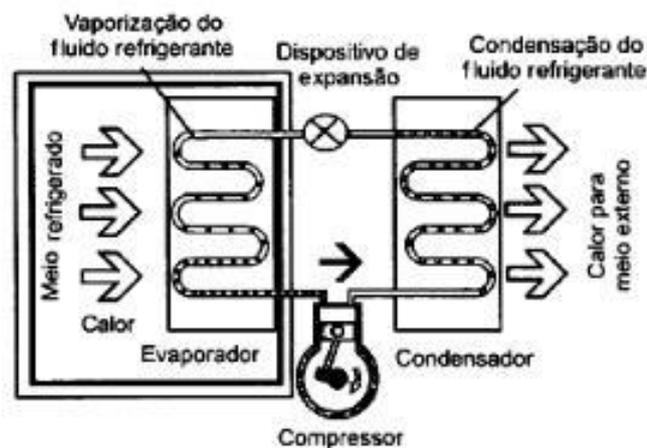


Figura 6: Ciclo de compressão mecânica de vapor (SILVA,2003)

As transformações termodinâmicas que ocorrem durante o ciclo de refrigeração por compressão de vapor são ilustradas na Tabela 1 a seguir:

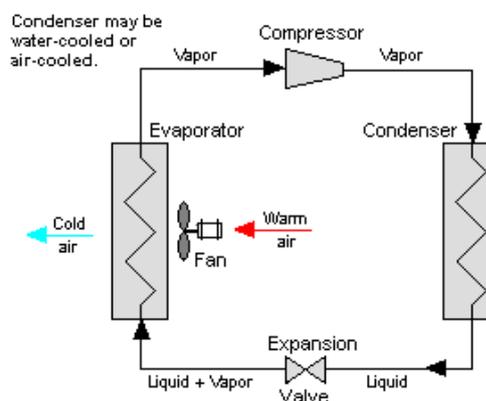
Tabela 1: Transformações ciclo de compressão

Componente	Transformações do fluido refrigerante	Estado na entrada	Estado na saída
Evaporador	Vaporização do fluido a baixa pressão	Mistura líquido/vapor	Vapor
Compressor	Compressão do fluido	Vapor	Vapor superaquecido
Condensador	Condensação a pressão elevada	Vapor superaquecido	Líquido
Dispositivo de expansão	Expansão do fluido (redução de pressão)	Líquido	Mistura líquido/vapor

Sistemas de condicionamento de ar

Existem diversas aplicações para os sistemas de condicionamento de ar como câmaras e transporte frigoríficos, bebedouros, secadoras, geladeiras, ar condicionado, etc. Podemos classificar as utilizações dos princípios desses equipamentos na área comercial, industrial e para o conforto térmico de locais ocupados por pessoas. Aqui nesse trabalho focaremos nossa atenção as máquinas de condicionamento de ar voltadas apenas para o conforto térmico de ambientes com pessoas.

Sistemas de ar condicionado para conforto térmico podem ser classificados por alguns critérios. Uma das principais classificações é quanto ao tipo do sistema que pode ser de expansão direta, quando a serpentina do condicionador recebe diretamente do recinto ou através de dutos a carga de ar frio ou quente e sistemas de expansão indireta, quando a serpentina do condicionador utiliza um meio intermediário (água normalmente) para retirar a carga térmica que é transmitida pelo ar. Na Figura 7 abaixo um exemplo de um ciclo que utiliza expansão direta em que o evaporador troca diretamente o calor com o ambiente.

**Figura 7:** Exemplo de sistema de expansão direta

Outra diferença importante dos sistemas é quanto ao tipo de condensação que pode ser a ar, nesse caso a temperatura admitida para o fluido refrigerante deve ser superior à de bulbo seco do ar exterior ou então condensação a água, que pode ser sem retorno, usando água corrente, ou com recirculação, utilizando uma torre de resfriamento. Nesse caso, a temperatura do bulbo úmido do ar exterior deve ser inferior à temperatura da água de circulação, para que haja transferência de calor da água para o ar exterior. Ainda existem sistemas que utilizam condensação evaporativa, nesse caso também a temperatura de bulbo úmido do ar exterior deve ser inferior à estabelecida para o fluido refrigerante.

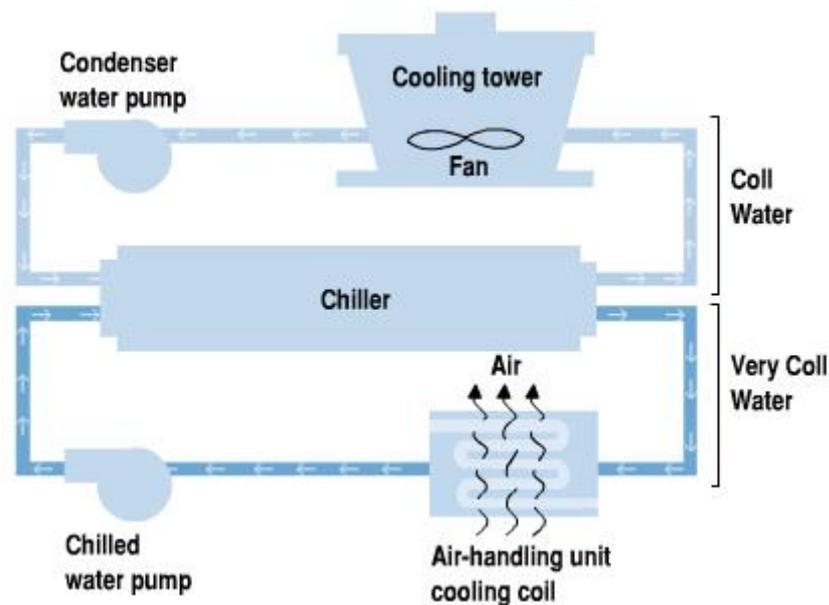


Figura 8: Exemplo de sistema de expansão indireta

A Figura 8 acima ilustra um sistema de expansão indireta que utiliza chillers para refrigerar água em um sistema de condensação a água.

Tipos de equipamentos

Dentre os sistemas de expansão direta e indireta e com os diferentes tipos de condensação existem diversos equipamentos, com diferentes graus de complexidade e

aplicação. A seguir a Tabela 2 ilustra os principais equipamentos utilizados no mercado e em seguida serão apresentadas as principais características de cada um.

Tabela 2: Sistemas de condicionamento de ar

EXPANSÃO DIRETA	EXPANSÃO INDIRETA
APARELHO DE JANELA	FANCOIL
SPLIT DE AMBIENTE	CHILLER
SPLIT DUTADO (SPLITÃO)	TORRE DE ARREFECIMENTO
SELF A AR REMOTO	
SELF A AR INCORPORADO	
VRV OU VRF	

Os aparelhos de janela são os mais simples e conhecidos, esses equipamentos são normalmente mais baratos e fáceis de instalar não sendo necessárias grandes adequações civis, já que ele é posicionado diretamente em contato com o ambiente externo e com o ambiente a ser condicionado. São equipamentos limitados devido a sua baixa capacidade (no máximo 3 TR) e a sua limitação de instalação, tendo em vista que nem sempre o ambiente a ser condicionado dispõe de uma parede voltada para o meio externo.

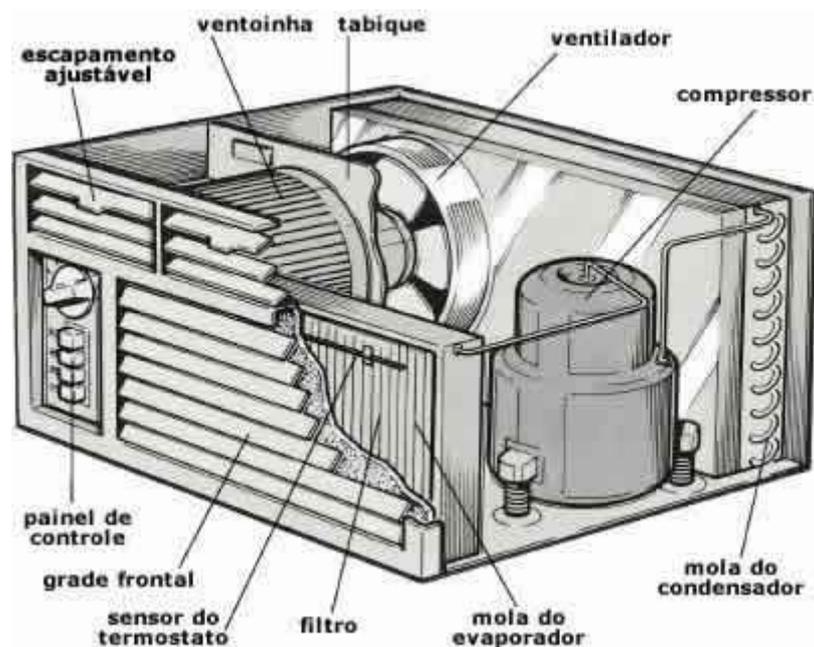


Figura 9: Aparelho de ar condicionado de janela

Máquinas do tipo *Split* de ambiente ganharam grande destaque nos últimos anos. Por possuírem capacidades de refrigeração superiores aos equipamentos de janela e terem a capacidade de instalação em pontos um pouco distantes de áreas externas, esse tipo de equipamento é uma espécie de aparelho de janela dividido entre a unidade evaporadora e a condensadora. Esse tipo de aparelho é muito versátil e possui uma estética muito adaptável a ambientes, pois pode ser instalado no piso, teto e sob o forro, além de apresentar baixíssimo nível de ruído já que o compressor fica instalado na parte externa da edificação.

A grande desvantagem desses equipamentos é para grandes instalações que necessitam de grande potencial de refrigeração, alta eficiência energética, controles centrais e em muitos casos uma adaptação de arquitetura que não permitiria o uso de *splits* devido as distâncias necessárias de tubulação.

Para edificações maiores como shoppings, cinemas, aeroportos, hospitais, edifícios comerciais e universidades, por exemplo, são indicados sistemas centrais que atendem a múltiplos ambientes através de grandes centrais de refrigeração. Alguns conceitos de refrigeração mais complexos e aplicados em grandes sistemas de climatização não serão abordados nesse trabalho, como termo acumulação, por exemplo. Aqui serão mostradas as principais características de um sistema central de água gelada que utiliza *chillers*, *fancoils* e torres de arrefecimento e outros sistemas um pouco mais simples, como *Split* de alta capacidade, *Self Contained* e VRF.

As unidades de condicionamento de ar do tipo *Self Contained* podem ser com condensador incorporado ou remoto e por condensação a água ou ar. A unidade incorporada é aquela que traz em si mesma todos os componentes de um sistema de condicionamento de ar, exceto dutos e tubulação de água de condensação (quando condensação a água). Enquanto a remota separa a parte de condensação para um local externo. Esse tipo de equipamento possui grandes capacidades, pode ser aplicado em lojas, restaurantes, etc., acoplado a redes de dutos para climatizar simultaneamente vários locais.

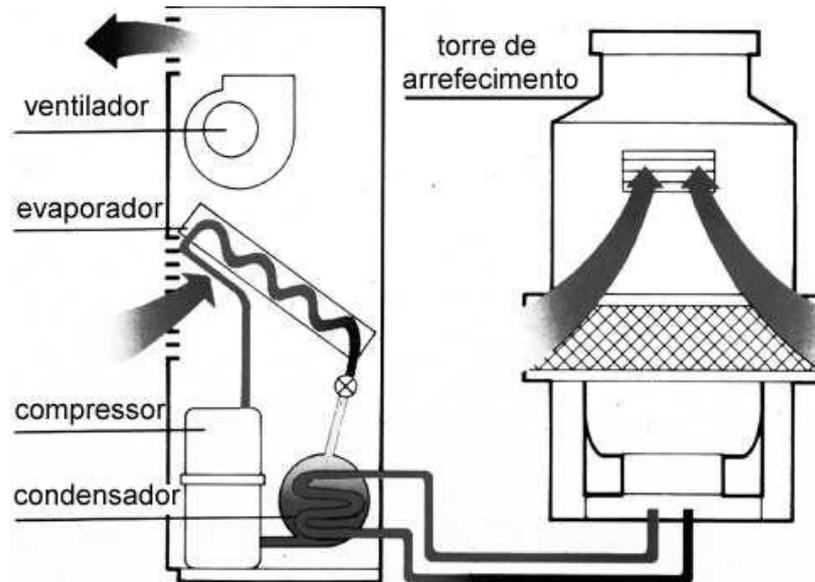


Figura 10: *Self Contained* com condensação a água (FERRAZ, 2008)

A Figura 10 apresenta um esquema de um equipamento do tipo *Self Contained* com condensação a água. Esse sistema exige a presença de uma torre de arrefecimento que tem como objetivo diminuir a temperatura da água através de uma convecção forçada com o ar.

Uma das tecnologias mais recentes no mundo da climatização são os sistemas de volume de refrigerante variável (VRV). O VRV ou VRF como é mais conhecido da sigla em inglês *Variable Refrigerant Flow* é um sistema de fluxo de gás refrigerante variável. Consiste em um condensador dotado de compressor com velocidade variável via um controlador de capacidade denominado inversor de frequência. Este componente permite através da variação da frequência da energia fornecida ao compressor controlar a capacidade adequando-a as variações de demanda da carga térmica durante o dia. No sistema VRF, cada condensadora pode atender uma quantidade máxima de evaporadoras (dependendo do modelo e fabricante). Isto permite ao sistema manter um equilíbrio constante entre a demanda do sistema e a capacidade fornecida a cada unidade evaporadora.

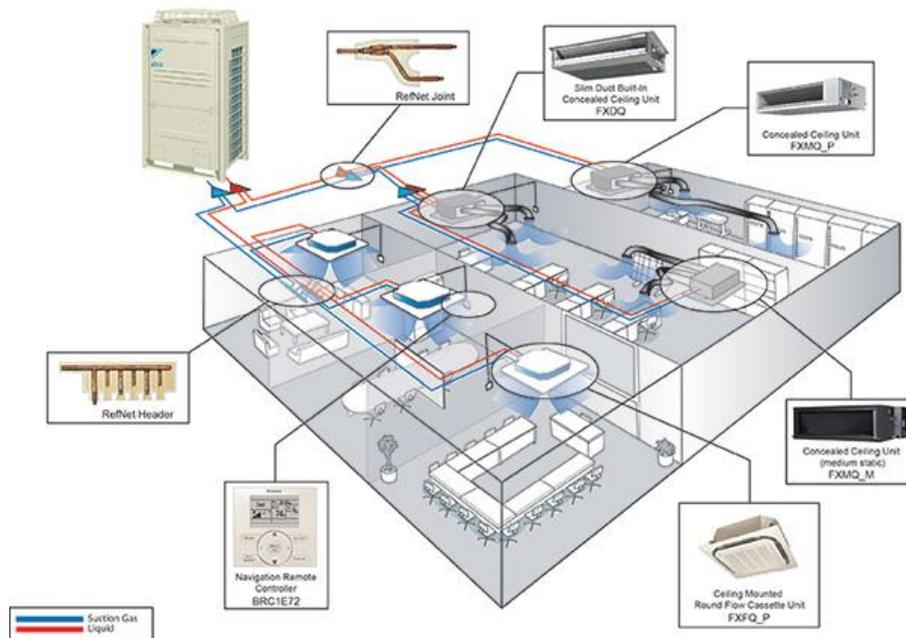


Figura 11: Sistema VRF

A Figura 11 exemplifica a utilização de um sistema VRF que atende simultaneamente vários locais com apenas uma unidade condensadora e diversas evaporadoras. Este sistema apresenta uma alta eficiência energética, dispensa a utilização de dutos, permite controle individual de cada ambiente, grande distância entre as unidades e baixo custo de manutenção. Algumas das limitações que muitas vezes impedem o uso de sistemas VRF é o preço que segundo alguns projetistas pode ser até 80% maior que das instalações convencionais, além da deficiência na renovação de ar e capacidade de refrigeração.

Um tipo de sistema que é muito utilizado para aplicações de médio porte são os equipamentos tipo *Split* de alta capacidade também conhecidos como “Splitão”. Esses equipamentos nada mais são que equipamentos *Split*, que possuem a unidade condensadora separada da evaporadora por linhas refrigerantes, mas que nesse caso possuem grandes ventiladores de porte industrial. Este sistema possui a vantagem de poder vencer grandes perdas em tubulações de dutos e assim climatizar diversos locais simultaneamente. O Sistema “Splitão” ainda pode atender de forma precisa as taxas de renovação de ar exigidas por poder receber ar externo diretamente na casa de máquinas e então insufla-lo pelo duto junto ao ar climatizado.

Segundo catálogos de fornecedores esses equipamentos podem chegar a 50 TR de capacidade em cada unidade. A Figura 12 abaixo ilustra a unidade evaporadora de um equipamento “Splitão”.



Figura 12: Unidade interna de um *Split* de alta capacidade

Dentre os sistemas de expansão indireta temos o sistema de água gelada composto por *fancoils* e *chillers* e torre de arrefecimento no caso de sistemas de condensação a água. Nestes sistemas o ambiente a ser climatizado troca calor com um equipamento composto por uma serpentina e um ventilador (*fancoils*). Pela serpentina a água fria circula, proveniente dos *chillers*. Geralmente a água entra no *fancoil* a uma temperatura de cerca de 7°C e sai a uma temperatura de 12°C. O calor retirado do ambiente climatizado é levado através da água e é trocado com o fluido refrigerante no evaporador do *chiller*. Este fluido refrigerante é condensado através do uso de um fluxo de água, que circula através da torre de arrefecimento e o condensador.

Estes sistemas são normalmente empregados para climatização de grande porte pois alcançam altas capacidades de 20 a 1000 TR podendo centralizar as instalações. São sistemas que podem ter altos níveis de automação, promovem racionalização do consumo de energia, tem a possibilidade de usar termo acumulação, porém ao mesmo tempo possuem algumas

desvantagens como necessidade de limpeza de dutos, complexidade das instalações e manutenção especializada.

A Figura 13 ilustra um exemplo de uma central de água gelada (CAG) com *chillers* de condensação a água. Estes equipamentos são diferentes dos *chillers* que realizam troca de calor com o ar que não devem ficar em locais fechados.



Figura 13: Central de água gelada

Para a correta escolha do sistema de climatização a ser empregado em uma edificação, o primeiro passo é uma análise do custo/benefício. Em seguida uma empresa projetista com experiência na área pode definir o sistema mais indicado e tecnicamente possível. Os sistemas de expansão direta são normalmente empregados para instalações pequenas e médias enquanto os de expansão indireta são para grandes instalações.

