



UNICESUMAR - UNIVERSIDADE DE MARINGÁ
CENTRO DE CIÊNCIAS EXATAS TECNOLÓGICAS E AGRÁRIAS
CURSO DE GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

**IMPACTO DA RECUPERAÇÃO DE CALOR NO CONSUMO DE ENERGIA
ELÉTRICA EM UM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO DE UM TEMPLO
RELIGIOSO**

JOSÉ HENRIQUE ANSELMO

MARINGÁ – PR

2024

JOSÉ HENRIQUE ANSELMO

**IMPACTO DA RECUPERAÇÃO DE CALOR NO CONSUMO DE ENERGIA
ELÉTRICA EM UM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO DE UM TEMPLO
RELIGIOSO**

Artigo apresentado ao Curso de Graduação em Engenharia Mecânica da UNICESUMAR – Universidade de Maringá como requisito parcial para a obtenção do título de Bacharel(a) em Engenharia Mecânica, sob a orientação do Prof. Fernando Pereira Calderaro.

MARINGÁ – PR

2024

FOLHA DE APROVAÇÃO
JOSÉ HENRIQUE ANSELMO

**IMPACTO DA RECUPERAÇÃO DE CALOR NO CONSUMO DE ENERGIA
ELÉTRICA EM UM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO DE UM TEMPLO
RELIGIOSO**

Artigo apresentado ao Curso de Graduação em Engenharia Mecânica da UNICESUMAR – Universidade de Maringá como requisito parcial para a obtenção do título de Bacharel(a) em Engenharia Mecânica, sob a orientação do Prof. Fernando Pereira Calderaro.

Aprovado em: ____ de ____ de ____.

BANCA EXAMINADORA

Nome do professor – (Titulação, nome e Instituição)

Nome do professor - (Titulação, nome e Instituição)

Nome do professor - (Titulação, nome e Instituição)

IMPACTO DA RECUPERAÇÃO DE CALOR NO CONSUMO DE ENERGIA ELÉTRICA EM UM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO DE UM TEMPLO RELIGIOSO

José Henrique Anselmo

RESUMO

Este artigo apresenta uma análise comparativa do consumo de energia entre dois sistemas de refrigeração: um equipado com recuperação de calor e outro que opera sem essa tecnologia. A crescente demanda por eficiência energética e sustentabilidade tornou imprescindível a avaliação de tecnologias que minimizem o consumo de energia e o impacto ambiental dos sistemas de refrigeração. O estudo foi realizado a partir de um ambiente determinado, dimensionando a demanda de carga térmica e seu respectivo sistema de refrigeração/ventilação. Os resultados demonstraram que o sistema com recuperador de calor não apenas apresenta uma redução no consumo energético, mas também contribui para a otimização do processo de refrigeração. Com base nas análises realizadas, este trabalho conclui que a adoção de sistemas de refrigeração com recuperadores de calor é uma alternativa viável e eficaz para alcançar uma operação mais eficiente e sustentável, alinhando-se às tendências atuais de eficiência energética na engenharia.

Palavras-chave: Eficiência energética. Recuperação de calor. Sistemas de climatização.

IMPACT OF HEAT RECOVERY ON ELETRICITY CONSUMPTION IN REFRIGERATION SYSTEMS OF A RELIGIOUS TEMPLE

ABSTRACT

This article presents a comparative analysis of energy consumption between two refrigeration systems: one equipped with a heat recovery unit and another that operates without this technology. The growing demand for energy efficiency and sustainability has made it essential to evaluate technologies that minimize energy consumption and the environmental impact of refrigeration systems. The study was conducted in a specific environment, sizing the thermal load demand and its respective refrigeration/ventilation system. The results demonstrated that the system with a heat recovery unit not only shows a reduction in energy consumption but also contributes to the optimization of the refrigeration process. Based on the analyses performed, this work concludes that the adoption of refrigeration systems with heat recovery units is a viable and effective alternative for achieving a more efficient and sustainable operation, following current trends in energy efficiency in engineering.

Keywords: Climate control systems. Energy efficiency. Heat recovery.

