



INSTITUTO FEDERAL DE EDUCAÇÃO, CIÊNCIA E TECNOLOGIA DO PIAUÍ
CAMPUS TERESINA CENTRAL
CURSO BACHARELADO EM ENGENHARIA MECÂNICA

HITALO CASTRO E SILVA

PROJETO DE CLIMATIZAÇÃO DA IGREJA NOSSA SENHORA DE FATIMA
(TERESINA – PI)

TERESINA
2019

HITALO CASTRO E SILVA

PROJETO DE CLIMATIZAÇÃO DA IGREJA NOSSA SENHORA DE FATIMA
(TERESINA – PI)

Trabalho de conclusão de curso apresentada como exigência parcial para obtenção do grau de Bacharel em Engenharia Mecânica do Curso de Bacharelado em Engenharia Mecânica do Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia do Piauí, campus Teresina Central.

Orientador: Prof Me. Francisco Jose Patrício Franco

TERESINA

2019

Dados Internacionais de Catalogação na Publicação (CIP) de acordo com ISBD

Silva, Hitalo Castro E
S586p Projeto de climatização da igreja Nossa Senhora de Fátima (Teresina - PI) /
Hitalo Castro E Silva. - 2019.
84 f.: il. color.

Trabalho de Conclusão de Curso (Bacharelado em Engenharia Mecânica)
- Instituto Federal do Piauí, Campus Teresina Central, 2019.

Orientador : Prof Me. Francisco José Patrício Franco.

1. Climatização. 2. Conforto térmico. 3. Ar condicionado. I. Título.

CDD - 620

Elaborado por Tanize Maria Sales CRB 3/1024

HITALO CASTRO E SILVA

PROJETO DE CLIMATIZAÇÃO DA IGREJA NOSSA SENHORA DE FATIMA
(TERESINA – PI)

Trabalho de conclusão de curso apresentada como exigência parcial para obtenção do grau de Bacharel em Engenharia Mecânica do Curso de Bacharelado em Engenharia Mecânica do Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia do Piauí, campus Teresina Central.

Orientador: Prof Me. Francisco Jose Patrício Franco

Aprovada em: ____/____/____.

BANCA EXAMINADORA

Prof Me. Francisco Jose Patrício Franco (Orientador)
Instituto Federal do Piauí (IFPI)

Prof. José Agamenon da Silva Rocha
Instituto Federal do Piauí (IFPI)

Prof Me. Edivaldo Feitosa Pereira
Instituto Federal do Piauí (IFPI)

AGRADECIMENTOS

Agradeço primeiramente a Deus por ter me dado forças e mostrado o caminho em mais uma etapa de minha vida, além de todas as conquistas, dificuldades superadas e conhecimentos adquiridos nessa jornada que me proporcionou grande crescimento pessoal e profissional.

Aos meus pais, exemplos de amor e dedicação, pelo incentivo constante e pelo apoio incondicional.

Aos meus irmãos, pela fidelidade e companheirismo, e por estarem ao meu lado mesmo nas adversidades impostas pela vida.

Ao meu orientador Prof. Francisco José Patrício Franco, por transmitir seu conhecimento e por muitas vezes mostrar-se como exemplo de liderança, paciência e integridade, qualidades essas que desejo me espelhar.

Por fim, agradeço aos meus amigos pelo apoio e incentivo.

“A vitória mais bela que se pode alcançar é vencer a si mesmo.”

“Em tudo amar e Servir”.

(Santo Inácio de Loyola)

RESUMO

Segundo os dados do Instituto Nacional de Meteorologia (INMET, 2019), Teresina – PI é a segunda capital mais quente do Brasil, ficando atrás apenas de Boa Vista – RO. Dito isso, se fazem necessários projetos de engenharia que proporcionem um conforto térmico para as pessoas dentro de um determinado ambiente. Segundo a ASHRAE 55 (2013), conforto térmico é definido como uma condição da mente que expressa satisfação com o ambiente térmico que envolve a pessoa. O presente trabalho tem como objetivo propor um projeto de climatização para a Igreja Católica de Nossa senhora de Fatima (Teresina – PI), conforme as normas técnicas vigentes nesse país considerando as variáveis custos e benefícios, a fim de proporcionar conforto térmico para os participantes desta instituição religiosa. A metodologia adotada a partir da revisão bibliográfica é baseada nas normas: NBR 16401(2008), NBR6401(1980), NBR5410 (2004), ISO 7730 (2005) e Manual da Carrier. Foi realizado levantamento quanto à orientação e localização geográfica da Igreja, além das particularidades da edificação. Logo após foi feito cálculo da carga térmica a qual esse ambiente está submetido, considerando todas as exigências das normas. Posteriormente foi realizada pesquisa de mercado e proposto um equipamento que atende as exigências do projeto, além de satisfazer os requisitos de custo e benefício.

Palavras-chave: Climatização. Conforto térmico. Ar condicionado.

ABSTRACT

According to data from the National Institute of Meteorology (INMET, 2019), Teresina –PI is the second hottest capital in Brazil, behind only Boa Vista-RO. That said, engineering projects that provide thermal comfort to people within a given environment are needed. According to ASHRAE 55 (2013), thermal comfort is defined as a condition of the mind that expresses satisfaction with the thermal environment that surrounds the person. The present work aims to propose a climate project for the Catholic Church Nossa Senhora de Fatima (Catholic Church of Our Lady of Fatima) (Teresina – PI) according to the technical standards in force in this country considering the costs and benefits, in order to provide thermal comfort for the participants of this religious institution. The methodology adopted from the literature review is based on the norms: NBR 16401(2008), NBR6401 (1980), NBR5410 (2004), ISO 7730 (2005) and on the Carrier Manual. A research was conducted regarding the orientation and geographical location of the Church, as well as the particularities of the building. Soon after, the thermal load to which this environment is submitted was calculated considering all the requirements of the standards. Afterwards, market research was conducted, and it was proposed an equipment that meets the requirements of the project; in addition, to meeting the cost and benefit requirement.

Keywords: *Climatization. Thermal comfort. Air conditioning*

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 – Mecanismos de transferência de calor.....	19
Figura 2 – Transferência de calor por condução	20
Figura 3 – Transferência de calor por convecção	21
Figura 4 – Transferência de calor por convecção.....	22
Figura 5 – Esquema de um diagrama de P x h (Mollier) para um refrigerante	24
Figura 6 – Tabela com composição do ar seco ao nível do mar	25
Figura 7 – Temperatura de orvalho (To).....	26
Figura 8 – Carta psicrométrica para o nível do mar	27
Figura 9 – Esquemas representativos das linhas das propriedades do ar na carta psicrométrica	27
Figura 10 – Fatores que afetam o conforto térmico.....	28
Figura 11 – Ciclo teórico de refrigeração por compressão de vapor.....	30
Figura 12 – a) Funcionamento do compressor alternativo; b) Rotores de um compressor parafuso e corte transversal; c) Compressor de palheta simples.....	32
Figura 13 – Compressor Scroll e componentes	32
Figura 14 – Volume de controle aplicado ao compressor e indicação do processo 1-2 no diagrama P-h	33
Figura 15 – a) Condensador de duplo tubo b) Condensador carcaça e serpentina.....	34
Figura 16 – Condensador de carcaça e tubo.....	34
Figura 17 – Volume de controle aplicado ao condensador e indicação do processo 2-3 no diagrama P-h	35
Figura 18 – Evaporador carcaça e tubo	36
Figura 19 – Volume de controle aplicado ao evaporador e indicação do processo 4-1 no diagrama P-h.....	36
Figura 20 – Válvula de expansão termostática	37
Figura 21 – a) Válvula de boia de alta pressão. b) válvula de boia de baixa pressão. c) válvula de expansão de pressão constante.....	37
Figura 22 – Volume de controle aplicado ao dispositivo de expansão e indicação do processo 3-4 no diagrama P-h.....	38
Figura 23 – Movimento aparente do Sol e seu efeito de sombreamento.....	43
Figura 24 – Carta psicrométrica e fator de calor sensível (FCS)	45
Figura 25 – Sistema de ar-condicionado padrão	46

Figura 26 – Tabela da cidade de referência para o projeto	50
Figura 27 – Imagem de satélite da vizinhança	51
Figura 28 – Layout da Igreja Nossa Senhora de Fatima	52
Figura 29 – Condições do ar exterior.....	60
Figura 30 – Condições internas do recinto.....	61
Figura 31 – Vazão eficaz mínima de ar exterior de ventilação.....	63

LISTA DE TABELAS

Tabela 01 – Carga térmica sensível parcial.....	58
Tabela 02 – Vazão de ar por infiltração	59
Tabela 03 – Carga térmica total do projeto.....	64
Tabela 04 – Equipamentos para o projeto.....	65

LISTA DE SÍMBOLOS

E_{ent}	Energia que entra no volume de controle;
E_{sai}	Energia que sai do volume de controle;
E_{vc}	Energia armazenada no volume de controle;
Δt	Intervalo de tempo considerado;
m	Massa do sistema;
v	Velocidade do sistema.
g	Aceleração da gravidade;
z	Cota (elevação) com relação a um referencial adotado para o sistema;
$\dot{Q}$	Fluxo de calor [W];
k	Condutividade térmica [W/m.k];
A	Área normal ao fluxo de calor [m ²];
Δt	Diferença de temperatura [K];
Δx	Espessura da placa [m];
r_1	Raio interno do cilindro [m];
r_2	Raio externo do cilindro [m];
L	Comprimento do cilindro [m]
$\dot{Q}$	Fluxo de calor [W];
A	Área normal ao fluxo de calor [m ²];
ΔT	Diferença de temperatura [K];
h	Coeficiente de convecção [W/m ² .K].
$\dot{Q}$	Fluxo de calor [W];
σ	Constante de Stefan-Boltzmann (5.67×10 ⁻⁸ W/m ² .K ⁴);
ε	Emissividade da superfície (0 ≤ ε ≤ 1);
T_s	Temperatura termodinâmica;
T_{viz}	Temperatura da vizinhança;
A	Área da superfície;
Q	Transmissão de calor
U	Coeficiente Global de Transmissão de Calor
A	Área de troca de calor
T	Diferença de Temperatura entre os fluídos
$\dot{W}_c$	Trabalho teórico de compressão
$\dot{m}_f$	Fluxo de massa do refrigerante no sistema

h_1	Entalpia na entrada do compressor
h_2	Entalpia na saída do compressor
$\dot{Q}_c$	Calor rejeitado pelo fluido refrigerante
$\dot{m}_f$	Fluxo de massa do refrigerante no sistema
h_2	Entalpia na saída do compressor
h_3	Entalpia na saída do condensador
$\dot{Q}_o$	Carga térmica
$\dot{m}_f$	Fluxo de massa do refrigerante no sistema
h_1	Entalpia na entrada do compressor
h_4	Entalpia na entrada do evaporador
P_L	Potência da lâmpada, em watts;
r	Porcentagem de calor dissipado pelos reatores, sendo:
$r = 0,250$	para reatores eletromagnéticos;
$r = 0,075$	para reatores eletrônicos.
η	Rendimento do motor.
I_t	Insolação
A	Área da vidraça
φ	Fator de redução
a	Fator de armazenamento
ΔT_e	Diferença de temperatura equivalente para o mês, hora do dia e latitude considerada;
ΔT_{es}	Diferença de temperatura equivalente para a mesma parede ou telhado na sombra e hora do dia desejado, corrigido, para as condições de projeto;
ΔT_{em}	Diferença de temperatura equivalente para a parede ou telhado exposto ao sol
R_s	Radiação solar máxima através de vidros para a fachada da parede ou para a horizontal, no caso de telhados, para o mês e latitude desejados;
R_m	Radiação solar máxima através de vidros para a fachada da parede ou para a horizontal, no caso de telhados, para o mês de para janeiro, 40° S (para o hemisfério norte devem ser utilizados os valores relativos a julho a 40°N);
b	Coeficiente que considera a coloração da parede exterior
$\dot{V}$	Vazão de ar de renovação [m³/h];
ρ_{ext}	Massa específica do ar exterior [kg/m³];

h_{ext} Entalpia do ar exterior;

h_{sala} Entalpia do ar do recinto.

$Q_{sensível}$ Calor total sensível [kcal/h];

ρ Massa específica [kg/m³];

c_p Calor específico do ar insuflado [kcal/kg°C];

T_i Temperatura interna [°C];

$T_{s'}$ Temperatura do insuflamento [°C].

$Q_{sensível}$ Calor total sensível [kcal/h];

ρ Massa específica [kg/m³];

c_p Calor específico do ar insuflado [kcal/kg°C];

T_i Temperatura interna [°C];

$T_{s'}$ Temperatura do insuflamento [°C].

Ar na condição do recinto;

e Ar na condição externa;

m Ar na condição de mistura do ar de retorno e de renovação;

s' Ar na condição de insuflação, após sair do condicionador;

ms' Evolução do ar na serpentina;

$s'i$ Evolução do ar no interior do ambiente condicionado;

s' Condição em que o ar é insuflado (saída do condicionador);

a Ponto de orvalho da condição de operação (ADP).

V_{ef} Vazão de ar externo para renovação L / s;

P_z Número de pessoas no local;

F_p Fator de ar exterior por pessoa L / s. pessoa;

A_z Área útil do local ocupada;

F_a Fator de ar exterior pela área útil ocupada L / s. m².

LISTA DE SIGLAS E ABREVIATURAS

ABNT	Associação Brasileira de Normas Técnicas
ASHRAE	<i>American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers</i>
CFCs	Clorofluorcarbonos
Ec	Energia cinética
Ep	Energia potencial
FCS	Fator calor sensível
IFPI	Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia do Piauí
NBR	Norma Brasileira Regulamentadora (Norma Técnica)
INMET	Instituto Nacional de Meteorologia
ISO	<i>International Organization for Standardization</i>
Procel	Programa Nacional de conservação de energia elétrica
TC	Temperatura de condensação
TCC	Trabalho de Conclusão de Curso
U	Energia interna

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	13
2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	15
2.1 <u>Definições</u>	15
2.2 <u>1ª Lei da termodinâmica</u>	17
2.3 <u>Princípios da transferência de calor</u>	19
2.3.1 Transferência de calor por condução.....	19
2.3.2 Transferência de calor por convecção.....	20
2.3.3 Transferência de calor por radiação.....	21
2.3.4 Coeficiente global de transferência de calor.....	23
2.4 <u>Diagrama de mollier para fluidos refrigerantes</u>	23
2.5 <u>Psicrometria</u>	24
2.5.1 Definições.....	24
2.5.2 Carta Psicrométrica.....	26
2.6 <u>Conforto térmico</u>	27
2.7 <u>O sistema de refrigeração</u>	29
2.7.1 Ciclo de refrigeração por compressão de vapor.....	30
2.7.2 Compressores.....	31
2.7.3 Condesadores.....	33
2.7.4 Evaporadores.....	35
2.7.5 Dispositivos de expansão.....	37
2.8 <u>Carga térmica e seleção do equipamento</u>	38
2.8.1 Localização geográfica, temperatura de bulbo seco, úmido e umidade relativa.....	39
2.8.2 Carga de ocupantes.....	39
2.8.3 Iluminação.....	39
2.8.4 Equipamentos eletrônicos.....	40

2.8.5 Carga de motores elétricos.....	41
2.8.6 Transmissão de calor pela insolação.....	41
2.8.7 Transmissão de calor em superfícies opacas.....	42
2.8.8 Calor do ar exterior para renovação.....	44
2.8.9 Vazão de ar insuflado.....	45
2.8.10 Potência frigorífica.....	46
2.8.11 Representação dos processos no sistema de ar condicionado.....	46
3 METODOLOGIA.....	48
4 RESULTADOS E DISCUSSÃO.....	51
4.1 <u>Localização geográfica e orientação da construção</u>	51
4.2 <u>Carga de ocupação</u>	53
4.3 <u>Carga de iluminação</u>	53
4.4 <u>Carga devido aos equipamentos de som e vídeo</u>	53
4.5 <u>Carga devido à insolação</u>	54
4.6 <u>Carga devido à condução pelas paredes e teto</u>	54
4.7 <u>Carga devido infiltração</u>	59
4.7.1 Frestas de portas e janelas.....	59
4.7.2 Infiltração pela porta.....	60
4.8 <u>Cálculo da vazão mínima do equipamento</u>	61
4.9 <u>Carga devido renovação</u>	61
4.10 <u>Equipamento</u>	65
4.11 <u>Análises dos resultados</u>	65
5 CONCLUSÕES.....	69
REFERÊNCIAS.....	70
ANEXOS.....	72

1 INTRODUÇÃO

Segundo os dados do Instituto Nacional de Meteorologia (INMET, 2019), Teresina -PI é a segunda capital mais quente do Brasil, ficando atrás apenas de Boa Vista - RO. De acordo com os dados climatológicos do INMET, nos últimos 50 anos Teresina já registrou uma temperatura máxima absoluta de 41.1 °C, sendo que a temperatura máxima média é de 33.5 °C. Duas particularidades se destacam na região: o período seco, na primavera e no inverno, e o período chuvoso, com chuvas intensas e rápidas no verão e no outono.

Perante a situação, fazem-se necessários projetos de engenharia que proporcionem um conforto térmico para as pessoas dentro de um determinado ambiente. Segundo a ASHRAE 55 (2013), conforto térmico é definido como um condição da mente que expressa satisfação com o ambiente térmico que envolve a pessoa. Considerando que o balanço de todas as trocas de calor a que está submetido o corpo for nulo e a temperatura da pele e o suor estiverem dentro de certos limites, pode-se dizer que o homem se sente termicamente confortável.

Humphreys (1979) afirma que a temperatura de conforto não é uma constante, e que varia de acordo com a estação e as temperaturas as quais as pessoas estão acostumadas, por isso adotou-se o modelo adaptativo para delimitação da zona de conforto térmico. A abordagem adaptativa considera fatores físicos e psicológicos que interagem na percepção térmica. Givoni (1992) apresenta ainda que o ser humano é capaz de adaptar-se ao ambiente no qual ele está localizado, e por conta disso, os limites da zona de conforto se adequam com valores maiores ou menores de acordo com a região.

Os estudos em conforto térmico buscam avaliar e estabelecer as condições para a concepção de um ambiente térmico adequado às atividades e ocupação humanas, bem como estabelecer artifícios e princípios para uma detalhada análise térmica de um recinto a fim de atender as necessidades do projeto. A relevância do estudo dessa temática está fundamentada principalmente:

- a. Na satisfação do ser humano em se sentir termicamente confortável;
- b. Em seu desempenho visto que estudos mostram que o desconforto térmico reduz a performance;
- c. Na conservação de energia, pois as pessoas passam grande parte de suas vidas confinados em ambientes condicionados artificialmente e ao avaliar as condições e

os parâmetros relativos ao conforto térmico no ambientes, evitam-se desperdícios com sistemas de climatização.

Convém ressaltar que devido à variação biológica e fisiológica entre os indivíduos, é impossível que todos os ocupantes do ambiente se sintam confortáveis termicamente, por isso se faz necessário criar condições para que a maior porcentagem das pessoas estejam em conforto térmico.

Neste contexto, está caracterizada a igreja de Nossa Senhora de Fatima, localizada na Paroquia Santo Inácio de Loyola, Rua Lajeiro, nº7741, CEP-64066-030 – Bairro Pedra Mole, que apresenta uma situação de sistema de climatização apenas com ventilação natural e que apresenta um caso de desconforto térmico.

Diante disso, o objetivo desse trabalho é propor um projeto de climatização para a Igreja Católica de Nossa Senhora de Fatima (Teresina – PI), conforme as normas técnicas vigentes nesse país considerando as variáveis de custos e benefícios, a fim de proporcionar conforto térmico para os participantes desta instituição religiosa.

2 FUNDAMENTAÇÃO TEORICA

Entende-se como carga térmica, a quantidade de calor sensível e latente, que deve ser removido ou colocada, no ambiente delimitado com a finalidade de propiciar as condições desejadas de acordo com a necessidade.

Para a estimar a carga térmica de um sistema de climatização é necessário entender conceitos que envolvem os fundamentos da termodinâmica (1ª lei da termodinâmica) e os fundamentos da transferência de calor (condução, convecção e radiação).

2.1 Definições

Antes de discorrer sobre os fundamentos da termodinâmica e da transferência de calor, alguns conceitos são importantes para o entendimento dos tópicos a serem abordados:

- Propriedades termodinâmicas – Segundo Van Wylen (2013), são características macroscópicas de um sistema, como: volume, massa, temperatura, pressão etc. Essas propriedades podem ser divididas em duas classes gerais, as intensivas e as extensivas. Uma propriedade intensiva é independente da massa e o valor de uma propriedade extensiva varia diretamente com a massa.
- Estado Termodinâmico – Segundo Van Wylen (2013), pode ser entendido como sendo a condição em que se encontra a substância, sendo caracterizado pelas suas propriedades macroscópicas observáveis; algumas das mais familiares são: temperatura, pressão e massa específica.
- Processo – Segundo Van Wylen (2013), processo é o caminho definido pela sucessão de estados que o sistema percorre, ou seja, representa qualquer mudança nas propriedades da substância.
- Ciclo – De acordo Serway (2014), é uma série de processos onde o estado inicial e o estado final da substância ou do sistema coincidem.
- Substância Pura – Conforme Van Wylen (2013) é uma substância que tem composição química invariável e homogênea. Além disso, pode se apresentar em mais de uma fase (sólida, líquida e gasosa), mas a sua composição química é a mesma em qualquer delas.

