

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE UBERLÂNDIA  
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA  
ENGENHARIA MECÂNICA**

**ARIEL GUSTAVO DA PAZ**

**PROJETO DE UM SISTEMA DE CONDICIONAMENTO DE AR  
CENTRAL PARA ATENDER A UM HOTEL – SIMULAÇÕES  
REALIZADAS NO SOFTWARE ENERGYPLUS**

**PROJETO DE FIM DE CURSO**

**UBERLÂNDIA**

**2019**

**ARIEL GUSTAVO DA PAZ**

**PROJETO DE UM SISTEMA DE CONDICIONAMENTO DE AR  
CENTRAL PARA ATENDER A UM HOTEL –SIMULAÇÕES  
REALIZADAS NO SOFTWARE ENERGYPLUS**

Projeto de fim de curso apresentado como requisito parcial à obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica, da Faculdade de Engenharia Mecânica - FEMEC, da Universidade Federal de Uberlândia.

Orientador: Prof. Dr. Arthur Heleno Pontes Antunes

**UBERLÂNDIA**

**2019**

## **AGRADECIMENTOS**

Agradeço primeiramente a Deus, por estar sempre ao meu lado dando força, paciência e sabedoria para superar todos os momentos durante o curso, principalmente aqueles de maiores dificuldades.

Agradeço a meus pais que não mediram esforços para me dar todo o apoio necessário nessa caminhada.

Agradeço a meu orientador Prof. Dr. Arthur Heleno Pontes Antunes, por acreditar na minha capacidade ajudar durante todo esse projeto.

Aos meus colegas de sala, pela união de esforços para concluir as atividades propostas.

Enfim, a todos os que por algum motivo contribuíram para eu conquistar o sonho de me tornar engenheiro mecânico.

## RESUMO

DA PAZ, Ariel Gustavo. **Projeto de um sistema de condicionamento de ar central para atender a um hotel – Simulações realizadas no software EnergyPlus**. 2019. 59. Trabalho de Conclusão de Curso (Bacharelado em Engenharia Mecânica) - Universidade Federal de Uberlândia. Uberlândia, 2019.

No desenvolvimento desse trabalho está presente as etapas do projeto de um sistema de condicionamento de ar para um modelo de hotel situado em Brasília. A metodologia usada consiste em determinar as condições de conforto na qual 80% ou mais dos ocupantes se sintam bem, calcular a carga térmica máxima no período mais quente do ano, simular a carga térmica através do programa *EnergyPlus* e confrontar com a calculada anteriormente. Em seguida selecionar equipamentos para um sistema de expansão indireta adequado que atenda a demanda de calor sensível e latente. Com os dados de vazão requerida por cada equipamento, projetar a tubulação em circuito fechado para a distribuição e reaproveitamento da água gelada, calcular a perda de carga na tubulação devido ao comprimento linear e aos elementos presentes, como válvulas e saídas de canalização e selecionar a bomba adequada para promover o fluxo de água. A carga térmica do hotel foi aproximadamente 32 TR e a diferença entre a carga térmica calculada e a simulada no software *EnergyPlus* equivale a 2,2%, valor que não influenciou na seleção de equipamentos. Com os equipamentos selecionados, estimou-se o custo de R\$ 163.810,00 para a instalação do sistema de condicionamento de ar.

**Palavras-chave:** Ar condicionado. Carga térmica. Sistema de água gelada. Conforto térmico. Climatização.

## ABSTRACT

DA PAZ, Ariel Gustavo. **Design of a central air conditioning system to serve a hotel – EnergyPlus software simulations**. 2019. 59. Trabalho de Conclusão de Curso (Bacharelado em Engenharia Mecânica) - Universidade Federal de Uberlândia. Uberlândia, 2019.

In the development of this work is present the project steps of an air conditioning system for a model hotel located in Brasilia. The methodology consists in determining the comfort conditions in which 80% or more of the occupants feel good to calculate the maximum thermal charge at the hottest time of year, to simulate the thermal charge through the *EnergyPlus* and contrast with the previously calculated. Then select equipment for a suitable indirect expansion system that meets the sensitive and latent heat demand. With the required leakage data for each equipment, design a closed loop piping for chilled water distribution and reuse, calculate a pressure drop in the pipeline due to the linear length and present items such as valves and piping outputs, and select the pump suitable for promoting water flow. The hotel thermal charge was approximately 32 TR and the difference between the calculated and simulated thermal charge in the *EnergyPlus* program is 2.2%, a value that did not influence the selection of equipment. After the equipment selection, the estimated cost for the installation of the air conditioning system was R \$ 163,810.00.

**Keywords:** Air conditioner. Thermal charge. Cold water system. Thermal comfort. Air conditioning.

## LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1: Sistema de ar condicionado do tipo expansão indireta usando <i>chillers</i> (Ministério do Meio Ambiente, 2017).....	20
Figura 2: Planta baixa do hotel. À esquerda, planta do térreo e à direita, planta dos pisos com quartos. ....	24
Figura 3: Planta baixa dos quartos. ....	26
Figura 4: Planta baixa do escritório .....	29
Figura 5: Planta baixa do restaurante. ....	32
Figura 6: Desenho do hotel feito para simulação energética no <i>EnergyPlus</i> . ....	35
Figura 7: Dados para simulação do calor liberado pelas pessoas.....	36
Figura 8: Dados para simulação do calor dissipado pelas lâmpadas. ....	36
Figura 9: Dados para simulação do calor dissipado pelos equipamentos. ....	37
Figura 10: Regime de funcionamento dos <i>chillers</i> trabalhando em paralelo.....	39
Figura 11: Tubulação pela vista lateral do prédio. ....	40
Figura 12: Tubulação horizontal de distribuição de água nos quartos, vista superior. Linha azul: água gelada. Linha vermelha: retorno. ....	40
Figura 13: Tubulação horizontal de distribuição de água no restaurante e nos escritórios, vista superior. Linha azul: água gelada. Linha vermelha: retorno. ....	41

## LISTA DE TABELAS

Tabela 1: Condições de conforto para verão (Fonte: Creder, 2004). .....	13
Tabela 2: Comprimento equivalente em metros para diversos elementos de tubulações (Fonte: Catálogo técnico Schneider Motobombas).....	22
Tabela 4: Cálculo da carga térmica por condução para o quarto. ....	27
Tabela 5: Cálculo da carga térmica de insolação através de superfícies envidraçadas para o quarto. ....	27
Tabela 6: Cálculo da carga térmica de insolação através de superfícies opacas para o quarto.....	27
Tabela 7: Cálculo da carga térmica devido as pessoas presentes no quarto. ....	28
Tabela 8: Cálculo da carga térmica devido aos equipamentos presentes no quarto.....	28
Tabela 9: Cálculo da carga térmica fornecida pela iluminação do quarto. ....	28
Tabela 10: Cálculo da carga térmica devida à infiltração de ar no quarto. ....	28
Tabela 11: Cálculo da carga térmica devida à ventilação no quarto. ....	29
Tabela 13: Cálculo da carga térmica por condução para o escritório.....	30
Tabela 14: Cálculo da carga térmica de insolação através de superfícies envidraçadas para o escritório.....	30
Tabela 15: Cálculo da carga térmica de insolação através de superfícies opacas para o escritório.....	30
Tabela 16: Cálculo da carga térmica devido as pessoas presentes no escritório.....	30
Tabela 17: Cálculo da carga térmica devido aos equipamentos presentes no escritório. ....	31
Tabela 18: Cálculo da carga térmica fornecida pela iluminação do escritório.....	31
Tabela 19: Cálculo da carga térmica devida à infiltração de ar no escritório. ....	31
Tabela 20: Cálculo da carga térmica devida à ventilação no escritório.....	31
Tabela 22: Cálculo da carga térmica por condução para o restaurante. ....	33
Tabela 23: Cálculo da carga térmica de insolação através de superfícies envidraçadas para o restaurante. ....	33
Tabela 24: Cálculo da carga térmica de insolação através de superfícies opacas para o restaurante. ....	33
Tabela 25: Cálculo da carga térmica devido as pessoas presentes no restaurante. ....	34
Tabela 26: Cálculo da carga térmica devido aos equipamentos presentes no restaurante.....	34
Tabela 27: Cálculo da carga térmica fornecida pela iluminação do restaurante. ....	34
Tabela 28: Cálculo da carga térmica devida à infiltração de ar no restaurante.....	34
Tabela 29: Cálculo da carga térmica devida à ventilação no restaurante. ....	34
Tabela 30: Resultados dos cálculos da carga térmica. ....	35
Tabela 31: Resultados da simulação computacional da carga térmica feita no <i>EnergyPlus</i> . ....	37
Tabela 32: Resultados da simulação de carga térmica.....	37
Tabela 33: Dados para seleção de <i>fan-coils</i> . ....	38

Tabela 34: Cálculo dos diâmetros dos tubos utilizados.....	41
Tabela 35: Cálculo da perda de carga. ....	42
Tabela 36: Custos dos materiais e equipamentos necessários no projeto (Os tubos são vendidos em barras de 6 m, o preço na tabela é o preço por metro). ....	43



## SUMÁRIO

<b>1 INTRODUÇÃO</b> .....	<b>11</b>
<b>2 OBJETIVO</b> .....	<b>12</b>
<b>3 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA</b> .....	<b>12</b>
3.1 CONFORTO TÉRMICO .....	12
3.2 CARGA TÉRMICA .....	14
3.3 SISTEMA DE EXPANSÃO INDIRETA.....	19
3.4 DISTRIBUIÇÃO DE ÁGUA GELADA.....	20
<b>4 METODOLOGIA</b> .....	<b>23</b>
<b>5 ESTUDO DE CASO</b> .....	<b>24</b>
5.1 CARGA TÉRMICA DOS QUARTOS.....	25
5.2 CARGA TÉRMICA DOS ESCRITÓRIOS .....	29
5.3 CARGA TÉRMICA DO RESTAURANTE.....	32
<b>6 SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL</b> .....	<b>35</b>
<b>7 SELEÇÃO DE EQUIPAMENTOS</b> .....	<b>38</b>
7.1 SELEÇÃO DOS <i>FAN-COILS</i> .....	38
7.2 SELEÇÃO DOS <i>CHILLERS</i> . .....	39
<b>8 DISTRIBUIÇÃO DE ÁGUA GELADA</b> .....	<b>40</b>
<b>9 CUSTO DOS EQUIPAMENTOS E MATERIAIS</b> .....	<b>42</b>
<b>10 CONCLUSÕES</b> .....	<b>43</b>
<b>REFERÊNCIAS</b> .....	<b>45</b>
<b>ANEXO A - Dados climáticos de projeto (Fonte: NBR 16401-01, 2008)</b> .....	<b>47</b>
<b>ANEXO B - Coeficientes globais de transferência de energia térmica por condução para Janelas e paredes (Fonte: Creder, 2004).</b> .....	<b>48</b>
<b>ANEXO C - Coeficientes globais de transferência de energia térmica por condução para pisos e tetos (Fonte: Pirani, 2004).</b> .....	<b>48</b>
<b>ANEXO D - Diferencial de Temperatura Usado nos Projetos- DT- Baseado na Diferença de 9,4°C entre a Temperatura Externa e o Recinto Condicionado (Fonte: Creder, 2004).</b> .....	<b>49</b>
<b>ANEXO E - Insolação para latitude sul em kcal/h.m<sup>2</sup> (Fonte: Pirani, 2004).</b> ....	<b>50</b>
<b>ANEXO F - Acréscimo diferencial de temperatura para superfícies opacas (Fonte: Creder, 2004).</b> .....	<b>51</b>
<b>ANEXO G - Taxas típicas de calor liberado por pessoas (Fonte: NBR 16401-01, 2008).</b> 51	
<b>ANEXO H - Taxas típicas de dissipação de calor por equipamentos (Fonte: NBR 16401-01, 2008).</b> .....	<b>52</b>
<b>ANEXO I - Taxas típicas de dissipação de calor por iluminação (Fonte: NBR 16401-01, 2008).</b> .....	<b>53</b>
<b>ANEXO J - Trocas de ar por hora (Fonte: Creder, 2004)</b> .....	<b>54</b>
<b>ANEXO K - Vazão eficaz mínima de ar exterior para ventilação (Fonte: NBR 16401-03, 2008)</b> .....	<b>54</b>

<b>ANEXO L - Eficiência da distribuição de ar nas zonas de ventilação (Fonte: NBR 16401-03, 2008).</b> .....	<b>55</b>
<b>ANEXO M - Catálogo de <i>fan-coils</i> da Carrier.</b> .....	<b>55</b>
<b>ANEXO N - Catálogo de <i>chillers</i> da Carrier.</b> .....	<b>56</b>
<b>ANEXO O - Ábaco de Moody.</b> .....	<b>57</b>
<b>ANEXO P - Catálogo de bombas Schneider Motobombas.</b> .....	<b>57</b>

## 1 INTRODUÇÃO

A preocupação com o conforto térmico cresce e acompanha o desenvolvimento humano, assim, mais pessoas conquistam condições de vida melhores e se tornam mais exigentes com relação ao seu conforto e bem-estar. As empresas e centros tecnológicos sabem desse comportamento e buscam explorar a oportunidade para desenvolverem sistemas mais eficientes e com custos menores, dessa forma surge um ciclo de incentivo a climatização dos ambientes internos, sejam eles hotéis, escritórios, restaurantes, supermercados, casa própria, entre outros.