1 INTRODUÇÃO

O aquecimento global tem se tornado uma preocupação crescente para a sustentabilidade do nosso planeta. Desde a Conferência das Nações Unidas sobre Meio Ambiente e Desenvolvimento, conhecida como Rio-92, essa questão passou a ser incluída nas agendas das principais potências governamentais, segundo Silva e Fritas (2020), constituindo-se a Convenção – Quadro das Nações Unidas sobre Mudança do Clima ou Convenção do clima, representada pela sigla em inglês UNFCCC (United Nations Framework Convention on Climate Change).

No entanto, de acordo com Marques (2022), mais de trinta países apresentaram temperaturas máximas entre 45°C e 54,4°C entre o período de 2015 e 2022. Ainda segundo dados do Earth Institute, Columbia University (EI), a projeção para a taxa de aquecimento do planeta no período compreendido entre 2016 e 2040 é de 0,36°C por década, o que supõe um aumento contínuo destas temperaturas extremas. Estas temperaturas elevadas estão associadas ainda à origem de enfermidades, que se não tratadas podem ocasionar o decesso. Como apresentado por Kephart et al. (2022), 6% das mortes em cidades da América Latina são oriundas das altas temperaturas, envolvidas em doenças cardiovasculares e respiratórias, especialmente em grupos de risco, como crianças, idosos e adultos com doenças crônicas. Além disso, proporcionalmente relacionado a este acréscimo térmico, temos o aumento da umidade relativa do ar, que devido a sua maior capacidade de retenção de umidade, acarreta em disfunções no sistema de resfriamento biológico, acrescenta Marques (2022). A transpiração se torna menos eficiente em ambientes mais úmidos devido a sua natureza física, em que as moléculas de água com menor energia cinética evaporam, deixando as moléculas de menor energia no corpo, prejudicando, dessa forma, a capacidade deste corpo trocar calor.

Destarte, esse cenário torna indispensável a refrigeração não natural dos ambientes, seja por necessidades fisiológicas ou por normas que exigem condições de conforto térmico em alguns ambientes, como retratado pela Associação Brasileira de Normas Técnicas, na norma NBR16401-2, que condiciona o conforto térmico a alguns fatores, sendo estes os principais: temperatura e umidade. A depender do cenário, a norma apresenta uma temperatura contida na faixa de 21°C a 26°C. Ainda na NR 17, são estabelecidas as condições de controle para ambientes de trabalho no seguinte trecho:

A organização deve adotar medidas de controle da temperatura, da velocidade do ar e da umidade com a finalidade de proporcionar conforto térmico nas situações de trabalho, observando-se o parâmetro de faixa de temperatura do

ar entre 18 e 25 °C para ambientes climatizados (ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS, 2022, P. 8).

Com isso, a utilização de equipamentos condicionadores de ar cresce veementemente. Segundo dados de 2018 da EPE (Empresa de Pesquisa Energética), entre os anos de 2005 e 2017, o consumo de energia elétrica do setor residencial teve um crescimento de 61%, fortemente influenciado pelo aumento do uso de aparelhos de ar condicionado. O consumo de energia elétrica por estes equipamentos apresentou um aumento estimado de aproximadamente 237% nos últimos 12 anos de acordo com os dados apresentados até o ano de publicação do artigo, em 2018. Portanto, é imprescindível buscar por soluções energéticas que viabilizem a utilização destes aparelhos em larga escala de forma a reduzir o impacto ambiental e garantir saúde e conforto para a população.

1.1 OBJETIVO

O foco deste trabalho é comparar o consumo energético entre dois sistemas de refrigeração em ambientes fechados com pouca ou nenhuma circulação de ar natural, responsáveis por abrigar centenas de pessoas, tornando necessário um sistema de renovação para que se mantenha a qualidade do ar interior, um contendo sistema de recuperação de calor e o outro não. O recuperador de calor é o elemento que tem como objetivo direcionar a corrente de ar fria removida do ambiente (exaustão) em direção a corrente de ar quente a ser inserida (insuflamento) a fim de resfriá-la, diminuindo a demanda térmica dos componentes de refrigeração, configurando em um dimensionamento de sistema de menor potência e, consequentemente, menor consumo, extraindo o máximo desempenho dentro das condições de trabalho oferecidas.