- Temperatura de saturação – Segundo Martelozi (2009), é uma temperatura limite, ou seja, aquela que proporciona uma condição tal que qualquer calor adicional que se aplique no líquido faça com que parte do mesmo se transforme em vapor, diz-se que o líquido está saturado.
- Líquido Saturado – De acordo com Marques (2006), é a definição para uma substância que está no estado líquido à temperatura e pressão de saturação.
- Líquido Sub-resfriado - Segundo Martelozi (2009) é uma temperatura limite, abaixo da qual o vapor d'água deixa de existir, ou seja, abaixo desta somente líquido existirá.
- Título (x) - Quando uma substância se encontra parte líquida e parte vapor, na temperatura de saturação (isto ocorre, em particular, nos sistemas de refrigeração, no condensador e no evaporador), a relação entre a massa de vapor e a massa total, isto é, a massa de líquido mais a massa de vapor, é chamada de título (x). (MARQUES, 2006)
- Vapor Saturado – Conforme Van Wylen (2013), se uma substância se encontra completamente como vapor na temperatura de saturação, é chamado de vapor saturado, e neste caso o título é igual a 1 ou 100%, pois a massa total é igual à massa de vapor.
- Vapor Superaquecido - Considerando Van Wylen (2013), quando o vapor está a uma temperatura maior que a temperatura de saturação é chamado vapor superaquecido. A pressão e a temperatura do vapor superaquecido são propriedades independentes, e neste caso, a temperatura pode ser aumentada para uma pressão constante. Em verdade, as substâncias que são chamadas de gases são vapores altamente superaquecidos.
- Volume de controle – O tamanho e a forma do volume de controle são discricionários e podem ser definidos de modo que a análise a ser feita seja a mais simples possível. A superfície do volume de controle pode ser fixa ou móvel, entretanto, o movimento desta deve ser referenciado em relação a algum sistema de coordenadas. Massa, calor e trabalho podem atravessar a superfície de controle, e a massa contida no volume de controle, bem como suas propriedades, podem variar ao longo do tempo (VAN WYLEN, 2013).

2.2 1ª Lei da termodinâmica

Para Van Wylen (2013), a 1ª lei da termodinâmica estabelece que, durante qualquer ciclo percorrido por um sistema, a integral cíclica do calor é proporcional a cíclica do trabalho, ou seja, se baseia no “princípio da conservação de energia” dentro de um sistema termodinâmico.

Essa lei é regida por propriedades físicas, tais como: temperatura, pressão, volume específico, massa específica, energia interna e entalpia.

A energia Interna (u) é uma propriedade extensiva, visto que ela depende da massa do sistema. Segundo Marques (2006) é a energia que a matéria possui devido ao movimento e/ou forças intermoleculares. Esta forma de energia pode ser decomposta em duas partes:

- a) Energia cinética interna: relacionada à velocidade das moléculas;
- b) Energia potencial interna: relacionada às forças de atração entre as moléculas.

As alterações na velocidade das moléculas são identificadas, macroscopicamente, pela alteração da temperatura da substância (sistema), enquanto que as variações na posição são identificadas pela mudança de fase da substância (sólido, líquido ou vapor).

Nas palavras de Van Wylen (2013), ao fazer uma análise térmica de alguns processos específicos, frequentemente são encontradas certas combinações de propriedades termodinâmicas. Uma dessas combinações ocorre quando se tem um processo à pressão constante, resultando a combinação $u + pv$. Assim é conveniente definir uma nova propriedade termodinâmica chamada entalpia(h). Matematicamente, tem-se:

$$h = u + pv \quad (2.1)$$

De acordo com Van Wylen (2013), o balanço de energia estabelece que, para um determinado intervalo de tempo, o somatório dos fluxos de energia entrando no volume de controle é igual ao somatório dos fluxos de energia saindo do volume de controle mais a variação da quantidade de energia armazenada pelo mesmo, durante o intervalo de tempo considerado. Matematicamente, tem-se:

$$\sum E_{ent} = \sum E_{sai} + \frac{\Delta E_{vc}}{\Delta t} \quad (2.2)$$

Sendo:

E_{ent} Energia que entra no volume de controle;

E_{sai} Energia que sai do volume de controle;

E_{vc} Energia armazenada no volume de controle;

Δt Intervalo de tempo considerado;

Do ponto de vista termodinâmico, vale ressaltar que a energia é composta de energia cinética (E_c), energia potencial (E_p) e energia interna (U). A energia cinética e a energia potencial são dadas pelas equações (2.3) e (2.4) a seguir.

$$E_c = \frac{mv^2}{2} \quad (2.3)$$

$$E_p = mgz \quad (2.4)$$

Onde:

m Massa do sistema;

v Velocidade do sistema.

g Aceleração da gravidade;

z Cota (elevação) com relação a um referencial adotado para o sistema;

Segundo as palavras de Van Wylen (2013) entre as formas de energia que podem atravessar a fronteira de um volume de controle estão incluídos os fluxos de calor ($\dot{Q}$), os fluxos de trabalho ($\dot{W}$) e os fluxos de energia associados à massa atravessando estas fronteiras. Uma quantidade de massa em movimento possui energia potencial e energia cinética.

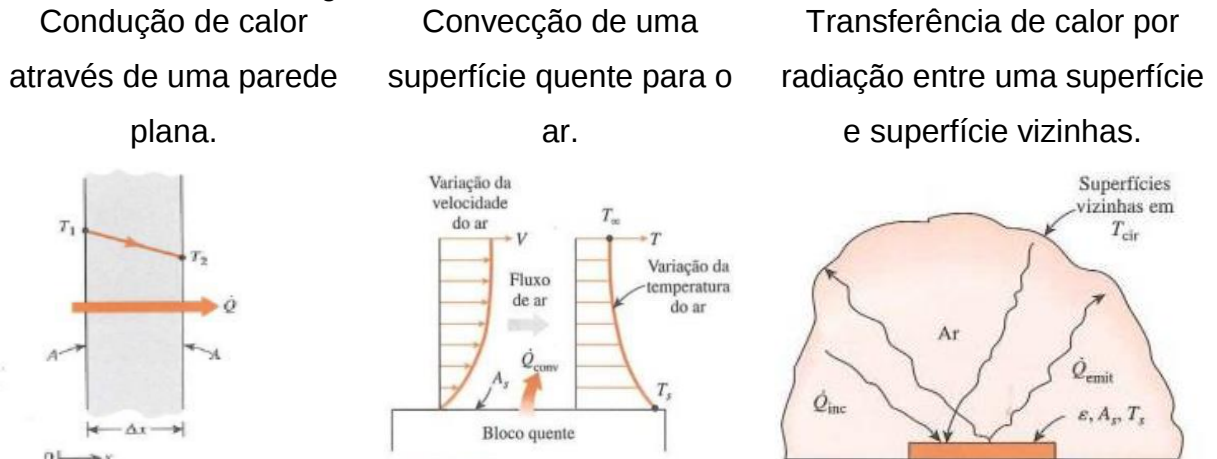
Além disso, como o fluxo mássico ($\dot{m}$) é gerado por uma força motriz, existe uma outra forma de energia associada ao fluxo, a qual está relacionada à pressão. Esta última forma de energia é chamada de trabalho de fluxo, sendo dada pelo produto da pressão pelo volume específico do fluido. Desta forma, executando algumas correlações, chega-se a equação da primeira lei da termodinâmica (2.5):

$$\sum Q + \sum_{ent} \dot{m} \left(h + \frac{V^2}{2} + gz \right) = \sum_{sai} \dot{m} \left(h + \frac{V^2}{2} + gz \right) + \sum \dot{W} \quad (2.5)$$

2.3 Princípios da transferência de calor

Segundo Çengel (2011), calor é uma forma de energia que pode ser transferida de um sistema para o outro como resultado da diferença de temperaturas. Essa transferência de energia pode ser por condução, convecção ou radiação.

Figura 1 – Mecanismos de transferência de calor

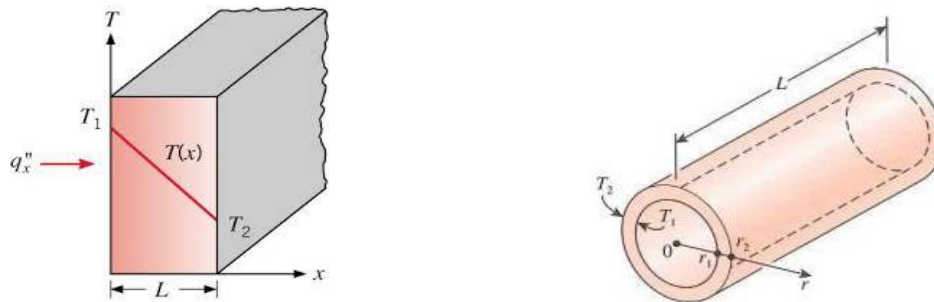


Fonte: Autor, 2019.

2.3.1 *Transferência de calor por condução*

Çengel (2011) refere-se à condução como o trânsito de energia das partículas mais energéticas de uma substância para partículas vizinhas adjacentes menos energéticas como resultado de interação entre elas. Essa transferência de energia pode ocorrer em sólidos, gases ou líquidos. A figura 2 mostra dois tipos de superfícies com ocorrência de transferência de calor por condução.

Figura 2 – Transferência de calor por condução.
Placa plana Cilindro



Fonte: Autor, 2019.

A equação para determinação do fluxo de calor nesses dois casos são:

$$\dot{Q} = -kA \frac{\Delta t}{\Delta x} \quad (\text{Placas planas}) \quad (2.6)$$

$$\dot{Q} = 2\pi kL \frac{\Delta t}{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)} \quad (\text{Cilindros}) \quad (2.7)$$

Sendo:

- $\dot{Q}$ Fluxo de calor [W];
- k Condutividade térmica [W/m.k];
- A Área normal ao fluxo de calor [m²];
- Δt Diferença de temperatura [K];
- Δx Espessura da placa [m];
- r_1 Raio interno do cilindro [m];
- r_2 Raio externo do cilindro [m];
- L Comprimento do cilindro [m]

2.3.2 Transferência de calor por convecção

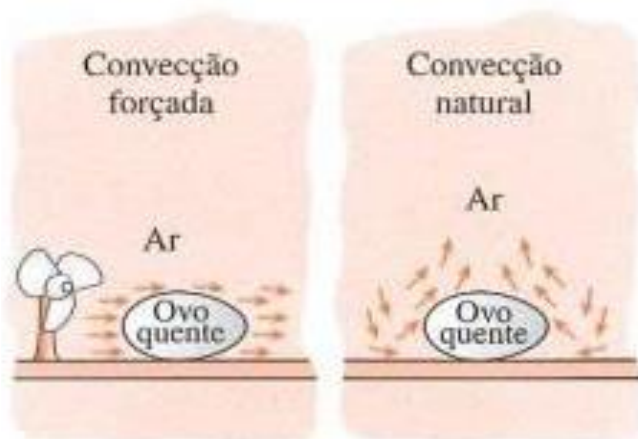
Convecção é o modo de transferência de energia entre a superfície sólida e a líquida ou gás adjacente, que está em movimento e que envolve os efeitos combinados de condução e de movimento de fluido (ÇENGEL, 2011). Vale ressaltar que quanto maior for a velocidade do movimento do fluido, maior será o trânsito de calor por convecção. Por outro lado, na ausência de qualquer movimento da massa

de fluido, a transferência de calor entre a superfície sólida e o fluido adjacente se dá por meio da condução.

Segundo Incropera (2008), a convecção abrange dois mecanismos: transferência de energia devido ao movimento molecular aleatório e a transferência de energia devido ao movimento global do fluido.

Há dois tipos de convecção: forçada e natural. Conforme Çengel (2011), a convecção é denominada de convecção forçada se o fluido correr sobre a superfície por meios externos como ventilador, bomba ou vento. Em contrapartida, é chamada de convecção natural ou livre, se o movimento do fluido é ocasionado por forças de flutuação induzidas por diferenças de densidades, por causa da diferença de temperatura no fluido.

Figura 3 – Transferência de calor por convecção



Fonte: ÇENGEL, 2011.

Desta forma, a equação que caracteriza esse tipo de transferência de calor é:

$$\dot{Q} = hA\Delta t \quad (2.8)$$

Onde:

- $\dot{Q}$ Fluxo de calor [W];
- A Área normal ao fluxo de calor [m²];
- ΔT Diferença de temperatura [K];
- h Coeficiente de convecção [W/m².K].

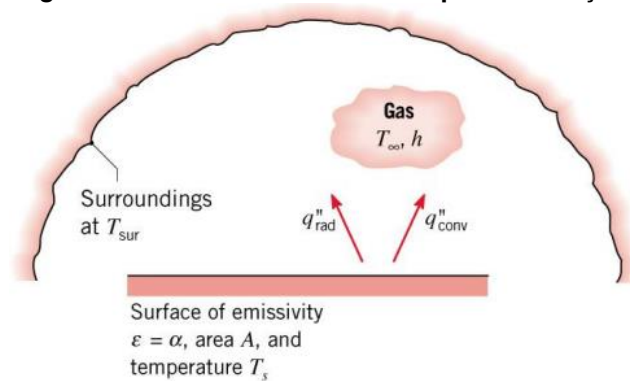
2.3.3 Transferência de calor por radiação

De acordo com Çengel (2011), radiação é a energia emitida pela matéria sob a forma de ondas eletromagnéticas ou fótons como resultado da alteração de

configuração eletrônica de átomos ou moléculas. Ao atingir uma superfície, esses fótons podem ser absorvidos, refletidos ou transmitidos.

A taxa máxima de radiação que pode ser emitida de uma superfície em uma determinada temperatura é dada pela lei *Stefan-Boltzman*, equação (2.9), é chamada de corpo negro. No entanto, a energia irradiada por uma superfície real é menor que a superfície idealizada e é definida em termos do seu poder emissivo, como pode ser visto na equação (2.10).

Figura 4 – Transferência de calor por convecção.



Fonte: Çengel, 2011.

A transferência de calor entre as superfícies pode ser calculada pela seguinte fórmula:

$$\dot{Q}_{max} = \sigma A_s (T_s^4 - T_{viz}^4) \quad (2.9)$$

$$\dot{Q} = \varepsilon \sigma A_s (T_s^4 - T_{viz}^4) \quad (2.10)$$

Sendo:

- $\dot{Q}$ Fluxo de calor [W];
- σ Constante de Stefan-Boltzmann ($5.67 \times 10^{-8} \text{W/m}^2 \cdot \text{K}^4$);
- ε Emissividade da superfície ($0 \leq \varepsilon \leq 1$);
- T_s Temperatura termodinâmica;
- T_{viz} Temperatura da vizinhança;
- A Área da superfície;

2.3.4 Coeficiente global de transferência de calor

Em casos em que a combinação de modos diferentes de transferência de calor é necessário utilizar o coeficiente global de transferência de calor (U), é um

fator que facilita cálculo da transferência de calor. Vale lembrar que todo material que compõe uma superfície possui uma resistência térmica específica à passagem de calor. O Inverso da resistência térmica é o termo denominado de “Coeficiente Global de Transmissão de Calor”, cujo símbolo é “U”.

Quando se utiliza o “Coeficiente de Transmissão de Calor” (U) a equação da Transmissão de Calor (Q) para qualquer tipo de parede, ou superfície será a seguinte (2.11):

$$Q = AU\Delta T \quad (2.11)$$

Onde:

Q Transmissão de calor

U Coeficiente Global de Transmissão de Calor

A Área de troca de calor

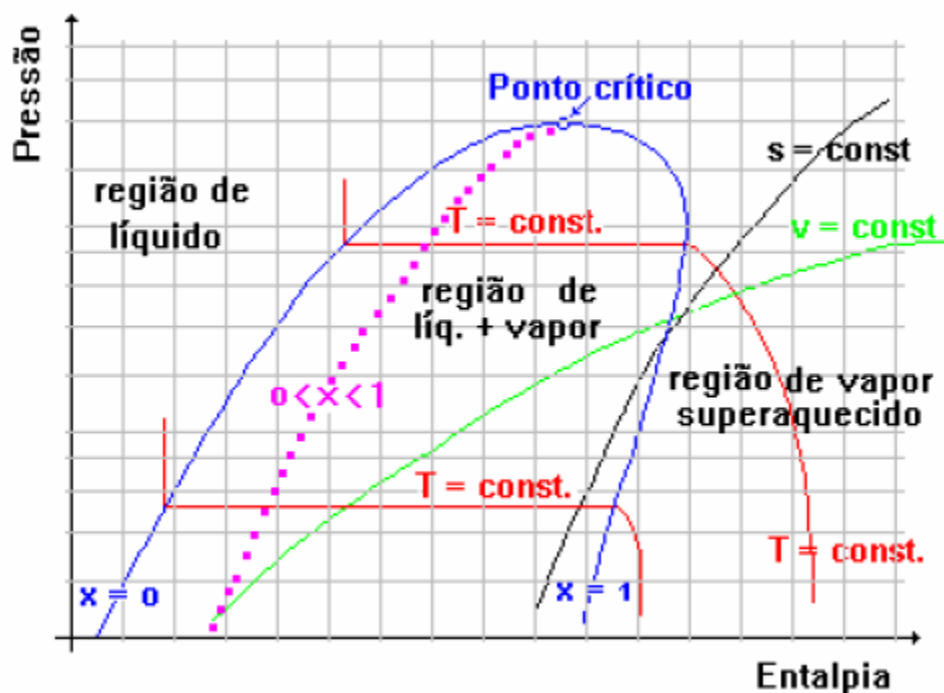
T Diferença de Temperatura entre os fluídos

2.4 **Diagrama de Mollier para fluidos refrigerantes**

As propriedades termodinâmicas de uma substância são apresentadas na maioria das vezes em tabelas, mas também podem ser analisadas em diagramas que podem ter por ordenada e abscissa, temperatura e entropia, entalpia e entropia, pressão absoluta e volume específico ou pressão absoluta e entropia.

Marteloza (2009) afirma que os diagramas tendo como ordenada pressão absoluta (P) e como abscissa a entalpia específica (h) são bastante utilizados para apresentar as propriedades dos fluidos frigoríficos, visto que estas coordenadas são mais adequadas à representação do ciclo termodinâmico de refrigeração por compressão de vapor. Estes diagramas são conhecidos como diagramas de Mollier. A Figura a seguir mostra os elementos essenciais dos diagramas pressão-entalpia, para qualquer substância pura.

Figura 5 - Esquema de um diagrama de P-xh (Mollier) para um refrigerante.



Fonte: Marteloza, 2009.

Nesse diagrama pode se destacar três regiões, que são:

- A região à esquerda da linha de líquido saturado ($x=0$), chamada de região de líquido sub-resfriado.
- A região compreendida entre as linhas de líquido saturado ($x=0$) e vapor saturado ($x=1$), chamada de região de vapor úmido ou região de líquido mais vapor.
- A região à direita da linha de vapor saturado ($x=1$), chamada de região de vapor superaquecido.

2.5 **Psicrometria**

2.5.1 **Definições**

De acordo com Marteloza (2009), a psicrométrica é definida como o ramo da física relacionado à determinação das condições do ar atmosférico, particularmente com respeito à mistura ar seco e vapor d'água, ou ainda, elemento da ciência que estuda as propriedades termodinâmicas do ar úmido, dando atenção às necessidades ambientais, humanas e tecnológicas.

Nos sistemas de ar-condicionado o ar não pode ser considerado seco, mas sim como uma mistura de ar e de vapor d'água, pois existem processos onde a água é removida do ar, enquanto em outros é adicionada.

O estudo dessa área da ciência abrange parâmetros e propriedades para o cálculo da carga térmica e é a partir destes que se pode definir a zona de conforto térmico humano. São eles:

- Pressão parcial – a pressão que ele exerceria se ocupasse sozinho um volume igual ao da mistura, na mesma temperatura.
- Ar seco – é a mistura de todos os gases do ar atmosférico, com exceção do vapor d'água.

Figura 6 – Tabela com composição do ar seco ao nível do mar.

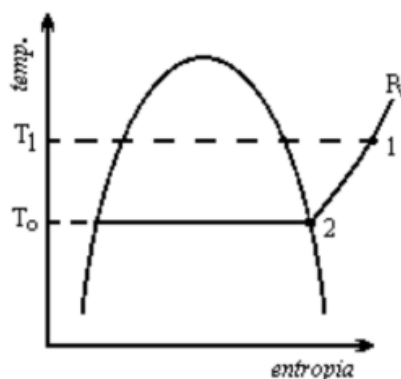
Componente	Fórmula	% em volume	Massa molecular (kg/kg-mol)
Nitrogênio	N ₂	78,084	28,016
Oxigênio	O ₂	20,9476	32,000
Argônio	Ar	0,934	39,948
Dióxido de carbono	CO ₂	0,0314	44,010
Neônio	Ne	0,001818	20,183
Hélio	He	0,000524	4,0026
Metano	CH ₄	0,00015	16,03188
Dióxido de Enxofre	SO ₂	0 a 0,0001	64,064
Hidrogênio	H ₂	0,00005	2,01594
Criptônio	Kr	0,0002	93,80
Ozônio	O ₃	0,0002	48,000
Xenônio	Xe	0,0002	131,3

Fonte: ASHRAE (1997).

- Ar não saturado e ar saturado – ar não saturado é a mistura de ar seco e vapor de água superaquecido, e ar saturado é a mistura de ar seco e de vapor de água saturado.
- Umidade absoluta – é definida como a razão entre a massa de vapor e a massa de ar seco.
- Umidade relativa – é definida como a relação entre a pressão parcial do vapor de água na mistura e a pressão de saturação correspondente à temperatura da mistura.
- Entalpia específica do ar úmido – a entalpia de uma mistura de gases é igual à soma das entalpias dos componentes da mistura. Assim, para o ar úmido, a entalpia é igual à soma das entalpias do ar seco e do vapor de água.

- Volume específico do ar úmido – é definido como a razão entre o volume da mistura em m^3 e a massa de ar seco em kg.
- Temperatura de bulbo seco – é a temperatura indicada por um termômetro comum, não exposto à radiação.
- Temperatura de bulbo úmido – Se o bulbo de um termômetro for coberto com uma mecha de algodão saturado com água, a sua temperatura descera primeiro rapidamente e depois lentamente até atingir um ponto estacionário. A leitura neste ponto é chamada de temperatura de bulbo úmido do ar.
- Temperatura de orvalho – é a temperatura na qual o vapor de água se condensa, ou solidifica, quando resfriado a pressão e umidade absoluta constante.

