

UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL
ESCOLA DE ENGENHARIA - CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA
TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

ANÁLISE DE INVESTIMENTO PARA REDUÇÃO DE CARGA TÉRMICA EM UM
ESTABELECIMENTO COMERCIAL

por

Brunno Teixeira Frantz

Monografia apresentada ao Departamento de Engenharia Mecânica da Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, como parte dos requisitos para obtenção do diploma de Engenheiro Mecânico.

Porto Alegre, novembro de 2020

DADOS INTERNACIONAIS DE CATALOGAÇÃO

Frantz, Bruno
ANÁLISE DE INVESTIMENTO PARA REDUÇÃO DE CARGA
TÉRMICA EM UM ESTABELECIMENTO COMERCIAL / Bruno
Frantz. -- 2020.
15 f.
Orientador: Cirilo Seppi Bresolin.

Trabalho de conclusão de curso (Graduação) --
Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Escola de
Engenharia, Curso de Engenharia Mecânica, Porto
Alegre, BR-RS, 2020.

1. Climatização. 2. Condição de conforto. 3. Carga
térmica. I. Seppi Bresolin, Cirilo, orient. II.
Titulo.

Brunno Teixeira Frantz

ANÁLISE DE INVESTIMENTO PARA REDUÇÃO DE CARGA TÉRMICA
EM UM ESTABELECIMENTO COMERCIAL

ESTA MONOGRAFIA FOI JULGADA ADEQUADA COMO PARTE DOS
REQUISITOS PARA A OBTENÇÃO DO TÍTULO DE
ENGENHEIRO MECÂNICO
APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELA BANCA EXAMINADORA DO
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA

Prof. Mário Roland Sobczyk Sobrinho
Coordenador do Curso de Engenharia Mecânica

Área de Concentração: Energia e Fenômenos de Transporte

Orientador: Prof./Prof^a. Cirilo Seppi Bresolin

Comissão de Avaliação:

Prof./Prof^a. Paulo Otto Beyer

Prof./Prof^a. Alexandre Vagtinski de Paula

Prof./Prof^a. Paulo Smith Schneider

Porto Alegre, novembro de 2020

DEDICATÓRIA

Dedico este trabalho ao meu irmão, pelas noites em claro falando sobre motores e carros que me motivaram a fazer engenharia.

AGRADECIMENTOS

Agradeço à Universidade Federal do Rio Grande do Sul pela estrutura e pelas oportunidades oferecidas durante meu período acadêmico.

Agradeço aos professores da Faculdade de Engenharia Mecânica pelos conhecimentos e experiências compartilhadas.

Agradeço à minha namorada por estar sempre ao meu lado, me tornando mais forte.

Agradeço à minha mãe e meu pai pelas oportunidades que me deram e por sempre apoiarem as minhas decisões.

A simplicidade é o último grau da sofisticação.

Clare Boothe Luce

Frantz, T. B. **Análise de investimento para redução de carga térmica em um estabelecimento comercial**. 2020. 15 folhas. Monografia de Trabalho de Conclusão do Curso em Engenharia Mecânica – Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2020.

RESUMO

O objetivo desse trabalho é realizar uma análise de investimento para um sistema de climatização. Para isso, uma análise da carga térmica foi realizada por meio do método *Cooling Load Temperature Differential/Cooling Load Factor* e identificou-se as parcelas da carga térmica com maior impacto. Comparou-se o custo para reduzir a carga térmica dessas parcelas, através de alterações na construção, com o custo da energia consumida pelo sistema. A análise de investimentos se deu pelo cálculo do *payback* simples. Notou-se que a fachada de vidro do estabelecimento era a fonte térmica com maior parcela na carga térmica, chegando a 22% do total. Três soluções foram propostas: modificar o tipo de vidro utilizado, utilizar uma cortina do tipo blecaute e utilizar um toldo de lona para fazer sombra. As três tiveram seus efeitos e seus custos analisados e a cortina blecaute foi a solução escolhida, atingindo aproximadamente 12% de redução na carga térmica do estabelecimento. Esta solução possibilitou que o sistema de ar condicionado fosse alterado para outro com menor capacidade de refrigeração, reduzindo mais ainda o custo operacional e os custos de investimento e retorno financeiro.

PALAVRAS-CHAVE: CLTD/CLF, payback, VRV, consumo de energia, ar condicionado

Frantz, T. B. **Investment analysis for reducing thermal load in a commercial establishment**. 20. 15 pages. Mechanical Engineering End of Course Monography – Mechanical Engineering degree, The Federal University of Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2020.

Be compared with the system's consumed energy costs

ABSTRACT

The objective of this work is to carry out an investment analysis for an air conditioning system. For that, the thermal load was analyzed and performed by using the Cooling Load Temperature Differential / Cooling Load Factor method and the thermal load portions with the greatest impact were identified. The cost to reduce the thermal load of these plots, through changes in construction, was compared with the cost of energy consumed by the system. The investment analysis was made by calculating the simple payback. It was noted that the facade glass of the establishment was the thermal source with the largest share in the thermal load, reaching 22% of the total. Three solutions were proposed: modify the type of glass used, use a blecaute curtain and use a canvas awning to shade. The three had their effects and costs analyzed and the blecaute curtain was the solution chosen, reaching approximately 12% of reduction in the thermal load of the establishment. This solution made it possible for the air conditioning system to be changed to one with less refrigeration capacity, further reducing operating costs and investment and financial return costs.

KEYWORDS: CLTD/CLF, payback, VRF, energy consumption, air conditioning

NOMENCLATURA

| | | |
|--------------------------|---|---------------------|
| <i>CLTD</i> | <i>Cooling Load Temperature Difference</i> | °C |
| CLF | <i>Cooling Load Factor</i> | |
| VRV | Vazão de refrigerante variável | |
| U | Coeficiente de transmissão de calor | W/m ² °C |
| A | Área superficial | m ² |
| DTCR | Diferencial de Temperatura da Carga de Resfriamento | °C |
| CS | Agência nacional de energia elétrica | |
| FGCS | Fator de Ganho de Calor Solar | W/m ² |
| LM | Latitude Mês | °C |
| VD | Variação diária | °C |
| PVD | Porcentual de variação diária | % |
| COP | <i>Coefficient of Performance</i> | |
| <i>Q_{evap}</i> | Calor consumido | W |
| <i>W_{liq}</i> | Trabalho líquido | W |
| <i>Q_F</i> | Calor transmitido pelo forro | W |
| <i>t_{eh}</i> | Temperatura na hora de projeto | °C |
| <i>TBS_i</i> | Temperatura de bulbo seco interna | °C |
| <i>K_f</i> | Fator de correção para cor | |
| <i>TBS_{max}</i> | Temperatura de bulbo seco máxima | °C |
| UR | Umidade relativa | % |
| w | Umidade absoluta | gv/kg |
| R | Investimento | R\$ |
| B | Retorno/Economia gerada | R\$ |

SUMÁRIO

| | |
|--|------|
| NOMENCLATURA..... | VIII |
| 1. INTRODUÇÃO..... | 1 |
| 2. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA | 1 |
| 2.1. Método CLTD/CLF..... | 1 |
| 2.2. Carga térmica..... | 1 |
| 2.3. Zona térmica..... | 1 |
| 2.4. Sistema de ar condicionado VRV..... | 2 |
| 2.5. Conforto térmico | 2 |
| 2.6. Coeficiente de Performance (COP)..... | 2 |
| 3. METODOLOGIA..... | 2 |
| 3.1. Carga térmica externa..... | 3 |
| 3.2. Carga térmica interna..... | 4 |
| 3.3. Dimensionamento e seleção dos equipamentos..... | 4 |
| 3.4. Consumo energético | 5 |
| 3.5. Preço da energia elétrica..... | 5 |
| 3.6. Retorno do investimento..... | 5 |
| 4. APRESENTAÇÃO DO PROBLEMA | 5 |
| 5. RESULTADOS | 8 |
| 5.1. Escolha do horário | 8 |
| 5.2. Seleção do sistema de ar condicionado | 9 |
| 5.3. Consumo base..... | 9 |
| 5.4. Redução da carga de refrigeração..... | 10 |
| 5.5. Modificações propostas | 11 |
| 5.6. Comparação final..... | 14 |
| 6. CONCLUSÃO..... | 15 |
| REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS | 16 |

1. INTRODUÇÃO

Com a alta competitividade do mercado e as suas exigências no que diz respeito à sustentabilidade, a utilização de sistemas de ar condicionado vem ganhando cada vez mais importância em estabelecimentos comerciais. Estes sistemas, se bem dimensionados, podem trazer diversas vantagens para o empreendimento, tais como satisfação dos clientes e funcionários, eficiência energética e economia. Por outro lado, muitas vezes o investimento para este tipo de sistema pode ser alto e, para reduzir ao máximo essa possibilidade, o projeto deve ser realizado com observância aos aspectos do ambiente para que se possa reduzir o valor da aquisição.