2 DESENVOLVIMENTO

2.1 CARACTERIZAÇÃO DO AMBIENTE DE ESTUDO

O ambiente objeto deste estudo é um templo religioso, projetado para acomodar aproximadamente 300 pessoas. Com dimensões de 30 metros de comprimento, 15 metros de largura e 10 metros de altura, o espaço apresenta uma volumetria significativa, permitindo a

realização de cerimônias e atividades religiosas. A disposição e as características físicas do ambiente influenciam diretamente nas condições térmicas e de conforto dos usuários.

2.1.1 Dimensões e estrutura

As dimensões do templo resultam em um volume total de 4.500 metros cúbicos. Essa grandeza é relevante para a análise de fluxo de ar e da eficiência do sistema de refrigeração, tendo em vista que a ventilação natural e a troca de calor com o ambiente externo desempenham papéis cruciais na manutenção do conforto térmico. A estrutura contempla um total de 8 janelas, 2 saídas de emergência e 1 entrada principal.

2.1.2 Condicionamento térmico e exposição solar

O templo apresenta uma parede oeste que faz divisa com um ambiente não condicionado. A parede norte se conecta a um edifício também não condicionado. As paredes sul e leste do templo estão expostas à insolação direta e contam com duas janelas de 2 por 4 metros e 6 janelas de 3 por 1,5 metros respectivamente, o que pode resultar em um aumento significativo da temperatura interna durante as horas de maior incidência solar.

2.1.3 Ocupação e duração da permanência

Os frequentadores do templo costumam permanecer no local por períodos de uma hora, duas vezes ao dia durante todos os dias do ano. Esta característica de ocupação intermitente é de extrema importância para a análise do sistema de refrigeração, uma vez que a carga térmica gerada pela presença de 300 pessoas deve ser considerada. O aumento da temperatura interna, em decorrência da ocupação, requer um dimensionamento adequado do sistema de climatização a fim de garantir o conforto térmico durante as cerimônias.

2.2 VENTILAÇÃO

De acordo com Clezar e Nogueira (2009), a ventilação pode ser classificada em dois grupos abrangentes: ventilação local exaustora (VLE) e ventilação geral diluidora (VGD). A ventilação local exaustora (VLE), que consiste em um elemento captador imediatamente junto à fonte poluidora, é ideal para ambientes cujas fontes poluidoras são fixas e bem definidas. Já

a ventilação geral diluidora (VGD) proporciona a ventilação do ambiente em sua totalidade. Desse modo, sua aplicação é ideal para ambientes onde a fonte de poluição do ar não está restrita a pontos fixos e constantes.

Explicam os autores acima citados que o funcionamento da VGD consiste na diluição do contaminante através do insuflamento de ar externo, promovendo a renovação global e contínua de ar externo, podendo ocorrer de duas maneiras diferentes: por infiltração (movimento do ar não controlado através de aberturas e frestas existentes) e por ventilação (deslocamento controlado e intencional de ar através de aberturas específicas e dispositivos para ventilação).

O sistema de ventilação geral diluidora pode ser realizado de três formas: por insuflamento, por exaustão ou misto. Na ventilação por insuflamento, o ar é direcionado mecanicamente para o interior do recinto a ser ventilado; portanto, a pressão interna (P_i) do recinto se torna maior do que a pressão externa (P_e), pois a vazão de ar de entrada (Q_e) é maior do que a vazão de ar de saída (Q_s). Na ventilação por exaustão, o ar é direcionado mecanicamente para fora do recinto a ser ventilado, tornando a pressão interna do recinto menor do que a pressão externa, visto que a vazão de ar de entrada (Q_e) é menor do que a vazão de ar de saída (Q_s). A terceira e última modalidade é a mista, em que ambas as modalidades trabalham em conjunto, permitindo o controle das propriedades do recinto, como vazão e pressão, tanto de entrada quanto de saída.

Para o controle das propriedades do ar do ambiente de projeto, o sistema selecionado foi o misto, com vazão de entrada igual à vazão de saída, buscando controlar a concentração de poluentes dispersos e atendendo os requisitos propostos pela norma de qualidade e conforto.