As maiores preocupações no desenvolvimento de equipamentos de condicionamento de ar são a contaminação do ambiente por fluidos refrigerantes, a otimização do espaço necessário, cada vez menor em grandes centros populacionais, e a eficiência energética. A partir desses pontos, neste trabalho mostra-se o desenvolvimento de projeto de climatização para um hotel, onde utiliza-se sistema de expansão indireta com água gelada.

Para evitar contaminação do ambiente com possíveis vazamentos de fluido refrigerante, utiliza-se água nos *fan-coils* (trocadores de calor internos), para otimização do espaço, em cada ambiente há um ou mais *fan-coil*, dessa forma, é distribuída água gelada pelo hotel, ao invés de ar frio, que ocupa muito espaço, e por fim, o sistema de expansão indireta é usado pois apresenta eficiência energética maior.

No trabalho é calculada a carga térmica, por meio de equações e tabelas presentes na literatura e por meio de simulação computacional através do programa *EnergyPlus*.

O programa *EnergyPlus* foi desenvolvido pelo Departamento de Energia dos Estados Unidos e se apresenta como uma ferramenta importante para projetistas de edificações. Nele é possível realizar simulações para diferentes climas, definidos pela necessidade do usuário, a partir de arquivos baixados no site do programa, que contém dados climáticos associados a datas e horários dos respectivos dias durante vários anos (LAMBERTS et al., 2010).

A partir da carga térmica são selecionados os *fan-coils* adequados para cada ambiente, selecionados os *chillers* para fornecerem a água gelada, e dimensionada a tubulação de água gelada.

## 2 OBJETIVO

Este trabalho tem como objetivo projetar um sistema de condicionamento de ar para gerar conforto aos hóspedes de um hotel modelo de pequeno porte localizado em Brasília. Para isso segue-se as etapas a seguir:

- é calculado a carga térmica;
- seleciona-se adequadamente os equipamentos;
- dimensiona-se a tubulação para distribuição de água gelada.

## 3 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Nesse capítulo é apresentada a fundamentação teórica necessária para consolidar o conhecimento utilizado para elaboração do projeto. Aqui é abordado sobre conforto térmico, carga térmica, sistemas de expansão indireta e distribuição de água gelada.

### 3.1 CONFORTO TÉRMICO

As pessoas são seres homeotérmicos, ou seja, a temperatura do corpo tende a se manter constante independente do clima (LAMBERTS et al., 1997). Para isso é necessário haver troca térmica entre o corpo humano e o ambiente, pois o metabolismo está sempre gerando calor. Assim, se o ambiente está muito frio, há uma taxa de troca térmica alta e se o ambiente está muito quente, há uma taxa de troca térmica baixa, gerando desconforto térmico e necessidade de climatização.

O conforto térmico pode ser definido como uma condição onde as pessoas expressam satisfação com o ambiente térmico. É uma sensação humana subjetiva que depende de três grupos de parâmetros, são eles, isolamento térmico, fisiológicos e ambientais. O parâmetro de isolamento térmico são as vestimentas, os parâmetros fisiológicos são a idade, a atividade e a saúde e por fim os parâmetros ambientais são a temperatura do ar, a temperatura superficial, a movimentação do ar e a umidade relativa (LAMBERTS et al., 2011).

A partir dos estudos em conforto térmico, são estabelecidas temperaturas e umidades relativas do ar nas quais a maior porcentagem de pessoas se sentem confortáveis e essas variáveis são importantes para se obter a satisfação térmica das pessoas, que pode leva-las a uma performance melhor em suas atividades diárias e também contribui para a conservação da energia evitando desperdícios com calefação e refrigeração desnecessárias.

Para se obter conforto térmico em ambientes públicos ou comerciais atua-se modificando os parâmetros ambientais, temperatura do ar, a temperatura superficial, a movimentação do ar e a umidade relativa, através do condicionamento de ar.

A norma técnica NBR 16401-2:2008 estabelece parâmetros de conforto para produzir sensação de conforto térmico aceitável para 80% das pessoas ou mais.

O item 5.1 da NBR 16401-2:2008 estipula faixas de temperatura operativa e umidade relativa do ar para o verão delimitadas por:

- 22,5 °C a 25,5 °C e umidade relativa de 65%;
- 23,0 °C a 26,0 °C e umidade relativa de 35%.

O item 5.2 da NBR 16401-2:2008 estipula faixas de temperatura operativa e umidade relativa do ar para o inverno delimitadas por:

- 21,0 °C a 23,5 °C e umidade relativa de 60%;
- 21,5 °C a 24,0 °C e umidade relativa de 30%.

Para a finalidade deste projeto, após ensaios feitos com pessoas vestidas com roupa comum e submetidas a várias condições de temperatura, umidade relativa e movimento do ar, as reações em face das diversas condições foram observadas e os parâmetros temperatura de bulbo seco e umidade relativa nas condições de verão foram determinados e apresentados por Creder (2004), como na tabela 1.

**Tabela 1: Condições de conforto para verão (Fonte: Creder, 2004).**

Local	Recomendável		Máxima	
	TBS [°C]	UR [%]	TBS [°C]	UR [%]
Residências Hotéis Escritórios Escolas	23 a 25	40 a 60	26,5	65

### 3.2 CARGA TÉRMICA

Segundo Creder (2004), carga térmica é a quantidade de calor sensível e latente, geralmente expressa em BTU/h, ou kcal/h, que deve ser retirada ou colocada no recinto a fim de proporcionar as condições de conforto desejadas.

Para que um sistema de condicionamento de ar alcance o objetivo de promover condições de conforto para o homem deve-se instalar equipamentos com capacidade adequada, essa capacidade é determinada através da estimativa dos picos instantâneos de carga térmica, que exige duas condições básicas para seu cálculo, as condições externas e as condições internas do ambiente (PIRANI, 2005).

O cálculo da carga térmica de um ambiente é embasado em parâmetros como a carga devido a condução, a insolação, as pessoas, aos equipamentos, a iluminação a infiltração e a ventilação. Dessa forma a carga térmica total é dada por:

$$QT = Q_{co} + Q_{ins} + Q_{pessoas} + Q_{equip} + Q_{ilum} + Q_{inf} + Q_{vent} \quad (3.1)$$

Onde:

$QT$  = Carga térmica total ( $kcal/h$ );

$Q_{co}$  = Carga térmica devido a condução ( $kcal/h$ );

$Q_{ins}$  = Carga térmica devido a insolação ( $kcal/h$ );

$Q_{pessoas}$  = Carga térmica devido as pessoas ( $kcal/h$ );

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

$Q_{ilum}$  = Carga térmica devido a iluminação ( $kcal/h$ );

$Q_{inf}$  = Carga térmica devido a infiltração ( $kcal/h$ );

$Q_{vent}$  = Carga térmica devido a ventilação ( $kcal/h$ );

A carga térmica de condução é a energia térmica transferida para o ambiente condicionado por consequência da diferença de temperatura externa e interna. Ela ocorre através das paredes, tetos e pisos e é calculada pela equação a seguir:

$$Q_{co} = A \cdot U(T_e - T_i) \quad (3.2)$$

Onde:

$A$  = Área da superfície ( $m^2$ );

$U$  = Coeficiente global de transmissão de calor (Anexos B e C) ( $kcal/h m^2°C$ );

$T_e$  = Temperatura do ar exterior ao ambiente climatizado ( $°C$ );

$T_i$  = Temperatura do ar interior ( $°C$ ).

A carga de insolação é a energia térmica devido a incidência de radiação solar nas superfícies externas do ambiente condicionado. Ela é influenciada por vários fatores, como, coordenadas geográficas do local, inclinação dos raios do sol, tipo de construção, cor e rugosidade da superfície e refletância da superfície e se divide em transmissão de calor em superfícies transparentes e transmissão de calor em superfícies opacas.

Para superfícies transparentes a carga térmica é dada por:

$$Q_{it} = I_t A \varphi \quad (3.3)$$

Onde:

$Q_{it}$  = Carga térmica devida à insolação para superfície transparente ( $kcal/h$ );

$I_t$  = Coeficiente de transmissão de calor solar máximo (Anexo E) ( $kcal/h m^2$ );

$A$  = área envidraçada ( $m^2$ );

$\varphi$  = Fator de redução, para cortinas internas brancas e opacas: 0,25 - 0,61 (Creder, 2004).

Para superfícies opacas a carga térmica é dada por:

$$Q_{io} = A \cdot U(\Delta T) \quad (3.4)$$

Onde:

$Q_{io}$  = carga térmica devida à insolação para superfície opaca ( $kcal/h$ );

$A$  = Área ( $m^2$ );

$U$  = coeficiente global de transmissão de calor ( $kcal/h m^2°C$ );

$\Delta T$  = diferença de temperatura devido a radiação solar (Anexo F) ( $°C$ ).

Assim a carga de insolação é dada por:

$$Q_{ins} = Q_{it} + Q_{io} \quad (3.5)$$

A carga térmica devido às pessoas é composta pelo calor latente e pelo calor sensível liberado por elas no ambiente climatizado durante determinado grau de atividade em que se encontram. Pode ser estimada por:

$$Q_{latente} = N.S1 \quad (3.6)$$

$$Q_{sensível} = N.S2 \quad (3.7)$$

Onde:

$N$  = Número de pessoas;

$S1$  = Calor latente liberado pelos ocupantes (Anexo G) ( $W$ );

$S2$  = Calor sensível liberado pelos ocupantes (Anexo G) ( $W$ ).

$$Q_{pessoas} = Q_{latente} + Q_{sensível} \quad (3.8)$$

A carga térmica fornecida pelos equipamentos que estão no ambiente climatizado também deve ser considerada e é estimada através de dados encontrados na norma ABNT NBR 16401 usando a equação a seguir:

$$Q_{equip} = Pd.N.0,86 \quad (3.9)$$

Onde:

$Pd$  = Potência dissipada pelo equipamento (Anexo H) ( $W$ );

$N$  = Número de equipamentos;

0,86 = Fator de conversão  $W$  para  $kcal/h$ .

A carga térmica devido a iluminação, dissipada pelas lâmpadas presentes no recinto climatizado, pode ser calculada por:



$$Q_{ilum} = Pl.A.0,86 \quad (3.10)$$

Onde:

$Pl$  = Potência dissipada pela lâmpada (Anexo I) ( $W$ );

$A$  = Área do ambiente em ( $m^2$ );

0,86 = Fator de conversão  $W$  para  $kcal/h$ .

A infiltração ocorre devido ao movimento do ar exterior para o interior do ambiente condicionado e promove o aumento da carga térmica por calor sensível e por calor latente. Essa carga térmica pode ser estimada por dois métodos, o método das frestas e o método da troca de ar. Pelo método da troca de ar, calcula-se como mostrado a seguir.

Para calcular o calor sensível tem-se:

$$Q_{sensível} = Q \cdot \rho_{ar} \cdot Cp \cdot (Te - Ti) \quad (3.11)$$

$$Q = Trocas \text{ por hora } \times Volume \text{ do ambiente} \quad (3.12)$$

Onde:

$Q$  = fluxo de ar ( $m^3/h$ );

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

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

$Te$  = Temperatura do ar exterior ( $^\circ C$ );

$Ti$  = Temperatura do ar interior ( $^\circ C$ );

As trocas de ar por hora são estimadas, estão presentes no Anexo J.

Simplificando a equação:

$$Q_{sensível} = Q \cdot 0,29 \cdot (Te - Ti) \quad (3.13)$$

Para calcular o calor latente, tem-se:

$$Q_{latente} = Q \cdot \rho_{ar} \cdot (We - Wi) \cdot h_{lv} \quad (3.14)$$

Onde:

$Q$  = fluxo de ar ( $m^3/h$ );

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

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

$We$  = umidade absoluta externa;

$Wi$  = umidade absoluta interna.

Simplificando a equação:

$$Q_{latente} = Q \cdot 699,2 \cdot (We - Wi) \quad (3.15)$$

Dessa forma, o calor total de infiltração é:

$$Q_{inf} = Q_{sensível} + Q_{latente} \quad (3.16)$$

A carga térmica devida à ventilação se origina na necessidade das pessoas ao ar, para que mantenham suas condições metabólicas e de conforto e nas perdas de ar pelas frestas, aberturas e outros meios, ar precisa ser repostado.

Para calcular a carga térmica de ventilação usa-se a norma ABNT NBR 16401-3, nela consta que:

$$V_{ef} = P_z * F_p + A_z * F_a \quad (3.17)$$

Onde:

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

$F_p$  = Vazão por pessoa (Anexo K) ( $L/s$ );

$F_a$  = Vazão por área útil ocupada (Anexo K) ( $L/s \text{ m}^2$ );

$P_z$  = número máximo de pessoas na zona de ventilação;

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

Então calcula-se a vazão de renovação, ou seja, a quantidade de ar que precisa ser reposta no ambiente climatizado, dada por:

$$V_z = \frac{V_{ef}}{E_z} \quad (3.18)$$

Onde:

$V_z$  = Vazão de renovação ( $L/s$ );

$E_z$  = eficiência da distribuição de ar na zona (Anexo L).

Por fim, calcula-se o calor sensível e o calor latente:

$$Q_{sensível} = V_z * 3,6 * 0,29 * (T_e - T_i) \quad (3.19)$$

$$Q_{latente} = V_z * 3,6 * 699,2 * (W_e - W_i) \quad (3.20)$$

Logo, o calor devido a ventilação é:

$$Q_{vent} = Q_{sensível} + Q_{latente} \quad (3.21)$$

### 3.3 SISTEMA DE EXPANSÃO INDIRETA

Os sistemas de expansão indireta de água gelada são amplamente utilizados em aplicações de condicionamento de ar para conforto térmico. Os sistemas mais comuns utilizados são formados por *chillers*, equipamentos com ciclo de refrigeração completo, em circuito fechado, montados em bases compactas, ligados a sistemas hidráulicos que levam água gelada até os *fan-coils*, onde ocorre a troca de calor entre ar e água, e assim o ar é condicionado (Ministério do Meio Ambiente, 2017).