Figura 7 - Temperatura de orvalho (T_o).



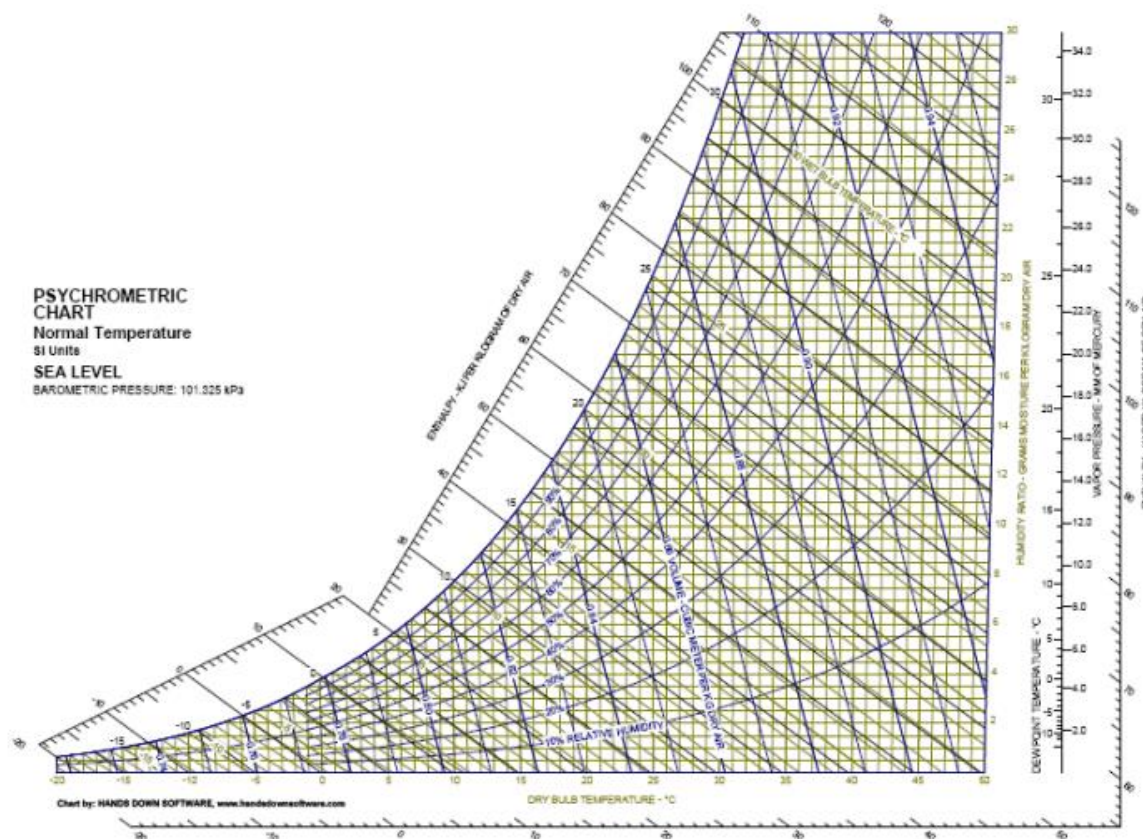
Fonte: Pirani, 2004.

2.5.2 Carta Psicrométrica

As propriedades termodinâmicas da mistura ar seco e vapor d'água que compõem o ar atmosférico podem ser apresentadas em forma de cartas, denominadas Cartas Psicrométricas (ou Diagramas Psicrométricos). Estes são construídos para determinada pressão atmosférica, ou seja, a cada pressão considerada, enseja uma nova carta psicrométrica.

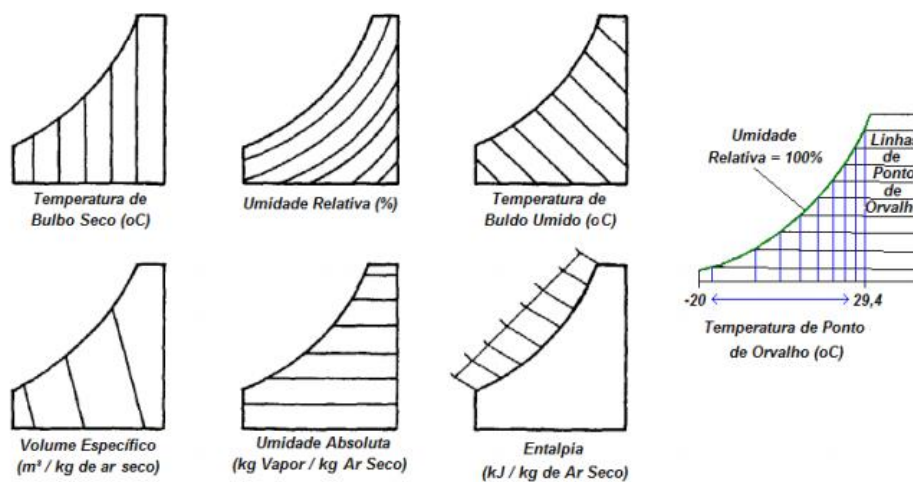
Conforme Martelo (2009), o uso das cartas psicrométricas permite a análise gráfica dos processos que envolvem o ar úmido, facilitando assim a solução de muitos problemas típicos dos sistemas de condicionamento de ar. A Figura 8 apresenta a carta psicrométrica para o nível do mar. Esta carta contém todas as propriedades do ar úmido, apresentadas no item anterior. Na figura 9, é mostrado o significado de cada uma das linhas da carta psicrométrica.

Figura 8 – Carta psicrométrica para o nível do mar.



Fonte: Martelozo, 2009.

Figura 9 - Esquemas representativos das linhas das propriedades do ar na carta psicrométrica.



Fonte: Martelozo, 2009.

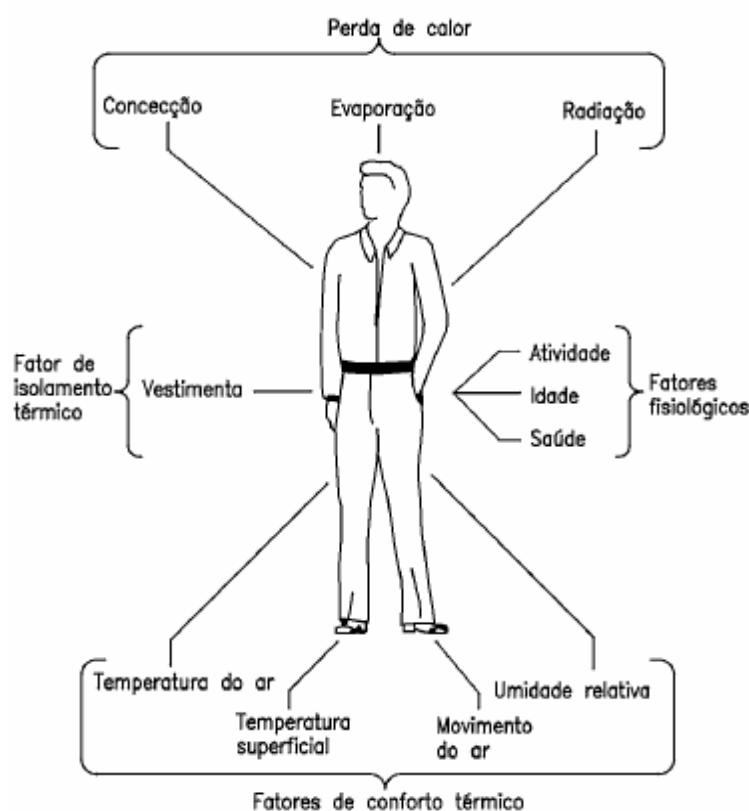
2.6 Conforto térmico

Segundo a ASHRAE 55 (2013), conforto térmico é definido como um condição da mente que expressa satisfação com o ambiente térmico que envolve a pessoa.

Considerando que o balanço de todas as trocas de calor, a que está submetido o corpo, for nulo e a temperatura da pele e o suor estiverem dentro de certos limites, pode-se dizer que o homem se sente termicamente confortável.

De acordo com Humphreys (1979) a temperatura de conforto não é uma constante, e sim varia de acordo com a estação e as temperaturas as quais as pessoas estão acostumadas, por isso adotou-se o modelo adaptativo para delimitação da zona de conforto térmico. A abordagem adaptativa considera fatores físicos e psicológicos que interagem na percepção térmica. Givoni (1992) apresenta ainda que o ser humano é capaz de se adaptar ao ambiente no qual ele está localizado, e por conta disso, os limites da zona de conforto se adaptam, com valores maiores ou menores de acordo com a região. Na figura 9 pode-se ver os fatores que influenciam o conforto térmico humano.

Figura 10 – Fatores que afetam o conforto térmico



Fonte: Pizzeti, 1970.

A zona de conforto térmico a ser definida, é de extrema dificuldade, pois depende de parâmetros de sensação de conforto que variam em relação ao indivíduo e ao ambiente em que ele vive dificultando definir o limite entre o desconforto e conforto humano.

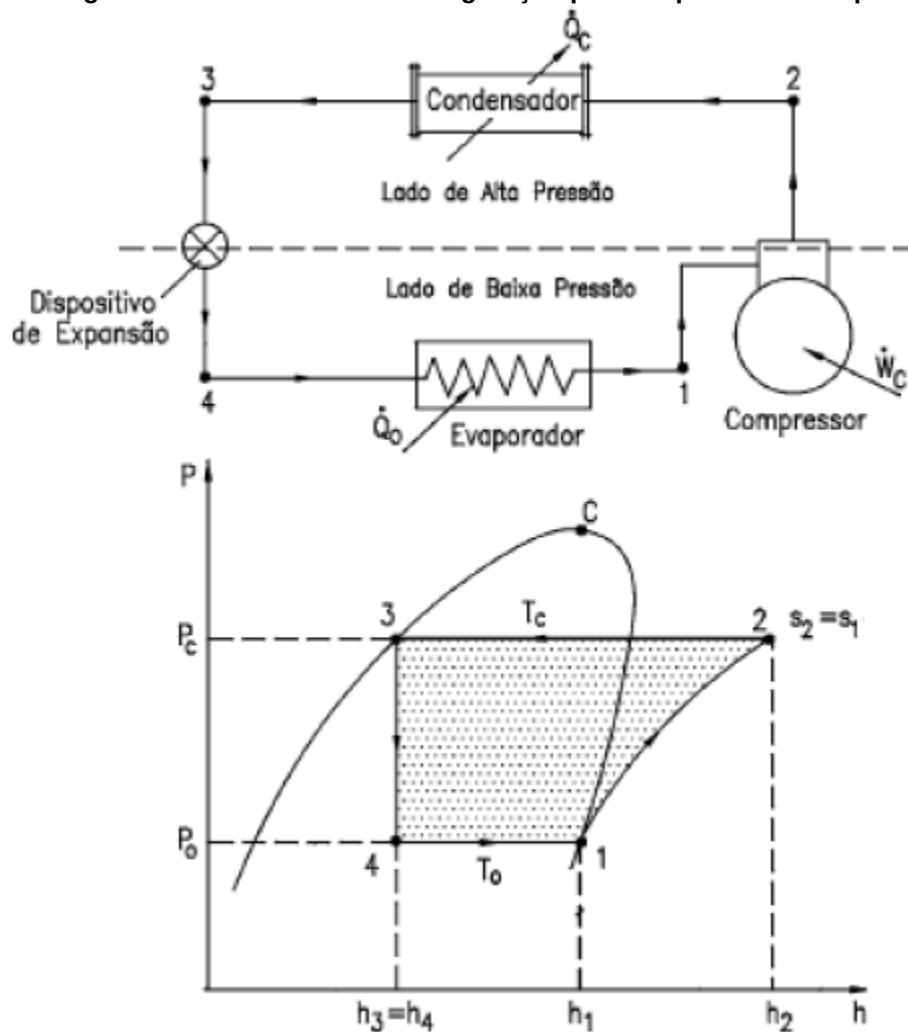
Há muitos critérios que estimam a região de conforto térmico, sendo considerados por pesquisadores, que buscam a zona ideal de conforto térmico com suas devidas particularidades, são eles: Diagrama Bioclimático dos Irmãos Olgyay, a Temperatura Efetiva de Houghton e Yaglou, as Equações de Conforto de Fanger, as Zonas de Conforto de Givoni e a Norma ASHARE 55.

Alguns parâmetros afetam diretamente a sensação de conforto térmico, tais como: temperatura, umidade, circulação do ar, radiação de superfícies vizinhas, odores, poeiras e ruído. Já os parâmetros básicos de condicionamento de ar são: temperatura do ar, temperatura das superfícies circundante, umidade do ar e velocidade do ar e pureza do ar.

2.7 O sistema de refrigeração

Um sistema de refrigeração tem como finalidade a retirada de calor de um determinado elemento por meio do processo de transferência de calor, onde o fluido refrigerante, que passa de forma contínua na tubulação faz a troca térmica com o meio externo. A Figura 11 mostra um esquema básico de um sistema de refrigeração por compressão de vapor com seus principais componentes, e o seu respectivo ciclo teórico construído sobre um diagrama de Mollier, no plano P-h. Os equipamentos esquematizados representam de forma genérica qualquer dispositivo capaz de realizar os respectivos processos específicos indicados.

Figura 11 - Ciclo teórico de refrigeração por compressão de vapor.



Fonte: Martelozo, 2009.

2.7.1 Ciclo de refrigeração por compressão de vapor

O ciclo teórico tem como finalidade representar um ciclo ideal que se aproxime do real para ser usado como comparação. Este ciclo teórico ideal é aquele que terá melhor performance operando nas mesmas condições do ciclo real.

Os processos envolvidos no sistema de refrigeração, de acordo com a figura 11, podem ser definidos como:

- Processo 1→2. Esse processo ocorre no compressor, sendo um processo adiabático reversível e, portanto, isentrópico. O fluido refrigerante entra no compressor à pressão do evaporador (P_0) e com título igual a 1 ($x = 1$). O refrigerante é então comprimido até atingir a pressão de condensação (P_c) e,

ao sair do compressor está superaquecido à temperatura T_2 , que é maior que a temperatura de condensação T_C .

- Processo 2→3. Esse processo ocorre no condensador, onde ocorre uma rejeição de calor do fluido refrigerante para o meio de resfriamento com pressão constante. Neste processo o fluido é resfriado da temperatura T_2 até a temperatura de condensação T_C e depois é condensado até se tornar líquido saturado na temperatura T_3 , que é igual à temperatura T_C .
- Processo 3→4. Esse processo ocorre no dispositivo de expansão, onde ocorre uma expansão irreversível a entalpia constante (processo isoentálpico), desde a pressão P_C e líquido saturado ($x=0$), até a pressão de vaporização (P_o). Por ser um processo é irreversível, a entropia do refrigerante na saída do dispositivo de expansão (s_4) será maior que a do refrigerante na sua entrada (s_3).
- Processo 4→1. Esse processo ocorre no evaporador. É um processo de transferência de calor a pressão (P_o) e temperatura (T_o) constantes, de vapor úmido (estado 4), até atingir o estado de vapor saturado seco com título igual a 1 ($x=1$). O calor transferido para o fluido no evaporador não altera a temperatura do mesmo, mas altera o valor do título.

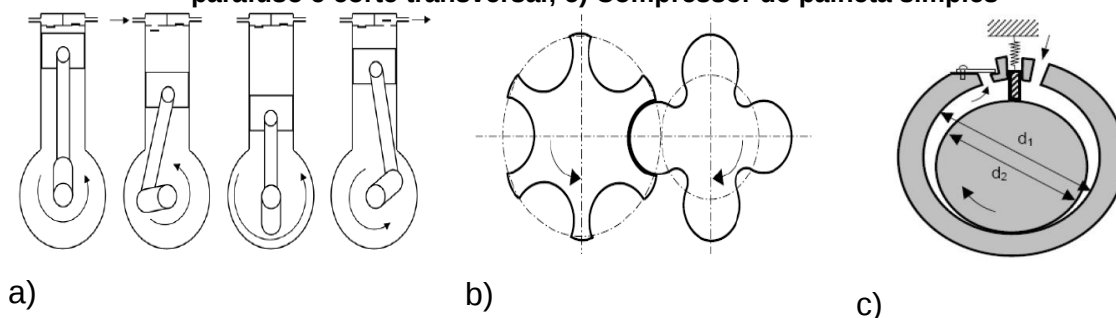
2.7.2 Compressores

De acordo Martelo (2009) os compressores no sistema de refrigeração têm como objetivo elevar a pressão do fluido refrigerante através do trabalho de compressão. Trata-se de um dispositivo eletromecânico que é usado para desenvolver e manter o fluxo do fluido através do sistema de refrigeração. O vapor frio flui do evaporador para o compressor onde a pressão é elevada por uma transferência de energia cinética. Este processo eleva a temperatura de saturação do vapor para um nível que permite o vapor condensar as temperaturas ambientes normais.

Os principais tipos de compressores são: alternativos, scroll, centrífugos, de parafuso e palhetas. São classificados também segundo a sua disposição: herméticos, semi-herméticos e abertos. A escolha do tipo de compressor depende primeiramente da capacidade da instalação, que pode ser dividida em pequena capacidade ($< 2,5$ TR), média capacidade (entre 2,5 e 75 TR) e grande capacidade (> 75 TR), da temperatura de vaporização e do fluido utilizado. O símbolo TR é a

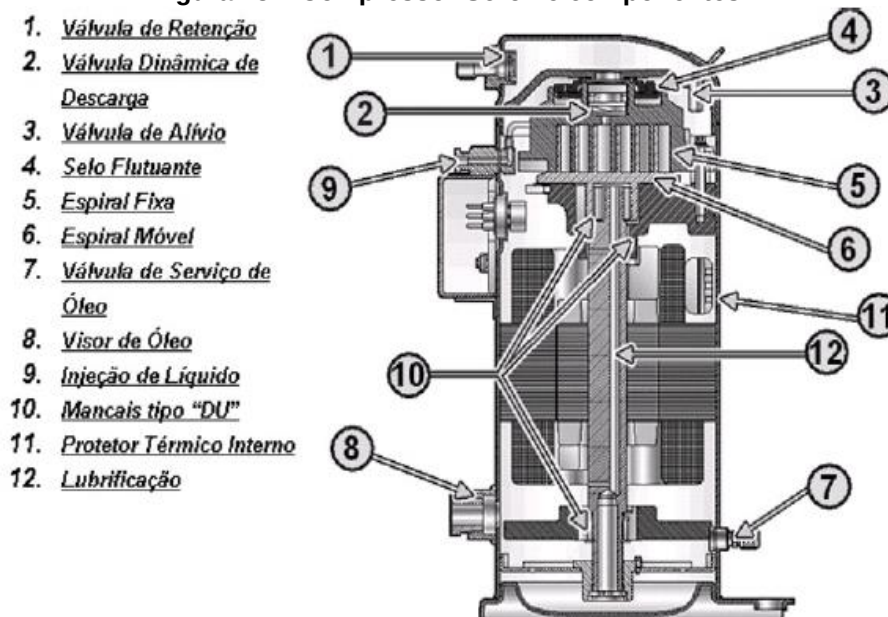
tonelada de refrigeração, um termo comumente utilizado em refrigeração que corresponde a energia necessária para liquefazer, aproximadamente, uma tonelada de gelo em 24 horas ($1,0 \text{ TR} = 12.000 \text{ BTU} = 3,53 \text{ kW} = 3024 \text{ kcal/h}$). Na figura 12 e 13 são mostrados alguns tipos de compressores.

Figura 12 – a) Funcionamento do compressor alternativo; b) Rotores de um compressor parafuso e corte transversal; c) Compressor de palheta simples



Fonte: Autor, 2009.

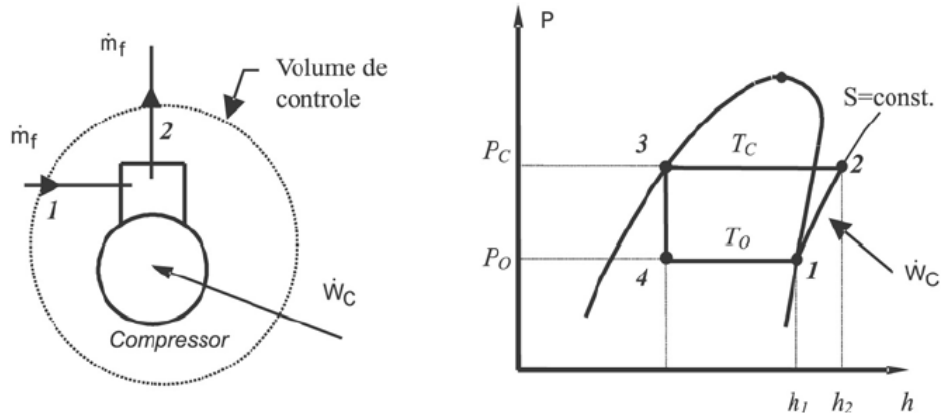
Figura 13 – Compressor Scroll e componentes



Fonte: Martelo, 2009.

A potência teórica de compressão ($\dot{W}_c$), nas palavras de Marques (2006) é entendida como a quantidade de energia por unidade de tempo que deve ser fornecida ao fluido refrigerante, pelo compressor, para que haja a elevação de pressão, como pode ser vista na figura 14.

Figura 14 – Volume de controle aplicado ao compressor e indicação do processo 1-2 no diagrama P-h



Fonte: Marques, 2006.