Para este projeto foi escolhido o sistema *Split* de alta capacidade. Este equipamento possui o menor custo de implantação e é ideal para essa aplicação de condicionamento de apenas um pavimento. Sistemas do tipo janela e *Split* não são os mais indicados devido à grande área a ser climatizada e a capacidade requerida de refrigeração. Ao mesmo tempo, só seria indicado o uso de *chillers*, *fancoils*, torres e etc., para a climatização de todo o prédio e não

somente de um pavimento tendo em vista a grande capacidade desses equipamentos. O sistema “Splitão”, como é chamado no mercado tem a vantagem de ser mais barato que um sistema VRF e apresenta melhores condições de instalações quando comparado a um equipamento *Self Contained* incorporado, pelo nível de ruído que apresenta e pelo espaço requerido na casa de máquinas.

Capítulo 3

Levantamento do sistema atual

O presente levantamento de campo foi realizado no período compreendido entre 15 e 19 de maio de 2017 no 4º pavimento do Bloco E do campus do CEFET/RJ Uned Maracanã, situado na Rua General Canabarro, 485, Maracanã, Rio de Janeiro - RJ. Este trabalho teve como premissa levantar diversas características do sistema atualmente instalado na edificação, como tipo de sistema, capacidade instalada, condições de operação, idade dos equipamentos entre outras através de fotos e inspeção de etiqueta das máquinas, possibilitando uma comparação com o projeto proposto.

Junto ao levantamento dos equipamentos foram medidas as temperaturas dos ambientes com o uso de um termostato e aplicado um questionário, que se encontra no Apêndice A, a 30 alunos, professores e funcionários que utilizam esses espaços, a fim de colher opiniões a respeito da satisfação com o sistema de condicionamento de ar.

Arquitetura

O Bloco E dentro do campus Maracanã do CEFET/RJ é uma edificação composta por 5 (cinco) pavimentos. O 4º pavimento objeto deste estudo é composto basicamente por uma biblioteca, salas administrativas, dois minis auditórios, salas de estudo, uma videoteca e banheiros totalizando uma área útil de 1.281,84 m² conforme ilustrado na Figura 2 abaixo.



Figura 15: Aparelho de ar condicionado da sala de estudo

Os outros dois locais em que se conseguiu acesso foram os minis auditórios. No menor deles só foi identificado um único equipamento do tipo janela e no maior auditório havia um equipamento instalado do tipo *Split* piso teto apresentando vazamento. Em ambas as máquinas não foi possível levantar a capacidade do equipamento devido ao estado de conservação das plaquetas de identificação conforme as Figuras 4 e 5.



Figura 16: Aparelho de ar condicionado do auditório menor

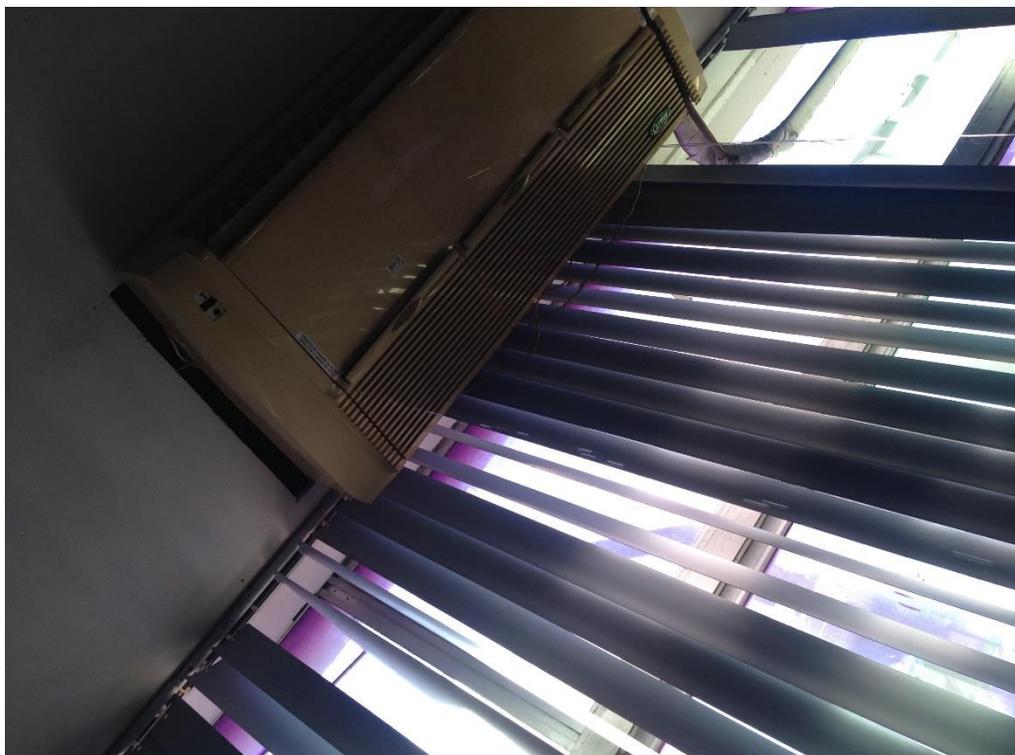


Figura 17: Aparelho de ar condicionado do auditório maior

Devido a todos os fatores citados anteriormente não foi possível realizar um levantamento completo do sistema atualmente instalado para futura comparação com o sistema proposto neste projeto. Todas as máquinas das salas citadas estavam passando por um processo de substituição por máquinas mais novas do tipo *Split*.



Figura 18: Exemplo de equipamento tipo *Split Hi-Wall*

Temperatura dos ambientes

Para complementar o levantamento do sistema foram medidas as temperaturas de algumas das salas em que se foi possível obter acesso. A medição foi feita com um termômetro de ambiente da marca Hikari que mede a temperatura com até uma casa decimal de precisão.

A medição foi realizada as 09:00 horas da manhã de um dia de tempo coberto no Rio de Janeiro. Segundo o *The Weather Channel* a temperatura da cidade no dia e hora do levantamento era de 22°C. A Figura 19 abaixo mostra a temperatura local na hora de medição.



Figura 19: Temperatura no Rio de Janeiro

Foram medidas as temperaturas nas salas de estudo, no hall da biblioteca e em três diferentes pontos da biblioteca. É importante ressaltar que esses ambientes possuem diferentes taxas de ocupação, sistemas de iluminação, posição geográfica quanto as fachadas entre outros fatores que contribuíram para temperatura do local. A Figura 20 a seguir mostra a medição da temperatura na sala de estudos 2.



Figura 20: Temperatura na sala de estudos 2

A Tabela 3 a seguir mostra as temperaturas medidas em cada ambiente neste dia. É possível visualizar que todos os locais apresentaram uma temperatura superior a externa do dia, principalmente porque alguns equipamentos não estavam funcionando no dia da medição.

Tabela 3: Temperatura medida nos diferentes ambientes

Local	Temperatura medida (°C)
Sala de estudos 1	26,8
Sala de estudos 2	25,2
Sala de estudos 3	26,5
Sala de estudos 4	26,9
Mini auditório	26,5
Hall da biblioteca	26,2
Biblioteca 1	27,2
Biblioteca 2	26,5
Biblioteca 3	26,1

Opinião dos usuários

Com base nos dados obtidos pelo preenchimento do questionário do Apêndice A por 30 alunos, professores e funcionários do CEFET/RJ foi possível chegar aos seguintes números conforme a Tabela 4 a seguir.

Tabela 4: Participação no questionário

Categoria	Participantes	%
Aluno Médio/Técnico	6	20%
Aluno Graduação	22	73%
Aluno Pós-Graduação	2	7%
Docente	0	0%
Funcionário	0	0%

Como ilustra a Tabela 4 todos os participantes que preencheram o questionário são alunos sendo a maior parte, 73%, alunos da graduação.

Dos participantes acima a maioria respondeu que frequenta os espaços do 4º andar do Bloco E (Biblioteca, Salas de Estudo, etc.) tendo apenas 3 participantes respondido que não frequentam esses locais como mostra a Tabela 5.

Tabela 5: Frequência de utilização dos espaços do 4º andar

Frequência	Nº de Pessoas	%
Sim, com frequência	7	23%
Às vezes	12	40%
Raramente	8	27%
Não	3	10%

Quando perguntados quanto a avaliação de determinadas características do sistema de climatização do 4º andar do Bloco E os participantes responderam quanto a temperatura dos ambientes conforme a Tabela 6 a seguir.

Tabela 6: Opinião temperatura dos ambientes

Temperatura	Nº de Pessoas	%
Muito bom	1	3%
Bom	6	20%
Médio	8	27%
Ruim	7	23%
Péssimo	3	10%
N/A	5	17%

É possível concluir que dos 30 participantes a maioria considera a temperatura das salas entre média e ruim enquanto o somatório de péssimo, ruim e médio é de 18 pessoas que corresponde a 60% do total de entrevistados como ilustram a Tabela 6 e a Figura 21.

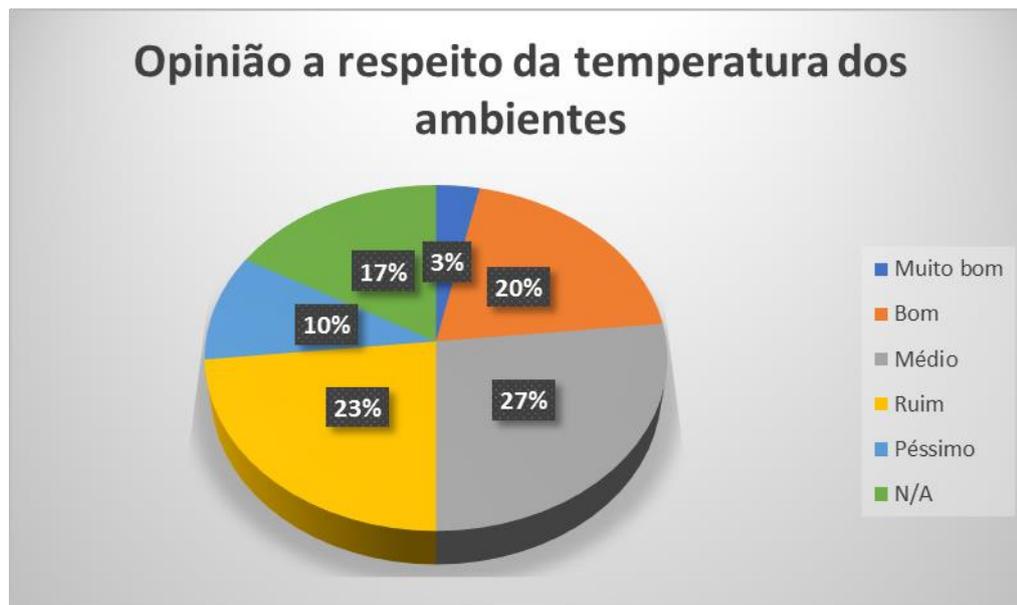


Figura 21: Opinião quanto a temperatura dos ambientes

Quanto a qualidade do ar dos ambientes do 4º pavimento grande parte dos alunos não soube opinar ou não tinha opinião a respeito, entre os que opinaram a maioria, 8 alunos, considera a qualidade do ar média conforme Tabela 7.

Tabela 7: Opinião qualidade do ar no interior dos ambientes

Qualidade do ar	Nº de Pessoas	%
Muito bom	0	0%
Bom	5	17%
Médio	8	27%
Ruim	3	10%
Péssimo	0	0%
N/A	14	47%

É importante ressaltar que tanto as salas de estudo, como a biblioteca e as demais salas do 4º pavimento não possuem um sistema de insuflamento de ar externo conforme é recomendado pela ANVISA para renovação de ar.

Quando perguntados sobre o nível de ruído provocado pelos equipamentos de ar condicionado os entrevistados que responderam em sua maioria não souberam opinar ou não

opinaram, a segunda maior parcela de 7 alunos considerou o nível de ruído médio e apenas 10% consideram muito bom como mostra o gráfico abaixo na Figura 22.



Figura 22: Nível de ruído dos equipamentos

No quesito funcionamento dos equipamentos de ar condicionado apenas 1 pessoa considera que seja muito bom, enquanto a maior parte respondeu que considera o funcionamento ruim. Boa parte ainda considera que as máquinas têm uma péssima condição de funcionamento conforme Tabela 8 a seguir.

Tabela 8: Opinião funcionamento das máquinas

Funcionamento	Nº de Pessoas	%
Muito bom	1	3%
Bom	2	7%
Médio	5	17%
Ruim	12	40%
Péssimo	5	17%
N/A	5	17%

Para finalizar foi perguntado aos participantes, em condições gerais, como eles avaliam o sistema de ar condicionado das salas de estudo e da biblioteca mesmo durante o verão.

Dos entrevistados nenhum considera o sistema de ar condicionado da biblioteca muito bom, enquanto a maior parte julga o sistema ruim. Apenas 13% dos alunos consideraram bom o funcionamento do sistema.



Figura 23: Avaliação do ar condicionado da biblioteca

Para as salas de estudo a opinião não foi muito diferente, 33% dos alunos consideraram o sistema de ar condicionado ruim enquanto apenas 2 acham que ele seja muito bom.

Tabela 9: Avaliação do ar condicionado das salas de estudo

Salas de estudo	Nº de Pessoas	%
Muito bom	2	7%
Bom	3	10%
Médio	7	23%
Ruim	10	33%
Péssimo	2	7%
N/A	6	20%

Em termos gerais é possível concluir-se através do levantamento realizado e dos questionários aplicados que o sistema atualmente instalado no 4º andar do Bloco E do CEFET/RJ, mais precisamente nas salas de estudo e na biblioteca não atendem as necessidades de seus usuários em sua maioria. Na época que foi realizado esse levantamento as máquinas estavam começando a ser substituídas por equipamentos mais novos, mas isso não impede a realização de um estudo de um sistema mais eficiente e moderno que é o objeto deste projeto.

Capítulo 4

Conceitos

A carga térmica pode ser definida como a quantidade de calor a ser extraída ou fornecida ao ar, por unidade de tempo, para manter um ambiente nas condições desejadas. Essa quantidade de calor é a base de um projeto de condicionamento de ar e normalmente é expressa em BTU, kcal/h, W ou TR. O dimensionamento de todos equipamentos, dutos e demais componentes do sistema de climatização tem como premissa essa carga que é obtida através de cálculos que levam em consideração fontes internas e externas de calor.

Esses cálculos devem levar em conta todas as horas do dia durante o ano para determinar o valor máximo de cada zona, além das cargas máximas simultâneas de cada unidade. Logo, no caso de sistemas complexos costuma ser inviável de se realizarem os cálculos sem o auxílio de programas de computadores. Para tal existem hoje no mercado diversos softwares fornecidos pelos principais fabricantes de equipamentos e que utilizam as metodologias da *ASHRAE* para compilar esses dados. Nesse projeto foi utilizado o software *Hourly Analysis Program* do fabricante Carrier, um dos principais do segmento.

Antes de irmos aos cálculos em si, é necessário primeiro esclarecer alguns conceitos básicos envolvidos nesses cálculos como calor sensível e calor latente. Esses dois conceitos de grandezas físicas estão relacionados a quantidades de calor necessárias para que haja variação da temperatura. O calor sensível é uma forma de calor que está relacionada com a variação da temperatura dos corpos, sem que haja mudança física de estado.

A equação utilizada para calcular o calor sensível, também chamado de calor específico sensível, de um material é:

$$Q = m c \Delta T \quad (4.1)$$

Onde:

Q – Quantidade de calor

m – Massa da substância

c – Calor específico sensível da substância

ΔT – Variação da temperatura

Já o calor latente é a quantidade de calor que, ao ser fornecida ou retirada de um corpo, não altera sua temperatura, mas causa mudança em seu estado físico.

O calor latente pode ser obtido pela expressão:

$$Q = m L \quad (4.2)$$

Onde:

Q – Quantidade de calor

m – Massa da substância

L – Calor latente

Outros conceitos importantes para o cálculo da carga térmica são os de umidade relativa, temperatura de bulbo seco e de bulbo úmido. Segundo Çengel (2012) a umidade relativa é a relação entre a quantidade de umidade que o ar contém e a quantidade máxima de umidade que o ar pode conter a mesma temperatura. Para medir a umidade relativa do ar técnicos de ar condicionado costumam utilizar um equipamento chamado psicrômetro que basicamente é composto por dois termômetros um de bulbo seco e um de bulbo úmido, com essas medidas a umidade pode ser lida em uma carta psicrométrica.

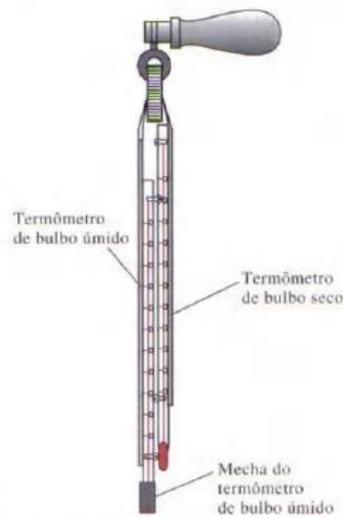


Figura 24: Psicrômetro (ÇENGEL, 2012)

Ainda segundo Çengel (2012) a temperatura de bulbo úmido é obtida por um termômetro onde seu bulbo envolto em uma mecha de algodão molhado é exposto a uma corrente de ar até que o equilíbrio da mistura de ar e vapor seja alcançado e a temperatura pare de baixar. Já a temperatura de bulbo seco é a temperatura indicada para a mistura ar e vapor por um termômetro comum e é superior à de bulbo úmido.

Com esses conceitos básicos definidos é possível entrar na carta psicrométrica que é um diagrama muito útil para refrigeração pois representa as propriedades termodinâmicas do ar.

Esta carta apresenta as temperaturas de bulbo seco e úmido, a umidade relativa, o volume específico e a entalpia e através da entrada desses parâmetros no diagrama é possível visualizar os processos de refrigeração.

Carga devido à insolação

As cargas devido a insolação, energia solar recebida em forma de radiação, representam uma parcela significativa da carga térmica total e variam de acordo com a orientação geográfica da edificação. Para o projeto em questão os dados climáticos da cidade do Rio de Janeiro foram retirados da Tabela A.6 da ABNT NBR 16401 parte 1 e estão listados na Tabela 11 a seguir.