Esse sistema apresenta vantagens como, carga de fluido refrigerante reduzida, alta eficiência energética, devido ao uso de *chillers* e também devido a menor perda

de carga no circuito de refrigeração e proporcionam controle de processo mais preciso.

A figura 1 representa o esquema de funcionamento de um resfriador de líquido (*Chiller*) condensado à água. O equipamento selecionado no presente trabalho refere-se também à um *Chiller*, no entanto, o mesmo possui condensação a ar.

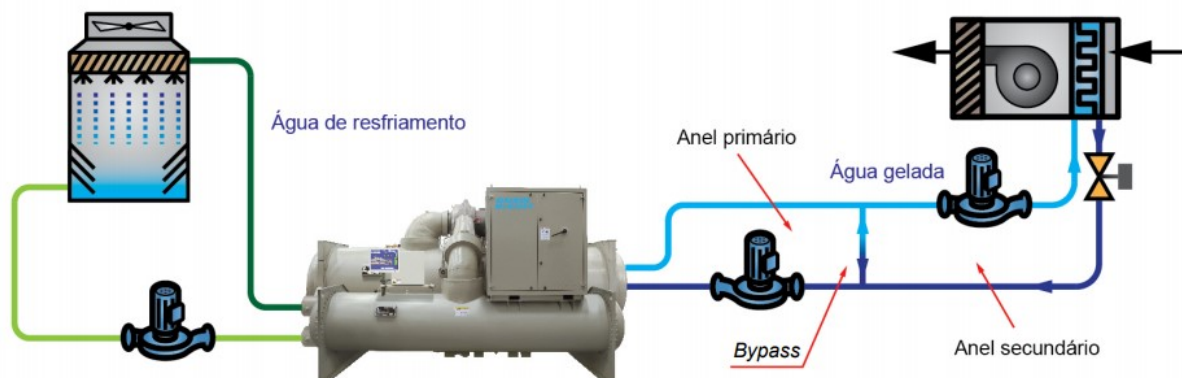


Figura 1: Sistema de ar condicionado do tipo expansão indireta usando *chillers* (Ministério do Meio Ambiente, 2017).

### 3.4 DISTRIBUIÇÃO DE ÁGUA GELADA

Para a distribuição da água gelada usada no sistema de expansão indireta é preciso dimensionar a tubulação, nesse processo, as variáveis principais são, a vazão de água necessária, a velocidade recomendada e a perda de carga ao longo da tubulação.

O escoamento da água por qualquer tubulação resulta em perda de energia, energia que é gasta para vencer as resistências que se opõem ao escoamento. Essas resistências são geradas pelo atrito da água com a tubulação, pelas acelerações e mudanças de direção da água, pelos turbilhonamentos consequentes e pela viscosidade da água (Telles, 2006).

Para o dimensionamento das tubulações de água gelada, nesse caso água usada no sistema de expansão indireta com a finalidade de condicionar os diversos ambientes do hotel, recomenda-se a velocidade de escoamento máxima de 1,2 m/s (NBR 16401-01, 2008), e a vazão de água gelada é definida pela soma da quantidade de água necessária em cada *fan-coil* ligado a ramificação a ser dimensionada.

A perda de carga precisa ser calculada, para isso calcula-se o diâmetro usado em cada trecho da tubulação em função da vazão e da velocidade de escoamento, em seguida, calcula-se a perda de carga.

Para calcular o diâmetro, tem-se que:

$$d = 2 \sqrt{\frac{Q}{\pi V}} \quad (3.22)$$

Onde:

$d$  = diâmetro do tubo ( $m$ );

$Q$  = vazão de água ( $m^3/s$ );

$V$  = velocidade de escoamento ( $m/s$ ).

$A$  = área da seção circular do tubo ( $m^2$ ).

A partir da fórmula de Fanning, mostrada a seguir, calcula-se a perda de carga.

$$J = \frac{fV^2L'}{2gd} \quad (3.23)$$

Onde:

$J$  = perda de carga ( $m$ );

$f$  = coeficiente de atrito;

$L'$  = comprimento equivalente ( $m$ );

$g$  = aceleração da gravidade ( $m/s^2$ ).

Para determinar o coeficiente de atrito  $f$ , utiliza-se o ábaco de Moody, (Anexo O), para isso é preciso calcular o número de Reynolds  $Re$  e o grau de rugosidade.

Para o número de Reynolds, tem-se:

$$Re = \frac{dV}{\nu} \quad (3.24)$$

O grau de rugosidade é dado por  $\varepsilon/d$ , onde  $\varepsilon$  é a rugosidade média dos tubos.

Ao longo da tubulação, encontra-se válvulas, conexões e curvas, esses elementos adicionam perdas de carga ao sistema, essa perda de carga é determinada através de experimentos, onde encontra-se o comprimento equivalente de tubo capaz de gerar a mesma perda de carga que cada um dos elementos citados. Então soma-se o comprimento linear de tubos ao comprimento equivalente de cada elemento da tubulação, apresentados na tabela 2, e obtém-se o valor de  $L'$ .

**Tabela 2: Comprimento equivalente em metros para diversos elementos de tubulações (Fonte: Catálogo técnico Schneider Motobombas).**

Conexão	Diâmetro nominal						
	3/4"	1"	1 1/4"	1 1/2"	2"	2 1/2"	3"
Curva 90°	0,4	0,5	0,6	0,7	0,9	1	1,3
Curva 45°	0,2	0,2	0,3	0,3	0,4	0,5	0,6
Tê de passagem direta	0,4	0,5	0,7	0,9	1,1	1,3	1,6
Tê de saída lateral	1,4	1,7	2,3	2,8	3,5	4,3	5,2
Saída de canalização	0,5	0,7	0,9	1	1,5	1,9	2,2
Registro de gaveta ou esfera aberto	0,1	0,2	0,2	0,3	0,4	0,4	0,5
Registro de globo aberto	6,7	8,2	11,3	13,4	17,4	21	26
Registro de ângulo aberto	3,6	4,6	5,6	6,7	8,5	10	13
Válvula de pé com crivo	5,6	7,3	10	11,6	14	17	22

Após calcular a perda de carga na tubulação, é necessário considerar a perda de carga nos equipamentos, assim:

$$J_{total} = J + J_{equip} \quad (3.25)$$

Onde,

$J_{total}$  = perda de carga total (mca);

$J_{equip}$  = perda de carga nos equipamentos (mca).

Então é possível calcular a potência da bomba que proporcionará o fluxo de água gelada como mostrado a seguir:

$$Pot = \frac{Q.H_m}{270.\eta} \quad (3.26)$$

Onde,

$$H_m = J_{total} + H \quad (3.27)$$

$H_m$  = altura manométrica (*mca*);

$H$  = altura do prédio (*m*);

$Q$  = vazão de água ( $m^3/h_m$ );

$\eta$  = rendimento do conjunto motor e bomba (0,4 a 0,5).

#### 4 METODOLOGIA

O projeto é dividido em três etapas, cálculo da carga térmica, seleção de equipamentos e dimensionamento da tubulação de água gelada.

A carga térmica é calculada usando métodos encontrados na bibliografia para cada tipo de carga térmica individualmente e também com a simulação computacional a partir de desenho no *software Sketchup* e uso do *plugin OpenStudio*, do *EnergyPlus* para *Sketchup*.

Na primeira parte, é escolhido o quarto mais crítico e após calcular a carga térmica dele, multiplica-se pela quantidade de quartos, encontra-se a carga térmica total para os quartos, é escolhido um dos escritórios e multiplicado o resultado pela quantidade de escritórios e então calculada a carga térmica do restaurante.

Por fim, soma-se a carga térmica dos três ambientes e dessa tem-se a carga térmica total do hotel.

Na segunda parte, o hotel é construído por completo no *software Sketchup* e através do *plugin OpenStudio*, importa-se bancos de dados climáticos de Brasília, baixados do site *EnergyPlus.net*, define-se condições de ocupação do hotel e executa-se a simulação.

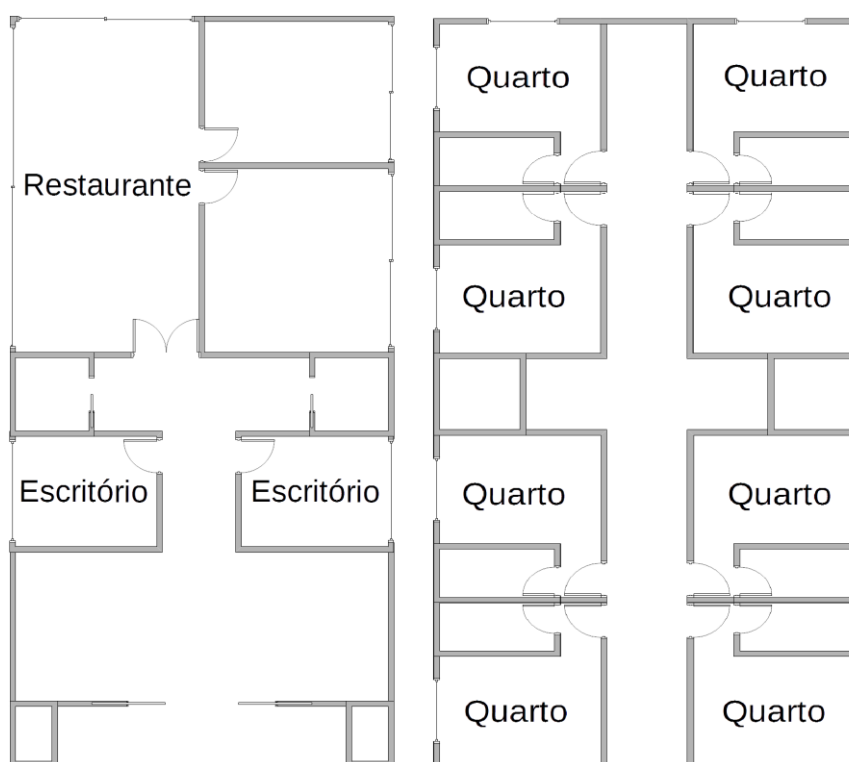
A estimativa da carga térmica permitirá a seleção dos equipamentos adequados, a qual ocorrerá por meio de catálogos de fabricantes.

O dimensionamento da tubulação é realizado em duas etapas, primeiro a partir da vazão necessária em cada equipamento e da velocidade pré-determinada, depois adota-se diâmetros comerciais para a construção, a perda de carga é calculada e analisa-se os requisitos de projeto, se necessário, a tubulação pode ser redimensionada.

Na sequência serão apresentadas as principais ferramentas utilizadas nas estimativas dos parâmetros do projeto.

## 5 ESTUDO DE CASO

Neste trabalho o caso estudado é de um hotel de pequeno porte fictício localizado em Brasília, figura 2. Os ambientes climatizados do hotel são os quartos de hóspedes, o restaurante e os escritórios administrativos.



**Figura 2: Planta baixa do hotel. À esquerda, planta do térreo e à direita, planta dos pisos com quartos.**



O hotel possui três andares e é construído com paredes externas de tijolos furados de uma vez, paredes internas de tijolos furados de meia vez, janelas de vidros simples com cortinas brancas e opacas e os tetos e pisos de lajes simples com ladrilhos e 16 cm.

O anexo A apresenta a tabela A5, da norma ABNT NBR 16401-1, pode-se obter os dados climáticos necessários para o desenvolvimento do projeto, sendo a temperatura externa de bulbo seco 31,1 °C e a umidade absoluta de 16,7 g/kg de ar.

As condições de conforto adotadas são temperatura do ambiente climatizado de 24 °C e umidade relativa de 50%.

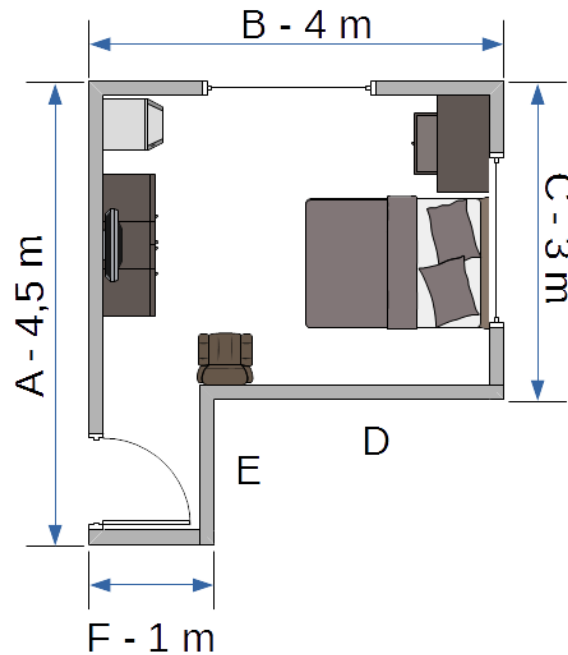
Utilizando o software *Engineering Equation Solver* (EES), obtém-se a umidade absoluta para os ambientes externo e interno climatizado:  $W_e = 0,01437 \text{ kg/kg}$  e  $W_i = 0,01058 \text{ kg/kg}$ .