Desta forma, considerando o processo como adiabático reversível e desconsiderando as variações de energia cinética e potencial, e aplicando a primeira lei da termodinâmica obtém-se a equação:

$$\dot{W}_C = \dot{m}_f(h_2 - h_1) \quad (2.12)$$

Onde:

- $\dot{W}_C$ Trabalho teórico de compressão
- $\dot{m}_f$ Fluxo de massa do refrigerante no sistema
- h_1 Entalpia na entrada do compressor
- h_2 Entalpia na saída do compressor

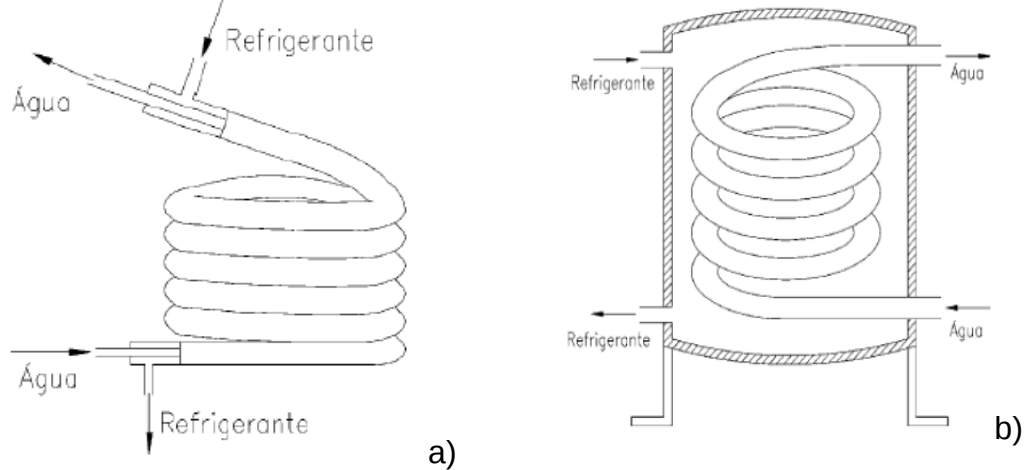
2.7.3 Condensadores

Os condensadores são trocadores de calor que têm como função condensar o fluido que sai do compressor na forma de vapor superaquecido, fazendo com que o esse se transforme em líquido saturado ou comprimido por meio de contato indireto entre o fluido refrigerante e o meio.

Existe uma grande variedades de trocadores de calor, mas eles podem ser classificados segundo o meio, como condensadores resfriados a ar ou resfriados a água. Também podem ser classificados conforme sua estrutura, como: condensador de duplo tubo, carcaça e serpentina, carcaça e tubo (*shell and tube*), de placa e evaporativos. A aplicação para cada tipo de condensador depende de fatores como:

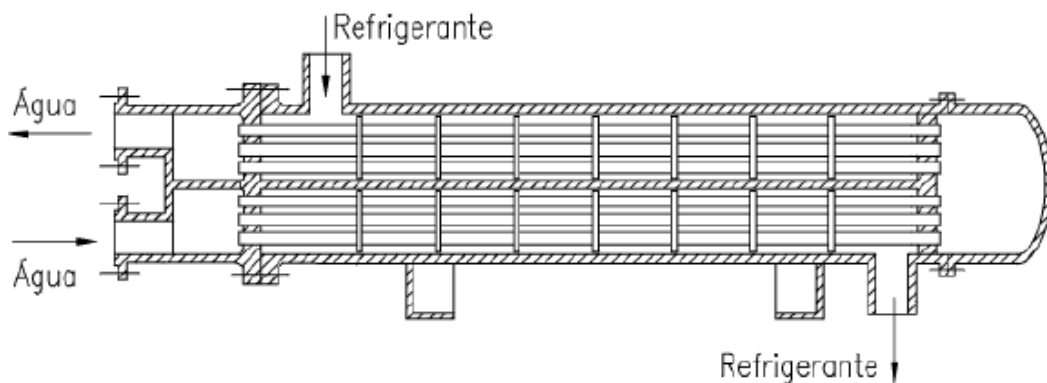
temperatura de condensação, temperatura de evaporação, quantidade de massa deslocada, quantidade de calor rejeitado e etc. Nas figuras seguintes é possível analisar alguns tipos de condensadores.

Figura 15 – a) condensador de duplo tubo b) Condensador carcaça e serpentina



Fonte: Autor, 2009.

Figura 16 - Condensador de carcaça e tubo



Fonte: Martelozo, 2009.

O fluxo de calor rejeitado por unidade de tempo, para um meio qualquer de resfriamento, quando o sistema tiver operando em regime permanente e na temperatura T_c e de vaporização T_o , a partir da lei da conservação de energia, resulta na equação:

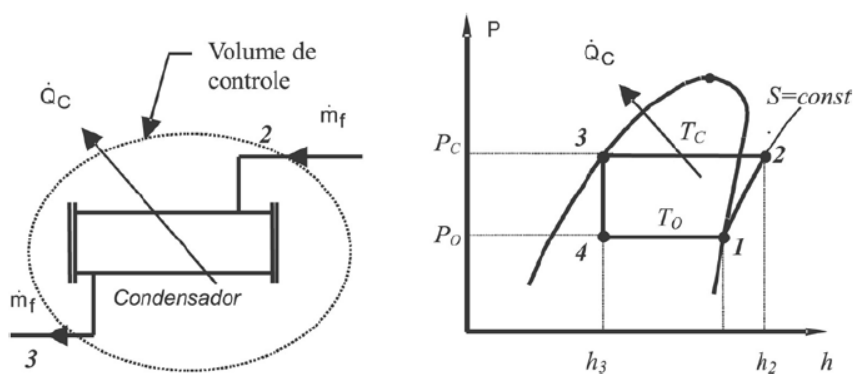
$$\dot{Q}_c = \dot{m}_f (h_2 - h_3) \quad (2.13)$$

Onde:

$\dot{Q}_c$	Calor rejeitado pelo fluido refrigerante
$\dot{m}_f$	Fluxo de massa do refrigerante no sistema
h_2	Entalpia na saída do compressor
h_3	Entalpia na saída do condensador

Desta forma, o condensador deve ser capaz de rejeitar o calor calculado pela equação (2.13) que depende diretamente da carga térmica do sistema, conforme a análise da figura a seguir.

Figura 17 – Volume de controle aplicado ao condensador e indicação do processo 2-3 no diagrama P-h

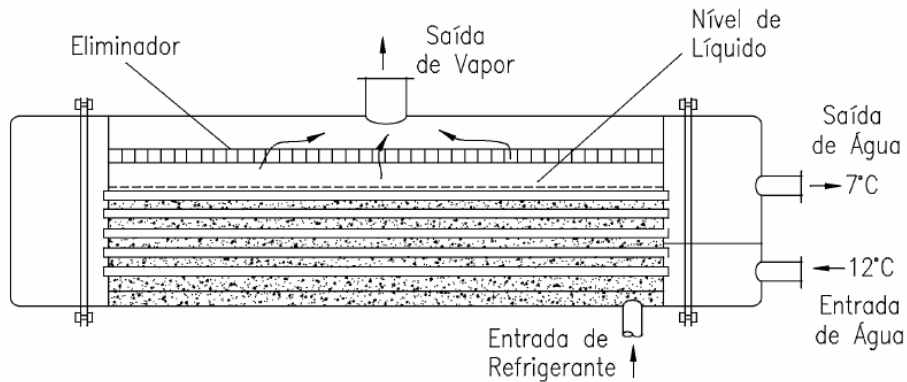


Fonte: Marques, 2006.

2.7.4 Evaporadores

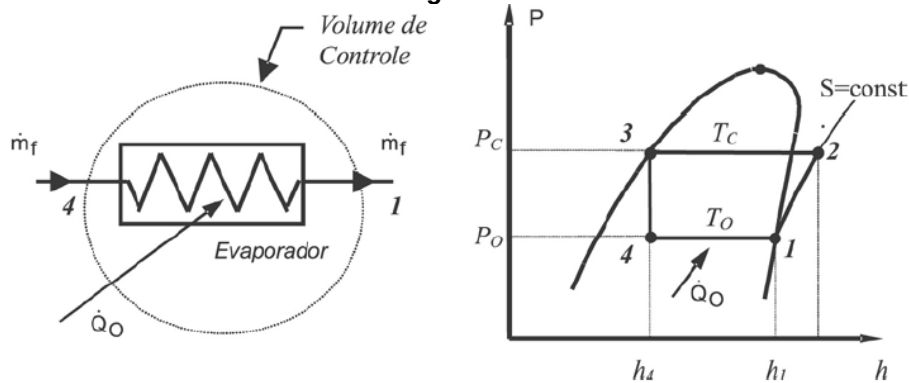
Os evaporadores, assim como os condensadores, são trocadores de calor que têm a função extrair calor do meio a ser resfriado, ou seja, têm como função de fazer com que fluido refrigerante saia do estado de vapor úmido para vapor saturado ou superaquecido, através da troca térmica entre o fluido refrigerante e o meio a ser refrigerado.

Quanto a classificação, eles podem ser secos ou inundados. Podem ainda ser classificados quanto ao fluido a resfriar, tal como: evaporadores para ar, líquidos e de contato. São também classificados quanto a sua disposição: carcaça e tubo, carcaça e serpentina, cascata, de placas e de contato. A figura a seguir apresenta tipo de evaporador:

Figura 18 – Evaporador carcaça e tubo

Fonte: Pirani, 2004

A capacidade frigorífica ($\dot{Q}_o$) é a quantidade de calor por unidade de tempo retirada do meio a ser resfriado através do evaporador. Partindo da 1ª lei da termodinâmica, adotando o regime permanente, pode ser determinada considerando a entalpia do fluido refrigerante, como mostrado na figura a seguir.

Figura 19 – Volume de controle aplicado ao evaporador e indicação do processo 4-1 no diagrama P-h

Fonte: Marques, 2006.

Desta forma tem-se:

$$\dot{Q}_o = \dot{m}_f (h_1 - h_4) \quad (2.14)$$

Onde:

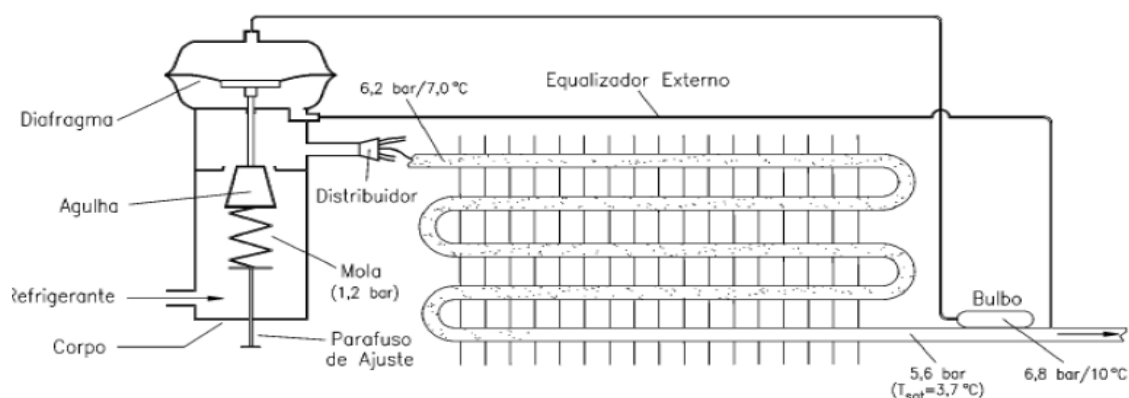
- $\dot{Q}_o$ Carga térmica
- $\dot{m}_f$ Fluxo de massa do refrigerante no sistema
- h_1 Entalpia na entrada do compressor
- h_4 Entalpia na entrada do evaporador

2.7.5 Dispositivos de expansão

No sistema de refrigeração, os dispositivos de expansão são utilizados com a finalidade de regular o fluxo de refrigerante que chega ao evaporador de forma a manter um certo grau de superaquecimento do vapor que deixa o mesmo, ou seja, regular a vazão de refrigerante para suprir a carga térmica do meio a ser refrigerado. Outra função desses dispositivos é reduzir a pressão do refrigerante desde a pressão de condensação até a pressão de vaporização.

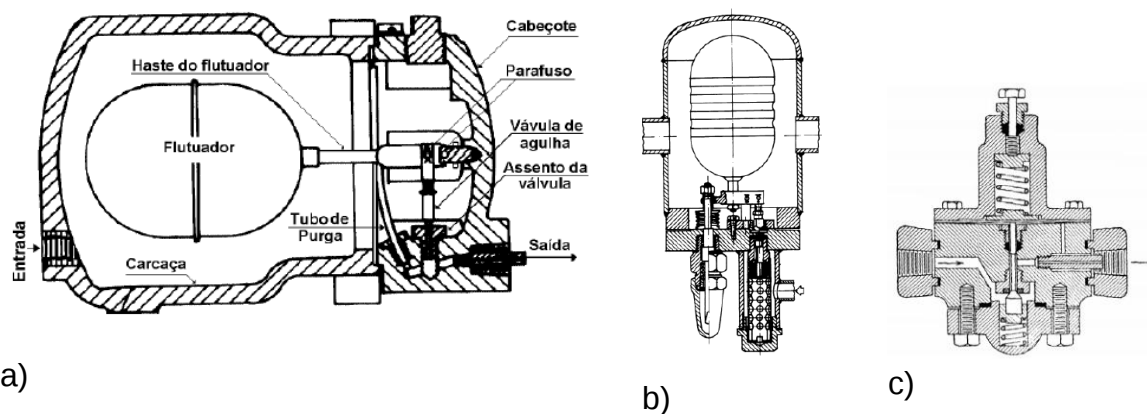
Existem no mercado vários tipos de dispositivo de expansão, mas cada modelo possui sua particularidade no momento da aplicação. Os principais tipos são: válvula de expansão termostática, válvula de expansão eletrônica, válvula boia de alta e baixa pressão, válvula de expansão de pressão constante e o tubos capilares. A seguir temos exemplos desses dispositivos.

Figura 20 – Válvula de expansão termostática



Fonte: Martelo, 2009.

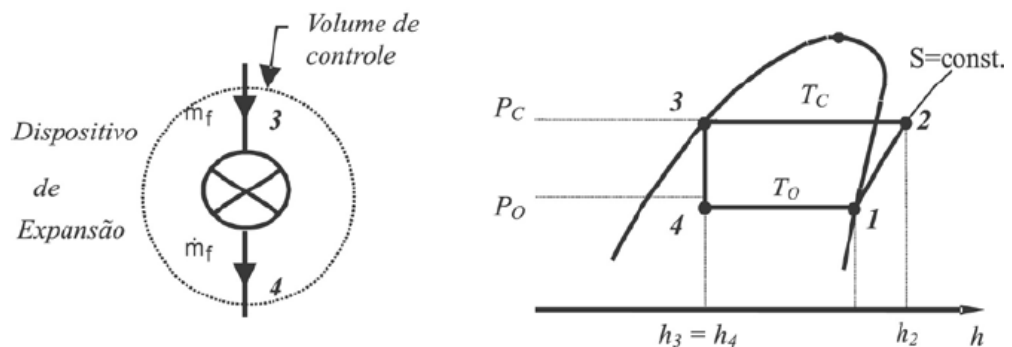
Figura 21 – a) Válvula de boia de alta pressão. b) válvula de boia de baixa pressão. c) válvula de expansão de pressão constante.



Fonte: Martelo, 2009.

Considerando o processo teórico, nos dispositivos de expansão, o volume de controle é considerado adiabático como pode ser visto na figura 22, ou seja, a energia que entra no dispositivo é igual à energia que sai. Aplicando a 1ª lei da termodinâmica, desconsiderando a energia potencial e cinética e considerando regime permanente, se chega na equação (2.15).

Figura 22 – Volume de controle aplicado ao dispositivo de expansão e indicação do processo 3-4 no diagrama P-h



Fonte: Marques, 2006.

$$h_3 = h_4 \quad (2.15)$$

2.8 Carga térmica e seleção do ar condicionado

A estimativa da carga térmica adotada para este trabalho é baseado nas normas vigentes neste país, tal como a Norma brasileira NBR16401(2008), mas também foi utilizado o Manual da Carrier (*Handbook of Air Conditioning System Design*), que fornecem as informações necessárias para a estimativa das condições externas e internas do meio. As tabelas utilizadas estão em anexo.

A busca pelo conforto térmico e necessidade de condições exigidas de algum processo ou produto são as premissas básicas para o condicionamento de ar.

Conforme estabelece a NBR16401(2008), deve-se definir as características do recinto a ser calculado, que são, em geral, as seguintes:

- Orientação do ambiente (posição geográfica, sombreamento, insolação);
- Tipo de recinto (residencial, escritório, hotel, entre outros);
- Dimensões físicas do ambiente (altura, comprimento e largura);
- Tipo de materiais utilizados (tipos de tijolo, janela, telhado, entre outros);
- Condições exteriores (tipo de fachada, cores da paredes, sombras);
- Equipamentos (quantidade e potência);

- Iluminação (tipo e quantidade);
- Portas e janelas (localização, tipo, dimensão e quantidade);
- Temperatura de bulbo seco, úmido e umidade relativa;
- Transmissão de calor pela insolação;
- Transmissão de calor na parede externa e telhado;
- Transmissão de calor no vidro, parede e piso internos;
- Carga de ocupantes;
- Carga de motores elétricos;
- Calor de ar exterior para renovação.

2.8.1 Localização geográfica, temperatura de bulbo seco, úmido e umidade relativa

O primeiro passo é definir as características do recinto referentes à posição geográfica e sua orientação, podendo utilizar a ferramenta *Google maps* que fornece imagens precisas de satélite. Conforme NBR16401, deve ser consultado o anexo A referente dados climáticos dos projetos em que o mesmo informa um dia típico do mês mais quente e do mês mais frio do ano de acordo com série histórica para a região e a cidade escolhida. Neste mesmo anexo também são definidas as temperaturas de bulbo seco e de bulbo úmido externas e a temperatura de bulbo seco e umidade relativa do ambiente a ser condicionado.

2.8.2 Carga de ocupantes

A carga térmica de ocupantes é estabelecida pela NBR 16401/2008 (anexo C) fontes internas de calor e umidade, pelo calor sensível e latente liberado pelas pessoas em um determinado tipo de ambiente e nível de atividade. Os valores adotados pela norma são baseados em uma temperatura de bulbo seco, logo toda e qualquer alteração deverá ser corrigida conforme estabelece a norma.

2.8.3 Iluminação

Para o cálculo da carga térmica será necessário consultar a norma NBR 16401-1(2008), Tabela C.2 Taxas típicas de dissipação de calor pela iluminação (Anexo).

A iluminação utilizada no recinto pode ser de dois tipos: fluorescente e incandescente. A carga térmica para iluminação por lâmpadas fluorescentes é dada por:

$$Q = n(1 + r) \cdot P_L \cdot 0,86 \text{ [kcal/h]} \quad (2.16)$$

Para as lâmpadas incandescentes é dada por:

$$Q = n \cdot P_L \cdot 0,86 \quad (2.17)$$

Onde:

n Número de lâmpadas;

P_L Potência da lâmpada, em watts;

r Porcentagem de calor dissipado pelos reatores, sendo:

$r = 0,250$ para reatores eletromagnéticos;

$r = 0,075$ para reatores eletrônicos.

Mas se considerar a norma NBR 5410 (2004) que afirma: “em cômodo ou dependências com área superior a 6 m² deve ser prevista uma carga mínima de 100 VA para os primeiros 6 m², acrescida de 60 VA para cada aumento de 4 m² inteiros.” Vale ressaltar que a utilização de outras normas é justificável na busca de determinar a situação mais crítica.

2.8.4 Equipamentos eletrônicos

Para estabelecer a carga térmica dos equipamentos eletrônicos é necessário consultar a norma NBR 16401-1(2008), Tabelas C3, C4 e C5, que estabelecem as taxas típicas de dissipação de calor de equipamentos. Caso o equipamento não esteja tabelado, segundo (PIRANI, 2004), a potência nominal adotada deverá ser considerada como carga térmica sensível para o ambiente. Assim o ganho de calor é dado por:

$$Q = \sum_i P_{eq,i} \cdot 0,86 \text{ [kcal/h]} \quad (2.18)$$

Onde:

$P_{eq,i}$ Potência nominal do equipamento i, em Watts.

2.8.5 Carga de motores elétricos

O calor liberado por motores, máquinas e eletrodomésticos é, também, até certo ponto independente da temperatura do recinto. Existem tabelas que apresentam valores de dissipação média de calor de equipamentos mais comuns. A carga térmica (calor sensível) em kcal/h considerando motor elétrico e máquina dentro do recinto é dada por:

$$Q = \frac{HP \cdot 641}{\eta} \quad (2.19)$$

Sendo:

HP Potência do motor [hp];

η Rendimento do motor.

2.8.6 Transmissão de calor pela insolação

Uma das maiores parcelas externas de carga térmica de um recinto é devido à radiação solar que atravessa suas superfícies transparentes. O calor é quase que instantaneamente absorvido pelo ambiente. A energia solar radiante que transpassa o vidro atinge objetos, que liberam calor ao meio por convecção.

Considerando que a terra descreve uma órbita em torno do sol e que ela possui uma inclinação no seu eixo, segundo Carrier (1983), a incidência de energia solar que chega ao globo terrestre varia de acordo com a latitude, orientação da edificação e horário.

A insolação para o meio ocorre através dos vidros das janelas presentes na edificação, definida pela sigla (It) e pelas tabelas da Manual da Carrier é possível dimensionar o valor da insolação.

Utilizando a tabela A.2 do Manual da Carrier, com os dados de latitude em que o recinto se encontra e a orientação em que a janela com vidro está, deve-se escolher o maior valor nessa dada latitude e orientação, determina-se o valor máximo de insolação e o mês com mais ocorrências.

Consultando a tabela A.3 do mesmo manual com a latitude do recinto, o mês, a orientação e o valor da insolação, determina-se o período de maior insolação. Com este valor encontrado, compara-se com as insolações para as demais horas para se determinar a de maior insolação.