Tabela 11: Dados climáticos do projeto (NBR 16401, 2008)

RJ		Rio de Janeiro Galeão				Latitude	Longit.	Altitude	Pr.atm	Período	Extrem. anuais	TBU	TBSmx	s	TBSmn	s
						22,82S	43,25W	6m	101,25	82/01		32,4	40,2	2,2	11,6	3,2
Mês>Qt	Freq. anual	Resfriamento e desumidificação				Baixa umidade				Mês>Fr	Freq. anual	Aquec. TBS	Umidificação			
Fev	0,4%	TBS	TBUc	TBU	TBSc	TPO	w	TBSc	Jul	99,6%	TBS	TPO	w	TBSc		
ΔT_{md}	1%	36,2	25,3	27,5	32,0	26,2	21,7	29,3		99%	15,8	11,2	8,3	22,5		
9,8	2%	35,0	25,2	27,0	31,3	26,0	21,4	29,1								

Essa parcela de energia é transmitida por condução térmica da superfície externa a superfície interna da edificação. Através do uso de uma rosa dos ventos e se conhecendo o norte definido do projeto foi possível estabelecer as principais coordenadas geográficas do bloco E do CEFET/RJ e definir a insolação que elas estão sujeitas, conforme Figura 26 a seguir.

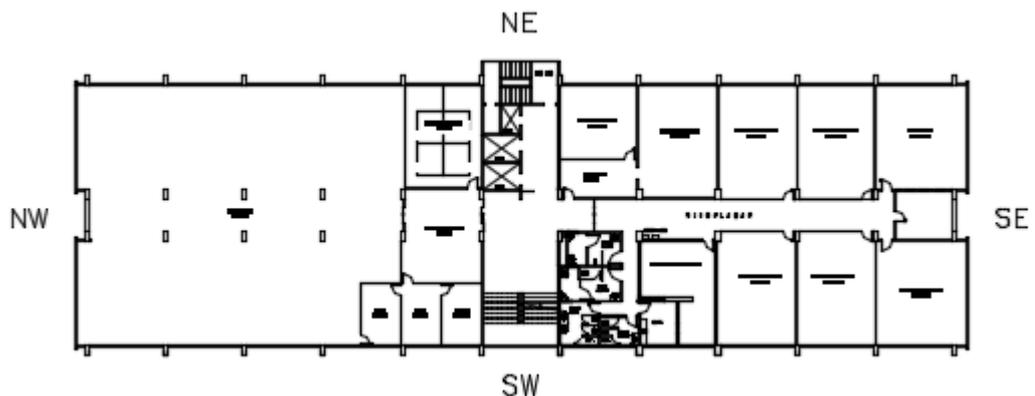


Figura 26: Orientações do projeto

Para fins de cálculo devem ser consideradas as superfícies opacas que recebem essa insolação, como paredes e coberturas e seu tipo, material, área, capacidade térmica, coeficientes de transmissão de calor, rugosidade e cor da superfície externa já que todos esses fatores irão

influenciar na carga térmica. Alguns exemplos de coeficientes globais de transmissão de calor calculados considerando-se os diversos fatores acima apresentados, estão na Tabela 12 abaixo.

Tabela 12: Coeficientes globais para paredes de alvenaria (VERNER, 2012)

Coeficiente Global de Transmissão de Calor (U)		
Materiais de Construção		
Superfície	Kcal / h.m ² . °C	W / m ² . K
Paredes de Alvenaria		
Tijolo de Barro comum, argamassa ambos os lados e=10 cm;	2,65651	3,08896
Tijolo de Barro comum, argamassa ambos os lados e=15 cm;	2,18781	2,54396
Tijolo de Barro comum, argamassa ambos os lados e=20 cm;	2,07401	2,41164
Tijolo de Barro comum, argamassa ambos os lados e=30 cm;	1,43132	1,66432
Tijolo de Barro comum, argamassa ambos os lados e=40 cm;	1,24301	1,44536
Tijolo de Barro comum, argamassa externo, gesso interno e=20 cm;	1,80471	2,0985
Tijolo de Barro comum, argamassa externo, gesso interno e=15 cm;	2,60018	3,02347
Bloco de concreto estrudado e=5,0 cm;	4,63558	5,39020
Tijolo de concreto, argamassa ambos os lados e=10 cm;	3,11671	3,62408
Tijolo de concreto, argamassa ambos os lados e=15 cm;	2,03295	2,36389
Tijolo de concreto, argamassa ambos os lados e=20 cm;	2,34433	2,72597
Tijolo de concreto, argamassa externa, gesso interno e=20 cm;	2,25759	2,62511
Tijolo cerâmico, argamassa ambos os lados e=10 cm;	3,15272	3,66598
Tijolo cerâmico, argamassa ambos os lados e=15 cm;	2,71588	3,15801
Tijolo cerâmico, argamassa ambos os lados e=20 cm;	2,32452	2,70292

Quanto a insolação, ainda é preciso considerar a existências de superfícies translúcidas como vidros e claraboias e todas suas características como citado acima, além de propriedades óticas, proteções solares internas e existência de sombra projetada por anteparos. Abaixo a Figura 27 mostra as duas principais fachadas do edifício e suas características.



Figura 27: Fachadas NE e SW respectivamente

Nesse tipo de superfície a radiação solar ainda é dividida em refletida, transmitida e absorvida, porém apenas a parte transmitida é essencial para fins de cálculo por ser a parcela de calor absorvida pelo ambiente através da radiação e condução. Abaixo na Figura 28 um exemplo de tabela utilizada para consulta das propriedades térmicas e óticas de alguns vidros comercializados no Brasil.



Vidro (ID)	Fabricante	Produto	Esp. (mm)	Tsol	Rsol1	Rsol2	Tvis	Rvis1	Rvis2	Emis1	Emis2	Condutividade (W/mK)	Processo	U (W/m²)	FS
11	CEBRACE	COOL-LITE KNT 164 6mm	6,000	0,447	0,151	0,184	0,647	0,103	0,026	0,837	0,153	1,000	monolítico	3,629	0,517
12	CEBRACE	COOL-LITE SKN 144 II 6mm	6,000	0,196	0,323	0,465	0,446	0,184	0,049	0,837	0,037	1,000	monolítico	3,225	0,267
13	CEBRACE	COOL-LITE SKN 154 6mm	6,000	0,233	0,360	0,526	0,552	0,155	0,185	0,837	0,013	1,000	monolítico	3,139	0,290
14	CEBRACE	COOL-LITE SKN 165 6mm	6,000	0,295	0,331	0,500	0,666	0,124	0,111	0,837	0,037	1,000	monolítico	3,225	0,349
15	CEBRACE	COOL-LITE SKN 174 6mm	6,000	0,384	0,296	0,431	0,759	0,063	0,049	0,837	0,037	1,000	monolítico	3,225	0,430
16	CEBRACE	COOL-LITE ST 108 6mm	6,000	0,064	0,381	0,485	0,078	0,444	0,377	0,837	0,147	1,000	monolítico	3,608	0,160
17	CEBRACE	COOL-LITE ST 120 6mm	6,000	0,164	0,257	0,343	0,200	0,316	0,269	0,837	0,647	1,000	monolítico	5,228	0,322
18	CEBRACE	COOL-LITE ST 136 6mm	6,000	0,310	0,164	0,225	0,370	0,220	0,184	0,837	0,760	1,000	monolítico	5,566	0,462
19	CEBRACE	COOL-LITE ST 150 6mm	6,000	0,454	0,132	0,174	0,508	0,182	0,168	0,837	0,811	1,000	monolítico	5,716	0,576
20	CEBRACE	COOL-LITE ST 167 6mm	6,000	0,621	0,132	0,154	0,661	0,185	0,187	0,837	0,821	1,000	monolítico	5,745	0,694

Figura 28: Propriedades térmicas e óticas dos vidros (UFSC, 2015)

Para *input* no software de cálculo nas janelas do projeto foram considerados vidros simples de 6 mm de espessura, limpos, em janelas de alumínio que resultaram em um coeficiente global de transferência de calor de 5,048 W/m²K, além de um coeficiente de sombreamento de 0,633 devido a persianas internas.

Outro fator importante é o efeito da inercia térmica das estruturas, o calor que incide sobre as superfícies não é imediatamente e integralmente transferido para o ambiente pois parte da energia é absorvida pela massa das superfícies expostas. Complementar a todos os fatores acima citados ainda existem algumas informações de extrema relevância que contribuiriam no percentual de calor absorvido devido a insolação, como a época do ano, o dia e o horário. No cálculo desse projeto foram usados todos os valores pré-estabelecidos tabelados do software *Hourly Analysis Program* de acordo com a *ASHRAE 2007*. Na Figura 29 abaixo os parâmetros utilizados para parede externa considerada em todos os ambientes com um coeficiente global de transferência de calor de 2,295 W/m²K.

Wall Properties - [Parede Externa]

Wall Assembly Name: Parede Externa

Outside Surface Color: Light Absorptivity: 0.450

Layers: Inside to Outside	Thickness mm	Density kg/m ³	Specific Ht. kJ/kg/K	R-Value m ² -K/W	Weight kg/m ²
Inside surface resistance	0,000	0,0	0,00	0,13000	0,0
Argamassa	25,000	2000,0	1,00	0,02174	50,0
Tijolo	200,000	1600,0	0,92	0,22223	320,0
Argamassa	25,000	2000,0	1,00	0,02174	50,0
Outside surface resistance	0,000	0,0	0,00	0,04000	0,0
Totals	250,000			0,44	420,0

Overall U-Value: 2,295W/m²/K

Figura 29: Propriedades das paredes

Neste projeto ainda para fins de cálculo de carga térmica foram considerados que todos os ambientes acima e abaixo dos projetados não eram condicionados e o coeficiente global de transferência de calor do piso e da laje entre os andares era 2,893 W/m²K.

Carga devido à infiltração e renovação de ar

As cargas devido à infiltração de ar precisam ser consideradas no cálculo de carga térmica porque contribuem para o aquecimento do ambiente e sua umidade. Essa parcela de carga é proveniente da infiltração de ar através de frestas, portas, janelas ou exaustores e é proporcional a vazão de ar e ao salto entálpico entre as condições internas e externas. No entanto, é necessário realizar um cálculo de balanço de vazão de ar, já que nos ambientes climatizados a vazão de ar insuflado cria um diferencial de pressão positivo, que acaba criando um fluxo de ar para fora do ambiente climatizado. Neste projeto não foi considerada a carga devido a infiltração.

A renovação de ar é um pré-requisito para sistemas de climatização de ambiente, pois visa renovar o ar do ambiente para atender uma qualidade aceitável do ar interior. A ABNT NBR 16401 parte 3, baseada nas recomendações da ANVISA, rege todas as premissas a respeito dos valores de vazão mínimos de ar exterior para ventilação de acordo com o número de pessoas do ambiente e sua finalidade. Essa renovação, porém, também contribui para o aumento da temperatura do ambiente, uma vez que se encontra em condições externas. Através dessa taxa

de admissão e da diferença entre condição do ar externo e interno pode-se estimar a carga térmica introduzida. Para todos os ambientes deste projeto foi considerada a taxa mínima de 27 m³/h por pessoa conforme recomendação da ANVISA.

Carga devido à ocupação

Segundo a ABNT NBR 16401 parte 1 para as fontes internas de calor “Devem ser avaliadas separadamente as frações sensíveis e latentes, e considerada a defasagem no tempo e a intensidade da fração radiante da carga de cada componente”.

As cargas devido a ocupação do ambiente estão diretamente relacionadas a quantidade de pessoas presentes, ao tempo de ocupação do ambiente e que tipo de atividade elas estão desempenhando. Todos os valores das taxas típicas de calor liberado por pessoas e da ocupação dos ambientes utilizados no projeto estão apresentados na Tabela C.1 da ABNT NBR 16401 parte 1 e na Tabela 1 da ABNT NBR 16401 parte 3 no Anexo 1.

Para este projeto por se tratar de salas de estudo, administrativas e biblioteca foi considerado trabalho leve, sentado em escritório que segundo a norma gera 70W de calor sensível por pessoa e 45W de latente. Para ocupação foi considerado o layout proposto ou na ausência deste as taxas descritas na norma. Além disso foi pré-definido um horário de ocupação das salas de 07h às 21h com 100% da ocupação e de 06h as 07h e 21h as 22h com 50% da ocupação.

Carga devido aos equipamentos

O uso de equipamentos elétricos e eletrônicos contribui diretamente para elevação de temperatura do ambiente e precisam ser considerados no cálculo de carga térmica. A principal variável para contribuição destes equipamentos é o tempo de uso, se o uso é contínuo ou moderado e o tipo de equipamento, computador, etc. Para este projeto os valores foram retirados das tabelas C.3 a C.6 da norma ABNT NBR 16401 parte 1 e foram considerados um tempo de utilização de 07h às 21h de 100% de uso e de 06h as 07h e 21h as 22h com 50%.

Devido à ausência de layout de alguns ambientes foi considerado uma média de 10W/m² para todos os ambientes conforme a Tabela 13 abaixo retirada da norma.

Tabela 13: Taxa de carga gerada por equipamentos (NBR 16401, 2008)

Densidade típica de carga de equipamentos para diversos tipos de escritórios		
Tipo de carga	Densidade W/m ²	Descrição do escritório Assumindo:
Leve	5,4	15,5 m ² por posto de trabalho com computador e monitor em cada um, mais impressora e fax. Fator de diversidade de 0,67, exceto 0,33 para impressoras
Média	10,7	11,6 m ² por posto de trabalho com computador e monitor em cada um, mais impressora e fax. Fator de diversidade de 0,75, exceto 0,50 para impressoras
Média/alta	16,2	9,3 m ² por posto de trabalho com computador e monitor em cada um, mais impressora e fax. Fator de diversidade de 0,75, exceto 0,50 para impressoras
Alta	21,5	7,7 m ² por posto de trabalho com computador e monitor em cada um, mais impressora e fax. Fator de diversidade de 1,0, exceto 0,50 para impressoras

Fonte:
2005 ASHRAE Fundamentals Handbook, Capítulo 30, "Nonresidential Cooling and Heating Load Calculations", Tabelas 8, 9, 10, 11.

Carga devido à iluminação

O calor dissipado pela iluminação influi diretamente na carga térmica do ambiente. Para um cálculo preciso seria necessário conhecer todos os tipos de lâmpadas empregados na edificação uma vez que cada uma emite uma quantidade calor. Na ausência dessa informação foi considerado o valor médio de 16W/m² para uso de luminárias fluorescentes em escritórios e bibliotecas conforme a tabela C.2 da ABNT NBR 16401 parte 1.

Memória de Cálculo

Para o cálculo da carga térmica total os ambientes do pavimento foram divididos em dois grandes sistemas conforme a Tabela 14 abaixo. Um sistema aqui chamado de UE-01 que atende toda a biblioteca e as salas adjacentes a ela e um outro sistema UE-02 atendendo os auditórios e as salas de estudo.

Tabela 14: Sistemas

Tag	Zone Name / Space Name	Air Flow (m ³ /h)
UE-01	BIBLIOTECA	34265
	ADM 1	1979
	ADM 2	1981
	CHEFIA	2196
	GUARDA VOLUMES	2224
	SALA DE ACERVO	4755
UE-02	MINI AUDITÓRIO 1	6271
	MINI AUDITÓRIO 2	5379
	SALA DE ESTUDOS 1	5508
	SALA DE ESTUDOS 2	5471
	SALA DE ESTUDOS 3	5729
	SALA DE ESTUDOS 4	5744
	SALA DE ESTUDOS 5	6300
	VIDEOTECA	5942

A memória de cálculo obtida através do software *Hourly Analysis Program* está no Apêndice B e a planta com as divisões das áreas por sistema encontra-se no Apêndice C. A unidade UE-01 tem que atender pelos cálculos de acordo com a vazão de ar requerida uma carga térmica de 62,7 TR com uma vazão de ar de insuflamento de 42.660 m³/h, enquanto a UE-02 tem que ser capaz de prover 68,1 TR e 46.365 m³/h de vazão de ar conforme a Tabela 15 abaixo.

Tabela 15: Resumo da carga

UE-01	
Total coil load	62,7 Tons
Resulting RH	55%
Floor Area	608,5 m ²
Outdoor Ventilation Air Data Design airflow	1612 m ³ /h
UE-02	
Total coil load	68,1 Tons
Resulting RH	61%
Floor Area	400,2 m ²
Outdoor Ventilation Air Data Design airflow	5258 m ³ /h

Capítulo 5

Seleção de equipamentos

Definido o tipo de equipamento que será utilizado no projeto e dimensionada a carga térmica da edificação o próximo passo é a realização dos cálculos dos dutos e seleção de acessórios, como difusores, grelhas, registros, filtros e ventiladores.

No capítulo 2 foi definida que a melhor alternativa para o projeto em questão é a utilização de equipamentos tipo *Split* de alta capacidade. O cálculo da carga térmica foi realizado considerando a divisão do 4º pavimento em dois grandes sistemas atendidos pelos equipamentos UE-01 e UE-02 com carga total de 62,7 TR e 68,1 TR, respectivamente.

Para seleção dos equipamentos UE-01 e UE-02 será utilizado o catálogo técnico da *Hitachi* um dos principais fornecedores de equipamentos de refrigeração linha comercial e industrial do mercado. Esse fabricante possui equipamentos do tipo Splitão com capacidades que variam entre 10 e 50 TR conforme a tabela de seleção representada na Figura 30 abaixo.

			INVERTER				
			RAP120DS	RAP200DS	RAP120FIV	RAP150FIV	RAP200FIV
		Unidade Condensadora	    				
[TR]	SPLITÃO	SPLITOP					
10	RVT100CP/CM RTC100CP	-			* x1		
16	RVT160CP/CM RTC160CP	-				* x1	
20	RVT200CP/CM RTC200CK	RUV200AP RUT200AP					x1
25	RVT250CP/CM RTC250CP	RUV250AP RUT250AP	x1		x1		
30	RVT300CP/CM RTC300CP	RUV300AP RUT300AP	x1				x1
40	RVT400CP/CM RTC400CP	RUV400AP RUT400AP		x1			x1
45	RVT450CP/CM RTC450CP	-	x2				x1
50	RVT500CP/CM RTC500CP	-	x1	x1			x1

Figura 30: Tabela de seleção de equipamentos (HITACHI, 2017)

Para esse projeto foram selecionados os equipamentos conforme a Tabela 16 abaixo, ambos com compressores do tipo *Scroll Inverter* e com fluido refrigerante R-410 A.

Tabela 166: Equipamentos selecionados

TAG	Carga do Equip. Selecionado (TR)	Unid. Evaporadora	Unid. Condensadora
UE-01A	25	RVT/RTC250CP	RAP120FIV
UE-01B	40	RVT/RTC400CP	RAP200FIV
UE-02A	25	RVT/RTC250CP	RAP120FIV
UE-02B	40	RVT/RTC400CP	RAP200FIV

Os compressores do tipo *inverter* são equipados com variador de frequência sendo os mais modernos do mercado, mais eficientes e gerando maior economia de energia e melhor controle de temperatura. Esse tipo de equipamento não opera com o liga-desliga dos compressores fixos, pois controla a demanda através da rotação do compressor evitando assim picos de energia na ligação. Através desse modo de operação é possível obter economias energéticas na ordem de 30% conforme ilustrado na Figura 31 abaixo.