2.3 REFRIGERAÇÃO

2.3.1 Conforto térmico

Segundo Silva (2003), um dos principais objetivos do controle das condições de pureza, temperatura e umidade de um ambiente é a promoção do conforto térmico aos ocupantes. Este conforto térmico é definido pela ASHRAE¹ (1997) como um estado de espírito que reflete satisfação com o ambiente térmico que envolve uma pessoa. Por sua vez, Fanger (1970) elucida que os fatores que afetam o conforto térmico podem ser divididos em duas variáveis: individuais

¹ American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers.

e ambientais. As variáveis individuais estão relacionadas ao tipo de atividade que a pessoa desempenha no ambiente refrigerado; já as variáveis ambientais são os parâmetros deste ambiente, tais quais temperatura de bulbo seco do ar, temperatura média radiante, velocidade relativa do ar e a umidade relativa do ar. Porém, como salienta Silva (2003), a sensação de conforto térmico do indivíduo é complexa e está diretamente relacionada com outras sensações de conforto. Portanto, objetivando a padronização da temperatura considerada adequada para promover o conforto térmico, a temperatura ambiente selecionada para obtenção dos parâmetros de projeto e dimensionamento dos equipamentos de refrigeração será de 24°C. A Agência Nacional de Vigilância Sanitária (ANVISA), na Resolução-RE nº09, estabelece que a temperatura deve variar entre 23°C e 26°C, exceto em ambientes de arte, que devem operar entre 21°C e 23°C. Ainda, a faixa máxima de operação deve variar entre 26,5°C e 27°C, com exceção das áreas de acesso, que poderão operar até os 28°C.

2.3.2 Sistema de refrigeração

O sistema de refrigeração atua na redução de temperatura e umidade do ambiente, através da compressão mecânica de vapor. Como explica Silva (2003), esse ciclo opera de acordo com as transformações termodinâmicas sofridas por um fluido refrigerante no interior do sistema, retirando calor do meio enquanto vaporiza-se sob baixa pressão.

Este sistema é composto pelos seguintes itens:

- a) Compressor;
- b) Condensador;
- c) Elemento de expansão;
- d) Evaporador.

Silva (2003) descreve a função do compressor de captar o vapor à baixa pressão e comprimi-lo até que este apresente alta pressão e temperatura. A diferença de pressão na entrada e saída do compressor garante a movimentação do fluido dentro do sistema. Já a função do evaporador é retirar calor do meio a ser refrigerado através do fluxo de fluido refrigerante. Os tubos que compõem os evaporadores podem ser de cobre, latão ou alumínio e sua construção pode conter ou não aletas para aumento da troca de calor. Os condensadores são equipamentos destinados a trocar o calor absorvido pelo fluido refrigerante no evaporador e no processo de compressão, trocando calor com o ar por convecção forçada. Por fim, Costa (2014) define que

o elemento de expansão é responsável por regular a vazão de fluido refrigerante que entra no evaporador e reduzir a pressão do refrigerante desde a pressão de condensação até a pressão de evaporação.

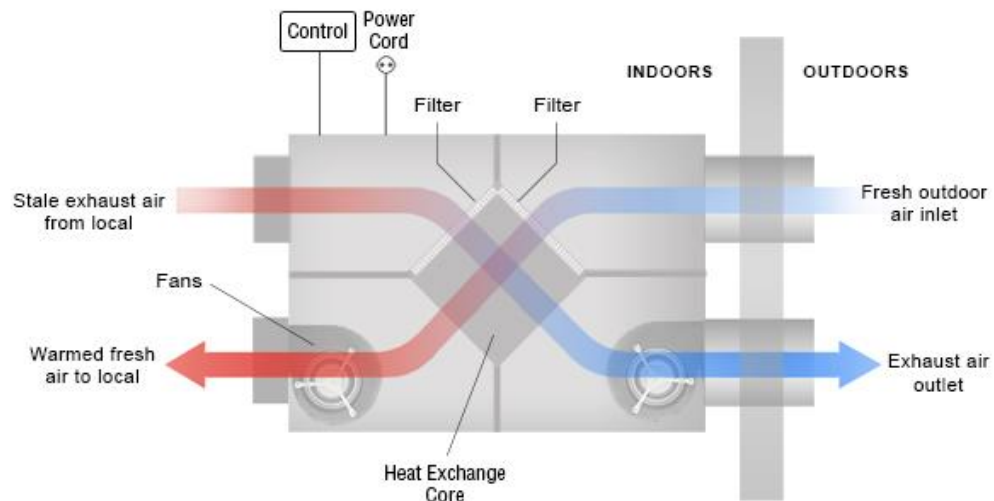
Para o ambiente de estudo, foi selecionado o sistema de ar condicionado central *multi split*, que consiste em uma única unidade condensadora interligada a múltiplas unidades evaporadoras. A vantagem deste sistema em relação aos convencionais é a possibilidade de controle de temperatura independente para cada unidade evaporadora, garantindo que o uso de energia seja eficiente sem comprometer o conforto dos ocupantes.