Com esses dados, torna-se possível calcular a carga térmica do hotel. Para facilitar os cálculos, calculou-se a carga térmica do quarto mais crítico e multiplicou-se pelo número de quartos, calculou-se a carga de um escritório e multiplicou-se pelo número de escritórios e por fim, calculou-se a carga térmica do restaurante.

## 5.1 CARGA TÉRMICA DOS QUARTOS

A figura 3 representa o layout de um dos quartos, onde as principais dimensões podem ser observadas e considera-se que cada quarto é ocupado por duas pessoas.

Para os cálculos é considerado o quarto mais crítico, ou seja, aquele que tem contato com ambiente externo por meio de duas paredes com janelas e do teto. Além disso, é considerado que o banheiro, o quarto do andar de baixo e o corredor não estão climatizados.



**Figura 3: Planta baixa dos quartos.**

A carga térmica de condução, calcula-se pela equação (3.2). A diferença de temperatura entre o ambiente climatizado e os demais ambientes internos ao hotel, todos considerados não climatizados, é calculada a partir dos dados presentes no anexo D, segue-se os seguintes passos:

Nas condições do anexo D tem-se que  $T_e - T_i = 9,4 \text{ }^\circ\text{C}$  para  $\Delta T = T_e - T_{nc} = 5,5 \text{ }^\circ\text{C}$ , onde  $T_{nc}$  é a temperatura do ambiente interno não climatizado.

Nas condições do projeto tem-se  $T_e - T_i = 31,1 - 24 = 7,1 \text{ }^\circ\text{C}$

Por analogia,  $\Delta T = \frac{7,1}{9,4} \cdot 5,5 = 4,2 \text{ }^\circ\text{C}$  e dessa forma, para o projeto obtém-se

$T_{nc} = 26,9 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Por fim  $\Delta T$  para divisas com ambientes não climatizados é

$\Delta T = T_{nc} - T_i = 2,9 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Então calculou-se a carga térmica com os dados apresentados na tabela 4.

Tabela 3: Cálculo da carga térmica por condução para o quarto.

Local	Área [m <sup>2</sup> ]	U [kcal/h.m <sup>2</sup> . °C]	ΔT [°C]	Q [kcal/h]	
Paredes	A	11,7	2,1	2,9	71,3
	B	8,6	1,9	7,1	116,0
	C	6	1,9	7,1	80,9
	D	7,8	2,1	2,9	47,5
	E	3,9	2,1	2,9	23,8
	F	2,6	2,1	2,9	15,8
Janela	B	1,8	5,18	7,1	66,2
	C	1,8	5,18	7,1	66,2
Piso	13,5	2,83	2,9	110,8	
Teto	13,5	2,83	7,1	271,3	
<b>Total</b>				<b>869,7</b>	

Assim, chegou-se na carga térmica de condução de 869,7 kcal/h.

A carga de insolação por superfícies envidraçadas (tabela 5), foi calculada pela equação (3.3), usando o valor de  $I_t$  aproximado para 20° de latitude sul.

Tabela 4: Cálculo da carga térmica de insolação através de superfícies envidraçadas para o quarto.

Local	Área envidraçada [m <sup>2</sup> ]	$I_t$ [kcal/h.m <sup>2</sup> ]	$\phi$	Q [kcal/h]	
Janelas	C	1,8	447	0,25	201,2
	B	1,8	29	0,25	13,1
<b>Total</b>				<b>214,2</b>	

A carga de insolação por superfícies opacas, paredes e teto, é calculada pela equação (3.4) e com os dados da tabela 6 resulta em:

Tabela 5: Cálculo da carga térmica de insolação através de superfícies opacas para o quarto.

Local	Área [m <sup>2</sup> ]	U [kcal/h.m <sup>2</sup> . °C]	ΔT [°C]	Q [kcal/h]	
Paredes	B	10,4	1,9	2,7	53,4
	C	6	1,9	5,5	62,7
Teto	13,5	2,83	8,3	317,1	
<b>Total</b>				<b>433,2</b>	

No cálculo da carga térmica de insolação o quarto mais crítico recebe radiação solar em duas paredes com janela e no teto. Devido a essas condições chega-se a 214,2 kcal/h para as superfícies envidraçadas e 433,2 kcal/h para as paredes e teto, totalizando 647,4 kcal/h.

A carga térmica devido as pessoas, estimada pelas equações (3.6) e (3.7), e é mostrada na tabela 7.

**Tabela 6: Cálculo da carga térmica devido as pessoas presentes no quarto.**

<b>N</b>	<b>S1 [W]</b>	<b>Q latente [W]</b>	<b>S2 [W]</b>	<b>Q sensível [W]</b>	<b>Q [W]</b>
2	45	90	70	140	<b>230</b>

A carga térmica fornecida pelos equipamentos (tabela 8), calculada pela equação (3.9), é:

**Tabela 7: Cálculo da carga térmica devido aos equipamentos presentes no quarto.**

<b>Equipamento</b>	<b>Quantidade</b>	<b>Pd [W]</b>	<b>Q [kcal/h]</b>
TV	1	80	68,8
Computador	1	100	86
<b>Total</b>			<b>154,8</b>

A carga térmica devido a iluminação, foi calculada pela fórmula (3.10), assim tem-se o resultado da tabela 9.

**Tabela 8: Cálculo da carga térmica fornecida pela iluminação do quarto.**

<b>Área [m<sup>2</sup>]</b>	<b>PI [W/m<sup>2</sup>]</b>	<b>Q [kcal/h]</b>
13,5	9	<b>106,4</b>

A carga térmica de infiltração (tabela 10) é calculada usando as fórmulas seguintes, (3.13) para calor sensível, (3.15) para calor latente, e (3.16) para calor total.

**Tabela 9: Cálculo da carga térmica devida à infiltração de ar no quarto.**

<b>Trocas por hora</b>	<b>Volume do ambiente [m<sup>3</sup>]</b>	<b>Te [°C]</b>	<b>Ti [°C]</b>	<b>Q sensível [kcal/h]</b>	<b>We [kg/kg]</b>	<b>Wi [kg/kg]</b>	<b>Q latente [kcal/h]</b>	<b>Q [kcal/h]</b>
2	35,1	31,1	24	144,5	0,01437	0,01058	186,0	<b>330,6</b>

Levando em consideração o ar frio insuflado pelo teto e utilizando as umidades absolutas  $We$  e  $Wi$ , associadas as equações (3.17), (3.18), (3.19), (3.20) e (3.21), calcula-se a carga térmica devido a ventilação, como na tabela 11:

Tabela 10: Cálculo da carga térmica devida à ventilação no quarto.

Pz	Fp [l/s.pessoa]	Vef [l/s]	Ez	Vz [l/s]	Te [°C]	Ti [°C]	Q sensível [kcal/h]	We [kg/kg]	Wi [kg/kg]	Q latente [kcal/h]	Q [kcal/h]
2	10,3	20,6	1	20,6	31,1	24	152,7	0,01437	0,01058	196,5	<b>349,2</b>

Dessa forma, a carga térmica total para o quarto mais crítico, calculada pela equação (3.1), é de 2.656 kcal/h, equivalente a 10.540 BTU/h. Multiplica-se por 24, a quantidade de quartos, e tem-se que a carga térmica com todos os quartos ocupados, no momento mais quente do ano, é de 63.742 kcal/h.

## 5.2 CARGA TÉRMICA DOS ESCRITÓRIOS

A figura 4 representa o layout de um dos escritórios, considera-se que ele pode ser ocupado por duas pessoas. O escritório possui 12 m<sup>2</sup>, as dimensões estão presentes na tabela 12.

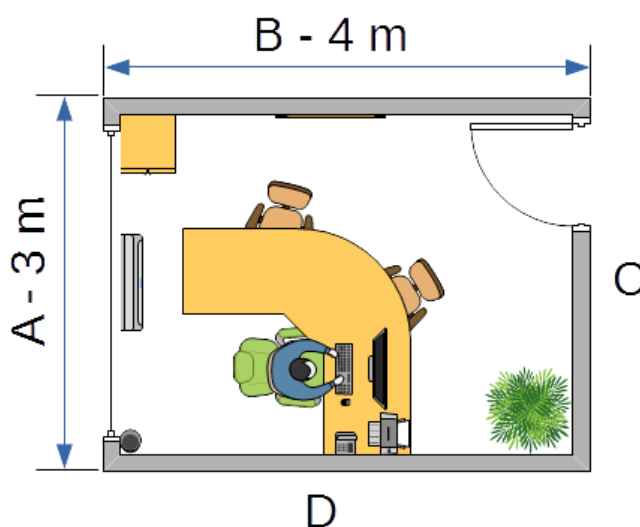


Figura 4: Planta baixa do escritório

A carga térmica de condução, calcula-se pela equação (3.2). A diferença de temperatura entre o ambiente climatizado e os demais ambientes internos ao hotel, todos considerados não climatizados é dada como nos cálculos feitos para o quarto.

Então calculou-se a carga térmica com os dados apresentados na tabela 13.

Tabela 11: Cálculo da carga térmica por condução para o escritório.

Local	Área [m <sup>2</sup> ]	U [kcal/h.m <sup>2</sup> . °C]	$\Delta T$ [°C]	Q [kcal/h]	
Paredes	A	9	2,1	2,9	54,8
	B	12	2,1	2,9	73,1
	C	6,2	1,9	7,1	83,6
	D	12	2,1	2,9	73,1
Janela	A	2,8	5,18	7,1	103,0
Teto	12	2,83	2,9	98,5	
<b>Total</b>				<b>486,1</b>	

A carga de insolação por superfícies envidraçadas (tabela 14), calculada pela equação (3.3), usando o valor de  $I_t$  aproximado para 20° de latitude sul é:

Tabela 12: Cálculo da carga térmica de insolação através de superfícies envidraçadas para o escritório.

Local	Área envidraçada [m <sup>2</sup> ]	$I_t$ [kcal/h.m <sup>2</sup> ]	$\phi$	Q [kcal/h]
Janela	2,8	447	0,25	<b>312,9</b>

A carga de insolação por superfícies opacas, paredes e teto, é calculada pela equação (3.4) e com os dados da tabela 15 resulta em:

Tabela 13: Cálculo da carga térmica de insolação através de superfícies opacas para o escritório.

Local	Área [m <sup>2</sup> ]	U [kcal/h.m <sup>2</sup> . °C]	$\Delta T$ [°C]	Q [kcal/h]
Paredes	6,2	1,9	5,5	<b>64,8</b>

Assim, soma-se as duas parcelas e a carga térmica total de insolação equivale a 377,7 kcal/h.

A carga térmica devido as pessoas, estimada pelas equações (3.6) e (3.7), é mostrada na tabela 16.

Tabela 14: Cálculo da carga térmica devido as pessoas presentes no escritório.

N	S1 [W]	Q latente [W]	S2 [W]	Q sensível [W]	Q [W]
2	45	45	70	70	<b>230</b>

A carga térmica fornecida pelos equipamentos (tabela 17), calculada pela equação (3.9), é:

Tabela 15: Cálculo da carga térmica devido aos equipamentos presentes no escritório.

Equipamento	Quantidade	Pd [W]	Q [kcal/h]
Computador	1	55	47,3
Monitor	1	80	68,8
Impressora	1	35	30,1
<b>Total</b>			<b>146,2</b>

A carga térmica devido a iluminação, é calculada pela fórmula (4.10), assim tem-se o resultado da tabela 18.

Tabela 16: Cálculo da carga térmica fornecida pela iluminação do escritório.

Área [m <sup>2</sup> ]	PI [W/m <sup>2</sup> ]	Q [kcal/h]
12	16	<b>168,2</b>

A carga térmica de infiltração (tabela 19), calcula-se a partir das fórmulas seguintes (3.13) para calor sensível, (3.15) para calor latente, e (3.16) para calor total.

Tabela 17: Cálculo da carga térmica devida à infiltração de ar no escritório.

Trocas por hora	Volume do ambiente [m <sup>3</sup> ]	Te [°C]	Ti [°C]	Q sensível [kcal/h]	We [kg/kg]	Wi [kg/kg]	Q latente [kcal/h]	Q [kcal/h]
2	36	31,1	24	148,2	0,01437	0,01058	190,8	<b>339,0</b>

Leva-se em consideração o ar frio insuflado pelo teto e utiliza-se as umidades absolutas  $We$  e  $Wi$ , associadas as equações (3.17), (3.18), (3.19), (3.20) e (3.21), é calculado a carga térmica devido a ventilação, como na tabela 20:

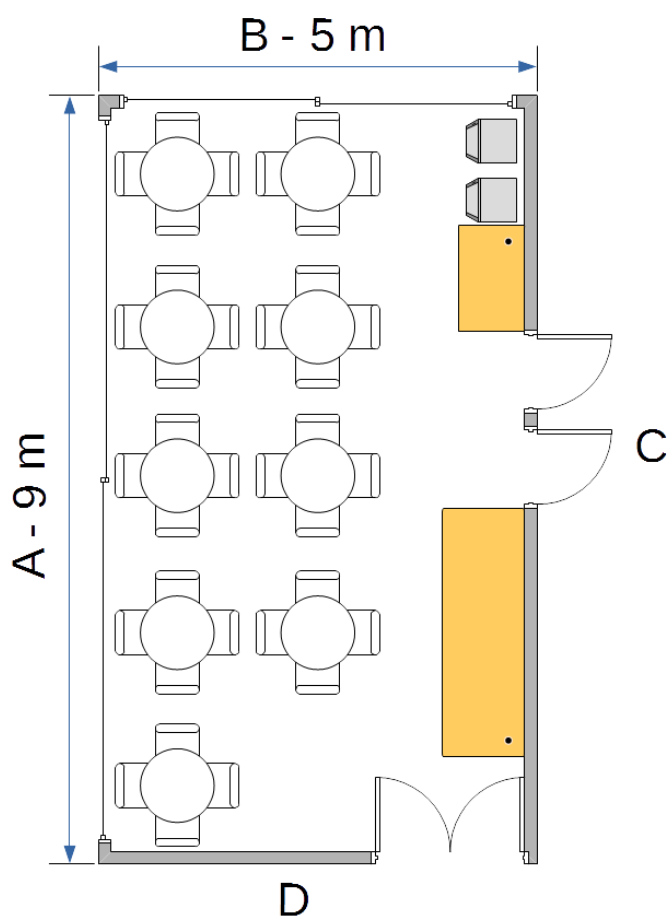
Tabela 18: Cálculo da carga térmica devida à ventilação no escritório.