O presente estudo tem como objetivo analisar o investimento de um sistema de ar condicionado de forma a apresentar soluções para a redução da carga térmica de um restaurante, reduzindo o investimento e o custo operacional de um sistema de ar condicionado por meio de modificações e adequações na edificação. A análise da carga térmica será realizada a partir do método CLTD/CLF e o método embasado nas normas vigentes para a escolha de um sistema de ar condicionado adequado e que proporcione o conforto térmico necessário.

2. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

2.1. Método CLTD/CLF

O método ASHRAE CLTD/CLF – *Cooling Load Temperature Difference / Cooling Load Factor* utiliza uma série de tabelas obtidas através de simulações em computador aplicando o método das funções de transferência para algumas vedações e ambientes específicos (HERNANDES, 1994).

2.2. Carga térmica

Carga térmica é a quantidade total de calor sensível e latente que deve ser retirada ou adicionada ao ambiente climatizado para que se mantenham as condições desejadas de temperatura e umidade relativa (SILVA, 2016).

Para Pena (2002), a localização da cidade da edificação influencia nas temperaturas externas ambientes, acarretando maiores ou menores cargas por condução, através de paredes ou outros elementos externos da construção.

De acordo com a ASHRAE (2017), a energia absorvida pelas paredes, piso, móveis, etc., contribui para a carga de resfriamento somente após um intervalo de tempo, podendo esta energia ainda ser irradiada mesmo que encerrada a fonte de calor original.

Ferronato (2011) analisou a fachada de um prédio que sofria com excessivo calor devido à grande área de janelas. Seus resultados mostraram que com a utilização de películas, controle de iluminação nos ambientes e diferentes combinações de sombreamento externo nas fachadas reduziriam o efeito do sol e reduziriam o consumo energético da edificação.

2.3. Zona térmica

Grupo de ambientes com o mesmo regime de utilização e mesmo perfil de carga térmica, permitindo que as condições requeridas possam ser mantidas com um único termostato destinado somente àquela zona (ABNT, 2008).

2.4. Sistema de ar condicionado VRV

Conforme ABNT (2008), o sistema de vazão de refrigerante variável (VRV) se trata de um conjunto de unidades de tratamento de ar de expansão direta, geralmente instaladas dentro do ambiente, cada uma operada e controlada independentemente das demais, que é suprido em fluido refrigerante líquido em vazão variável por uma unidade condensadora central, instalada externamente.

Pozza (2011) utilizou um sistema VRV como substituto de um sistema Split e concluiu que o gasto de energia do sistema de ar condicionado obteve uma redução de 32,8%.

2.5. Conforto térmico

O conceito de conforto térmico acaba por ser subjetivo, visto que depende de diversos fatores para a sua avaliação, sendo eles físicos, fisiológicos e psicológicos. Estudos sobre conforto térmico tem o objetivo de avaliar e estabelecer as condições necessárias para a concepção de um ambiente adequado às atividades desempenhadas (LAMBERT, 2011).

Fanger (1972) idealizou que os estímulos térmicos são recebidos pelo indivíduo e que os efeitos do ambiente são provenientes das trocas físicas entre o corpo e o meio. Ainda acrescenta que embora as regiões apresentem condições climáticas, condições de vida e culturas diferentes umas das outras no mundo inteiro, a temperatura que as pessoas comumente escolhem para conforto sob as mesmas condições de vestimentas, atividade, umidade e movimento do ar foram consideradas muito semelhantes.

2.6. Coeficiente de Performance (COP)

Segundo Silva (2016), um ciclo de refrigeração pode ser analisado em termos de sua eficiência energética por meio do Coeficiente de Performance (COP).

Segundo ASHRAE (2017) o COP é definido pela razão entre o calor removido para o ciclo e a energia necessária para operar o ciclo, conforme a equação 1,

$$COP = \frac{Q_{evap}}{W_{liq}} \quad (1)$$

onde Q_{evap} é o calor retirado pelo condensador em W e W_{liq} o trabalho líquido realizado pelo compressor em W.

Em equipamentos comerciais, o valor do COP pode ser verificado por meio do selo Procel. Se o equipamento tiver a etiqueta A possui COP maior ou igual a 5,5 e quanto mais se aproximam de 3,24, recebem a letra F, caracterizando a menor eficiência energética (PROCEL, 2020)

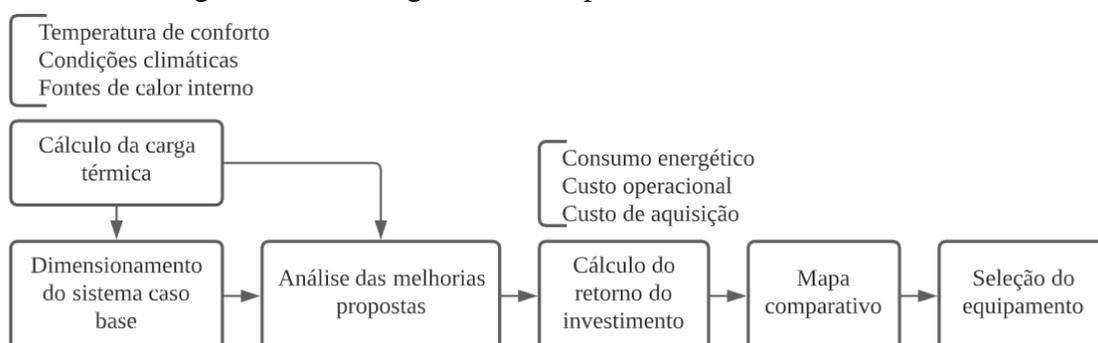
3. METODOLOGIA

De acordo com a ABNT (2008), para sistemas com zona única ou pequeno número de zonas, é admissível adotar o método da ASHRAE CLTD/CLF – *Cooling Load Temperature Difference / Cooling Load Factor*.

O fluxograma apresentado na Figura 3.1 descreve as etapas do estudo realizado. Primeiramente, com as condições internas e externas do ambiente, calcula-se a carga térmica do caso base, que é utilizado para comparação das modificações propostas no ambiente. Após

isso, com as informações sobre o custo operacional e o valor de investimento, calcula-se o tempo de retorno do investimento.

Figura 3.1 – Fluxograma das etapas do dimensionamento.



3.1. Carga térmica externa

3.1.1. Forros

A equação 2 foi utilizada para determinar a carga térmica proveniente do forro,

$$Q_F = A * U * [(DTCR + LM) * K_f + CTIE] \quad (2)$$

onde Q_F é o calor transmitido pelo forro, A é a área da parede em m^2 , U é o coeficiente global de transferência de calor em $W/m^2\text{°C}$, $DTCR$ é diferencial de temperatura da carga de resfriamento em °C , LM é a correção para latitude e mês de cálculo em °C , K_f é o fator de correção para cores das telhas.