Já a seleção deste equipamento depende da carga térmica requerida, ou seja, é necessário identificar todas as fontes responsáveis por fornecer calor, sejam elas internas ou externas. As fontes externas são: vazão de ar de renovação, vazão de ar de infiltração por frestas, infiltração de calor pelas paredes e teto e insolação. As fontes internas são: Iluminação, sonorização e calor liberado pelos ocupantes do recinto.

2.3.3 Recuperação de calor

A carga térmica proveniente da vazão de ar de renovação corresponde à grande parcela da carga térmica total, influenciando diretamente no equipamento selecionado. O recuperador de calor consiste no reaproveitamento da vazão de exaustão já condicionada, isto é, o ar refrigerado que seria liberado para o ambiente externo é redirecionado para uma caixa de mistura, onde encontra a vazão de insuflamento. Desta forma, é possível diminuir a temperatura e umidade da corrente de renovação, reduzindo a necessidade de refrigeração requerida pelo sistema.

Figura 1 – Caixa de mistura para recuperação de calor



Fonte: AIRTÈCNICS. Heat recovery: Overview (2024).

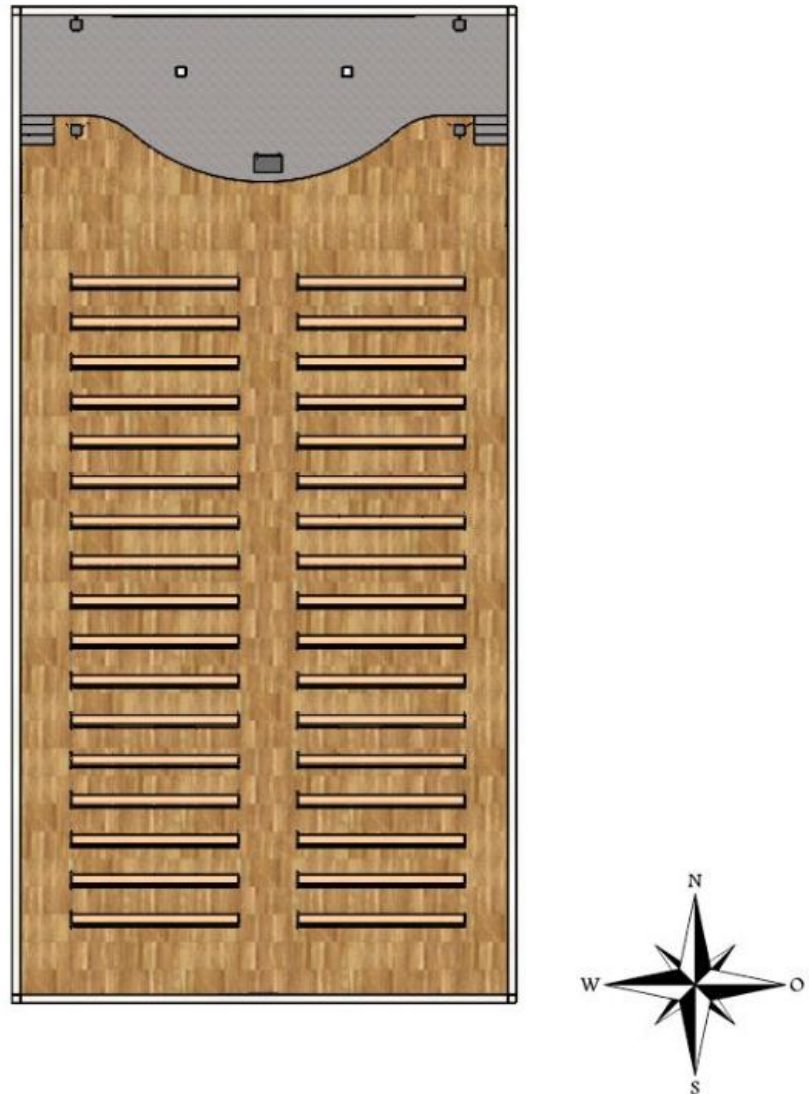
3 RESULTADOS E DISCUSSÃO

3.1 DETERMINAÇÃO DA CARGA TÉRMICA

3.1.1 Infiltração

Para calcularmos a carga térmica infiltrada por transmissão através das paredes e janelas, é necessário delimitarmos a geografia ao redor da localidade de projeto. A parede oeste é responsável por dividir as zonas de projeto, ou seja, o ambiente externo a ela é considerado não condicionado. Conforme Silva (2003), sua temperatura (T_{NC}) deve ser considerada 3°C abaixo da temperatura externa de projeto (T_e). A parede norte é adjacente a um edifício vizinho, cujo ambiente não é condicionado; portanto, a temperatura também será definida como T_{NC} . No que diz respeito às paredes leste e sul, estas estão expostas à insolação.

Figura 2 – Vista superior de projeto e sua orientação cardinal



Fonte: O autor (2024).

Outro fator a ser levado em consideração é a construção das paredes, pois sua constituição determina uma parcela do coeficiente de transferência global de calor no ambiente de projeto. As paredes são construídas por tijolos convencionais de seis furos com reboco em ambos os lados e a cobertura é composta por telhas de barro com laje de concreto de 10cm de espessura com vão de ar não ventilado. Os valores aproximados para U são apresentados na Tabela 1.