Logo após de determinar o valor de insolação através dos vidros em dado período, se faz a correção da TBS e TBU pela tabela A.1 do manual (anexo), utilizando a variação de temperatura diária da região em que o meio está inserido e a hora solar, determina-se o fator de correção do TBS e TBU.

Vale lembra que é necessário fazer correção nos valores em casos de janelas com esquadria de alumínio, poluição, neblina, altitude, ponto de orvalho e se for latitude sul no mês de dezembro ou janeiro utilizando a tabela A.3 (em anexo). Neste caso, logo após a definição da insolação, deve-se calcular a área envidraçada (A), o fator de redução (φ) e o fator de armazenamento do vidro (a).

O fator de redução do vidro é tabelado e pode ser encontrado no Manual da Carrier, onde é levado em conta o tipo de vidro, tipos de persianas e toldo utilizados na área envidraçada. O fator de armazenamento pode ser determinado consultando o mesmo manual, mas, nesse caso, é considerado o tipo de tela, a orientação e o peso da estrutura. Com a correlação entre estas variáveis é possível determinar a transmissão de calor devido à insolação pelos vidros, pela equação:

$$Q = I_t \cdot A \cdot \varphi \cdot a$$

(2.20)

Onde:

I_t	Insolação
A	Área da vidraça
φ	Fator de redução
a	Fator de armazenamento

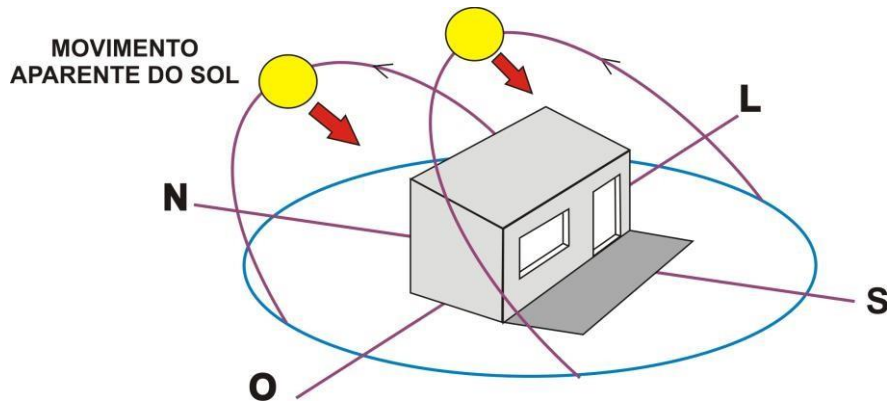
2.8.7 Transmissão de calor em superfícies opacas (parede e telhado)

Em relação as superfícies opacas (paredes, telhados, tetos e lajes), a transmissão de energia ocorre por condução térmica. A energia transmitida pela insolação leva algum tempo para que possa afetar o recinto, além de que, depende diretamente dos elementos construtivos, que podem facilitar ou retardar a transmissão de energia.

Segundo Silva (1998), a quantidade de radiação solar que incide sobre uma superfície depende: do tipo de superfície; sua orientação; posição das estruturas

adjacentes; cor da superfície externa; da latitude; da época do ano e da hora do dia (Figura 23).

Figura 23 - Movimento aparente do Sol e seu efeito de sombreamento.



Fonte: Silva, 1998.

Carrier (1983), afirma que a técnica para o cálculo da condução da carga térmica é fundamentada no conceito de temperatura solar, que é a temperatura do ar exterior, que na carência de trocas radiantes, seria capaz de fornecer um fluxo de calor ao meio condicionado igual ao que existem na realidade, devido à combinação da radiação solar incidente, das trocas radiantes com o meio e das trocas convectivas com o ar exterior.

Para definir a transmissão de calor nas superfícies em questão, primeiro deve-se definir os coeficientes globais de transferência de calor (U) para cada estrutura. No Manual da *Carrier*, esses valores estão tabelas a partir do tipo, espessura e peso, mas pode-se utilizar de outras literaturas desde que seja aceita pela legislação vigente do país.

Depois de definir o coeficiente, deve-se calcular a área da parede e, utilizando a equação (2.11), determina-se a transferência de calor. Mas, nesse caso, a variação de temperatura (ΔT) tem que ser corrigida pela seguinte formula:

$$\Delta T = \Delta T_e = \Delta T_{es} + b \cdot \frac{R_s}{R_m} (\Delta T_{em} - \Delta T_{es}) \quad (2.21)$$

Onde:

ΔT_e Diferença de temperatura equivalente para o mês, hora do dia e latitude considerada;

- ΔT_{es} Diferença de temperatura equivalente para a mesma parede ou telhado na sombra e hora do dia desejado, corrigido, para as condições de projeto;
- ΔT_{em} Diferença de temperatura equivalente para a parede ou telhado exposto ao sol e hora do dia desejado, corrigido, para as condições de projeto.
- R_s Radiação solar máxima através de vidros para a fachada da parede ou para a horizontal, no caso de telhados, para o mês e latitude desejados;
- R_m Radiação solar máxima através de vidros para a fachada da parede ou para a horizontal, no caso de telhados, para o mês de para janeiro, 40° S (para o hemisfério norte devem ser utilizados os valores relativos a julho a 40°N);
- b Coeficiente que considera a coloração da parede exterior. Assim, para paredes escuras (azul escuro, verde escuro, marrom escuro, etc.) b é igual a 1,0. Para paredes de cor média (verde claro, azul claro, etc.) b é igual a 0,78, e para paredes claras (creme, branco, etc.) b é igual a 0,55.

2.8.8 Calor do ar exterior para renovação

Outra fonte de carga térmica é o ar exterior. É preciso estimar a quantidade de energia que penetra o ambiente devido à renovação de ar externo e à infiltração. Para Silva (1998), a taxa mínima de renovação de ar depende principalmente da finalidade do recinto e do número de ocupantes. A infiltração através de portas e janelas depende da área, velocidade do ar e da frequência com que são abertas. A Portaria 3.523/98, do Ministério da Saúde, estabelece uma taxa de 27m³/h, por pessoa, para renovação do ar.

Para se calcular a carga térmica devido à taxa de renovação de ar externo é preciso conhecer as condições de TBS e TBU do ar externo e interno. As entalpias específicas do ar (condição externa e interna) devem ser inseridas na equação (2.22) e marcadas em uma carta psicrométrica.

$$Q = \dot{V} \cdot \rho_{ext} \cdot (h_{ext} - h_{sala}) \text{ [kcal/h]} \quad (2.22)$$

Onde:

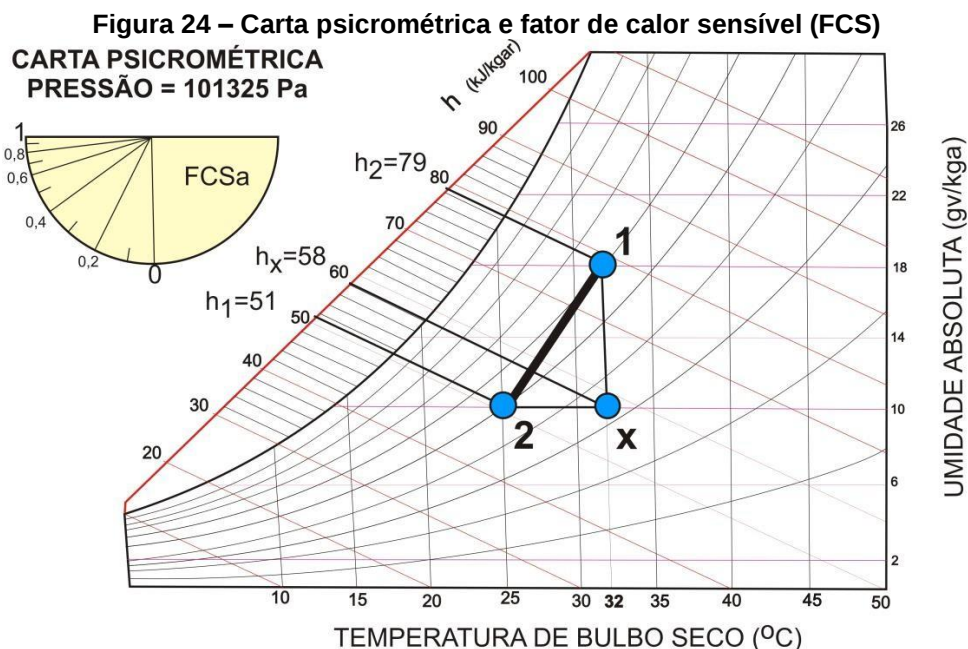
- $\dot{V}$ Vazão de ar de renovação [m³/h];
- ρ_{ext} Massa específica do ar exterior [kg/m³];
- h_{ext} Entalpia do ar exterior;
- h_{sala} Entalpia do ar do recinto.

2.8.9 Vazão de ar insuflado

Para calcular a vazão de ar insuflado no recinto, deve-se obter a carga térmica sensível total, considerando as perdas de carga, a massa específica do ambiente, a temperatura do recinto, o calor específico e a temperatura de insuflamento.

A temperatura de insuflamento é encontrada a partir do fator de calor sensível (FCS), que é a razão do calor sensível total pela soma do calor sensível total e o calor latente total. Segundo Silva (1998), o processo de insuflamento de ar no ambiente faz com que o jato de ar frio receba uma parcela de carga térmica sensível e latente, o que proporciona um processo de aquecimento e umidificação. A linha representativa deste processo na carta psicrométrica ocorre paralela à linha de fator de calor sensível (FCS), dada através da relação entre a carga térmica sensível e a carga térmica total ambiente.

A partir dele determina-se a inclinação da reta que passa pelo ponto no psicrométrico das características do recinto (condições internas do ambiente), e juntamente com a umidade relativa do insuflamento, se encontra a temperatura de insuflamento. A figura 24 mostra a carta psicrométrica e o fator de calor sensível.



Fonte: Silva, 1998.

Desta forma, a vazão de ar insuflado é determinada por:

$$V = \frac{Q_{sensível}}{\rho \cdot c_p (T_i - T_{s'})} \text{ [m}^3/\text{h]} \quad (2.23)$$

Sendo:

$Q_{sensível}$	Calor total sensível [kcal/h];
ρ	Massa específica [kg/m ³];
c_p	Calor específico do ar insuflado [kcal/kg°C];
T_i	Temperatura interna [°C];
$T_{s'}$	Temperatura do insuflamento [°C].

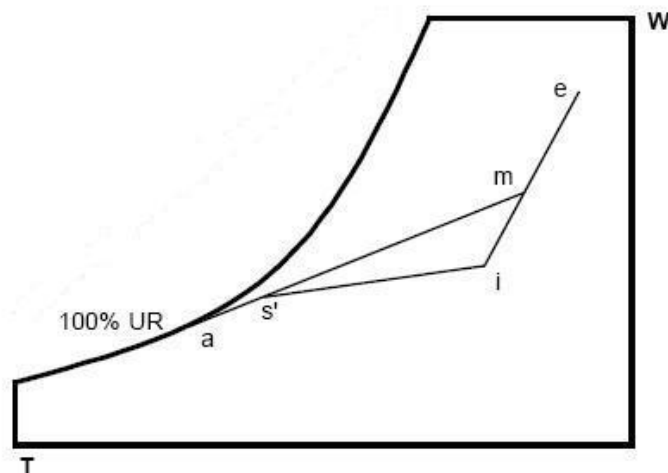
2.8.10 Potência frigorífica

A carga térmica de refrigeração ou potência frigorífica é o calor, por unidade de tempo, que deve ser retirado do recinto para manter temperatura desejada, de acordo com as condições estabelecidas no projeto executivo, ou seja, é a soma de todas as cargas térmicas que influenciam no recinto, sendo o somatório do calor sensível total com o calor latente total, podendo ser dada em [BTU/h], [TR] e [kcal/h].

2.8.11 Representação dos processos no sistema de ar condicionado

Baseado na carta psicrométrica se chega ao seguinte sistema de ar condicionado padrão:

Figura 25 – Sistema de ar condicionado padrão



Fonte: Pirani, 2004

Sendo:

i	Ar na condição do recinto;
e	Ar na condição externa;
m	Ar na condição de mistura do ar de retorno e de renovação;
s'	Ar na condição de insuflação, após sair do condicionador;

- ms' Evolução do ar na serpentina;
- $s'i$ Evolução do ar no interior do ambiente condicionado;
- s' Condição em que o ar é insuflado (saída do condicionador);
- a Ponto de orvalho da condição de operação (ADP).

3 METODOLOGIA

Este trabalho foi fundamentado a partir das normas brasileiras vigentes e os princípios que envolvem a refrigeração, ar condicionado e conforto térmico. A igreja em questão foi tratada como um cliente, a fim de tratar a situação como uma contratação de um serviço de Engenharia Mecânica.

Foi realizada uma visita técnica as instalações da igreja e feito levantamento dos subsídios necessários para se calcular as cargas térmicas do ambiente, informações essas que precisam ser consideradas no memorial de cálculo como escopo do projeto e suas conclusões.

As informações recolhidas são referentes às atividades praticadas nesse espaço, dias e horários. Além disso, foi feito levantamento das seguintes dados:

- a) Orientação da construção. Localização do recinto a ser condicionado com relação a posição geográfica - efeitos do sol e vento; efeitos de sombreamento de estruturas vizinhas; superfícies refletoras – água, areia, estacionamentos, entre outras.
- b) Dimensões físicas do recinto: comprimento, largura e altura.
- c) Materiais de construção: materiais e espessuras de paredes, teto, assoalho e divisórias.
- d) Condições exteriores: cor exterior de paredes e telhados, forros ventilados ou não, espaços condicionados ou não, temperaturas dos ambientes;
- e) Janelas: tamanho e localização, caixilho em madeira ou metal, tipo de vidro, tipo de equipamento para sombreamento (toldo, cortina, etc.)
- f) Portas: localização, tipo, tamanho e frequência de uso;
- g) Elevadores e escadas: localização e temperatura se forem ligados a ambientes não condicionados;
- h) Pessoas: número, horas de permanência, natureza da atividade;
- i) Iluminação: tipo (fluorescente, incandescente ou LED)
- j) Motores: localização e potência nominal;
- k) Equipamentos eletrônicos;

Diante de todas as informações levantadas, foi analisada qual seria a condição mais crítica em termos de carga térmica desse espaço. Com todas as informações, fizeram-se os cálculos, deixando todos referenciados pelas normas e anexos e justificando as escolhas realizadas.

Antes de se iniciar o cálculo, foi necessária uma revisão bibliográfica sobre os conceitos que regem a transferência de calor. Logo após, estudou-se exemplos dados durante as aulas, da disciplina de Refrigeração do Curso de Engenharia Mecânica, e para complementar o conhecimento leu-se um Trabalho De Conclusão de Curso (TCC) voltado à mesma área e assunto.

Depois fez-se um cálculo detalhando, o dimensionamento da carga térmica do recinto, com dados referentes a norma NBR 16401, 6401, 5410, ISO 7730, Manual da Carrier entre outras fontes de normatização que são aceitas pelas leis vigentes deste país.

4 RESULTADOS E DISCUSSÃO

De acordo com a norma NBR 16401(2008) no anexo A, Tabela A.4 a cidade de Teresina-PI está localizada 5,05 de latitude Sul (para os cálculos foi considerado 10 graus de latitude sul), 42,82 de longitude oeste e com 69 m de altitude

O mês considerado para efeito de cálculo segundo norma NBR 16401(2008), foi o mês de outubro com condições externas de temperatura de bulbo seco (TBS) no valor de 36,8°C e temperatura de bulbo úmido (TBUc) de 24,6°C, para uma frequência anual de 2%(foi considerado esse valor para reduzir o custo final do projeto visto que a frequência dessas temperaturas é maior). A horário das celebrações é as 19:00h, mas a hora considerada foi 16:00h devido à maior insolação conforme a tabela anexa do Manual da Carrier e de acordo Norma ISO 7730 (2005) para conforto térmico as condições internas são de TBS = 24°C e ϕ = 50% de umidade relativa.

Figura 26 – Tabela da cidade de referência para o projeto

PI	Teresina		Latitude	Longit.	Altitude	Pr.atm	Período	Extrem. anuais	TBU	TBSmx	s	TBSmn	s	
			5,05S	42,82W	69m	100,50	83/01		32,6	39,5	1,4	19,2	2,0	
Mês>Qt	Freq. anual	Resfriamento e desumidificação				Baixa umidade			Mês>Fr	Freq. anual	Aquec. Umidificação			
Out	0,4%	TBS	TBUc	TBU	TBSc	TPO	w	TBSc	Mar	99,6%	TBS	TPO	w	TBSc
ΔT_{md}	1%	37,2	24,6	26,9	32,7	25,1	20,4	28,8		99%	22,3	16,3	11,7	32,5
12,2	2%	36,8	24,6	26,4	32,5	24,9	20,2	28,6						

Fonte: NBR 16401/2008 (Anexo A4).

Foi informado ao responsável da igreja a necessidade de colocar forro PVC no espaço da Nave, antes da instalação das máquinas para a redução do pé direito, reduzindo assim a carga térmica do teto e o custo do projeto.

A instrução técnica 11(2019) do corpo de bombeiros do Piauí determina que a taxa de ocupação em locais com menos de 200 m² deva ser menor que 2,5 pessoas/m² por motivo de segurança e assim foi considerado 240 pessoas na lotação, totalizando 1,70 pessoas/m².

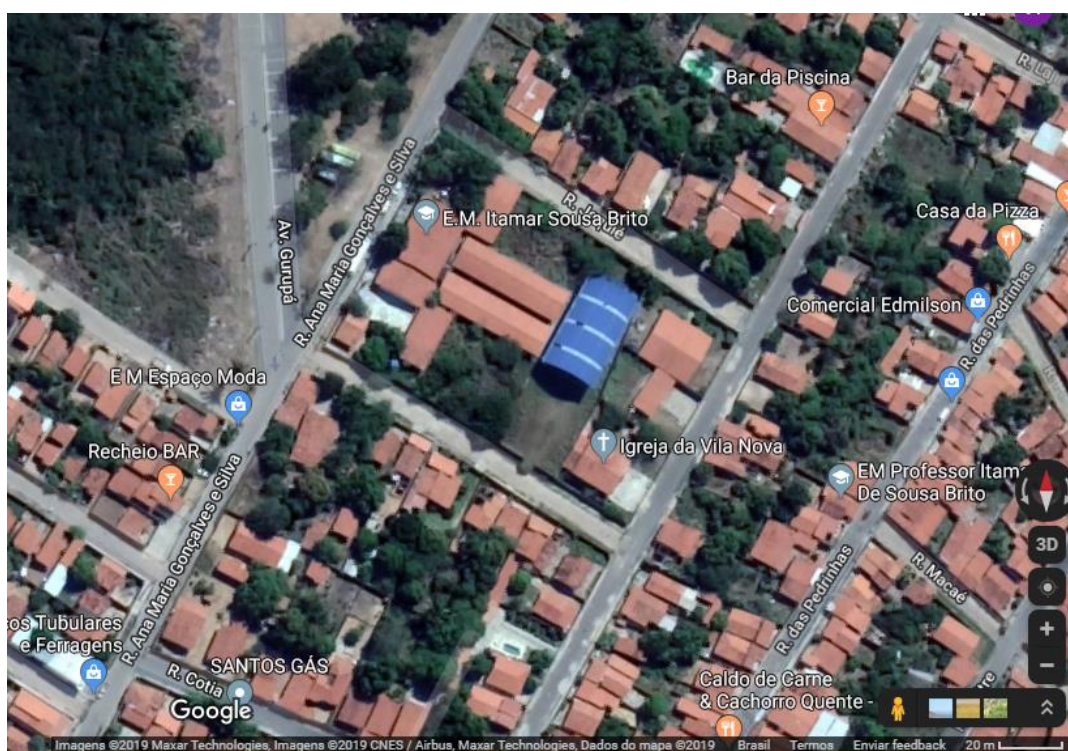
Em relação ao equipamento, foi considerado apenas maquinário para resfriar porque a cidade de Teresina - PI não exige que a mesma forneça calor visto que as temperatura média anual é alta conforme os dados climatológicos do Instituto Nacional de Meteorologia (INMET). Em Teresina, são registradas temperaturas elevadas em todos os meses, chegando a ultrapassar 40,0 °C. Nos últimos 50 anos Teresina-PI já registrou uma temperatura máxima absoluta de 41.1 °C. Considerando a situação e o custos, o modelo do equipamento deve ser Split de teto

porque apresenta um melhor resfriamento do ambiente, menor custo com instalação e manutenção.

4.1 Localização geográfica e orientação da construção

A figura seguinte mostra uma foto de satélite da Igreja Nossa Senhora de Fátima, mais conhecida como Igreja da Vila Nova, uma referência ao bairro onde ela está localizada e adjacência, evidenciando o posicionamento geográfico.