3.1.2. Paredes

O cálculo do calor transmitido pelas paredes expostas ao ambiente externo, Q_P , foi realizado a partir da equação 3,

$$Q_P = A * U * [(DTCR + LM) * K_p + CTIE] \quad (3)$$

onde $DTCR$ é diferencial de temperatura da carga de resfriamento em °C para a orientação da parede exposta, K_p é o fator de correção para cores externas. Os dados referentes às variáveis mencionadas acima estão presentes na bibliografia ASHRAE (2017).

3.1.3. Janelas

O equacionamento abaixo foi utilizado para calcular o calor transmitido pela janela, que é determinado por duas parcelas: condução e radiação.

Condução: para determinar o fluxo de calor por condução, Q_{jc} , utiliza-se a equação 4,

$$Q_{jc} = U * A * (t_{eh} - TBS_i) \quad (4)$$

onde A é a área da janela em m^2 , U é o coeficiente global de transferência de calor em W/m^2C e t_{eh} é a temperatura calculada para a hora de projeto.

Radiação: o fluxo de calor por radiação é calculado pela equação 5,

$$Q_{jr} = FGCS * A * CS * FCR \quad (5)$$

onde $FGCS$ é o fator de ganho solar em W/m^2 , que depende das condições climáticas do ambiente externo, bem como a orientação e o grau de exposição solar, A é a área superficial exposta em m^2 , CS é o coeficiente adimensional de sombra, que depende das características térmicas do vidro e, por fim, FCR é o fator adimensional de carga de resfriamento, que considera a inércia térmica da condução de calor e é determinado por hora de projeto.

3.2. Carga térmica interna

3.2.1. Pessoas

Para o cálculo da carga térmica proveniente da ocupação de pessoas, utiliza-se a equação 6,

$$Q_{pe} = N_p * (Q_s + Q_l) \quad (6)$$

onde Q_{pe} é a carga térmica em W , N_p o número de pessoas e Q_s e Q_l , respectivamente, os calores sensível e latente.

3.2.2. Iluminação

A determinação da carga térmica por iluminação foi realizada com base no levantamento dos modelos de lâmpadas realizado *in loco* e as características térmicas utilizadas foram obtidas na ASHRAE (2017).

3.2.3. Equipamentos

A determinação da carga térmica proveniente dos equipamentos internos é realizada pela soma do calor transmitido por cada componente interno do ambiente. Os parâmetros térmicos utilizados no cálculo foram obtidos de catálogos de fabricantes e da ASHRAE (2017).

3.3. Dimensionamento e seleção dos equipamentos

De acordo com a ABNT (2008), a carga térmica deve ser calculada na quantidade de horas necessárias para que a carga máxima de cada zona e a cargas máximas simultâneas de cada unidade de tratamento de ar sejam determinadas.

Muitos componentes da carga de resfriamento variam em magnitude em uma ampla faixa durante um período de 24 horas. Como essas mudanças cíclicas nos componentes de carga frequentemente não estão em fase umas com as outras, cada uma deve ser analisada para estabelecer a carga de resfriamento máxima para um edifício ou zona (ASHRAE, 2017).

3.4. Consumo energético

Tendo em vista a definição de COP no tópico 2.6, estima-se o consumo de energia elétrica analogicamente ao consumo de energia do equipamento. Pela equação 7 pode-se calcular o consumo diário, Q_d , do sistema,

$$Q_d = \sum_{h=0}^{h=24} \frac{Q_h}{COP} \quad (7)$$

onde Q_h é a carga de refrigeração na hora de projeto em W, COP é o coeficiente de performance do equipamento e h é a hora do dia.

Para estimar o consumo diário, determinou-se que o sistema de ar condicionado se encontra ligado apenas no horário em que o restaurante está em funcionamento. Os horários nos quais o sistema encontra-se ligado estão na Tabela A.3 do Anexo A.

Considerando que o sistema é utilizado somente nos meses de verão, o consumo será calculado para os meses de dezembro, janeiro e fevereiro, sendo sua soma o consumo total no ano.

3.5. Preço da energia elétrica

Para calcular o custo de operação dos equipamentos precisa-se saber quanto se paga pela energia. De acordo com CEEE, 2020, o preço da energia elétrica para estabelecimentos comerciais está definido como 0,515 R\$/kW·h.

3.6. Retorno do investimento

Segundo Gitman (1997), o período de payback é o tempo necessário para a empresa recuperar seu investimento inicial, de acordo com o fluxo de caixa do projeto analisado.

Logo, entende-se que o retorno do investimento é o cálculo do tempo necessário para que a economia gerada pelo investimento pague o valor de aquisição e pode ser calculado pela equação 8,

$$R = \sum_{n=0}^{n=x} \frac{B}{(1+i)^n} \quad (8)$$

onde R é o valor inicial do investimento, B é o retorno anual, i é a taxa de juros mensal esperada e n é o tempo em anos. A taxa de juros utilizada será a inflação anual, atualmente com o valor de 4,77% para os últimos 12 meses (IBGE, 2020).

4. APRESENTAÇÃO DO PROBLEMA

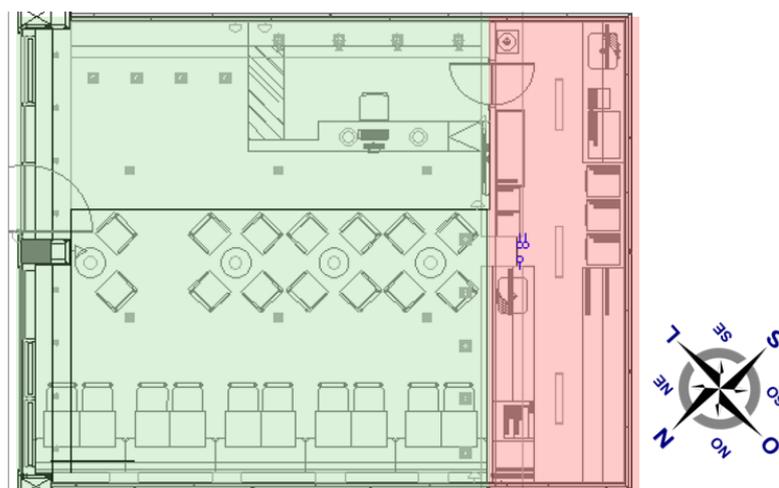
O restaurante Positano, localizado na Av. Nilo Peçanha 3228 em Porto Alegre, é um estabelecimento que atualmente conta com um sistema de ar condicionado do tipo Split Hi-Wall. Segundo relatos de funcionários e clientes, há momentos em que mesmo com o aparelho em funcionamento, o conforto térmico não é atingido, o que indica um subdimensionamento dos equipamentos. Para resolver o problema apresentado, pretende-se substituir os equipamentos existentes por um sistema eficiente e que atinja as condições de conforto necessárias.

No estabelecimento há dois ambientes: a cozinha e o salão. A cozinha é um cômodo com pé direito de 4,5m área de 17,5m². A parede dos fundos possui orientação, é exposta ao ambiente externo e seu material construtivo é concreto; as outras paredes fazem fronteira com

ambientes condicionados. O salão é um ambiente sem janelas, com sua fachada em parede de vidro e orientada à nordeste. Possui 62,4m² de piso e 3,5m de pé direito.

A figura 4.1 se trata da planta baixa do restaurante onde o ambiente da direita, em vermelho é a cozinha e o da esquerda, em verde, é o salão.

Figura 4.1 – Planta baixa do restaurante Positano.



4.1. Zonas térmicas

O salão e a cozinha possuem perfis distintos de ocupação e orientação, logo foram consideradas como zonas térmicas distintas. Os ambientes são separados por uma parede de tijolo com reboco, porém, como serão condicionados, foi considerado que não haverá troca de calor entre eles. Na tabela 4.1 pode-se ver as condições de contorno dos ambientes.