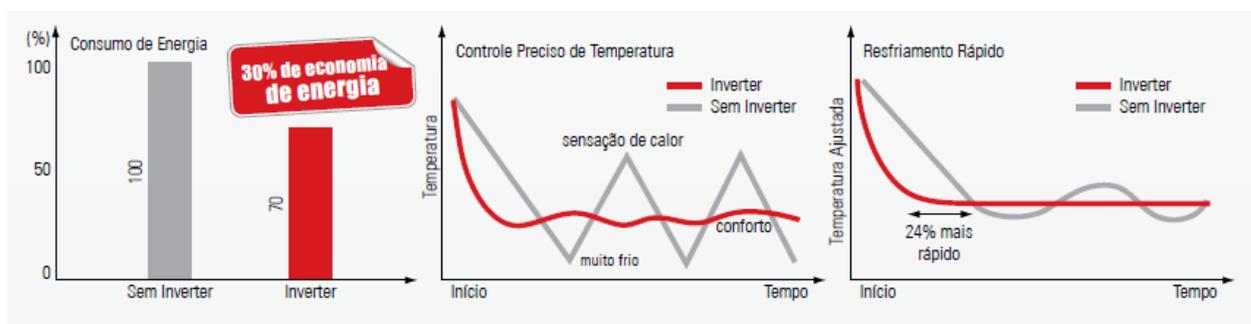


Figura 31: Comparativo compressor inverter (HITACHI, 2017)

Existem diversos fluidos refrigerantes disponíveis no mercado que podem ser empregados na refrigeração como os hidroclorofluorcarbonos, hidrofluorcarbonos, amônia, clorofluorcarbonos (CFCs), etc. Segundo Çengel (2012), diversas propriedades precisam ser estudadas para a correta seleção de um refrigerante como temperatura, pressão, toxicidade, corrosividade, inflamabilidade, estabilidade química, entalpia de vaporização e baixo custo.

Durante muitos anos o R-22 foi um dos HCFCs mais utilizados pela indústria da refrigeração devido sua versatilidade, baixo custo e baixas temperaturas. Porém esses gases CFCs são nocivos a camada de ozônio da Terra e contribuem para o aquecimento global, por isso sua utilização vem sendo restringida por tratados internacionais. Os equipamentos selecionados para esse projeto utilizam o R-410 A que é um fluido refrigerante proveniente da mistura de gases HFC que possui um alto poder de refrigeração comparado ao R-22 e grau zero de destruição da camada de ozônio.

Rede de distribuição de ar

Em sistemas centrais de refrigeração para grandes áreas como é o caso do 4º pavimento do Bloco E do CEFET é necessária uma extensa rede de distribuição de ar interligando o equipamento de refrigeração, normalmente instalado em uma casa de máquinas, aos ambientes que serão condicionados. Na maioria das aplicações o insuflamento é feito através de dutos instalados no entre forro do edifício e que segundo a NBR 16401 devem ser construídos em chapa de aço galvanizado grau B, com revestimento de 250g/m² de zinco conforme a ABNT NBR 7008. Os dutos podem ser retangulares, circulares ou ovais e podem ser ou não isolados termicamente. No caso de dutos de insuflamento para ambientes condicionados em que o duto fica dentro do entre forro é necessário o isolamento térmico para evitar a troca de calor com o ambiente e a condensação superficial.

A seleção do tipo de isolamento térmico precisa ser criteriosa e considerar diversos fatores além da resistência a troca térmica como proteção contra incêndio e nocividade ao meio ambiente. Durante muito tempo foi utilizado isopor no isolamento térmico de dutos de ar condicionado e até hoje é possível encontrar esse tipo de proteção em algumas instalações. Porém, o isolante mais indicado atualmente em instalações de condicionamento de ar é a manta de lã de vidro, devido a seu baixo peso e seu poder não só de isolamento térmico, mas também acústico. Na Figura 32 abaixo é possível visualizar um exemplo de instalação de dutos de ar condicionados isolados com manta de lã de vidro e instalados acima do forro do pavimento.



Figura 32: Exemplo de instalação de rede de dutos sobre o forro

Segundo a NBR 16401 parte 1, o traçado dos dutos deve ser o mais curto possível de forma que consiga atender todos os ambientes a serem condicionados e respeitando as condições arquitetônicas da edificação. Na maioria das aplicações ainda são necessárias ramificações no duto principal, a fim de facilitar ajustes de vazões e atender ambientes mais distantes. Segundo Junior (2015) a rede de dutos em uma instalação de ar condicionado pode ter um custo de cerca de 25% do valor total da instalação.

Para o dimensionamento das redes de dutos existem diferentes métodos que precisam considerar alguns fatores para cálculo, como velocidade do ar, perda de carga, rugosidade interna, nível de ruído, balanceamento do sistema, etc.

Na NBR 16401 estão previstos 3 métodos de cálculo para dimensionamento:

- Método de fricção constante
- Método de recuperação estática
- Método T de otimização

O método de fricção constante também conhecido como igual perda de carga, perda unitária constante e *Equal Friction* consiste basicamente em adotar um coeficiente de perda por

fricção constante em toda a rede de dutos, com exceção de ramais curtos ou próximos ao ventilador, que podem ser dimensionados com um coeficiente maior.

Esse método utiliza os valores de vazão de ar e perda de carga definidos para entrar nas tabelas e gráficos da *ASHRAE* e encontrar as velocidade e diâmetro dos dutos. Para o cálculo dos dutos retangulares ainda é necessário fazer uma conversão de diâmetro equivalente. Este método será o utilizado para dimensionar todos os dutos deste projeto.

Já o método da recuperação estática ou *Static Regain* se baseia na compensação da perda de pressão estática através da redução de velocidade no trecho seguinte no sentido do ar. Este método não é o mais indicado pela *ASHRAE* e nem pela NBR 16401 pois acaba por super dimensionar os trechos de dutos e necessita de dispositivos para regular a vazão.

O método T por sua vez é um método que busca otimizar os custos do sistema e para isso considera diversos fatores de custo como de material, energia, operação, taxas de juros, etc. Esse método iterativo dimensiona os dutos a partir da distribuição de pressão ideal de um ventilador e é comumente aplicado através de softwares para sistemas de grande porte.

As tabelas apresentando os cálculos realizados para dimensionamento de todos os trechos dos dutos estão nos anexos deste trabalho.

Difusão do ar e demais acessórios

A correta seleção e posicionamento dos equipamentos de difusão do ar é um fator de extrema importância no projeto e que exige um certo grau de experiência do projetista. No mercado existem diversos tipos, modelos, tamanhos e fabricantes de diferentes difusores e grelhas tanto para insuflamento quanto para retorno e exaustão. O dimensionamento é feito através dos catálogos técnicos dos fabricantes atendendo as velocidades limites, nível de ruído, variações de temperatura e perdas de pressão recomendadas conforme norma. Segundo a NBR 16401 ainda é importante evitar esquemas de distribuição que favoreçam curtos-circuitos de ar.

Um dos principais equipamentos utilizados para difusão de ar são os chamados difusores. Estes acessórios podem ser quadrados, redondos, lineares com ou sem caixa plenum e registro e sua aplicação vai variar de acordo com as necessidades da edificação. Para esse projeto serão utilizados apenas difusores quadrados com caixa plenum conectados através de

dutos flexíveis ao duto principal. Este tipo de difusor é instalado no forro e apresenta um ótimo grau de distribuição de ar em diversas direções. O modelo utilizado é composto de aletas e é construído em perfis de alumínio extrudado e anodizado. Na Figura 33 abaixo alguns exemplos de difusores de ar.

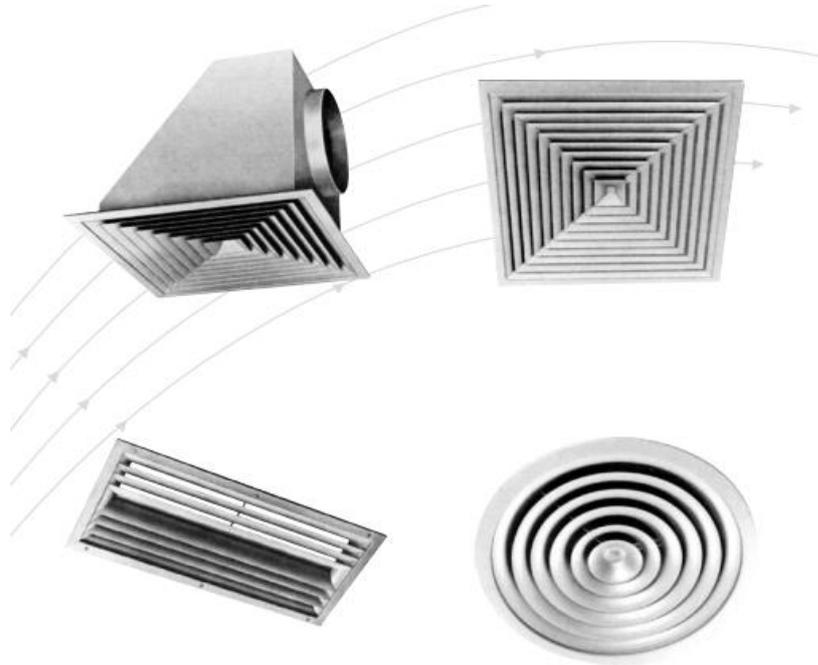


Figura 33: Difusores de ar (TROX, 2017)

Para a conexão entre um ramal de duto rígido e um difusor podem ser utilizados dutos flexíveis que facilitam a instalação. Esses dutos são fabricados em laminado de poliéster com alumínio e arame de alto carbono, isolados com manta de lã de vidro no caso de insuflamento e precisam obedecer a EN 131280, conforme ilustrado na Figura 34 abaixo.



Figura 34: Duto flexível (MULTIVAC, 2017)

Um outro acessório utilizado tanto para insuflamento quanto para retorno e exaustão de ar é a grelha. As grelhas se adaptam facilmente a arquitetura dos ambientes, porém não promovem uma distribuição de ar tão uniforme quanto os difusores. São dispositivos fabricados em perfis de alumínio extrudado e anodizado, conforme ilustrado na Figura 35 abaixo.

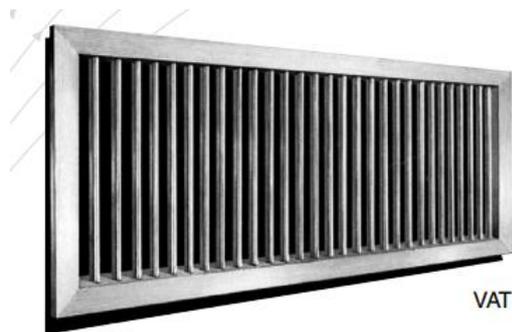


Figura 35: Exemplo de grelha (TROX, 2017)

Outro dispositivo de extrema importância nas instalações de refrigeração são os registros de regulagem de vazão de ar em dutos. São elementos construídos em chapa galvanizada e fornecidos com lâminas com orientação paralela ou convergente conforme a Figura 36.



Figura 36: Registro de vazão (TROX, 2017)

Completando a família dos acessórios de dutos e instalações temos ainda as venezianas e filtros. As venezianas são uma espécie de grelha utilizadas para tomada de ar externo ou para passagem de ar em portas. As venezianas exteriores precisam ter ao mesmo tempo uma área livre para passagem de ar e servirem de fechamento para aberturas nas fachadas evitando a entrada de água pluvial, folhas, pássaros e insetos nos sistemas de condicionamento de ar e ventilação. Segundo a NBR 16401 parte 3 a captação de ar exterior deve ser obrigatoriamente na área externa da edificação de forma estratégica, evitando proximidade a áreas de poluição conforme a Figura 37 retirada da tabela 6 da norma.

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

Figura 37: Tabela de distancias de fontes poluidoras (NBR 16401-3, 2008)

Para esse projeto serão utilizadas venezianas para tomada de ar externo na casa de máquinas. A Figura 38 abaixo ilustra uma veneziana de um dos principais fabricantes de acessórios utilizada em área externa.

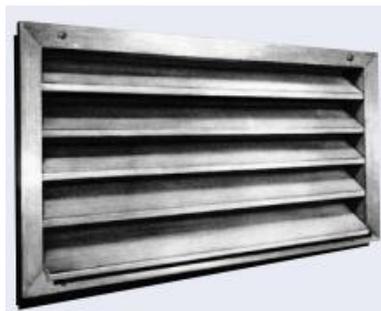


Figura 38: Veneziana externa (TROX, 2017)

Por último os filtros que tem um papel importante na qualidade do ar dos sistemas e são fabricados com material sintético incorporado com um agente antimicrobiano que inibe e elimina os agentes microbianos tais como bactérias e fungos. A NBR 16401 parte 3 estipula a classificação dos filtros conforme sua eficiência de acordo com a EN 779 de 2002 e os níveis de filtragem mínimos para as diversas aplicações conforme a Figura 39 abaixo retirada da tabela 5 da norma.

Tabela 5 — Classe mínima de filtragem

Aplicação típica	Classe
Supermercado, <i>mall</i> de centros comerciais, agências bancárias e de correios, lojas comerciais e de serviços	G4
Escritórios, sala de reunião, CPD, sala de digitação, <i>call center</i> , consultórios	F5
Aeroporto – saguão, salas de embarque	F5
Aeroporto - torre de controle	G3 + F6
Biblioteca, museu – áreas do público	F5
Biblioteca, museu – exposição e depósito de obras sensíveis	G3 + F8
Hotéis 3 estrelas ou mais - apartamentos, <i>lobby</i> , salas de estar, salões de convenções	F5
Hotéis - outros, motéis - apartamentos	G4
Teatro, cinema, auditório, locais de culto, sala de aula	F5
Lanchonete, cafeteria	G4
Restaurante, bar, salão de coquetel, discoteca, danceteria, salão de festas, salão de jogos	F5
Ginásio (áreas do público), <i>fitness center</i> , boliche, jogos eletrônicos	G4
Centrais telefônicas – sala de comutação	G3 + F6
Residências	G3
Sala de controle – ambiente eletrônico sensível	G3 + F6
Impressão – litografia, <i>offset</i>	G3 + F7
Impressão - processamento de filmes	G3 + F8

Figura 39: Classe mínima de filtragem (NBR 16401-3, 2008)

Para esse projeto serão utilizados filtros classe F5, instalados nas unidades de tratamento de ar a montante da serpentina de troca térmica, recomendados para salas de aula e bibliotecas, mais filtros classe G4 utilizados como pré filtragem do ar exterior que serão instalados junto à veneziana de captação de ar. A necessidade dessa pré filtragem é prevista em norma pelo fato do ar exterior ser admitido diretamente na casa de máquinas que será estanque e funcionará como um plenum de mistura para o condicionador. A Figura 40 abaixo ilustra alguns modelos de elementos filtrantes disponíveis no mercado.



Figura 40: Filtros de ar (TROX, 2017)

Conclusões

O ar condicionado é um equipamento indispensável para manter o conforto térmico e a qualidade do ar de um ambiente. Neste projeto se procurou mostrar que existem diversas soluções possíveis para refrigerar um edifício e que o sistema atual instalado no 4º pavimento do Bloco E do CEFET não seria o mais indicado.

Buscou-se considerar o que seria um correto dimensionamento de acessórios, dutos e equipamentos seguindo as melhores práticas de projeto e a bibliografia específica da área, além de consultar as principais normas brasileiras e internacionais. A partir desses referenciais foi possível projetar um novo sistema central do tipo *Split* de alta capacidade que poderia oferecer melhor controle e atender as exigências normativas e da ANVISA.

A sugestão de substituição do sistema atual visou atender as necessidades de alunos, professores e outros diversos profissionais que trabalham no CEFET/RJ. O projeto mostrou, também, que o sistema proposto pode ser implementado sem a necessidade de grandes alterações arquitetônicas, considerando que o CEFET/RJ é uma edificação antiga que não foi construída prevendo uma instalação de um sistema central de refrigeração.

Sugestões para trabalhos futuros

Para trabalhos futuros poderiam ser realizadas diversas análises complementares a este projeto. Inicialmente uma análise de viabilidade econômica profunda entre os sistemas, levando em conta todo o custo do material e da instalação, além de custo de manutenção, gasto energético e vida útil dos equipamentos para viabilizar e justificar a instalação de sistemas centrais.

Em segundo lugar poderia ser projetado um sistema com uma central de água gelada para todos os pavimentos do Bloco E do CEFET e talvez até para os outros blocos. Esse tipo de sistema com torres e *chillers* costumam apresentar grandes vantagens para grandes edificações.

Uma outra alternativa é o uso de sistemas tipo VRF que se adaptam bem a prédios que não foram construídos prevendo uma infraestrutura para o ar condicionado, já que podem dispensar grande parte dos dutos e grandes casas de máquinas.

Por fim, um estudo de análise energética inclusive propondo melhorias arquitetônicas no prédio como substituição de vidros, isolamento térmico de lajes entre outras melhorias aplicadas a edifícios mais modernos que recebem certificação LEED.

Referências Bibliográficas

ABNT, Associação Brasileira de Normas Técnicas. Norma NBR 16401-1:2008: Instalações de ar-condicionado – Sistemas centrais e unitários – Parte 1: Projeto das Instalações. Rio de Janeiro, 2008.

ABNT, Associação Brasileira de Normas Técnicas. Norma NBR 16401-2:2008: Instalações de ar-condicionado – Sistemas centrais e unitários – Parte 2: Parâmetros de Conforto Térmico. Rio de Janeiro, 2008.

ABNT, Associação Brasileira de Normas Técnicas. Norma NBR 16401-3:2008: Instalações de ar-condicionado – Sistemas centrais e unitários – Parte 3: Qualidade do ar interior. Rio de Janeiro, 2008.

ASHRAE - American Society of Heating and Refrigeration and Air-Conditioning Engineers, Inc., Handbook – HVAC Applications. SI Edition, Atlanta, USA, 2011.

ÇENGEL, Yunus A.; BOLES, Michael A. **Termodinâmica**. São Paulo: Mc Graw Hill, 2012.

ÇENGEL, Yunus A.; GHAJAR, Afshin J. **Transferência de calor e massa**. São Paulo: Mc Graw Hill, 2012.

Conforto Térmico: Ar condicionado e Climatizador. Clique arquitetura. Disponível em: <<http://w.cliquearquitetura.com.br/artigo/conforto-termico-ar-condicionado-e-climatizador.html>> Acessado em 30/05/2017.

CREDER, Hélio. **Instalações de Ar Condicionado**. LTC - Livros Técnicos e Científicos, 6ª Edição, Rio de Janeiro, 2004.