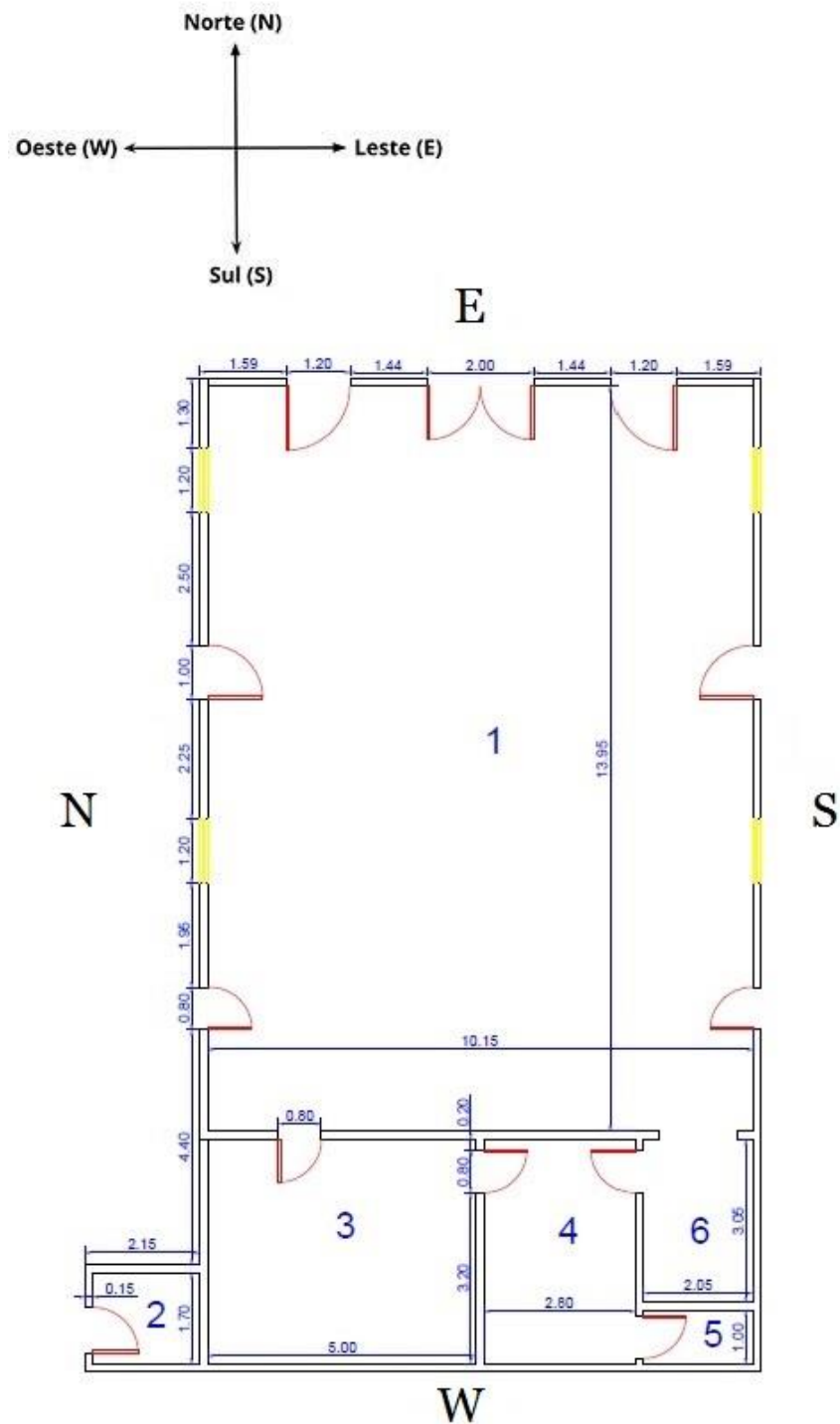
Figura 27 – Imagem de satélite da vizinhança



Fonte: Google Maps

Na figura seguinte temos *layout* da Igreja, bem como dados levantados na visita técnica referentes ao dimensionamento da mesma.

Figura 28 – Layout da Igreja Nossa Senhora de Fatima



Fonte: Autor, 2019

Apenas a área com identificação 1 (Nave) foi considerada nesse projeto visto que é nessa área onde os fiéis participam das celebrações e onde possui maior carga térmica.

4.2 Carga de ocupação

Tendo em vista que o número máximo é de 240 pessoas, considerando a Norma NBR 16401-1(2008), Tabela C.1 Taxas típicas de calor liberado por pessoas (**Anexo**), sentadas no teatro, temos:

$Q_{\text{sensível}} = 65 \text{ W}$ por pessoas

$Q_{\text{latente}} = 30 \text{ W}$ por pessoas

Logo:

$$Q_{\text{sensível}} (\text{ocupação}) = 65 \text{ W} \times 240 = 15.600,00 \text{ W}$$

$$Q_{\text{latente}} (\text{ocupação}) = 30 \text{ W} \times 240 = 7.200,00 \text{ W}$$

4.3 Carga de iluminação

Considerando que a área da igreja seja equivalente a $141,6 \text{ m}^2$ e que conforme constatado na visita técnica há 12 lâmpadas fluorescentes espiral de 60W para iluminação.

Calculo da potência das lâmpadas; $W = 9 \times 60 \text{ W} \Rightarrow W_t = 540 \text{ W}$

$Q_i = 720 \times 1,25 = 648,0 \text{ W}$ (**segundo a potência**)

Onde

W_t = Potência total de iluminação

1,25 = Acréscimo de 25 % devido aos reatores das luminárias

Q_i = Carga térmica devido à iluminação

Considerando a norma NBR 16401-1(2008), Tabela C.2 Taxas típicas de dissipação de calor pela iluminação (**Anexo**), para cinemas e teatro - nível de iluminação de 50 Lux e potência dissipada de 6 W/m^2 , para iluminação fluorescente:

Potência total = $6 \text{ W/m}^2 \times 141,6 \text{ m}^2 \Rightarrow W_t = 846,0 \text{ W}$

$Q_i = 846,0 \times 1,25 = 1.015,2 \text{ W}$ (**calculado segundo a NBR 16401**)

Analisando as alternativas propostas, o valor considerado é o encontrado pela NBR 16401 por ser o valor mais crítico.

4.4 Carga devido aos equipamentos de som e vídeo

A igreja possui os seguintes equipamentos: uma guitarra, seis microfones, duas caixas de som, mesa de som e um bebedouro refrigerado. Conforme a NBR

16401-1(2008), Tabela C. Taxas típicas de dissipação de calor de equipamentos de escritório – Equipamentos diversos (**Anexo**), temos que a:

Potência dissipada pelo bebedouro = 350 W

$Q_{\text{sensível (bebedouro)}} = 350 \text{ W}$

$Q_{\text{latente (bebedouro)}} = 0 \text{ W}$

Os outros equipamentos não estão tabelados, e por isso foi considerado o valor de potência máxima fornecida pelo fabricante, somando as potências temos:

$Q_{\text{sensível (som)}} = 300 \text{ W}$

$Q_{\text{latente (som)}} = 0 \text{ kcal/h}$

4.5 **Carga devido à insolação**

Visto que as faces da igreja não possuem partes de vidro, logo não foi considerado esse fenômeno.

4.6 **Carga devido à condução pelas paredes e teto**

Para os cálculos a seguir, foi considerado uma tabela de coeficiente global de transmissão de calor para materiais de construção no Brasil, confeccionada pelo Engenheiro Mecânico Valter Rubens Gerner.

As paredes da igreja são de alvenaria, tijolo cerâmico e argamassa em ambos os lados com espessura total de 15 cm, e com coeficiente global de transmissão de calor igual $U(\text{parede}) = 2,71588 \text{ kcal/h.m}^2.\text{°C}$. ou $3,15801 \text{ W / m}^2. \text{K}$

As janelas e portas são de aço folha única, com espessura de 3 mm, com coeficiente global de transmissão de calor igual $U(\text{janelas, portas}) = 5,72069 \text{ kcal/h.m}^2. \text{°C}$ ou $5,65195 \text{ W / m}^2. \text{K}$

Analisando o *layout*, pode se observar que face W(oeste) da nave da igreja não recebe irradiação solar diretamente por que existe espaços não climatizados, tais: como as duas sacristias e o banheiro.

Condução na Face W da nave(parede):

Área total da Face W => $A_{\text{totalW}} = 10,15 \text{ m} \times 4,5 \text{ m} = 45,67 \text{ m}^2$

$A_{\text{parede}} = A_{\text{totalW}} - A_{\text{portas}} - A_{\text{capela}}$

$A_{\text{parede}} = 45,67 - 1,68 - 3,04 = 40,95 \text{ m}^2$

$A_{\text{parede}} = 40,95 \text{ m}^2$

Nesse caso, o ΔT_e pode ser considerado como sendo a diferença entre a temperatura de bulbo úmido e bulbo seco, $31,6\text{ }^\circ\text{C} - 24\text{ }^\circ\text{C} = 7,6\text{ }^\circ\text{C}$.

$$Q_{W\text{condução}} = A_{\text{parede}} \times U_{\text{parede}} \times \Delta T_e$$

$$Q_{W\text{condução}} = 40,95 \times 2,71588 \times 7,6 = 845,23\text{ kcal/h}$$

$Q_{W\text{condução}} = 845,23\text{ kcal/h} = 982,55\text{ W}$

Condução na Face S da nave (parede, janelas e portas):

$$\text{Área total da Face S} \Rightarrow A_{\text{totalS}} = 13,95\text{ m} \times 4,50\text{ m} = 62,77\text{ m}^2$$

$$\text{Área total das Janelas da Face S} \Rightarrow A_{\text{S(janelas)}} = 1,56\text{ m}^2 \times 2 = 3,12\text{ m}^2$$

$$\text{Área total das Portas da Face S} \Rightarrow A_{\text{S(portas)}} = 2,50\text{ m}^2 + 1,68\text{ m}^2 = 4,18\text{ m}^2$$

$$A_{\text{parede}} = A_{\text{total,S}} - A_{\text{portas}} - A_{\text{S(janelas)}}$$

$$A_{\text{parede}} = 62,77 - 4,18 - 3,12 = 55,47\text{ m}^2$$

$$A_{\text{parede}} = 55,47\text{ m}^2$$

$$Q_{\text{Scondução: janelas, portas}} = A_{\text{parede}} \times U_{\text{parede}} \times \Delta T_e$$

Correção ΔT_e para qualquer parede ou telhado em qualquer latitude e mês é dado por: $\Delta T_e = \Delta T_{\text{es}} + b \times (R_{\text{S}}/R_{\text{M}}) \times (\Delta T_{\text{em}} - \Delta T_{\text{es}})$

$$[(\Delta T_e - \Delta T_i) = 7,6\text{ }^\circ\text{C}; \Delta T_m = 12,20\text{ }^\circ\text{C}]$$

$$\Delta T_{\text{es}} = 7,8\text{ }^\circ\text{C}; \text{da tabela 19 (Anexo) [face sombra; } 100\text{kg/m}^2; 16:00\text{h}]$$

$$b = 0,55; [\text{parede de coloração clara}]$$

$$R_{\text{S}} = 35\text{ kcal/h.m}^2 \text{ (insolação para a face Sul, } 10^\circ\text{S, em outubro, tabela A.2).}$$

$$R_{\text{M}} = 24\text{ kcal/h.m}^2 \text{ (insolação para a face Sul, } 40^\circ\text{S, em setembro, tabela A.2).}$$

$$\Delta T_{\text{em}} = 7,8\text{ }^\circ\text{C}; \text{da tabela 19 [} 100\text{kgf/m}^2; 15:00\text{h; face S]}$$

$$\Delta T_e = 7,8 + [0,55 \times (35/24) \times (7,8 - 7,8)]$$

$$\Delta T_e = 7,8\text{ }^\circ\text{C}$$

$$Q_{\text{Scondução parede}} = 55,47 \times 2,71588 \times 7,8 = \mathbf{1.175,06\text{ kcal/h}}$$

$$Q_{\text{Scondução janelas, portas}} = A_{\text{janelas, portas}} \times U_{\text{janelas, portas}} \times \Delta T_e$$

$$Q_{\text{Scondução janelas, portas}} = (4,18 + 3,12) \times 5,72069 \times 7,10 = \mathbf{296,50\text{ kcal/h}}$$

$$Q_{\text{Scondução}} = 296,50 + 1.175,06 = \mathbf{1.471,56\text{ kcal/h}}$$

$Q_{\text{Scondução}} = 1.471,56\text{ kcal/h} = 1711,12\text{ W}$
--

Condução na Face E da nave (parede)

Área total da Face E => $A_{total,E} = 10,15 \text{ m} \times 4,50 \text{ m} = 45,67 \text{ m}^2$

Área das portas da Face E => $A_E(\text{portas}) = 2 \times (1,20 \times 2,50) + (2,00 \times 2,50) = 11,00 \text{ m}^2$

$A_{parede} = A_{total,E} - A_E(\text{portas})$

$A_{parede} = 45,67 - 11,00 = 34,67 \text{ m}^2$

$A_{parede} = 34,67 \text{ m}^2$

$Q_{Econdução \text{ parede}} = A_{parede} \times U_{parede} \times \Delta T_e$

Correção ΔT_e para qualquer parede ou telhado em qualquer latitude e mês é dado por: $\Delta T_e = \Delta T_{es} + b \times (R_s/R_m) \times (\Delta T_{em} - \Delta T_{es})$

Seguindo a norma e as tabelas de insolação, temos:

$[(\Delta T_e - \Delta T_i) = 7,6 \text{ }^\circ\text{C}; \Delta T_m = 12,20 \text{ }^\circ\text{C}]$

$\Delta T_{es} = 7,8^\circ\text{C}$; da tabela 19 face sombra; 100kg/m^2 ; 16:00h]

$b = 0,55$; [parede de coloração clara]

$R_s = 442 \text{ kcal/h.m}^2$ (insolação para a face Leste, 10°S , em outubro, tabela A.2).

$R_m = 404 \text{ kcal/h.m}^2$ (insolação para face leste, 40°S , em setembro, tabela A.2).

$\Delta T_{em} = 7,8^\circ\text{C}$; da tabela 19 [100kgf/m^2 ; 16:00h; face E]

$\Delta T_e = 7,8 + [0,55 \times (442/404)] \times (7,8 - 7,8)$

$\Delta T_e = 7,8 \text{ }^\circ\text{C}$

$Q_{Econdução \text{ parede}} = 34,67 \times 2,71588 \times 7,8 = \mathbf{734,44 \text{ kcal/h}}$

$Q_{Econdução, \text{ portas}} = A_{porta} \times U_{portas} \times \Delta T_e$

$Q_{Econdução, \text{ portas}} = 11 \times 5,72069 \times 7,00 = \mathbf{490,84 \text{ kcal/h}}$

$Q_{Econdução} = 490,84 + 734,44 = \mathbf{1.225,27 \text{ kcal/h}}$

$Q_{Econdução} = 1.225,27 \text{ kcal/h} = 1.424,73 \text{ W}$
--

Condução na Face N da nave (parede, janelas e portas):

Área total da Face S => $A_{total,N} = 13,95 \text{ m} \times 4,50 \text{ m} = 62,77 \text{ m}^2$

Área total das Janelas da Face N => $A_N(\text{janelas}) = 1,56 \text{ m}^2 \times 2 = 3,12 \text{ m}^2$

Área total das Portas da Face N => $A_N(\text{portas}) = 2,50 \text{ m}^2 + 1,68 \text{ m}^2 = 4,18 \text{ m}^2$

$A_{parede} = A_{total,N} - A_{portas} - A(\text{janelas})$

$A_{parede} = 62,77 - 4,18 - 3,12 = 55,47 \text{ m}^2$

$A_{parede} = 55,47 \text{ m}^2$

$Q_{Scondução \text{ janelas, portas}} = A_{parede} \times U_{parede} \times \Delta T_e$

Correção ΔT_e para qualquer parede ou telhado em qualquer latitude e mês é dado por: $\Delta T_e = \Delta T_{es} + b \times (R_s/R_m) \times (\Delta T_{em} - \Delta T_{es})$

$$[(\Delta T_e - \Delta T_i) = 7,6^\circ\text{C}; \Delta T_m = 12,20^\circ\text{C}]$$

$\Delta T_{es} = 7,8^\circ\text{C}$; da tabela 19 (Anexo) [face sombra; 100kg/m²; 16:00h]

$b = 0,55$; [parede de coloração clara]

$R_s = 38\text{kcal/h.m}^2$ (insolação para a face norte, 10°S, em outubro, tabela A.2).

$R_m = 379\text{kcal/h.m}^2$ (insolação para a face norte, 40°S, em setembro, tabela A.2).

$\Delta T_{em} = 14,4^\circ\text{C}$; da tabela 19 [100kgf/m²; 16:00h; face N]

$$\Delta T_e = 7,8 + [0,55 \times (38/379) \times (14,4 - 7,8)]$$

$$\Delta T_e = 8,16^\circ\text{C}$$

$$Q_{\text{Ncondução parede}} = 55,47 \times 2,71588 \times 8,16 = \mathbf{1.229,90 \text{ kcal/h}}$$

$$Q_{\text{Ncondução janelas, portas}} = A_{\text{janelas, portas}} \times U_{\text{janelas, portas}} \times \Delta T_e$$

$$Q_{\text{Ncondução janelas, portas}} = (4,18 + 3,12) \times 5,72069 \times 6,9 = \mathbf{288,15 \text{ kcal/h}}$$

$$Q_{\text{Ncondução}} = 288,15 + 1.229,90 = \mathbf{1.518,05 \text{ kcal/h}}$$

$Q_{\text{Ncondução}} = 1.518,05 \text{ kcal/h} = 1.765,18 \text{ W}$

Condução no teto (PVC+telha):

Área total do teto => $A_{\text{teto}} = 141,6 \text{ m}^2$

Foi considerado que o telhado é de fibrocimento com forro de PVC com espessura de 1 cm, tem o valor de $U_{\text{teto}} = 1,4381 \text{ kcal/h.m}^2.^\circ\text{C}$ (**Anexo**), temos:

$$Q(\text{teto, condução}) = A_{\text{teto}} \times U_{\text{teto}} \times \Delta T_e$$

$$\text{Donde: } \Delta T_e = a + \Delta T_{es} + b \times (R_s/R_m) \times (\Delta T_{em} - \Delta T_{es})$$

Seguindo a norma e as tabelas de insolação, temos:

$$[(\Delta T_e - \Delta T_i) = 7,6^\circ\text{C}; \Delta T_m = 12,20^\circ\text{C}]$$

$\Delta T_{es} = 7,8^\circ\text{C}$; da tabela 20 [teto sombra; 100kgf/m²; 16:00h]

$b = 0,55$; [teto de coloração clara]

$R_s = 678 \text{ kcal/h.m}^2$ (insolação para a face horizontal, 10°S, em outubro, tabela A.2).

$R_m = 496 \text{ kcal/h.m}^2$ (insolação para a fachada leste, 40°S, em setembro A.2).

$\Delta T_{em} = 20^\circ\text{C}$; da tabela 20 (Anexo) [100kgf/m²; 16:00h; face horizontal]

$$\Delta T_e = 7,8 + [0,55 \times (678/496) \times (20 - 7,8)]$$

$$\Delta T_e = 14^\circ\text{C}$$

$$Q_{\text{teto, condução}} = A_{\text{teto}} \times U_{\text{teto}} \times \Delta T_e$$

$$Q_{\text{teto, condução}} = 141,6 \times 1,4381 \times 14 = \mathbf{2.800,19 \text{ kcal/h}}$$

$$Q_{\text{teto, condução}} = 2.800,19 \text{ kcal/h} = 3.200,01 \text{ W}$$

Logo, temos na tabela seguinte a carga térmica parcial.