Tabela 4.1 – Características das paredes expostas ao ambiente externo.

| Zona térmica | Orientação exposição | Material | Área exposta |
|--------------|----------------------|-----------------------|------------------|
| Salão | NE | Vidro translúcido 6mm | 28m ² |
| Cozinha | SW | Concreto | 36m ² |

4.2. Dados climáticos

A temperatura de bulbo seco máxima e a temperatura de bulbo úmido média coincidente de projeto foi escolhida para frequência de 0,4% e foram obtidas na ASHRAE (2017). Como o interesse do estudo é calcular a carga térmica máxima do ambiente, as temperaturas foram calculadas para cada hora do dia de projeto. A Tabela 4.2 apresenta os valores utilizados no trabalho. Os valores de *PVD* (porcentagem de variação diária) foram calculados a partir de uma distribuição normal do comportamento da temperatura para Porto Alegre.

Tabela 4.2 – Dados climáticos de Porto Alegre.

| | |
|------------------------------|----------|
| <i>TBS</i> <i>max</i> | 34,9 °C |
| TBS média | 30,05 °C |
| VD | 9,7 °C |

4.3. Conforto térmico

Para o verão, a temperatura considerada de conforto pela ABNT (2018) está entre 22,5°C e 25,5°C, logo, em comum decisão com o proprietário do estabelecimento, decidiu-se utilizar o valor médio de 24°C para a temperatura desejada dentro dos ambientes. Em concordância com a norma ABNT (2018), considerou-se o valor de umidade relativa em 45%.

4.4. Carga térmica externa:

A carga térmica externa é o efeito da radiação solar que causa um fluxo de calor através das paredes externas e das coberturas.

4.4.1. Forro

O ambiente acima do forro não é ventilado, porém possui espaço suficiente para os equipamentos do sistema de ar condicionado. O material do forro é madeira de 25mm de espessura mais um isolamento de lã de vidro também de 25mm. Os parâmetros térmicos utilizados foram obtidos através da norma ABNT (2008).

4.4.2. Paredes

A parede da cozinha orientada a sudoeste é a única parede do estabelecimento exposta ao ambiente externo. O material utilizado é cimento com 200mm de espessura e com 36m² de área de contato com o exterior. As outras paredes possuem fronteira com ambientes climatizados e, devido a este fato, não serão consideradas no cálculo da carga térmica. Os dados dos parâmetros relativos à transferência de calor pela parede sudoeste foram obtidos na portaria da Inmetro (2013).

4.4.3. Janelas

Embora o ambiente não possua aberturas, a parede da fachada do prédio orientada para noroeste é de vidro translúcido de 6mm de espessura e 28m² de área de contato com o ambiente externo. Os parâmetros utilizados para a determinação do calor transmitido pelo vidro são encontrados na ASHRAE (2017).

4.5. Carga térmica interna:

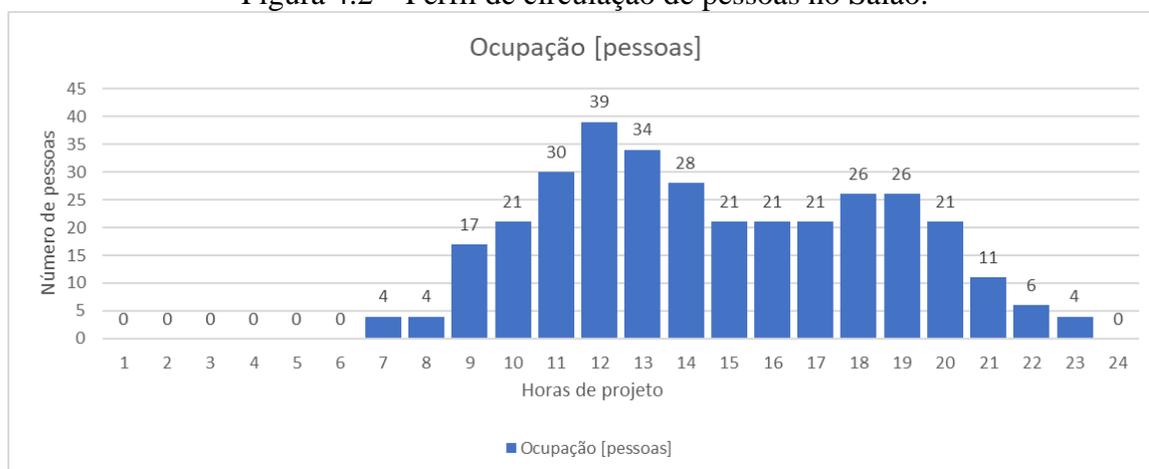
As cargas térmicas internas correspondem às parcelas de calor fornecido por elementos que se encontram dentro do estabelecimento. Para seu cálculo foram consideradas a circulação de pessoas, a iluminação e a utilização de equipamentos.

4.5.1. Pessoas

O restaurante conta com um quadro de 8 funcionários e lotação máxima de até 35 clientes. O software utilizado pelo estabelecimento para lançamento de pedidos e emissão de notas fiscais possui um relatório que informa a média de pessoas por hora de acordo com o pagamento das comandas. Acrescenta-se a este número o número de empregados e obtém-se a média de circulação de pessoas. A Figura 4.2 ilustra o comportamento da lotação do salão com

as horas do dia. Os valores utilizados para o calor dissipado pelas pessoas foram obtidos na ABNT (2008) considerando trabalho sedentário.

Figura 4.2 – Perfil de circulação de pessoas no Salão.



4.5.2. Iluminação

Segundo as informações levantadas, cada lâmpada possui um horário predefinido de funcionamento. Devido à existência de refletores na estrutura das lâmpadas tubulares, utiliza-se um fator especial aceitável de 1,15 no cálculo do calor dissipado (ASHRAE, 2017). Os modelos, horários e as zonas que utilizam podem ser vistos nas Tabela A.2 e A.3 do anexo A. Os valores utilizados para cada tipo de lâmpada e as quantidades podem ser observados na tabela 4.4.

4.5.3. Equipamentos

Alguns equipamentos tem sua utilização influenciada pelo fluxo de clientes e a dissipação térmica está diretamente relacionada à utilização dos equipamentos, portanto, mesmo que não varie a quantidade de pessoas na cozinha, esta também terá alterações na sua carga térmica. Logo, a variação do calor dissipado foi calculada com base em um percentual de lotação, conforme Tabela A.1 presente no Anexo A.

Marn (1962) confirmou que equipamentos instalados sob um exaustor eficaz trocam calor com o ambiente apenas por radiação, pois a convecção e o calor latente são exauridos e não entram na cozinha.

5. RESULTADOS

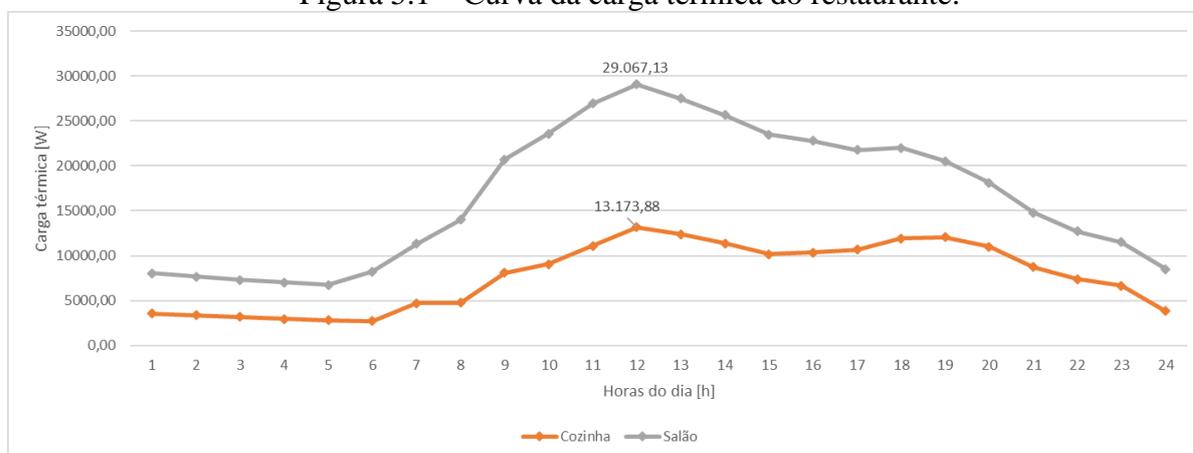
Para que o resultado desejado seja alcançado, o sistema será dimensionado e os equipamentos selecionados para o caso base, onde não há modificações na edificação. Este resultado será utilizado para analisar o perfil da carga de refrigeração do ambiente e auxiliará na escolha da modificação por meio da comparação entre os sistemas propostos.