DOS SANTOS, Guilherme Silveira. **Estudo de redes de distribuição de ar para garantia da qualidade do ar interno**. USP, São Paulo, 2006.

Expansão Indireta. Thermos refrigeração e ar condicionado. Disponível em: <http://www.thermosrefrigeracao.com.br/expansao_indireta.php> Acessado em 30/05/2017.

FERRAZ, Fabio. **Sistemas de Climatização**. CEFET-BA, Santo Amaro, Bahia, 2008.

História da Refrigeração e ar-condicionado. Portal da Refrigeração. Disponível em: <http://www.refrigeracao.net/Topicos/historia_refri.htm> Acessado em 18/05/2017.

História do ar condicionado. História de tudo. Disponível em: <<http://www.historiadetudo.com/historia-do-ar-condicionado>> Acessado em 18/05/2017.

INCROPERA, Frank P.; DEWITT, David P.; BERGMAN, Theodore L.; LAVINE, Adrienne S. **Fundamentos de transferência de calor e de massa**. Rio de Janeiro: LTC, 2008.

JUNIOR, Paulo R. O. C. **Métodos de dimensionamento de dutos**. UFP, João Pessoa, 2015.

KREITH, Frank; BOHN, Mark S. **Princípios de transferência de calor**. São Paulo: Cengage Learning, 2011.

Manutenção, reparos e instalações de ar – condicionado. Elite Reformas. Disponível em: <<http://elitereformas.eng.br/servicos/manutencao-reparos-e-instalacoes-de-ar-condicionado/>> Acessado em 04/06/2017

Mudanças de estado físico. Só biologia. Disponível em: <<http://www.sobiologia.com.br/conteudos/Agua/mudancadeestadofisico.php>> Acessado em 20/04/2017.

Multivac Catálogos Técnicos. Dutos flexíveis. Disponível em: <<http://www.multivac.com.br/>> Acessado em 08/10/2017.

OLIVEIRA, Rodrigo M. **Comparação entre métodos de dimensionamento de dutos de sistemas RVAC.** UEP, Guaratinguetá, 2011.

Produtos Split. Hitachi. Disponível em: <<http://www.hitachiapb.com.br/produto>> Acessado em 30/05/2017.

SILVA, Josué Graciliano da. **Introdução à tecnologia da refrigeração e da climatização.** São Paulo: Artliber Editora, 2003.

Sistemas de expansão direta. Sistemas de ar condicionado. Disponível em: <<http://www.sistemasdearcondicionado.com.br/>> Acessado em 30/05/2017.

STOECKER, Wilbert F. **Refrigeração e Ar Condicionado.** McGraw-Hill do Brasil, 6ª Edição, São Paulo, 1985.

Trox do Brasil Catálogos Técnicos. Difusores e Grelhas. Disponível em:
<<http://www.troxbrasil.com.br/>> Acessado em 08/10/2017.

UFSC; CB3E. **Catálogo de propriedades térmicas e óticas de vidros comercializados no Brasil.** Florianópolis, Santa Catarina, 2015.

VERNER, Valter R. **Coeficiente global de transmissão de calor.** São Paulo, 2012.

Vrv multi-split type air conditioners. Daikin. Disponível em:
<<https://www.daikin.com/products/ac/lineup/vrv/>> Acessado em 15/05/2017.

APÊNDICE A: Questionário para disciplina de projeto final

Título do projeto: PROJETO BÁSICO DE UM SISTEMA DE CLIMATIZAÇÃO PARA O 4º PAVIMENTO DO BLOCO E DO CEFET/RJ

1) Em qual das categorias abaixo você se enquadra?

Médio/Técnico Graduação Pós-Graduação Docente Funcionário

2) Você frequenta os espaços do 4º andar do Bloco E (Biblioteca, Salas de Estudo, etc.)?

Sim, com frequência Às vezes Raramente Não

3) Como você avalia as condições das seguintes características abaixo a respeito do sistema de ar condicionado do 4º andar do Bloco E:

- Temperatura dos ambientes
- Qualidade do ar
- Nível de ruído provocado pelo ar condicionado
- Condição de funcionamento das máquinas

Muito Bom	Bom	Médio	Ruim	Péssimo	N/A

4) Em condições gerais, mesmo durante o verão como avalia o sistema de ar condicionado dos seguintes ambientes:

- Biblioteca
- Salas de estudos

Muito Bom	Bom	Médio	Ruim	Péssimo	N/A

APÊNDICE B: Memória de cálculo carga térmica

Air System Sizing Summary for UE-01

Project Name: 4 Pavimento - Bloco E - CEFET-RJ
Prepared by: CEFET/RJ

09/04/2017
09:03

Air System Information

Air System Name _____ UE-01
Equipment Class _____ SPLT AHU
Air System Type _____ SZCAV

Number of zones _____ 1
Floor Area _____ 608,5 m²
Location _____ Rio de Janeiro, Brazil

Sizing Calculation Information

Zone and Space Sizing Method:

Zone L/s _____ Sum of space airflow rates
Space L/s _____ Individual peak space loads

Calculation Months _____ Jan to Dec
Sizing Data _____ Calculated

Central Cooling Coil Sizing Data

Total coil load _____ 152,1 kW
Sensible coil load _____ 139,1 kW
Coil L/s at Dec 1600 _____ 13158 L/s
Max block L/s _____ 13158 L/s
Sum of peak zone L/s _____ 13158 L/s
Sensible heat ratio _____ 0,915
m²/kW _____ 4,0
W/m² _____ 249,9
Water flow @ 5,6 °K rise _____ N/A

Load occurs at _____ Dec 1600
OA DB / WB _____ 38,3 / 26,1 °C
Entering DB / WB _____ 22,1 / 16,1 °C
Leaving DB / WB _____ 13,3 / 12,5 °C
Coil ADP _____ 11,8 °C
Bypass Factor _____ 0,150
Resulting RH _____ 55 %
Design supply temp. _____ 13,0 °C
Zone T-stat Check _____ 1 of 1 OK
Max zone temperature deviation _____ 0,0 °K

Supply Fan Sizing Data

Actual max L/s _____ 13158 L/s
Standard L/s _____ 13149 L/s
Actual max L/(s-m²) _____ 21,62 L/(s-m²)

Fan motor BHP _____ 4,87 BHP
Fan motor kW _____ 3,63 kW
Fan static _____ 149 Pa

Outdoor Ventilation Air Data

Design airflow L/s _____ 448 L/s
L/(s-m²) _____ 0,74 L/(s-m²)

L/s/person _____ 7,50 L/s/person

Zone Sizing Summary for UE-01

Project Name: 4 Pavimento - Bloco E - CEFET-RJ
Prepared by: CEFET/RJ

09/04/2017
09:03

Air System Information

Air System Name _____ UE-01
Equipment Class _____ SPLT AHU
Air System Type _____ SZCAV

Number of zones _____ 1
Floor Area _____ 608,5 m²
Location _____ Rio de Janeiro, Brazil

Sizing Calculation Information

Zone and Space Sizing Method:

Zone L/s _____ Sum of space airflow rates
Space L/s _____ Individual peak space loads

Calculation Months _____ Jan to Dec
Sizing Data _____ Calculated

Zone Sizing Data

Zone Name	Maximum Cooling Sensible (kW)	Design Air Flow (L/s)	Minimum Air Flow (L/s)	Time of Peak Load	Maximum Heating Load (kW)	Zone Floor Area (m ²)	Zone L/(s-m ²)
UE-01	122,7	13158	13158	Dec 1700	5,1	608,5	21,62

Zone Terminal Sizing Data

No Zone Terminal Sizing Data required for this system.

Space Loads and Airflows

Zone Name / Space Name	Mult.	Cooling Sensible (kW)	Time of Load	Air Flow (L/s)	Heating Load (kW)	Floor Area (m ²)	Space L/(s-m ²)
UE-01							
BIBLIOTECA	1	91,8	Dec 1700	9512	4,1	476,8	19,95
ADM 1	1	5,3	Dec 1700	549	0,2	14,2	38,67
ADM 2	1	5,3	Dec 1700	550	0,2	14,4	38,17
CHEFIA	1	5,9	Dec 1700	610	0,2	14,4	42,36
GUARDA VOLUMES	1	6,0	Jan 2300	617	0,0	42,7	14,45
SALA DE ACERVO	1	12,7	Apr 1000	1320	0,4	46,0	28,69

Ventilation Sizing

Project Name: 4
Pavimento - Bloco E -

09/04
/2017

1. Summary

Ventilation Sizing Method _____ Sum of Space OA Airflows
Design Ventilation Airflow Rate _____ 448 L/s

2. Space Ventilation Analysis Table

Zone Name / Space Name	Mult.	Floor Area (m ²)	Maximum Occupants	Maximum Supply Air (L/s)	Uncorrected Outdoor Air (L/s)
UE-01					
BIBLIOTECA	1	476,8	47,7	9512,4	357,6
ADM 1	1	14,2	1,0	549,1	7,5
ADM 2	1	14,4	1,0	549,6	7,5
CHEFIA	1	14,4	1,0	610,0	7,5
GUARDA VOLUMES	1	42,7	8,0	617,1	60,0
SALA DE ACERVO	1	46,0	1,0	1319,9	7,5
Totals (incl. Space Multipliers)				13158,2	447,6

Air System Design Load Summary for UE-01

Project Name: 4 Pavimento - Bloco E - CEFET-RJ
Prepared by: CEFET/RJ

09/04/2017
09:03

	DESIGN COOLING			DESIGN HEATING		
	COOLING DATA AT Dec 1600 COOLING OA DB / WB 38,3 °C / 26,1 °C			HEATING DATA AT DES HTG HEATING OA DB / WB 15,0 °C / 9,7 °C		
ZONE LOADS	Details	Sensible (W)	Latent (W)	Details	Sensible (W)	Latent (W)
Window & Skylight Solar Loads	170 m ²	32138	-	170 m ²	-	-
Wall Transmission	75 m ²	2207	-	75 m ²	866	-
Roof Transmission	0 m ²	0	-	0 m ²	0	-
Window Transmission	170 m ²	13192	-	170 m ²	4280	-
Skylight Transmission	0 m ²	0	-	0 m ²	0	-
Door Loads	0 m ²	0	-	0 m ²	0	-
Floor Transmission	608 m ²	24637	-	608 m ²	0	-
Partitions	60 m ²	2145	-	60 m ²	0	-
Ceiling	608 m ²	19928	-	608 m ²	0	-
Overhead Lighting	10515 W	7360	-	0	0	-
Task Lighting	0 W	0	-	0	0	-
Electric Equipment	6085 W	5816	-	0	0	-
People	60	3650	2685	0	0	0
Infiltration	-	0	0	-	0	0
Miscellaneous	-	0	0	-	0	0
Safety Factor	10% / 10%	11107	269	0%	0	0
>> Total Zone Loads	-	122181	2954	-	5145	0
Zone Conditioning	-	123258	2954	-	972	0
Plenum Wall Load	0%	0	-	0	0	-
Plenum Roof Load	70%	0	-	0	0	-
Plenum Lighting Load	30%	3154	-	0	0	-
Return Fan Load	13158 L/s	0	-	13158 L/s	0	-
Ventilation Load	448 L/s	9076	9983	448 L/s	2233	1
Supply Fan Load	13158 L/s	3631	-	13158 L/s	-3631	-
Space Fan Coil Fans	-	0	-	-	0	-
Duct Heat Gain / Loss	0%	0	-	0%	0	-
>> Total System Loads	-	139119	12937	-	-425	1
Central Cooling Coil	-	139119	12945	-	0	0
>> Total Conditioning	-	139119	12945	-	0	0
Key:	Positive values are clg loads Negative values are htg loads			Positive values are htg loads Negative values are clg loads		

Zone Design Load Summary for UE-01

Project Name: 4 Pavimento - Bloco E - CEFET-RJ
Prepared by: CEFET/RJ

09/04/2017
09:03

UE-01	DESIGN COOLING			DESIGN HEATING		
	COOLING DATA AT Dec 1700 COOLING OA DB / WB 38,0 °C / 26,0 °C			HEATING DATA AT DES HTG HEATING OA DB / WB 15,0 °C / 9,7 °C		
	OCCUPIED T-STAT 21,0 °C			OCCUPIED T-STAT 20,0 °C		
ZONE LOADS	Details	Sensible (W)	Latent (W)	Details	Sensible (W)	Latent (W)
Window & Skylight Solar Loads	170 m ²	32450	-	170 m ²	-	-
Wall Transmission	75 m ²	2352	-	75 m ²	866	-
Roof Transmission	0 m ²	0	-	0 m ²	0	-
Window Transmission	170 m ²	13113	-	170 m ²	4280	-
Skylight Transmission	0 m ²	0	-	0 m ²	0	-
Door Loads	0 m ²	0	-	0 m ²	0	-
Floor Transmission	608 m ²	24637	-	608 m ²	0	-
Partitions	60 m ²	2145	-	60 m ²	0	-
Ceiling	608 m ²	19928	-	608 m ²	0	-
Overhead Lighting	10515 W	7360	-	0	0	-
Task Lighting	0 W	0	-	0	0	-
Electric Equipment	6085 W	5834	-	0	0	-
People	60	3685	2685	0	0	0
Infiltration	-	0	0	-	0	0
Miscellaneous	-	0	0	-	0	0
Safety Factor	10% / 10%	11150	269	0%	0	0
>> Total Zone Loads	-	122652	2954	-	5145	0

December DESIGN COOLING DAY, 1600

TABLE 1: SYSTEM DATA

Component	Location	Dry-Bulb Temp (°C)	Specific Humidity (kg/kg)	Airflow (L/s)	CO2 Level (ppm)	Sensible Heat (W)	Latent Heat (W)
Ventilation Air	Inlet	38,3	0,01631	448	200	9076	9983
Vent - Return Mixing	Outlet	22,1	0,00900	13158	558	-	-
Central Cooling Coil	Outlet	13,3	0,00867	13158	558	139119	12945
Supply Fan	Outlet	13,6	0,00867	13158	558	3631	-
Cold Supply Duct	Outlet	13,6	0,00867	13158	558	-	-
Zone Air	-	21,3	0,00874	13158	571	123258	2954
Return Plenum	Outlet	21,5	0,00874	13158	571	3154	-

Air Density x Heat Capacity x Conversion Factor: At sea level = 1,207; At site altitude = 1,206 W/(L/s-K)

Air Density x Heat of Vaporization x Conversion Factor: At sea level = 2947,6; At site altitude = 2945,5 W/(L/s)

Site Altitude = 5,8 m

TABLE 2: ZONE DATA

Zone Name	Zone Sensible Load (W)	T-stat Mode	Zone Cond (W)	Zone Temp (°C)	Zone Airflow (L/s)	CO2 Level (ppm)	Terminal Heating Coil (W)	Zone Heating Unit (W)
UE-01	122181	Cooling	123258	21,3	13158	571	0	0

Air System Sizing Summary for UE-02

Project Name: 4 Pavimento - Bloco E - CEFET-RJ
Prepared by: CEFET/RJ

09/04/2017
09:06

Air System Information

Air System Name _____ UE-02
Equipment Class _____ SPLT AHU
Air System Type _____ SZCAV

Number of zones _____ 1
Floor Area _____ 400,2 m²
Location _____ Rio de Janeiro, Brazil

Sizing Calculation Information

Zone and Space Sizing Method:

Zone L/s _____ Sum of space airflow rates
Space L/s _____ Individual peak space loads

Calculation Months _____ Jan to Dec
Sizing Data _____ Calculated

Central Cooling Coil Sizing Data

Total coil load _____ 173,8 kW
Sensible coil load _____ 135,9 kW
Coil L/s at Dec 1700 _____ 12866 L/s
Max block L/s _____ 12866 L/s
Sum of peak zone L/s _____ 12866 L/s
Sensible heat ratio _____ 0,782
m²/kW _____ 2,3
W/m² _____ 434,2
Water flow @ 5,6 °K rise _____ N/A

Load occurs at _____ Dec 1700
OA DB / WB _____ 38,0 / 26,0 °C
Entering DB / WB _____ 23,3 / 17,8 °C
Leaving DB / WB _____ 14,5 / 13,8 °C
Coil ADP _____ 13,0 °C
Bypass Factor _____ 0,150
Resulting RH _____ 61 %
Design supply temp. _____ 13,0 °C
Zone T-stat Check _____ 1 of 1 OK
Max zone temperature deviation _____ 0,0 °K

Supply Fan Sizing Data

Actual max L/s _____ 12866 L/s
Standard L/s _____ 12857 L/s
Actual max L/(s-m²) _____ 32,15 L/(s-m²)

Fan motor BHP _____ 4,76 BHP
Fan motor kW _____ 3,55 kW
Fan static _____ 149 Pa

Outdoor Ventilation Air Data

Design airflow L/s _____ 1460 L/s
L/(s-m²) _____ 3,65 L/(s-m²)

L/s/person _____ 7,50 L/s/person

Zone Sizing Summary for UE-02

Project Name: 4 Pavimento - Bloco E - CEFET-RJ
Prepared by: CEFET/RJ

09/04/2017
09:06

Air System Information

Air System Name _____ UE-02
Equipment Class _____ SPLT AHU
Air System Type _____ SZCAV

Number of zones _____ 1
Floor Area _____ 400,2 m²
Location _____ Rio de Janeiro, Brazil

Sizing Calculation Information

Zone and Space Sizing Method:

Zone L/s _____ Sum of space airflow rates
Space L/s _____ Individual peak space loads

Calculation Months _____ Jan to Dec
Sizing Data _____ Calculated

Zone Sizing Data

Zone Name	Maximum Cooling Sensible (kW)	Design Air Flow (L/s)	Minimum Air Flow (L/s)	Time of Peak Load	Maximum Heating Load (kW)	Zone Floor Area (m ²)	Zone L/(s-m ²)
UE-02	105,8	12866	12866	Apr 1000	4,1	400,2	32,15

Zone Terminal Sizing Data

No Zone Terminal Sizing Data required for this system.