Pz	Fp [l/s.pessoa]	Az [m <sup>2</sup> ]	Fa [l/s.m <sup>2</sup> ]	Vef [l/s]	Ez	Vz [l/s]	Te [°C]	Ti [°C]	Q sensível [kcal/h]	We [kg/kg]	Wi [kg/kg]	Q latente [kcal/h]	Q [kcal/h]
1	3,8	12	0,5	9,8	1	9,8	31,1	24	72,6	0,01437	0,01058	93,5	<b>166,1</b>

Assim, a carga térmica total para cada escritório, calcula-se pela equação (3.1), e é de 1.881 kcal/h, ou 7.465 BTU/h. Multiplica-se por 2, a quantidade de escritórios, assim a carga térmica com os dois escritórios ocupados, no momento mais quente do ano, é de 3.762 kcal/h.

### 5.3 CARGA TÉRMICA DO RESTAURANTE

A figura 5 apresenta o layout do restaurante, ele possui capacidade para atender 32 pessoas, suas principais dimensões estão presentes na tabela 21.



**Figura 5: Planta baixa do restaurante.**

A carga térmica de condução, calcula-se pela equação (3.2). A diferença de temperatura entre o ambiente climatizado e os demais ambientes internos ao hotel, todos considerados não climatizados é dada como nos cálculos feitos para o quarto.

Dessa forma calculou-se a carga térmica com os dados apresentados na tabela 22.



Tabela 19: Cálculo da carga térmica por condução para o restaurante.

Local		Área [m <sup>2</sup> ]	U [kcal/h.m <sup>2</sup> . °C]	ΔT [°C]	Q [kcal/h]
Paredes	C	27	2,1	2,9	164,4
	B	10,2	1,9	12,6	244,2
	A	18,2	1,9	9,8	338,9
	D	15	2,1	2,9	91,4
Janela	B	4,8	5,18	7,1	176,5
	A	8,8	5,18	7,1	323,6
Teto		45	2,83	2,9	369,3
				<b>Total</b>	<b>1.708,3</b>

A carga de insolação por superfícies envidraçadas (tabela 23), calcula-se pela equação (3.3), usa-se o valor de  $I_t$  aproximado para 20° de latitude sul, e então o resultado é:

Tabela 20: Cálculo da carga térmica de insolação através de superfícies envidraçadas para o restaurante.

Local		Área envidraçada [m <sup>2</sup> ]	It [kcal/h.m <sup>2</sup> ]	φ	Q [kcal/h]
Janelas	O	8,8	447	0,25	983,4
	N	4,8	29	0,25	34,8
				<b>Total</b>	<b>1.018,2</b>

A carga de insolação por superfícies opacas, paredes e teto, é calculada pela equação (3.4) e com os dados da tabela 24 resulta em:

Tabela 21: Cálculo da carga térmica de insolação através de superfícies opacas para o restaurante.

Local		Área [m <sup>2</sup> ]	U [kcal/h.m <sup>2</sup> . °C]	ΔT [°C]	Q [kcal/h]
Paredes	N	10,2	1,9	2,7	52,3
	O	18,2	1,9	5,5	190,2
				<b>Total</b>	<b>242,5</b>

Assim, somando as duas parcelas, tem-se a carga térmica total de insolação equivalente a 1.261,7 kcal/h.

A carga térmica devido as pessoas, estimada pelas equações (3.6) e (3.7), e é mostrada na tabela 25.

Tabela 22: Cálculo da carga térmica devido as pessoas presentes no restaurante.

N	S1 [W]	Q latente [W]	S2 [W]	Q sensível [W]	Q [W]
32	80	2560	80	2560	5.120

A carga térmica fornecida pelos equipamentos (tabela 26), calculada pela equação (3.9), é:

Tabela 23: Cálculo da carga térmica devido aos equipamentos presentes no restaurante.

Equipamento	Tamanho [m <sup>3</sup> ]	Pd [W]	Q [kcal/h]
Expositor Refrigerado	1	640	550,4
Aquecedor de alimentos	1	18760	16.133,6
Refrigerador	0,5	310	133,3
<b>Total</b>			<b>1.6817,3</b>

A carga térmica devido a iluminação, é calculada pela fórmula (4.10), assim tem-se o resultado da tabela 27.

Tabela 24: Cálculo da carga térmica fornecida pela iluminação do restaurante.

Área [m <sup>2</sup> ]	PI [W/m <sup>2</sup> ]	Q [kcal/h]
45	13	512,5

A carga térmica de infiltração (tabela 28) é calculada usando as fórmulas seguintes (3.13) para calor sensível, (3.15) para calor latente e (3.16), para calor total.

Tabela 25: Cálculo da carga térmica devida à infiltração de ar no restaurante.

Trocas por hora	Volume do ambiente [m <sup>3</sup> ]	Te [°C]	Ti [°C]	Q sensível [kcal/h]	We [kg/kg]	Wi [kg/kg]	Q latente [kcal/h]	Q [kcal/h]
2	135	31,1	24	555,9	0,01437	0,01058	715,5	1.271,4

Leva-se em consideração o ar frio insuflado pelo teto e utiliza-se as umidades absolutas  $We$  e  $Wi$ , associadas as equações (3.17), (3.18), (3.19), (3.20) e (3.21), assim calcula-se a carga térmica devido a ventilação como na tabela 29.

Tabela 26: Cálculo da carga térmica devida à ventilação no restaurante.

Pz	Fp [l/s.pessoa]	Az [m <sup>2</sup> ]	Fa [l/s.m <sup>2</sup> ]	Vef [l/s]	Ez	Vz [l/s]	Te [°C]	Ti [°C]	Q sensível [kcal/h]	We [kg/kg]	Wi [kg/kg]	Q latente [kcal/h]	Q [kcal/h]
32	5,7	45	1,4	245,4	1	245,4	31,1	24	1.819	0,01437	0,01058	2.341,1	4.160,1

Portanto, a carga térmica total para o restaurante, calculada pela equação (3.1), no momento mais quente do ano, é de 30.134 kcal/h ou 119.586 BTU/h.

Somando as cargas térmicas de todas as fontes, obtém-se o resultado de 32,26 TR, como mostrado na tabela 30:

Tabela 27: Resultados dos cálculos da carga térmica.

Local	Quantidade	Q por unidade [kcal/h]	Q por unidade [TR]	Q por unidade [BTU/h]	Q total [TR]
Restaurante	1	30.134	9,96	119.586	9,96
Escritório	2	1.881	0,62	7.465	1,24
Quarto	24	2.656	0,88	10.540	21,06
<b>Total</b>					<b>32,26</b>

## 6 SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL

A partir do software *Sketchup* foi desenhado em 3D o hotel, como na figura 6, para em seguida executar a simulação com o *plugin OpenStudio*, um intermediário entre o *Sketchup* e o *EnergyPlus*, *software* que a realizou. A partir da simulação foi possível obter a carga térmica máxima no período mais quente do ano, dados utilizados na seleção de equipamentos.

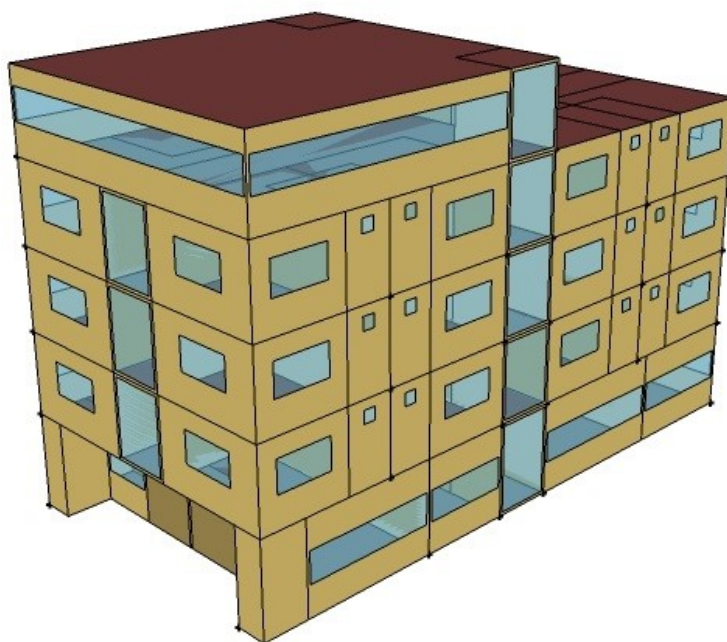


Figura 6: Desenho do hotel feito para simulação energética no *EnergyPlus*.

Na figura 7, observa-se os dados utilizados para simular a carga térmica devido às pessoas, onde foi pré-estabelecido a quantidade de pessoas que ocupam cada ambiente.

Field	Units	Obj1	Obj2	Obj3
Name		189.1-2009 - Small I	189.1-2009 - Small I	189.1-2009 - Small I
Zone or ZoneList Name		Escritório	Quarto	Restaurante 1
Number of People Schedule Name		Office Misc Occ	Office Misc Occ	Office Misc Occ
Number of People Calculation Method		People	People	People
Number of People		2	2	48
People per Zone Floor Area	person/m2			
Zone Floor Area per Person	m2/person			
Fraction Radiant		0,3	0,3	0,3
Sensible Heat Fraction				
Activity Level Schedule Name		Office Activity	Office Activity	Office Activity
Carbon Dioxide Generation Rate	m3/s-W			

**Figura 7: Dados para simulação do calor liberado pelas pessoas.**

A figura 8 apresenta os dados utilizados na simulação da carga térmica devido à iluminação, foram determinados a potência de iluminação para cada ambiente segundo o anexo I.

Field	Units	Obj1	Obj2	Obj3
Name		189.1-2009 - Small I	189.1-2009 - Small I	189.1-2009 - Small I
Zone or ZoneList Name		Escritório	Quarto	Restaurante 1
Schedule Name		Office Bldg Light	Office Bldg Light	Office Bldg Light
Design Level Calculation Method		LightingLevel	LightingLevel	LightingLevel
Lighting Level	W	168	106	512

**Figura 8: Dados para simulação do calor dissipado pelas lâmpadas.**

A figura 9 apresenta os dados utilizados na simulação da carga térmica devido aos equipamentos determinados para cada ambiente, a potência total dos equipamentos foi calculada a partir da soma das potências de cada equipamento presente no ambiente, dados encontrados no anexo H.

Field	Units	Obj1	Obj2	Obj3
Name		189.1-2009 - Office	189.1-2009 - Office	189.1-2009 - Office
Zone or ZoneList Name		Escritório	Quarto	Restaurante 1
Schedule Name		Office Bldg Equip	Office Bldg Equip	Office Bldg Equip
Design Level Calculation Method		EquipmentLevel	EquipmentLevel	EquipmentLevel
Design Level		146	68	19560
Watts per Zone Floor Area	W/m2			
Watts per Person	W/person			
Fraction Latent				
Fraction Radiant				
Fraction Lost				
End-Use Subcategory				

**Figura 9: Dados para simulação do calor dissipado pelos equipamentos.**

Após entrar com os dados mostrados nas figuras anteriores, executa-se a simulação e dessa forma obtêm-se os resultados da carga térmica, mostrados na tabela 31. Observa-se que há adição de carga térmica por meio dos vidros e das superfícies opacas, paredes e tetos, devido a condução e a insolação, e adição por meio da infiltração de ar oriundo dos ambientes não climatizados.

**Tabela 28: Resultados da simulação computacional da carga térmica feita no *EnergyPlus*.**

Local	Pessoas [W]	Iluminação [W]	Equipamentos [W]	Vidros [W]	Infiltração [W]	Superfícies opacas [W]
Escritório	114	168	146	452	1.934	274
Restaurante	1.823	512	19.560	5.538	3.112	1.589
Quarto	114	106	68	1.236	963	543

Soma-se os resultados de cada parcela da carga térmica para seus respectivos ambientes e tem-se a carga térmica por unidade, então multiplica-se pela quantidade de ambientes similares, e obtêm-se a carga térmica total, equivalente a 31,54 TR, dados apresentados na tabela 32. Nos cálculos anteriores, chegou-se a 32,26 TR, portanto, há diferença de 2,2%, valor que não influencia na seleção de equipamentos.

**Tabela 29: Resultados da simulação de carga térmica.**

Local	Quantidade	Q por unidade [W]	Q por unidade [TR]	Q por unidade [BTU/h]	Q total [TR]
Restaurante	1	32.135	9,13	109.648	9,13
Escritório	2	3.088	0,88	10.535	1,75
Quarto	24	3.030	0,86	10.339	20,66
<b>Total</b>					<b>31,54</b>

## 7 SELEÇÃO DE EQUIPAMENTOS

A seleção de equipamentos é dividida em duas etapas, primeiro selecionou-se os *fan-coils*, em seguida os *chillers*.