5.1. Escolha do horário

O dimensionamento do sistema foi realizado considerando o cenário no qual o ambiente está sujeito à maior carga térmica. Por meio do gráfico da Figura 5.1, nota-se que o horário de

pico se dá as 12 horas para ambas zonas. Levando em conta os fatores que influenciam na carga do ambiente, o mês escolhido para projeto é fevereiro com 42,2kW de carga térmica total.

Figura 5.1 – Curva da carga térmica do restaurante.



5.2. Seleção do sistema de ar condicionado

O sistema de ar selecionado foi o VRV. Foram selecionadas duas unidades condensadoras, uma para a cozinha, e outra para o salão. A unidade evaporadora da cozinha é do tipo Split Hi-Wall e a do salão serão dois evaporadores do tipo cassette. Evaporadores do tipo cassette 4 vias foram selecionados pois já possuem em seu funcionamento um sistema de exaustão (TRANE, 2017). Na Tabela 5.1 pode-se observar a escolha dos equipamentos e suas características básicas.

Tabela 5.1 – Resultado da escolha do equipamento.

| | Cozinha | Salão |
|------------------------|-------------------------|-------------------|
| Potência de projeto | 13173,88W | 29067,13W |
| Unidade condensadora | Split 42XUQ48C5 Carrier | 4TVH0115DE0 Trane |
| Potência refrigeradora | 13.481,27W | 33.500W |
| COP | 3,3 | 4,6 |
| Preço | R\$ 8.599,00 | R\$ 25.400,00 |
| Preço total | R\$ 33.999,00 | |

5.3. Consumo base

O consumo base será determinado para as condições atuais do restaurante, para então poder comparar com o resultado das modificações sugeridas após a análise da carga térmica. Com os horários de utilização, especificados na tabela A.4 do Anexo A, e o consumo horário e energia calculou-se o consumo base dos equipamentos selecionados considerando as especificações descritas na Tabela 5.1. A Figura 5.2 ilustra o gráfico do consumo mensal em kWh para os meses de verão e o total, considerado como o consumo anual do sistema.

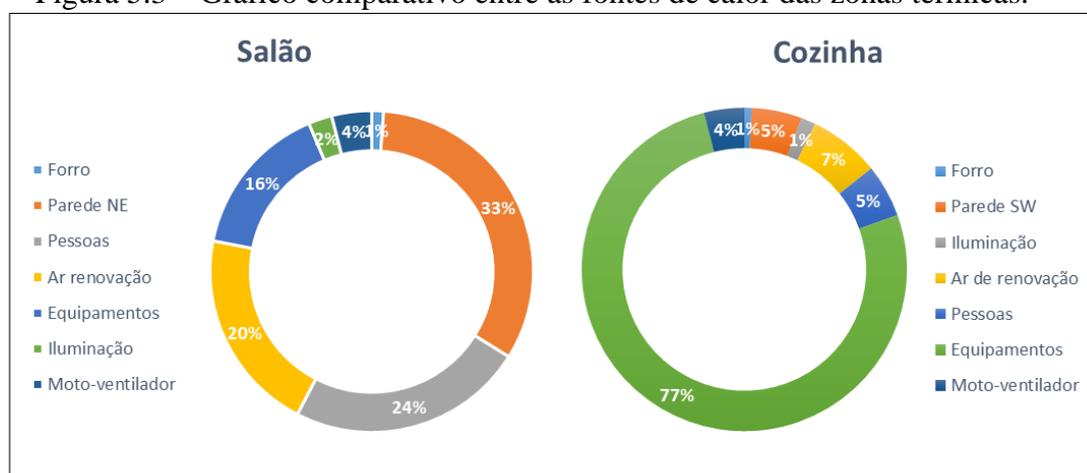
Figura 5.2 – Consumo de energia para o caso base.



5.4. Redução da carga de refrigeração

A partir da Figura 5.3, nota-se que a carga térmica da cozinha tem 1% do seu valor influenciada pelo calor proveniente do forro e 5% pela parede a sudoeste, que faz fronteira com o ambiente externo. Por outro lado, 22% da carga térmica do restaurante é proveniente da influência do ambiente externo pela ação do sol nos vidros da fachada, atingindo 33% da carga do salão. A Tabela A.5 e A.6 do Anexo A trazem, respectivamente, os valores de carga térmica externa e interna por hora de projeto do Salão para o caso base.

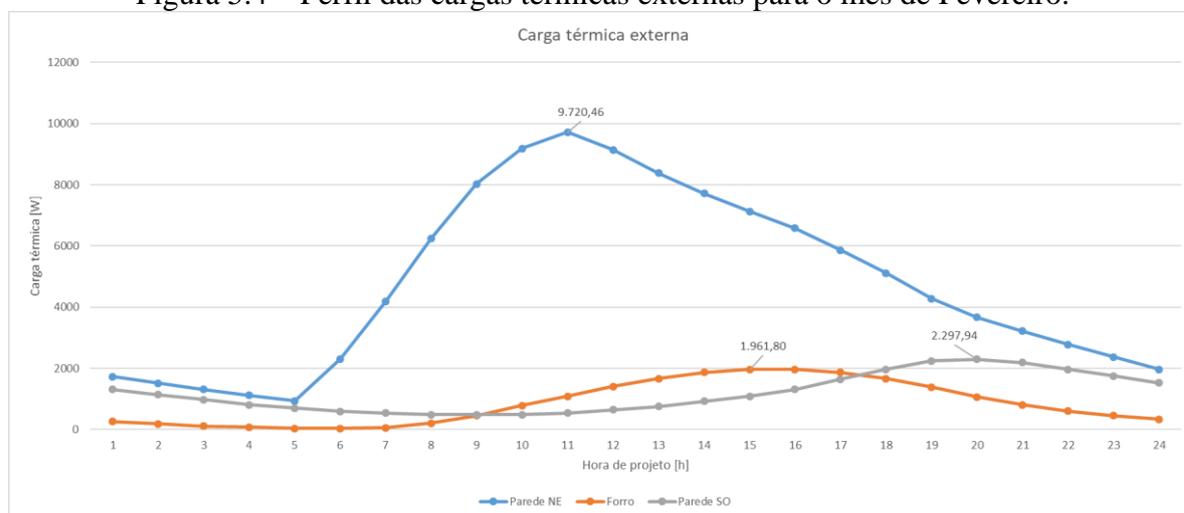
Figura 5.3 – Gráfico comparativo entre as fontes de calor das zonas térmicas.