Space Loads and Airflows

Zone Name / Space Name	Mult.	Cooling Sensible (kW)	Time of Load	Air Flow (L/s)	Heating Load (kW)	Floor Area (m ²)	Space L/(s-m ²)
UE-02							
MINI AUDITÓRIO 1	1	16,8	Apr 1000	1741	0,4	50,8	34,27
MINI AUDITÓRIO 2	1	14,4	Apr 1000	1493	0,4	32,7	45,66
SALA DE ESTUDOS 1	1	14,8	Apr 1000	1529	0,4	51,9	29,46
SALA DE ESTUDOS 2	1	14,7	Apr 1000	1519	0,4	50,9	29,84
SALA DE ESTUDOS 3	1	15,3	Dec 1700	1591	0,4	52,0	30,59
SALA DE ESTUDOS 4	1	15,4	Dec 1700	1595	0,4	52,3	30,49
SALA DE ESTUDOS 5	1	16,9	Dec 1700	1749	0,7	54,6	32,03
VIDEOTECA	1	15,9	Apr 1000	1650	0,7	55,0	29,99

Ventilation Sizing

Project Name: 4 Pavimento -
Bloco E - CEFET-RJ

09/04/
2017

1. Summary

Ventilation Sizing Method _____ Sum of Space OA Airflows

Design Ventilation Airflow Rate _____ 1460 L/s

2. Space Ventilation Analysis Table

Zone Name / Space Name	Mult.	Floor Area (m ²)	Maximum Occupants	Maximum Supply Air (L/s)	Required Outdoor Air (L/s/person)	Uncorrected Outdoor Air (L/s)
UE-02						
MINI AUDITÓRIO 1	1	50,8	50,8	1741,1	7,50	381,0
MINI AUDITÓRIO 2	1	32,7	32,7	1493,2	7,50	245,3
SALA DE ESTUDOS 1	1	51,9	18,2	1529,1	7,50	136,6
SALA DE ESTUDOS 2	1	50,9	17,9	1518,6	7,50	133,9
SALA DE ESTUDOS 3	1	52,0	18,2	1590,5	7,50	136,8
SALA DE ESTUDOS 4	1	52,3	18,4	1594,8	7,50	137,6
SALA DE ESTUDOS 5	1	54,6	19,2	1748,8	7,50	143,7
VIDEOTECA	1	55,0	19,3	1649,7	7,50	144,7
Totals (incl. Space Multipliers)				12865,9		1459,7

Air System Design Load Summary for UE-02

Project Name: 4 Pavimento - Bloco E - CEFET-RJ
Prepared by: CEFET/RJ

09/04/2017
09:06

	DESIGN COOLING			DESIGN HEATING		
	COOLING DATA AT Dec 1700 COOLING OA DB / WB 38,0 °C / 26,0 °C			HEATING DATA AT DES HTG HEATING OA DB / WB 15,0 °C / 9,7 °C		
ZONE LOADS	Details	Sensible (W)	Latent (W)	Details	Sensible (W)	Latent (W)
Window & Skylight Solar Loads	136 m ²	21554	-	136 m ²	-	-
Wall Transmission	59 m ²	2080	-	59 m ²	677	-
Roof Transmission	0 m ²	0	-	0 m ²	0	-
Window Transmission	136 m ²	10505	-	136 m ²	3429	-
Skylight Transmission	0 m ²	0	-	0 m ²	0	-
Door Loads	0 m ²	0	-	0 m ²	0	-
Floor Transmission	400 m ²	16209	-	400 m ²	0	-
Partitions	156 m ²	5566	-	156 m ²	0	-
Ceiling	401 m ²	13143	-	401 m ²	0	-
Overhead Lighting	6915 W	6915	-	0	0	-
Task Lighting	0 W	0	-	0	0	-
Electric Equipment	4002 W	4002	-	0	0	-
People	195	13623	8758	0	0	0
Infiltration	-	0	0	-	0	0
Miscellaneous	-	0	0	-	0	0
Safety Factor	10% / 10%	9360	876	0%	0	0
>> Total Zone Loads	-	102957	9634	-	4105	0
Zone Conditioning	-	103101	9634	-	-1864	0
Plenum Wall Load	0%	0	-	0	0	-
Plenum Roof Load	0%	0	-	0	0	-
Plenum Lighting Load	0%	0	-	0	0	-
Return Fan Load	12866 L/s	0	-	12866 L/s	0	-
Ventilation Load	1460 L/s	29259	28221	1460 L/s	5833	0
Supply Fan Load	12866 L/s	3550	-	12866 L/s	-3550	-
Space Fan Coil Fans	-	0	-	-	0	-
Duct Heat Gain / Loss	0%	0	-	0%	0	-
>> Total System Loads	-	135911	37855	-	419	0
Central Cooling Coil	-	135911	37868	-	0	0
>> Total Conditioning	-	135911	37868	-	0	0
Key:	Positive values are clg loads Negative values are htg loads			Positive values are htg loads Negative values are clg loads		

Zone Design Load Summary for UE-02

Project Name: 4 Pavimento - Bloco E - CEFET-RJ
Prepared by: CEFET/RJ

09/04/2017
09:06

ZONE LOADS	DESIGN COOLING			DESIGN HEATING		
	Details	Sensible (W)	Latent (W)	Details	Sensible (W)	Latent (W)
UE-02	COOLING DATA AT Apr 1000			HEATING DATA AT DES HTG		
	COOLING OA DB / WB 29,1 °C / 23,0 °C			HEATING OA DB / WB 15,0 °C / 9,7 °C		
	OCCUPIED T-STAT 21,0 °C			OCCUPIED T-STAT 20,0 °C		
Window & Skylight Solar Loads	136 m ²	29897	-	136 m ²	-	-
Wall Transmission	59 m ²	1226	-	59 m ²	677	-
Roof Transmission	0 m ²	0	-	0 m ²	0	-
Window Transmission	136 m ²	5575	-	136 m ²	3429	-
Skylight Transmission	0 m ²	0	-	0 m ²	0	-
Door Loads	0 m ²	0	-	0 m ²	0	-
Floor Transmission	400 m ²	16208	-	400 m ²	0	-
Partitions	156 m ²	5566	-	156 m ²	0	-
Ceiling	401 m ²	13143	-	401 m ²	0	-
Overhead Lighting	6915 W	6915	-	0	0	-
Task Lighting	0 W	0	-	0	0	-
Electric Equipment	4002 W	4002	-	0	0	-
People	195	13623	8758	0	0	0
Infiltration	-	0	0	-	0	0
Miscellaneous	-	0	0	-	0	0
Safety Factor	10% / 10%	9616	876	0%	0	0
>> Total Zone Loads	-	105772	9634	-	4105	0

December DESIGN COOLING DAY, 1700

TABLE 1: SYSTEM DATA

Component	Location	Dry-Bulb Temp (°C)	Specific Humidity (kg/kg)	Airflow (L/s)	CO2 Level (ppm)	Sensible Heat (W)	Latent Heat (W)
Ventilation Air	Inlet	38,0	0,01631	1460	200	29259	28221
Vent - Return Mixing	Outlet	23,3	0,01049	12866	713	-	-
Central Cooling Coil	Outlet	14,5	0,00950	12866	713	135911	37868
Supply Fan	Outlet	14,8	0,00950	12866	713	3550	-
Cold Supply Duct	Outlet	14,8	0,00950	12866	713	-	-
Zone Air	-	21,4	0,00975	12866	778	103101	9634
Return Plenum	Outlet	21,4	0,00975	12866	778	0	-

Air Density x Heat Capacity x Conversion Factor: At sea level = 1,207; At site altitude = 1,206 W/(L/s-K)

Air Density x Heat of Vaporization x Conversion Factor: At sea level = 2947,6; At site altitude = 2945,5 W/(L/s)

Site Altitude = 5,8 m

TABLE 2: ZONE DATA

Zone Name	Zone Sensible Load (W)	T-stat Mode	Zone Cond (W)	Zone Temp (°C)	Zone Airflow (L/s)	CO2 Level (ppm)	Terminal Heating Coil (W)	Zone Heating Unit (W)
UE-02	102957	Cooling	103101	21,4	12866	778	0	0

APÊNDICE C: Planta de Memória de Cálculo (Folha 1)

APÊNDICE D: Planta de Memória de Cálculo (Folha 2)

APÊNDICE E: Planta Baixa (Folha 1)

APÊNDICE F: Planta Baixa (Folha 2)

ANEXO 1: Dimensionamento de dutos

Perda %	0,12	TAE-02						
Início	Fim	Vazão Trecho (m³/h)	Comprimento (m)	Largura (cm)	Altura (cm)	Velocidade Atual (m/s)	Pressão Dinâmica Atual	Perda de Carga no Trecho
1	2	5280	0,5	75	30	6,5185	2,6068	0,0556
2	3	3765	0,5	55	30	6,3384	2,4647	0,0596
2	4	1515	0,5	25	30	5,6111	1,9316	0,0735

Perda %	0,12	UE-01A						
Início	Fim	Vazão Trecho (m³/h)	Comprimento (m)	Largura (cm)	Altura (cm)	Velocidade Atual (m/s)	Pressão Dinâmica Atual	Perda de Carga no Trecho
1	2	15230	2,0	125	40	8,4611	4,3920	0,2348
2	3	13005	2,0	110	40	8,2102	4,1354	0,2312
2	4	10805	2,0	95	40	7,8984	3,8273	0,2264
4	5	8820	2,0	80	40	7,6563	3,5962	0,2285
5	6	6840	2,0	65	40	7,3077	3,2762	0,2297
6	7	5130	2,0	50	40	7,1250	3,1145	0,2504
2	8	3420	2,0	35	40	6,7857	2,8249	0,2836
8	9	1710	2,0	20	40	5,9375	2,1628	0,3353

Perda %	0,12	UE-01B						
Início	Fim	Vazão Trecho (m³/h)	Comprimento (m)	Largura (cm)	Altura (cm)	Velocidade Atual (m/s)	Pressão Dinâmica Atual	Perda de Carga no Trecho
1	2	27360	2,0	175	45	9,6508	5,7140	8,1291
2	3	23940	2,0	155	45	9,5341	5,5766	0,2462
2	4	20520	2,0	135	45	9,3827	5,4009	0,2489
4	5	13680	2,0	90	45	9,3827	5,4009	0,2877
5	6	10260	2,0	70	45	9,0476	5,0220	0,3009
6	7	8550	2,0	60	45	8,7963	4,7469	0,3087
2	8	5130	2,0	40	45	7,9167	3,8450	0,3227
8	9	1710	2,0	20	45	5,2778	1,7089	0,2576
2	10	3420	2,0	25	45	8,4444	4,3748	0,5104
10	11	1710	2,0	15	45	7,0370	3,0380	0,5654
3	12	3420	2,0	25	45	8,4444	4,3748	0,5104
4	13	6840	2,0	45	45	9,3827	5,4009	0,4098
13	14	3420	2,0	25	45	8,4444	4,3748	0,5104
5	15	3420	2,0	25	45	8,4444	4,3748	0,5104
6	16	1710	2,0	15	45	7,0370	3,0380	0,5654

Perda %	0,12	UE-02A						
Início	Fim	Vazão Trecho (m³/h)	Comprimento (m)	Largura (cm)	Altura (cm)	Velocidade Atual (m/s)	Pressão Dinâmica Atual	Perda de Carga no Trecho
1	2	17780	2,0	140	40	8,8194	4,7719	0,2454
2	3	14630	2,0	120	40	8,4664	4,3976	0,2380
2	4	11480	2,0	95	40	8,3918	4,3204	0,2532
4	5	8610	2,0	75	40	7,9722	3,8992	0,2530
5	6	5740	2,0	50	40	7,9722	3,8992	0,3081
6	7	2870	2,0	25	40	7,9722	3,8992	0,4843
2	8	3150	2,0	30	40	7,2917	3,2619	0,3596

Perda %	0,12	UE-02B						
Início	Fim	Vazão Trecho (m³/h)	Comprimento (m)	Largura (cm)	Altura (cm)	Velocidade Atual (m/s)	Pressão Dinâmica Atual	Perda de Carga no Trecho
1	2	28580	2,0	185	45	9,5362	5,5791	0,0121
2	3	25610	2,0	170	45	9,2992	5,3052	0,2294
2	4	22640	2,0	155	45	9,0163	4,9874	0,2221
4	5	19900	2,0	140	45	8,7743	4,7232	0,2175
5	6	17160	2,0	125	45	8,4741	4,4055	0,2113
6	7	14410	2,0	105	45	8,4715	4,4028	0,2244
2	8	11660	2,0	85	45	8,4677	4,3989	0,2438
8	9	8520	2,0	65	45	8,0912	4,0164	0,2539
9	10	5380	2,0	45	45	7,3800	3,3413	0,2632
10	11	2690	2,0	25	45	6,6420	2,7065	0,3277
2	12	2970	2,0	20	45	9,1667	5,1551	0,7133

ANEXO 2: Principais trechos da ABNT 164001-1

Tabela A.6 — Região Sudeste

ES	Vitória		Latitude	Longit.	Altitude	Pr.atm	Período	Extrem. anuais	TBU	TBSmx	s	TBSmn	s	
			20,27S	40,28W	4m	100,28	82/01		30,6	36,8	1,0	14,3	1,7	
Mês>Qt	Freq.	Resfriamento e desumidificação				Baixa umidade			Mês>Fr	Freq.	Aquec.	Umidificação		
Fev	anual	TBS	TBUc	TBU	TBSc	TPO	w	TBSc	anual	TBS	TPO	w	TBSc	
	0,4%	34,0	25,5	27,0	30,1	26,2	21,6	28,1	99,6%	16,5	12,8	9,2	21,0	
ΔTmd	1%	33,1	25,2	26,6	29,7	26,0	21,3	28,0	99%	17,5	14,0	9,9	21,2	
	2%	32,2	25,0	26,2	29,4	25,2	20,4	27,5						
MG	Belo Horizonte Pampulha		Latitude	Longit.	Altitude	Pr.atm	Período	Extrem. anuais	TBU	TBSmx	s	TBSmn	s	
			19,85S	43,95W	785m	92,24	82/01		28,4	N/D	N/D	N/D	N/D	
Mês>Qt	Freq.	Resfriamento e desumidificação				Baixa umidade			Mês>Fr	Freq.	Aquec.	Umidificação		
Fev	anual	TBS	TBUc	TBU	TBSc	TPO	w	TBSc	anual	TBS	TPO	w	TBSc	
	0,4%	33,0	20,7	23,0	28,5	21,9	18,3	24,2	99,6%	11,5	4,9	5,9	22,8	
ΔTmd	1%	32,0	20,7	22,6	28,1	21,2	17,5	23,6	99%	12,8	6,8	6,7	21,4	
	2%	31,1	20,7	22,2	27,6	21,0	17,2	23,4						
MG	Belo Horizonte Tancerto Neves		Latitude	Longit.	Altitude	Pr.atm	Período	Extrem. anuais	TBU	TBSmx	s	TBSmn	s	
			19,83S	43,93W	917m	90,78	90/01		28,4	34,6	0,9	8,4	1,8	
Mês>Qt	Freq.	Resfriamento e desumidificação				Baixa umidade			Mês>Fr	Freq.	Aquec.	Umidificação		
Fev	anual	TBS	TBUc	TBU	TBSc	TPO	w	TBSc	anual	TBS	TPO	w	TBSc	
	0,4%	32,1	20,5	23,3	28,2	22,1	18,8	25,1	99,6%	11,1	4,9	6,0	21,2	
ΔTmd	1%	31,1	20,8	22,8	27,9	21,2	17,8	24,4	99%	12,2	6,1	6,5	20,3	
	2%	30,2	20,7	22,4	27,5	21,0	17,6	24,2						
MG	Uberaba		Latitude	Longit.	Altitude	Pr.atm	Período	Extrem. anuais	TBU	TBSmx	s	TBSmn	s	
			19,78S	47,97W	807m	92,00	83/01		29,7	35,9	1,5	6,7	3,0	
Mês>Qt	Freq.	Resfriamento e desumidificação				Baixa umidade			Mês>Fr	Freq.	Aquec.	Umidificação		
Out	anual	TBS	TBUc	TBU	TBSc	TPO	w	TBSc	anual	TBS	TPO	w	TBSc	
	0,4%	33,6	19,3	23,2	28,4	22,1	18,5	24,8	99,6%	10,5	1,8	4,7	22,8	
ΔTmd	1%	32,7	19,6	22,8	28,0	21,6	17,9	24,3	99%	12,7	3,3	5,3	22,6	
	2%	31,9	19,9	22,5	27,7	21,1	17,4	23,9						
RJ	Rio de Janeiro Santos Dumont		Latitude	Longit.	Altitude	Pr.atm	Período	Extrem. anuais	TBU	TBSmx	s	TBSmn	s	
			22,90S	43,17W	3m	101,29	84/01		N/D	N/D	N/D	N/D	N/D	
Mês>Qt	Freq.	Resfriamento e desumidificação				Baixa umidade			Mês>Fr	Freq.	Aquec.	Umidificação		
Fev	anual	TBS	TBUc	TBU	TBSc	TPO	w	TBSc	anual	TBS	TPO	w	TBSc	
	0,4%	34,0	25,2	26,6	30,8	25,3	20,4	29,1	99,6%	16,1	11,8	8,6	19,5	
ΔTmd	1%	32,7	25,0	26,2	30,3	25,0	20,1	28,9	99%	17,0	12,9	9,3	19,5	
	2%	31,8	24,9	25,8	29,9	24,6	19,6	28,4						
RJ	Rio de Janeiro Galeão		Latitude	Longit.	Altitude	Pr.atm	Período	Extrem. anuais	TBU	TBSmx	s	TBSmn	s	
			22,82S	43,25W	6m	101,25	82/01		32,4	40,2	2,2	11,6	3,2	
Mês>Qt	Freq.	Resfriamento e desumidificação				Baixa umidade			Mês>Fr	Freq.	Aquec.	Umidificação		
Fev	anual	TBS	TBUc	TBU	TBSc	TPO	w	TBSc	anual	TBS	TPO	w	TBSc	
	0,4%	38,1	25,6	28,1	32,8	27,1	22,9	30,1	99,6%	14,8	9,9	7,6	23,2	
ΔTmd	1%	36,2	25,3	27,5	32,0	26,2	21,7	29,3	99%	15,8	11,2	8,3	22,5	
	2%	35,0	25,2	27,0	31,3	26,0	21,4	29,1						
SP	Campinas		Latitude	Longit.	Altitude	Pr.atm	Período	Extrem. anuais	TBU	TBSmx	s	TBSmn	s	
			23,00S	47,13W	661m	9363	82/01		29,4	35,8	1,4	5,5	2,5	
Mês>Qt	Freq.	Resfriamento e desumidificação				Baixa umidade			Mês>Fr	Freq.	Aquec.	Umidificação		
Fev	anual	TBS	TBUc	TBU	TBSc	TPO	w	TBSc	anual	TBS	TPO	w	TBSc	
	0,4%	33,2	21,9	24,4	29,5	23,1	19,3	26,1	99,6%	8,6	3,9	5,4	16,8	
ΔTmd	1%	32,2	21,7	23,8	28,9	22,2	18,4	25,3	99%	10,0	5,9	6,2	17,7	
	2%	31,3	21,5	23,4	28,4	22,0	18,1	25,2						

Anexo C (informativo)

Fontes internas de calor e umidade

Tabela C.1 — Taxas típicas de calor liberado por pessoas

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.