### 7.1 SELEÇÃO DOS FAN-COILS

Para selecionar os *fan-coils*, é necessário saber a carga térmica em cada ambiente, apresentada na tabela 33, a seguir.

**Tabela 30: Dados para seleção de *fan-coils*.**

Local	Q por unidade [BTU/h]
Quarto	10.540
Escritório	7.465
Restaurante	119.586

Em cada quarto há necessidade de retirar 10.540 BTU/h, no anexo M, o *fan-coil* modelo 40HK10 possui capacidade de refrigeração de 10.253 BTU/h, no entanto, mesmo tendo capacidade ligeiramente menor, destaca-se que a carga térmica calculada é para a condição mais crítica, que acontece em períodos muito curtos e raros, esse modelo atende os requisitos.

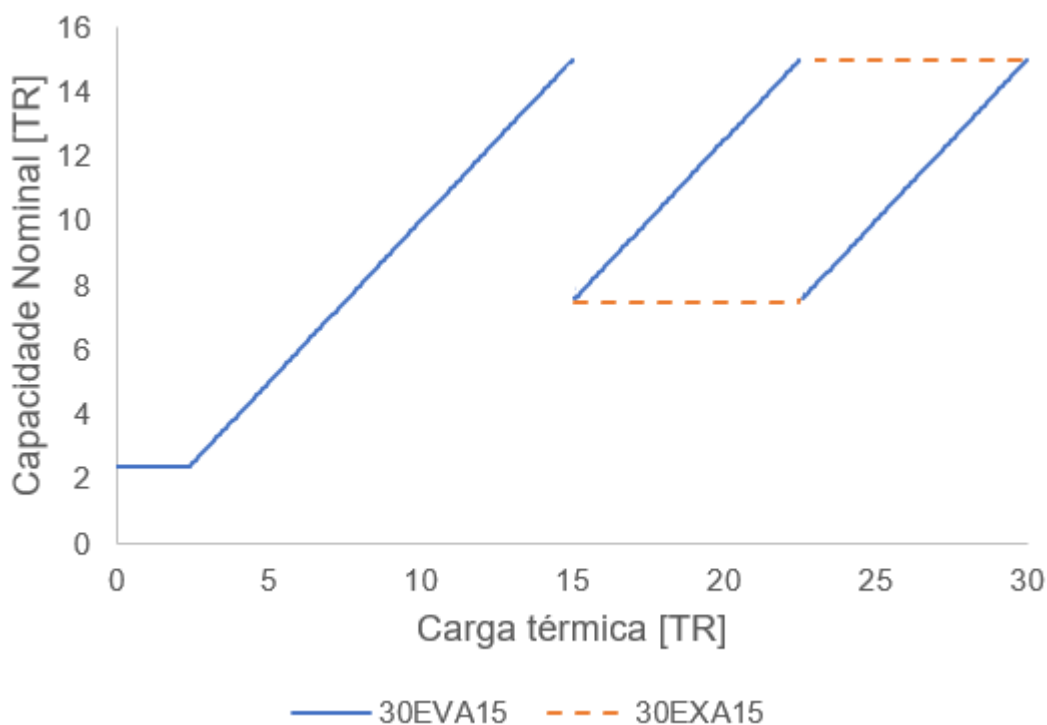
Nos escritórios tem-se a carga térmica equivalente a 7.465 BTU/h e a partir do anexo M, o modelo 40HK10, o mesmo dos quartos, com capacidade máxima de 10.253 BTU/h se mostra como opção para climatizar o ambiente.

O restaurante tem como requisito a necessidade de extrair 119.586 BTU/h, para uma boa distribuição dos equipamentos em toda a área do restaurante seis equipamentos do modelo 40HK20, cada um deles com capacidade máxima de 20.000 BTU/h que resulta na capacidade de refrigeração em todo recinto de 120.000 BTU/h atende a necessidade.

## 7.2 SELEÇÃO DOS CHILLERS.

Com a carga térmica de 32,26 TR (tabela 30), seleciona-se os *chillers*. A partir do catálogo da Carrier (anexo N), seleciona-se dois *chillers*, um do modelo 30EVA15 tipo *inverter*, o que controla todo o sistema e pode trabalhar na faixa de 16 a 100% de sua capacidade nominal e um do modelo 30EXA15 convencional que trabalha com 50 ou 100% de sua capacidade nominal. Ambos têm capacidade de 15 TR cada, totalizando 30 TR trabalhando em paralelo, o que é suficiente pois no período mais quente do dia alguns apartamentos estarão desocupados e/ou o restaurante não estará cheio de pessoas.

Combina-se as faixas de operação dos dois modelos de *chiller*, dessa forma é possível operar de acordo com a variação da carga térmica na faixa de 2,4 TR, quando apenas o *chiller* 30EVA15 está ligado, a 30 TR, quando os dois estão ligados. O regime de funcionamento é mostrado na figura 10:



**Figura 10: Regime de funcionamento dos *chillers* trabalhando em paralelo.**

A figura mostra que para carga térmica até 2,4 TR, o *chiller* 1 (30EVA15) trabalhará sozinho em sua capacidade mínima. De 2,4 a 15 TR, aumenta-se a capacidade do mesmo. De 15 TR a 22,5 TR, liga-se o *chiller* 2 (30EXA15) com 50%

de sua capacidade e varia-se o *chiller* 1 de 50 a 100%. De 22,5 a 30 TR, o *chiller* 2 trabalha a 100% e o *chiller* 1 varia de 50 a 100%.

## 8 DISTRIBUIÇÃO DE ÁGUA GELADA

A água gelada será distribuída por tubos de aço galvanizado envolvidos por isolante térmico de poliestireno expandido que formam um circuito fechado, no qual a água que sai dos *fan-coils* retorna para o *chiller*, dessa maneira, economiza-se água e energia elétrica, pois a mesma retorna ao *chiller* em temperatura menor que a água disponível na rede hidráulica e requer menos trabalho durante a refrigeração.

Para o dimensionamento da tubulação de água gelada, é considerada a forma de distribuição como mostrado nas figuras 11, 12 e 13, a seguir:

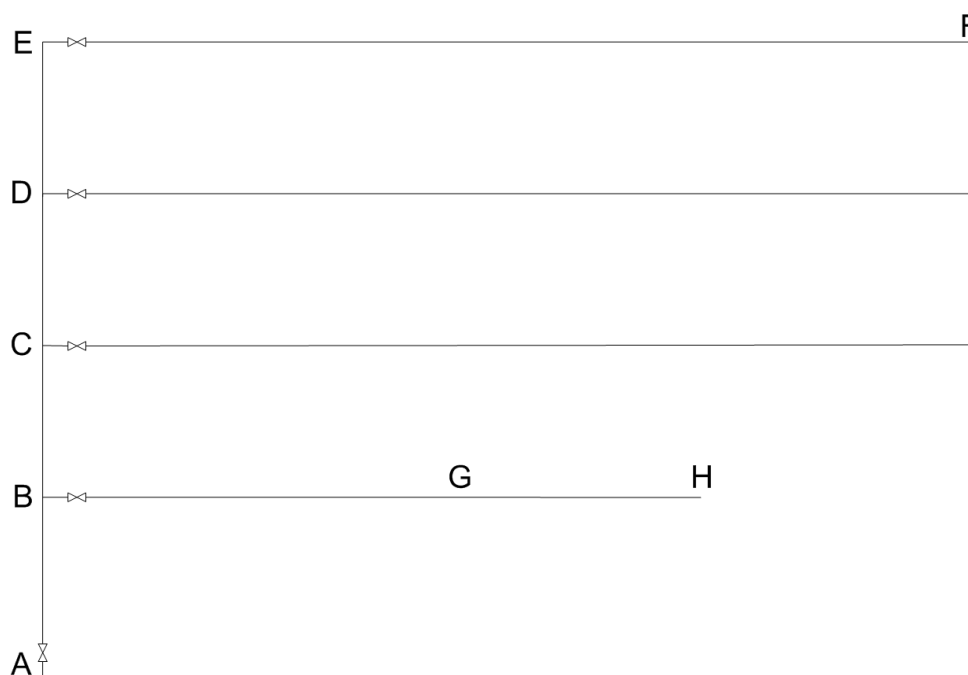


Figura 11: Tubulação pela vista lateral do prédio.

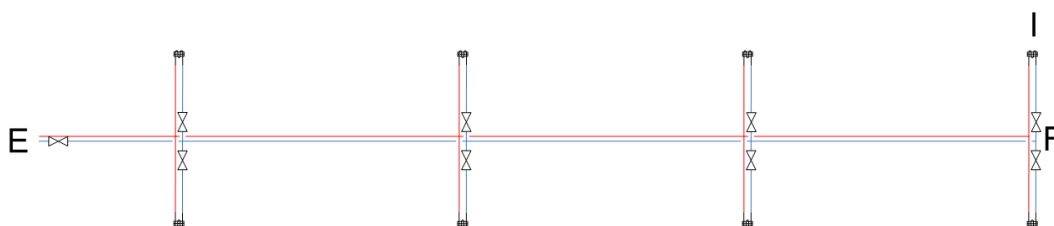
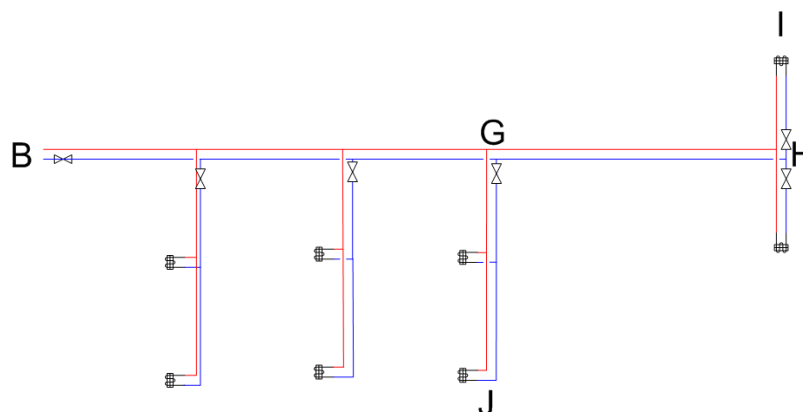


Figura 12: Tubulação horizontal de distribuição de água nos quartos, vista superior. Linha azul: água gelada. Linha vermelha: retorno.





**Figura 13: Tubulação horizontal de distribuição de água no restaurante e nos escritórios, vista superior. Linha azul: água gelada. Linha vermelha: retorno.**

Com os pontos definidos e nomeados com caracteres alfabéticos, os segmentos de tubulação são identificados e separados para facilitar o cálculo da perda de carga, os resultados são mostrados abaixo.

Para calcular o comprimento equivalente, leva-se em consideração que em todo início das ramificações de cada andar do prédio há válvulas de gaveta, em todo início de ramificação para os *fan-coils* há válvulas globo e também é considera-se saídas de canalização em todas as ramificações.

Os cálculos dos diâmetros são feitos a partir da equação (3.22), assim tem-se os dados da tabela 34.

**Tabela 31: Cálculo dos diâmetros dos tubos utilizados.**

Segmento	Vazão [l/s]	Vazão [m <sup>3</sup> /s]	Vel. escoamento [m/s]	Diâmetro [m]	Diâmetro adotado [pol]
AB	5,1	0,00511	1	0,08	3
BC	3,4	0,00336	1	0,07	3
CD	2,2	0,00224	1	0,05	2
DE	1,1	0,00112	1	0,04	2
EF	1,1	0,00112	1	0,04	1½
BG	1,8	0,00178	1	0,05	2
GH	0,3	0,00028	1	0,02	2
HI	0,1	0,00014	1	0,01	¾
GJ	0,5	0,00050	1	0,03	1

Os diâmetros da tubulação de água gelada e da água de retorno são iguais nos segmentos correspondentes. Para favorecer a montagem da tubulação, é adotada tubulação no segmento AC de 3", nos segmentos CE e BH de 2" e no segmento EF

de 1½”, mesmo havendo ramificações nesses trechos, dessa forma também é obtida perdas de carga menores.

Os cálculos da perda de carga são feitos a partir da equação (3.23) e apresentam os resultados na tabela 35:

Tabela 32: Cálculo da perda de carga.

Segmento	Comp. Equivalente	Vazão [l/s]	Diâmetro adotado [pol]	Velocidade [m/s]	Número de Reynolds	f	DP [m]
AB	5,2	5,1	3	1,12	155	0,41	1,8
BC	4,8	3,4	3	0,74	102	0,63	1,1
CD	4,1	2,2	2	1,11	102	0,63	3,2
DE	4,1	1,1	2	0,55	51	1,25	1,6
EF	26,05	1,1	1½	0,98	68	0,94	31,7
BG	6,4	1,8	2	0,88	81	0,79	3,9
GH	11	0,3	2	0,14	13	5,02	1,1
HI	1,74	0,1	¾	0,49	17	3,76	4,2
GJ	4,24	0,5	1	0,99	46	1,40	11,6

Soma-se as perdas de carga dos segmentos AB, BC, CD, DE, EF e FI (HI), então tem-se 43,5 m, com a perda de 14 kPa do *fan-coil* e a altura alcançada pela tubulação que vai até o ponto crítico I, usando as equações (3.25) e (3.26), tem-se  $J_{total} = 44,9 m$  e  $Pot = 9,5 cv$ , a potência necessária das bombas. Então, é preciso selecionar duas bombas de 9,5 cv com vazão de 18,36 m³/h a 56,7 mca, no anexo P, tem-se a bomba BPI ME-AL 23100V, com potência de 10 cv e capacidade de 22,2 m³/h a uma altura manométrica de 60 mca.