A partir da Figura 5.4, nota-se que os horários de pico do forro, da parede sudoeste e dos vidros da fachada são diferentes pois, além do diferente posicionamento solar, apresentam inércias térmicas diferentes. O calor da parede nordeste atinge seu ponto máximo próximo à carga de pico do restaurante, às 11 horas, com valor de 9.720,46W, sendo a fonte térmica com a maior influência na carga térmica. O forro atinge o ponto máximo às 15 horas, com valor de 1961,80W. Devido à baixa influência na carga térmica total, entende-se que não teria vantagem financeira alterar características construtivas do forro e da parede sudoeste, pois seriam modificações com baixo retorno de investimento. Portanto, as melhorias propostas visam a redução do calor transmitido por meio do vidro da fachada, pois é a fonte de calor que mais

influencia na carga térmica no horário de pico e, portanto, a fonte que poderia proporcionar maior redução na carga de refrigeração e no custo operacional.

Figura 5.4 – Perfil das cargas térmicas externas para o mês de Fevereiro.



5.5. Modificações propostas

Para reduzir a carga térmica do salão três opções foram analisadas: a alteração do vidro para um vidro termo-absorvente, a utilização uma cortina Blecaute e a instalação de um toldo para proporcionar sombra na fachada. A escolha das opções foi feita em conjunto com o dono do estabelecimento, que avaliou os efeitos para os clientes e a estética para o estabelecimento de cada proposta.

5.5.1. Vidro termo absorvente

A principal finalidade do vidro termo-absorvente é a redução da transmitância solar, pela absorção de uma grande parcela da energia incidente, reduzindo o ganho de calor solar direto, bem como o ofuscamento no interior do edifício (CASTRO, 2006). Os valores de U e CS para este vidro foram obtidos na ASHRAE (2017) de acordo com a tabela 5.2.

Tabela 5.2 – Parâmetros térmicos para vidro termo-absorvente

| | |
|------|--------------------------|
| U | 5,88 W/m ² .K |
| CS | 0,57 |

Para as condições estabelecidas no tópico 5.2, a alteração dos vidros claros por vidros termo-absorventes apresentou uma redução de 7,98% da carga térmica do salão, atingindo o valor de 5,49% no total do restaurante. Esta modificação reduziu a potência de projeto para 26.748,33W, redução suficiente para que o equipamento seja alterado para o modelo Trane 4TVH0096DE0 especificado na Tabela 5.3 (TRANE, 2017).

A troca dos vidros da fachada foi orçada em R\$ 255,00 por metro quadrado para um total de 28 m², totalizando R\$7.140,00. Já o equipamento custa R\$23.200,00, totalizando R\$30.340,00 de investimento, sendo mais oneroso que o caso base. Por outro lado, esta alteração modifica o custo operacional anual em R\$594,96. Logo, a partir do cálculo do payback, esta alteração teria retorno de seu investimento em 9 anos.

Tabela 5.3 – Especificação do sistema para vidro termo-absorvente.

| | |
|--------------------------|---------------|
| Potência de projeto | 26.748,33W |
| Unidade condensadora | 4TVH0096DE0 |
| Potência refrigeradora | 28.000W |
| COP | 5,3 |
| Custo equipamento | R\$ 23.200,00 |
| Custo modificação | R\$ 7.140,00 |
| Valor total investimento | R\$ 30.340,00 |
| Custo operacional anual | R\$ 2.538,10 |

5.5.2. Cortina blecaute

As cortinas blecaute são confeccionadas com poliéster e são comumente utilizadas em comércios e residências com o objetivo reduzir a incidência de luz solar no ambiente interno. A Figura 5.5 ilustra um exemplo de cortina blecaute utilizado para este estudo.

Figura 5.5 – Exemplo de cortina blecaute (SANTISTA, 2020).



A utilização de cortinas blecaute gera 17,09% de redução na carga térmica do salão, o que representa 11,76% de redução na carga total do restaurante, no valor de 24.098,27W, o que permite a alterar o equipamento selecionado para um de capacidade de refrigeração menor, o modelo Trane 4TVH0086DE0 (TRANE, 2017), especificado na Tabela 5.4. O equipamento está avaliado em R\$21.500,00. Além de ser um equipamento mais em conta, ele possui um COP maior do que o modelo utilizado no caso base, aumentando a eficiência térmica e, consequentemente, reduzindo o custo operacional.

O modelo da cortina orçado, escolhida pelo proprietário do estabelecimento, tem custo de aquisição de R\$1399,30, totalizando o valor do investimento em R\$ 22.899,30, ou seja, R\$2.500,70 a menos do que o investimento do caso base. Além de gerar economia anual de R\$904,56 de redução do custo operacional, o retorno do investimento se dá na aquisição do material, visto que o valor do equipamento para este caso é menor que o valor do equipamento dimensionado para o caso base.

Tabela 5.4 – Especificação do sistema para cortina blecaute.

| | |
|--------------------------|---------------|
| Potência de projeto | 24.098,27W |
| Unidade condensadora | 4TVH0086DE0 |
| Potência refrigeradora | 25.200W |
| COP | 5,6 |
| Custo equipamento | R\$ 21.500,00 |
| Custo modificação | R\$ 1.399,30 |
| Valor total investimento | R\$ 22.899,30 |
| Custo operacional anual | R\$ 2.228,50 |

5.5.3. Toldo de lona

O toldo retrátil em lona de PVC (policloreto de vinila) com pintura eletrostática será analisado de forma a avaliar sua aplicabilidade no sistema. Os parâmetros utilizados para o cálculo da carga foi *FGCS* igual a 118,29 W/m² na sombra, interpolados para latitude 30 a partir dos dados fornecidos na ASHRAE (2017). A Figura 5.6 apresenta o exemplo do toldo utilizado para este estudo.

Figura 5.6 – Exemplo de toldo de fachada (REIS, 2020).



A utilização do toldo de lona reduz a carga térmica do salão em 21,32%, o que representa 14,67% da carga total do restaurante. A aplicação desta solução altera a potência de projeto para 22.871,30W, podendo, então, utilizar um sistema com menor potência de refrigeração. Como a marca Trane não apresenta um modelo com potência de refrigeração menor para o modelo VRV, o equipamento 4TVH0086DE0 (TRANE, 2017), foi selecionado. A tabela 5.5 informa as especificações do equipamento para o caso proposto.

O modelo desenvolvido sob medida do toldo foi orçado em R\$6.774,00 pela empresa Toldo dos Reis, incluindo os custos de instalação. Logo, o custo total do investimento é de R\$ 28.274,00, ou seja, R\$2.874,00 a mais que o valor do caso base. Em contrapartida, o custo operacional anual é de R\$2.177,91, gerando uma economia anual de R\$955,15, proporcionando o retorno do investimento no 3º ano de utilização.

Tabela 5.5 – Especificação do sistema selecionado para toldo de lona.

| | |
|------------------------|-------------|
| Potência de projeto | 22.871,30W |
| Unidade condensadora | 4TVH0086DE0 |
| Potência refrigeradora | 25.200 |

| | |
|--------------------------|---------------|
| COP | 5,6 |
| Custo equipamento | R\$ 21.500,00 |
| Custo modificação | R\$ 6.774,00 |
| Valor total investimento | R\$ 28.274,00 |
| Custo operacional anual | R\$ 2.177,908 |

5.6. Comparação final

Com base nas análises anteriores, a Tabela 5.6 foi gerada para realizar a comparação das opções sugeridas. Nota-se que o vidro termo-absorvente, além de influenciar pouco no consumo anual de energia, apresenta um retorno de investimento longo e um custo operacional elevado, por isso, foi descartado como opção.

Embora o toldo de lona seja a solução que mais reduz a carga térmica, de acordo com a Tabela 5.6, é a mais onerosa e que mais depende das condições externas para sua eficácia, pois, dependendo da posição do sol, os raios podem penetrar no ambiente. O toldo apresentou o retorno do investimento em 3 anos devido ao seu valor alto de aquisição e, em comparação com a cortina blecaute, não possui diferença expressiva no custo operacional.