Tabela C.2 — Taxas típicas de dissipação de calor pela iluminação

Local	Tipos de iluminação	Nível de iluminação	Potência dissipada
		Lux	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	Fluorescente	150	8
	- Tablado		Fluorescente
	Fluorescente compacta		30
e) Portaria e recepção	Fluorescente	200	8
	Fluorescente compacta		9

Tabela C.3 — Taxas típicas de dissipação de calor de equipamentos de escritório – Computadores

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

Tabela C.4 — Taxas típicas de dissipação de calor de equipamentos de escritório – Impressoras e copiadoras

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

Tabela C.5 — Taxas típicas de dissipação de calor de equipamentos de escritório – Equipamentos diversos

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

ABNT NBR 16401-1:2008

Tabela C.6 — Densidade típica de carga de equipamentos para diversos tipos de escritórios

Densidade típica de carga de equipamentos para diversos tipos de escritórios		
Tipo de carga	Densidade W/m ²	Descrição do escritório Assumindo:
Leve	5,4	15,5 m ² por posto de trabalho com computador e monitor em cada um, mais impressora e fax. Fator de diversidade de 0,67, exceto 0,33 para impressoras
Média	10,7	11,6 m ² por posto de trabalho com computador e monitor em cada um, mais impressora e fax. Fator de diversidade de 0,75, exceto 0,50 para impressoras
Média/alta	16,2	9,3 m ² por posto de trabalho com computador e monitor em cada um, mais impressora e fax. Fator de diversidade de 0,75, exceto 0,50 para impressoras
Alta	21,5	7,7 m ² por posto de trabalho com computador e monitor em cada um, mais impressora e fax. Fator de diversidade de 1,0, exceto 0,50 para impressoras

Fonte:

2005 ASHRAE Fundamentals Handbook, Capítulo 30, "Nonresidential Cooling and Heating Load Calculations", Tabelas 8, 9, 10, 11.

ANEXO 3: Principais trechos da ABNT 164001-3

Tabela 1 — Vazão eficaz mínima de ar exterior para ventilação

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	--

Tabela 1 (continuação)

Local	D pessoas/ 100 m ²	Nível 1		Nível 2		Nível 3		Exaustão mecânica L/s* m ^{2 0}
		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	
Edifícios públicos								
Aeroporto – saguão ^c	15	3,8	0,3	5,3	0,4	5,7	0,5	--
Aeroporto – sala de embarque ^c	100	3,8	0,3	5,3	0,4	5,7	0,5	--
Biblioteca	10	2,5	0,6	3,5	0,8	3,8	0,9	--
Museu, galeria de arte ^d	40	3,8	0,3	5,3	0,4	5,7	0,5	--
Local de culto	120	2,5	0,3	3,5	0,4	3,8	0,5	--
Legislativo – plenário	50	2,5	0,3	3,5	0,4	3,8	0,5	--
Teatro, cinema, auditório – lobby	150	2,5	0,3	3,5	0,4	3,8	0,5	--
Teatro, cinema, auditório e platéia	150	2,5	0,3	3,5	0,4	3,8	0,5	--
Teatro, cinema, auditório – palco	70	5	0,3	6,3	0,4	7,5	0,5	--
Tribunal – sala de audiências	70	2,5	0,3	3,5	0,4	3,8	0,5	--
Esportes								
Bolicho – área do público	40	5	0,6	6,3	0,8	7,5	0,9	--
Ginásio coberto (área do público)	150	3,8	0,3	4,8	0,4	5,7	0,5	--
Ginásio coberto (quadra)	--	--	0,3	--	0,4	--	0,5	--
Piscina coberta ^e	--	--	2,4	--	3,0	--	3,6	2,5
"Fitness center" – aeróbica	40	10	0,3	12,5	0,4	15,0	0,5	--
"Fitness center" – aparelhos	10	5	0,6	6,3	0,8	7,5	0,9	--
Estabelecimentos de ensino								
Sala de aula	35	5	0,6	6,3	0,8	7,5	0,9	--
Laboratório de informática	25	5	0,6	6,3	0,8	7,5	0,9	--
Laboratório de ciências	25	5	0,9	6,3	1,1	7,5	1,4	5,0
Hotéis								
Apartamento de hóspedes	.	5,5	--	6,9	--	10,3	--	--
Banheiro privativo	--	--	--	--	--	--	--	2,5/unid.
Lobby, sala de estar	30	3,8	0,3	4,8	0,4	5,7	0,5	--
Sala de convenções	120	2,5	0,3	3,1	0,4	3,8	0,5	--
Dormitório coletivo	20	2,5	0,3	3,1	0,4	3,8	0,5	--
Restaurantes, bares, diversão								
Restaurante – salão de refeições	70	3,8	0,9	4,8	1,1	5,7	1,4	--
Bar, salão de coquetel	100	3,8	0,9	4,8	1,1	5,7	1,4	--
Cafeteria, lanchonete, refeitório	100	3,8	0,9	4,8	1,1	5,7	1,4	--
Salão de jogos	120	3,8	0,9	4,8	1,1	5,7	1,4	--
Discoteca, danceteria	100	10,0	0,3	12,5	0,4	15,0	0,5	--
Jogos eletrônicos	20	3,8	0,9	4,8	1,1	5,7	1,4	--

Tabela 1 (continuação)

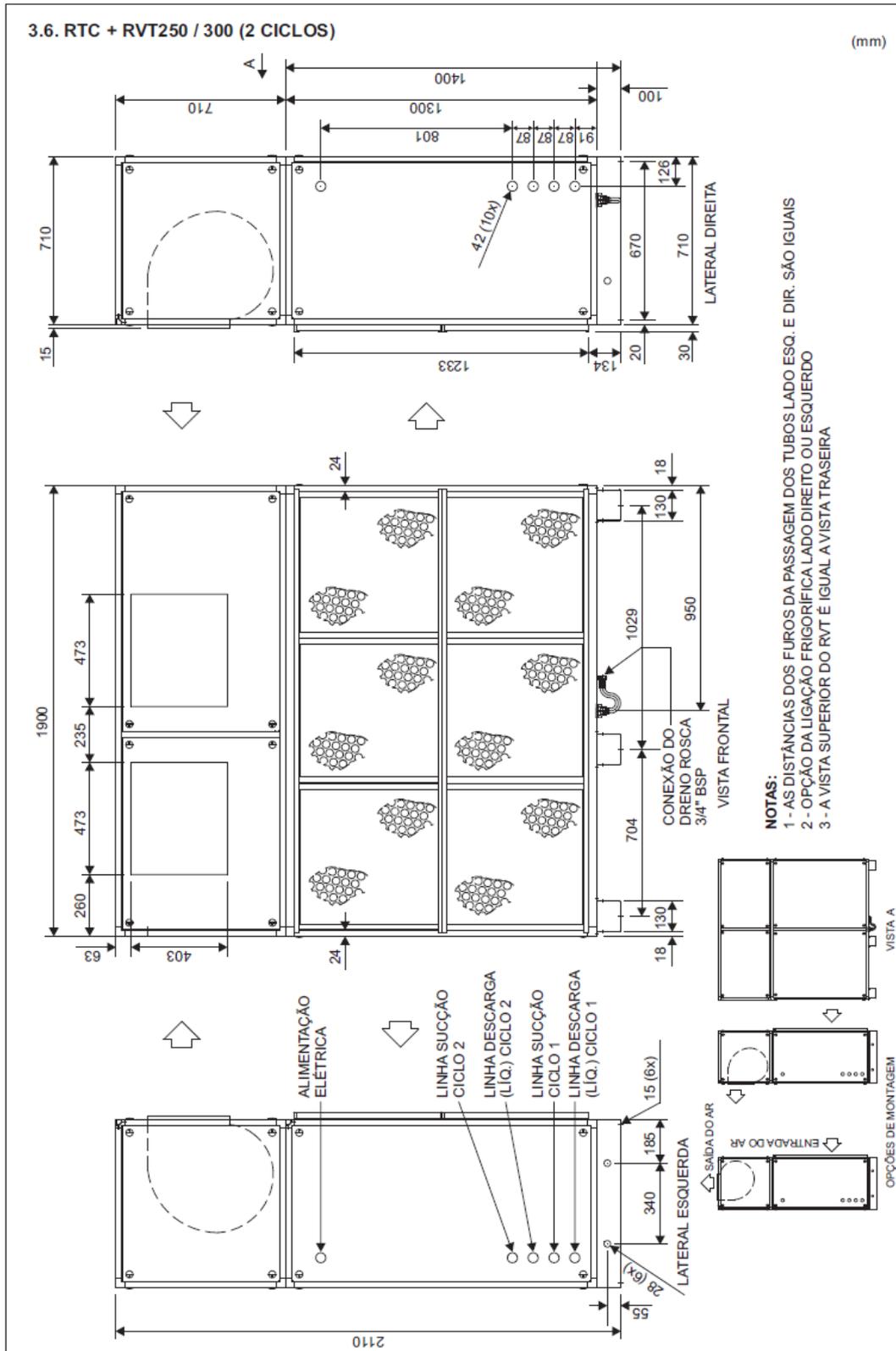
Local	D pessoas/ 100 m ²	Nível 1		Nível 2		Nível 3		Exaustão mecânica L/s* m ^{2 a}
		F _p L/s* pess.	F _a L/s*m ²	F _p L/s* pess.	F _a L/s*m ²	F _p L/s* pess.	F _a L/s*m ²	
Locais diversos								
Câmara escura	--	--	--	--	--	--	--	5,0
Copa	--	--	--	--	--	--	--	1,5
Sala exclusiva para fumar ^f	--	--	--	--	--	--	--	9,0
Sanitários públicos	--	--	--	--	--	--	--	35 / bacia
Vestiários coletivos	--	--	--	--	--	--	--	2,5
<p>Legenda</p> <p>Nível 1 - Nível mínimo vazão de ar exterior para ventilação.</p> <p>Nível 2 - Nível intermediário da vazão de ar exterior para ventilação.</p> <p>Nível 3 - Vazões ar exterior para ventilação que segundo estudos existem evidências de redução de reclamações e manifestações alérgicas</p> <p>F_p - Fração do ar exterior relacionada às pessoas (L/s* pessoa)</p> <p>F_a - Fração do ar exterior relacionada ao recinto (L/s*m²)</p> <p>D - Densidade de ocupação esperada, referida à área útil ocupada (pessoas/100 m²)</p> <p>NOTA 1 A aplicação desta Tabela está condicionada à obediência a todos os demais requisitos desta parte da ABNT NBR 16401.</p> <p>NOTA 2 O nível (1,2 ou 3) de ar externo a ser utilizado no projeto deve ser definido entre o projetista e o cliente.</p> <p>NOTA 3 As vazões de ar exterior estipuladas são baseadas na proibição de fumar nos recintos (exceto local reservado).</p> <p>NOTA 4 Ar exterior com densidade do ar 1,2 kg/ m³ (a vazão deve ser corrigida para a densidade efetiva).</p> <p>^a O ar de reposição para a exaustão pode ser proveniente de recintos vizinhos.</p> <p>^b Não recircular para outros recintos.</p> <p>^c Tratamento especial do ar exterior pode ser necessário para remover odores ou vapores nocivos.</p> <p>^d Tratamento especial do ar exterior pode ser necessário para remover elementos prejudiciais às obras de arte.</p> <p>^e A vazão estipulada não contempla controle de umidade. Pode ser necessário aumentar a vazão ou instalar um sistema de desumidificação.</p> <p>^f Não há valores estabelecidos da vazão de ar exterior necessária para diluir a fumaça de tabaco a níveis aceitáveis. A vazão de exaustão estipulada visa apenas evitar uma concentração excessiva de fumaça no recinto e a sua propagação para recintos vizinhos.</p>								

Fonte – Adaptada da ANSI/ASHRAE 62.1: 2004.

A Tabela 1 lista também valores típicos esperados da densidade de ocupação *D*, em pessoas por 100 m². Estes valores devem ser adotados para projeto apenas quando o número efetivo de pessoas no recinto não for conhecido.

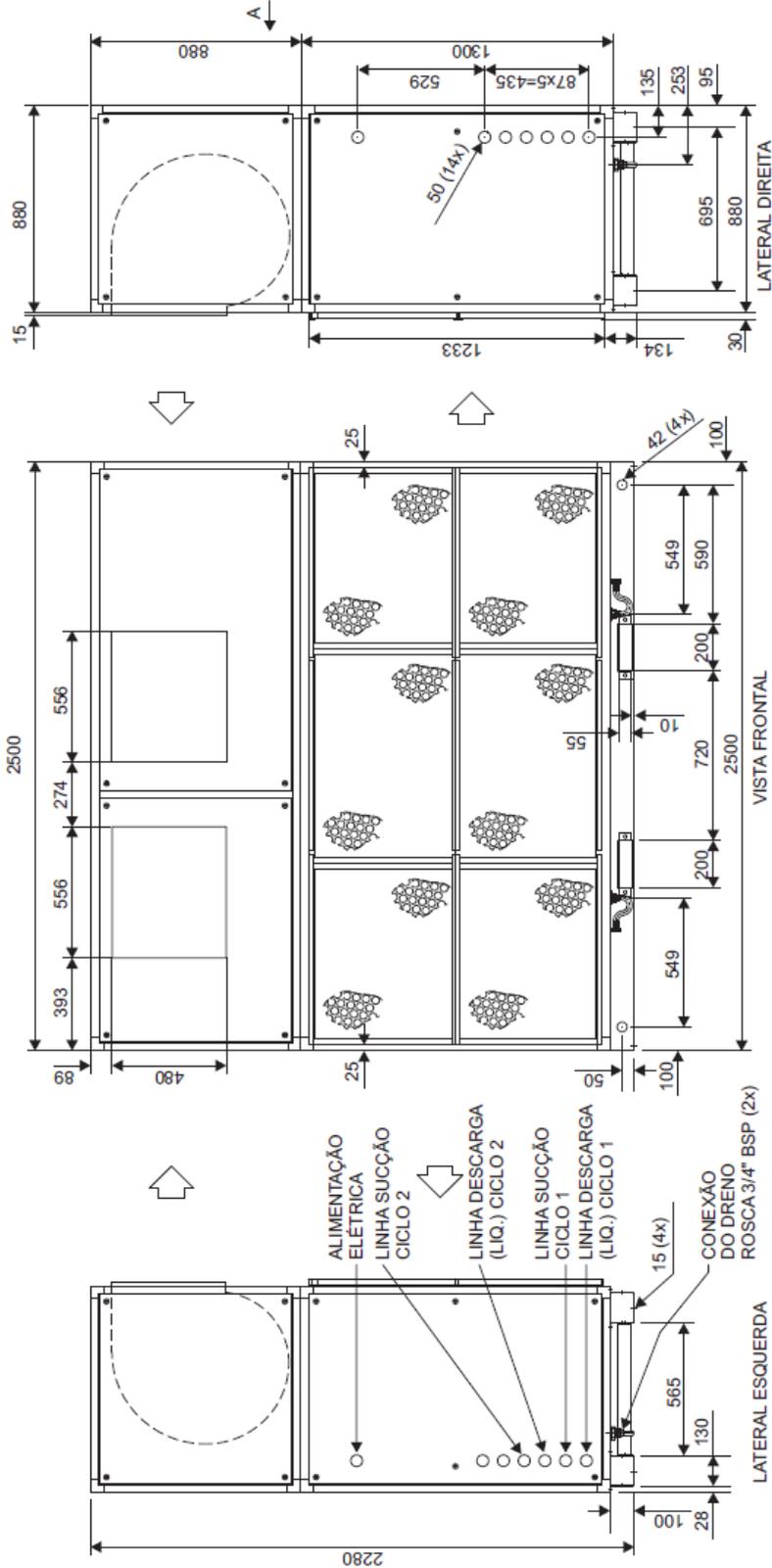
ANEXO 4: Principais trechos dos catálogos utilizados para seleção

PROJETO



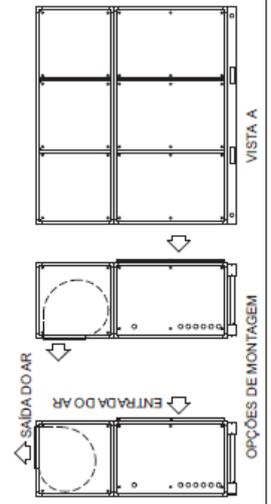
3.7. RTC + RVT400 (2 CICLOS)

(mm)



- NOTAS:**
- 1 - AS DISTÂNCIAS DOS FUROS DA PASSAGEM DOS TUBOS LADO ESQ. E DIR. SÃO IGUAIS
 - 2 - OPÇÃO DA LIGAÇÃO FRIGORÍFICA LADO DIREITO OU ESQUERDO
 - 3 - A VISTA SUPERIOR DO RVT É IGUAL A VISTA TRASEIRA

ATENÇÃO:
 DEIXAR O MOTOR DE ACIONAMENTO SEMPRE NA "BASE HORIZONTAL",
 CONFERINDO PADRÃO DE FABRICA.