## 9 CUSTO DOS EQUIPAMENTOS E MATERIAIS

O custo aproximado dos equipamentos e materiais utilizados no projeto é de aproximadamente R\$ 163.610,00, como mostrado na tabela 36, é um custo bastante elevado, o preço que se paga pelas vantagens do sistema de expansão indireta com *fan-coils* individuais.

**Tabela 33: Custos dos materiais e equipamentos necessários no projeto (Os tubos são vendidos em barras de 6 m, o preço na tabela é o preço por metro).**

Item		Quantidade		Preço unitário	Preço total
Chiller	30EVA15	1	UN	R\$ 30.000,00	R\$ 30.000,00
	30EXA15	1	UN	R\$ 30.000,00	R\$ 30.000,00
Fan-coil	40HK10	26	UN	R\$ 2.500,00	R\$ 65.000,00
	40HK20	6	UN	R\$ 3.200,00	R\$ 19.200,00
Tubo	3/4"	60	m	R\$ 1,33	R\$ 80,00
	1"	24	m	R\$ 20,00	R\$ 480,00
	1 1/2"	108	m	R\$ 30,00	R\$ 3.240,00
	2"	36	m	R\$ 40,00	R\$ 1.440,00
	3"	12	m	R\$ 63,33	R\$ 760,00
Válvula	Solenóide	27	UN	R\$ 350,00	R\$ 9.450,00
	Gaveta	4	UN	R\$ 90,00	R\$ 360,00
Bomba de água		2	UN	R\$ 1.800,00	R\$ 3.600,00
<b>Total</b>					<b>R\$ 163.610,00</b>

## 10 CONCLUSÕES

Esse projeto de fim de curso foi desenvolvido com o objetivo de realizar estudos e obter um sistema de condicionamento de ar adequado para um modelo de hotel situado em Brasília. O sistema foi projetado para atender a carga térmica calculada através de tabelas e fatores disponíveis nas normas técnicas brasileiras e na bibliografia e também atende a carga térmica obtida pela simulação computacional no *EnergyPlus*.

Na primeira etapa para obter a carga térmica, os cálculos resultaram em 32,26 TR, já na segunda etapa, a simulação feita através do *EnergyPlus*, o resultado obtido foi 31,54 TR, dessa forma o sistema projetado atende aos dois resultados pois a diferença de 2,2% é considerada pequena.

O sistema de expansão indireta foi escolhido por apresentar vantagens como eficiência energética maior, pela tubulação de água fria ocupar menos espaço que os dutos de ar dos sistemas *self-contained* e também utiliza menos carga de gás refrigerante que os sistemas do tipo *Split*.

A tubulação de água gelada foi dimensionada considerando a vazão necessária e velocidade de escoamento recomendada para a aplicação. Para o cálculo da perda de carga, ainda se levou em consideração as válvulas e as saídas

de canalização. Por fim, com a tubulação dimensionada e a perda de carga calculada foram escolhidas as bombas responsáveis por promover a circulação da água.

Com os equipamentos selecionados e a tubulação dimensionada tornou-se possível estimar o custo para aquisição dos componentes do sistema, R\$ 163.610,00.

## REFERÊNCIAS

AR CONDICIONADO: Guia Prático sobre Sistemas de Água Gelada. Brasília: Ministério do Meio Ambiente (MMA), 2017.

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

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. NBR 16401-2: Instalações de Ar Condicionado – Sistemas centrais e unitários Parte 2: Parâmetros de conforto térmico. Rio de Janeiro, 2008.

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

CREDER, Hélio. Instalações de ar condicionado. Livros Técnicos e Científicos, 2004.

TELLES, Pedro Carlos da Silva. Tubulações industriais: cálculos. Livros Técnicos e Científicos, 9ª edição. 1999.

TELLES, Pedro Carlos da Silva. Tubulações industriais: materiais, projeto e montagem. Livros Técnicos e Científicos, 10ª edição. 2001.

LAMBERTS, Roberto; GHISI, Enedir; PEREIRA, Cláudia Donald; BATISTA, Juliana Oliveira. Casa eficiente: simulação computacional do desempenho termo-energético. Florianópolis: UFSC/LabEEE, v. 4, 2010.

LAMBERTS, Roberto; GOULART, Solange; DE VECCHI, Renata. Conforto e stress térmico. LabEEE, Universidade Federal de Santa Catarina, 2011.

LAMBERTS, Roberto; DUTRA, Luciano; PEREIRA, Fernando Oscar Ruttkay. Eficiência energética na arquitetura. São Paulo: PW Editores, 1997.

PIRANI, Marcelo José. Refrigeração e Ar Condicionado-Parte II Ar condicionado. 2005.

TUTORIAL DO OPENSTUDIO 1.0 *Plugin do EnergyPlus para o Sketchup*. Florianópolis: UFSC, 2010.

CARRIER. Fancoletes – Instalação, operação e manutenção. Disponível em: <[https://img.carrierdobrasil.com.br/downloads\\_docs/e2071-IOM-Cassette-Hidronico\\_40HK---E---01-18--view-.pdf](https://img.carrierdobrasil.com.br/downloads_docs/e2071-IOM-Cassette-Hidronico_40HK---E---01-18--view-.pdf)>. Acessado em 15/08/2019.

CARRIER. Aquasmart – Catálogo técnico. Disponível em: <[https://img.carrierdobrasil.com.br/downloads\\_docs/80ad0-CT-Aquasmart---E---09-17--view-.pdf](https://img.carrierdobrasil.com.br/downloads_docs/80ad0-CT-Aquasmart---E---09-17--view-.pdf)>. Acessado em: 15/08/2019.

SCHNEIDER. Tabela de seleção de bombas e motobombas. Disponível em: <[https://schneidermotobombas.blob.core.windows.net/media/255544/schneider\\_tabela\\_selecao\\_01-2019\\_rev07\\_web.pdf](https://schneidermotobombas.blob.core.windows.net/media/255544/schneider_tabela_selecao_01-2019_rev07_web.pdf)>. Acessado em 16/08/2019.

## ANEXO A -Dados climáticos de projeto (Fonte: NBR 16401-01, 2008).

Tabela A.5 — Região Centro-Oeste

DF	Brasília				Latitude	Longit.	Altitude	Pr.atm	Período	Extrem. anuais	TBU	TBSmx	s	TBSmn	s
					15,87S	47,93W	1061m	89,21	82/01		26,9	34,2	1,4	7,0	2,7
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	Jun	TBS	TPO	w	TBSc		
ΔTmd	1%	31,1	18,3	21,9	26,7	20,8	17,6	23,3		99,6%	9,8	3,0	5,3	24,9	
11,3	2%	30,2	18,6	21,1	26,1	20,0	16,7	22,4		99%	11,0	4,7	6,0	23,7	
GO	Anápolis				Latitude	Longit.	Altitude	Pr.atm	Período	Extrem. anuais	TBU	TBSmx	s	TBSmn	s
					16,23S	48,79W	1137	88,39	83/01		27,3	N/D	N/D	N/D	N/D
Mês>Qt	Freq. anual	Resfriamento e desumidificação				Baixa umidade			Mês>Fr	Freq. anual	Aquec.	Umidificação			
Set	0,4%	TBS	TBUc	TBU	TBSc	TPO	w	TBSc	Jun	TBS	TPO	w	TBSc		
ΔTmd	1%	31,7	20,6	23,8	27,1	23,0	20,5	25,3		99,6%	12,8	5,1	6,2	19,0	
10,7	2%	29,8	20,5	22,9	26,3	22,0	19,2	24,6		99%	13,9	6,9	7,1	19,3	
GO	Goiânia				Latitude	Longit.	Altitude	Pr.atm	Período	Extrem. anuais	TBU	TBSmx	s	TBSmn	s
					16,63S	49,22W	747m	92,67	82/01		30,2	36,6	1,0	8,2	1,9
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	Jun	TBS	TPO	w	TBSc		
ΔTmd	1%	35,0	20,3	24,5	29,8	23,1	19,6	26,0		99,6%	11,9	4,7	5,8	25,7	
11,7	2%	33,1	20,8	23,7	28,9	22,2	18,5	25,2		99%	13,2	6,2	6,4	23,8	
MS	Campo Grande				Latitude	Longit.	Altitude	Pr.atm	Período	Extrem. anuais	TBU	TBSmx	s	TBSmn	s
					20,47S	54,67W	556m	94,82	82/01		30,0	37,6	2,1	4,6	2,0
Mês>Qt	Freq. anual	Resfriamento e desumidificação				Baixa umidade			Mês>Fr	Freq. anual	Aquec.	Umidificação			
Nov	0,4%	TBS	TBUc	TBU	TBSc	TPO	w	TBSc	Jun	TBS	TPO	w	TBSc		
ΔTmd	1%	35,8	22,6	26,2	31,7	24,9	21,4	28,8		99,6%	8,1	2,2	4,7	13,1	
10,4	2%	33,9	23,0	25,2	30,5	24,0	20,2	27,5		99%	10,5	4,4	5,5	15,6	
MT	Cuiabá				Latitude	Longit.	Altitude	Pr.atm	Período	Extrem. anuais	TBU	TBSmx	s	TBSmn	s
					15,65S	56,10W	182m	99,16	82/01		31,3	N/D	N/D	N/D	N/D
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	Jul	TBS	TPO	w	TBSc		
ΔTmd	1%	38,0	23,4	28,4	32,1	27,6	24,1	29,9		99,6%	12,8	7,2	6,4	18,6	
10,4	2%	36,9	23,7	27,0	30,3	26,2	22,1	28,7		99%	14,8	9,1	7,3	21,9	

**ANEXO B** - Coeficientes globais de transferência de energia térmica por condução para Janelas e paredes (Fonte: Creder, 2004).

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

**ANEXO C** - Coeficientes globais de transferência de energia térmica por condução para pisos e tetos (Fonte: Pirani, 2004).

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



**ANEXO D** -Diferencial de Temperatura Usado nos Projetos- DT- Baseado na Diferença de 9,4°C entre a Temperatura Externa e o Recinto Condicionado (Fonte: Creder, 2004).

	<i>DT (°C)</i>
1. Paredes exteriores	9,4
2. Vidros nas paredes exteriores	9,4
3. Vidros nas divisórias	5,5
4. Vitrinas de lojas com grande carga de luz	16,6
5. Divisórias	5,5
6. Divisórias junto de cozinha, lavanderias ou aquecedores	13,8
7. Pisos sobre recintos não-condicionados	5,5
8. Pisos do térreo	0
9. Pisos sobre porão	0
10. Pisos sobre porão com cozinha, lavanderias ou aquecedores	19,4
11. Pisos sobre espaços ventilados	9,4
12. Pisos sobre espaços não-ventilados	0
13. Tetos sobre espaços não-condicionados	5,5
14. Tetos sobre espaços com cozinhas, lavanderias e aquecedores	11,1
15. Tetos sob telhados com ou sem sótão	9,4

ANEXO E - Insolação para latitude sul em kcal/h.m<sup>2</sup> (Fonte: Pirani, 2004).

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

**ANEXO F - Acréscimo diferencial de temperatura para superfícies opacas (Fonte: Creder, 2004).**

Superfície	Cor Escura		Cor Média		Cor Clara	
	°F	°C	°F	°C	°F	°C
Telhado	45	25,0	30	16,6	15	8,3
Parede E ou O	30	16,6	20	11,1	10	5,5
Parede N	15	8,3	10	5,5	5	2,7
Parede S	0	0	0	0	0	0

**ANEXO G - Taxas típicas de calor liberado por pessoas (Fonte: NBR 16401-01, 2008).**

Nível de atividade	Local	Calor total (W)		Calor Sensível (W)	Calor latente (W)	% Radiante do calor sensível	
		Homem adulto	Ajustado M/F <sup>a</sup>			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 <sup>b</sup>	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 <sup>c</sup>	Boliche	440	425	170	255		
Trabalho pesado	Fábrica	440	425	170	255	54	19
Trabalho pesado em máquina operatriz; carregando carga	Fábrica	470	470	185	285		
Praticando esportes	Ginásio, academia	585	525	210	315		

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

NOTA 2 Valores arredondados em 5 W.

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

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

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

ANEXO H - Taxas típicas de dissipação de calor por equipamentos (Fonte: NBR 16401-01, 2008).