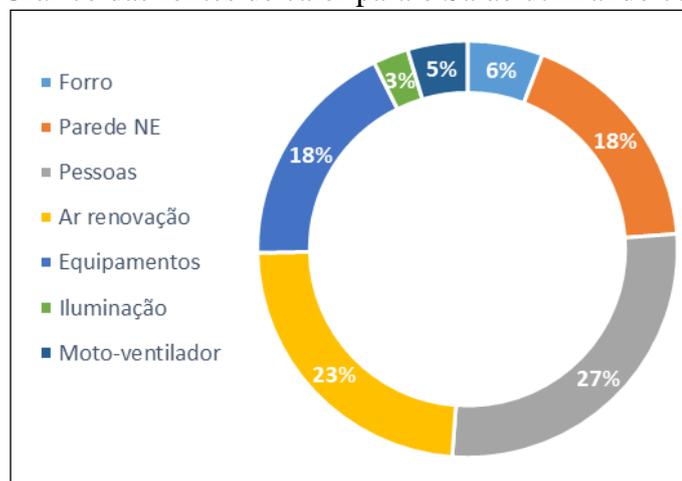
Tabela 5.6 – Mapa comparativo dos resultados.

| | Caso Base | Vidro termo-absorvente | Cortina Blecaute | Toldo de lona |
|----------------------------------|---------------|------------------------|------------------|---------------|
| Potência de projeto | 29.067,13W | 26.748,33W | 24.098,27W | 22.871,30W |
| Unidade condensadora | 4TVH0115DE0 | 4TVH0096DE0 | 4TVH0086DE0 | 4TVH0086DE0 |
| Potência de refrigeração | 33.500W | 28.000W | 25.200W | 25.200W |
| COP | 4,6 | 5,3 | 5,6 | 5,6 |
| Valor do equipamento | R\$ 25.400,00 | R\$ 23.200,00 | R\$ 21.500,00 | R\$ 21.500,00 |
| Custo modificação | - | R\$ 7.140,00 | R\$ 1.399,30 | R\$ 6.774,00 |
| Valor do investimento | R\$ 25.400,00 | R\$ 30.340,00 | R\$ 22.899,30 | R\$ 28.274,00 |
| Consumo anual de energia | 6.083,61kW | 4.928,35kW | 4.327,18kW | 4.228,95kW |
| Custo operacional anual | R\$ 3.133,06 | R\$ 2.538,10 | R\$ 2.228,50 | R\$ 2.177,908 |
| Redução anual | - | R\$ 594,96 | R\$ 904,56 | R\$ 955,15 |
| Tempo de retorno do investimento | - | 9 anos | Imediato | 3 anos |

A opção de utilizar a cortina blecaute, além de proporcionar as devidas condições de conforto para os frequentadores do local, reduz o custo operacional do sistema de ar condicionado do restaurante em 11,76%, proporcionando melhor fluxo de caixa e retorno do

investimento imediato, pois o valor de investimento é inferior do que o valor do caso base. A figura 5.5 representa o gráfico das parcelas de carga térmica utilizando a cortina blecaute selecionada para as condições estabelecidas no tópico 5.1.

Figura 5.5 – Gráfico das fontes de calor para o Salão utilizando cortina blecaute.



6. CONCLUSÃO

Neste trabalho foi realizada uma análise de custo para a redução da carga térmica de um restaurante. O sistema foi dimensionado de acordo com as características originais do estabelecimento, considerando-o como caso base. Após isso, pôde-se identificar as principais fontes térmicas e suas influências. Para o equipamento selecionado no caso base, o salão apresentou custo operacional anual de R\$3.133,06. A cozinha apresentou 6% da sua carga térmica proveniente do ambiente externo, enquanto o salão apresentou 33% por meio dos vidros da fachada.

Como os vidros da fachada apresentaram maior influência na carga de resfriamento, foram sugeridas três modificações na edificação para reduzir seu impacto. Os vidros termo-absorventes apresentaram redução de 7,98% na carga térmica do salão, porém, com o custo de instalação alto, o retorno do investimento ocorre em 9 anos. A utilização do toldo mostrou uma redução em 21,32% da carga do salão, porém, mesmo sendo a modificação com maior impacto, o retorno de investimento ocorre em 3 anos. Já a cortina blecaute, apresentou 17,09% de redução na carga térmica e 28,87% no custo operacional do salão. Além disso, a aplicação da cortina blecaute permitiu a seleção de um equipamento mais em conta, o que tornou o retorno do investimento imediato, sendo, portanto, a modificação escolhida para o estabelecimento. A partir dos resultados, nota-se que com a modificação escolhida o custo operacional do sistema de climatização foi reduzido em 17% e o valor de aquisição em 7%.

Como a utilização da cortina blecaute influencia na luminosidade do ambiente, sugere-se, para trabalhos futuros, a análise do impacto da utilização de iluminação com controle automático luminosidade, o que poderia reduzir tanto a carga de refrigeração, como o custo operacional do estabelecimento. Notou-se que o ar de renovação apresentou grande influência no custo operacional, deixando em aberto para estudos futuros o estudo da utilização de um sistema de ar de renovação variável de acordo com a circulação de pessoas, o que reduziria o custo operacional do sistema.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ABNT (Associação brasileira de normas técnicas); "NBR 16401: Instalação de ar condicionado – Sistemas centrais e unitários", Rio de Janeiro, 2008.

ASHRAE (American Society of Heating, Refrigerating, and Air-Conditioning Engineers); "2017 ASHRAE handbook : fundamentals.", Atlanta, GA, 2017.

Trane, "Catálogo de Produtos SS-PRC002K-PB", 2017.

Carrier, "Manual de Instalação, Operação e Manutenção – Split Space 42XUQ", 2019.

CASTRO, A. P. A. S., **Desempenho Térmico de Vidros Utilizados na Construção Civil: Estudo em Células-Teste.** Monografia (tese de doutorado). Faculdade de Engenharia Civil, Arquitetura e Urbanismo – Universidade Estadual de Campinas, 2006.

Marn, W.L. **Commercial gas kitchen ventilation studies.** Research Bulletin No. 90 (Março). Gas Association Laboratories, Cleveland, OH, 1962.

Ferronato, J. L. H. "**Estudo de alternativas para fachada de um prédio visando conforto e economia de energia.**" Monografia (trabalho de conclusão de curso de engenharia mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, 2011.

SILVA, J. G. , **Introdução ao Projeto de Climatização.** Apostila de Curso Técnico. Instituto Federal de Santa Catarina - São José, SC, 2016.

INMETRO. Portaria nº 50. Ministério do Desenvolvimento, Indústria e Comércio Exterior - Instituto Nacional de Metrologia, Qualidade e Tecnologia, 2013.

CEEE, Companhia Estadual de Energia Elétrica. "**Tarifas e Custos dos Serviços.**" Disponível em: <http://www.ceee.com.br>. Acessado em 9 de Novembro de 2020.

SANTISTA, decora. "**Cortina Blackout Curta Aruba**". Disponível em <https://santistadecora.com.br/pr/cortina-blackout-curta-aruba/BI06TCB1ZARMARF>. Acessado em 26 de novembro de 2020.

REIS, toldos. "**Toldo Retrátil em Lona**". Disponível em <https://www.toldosreis.com.br/toldo-retratil-em-lona>. Acessado em 26 de novembro de 2020.

Procel, Programa Nacional de Conservação de Energia Elétrica. "**Panorama Nacional**". Disponível em <http://www.procelinfo.com.br>, Acessado em 9 de novembro de 2020.

GITMAN, Lawrence J. **Princípios da Administração Financeira.** Tradução: Jean Jacques Salim e João Carlos Douat. 7. Ed. São Paulo, 1997.

Pozza, F., "**Análise térmica e energética de uma edificação residencial climatizada com sistema de fluxo refrigerante variável – VRF.**" Dissertação de Mestrado – Programa de Pós

Graduação em Engenharia Mecânica – Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2011.