Tabela 01 – Carga térmica sensível parcial	
Carga Térmica devido:	Calor Sensível W
Ocupação	15.600,00
Iluminação	1.015,20
Equipamentos eletrônicos	650,00
Condução na Face W	982,55
Condução na Face S	1711,12
Condução na Face E	1.424,73
Condução na Face N	1.765,18
Condução na Face teto	3.200,01
Total parcial	26.348,79

Fonte: Autor, 2019

4.7 **Carga devido à infiltração**

4.7.1 ***Frestas de portas e janelas***

Conforme a NBR 6401(1980), de acordo com a TABELA-8 (**Anexos**), foi adotado para as janelas com guilhotina com caixilho metálico e para as portas bem ajustadas os respectivos valores:

VazãoJanelas = $V = 1,8 \text{ m}^3/\text{h} \times \text{metro de fresta.}$

Vazãoportas = $V = 6,5 \text{ m}^3/\text{h} \times \text{metro de fresta.}$

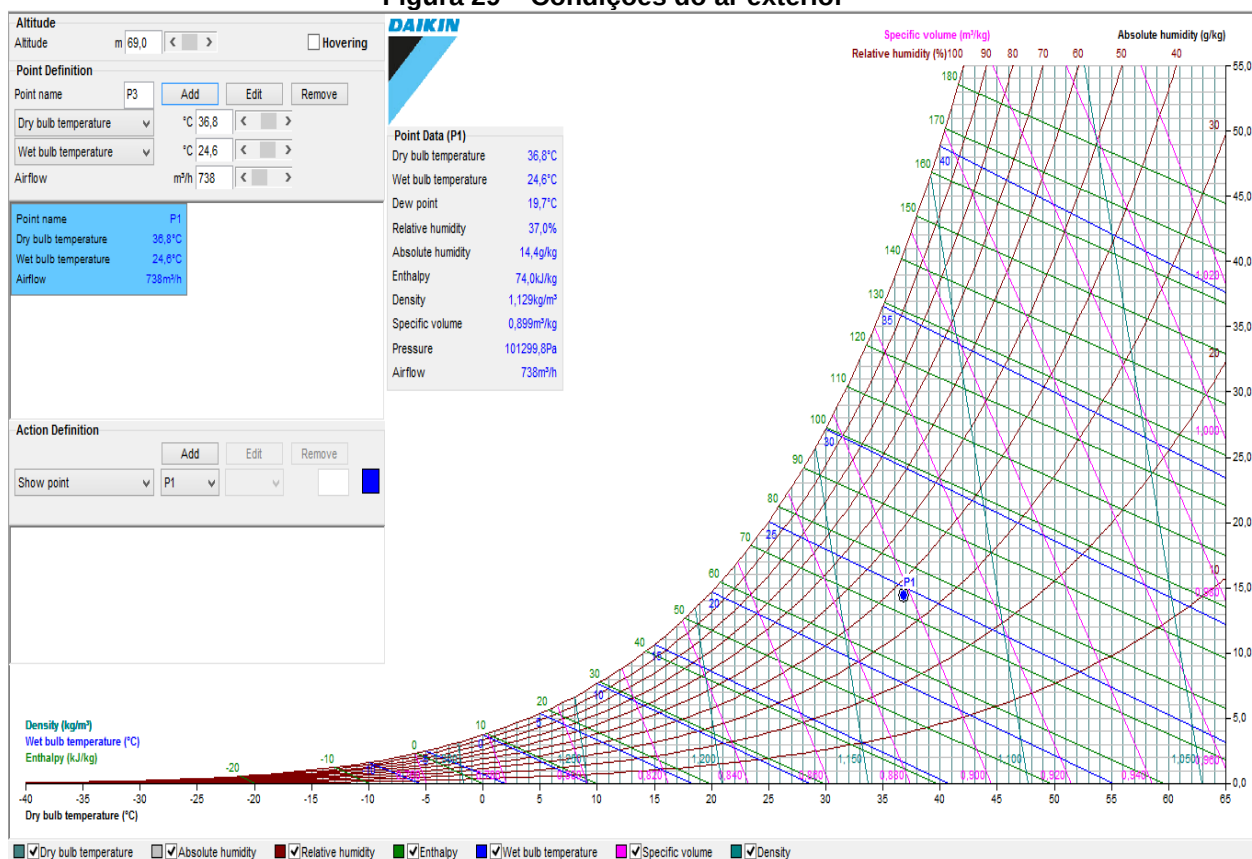
As janelas e portas da igreja são de ferro e com isso foi considerado as frestas em todas as arestas de abertura, segue abaixo tabela resumo dos cálculos para encontrar a vazão total:

Tabela 02 –Vazão de ar por infiltração

Qtde.	Estrutura	Perímetro (m)	Vazão (m³/h)
4	Janelas	21,2	38,16
1	Porta Frontal	11,50	74,75
2	Portas Frontais -Lateral	14,80	96,2
4	Porta Laterais	25,6	166,4
Vazão total por frestas			375,5 m³/h

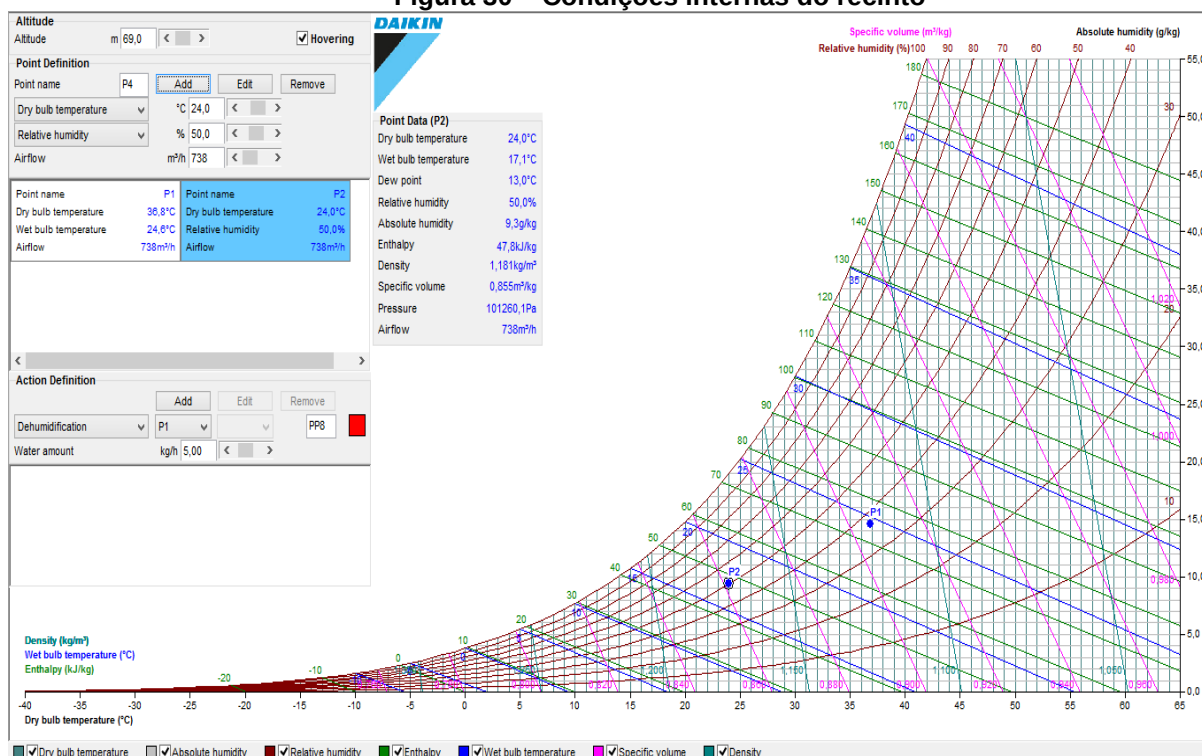
Fonte: Autor,2019

Pela análise da carta psicrométrica (extraído do programa *Psychrometric Diagram Viewer 3.2.0*), tem-se, as condições externas às 16:00 h (36,8° C TBS e 24,6° TBU), que são apresentadas na figura 29.

Figura 29 – Condições do ar exteriorFonte: Programa *Psychrometric Diagram Viewer 3.2.0*

Para as condições internas do recinto adotadas inicialmente (24 °C TBS e UR = 50%), tem-se:

Figura 30 – Condições internas do recinto



Fonte: Programa Psychrometric Diagram Viewer 3.2.0

Da carta psicométrica, tem-se os valores de umidade absoluta na zona interna e externa, respectivamente: $UE_i = 9,3 \text{ g/kg}$ e $UE_e = 14,5 \text{ g/kg}$.

Considerando que a densidade do ar seja igual $\rho = 0,001164 \text{ g/m}^3$ Logo, tem-se:

$$Q_{\text{sensível}} (\text{frestas}) = 0,29 \times \text{Vazão} \times (T_e - T_i)$$

$$Q_{\text{latente}} (\text{frestas}) = 583 \times \rho \times \text{Vazão} \times (UE_e - UE_i)$$

$$Q_{\text{sensível}} (\text{frestas}) = 0,29 \times 375,5 \times (36,8 - 24,0) = 1.392,00 \text{ kcal/h}$$

$$Q_{\text{latente}} (\text{frestas}) = 583 \times \rho \times 375,5 \times (14,5 - 9,3) = 1.331,25 \text{ kcal/h}$$

$$Q_{\text{sensível}} (\text{frestas}) = 1.392,00 \text{ kcal/h} = 1.618,00 \text{ W}$$

$$Q_{\text{latente}} (\text{frestas}) = 1.331,25 \text{ kcal/h} = 1.548,25 \text{ W}$$

4.7.2 Infiltração pela porta

Considerando a NBR 6401(1980), de acordo com a TABELA-8 (**Anexos**) -foi adotado porta vai-e-vem com dimensão de 90 cm que possui uma vazão $4 \text{ m}^3/\text{h}$ por pessoa, vale ressaltar que a velocidade do vento é desprezada. Foi considerado o estabelecimento restaurante, pois a atividade humana é idêntica porque as pessoas que entram no recinto só saem após o término.

Vazão - $V = 4 \text{ m}^3/\text{h} \times \text{pessoas} = 4 \times 240 = 960,00 \text{ m}^3/\text{h}$

$Q_{\text{sensível}} (\text{abrir e fechar/portas}) = 0,29 \times \text{Vazão}_{\text{porta}} \times (T_e - T_i)$

$Q_{\text{latente}} (\text{abrir e fechar/portas}) = 583 \times \rho \times \text{Vazão}_{\text{porta}} \times (U_{Ee} - U_{Ei})$

$Q_{\text{sensível}} (\text{abrir e fechar/portas}) = 0,29 \times 960 \times (36,8 - 24,0) = 3.563,52 \text{ kcal/h}$

$Q_{\text{latente}} (\text{abrir e fechar/portas}) = 583 \times \rho \times 960 \times (14,5 - 9,3) = 3.544,32 \text{ kcal/h}$

$Q_{\text{sensível}} (\text{abrir e fechar/portas}) = 3.563,52 \text{ kcal/h} = 4.144,37 \text{ W}$

$Q_{\text{latente}} (\text{abrir e fechar/portas}) = 3.544,32 \text{ kcal/h} = 4.122,04 \text{ W}$

4.8 Cálculo da vazão mínima do equipamento

Conforme a NBR 16401-1(2008), foi considerada a carga térmica total de calor sensível local, para posteriormente calcular a vazão mínima necessária. A partir da análise da carga térmica e da carta psicrométrica, foi encontrado o ponto do Fator Sensível FCS= 0,667 e a temperatura de insulamento de 14°C, logo:

$V_{\text{min}} = Q_{\text{st}} / [0,29 \times (T_{\text{des}} - T_{\text{ins}})] = 26.348,79 / [0,29 \times (24 - 14)] = 9.085,00 \text{ m}^3/\text{h}$

$V_{\text{min}} = 9.085,00 \text{ m}^3/\text{h} = 2.523,61 \text{ L/s}$

4.9 Carga devido à renovação

Segundo NBR 16401-3 (2008), a qualidade do ar interior do recinto depende diretamente do ar exterior de renovação e pela filtragem ar insuflado. A captação de ar exterior para renovação deve ser o mais afastado possível das fontes de poluição com concentração de poluentes gasosos, biológicos e químicos. O sistema deve reter o material particulado presente no ar exterior e interior a fim de reduzir a concentração de poluentes e reduzir a quantidade de poluentes nos dutos.

Dito isso, a partir da consulta da norma citada, foi considerado o ambiente como local de culto, conforme a TABELA 5 – Classe mínima de filtragem (**Anexo**) indicando o filtro F5.

Conforme as normas vigentes é necessário que se introduza em ambiente fechados, uma quantidade de ar que seja capaz suprir as necessidades de oxigênio dos ocupantes, além de diluir o nível de CO₂ e odores até um nível satisfatório.

Conforme a norma NBR 16401-3(2008), a equação para determinar-se o vazão eficaz de ar exterior pode ser resumida da seguinte forma:

$$V_{ef} = P_z \times F_p + A_z \times F_a$$

Sendo:

V_{ef} Vazão de ar externo para renovação L / s;

P_z Número de pessoas no local;

F_p Fator de ar exterior por pessoa L / s. pessoa;

A_z Área útil do local ocupada;

F_a Fator de ar exterior pela área útil ocupada L / s. m².

A norma NBR 16401-3 (2008) conforme pode ser visto na figura a seguir, divide em três níveis de vazão de ar exterior para ventilação, quanto maior o nível mais sofisticado é o sistema de refrigeração e por consequência maior também será o custo. Por isso, se tratando de uma igreja localizada na periferia e que busca-se os menores custos foi escolhido utilizar o nível 1.

Figura 31 - Vazão eficaz mínima de ar exterior de ventilação

Local	D pessoas/ 100 m ²	Nível 1		Nível 2		Nível 3		Exaustão mecânica 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	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 plateia	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	--

Fonte: NBR 16401-3 (2008)

Temos então:

$$V_{ef} = (P_z \times F_p) + (A_z \times F_a) = (240 \times 2,5) + (141,3 \times 0,3) = 600 + 42 = 642,00 \text{ L/s.}$$

$$\mathbf{V_{ef} = 642,00 \text{ L/s.}}$$

Para calcular a vazão de ar exterior usou-se a equação:

$$V_z = \frac{V_{ef}}{E_z}$$

V_z Vazão de ar exterior a ser suprida na zona de ventilação;

E_z Eficiência da distribuição de ar na zona.

Nota: E_z é estipulado pela norma conforme tabela 2 da norma NBR 16401-3 (2008) **(Anexo)**, adotado Insuflação de ar frio pelo forro, logo: $E_z = 1,0$.

Logo:

$$V_z = V_{ef}$$

$$V_z = 642,00 \text{ L/s.}$$

Segundo Çengel (2011) a 30°C a massa específica do ar é 1,1644 kg/m³ e como a temperatura média da cidade de Teresina - PI é próximo desse valor, logo deve ser feito a correção:

$$V_{ef_ar} = V_z \times (\rho_{padrão} / \rho_{local}) \rightarrow [642 \times (1,2/1,1644)] = 664,00 \text{ L/s}$$

$$V_{ef_ar} = 664,00 \text{ L/s}$$

Depois calcula-se a distribuição de ar em todas as zonas do recinto pela equação:

$$Z_{zona} = V_{ef_ar} / V_{min} \rightarrow (664,00 / 2.523,61) = 0,25$$

$$Z_{zona} = 0,25$$

O valor de eficiência de distribuição (E_v) correlacionado com a distribuição de todas as zonas do recinto Z_{zona} é encontrado na tabela 3 da NBR 16401-3 **(Anexo)** logo $E_v = 0,9$.

Logo, a vazão efetiva de renovação corrigida pelo valor de eficiência de distribuição nas zonas de ventilação é dada por:

$$V_{ef_cor} = V_{ef_ar} / E_v \rightarrow 664,00 / 0,9 = 737 \text{ L/s}$$

$$V_{ef_cor} = 737 \text{ L/s}$$

A norma NBR 16401(2008) recomenda que a velocidade da tomada de ar do ambiente externo seja de 2,5 m/s. Logo:

$$VEfetiva_Renovação = 2.653,20 \text{ m}^3/\text{h} \text{ ou } 737,00 \text{ L/s}$$

$$\text{Árearenovação} = VEfetiva_Renovação / \text{Velocidade} = 737 / 2,5 = 0,300 \text{ m}^2$$

Árearenovação = 0,300 m² ou uma abertura de aresta de 55 cm.

Carga Efetiva de Renovação

Logo, tem-se:

$$Q_{\text{sensível}}(\text{renovação}) = 0,29 \times \text{Vazão} \times (T_e - T_i)$$

$$Q_{\text{latente}}(\text{renovação}) = 583 \times 0,001164 \times \text{Vazão} \times (U_{Ee} - U_{Ei})$$

$$Q_{\text{sensível}}(\text{renovação}) = 0,29 \times 2.653,20 \times (36,8 - 24) = 9.233,00 \text{ kcal/h}$$

$$Q_{\text{latente}}(\text{renovação}) = 583 \times 0,001164 \times 2.653,20 \times (14,5 - 9,3) = 9.041,18 \text{ kcal/h}$$

$Q_{\text{sensível}}(\text{renovação}) = 9.233,00 \text{ kcal/h} = 10.737,00 \text{ W}$

$Q_{\text{latente}}(\text{renovação}) = 9.041,18 \text{ kcal/h} = 10.514,89 \text{ W}$

Tabela 03 – Carga total do projeto

Carga Térmica devido:	Calor Sensível (W)	Calor Latente (W)
Ocupação	15.600,00	7.200,00
Iluminação	1.015,20	0,00
Equipamentos eletrônicos	650,00	0,00
Condução na Face W	982,55	0,00
Condução na Face S	1711,12	0,00
Condução na Face E	1.424,73	0,00
Condução na Face N	1.765,18	0,00
Condução na Face teto	3.200,01	0,00
Total parcial	26.348,79	7.200,00
Renovação	10.737,00	10.514,00
Infiltração por Frestas Portas / janelas	1.618,00	1.548,25
Infiltração –abrir / fechar porta	4.144,25	4.122,00
Total de carga térmica (W)	66.232,29	
Total de carga térmica (TR)	18	

Fonte: Autor, 2019.

4.10 **Equipamento**

Avaliando os resultados encontrados e a partir da realidade da instituição religiosa em questão, buscou-se escolher o equipamento com a melhor relação custo-benefício, e que atenda as condições de vazão e de carga térmica calculados.

Dito isso, para o projeto em questão é proposto a aquisição dos equipamentos com as seguintes especificações:

Tabela 04 – Equipamentos para o Projeto

Fabricante	Modelo	Ciclo	Capacidade (TR)	Vazão (m³/h)	Qtde.
Carrier	Space Inverter	Frio	4,5	9180	4

Fonte: Autor, 2019

Desta forma, vale ressaltar que com as máquinas escolhidas totalizam-se aproximadamente 18 TR de capacidade e 9180 m³/h de vazão média, atendendo a necessidade do recinto, que é de aproximadamente 18 TR e 9.085,00 m³/h.

4.11 **Análises dos resultados**

Os resultados apresentados neste trabalho estão referenciados pelas Normas vigentes deste país, além de ter como referência norteadora o material teórico adquirido nas disciplinas de Maquinas Térmicas, Refrigeração e Transferência de calor massa.

- **Considerações iniciais:** Neste quesito foram feitas escolhas respaldadas pela norma vigente neste país tal como NBR 16401 (2008), ISO 7730 e a instrução técnica 11(2019) do corpo de bombeiros do Piauí, além de dar sugestões de modificação na estrutura física da igreja para melhorar eficiência do sistema a ser adotado.
- **Ocupação:** A partir da visita técnica no momento da celebração e dos dados físicos levantados, além de considerando a instrução técnica 11(2019) do corpo de bombeiros do Piauí chegou-se ao número de 240 ocupantes (fiéis e equipe litúrgica), baseado nisso se utilizando da norma NBR 16401(2008) para calcular as devidas cargas térmicas.
- **Iluminação:** O cálculo da carga desse ponto foi feito de 2 formas: seguindo as fórmula de potência elétrica e pela forma orientada pela norma NBR 16401.

O valor considerado foi o mais crítico dentre os 2, pois a intenção é determinar a situação mais crítica do recinto estudado.

- Equipamentos: A partir do levantamento de equipamentos feito da visita técnica foi realizado cálculo baseado nas tabelas que norma regulamentadora fornece, mas para os equipamentos não listados pela norma foi considerada a carga fornecida pelo fabricante.
- Insolação: A carga devido a este não fenômeno não foi considerada visto que as faces da igreja não possuem partes de vidro. Mas em caso de modificação ao longo do tempo, esse cálculo apresentado deverá ser corrigido.
- Condução: Partindo das informações levantadas na visita técnica, foi realizado cálculo de condução do calor nas paredes, portas, janelas e teto. Para realização destes cálculos foi utilizado uma tabela de coeficiente global de transmissão de calor de matérias utilizados no Brasil, confeccionada pelo Engenheiro Mecânico Valter Rubens Gerner. Sabendo que a face oeste (W) é anexada a outras estruturas, caracterizando assim o sombreamento, portanto para esta face não foi realizada correção da variação da temperatura externa.
- Infiltração por frestas e portas: Considerando todo o levantamento feito na visita técnica e a norma regulamentadora NBR 6401(1980), de acordo com a TABELA-8 (**Anexo**), foi adotado janelas simples e as portas de ferro mal ajustadas. Foi assumido que porta vai-e-vem com dimensão de 90 cm que possui uma vazão $4\text{m}^3/\text{h}$ por pessoa e convém lembrar que a velocidade do vento foi desprezada conforme a norma recomenda. Foi considerado o estabelecimento restaurante, visto que o estabelecimento templo religioso / igreja não é tabelado. Para determinar os valores de calor latente e sensível foi necessário consultar carta psicrométrica eletrônica do programa *Psychrometric Diagram Viewer 3.2.0* e obter os valores de umidade absoluta externo e interno dados em grama de vapor por quilograma de ar seco. Foi considerada a massa específica do ar como $1,1644\text{ kg/m}^3$ visto que é o valor adotado por Çengel(2011) a 30°C .
- Vazão mínima do equipamento: Nesse ponto conforme NBR 16401(2008) foi considerado carga térmica de calor sensível local desconsiderando o ar de renovação e infiltração. Foi encontrado o valor da vazão mínima em m^3/h e

posteriormente convertido para a unidade L/s para ser usado em cálculos posterior. A partir da análise da carga térmica e da carta psicrométrica, foi encontrado o ponto do Fator de Calor Sensível de $FCS = 0,667$ que é a relação entre a carga térmica sensível e a carga térmica total ambiente e a temperatura de insulamento de 14°C .

- Renovação de ar: O cálculo de renovação adotado neste trabalho é referenciado e detalhado pela norma NBR 16401(2008), visto que este processo é de suma importância para a eficiência do projeto e para as pessoas que serão submetida a este espaço. O ar ambiente deve atender às recomendações do Ministério da Saúde, e por isso sua captação deve ser o mais afastada possível das fontes de poluição com concentração de poluentes gasosos, biológicos e químicos. O sistema deve reter o material particulado presente no ar exterior e interior a fim de reduzir a concentração de poluentes e reduzir a quantidade de poluentes nos dutos. A renovação de deve ser de ventilação forçada com velocidade $2,5 \text{ m/s}$ e com um controlador de nível de CO_2 .
- Escolha da máquina: Os valores de referência encontrados a partir dos dados levantados foram 18 TR de capacidade térmica e $9.085,00 \text{ m}^3/\text{h}$ de vazão de insuflação mínima. Foi feita consulta em catálogos e análise de mercado na busca pelo modelo e tipo de equipamento que atenda às necessidades do projeto, além de levar em consideração os custo - benefício, instalação, manutenção, garantia do fabricante, dentre outros fatores. Foi levado em conta que estes equipamentos exigem mão de obra qualificada, requisito esse que dificulta a escolha de outras opções, além de elevar os custos com o serviço de instalação e manutenção. Ao realizar análise de mercado foi feita avaliação dos seguintes parâmetros: capacidade térmica, vazão, tecnologia aplicada, consumo, classificação energética, tipo de gás utilizado, tensão (V) e fase. Logo após avaliação foi recomendado a aquisição de equipamentos da fabricante CARRIER, por que além de atender as necessidades do projeto, possui selo A de qualidade do Programa Nacional de conservação de energia elétrica (Procel). Foi indicado 04 equipamentos modelo Split Piso/Teto Inverter do fabricante Carrier, com vazão média de $2.295 \text{ m}^3/\text{h}$ e capacidade térmica de 4,5TR. Desta forma vale ressaltar, que com as máquinas escolhidas totaliza-se 18 TR de capacidade e $9.180,00 \text{ m}^3/\text{h}$ de vazão média,

atendendo a necessidade do recinto, que é de aproximadamente 18 TR e 9.085,00 m³/h. Além disso, o equipamento indicado possui tecnologia de compressores de velocidade variável favorecendo o baixo consumo de energia se comparado a outros equipamentos de mesma potência. O fluido refrigerante utilizado nesses equipamentos é o gás ecológico R410-A, atóxico, não inflamável e que não possui CFCs (clorofluorcarbonos) substância que agride a Camada de Ozônio, favorecendo assim a sustentabilidade do meio ambiente. Além das características já descritas, vale ressaltar estas:

- Baixo nível de ruído (compressor e condensador localizados na parte externa);
- Facilidade e rapidez de instalação;
- Dispensa instalação de sistemas de água gelada e rede de dutos;
- Não são necessários grandes trabalhos em alvenaria para a instalação, quando comparados a outros sistemas
- Permite a correta instalação do evaporador no recinto a ser condicionado visto que esta unidade é distante e pode-se trabalhar com grandes distâncias de tubulação entre as unidades;

5 CONCLUSÕES

O presente trabalho de conclusão de curso propõe um projeto de climatização para a Igreja Católica de Nossa senhora de Fatima (Teresina – PI), conforme as exigências das normas técnicas vigentes nesse país considerando as variáveis custo e benefícios, com a finalidade proporcionar conforto térmico para os participantes desta instituição religiosa.