4.2.2. LINHA SPLITÃO / SPLITOP (INVERTER)

LINHA SPLITÃO/SPLITOP COM COMPRESSOR INVERTER (Cargas Parciais)														
Modelo RTC (TR)		7,5				10				15				
Cargas Parciais (%)		100	75	50	Min.	100	75	50	Min.	100	75	50	25	
Cap		kcal/h	22000	16500	11000	0	30500	22875	15250	11895	44000	33000	22000	11000
Vent Evap	CV		1,50				2,00				3,00			
	kW		1,00				1,40				2,00			
	A		4,48				5,96				8,18			
	Ajuste Relé Sobrecarga (A)		5,15				6,88				9,41			
RAP075IV	Comp	kW	7,49	5,24	3,40									
	A		21,6	15,1	9,7									
	Vent	kW	0,76	0,70	0,50									
	Cond	A [#]	3,0	2,9	1,9									
RAP120IV	Comp	kW					10,50	7,35	5,25	3,47				
	A						31,5	22,1	15,8	10,4				
	Vent	kW					0,76	0,70	0,50	0,35				
	Cond	A [#]					3,0	2,9	1,9	1,3				
RAP150IV	Comp	kW									15,31	10,04	6,26	3,83
	A										40,7	26,5	17,0	10,1
	Vent	kW									1,10	1,00	0,73	0,70
	Cond	A [#]									3,5	3,1	2,3	2,2
Total	Pot. (kW)		9,25	6,94	4,90		12,66	9,45	7,15	5,22	19,21	13,84	9,79	7,13
	Cor.(A)		29,0	22,4	16,1		40,5	30,9	23,7	17,6	52,4	37,8	27,5	20,4
	COP		2,77	2,76	2,61		2,80	2,81	2,48	2,65	2,66	2,77	2,61	1,79
	Coef Ø		0,86	0,83	0,82		0,83	0,82	0,81	0,80	0,97	0,96	0,90	0,85
	Ponto de Força	Pot. (kW)		11,1				12,9				19,5		
	Cor.(A)		34,4				48,4				62,5			
	Cor.Par(A)		29,0				40,5				52,4			

LINHA SPLITÃO/SPLITOP COM COMPRESSOR INVERTER (Cargas Parciais)														
Modelo RTC (TR)		29 (1G)				25				30				
Cargas Parciais (%)		100	75	50	Min.	100	75	50	Min.	100	75	50	25	
Cap		kcal/h	55000	41250	27500	18150	72000	54000	36000	18150	88800	66600	44400	22200
Vent Evap	CV		3,00				4,00				5,00			
	kW		2,80				3,80				4,50			
	A		8,2				11,1				13,7			
	Ajuste Relé Sobrecarga (A)		9,41				12,77				15,76			
RAP120.S	Comp	kW					9,90	9,90			9,90	9,90		
	A						31,0	31,0			31,0	31,0		
	Vent	kW					0,76	0,70	off	off	0,76	0,70	off	off
	Cond	A [#]					3,0	2,9			3,0	2,9		
RAP200.S	Comp	kW												
	A													
	Vent	kW												
	Cond	A [#]												
RAP120IV	Comp	kW					11,33	4,00	10,20	3,40				
	A						32,3	12,9	31,4	9,7				
	Vent	kW					0,76	0,70	0,50	0,35				
	Cond	A [#]					3,0	2,9	1,9	1,3				
RAP200IV	Comp	kW	17,20	10,80	6,80	3,95					17,20	8,10	12,20	5,50
	A		45,2	28,4	17,9	10,6					45,2	21,3	32,2	14,5
	Vent	kW	1,10	1,00	0,73	0,70					1,10	1,00	0,73	0,70
	Cond	A [#]	3,5	3,1	2,3	2,2					3,5	3,1	2,3	2,2
Total	Pot. (kW)		21,10	14,60	10,33	7,45	26,55	19,10	14,50	7,55	33,46	24,20	17,43	10,70
	Cor.(A)		56,9	39,7	28,4	20,9	80,4	45,0	11,1	11,1	96,4	72,0	48,2	30,4
	COP		3,03	3,29	3,10	2,83	3,15	3,29	2,89	2,80	3,09	3,20	2,96	2,41
	Coef Ø		0,99	0,99	0,98	0,94	0,95	0,94	0,86	0,83	0,99	0,98	0,97	0,95
	Ponto de Força	Pot. (kW)		25,4				31,9				40,2		
	Cor.(A)		68,2				96,2				115,5			
	Cor.Par(A)		56,9				180				184			

LINHA SPLITÃO/SPLITOP COM COMPRESSOR INVERTER (Cargas Parciais)														
Modelo RTC (TR)		40				45				50				
Cargas Parciais (%)		100	75	50	25	100	75	50	25	100	75	50	25	
Cap		kcal/h	111300	83475	55650	27825	130000	97500	65000	32500	148200	111150	74100	37050
Vent Evap	CV		10,00				12,50				15,00			
	kW		7,00				11,80				12,30			
	A		25,8				31,4				37,2			
	Ajuste Relé Sobrecarga (A)		29,67				36,11				42,78			
RAP120.S	Comp	kW					19,80	9,90	9,90		9,90		9,90	
	A						62,0	31,0	31,0		31,0		31,0	
	Vent	kW					1,52	0,70	0,50	off	0,76	off	0,50	off
	Cond	A [#]					6,0	2,9	1,9		3,0		1,9	
RAP200.S	Comp	kW	15,30	15,30							15,30	15,30		
	A		46,9	46,9							46,9	46,9		
	Vent	kW	1,10	1,00	off	off					1,10	1,00	off	off
	Cond	A [#]	3,5	3,1							3,5	3,1		
RAP120IV	Comp	kW												
	A													
	Vent	kW												
	Cond	A [#]												
RAP200IV	Comp	kW	17,20	5,20	17,20	6,80	17,20	17,20	6,80	7,86	17,20	15,30	9,40	9,40
	A		45,2	13,8	45,2	17,9	45,2	45,2	17,9	20,8	45,2	40,2	24,7	24,7
	Vent	kW	1,10	1,00	0,73	0,70	1,10	1,00	0,73	0,70	1,10	1,00	0,73	0,70
	Cond	A [#]	3,5	3,1	2,3	2,2	3,5	3,1	2,3	2,2	3,5	3,1	2,3	2,2
Total	Pot. (kW)		41,70	29,50	24,93	14,50	51,22	40,40	29,53	20,16	57,86	44,90	32,83	22,40
	Cor.(A)		124,9	92,7	73,3	45,9	148,1	113,6	84,6	54,4	170,3	130,5	97,2	64,1
	COP		3,10	3,29	2,60	2,23	2,95	2,81	2,56	1,87	2,99	2,86	2,62	1,92
	Coef Ø		0,97	0,95	0,96	0,88	0,99	0,99	0,99	0,98	0,98	0,96	0,97	0,95
	Ponto de Força	Pot. (kW)		49,8				60,5				64,4		
	Cor.(A)		147,9				174,9				189,4			
	Cor.Par(A)		277				235				322			

8.2. TUBULAÇÃO DE INTERLIGAÇÃO

A tubulação de interligação dos equipamentos está dividida como linha de sucção e linha de líquido. O diâmetro a ser utilizado está indicado na tabela abaixo em função do comprimento equivalente.

COMPRIMENTO EQUIVALENTE DA TUBULAÇÃO (m) - MÁQUINA FIXA								
Unid Ext	L	0 ~ 10	10,1~ 20	20,1~ 30	30,1~ 40	40,1~ 50	50,1~ 60	60,1~ 70
		Linha de Sucção						
RAP050EL/ES RAP60BS RAP60BL RAP075EL/ES RAP80EL/ES RAP110DL/DS RAP120DL/DS RAP200DL/DS	0 ~ 10	5/8"		7/8"			1"	
	10,1~ 20							
	20,1~ 30							
	30,1~ 40							
	40,1~ 50							
	50,1~ 60							
	60,1~ 70							
Linha de Líquido								
RAP050EL/ES	0 ~ 10		3/8"		1/2"		1/2"	
RAP60BS	10,1~ 20							
RAP60BL	20,1~ 30							
RAP075EL/ES	30,1~ 40							5/8"
RAP80EL/ES	40,1~ 50							
RAP110DL/DS	50,1~ 60							
RAP120DL/DS	60,1~ 70							
RAP200DL/DS		5/8"			3/4"		7/8"	

COMPRIMENTO EQUIVALENTE DA TUBULAÇÃO (m) - MÁQUINA INVERTER									
Unid Ext	L	0 ~ 15	15,01 ~ 25	25,01 ~ 30	30,01 ~ 40	40,01 ~ 50	50,01 ~ 60	60,01 ~ 70	
		Linha de Sucção							
075	H	3/4"							
	V	3/4"							
120	H	1 1/8"							
	V	1"							
150	H	1 1/8"							
	V	1 1/8"							
200	H	1 3/8"							
	V	1 1/8"							
L Líquido		5/8"			3/4"			7/8"	

NOTA: Para cálculo de comprimento equivalente considerar uma curva de 90° como 1,1 m equivalente.

LEGENDA: L = COMPRIMENTO H = HORIZONTAL V = VERTICAL UNID CON = UNIDADE CONDENSADORA

Aplicável com Kit Opcional KOT0039

8.3. TABELA DE ESPESSURA DA TUBULAÇÃO DE COBRE E TIPO DE TÊMPERA PARA CONDIÇÃO DE TRABALHO COM O REFRIGERANTE R-410A

Espessura do Tubo de Cobre e tipo de têmpera para R-410A:

Identificação das Linhas de Interligação para LL / LS		CRITÉRIO DE ESPESSURA MÍNIMA			ESPESSURA DE MERCADO		
		Diâmetro Externo	Têmpera "MOLE" (TM)	Têmpera "DURO" (TD)	Espessura alternativa de mercado	Têmpera (TM / TD)	
Linha Líquido (LL)	Linha Sucção (LS)		mm	Espessura [mm]			Espessura [mm]
LL	--	3/8"	9,52	0,50	0,40	0,79	TM
LL	--	1/2"	12,70	0,71	0,65	0,79	TM
LL	--	5/8"	15,88	0,79	0,65	0,79	TM
LL	--	3/4"	19,05	1,00	0,79	1,59	TM
LL	--	7/8"	22,22	1,11	1,00	1,59	TD
--	LS	3/4"	19,05	0,79	0,65	0,79	TD
--	LS	7/8"	22,22	0,79	0,65	0,79	TD
--	LS	1"	25,40	0,79	0,65	0,79	TD
--	LS	1 1/8"	28,60	1,00	0,71	0,79	TD
--	LS	1 1/4"	31,75	1,00	0,79	0,79	TD
--	LS	1 3/8"	34,93	1,04	0,79	0,79	TD
--	LS	1 5/8"	41,23	1,27	1,00	1,59	TD
--	LS	2 1/8"	53,98	1,59	1,27	1,59	TD

NOTAS:

A) **Crítério de Espessura Mínima:** se refere a mínima espessura necessária para que o tubo a ser utilizado na interligação entre as unidades (evaporadoras e condensadoras), suporte os esforços mecânicos resultantes da pressão de trabalho presentes nas linhas, em sua condição crítica.

B) **Espessura de Mercado:** são espessuras com maior volume disponível no mercado nacional e que podem ser utilizadas como tubulação de interligação alternativa.

C) **Conversão:** as tubulações alternativas de mercado podem ser encontradas nas seguintes espessuras (tabela acima).

[mm]	[pol]
0,79	1/32"
1,59	1/16"

Tabelas de Seleção

Difusor Quadrado ADLQ

Dados técnicos calculados com registro aberto. Alcance para velocidade final mínima 0,3 m/s e a máxima 0,5 m/s (para pé direito de 3m).

m³/h	Tamanho		4	5	6	7	8
	colarinho	colarinho					
1100	V _{ef}		305	361	391	491	516
	ΔP		7	5	4,2	2,7	2,4
	dB(A)		3	1,5	1	0,4	0,2
1200	V _{ef}		305	361	391	491	516
	ΔP		3,3-5,5	2,8-4,5	2,5-4,3	2,3-4	1,9-3,2
	dB(A)		7,8	5,4	4,6	2,9	2,7
1300	V _{ef}		305	361	391	491	516
	ΔP		3,6-6	3,5	2,9-4,6	2,3-3,7	2,3-3,5
	dB(A)		8,2	5,8	5	3,1	2,9
1400	V _{ef}		305	361	391	491	516
	ΔP		4	2	1,5	0,8	0,5
	dB(A)		4,3	3,4	3,0	1,8	1,7
1500	V _{ef}		305	361	391	491	516
	ΔP		4,6-8	3,3-5,5	3,5	2,5-4	2,3-3,9
	dB(A)		9	6,2	5,4	3,4	3,1
1750	V _{ef}		305	361	391	491	516
	ΔP		4,7	3,6	3,1	2,1	1,9
	dB(A)		4,2-7	3,5-6	3,3-5,5	2,6-4,4	2,5-4
2000	V _{ef}		305	361	391	491	516
	ΔP			6,6	5,8	3,7	3,3
	dB(A)			2,6	1,9	0,8	0,7
2250	V _{ef}		305	361	391	491	516
	ΔP			3,9-6,3	3,5-6	2,9-4,8	2,7-4,5
	dB(A)			7,9	6,8	4,1	3,7
2500	V _{ef}		305	361	391	491	516
	ΔP			9	7,6	4,7	4,4
	dB(A)			5	3,4	1,3	1,2
2750	V _{ef}		305	361	391	491	516
	ΔP			4,8	4,1	3,1	3,1
	dB(A)			5,8-5	4,7-8	3,7-6	3,5-6
3000	V _{ef}		305	361	391	491	516
	ΔP			8,5	5,8	4,1	4,8
	dB(A)			4,2	4,2	1,7	1,4
3250	V _{ef}		305	361	391	491	516
	ΔP			4,5	3,6	3,4	3,4
	dB(A)			5,2-9	4,3-7	4,6-6	4,6-6
3500	V _{ef}		305	361	391	491	516
	ΔP				6	6	6
	dB(A)				2,1	1,7	1,7

m³/h	Tamanho		4	5	6	7	8
	colarinho	colarinho					
150	V _{ef}		137	193	249	305	361
	ΔP		4	2,25			
	dB(A)		1	0,3			
200	V _{ef}		137	193	249	305	361
	ΔP		0,9-1,5	0,5-1,1			
	dB(A)		5,3	3,1	2		
250	V _{ef}		137	193	249	305	361
	ΔP		1,6	0,5	0,2		
	dB(A)		2,8	1,1	0,6		
300	V _{ef}		137	193	249	305	361
	ΔP		1,4-2,1	0,9-1,6	0,6-1,3		
	dB(A)		6,6	3,8	2,4		
350	V _{ef}		137	193	249	305	361
	ΔP		2,6	0,9	0,3		
	dB(A)		3,4	2,1	0,8		
400	V _{ef}		137	193	249	305	361
	ΔP		1,6-2,6	1,2-2	0,9-1,5		
	dB(A)		8,1	4,5	2,8		
450	V _{ef}		137	193	249	305	361
	ΔP		5	1,2	0,5	0,2	
	dB(A)		4,5	2,3	1,1	0,7	
500	V _{ef}		137	193	249	305	361
	ΔP		1,8-3,1	1,4-2,4	1,1-1,9	0,9-1,5	
	dB(A)		8,1	4,5	2,8	2	
600	V _{ef}		137	193	249	305	361
	ΔP			5,2	3,3	2,2	
	dB(A)			1,5	0,6	0,3	
700	V _{ef}		137	193	249	305	361
	ΔP			2,7	1,3	0,8	
	dB(A)			1,7-2,8	1,4-2,1	1,1-1,8	
800	V _{ef}		137	193	249	305	361
	ΔP			6,1	3,7	2,5	1,8
	dB(A)			2,1	0,8	0,3	0,1
900	V _{ef}		137	193	249	305	361
	ΔP			3,2	1,8	1,0	0,7
	dB(A)			1,9-3,1	1,5-2,5	1,3-2	1-1,7
1000	V _{ef}		137	193	249	305	361
	ΔP			6,8	4,2	2,8	2
	dB(A)			2,7	1	0,5	0,2

V_{ef} = Velocidade efetiva em m/s
 ΔP = Perda de carga em mmCA
 dB(A) = Nível sonoro
 Alc. = Alcance mínimo e máximo em metros

Tabelas de Seleção

Venezianas Exteriores AWG e WG

Área cm ²	Vazão máxima m ³ /h							Dimensões B x H (mm)	
	2 m/s	2,5 m/s	3 m/s	3,5 m/s	4 m/s	4,5 m/s	5 m/s		
963	693	867	1040	1213	1387	1560	1733	385 x 330	
1463	1053	1317	1580	1843	2107	2370	2633	585 x 330	
1598	1150	1438	1726	2013	2301	2589	2876	385 x 495	
1963	1413	1767	2120	2473	2827	3180	3533	785 x 330	
2233	1608	2010	412	2813	3215	3617	4019	385 x 660	
2428	1748	2185	2622	3059	3496	3933	4370	585 x 495	
2463	1773	2217	2660	3103	3547	3990	4433	985 x 330	
2868	2065	2581	3097	3614	4130	4646	5162	385 x 825	
2963	2133	2667	3200	3733	4267	4800	5333	1185 x 330	
3258	2346	2932	3519	4105	4691	5278	5864	785 x 495	
3393	2443	3054	3664	4275	4886	5497	6107	585 x 660	
3463	2493	3117	3740	4363	4987	5610	6233	1385 x 330	
3504	2523	3154	3784	4415	5046	5676	6307	385 x 990	
3963	2853	3567	4280	4993	5706	6420	7133	1585 x 330	
4088	2943	3679	4415	5150	5887	6622	7358	985 x 495	
4139	2980	3725	4470	5215	5960	6705	7450	385 x 1155	
4358	3138	3922	4707	5491	6275	7060	7844	585 x 825	
4463	3213	4017	4820	5623	6427	7230	8033	1785 x 330	
4553	3278	4098	4917	5736	6556	7376	8195	785 x 660	
4774	3437	4297	5156	6015	6874	7734	8593	385 x 1320	
4918	3541	4426	5311	6197	7082	7967	8852	1185 x 495	
4963	3573	4467	5360	6253	7147	8040	8933	1985 x 330	
5324	3833	4792	5750	6708	7666	8624	9583	585 x 990	
5409	3894	4868	5842	6815	7789	8762	9736	385 x 1485	
5713	4113	5142	6170	7198	8227	9255	10283	985 x 660	
5748	4138	5173	6208	7242	8277	9312	10346	1385 x 495	
5848	4210	5263	6316	7368	8421	9474	10526	785 x 825	
6045	4352	5440	6529	7617	8705	9793	10881	385 x 1650	
6289	4528	5660	6792	7924	9056	10188	11320	585 x 1155	
6578	4736	5920	7104	8288	9472	10656	11840	1585 x 495	
6680	4810	6012	7214	8417	9619	10822	12024	385 x 1815	
6873	4948	6186	7423	8660	9897	11134	12371	1185 x 660	
7144	5143	6430	7715	9001	10287	11573	12859	785 x 990	
7254	5223	6529	7834	9140	10446	11751	13057	585 x 1320	
7315	5267	6583	7900	9217	10534	11850	13167	385 x 1980	
7338	5283	6604	7925	9246	10567	11887	13208	985 x 825	
7408	5334	6667	8001	9334	10667	12001	13334	1785 x 495	
8033	5784	7230	8676	10121	11567	13013	14459	1385 x 660	
8219	5918	7397	8876	10356	11835	13315	14794	585 x 1485	
8238	5931	7414	8897	10380	11862	13345	14828	1985 x 495	
8439	6076	7595	9114	10633	12152	13671	15190	785 x 1155	
8828	6556	7945	9534	11123	12712	14301	15890	1185 x 825	
8964	6454	8068	9681	11295	12908	14522	16135	985 x 990	
9185	6613	8266	9920	11573	13226	14880	16533	585 x 1650	
9193	6619	274	9928	11583	13228	14893	16547	1585 x 660	
9734	7008	8761	10513	12264	14017	15769	17521	785 x 1320	
10150	7308	9135	10962	12789	14616	16443	18270	585 x 1815	
Δ P	WG	1,5	2	3	4	5	6,5	8	
	mmCA	AWG	2	3	4	5	7	8	10