Fanger, P.O. *Thermal Comfort: analysis and applications in environmental engineering*. McGraw-Hill Book Company, United States, 1970.

ANEXO A

Tabela A.1 – Equipamentos utilizados e o calor total dissipado.

| Zona térmica | Equipamento | Calor sensível dissipado [W] | Dissipação |
|--------------|---|------------------------------|------------|
| Cozinha | Fogão industrial 6 bocas (com exaustor) | 5790 | Variável |
| | Balcão refrigerado (484L) | 690 | Constante |
| | Refrigerador expositor (454L) | 690 | Constante |
| | Microondas 20L | 1000 | Variável |
| | Máquina de café | 1660 | Variável |
| Salão | Monitor de computador (16”) | 70 | Constante |
| | Computador (C.3) | 65 | Constante |
| | Impressora laser(pequena de mesa) | 130 | Constante |
| | Caixa registadora | 48 | Constante |
| | Máquina de café | 1660 | Variável |
| | Microondas | 1000 | Variável |
| | Refrigerador expositor refrigerantes | 690 | Constante |

Tabela A.2 – Carga térmica de iluminação.

| Hora | Cozinha | | Salão | | | Q total [W] |
|------|-------------------|-------------|-------------------|------------------|--------|-------------|
| | Lamp. tub. fluor. | Q total [W] | Q Lamp. Spot Hal. | Lamp. spot Comp. | fluor. | |
| 1 | 0 | 0 | 200 | 0 | | 200 |
| 2 | 0 | 0 | 200 | 0 | | 200 |
| 3 | 0 | 0 | 200 | 0 | | 200 |
| 4 | 0 | 0 | 200 | 0 | | 200 |
| 5 | 0 | 0 | 200 | 0 | | 200 |
| 6 | 0 | 0 | 200 | 0 | | 200 |
| 7 | 184 | 184 | 200 | 0 | | 200 |
| 8 | 184 | 184 | 200 | 0 | | 200 |
| 9 | 184 | 184 | 500 | 160 | | 660 |
| 10 | 184 | 184 | 500 | 160 | | 660 |
| 11 | 184 | 184 | 500 | 160 | | 660 |
| 12 | 184 | 184 | 500 | 160 | | 660 |
| 13 | 184 | 184 | 500 | 160 | | 660 |
| 14 | 184 | 184 | 500 | 160 | | 660 |
| 15 | 184 | 184 | 500 | 160 | | 660 |
| 16 | 184 | 184 | 500 | 160 | | 660 |
| 17 | 184 | 184 | 500 | 160 | | 660 |
| 18 | 184 | 184 | 500 | 414 | | 914 |
| 19 | 184 | 184 | 500 | 414 | | 914 |
| 20 | 184 | 184 | 500 | 414 | | 914 |
| 21 | 184 | 184 | 500 | 414 | | 914 |
| 22 | 184 | 184 | 500 | 414 | | 914 |
| 23 | 184 | 184 | 500 | 414 | | 914 |
| 24 | 0 | 0 | 200 | 0 | | 200 |

Tabela A.3 – Tipos de lâmpadas utilizadas.

| | Quantidade | Calor dissipado |
|------------------------------------|------------|-----------------|
| Lampada Tubular Fluorescente | 4 | 40W |
| Lampada Spot Halogena | 10 | 50W |
| Lampada Spot Compacta Fluorescente | 9 | 40W |

Tabela A.4 – Horários de ligação do sistema de ar condicionado.

| Hora | Ligado/Desligado | Hora | Ligado/Desligado |
|------|------------------|------|------------------|
| 1 | Desligado | 13 | Ligado |
| 2 | Desligado | 14 | Ligado |
| 3 | Desligado | 15 | Ligado |
| 4 | Desligado | 16 | Ligado |
| 5 | Desligado | 17 | Ligado |
| 6 | Desligado | 18 | Ligado |
| 7 | Desligado | 19 | Ligado |
| 8 | Desligado | 20 | Ligado |
| 9 | Ligado | 21 | Ligado |
| 10 | Ligado | 22 | Ligado |
| 11 | Ligado | 23 | Ligado |
| 12 | Ligado | 24 | Desligado |

Tabela A.5 – Carga térmica externa do Salão.

| Hora solar | Forro | Parede NE | Ar renovac. Sens. | Ar renovac. Lat. |
|------------|-------|-----------|-------------------|------------------|
| 1 | 255 | 1722 | 502 | 3665 |
| 2 | 180 | 1510 | 420 | 3665 |
| 3 | 105 | 1314 | 358 | 3665 |
| 4 | 80 | 1118 | 296 | 3665 |
| 5 | 29 | 938 | 255 | 3665 |
| 6 | 29 | 2303 | 296 | 3665 |
| 7 | 54 | 4192 | 440 | 3665 |
| 8 | 205 | 6240 | 791 | 3665 |
| 9 | 456 | 8025 | 1182 | 3665 |
| 10 | 782 | 9185 | 1533 | 3665 |
| 11 | 1083 | 9720 | 1842 | 3665 |
| 12 | 1410 | 9140 | 2048 | 3665 |
| 13 | 1661 | 8379 | 2213 | 3665 |
| 14 | 1861 | 7718 | 2316 | 3665 |
| 15 | 1962 | 7126 | 2316 | 3665 |
| 16 | 1962 | 6586 | 2192 | 3665 |
| 17 | 1861 | 5866 | 2027 | 3665 |
| 18 | 1661 | 5113 | 1821 | 3665 |
| 19 | 1385 | 4282 | 1512 | 3665 |
| 20 | 1058 | 3662 | 1285 | 3665 |
| 21 | 807 | 3222 | 1100 | 3665 |
| 22 | 607 | 2782 | 914 | 3665 |
| 23 | 456 | 2374 | 770 | 3665 |
| 24 | 331 | 1966 | 626 | 3665 |

Tabela A.6 – Carga térmica interna do Salão.

| Hora solar | Pess. Lat. | Pess. Sens. | Equipamentos | Iluminação | Q MV |
|------------|------------|-------------|--------------|------------|------|
| 1 | 0 | 0 | 1380 | 200 | 322 |
| 2 | 0 | 0 | 1380 | 200 | 306 |
| 3 | 0 | 0 | 1380 | 200 | 292 |
| 4 | 0 | 0 | 1380 | 200 | 281 |
| 5 | 0 | 0 | 1380 | 200 | 269 |
| 6 | 0 | 0 | 1380 | 200 | 328 |
| 7 | 380 | 300 | 1645 | 200 | 453 |
| 8 | 380 | 300 | 1645 | 200 | 559 |
| 9 | 1615 | 1275 | 2992 | 660 | 827 |
| 10 | 1995 | 1575 | 3240 | 660 | 942 |
| 11 | 2850 | 2250 | 3796 | 660 | 1077 |
| 12 | 3705 | 2925 | 4353 | 660 | 1162 |
| 13 | 3230 | 2550 | 4044 | 660 | 1099 |
| 14 | 2660 | 2100 | 3673 | 660 | 1026 |
| 15 | 1995 | 1575 | 3240 | 660 | 938 |

| | | | | | |
|----|------|------|------|-----|-----|
| 16 | 1995 | 1575 | 3240 | 660 | 911 |
| 17 | 1995 | 1575 | 3240 | 660 | 870 |
| 18 | 2470 | 1950 | 3549 | 914 | 880 |
| 19 | 2470 | 1950 | 3549 | 914 | 821 |
| 20 | 1995 | 1575 | 3240 | 914 | 724 |
| 21 | 1045 | 825 | 2621 | 914 | 591 |
| 22 | 570 | 450 | 2312 | 914 | 508 |
| 23 | 380 | 300 | 2188 | 914 | 460 |
| 24 | 0 | 0 | 1380 | 200 | 340 |