Equipamento	Tamanho	Potência W	Ganho de calor W			
			Plena Carga	Sem coifa		Com coifa Sensível
				Sensível	Latente	
Elétrico (sem exigência de coifa)						
Armário (grande, servir quente)	1,06 a 1,15 m³	2 000	180	90	270	82
Armário (provador grande)	0,45 a 0,48 m³	2 030	180	90	270	82
Armário (pequeno, manter quente)	0,09 a 0,18 m³	900	80	40	120	37
Cafeteira	12 xícaras	1 660	1 100	560	1 660	530
Expositor refrigerado, por metros cúbicos de interior	0,17 a 1,9 m³	1 590	640	0	640	0
Aquecedor de alimentos (lâmpada infra-vermelha), por lâmp.	1 a 6 lâmpadas	250	250	-	250	250
Aquecedor de alimentos (tipo prateleira), por metro quadrado de superfície	0,28 m³ a 0,84 m³	2 930	2 330	600	2 930	820
Aquecedor de alimentos (tubo infravermelho), por metro linear	1,0 m³ a 2,1 m	950	950	-	950	950
Aquecedor de alimentos (água quente), por metro cúbico de banho	20 a 70 L	37 400	12 400	6 360	18 760	6 000
Congelador (grande)	2,07 m³	1 340	540	-	540	0
Congelador (pequeno)	0,51 m³	810	320	-	320	0
Grelha de cachorro quente	48 a 56 unidades	1 160	100	50	150	48
Forno de microondas (resistente, comercial)	20 L	2 630	2 630	-	2 630	0
Forno de microondas (tipo residencial)	30 L	600 a 1 400	600 a 1 400	-	600 a 1 400	0
Refrigerador (grande), por metro cúbico de espaço de interior	0,71 a 2,1 m³	780	310	-	310	0
Refrigerador (pequeno) por metro cúbico de espaço de interior	0,17 a 0,71 m³	1 730	690	-	690	0
Carrinho de transporte (quente), por metro cúbico de banho	50 L a 90 L	21 200	7 060	3 530	10 590	3 390
Aquecedor de caldas, por litro de capacidade	11 L	87	29	16	45	14
Torradeira (grande automática)	10 fatias	5 300	2 810	2 490	5 300	1 700
Torradeira (pequena automática)	4 fatias	2 470	1 310	1 160	2 470	790
Chapa de Waffle	0,05 m²	1 640	700	940	1 640	520

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

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

**ANEXO I - Taxas típicas de dissipação de calor por iluminação (Fonte: NBR 16401-01, 2008).**

<b>Local</b>	<b>Tipos de iluminação</b>	<b>Nível de iluminação Lux</b>	<b>Potência dissipada W/m<sup>2</sup></b>	
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	750	Fluorescente	30
			Fluorescente compacta	32
	b) Platéia	Fluorescente	150	10
c) Sala de espera	Vapor metálico	200	18	
	Fluorescente compacta		8	
Hotéis:	a) Corredores	100	Fluorescente compacta	8
			b) Sala de leitura	Fluorescente
c) Quartos	Fluorescente compacta	150	Fluorescente compacta	22
			Incandescente	9
d) Sala de convenções	- Platéia	150	Fluorescente	8
			- Tablado	Fluorescente
e) Portaria e recepção	Fluorescente compacta	200	Fluorescente compacta	30
			Fluorescente	8
				9

## ANEXO J - Trocas de ar por hora (Fonte: Creder, 2004).

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

## ANEXO K - Vazão eficaz mínima de ar exterior para ventilação (Fonte: NBR 16401-03, 2008)

Local	D pessoas/ 100 m <sup>2</sup>	Nível 1		Nível 2		Nível 3		Exaustão mecânica L/s* m <sup>2</sup> a
		F <sub>p</sub> L/s*pess.	F <sub>a</sub> L/s*m <sup>2</sup>	F <sub>p</sub> L/s*pess.	F <sub>a</sub> L/s*m <sup>2</sup>	F <sub>p</sub> L/s*pess.	F <sub>a</sub> L/s*m <sup>2</sup>	
<b>Edifícios de escritórios</b>								
Hall do edifício, recepção	10	2,5	0,3	3,1	0,4	3,8	0,5	--
Escritórios de diretoria	6	2,5	0,3	3,1	0,4	3,8	0,5	--
Escritório com baixa densidade	11	2,5	0,3	3,1	0,4	3,8	0,5	--
<b>Hotéis</b>								
Apartamento de hóspedes	.	5,5	--	6,9	--	10,3	--	--
Banheiro privativo	--	--	--	--	--	--	--	2,5/unid.
Lobby, sala de estar	30	3,8	0,3	4,8	0,4	5,7	0,5	--
Sala de convenções	120	2,5	0,3	3,1	0,4	3,8	0,5	--
Dormitório coletivo	20	2,5	0,3	3,1	0,4	3,8	0,5	--
<b>Restaurantes, bares, diversão</b>								
Restaurante – salão de refeições	70	3,8	0,9	4,8	1,1	5,7	1,4	--



**ANEXO L - Eficiência da distribuição de ar nas zonas de ventilação (Fonte: NBR 16401-03, 2008).**

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

**ANEXO M - Catálogo de *fan-coils* da Carrier.**

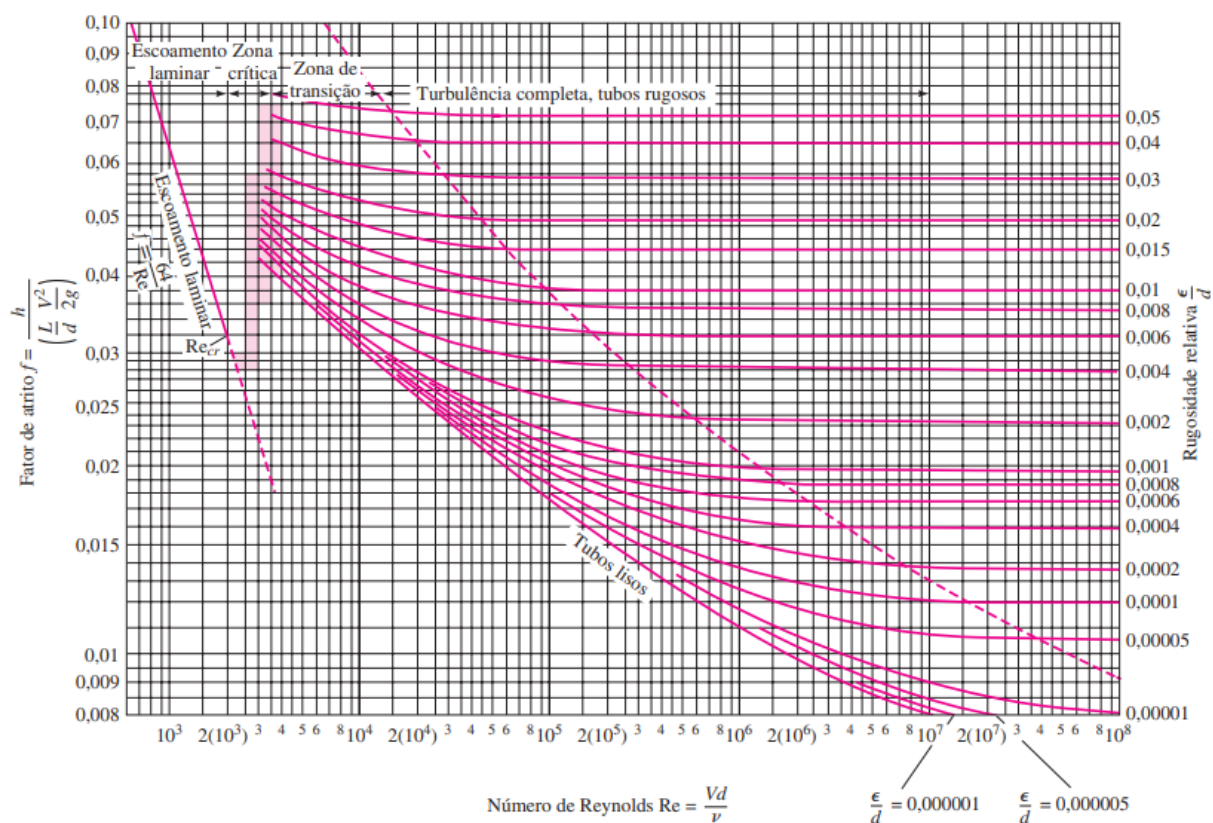
Modelo	Unid.	40HK10	40HK12	40HK16	40HK20	40HK25	40HK32	40HK42
Volume Nominal do Ar	Alta	510	680	850	1.340	1.420	1.920	2.550
	Média	440	580	730	1.100	1.120	1.600	2.170
	Baixa	360	480	600	880	910	1.320	1.840
Capacidade de Refrigeração	BTU/h	10.235	12.625	15.355	20.000	25.000	32.000	42.000
	kcal/h	2.580	3.180	3.870	5.040	6.300	8.064	10.584
	kW	3,0	3,7	4,5	5,86	7,33	9,38	12,3
	TR	0,85	1,05	1,28	1,67	2,08	2,67	3,50
Capacidade de Aquecimento	BTU/h	13.650	17.400	20.475	25.000	31.000	40.000	52.000
	kcal/h	3.440	4.385	5.160	6.300	7.812	10.080	13.100
	kW	4,0	5,1	6,0	7,3	9,1	11,7	15,2
	TR	1,14	1,45	1,71	2,08	2,58	3,33	4,3
Consumo	W	50	70	95	110	150	190	190
Corrente	A	0,25	0,37	0,48	0,50	0,70	0,90	1,10
Vazão de água	l/s	0,14	0,18	0,22	0,25	0,31	0,40	0,62
Perda de carga/água	kPa	14	15	16	30	25	34	40
Diâmetro da conexão	in.	3/4" - BSP			3/4" - BSP			
Alimentação	V-F-Hz	220 / 1 / 60			220 / 1 / 60			
Dimensões Unidade	LxAxP	575x575x260			840x840x230	840x840x300		
Dimensões Grelha	LxAxP	647x647x50			950x950x90			
Peso da Unidade (líquido)	kg	16,5			25	30,5	30,5	35
Peso da Grelha (líquido)	kg	2,5			6			

ANEXO N -Catálogo de *chillers* da Carrier.

			30EVA15	30EXA15
Capacidade Nominal	TR		15	15
Capacidade Efetiva	kW		42,2	51,4
COP (full load)	-		3,1	3,1
IPLV	-		5,1	5,0
Faixa de controle da capacidade (por unidade)	%		16 a 100%	50 / 100%
Alimentação	-		220V / 380V / 440V (trifásico)	
Comando - Bomba de água e válvulas on/off	-		24 VCA	
Alimentação da Chave de Fluxo / Alarme Remoto	-		24VCA/220VCA	
Número de circuitos	-		1 (tandem)	
Compressor	Tipo	-	Scroll	
	Quantidade	-	2	
	Rotação nominal (60Hz)	rpm	3500 (Velocidade Fixa)	
	Carga de óleo	L	1,70 (FV68S - Polivinil Éter)	1,65 (Poliol Éster)
	Óleo recomendado	-	Daphne Hermetic Oil FVC 68D	Copeland Ultra 22CC
	Resistência do Carter	W	70	
Serpentina	Área de face	m <sup>2</sup>	3,05	
	Número de filas	-	2	
	Diâmetro dos tubos	mm (in)	9,5 (3/8)	
	Aletas por polegada	FPI	20	
	Tipo	-	Aletas de alumínio corrugado com Pre-coated (Gold Fin) e tubos de cobre ranhurados internamente	
Ventilador	Tipo / Quantidade	-	Axial / 1	
	Rotação	RPM	Variável entre 160 – 860	
	Vazão	m <sup>3</sup> /h	3000 - 16000	
	Pressão estática disponível	mmCA	0	
	Motor quantidade / tipo	-	1 / BLDC	
	Potência do motor	W	850	
Evaporador	Tipo	-	Trocador a placas brazado, em aço inox	
	Volume de água	L	7	
	Vazão nominal	m <sup>3</sup> /h	7,2	
	Pressão máxima lado água	kPa	1000	
	Tipo / Diâmetro Conexões	mm (in)	Victaulic 63,5 (2 in)	
Refrigerante – Tipo	-		R-410A	
Refrigerante – Quantidade	kg		12,3	12
Peso (sem embalagem)	kg		302	292
Dimensões (LxAxP)	mm		992 x 1744 x 862	



## ANEXO O - Ábaco de Moody.



## ANEXO P - Catálogo de bombas Schneider Motobombas.

Modelo	Potência (cv)	Características Hidráulicas																			
		Altura Manométrica Total (m.c.a.)																			
		10	15	20	25	30	35	40	45	50	55	60	65	70	75	80	85	90	95	100	110
		Vazão em m <sup>3</sup> /h válida para sucção de 0 m.c.a.																			
ME-2230	3	14,9	14,2	13,4	12,5	11,5	10,4	9,1	7,5	4,7											
ME-2240	4	*	*	*	14,7	14	13,2	12,3	11,3	10,2	8,8	6,6									
ME-2340	4	*	*	*	*	*	*	*	11,6	11	10,2	9,4	8,6	7,5	6,1	3,5					
ME-2250 V	5	*	*	*	*	*	19,6	18,4	17	15,4	13,4	9,9									
ME-2250	5	*	*	*	*	*	15	14,4	13,8	12,9	11,8	10,1	7,8	4,9							
ME-2350	5	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	11,6	11	10,3	9,6	8,7	7,6	6,1			
ME-2450	5	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	6,7	5,9	5	3,9	0,7	
ME-2275 V	7,5	*	*	25,4	24,6	23,8	22,8	21,5	19,8	17,9	16	13,8	11,3	8,5	4,8						
ME-2375 V	7,5	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	18,5	17,5	16,4	15,2	13,7	12	9,5			
ME-2375	7,5	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	11,8	11,2	10,6	10	9,2	8,4	7,5	4,2
ME-23100 V	10	*	*	*	*	*	*	*	*	24,3	23,3	22,2	21,1	19,9	18,6	17,1	15,6	13,8	11,6	8,7	
ME-23125 V	12,5	*	*	*	28,8	28	27,1	26,2	25,3	24,3	23,3	22,2	21,1	19,9	18,6	17,1	15,6	13,8	11,6	8,7	