Para a concepção deste projeto foi necessário revisar bibliografia específica detalhadamente e está atento as normas vigentes país. Com esta revisão, pude chegar à conclusão da necessidade de inserir o acadêmico em Engenharia Mecânica na vivência diária do mercado de trabalho durante todo o curso e não somente no período de estágio obrigatório, a fim de familiarizar esses com problemas e com soluções reais.

Esse projeto me proporcionou a aquisição de muito conhecimento na área de refrigeração e climatização, além disso, foi percebido da grande importância do Engenheiro Mecânico na busca de conhecimento das normas além de ampliar a visão para solucionar problemas relativos ao referido tema.

Para trabalhos futuros, sugere-se fazer o cálculo da carga térmica por mais de um método e realizar a comparação dos resultados dos mesmos. Além disso, pode ser feito estudo para implantação de energia solar para reduzir o custo relacionado ao consumo de energia, sendo assim uma ótima oportunidade para utilização de energia limpa.

REFERÊNCIAS

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

ABNT NBR 6401. **Instalações centrais de ar-condicionado para conforto – Parâmetros básicos de Projeto**. Dezembro de 1980.

ABNT NBR 5410. **Instalações elétricas de baixa tensão**. Segunda edição 30.09.2004.

ASHRAE; (2013). ANSI/ASHRAE Standard 55-2013: **Thermal environmental conditions for human occupancy**. American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc. Atlanta, EUA.

Humphreys, M. A. (1979), The variation of comfortable temperatures. Int. J. Energy Res., 3: 13-18. doi:10.1002/er.4440030103

ÇENGEL, Y. A. **Transferência de calor e massa**, 4a Ed., Mc Graw-Hill, São Paulo, 2011.

CORPO DE BOMBEIROS MILITAR DO ESTADO DO PIAUÍ (Estado). Constituição (2019). Instrução Técnica nº 11, de 2019. **Saídas de Emergência**. Teresina, PIAUI.

GERNER, Valter Rubens. **Coefficiente Global de Transmissão de Calor**, (Materiais de Construção Utilizados no Brasil). 2012.

GIVONI, B.; (1992). **Comfort, climate analysis and building design guidelines**. in: Energy in Buildings, vol. 18, july/92, pp. 11-23.

Instituto Nacional de Meteorologia (INMET) Disponível em <http://www.inmet.gov.br/portal/index.php?r=bdmep/bdmep> Acessado em 20 de setembro 2019.

INCROPERA, DE WITT. **Fundamentos de Transferência de Calor e Massa**, 6ª Edição, Rio de Janeiro, LTC, 2008.

ISO 7730. **Ergonomic of the thermal environment – Analytical determination and interpretation of thermal comfort using calculation of the PMV and PPD indices and local thermal comfort criteria**. De 2005.

MARQUES, M., HADDAD, J., MARTINS, A. R. S., “**Conservação de Energia - Eficiência Energética de Equipamentos e Instalações**”, 3a Edição, Eletrobrás, Procel Educação, UNIFEI, FUPAI. Itajubá, 2006. Vol. 1, 597 páginas.

MARTELOZO, Fábio Rosa. **MANUTENÇÃO BÁSICA EM SISTEMAS DE AR CONDICIONADO**. Londrina - Paraná: Infraero, 2009.

FRANCO, P. **Noções Básicas de Ar Condicionado**. Slides usados em aulas da disciplina Refrigeração e climatização. Instituto Federal do Piauí.

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

PIZZETTI, “**Acondicionamiento del Aire y Refrigeración**”, Editorial Interciencia, Costanilla de Los Angeles, 15, Madrid-13, 1970.

Programa ***Psychrometric Diagram Viewer*** 3.2.0: Programa que simula a carta psicrométrica. Disponível em: https://www.daikin.eu/en_us/customers/software-downloads/daikin-psychometrics-diagram-viewer.html

SERWAY, Raymond A. **Princípios de física** / Raymond A. Serway, John W. Jewett Jr. ; tradução EZ2 Translate ; revisão técnica Sergio Roberto Lopes. -- São Paulo : Cengage Learning, 2014.

SILVA, J.G. **Introdução a tecnologia da Refrigeração e da Climatização**, Apostila, CEFET/SC, 1998.

VAN WYLEN, Gordon John; SONNTAG, Richard Edwin; BORGNAKKE, C. **Fundamentos da termodinâmica clássica**. 8. ed. São Paulo: E.Blucher, 2008.um

ANEXOS

ANEXO A – NORMA NBR 16401(2008)

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		

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

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

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

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	
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	--

Tabela 2 — Eficiência da distribuição de ar nas zonas de ventilação

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

Fonte – ANSI/ASHRAE 62.1: 2004.

Tabela 3 — Eficiência da distribuição de ar nas zonas de ventilação

$Z_{\text{máx.}}$	E_v
$\leq 0,15$	1,0
$\leq 0,25$	0,9
$\leq 0,35$	0,8
$\leq 0,45$	0,7
$\leq 0,55$	0,6
NOTA 1 $Z_{\text{máx.}}$ é o maior valor calculado de $Z_{\text{máx.}}$ entre todas as zonas do sistema. NOTA 2 Para valores intermediários de $Z_{\text{máx.}}$, os valores de E_v podem ser interpolados. NOTA 3 Os valores de E_v são baseados num valor médio de 0,15 para a fração de ar exterior do sistema em relação ao total insuflado. NOTA 4 Esta Tabela não é aplicável a valores de $Z_{\text{máx.}}$ superiores a 0,55.	

Fonte – ANSI/ASHRAE 62.1: 2004.

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

ANEXO B – NBR 6410/1980

NBR 6401/1980

9

Tabela 8 - Infiltração de ar

A) Pelas frestas

Tipo de abertura	Observação	m³/h por metro de fresta ^(A)
Janelas		
- comum		3,0
- basculante		3,0
- guilhotina com caixilho de madeira	Mal ajustada	6,5
	Bem ajustada	2,0
- guilhotina com caixilho metálico	Sem vedação	4,5
	Com vedação	1,8
Portas	Mal ajustada	13,0
	Bem ajustada	6,5

B) Pelas portas

Local	m³/h por pessoa	
	Porta giratória (1,80 m)	Porta de vai-e-vem (0,90 m)
Bancos	11	14
Barbearias	7	9
Drogarias e Farmácias	10	12
Escritórios de corretagem	9	9
Escritórios privados	-	4
Escritórios em geral	-	7
Lojas em geral	12	14
Restaurantes	3	4
Lanchonetes	7	9

C) Pelas portas abertas

Porta até 90 cm	- 1 350m³/h
Porta de 90 cm até 180 cm	- 2 000 m³/h

ANEXO C – MANUAL DA CARRIER

Tabela 19: Diferença equivalente de temperatura (°C). Válida para paredes em sol ou sombra, de cor escura, 35 °C de temperatura exterior, 27 °C de temperatura interior, 11 °C de variação de temperatura exterior em 24 horas, mês de julho e 40° de latitude sul.

ORIENTAÇÃO (Latitude Sul)	PESO (kg/m² de superfície de solo)	HORA SOLAR																							
		MANHÃ												TARDE											
		6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	1	2	3	4	5
SE	100	2,8	8,3	12,2	12,8	13,3	10,6	7,8	7,2	6,7	7,2	7,8	7,8	7,8	6,7	5,5	4,4	3,3	2,2	1,1	0	-1,1	-1,7	-2,2	-1,1
	300	-0,5	-1,1	-1,1	2,8	13,3	12,2	11,1	8,3	5,5	6,1	6,7	7,2	7,8	7,2	6,7	6,1	5,5	4,4	3,3	2,2	1,1	0,5	0	-0,5
	500	2,2	1,7	2,2	2,2	2,2	5,5	8,9	8,3	7,8	6,7	5,5	6,1	6,7	6,7	6,7	6,1	5,5	5,0	4,4	3,9	3,3	3,3	2,8	2,8
	700	2,8	2,8	3,3	3,3	3,3	3,3	3,3	5,5	7,8	8,9	7,8	6,7	5,5	5,5	5,5	5,5	5,5	5,5	5,5	5,0	5,0	4,4	3,9	3,9
E	100	0,5	9,4	16,7	18,3	20,0	19,4	17,8	11,1	6,7	7,2	7,8	7,8	7,8	6,7	5,5	4,4	3,3	2,2	1,1	0	-0,5	-1,1	-1,7	-1,7
	300	-0,5	-0,5	0	11,7	16,7	17,2	17,2	10,6	7,8	7,2	6,7	7,2	7,8	7,2	6,7	6,1	5,5	4,4	2,8	2,2	1,7	0,5	0,5	0
	500	2,8	2,8	3,3	4,4	7,8	11,1	13,3	13,3	13,3	11,1	10,0	8,9	7,8	7,8	7,8	7,2	6,7	6,1	5,5	5,0	4,4	3,9	3,9	3,3
	700	6,1	5,5	5,5	5,0	4,4	5,0	5,5	8,3	10,0	10,6	10,0	9,4	8,9	7,8	6,7	7,2	7,8	7,8	7,8	7,2	7,2	6,7	6,7	6,7
NE	100	5,5	3,3	7,2	10,6	14,4	15,0	15,6	14,4	13,3	10,6	8,9	8,3	7,8	6,7	5,5	4,4	3,3	2,2	1,1	0	-0,5	-0,5	-1,1	-1,1
	300	0,5	0,5	0	7,2	11,1	13,3	15,6	14,4	13,9	11,7	10,0	8,3	7,8	7,2	6,7	6,1	5,5	4,4	3,3	2,8	2,2	1,7	1,7	1,1
	500	3,9	3,9	3,3	3,3	6,1	8,9	9,4	10,0	10,6	10,0	9,4	7,8	7,2	6,7	6,1	5,5	5,5	5,5	5,0	5,0	4,4	4,4	3,9	3,9
	700	5,0	4,4	4,4	4,4	4,4	3,9	3,3	6,1	7,8	8,3	8,9	10,0	8,9	8,3	7,8	7,2	6,7	6,7	6,7	6,1	6,1	5,5	5,5	5,0
N	100	-0,5	-1,1	-2,2	0,5	2,2	7,8	12,2	15,0	16,7	15,6	14,4	11,1	8,9	6,7	5,5	3,9	3,3	1,7	1,1	0,5	0,5	0	0	-0,5
	300	-0,5	-1,7	-2,2	-1,7	-1,1	3,9	6,7	11,1	13,3	13,9	14,4	12,8	11,1	8,3	6,7	5,5	4,4	3,3	2,2	1,1	0,5	0,5	0	-0,5
	500	2,2	2,2	1,1	1,1	1,1	1,7	2,2	4,4	6,7	8,3	8,9	10,0	10,0	8,3	7,8	6,1	5,5	5,0	4,4	4,4	3,9	3,3	3,3	2,8
	700	3,9	3,3	3,3	2,8	2,2	2,2	2,2	2,2	2,2	3,9	5,5	7,2	7,8	8,3	8,9	8,9	7,8	6,7	5,5	5,5	5,0	5,0	4,4	3,9
NO	100	-1,1	-2,2	-2,2	-1,1	0	2,2	3,3	10,6	14,4	18,9	22,2	22,8	23,3	16,7	13,3	6,7	3,3	2,2	1,1	0,5	0,5	0	-0,5	-0,5
	300	-1,1	0,5	0	0	0	0,5	1,1	4,4	6,7	13,3	17,8	19,4	20,0	19,4	18,9	11,1	5,5	3,9	3,3	2,8	2,2	2,2	1,7	1,7
	500	3,9	2,8	3,3	2,8	2,2	2,8	3,3	3,9	4,4	6,7	7,8	10,6	12,2	12,8	13,3	12,8	12,2	8,3	5,5	5,5	5,0	5,0	4,4	3,9
	700	4,4	4,4	4,4	4,4	4,4	3,9	3,3	3,3	3,3	3,9	4,4	5,0	5,5	8,3	10,0	10,6	11,1	7,2	4,4	4,4	4,4	4,4	4,4	4,4
O	100	-1,1	-1,7	-2,2	-1,1	0	1,7	3,3	7,8	11,1	17,8	22,2	25,0	26,7	18,9	12,2	7,8	4,4	2,8	1,1	0,5	0	0	-0,5	-0,5
	300	1,1	0,5	0	0	0	1,1	2,2	3,9	5,5	10,6	14,4	18,9	22,2	22,8	20,0	15,6	8,9	5,5	3,3	2,8	2,2	1,7	1,7	1,1
	500	3,9	3,9	3,3	3,3	3,3	3,3	3,3	3,9	4,4	5,5	6,7	9,4	11,1	13,9	15,6	15,0	14,4	10,6	7,8	6,7	6,1	5,5	5,0	4,4
	700	6,7	6,1	5,5	5,0	4,4	4,4	4,4	5,0	5,5	5,5	5,5	6,1	6,7	7,8	8,9	11,7	12,2	12,8	12,2	11,1	10,0	8,9	8,3	7,2
SO	100	-1,7	-2,2	-2,2	-1,1	0	1,7	3,3	5,5	6,7	10,6	13,3	18,3	22,2	20,6	18,9	10,0	3,3	2,2	1,1	0	-0,5	-0,5	-1,1	-1,1
	300	-1,1	-1,7	-2,2	-1,7	-1,1	0	1,1	3,3	4,4	5,5	6,7	11,7	16,7	17,2	17,8	11,7	6,7	4,4	3,3	2,2	1,7	0,5	0	-0,5
	500	2,8	2,2	2,2	2,2	2,2	2,2	2,2	2,2	2,2	2,8	3,3	5,0	6,7	9,4	11,1	11,7	12,2	7,8	4,4	3,9	3,9	3,3	3,3	2,8
	700	4,4	3,9	3,3	3,3	3,3	3,3	3,3	3,3	3,3	3,3	3,3	3,9	4,4	5,0	5,5	7,8	10,0	10,6	11,1	8,9	7,2	6,1	5,5	5,0
S na sombra	100	-1,7	-1,7	-2,2	-1,7	-1,1	0,5	2,2	4,4	5,5	6,7	7,8	7,2	6,7	5,5	4,4	3,3	2,2	1,1	0	0	-0,5	-0,5	-1,1	-1,1
	300	-1,7	-1,7	-2,2	-1,7	-1,1	-0,5	0	1,7	3,3	4,4	5,5	6,1	6,7	6,7	6,7	5,5	4,4	3,3	2,2	1,1	0,5	0	-0,5	-1,1
	500	0,5	0,5	0	0	0	0	0	0,5	1,1	1,7	2,2	2,8	2,8	2,8	2,8	2,8	3,3	3,3	2,2	1,7	1,7	1,1	1,1	0,5
	700	0,5	0,5	0	0	0	0	0	0	0	0,5	1,1	1,7	2,2	2,8	3,3	3,9	4,4	3,9	3,3	2,2	1,7	1,1	1,1	0,5

Tabela 20: Diferença equivalente de temperatura (°C). Válida para tetos de cor escura, 35 °C de temperatura exterior, 27 °C de temperatura interior, 11 °C de variação de temperatura exterior em 24 horas, mês de julho e 40° de latitude sul.

ORIENTAÇÃO (Latitude Sul)	PESO (kg/m² de superfície de solo)	HORA SOLAR																							
		MANHÃ												TARDE											
		6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	1	2	3	4	5
Com sol	50	-2,2	-3,3	-3,9	-2,8	-0,5	3,9	8,3	13,3	17,8	21,1	23,9	25,6	25,0	22,8	19,4	15,6	12,2	8,9	5,5	3,9	1,7	0,5	-0,5	-1,7
	100	0	-0,5	-1,1	-0,5	1,1	5,0	8,9	12,8	16,7	20,0	22,8	23,9	23,9	22,2	19,4	16,7	13,9	11,1	8,3	6,7	4,4	3,3	2,2	1,1
	200	2,2	1,7	1,1	1,7	3,3	5,5	8,9	12,8	15,6	18,3	21,1	22,2	22,8	21,7	19,4	17,8	15,6	13,3	11,1	9,4	7,2	6,1	5,0	3,3
	300	5,0	4,4	3,3	3,9	4,4	6,1	8,9	12,2	15,0	17,2	19,4	21,1	21,7	21,1	20,0	18,9	17,2	15,6	13,9	12,2	10,0	8,9	7,2	6,1
Coberto de água	100	-2,8	-1,1	0	1,1	2,2	5,5	8,9	10,6	12,2	11,1	10,0	8,9	7,8	6,7	5,5	3,3	1,1	0,5	0,5	-0,5	-1,1	-1,7	-2,2	-2,8
	200	-1,7	-1,1	-0,5	-0,5	0	2,8	5,5	7,2	8,3	8,3	8,9	8,3	8,3	7,8	6,7	5,5	3,9	2,8	1,7	0,5	-0,5	-1,1	-1,7	-1,7
	300	-0,5	-1,1	-1,1	-1,1	-1,1	1,1	2,8	3,9	5,5	6,7	7,8	8,3	8,9	8,3	7,8	6,7	5,5	4,4	3,3	2,2	1,7	1,1	0,5	0
	400	7,2	6,7	6,1	6,1	6,7	7,2	8,9	12,2	14,4	15,6	17,8	19,4	20,6	20,6	19,4	18,9	17,8	16,7	15,0	12,8	11,1	10,0	7,8	7,8
Com orvalho	100	-2,2	-1,1	0	1,1	2,2	4,4	6,7	8,3	10,0	9,4	8,9	8,3	7,8	6,7	5,5	3,3	1,1	0,5	0	-0,5	-1,1	-1,1	-1,7	-1,7
	200	-1,1	-1,1	-0,5	-0,5	0	1,1	2,8	5,0	7,2	7,8	7,8	7,8	7,8	7,2	6,7	5,0	3,9	2,8	1,7	0,5	0	0	-0,5	-0,5
	300	-0,5	-1,1	-1,1	-1,1	-1,1	0	1,1	2,8	4,4	5,5	6,7	7,2	7,8	7,2	6,7	6,1	5,5	4,4	3,3	2,2	1,1	0,5	0	-0,5
	400	7,2	6,7	6,1	6,1	6,7	7,2	8,9	12,2	14,4	15,6	17,8	19,4	20,6	20,6	19,4	18,9	17,8	16,7	15,0	12,8	11,1	10,0	7,8	7,8
Na sombra	100	-2,8	-2,8	-2,2	-1,1	0	1,1	3,3	5,0	6,7	7,2	7,8	7,2	6,7	5,5	4,4	2,8	1,1	0,5	0	-0,5	-1,7	-2,2	-2,8	-2,8
	200	-2,8	-2,8	-2,2	-1,7	-1,1	0	1,1	2,8	4,4	5,5	6,7	7,2	6,7	6,1	5,5	4,4	3,3	2,2	1,1	0	-0,5	-1,7	-2,2	-2,8
	300	-1,7	-1,7	-1,1	-1,1	-1,1	-0,5	0	1,1	2,2	3,3	4,4	5,0	5,5	5,5	5,5	5,0	4,4	3,3	2,2	1,1	0,5	0	-0,5	-1,1
	400	7,2	6,7	6,1	6,1	6,7	7,2	8,9	12,2	14,4	15,6	17,8	19,4	20,6	20,6	19,4	18,9	17,8	16,7	15,0	12,8	11,1	10,0	7,8	7,8

ANEXO D - COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSMISSÃO DE CALOR (U)

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

Portas		
Porta de Madeira maciça e= 4,0 cm	2,24623	2,61189
Porta de Madeira compensada maciça e = 3,0 cm	2,10508	2,44776
Porta de Madeira foleada e _{compensado} = 7,0 mm ; e _T = 3,0 cm	1,74331	2,02710
Porta de aço – Folha única e= 3,0mm	5,72069	5,65195
Porta de Vidro e= 10mm	5,27858	6,13788

Materiais de Construção		
Superfície	Kcal / h.m ² . °C	W / m ² . K
Telhado com Forro		
Telhado Fibrocimento com forro de e = 0,5 cm de madeira	2,41895	2,81267
Telhado Fibrocimento com forro de e = 3,0 cm de gesso	2,24766	2,61356
Telhado Fibrocimento com forro de e = 10 cm de laje de concreto	2,11013	2,45364
Telhado Fibrocimento com forro de e = 1,0 cm de PVC	1,43810	1,67221
Telhado Fibrocimento com forro de e = 2,5 cm de Poliestireno	0,68554	0,79714
Telhado Fibrocimento com forro de e = 5,0 cm de lã de vidro	0,54729	0,63638
Referências de Cálculo		
Películas de Convecção Interna: h _i = 8,10 kcal / h.m ² . °C = 9,42 W / m ² .K		
Películas de Convecção Externa: h _e =19,50 kcal / h.m ² . °C = 22,67 W / m ² .K		
Condutância Térmica do ar parado C _{AR} = 5,36 kcal / h.m ² . °C = 6,23 W / m ² .K		
Condutibilidade Térmica dos Materiais: Apostila de TMFII		