Tabela 1 – Coeficientes de transferência de calor aproximados

Material	Coeficiente de transferência de calor U (W/(m².K))
Parede de tijolos de 6 furos com reboco nas duas faces	2,50
Cobertura de telha de barro com laje de concreto de 10cm e espaço de ar não ventilado	1,95

Fonte: Adaptado de Silva (2003).

O ganho de calor por insolação acontece através das superfícies opacas e translúcidas, como paredes, teto e janelas. Cada superfície apresenta uma posição cardinal, o que influencia diretamente na quantidade de luz recebida. O FGCI (fator de ganho de calor por insolação) apresenta valores de acordo com a coordenada geográfica e mês, servindo como parâmetro determinante da carga térmica total do projeto (Tabela 2). De acordo com Silva (2003), a parcela de carga térmica proveniente da transmissão incidente sobre superfícies opacas pode ser calculada por:

$$Q_{t_{opac}} = U_G \cdot A \cdot \left[\frac{(0,2 \cdot FGCI)}{25} + T_e - T_i \right]$$

De outro modo, a parcela que incide sobre as superfícies translúcidas (janelas) pode ser calculada por:

$$Q_{t_{transl}} = A \cdot [U \cdot (T_e - T_i) + FGCI \cdot CS]$$

Tabela 2 – Fator de ganho de calor por insolação máximo (W/m²), latitude: -23,5° (sul)

Mês	Horizontal	S	SO/SE	O/L	NO/NE	N
Dez	997	199	665	756	425	154

Fonte: Adaptado de Silva (2003).

Para que o cálculo do sistema considere as variações e seja eficiente em todos os meses do ano, foi adotado como base para FGCI o mês de dezembro, o qual apresentou maior valor médio. Além disso, é importante se atentar à latitude do local em que o projeto será desenvolvido. Para a latitude de Maringá – PR (-23,4273), a tabela utilizada será a correspondente na latitude de -23,5°. Outro fator a ser considerado é o sombreamento, utilizado para avaliar a real insolação incidente sobre as paredes externas do ambiente de acordo com a variação da posição do sol ao longo do ano. Entretanto, para efeito de simplificação dos cálculos, o sombreamento/insolação será considerado constante.

A parcela final necessária para determinar o coeficiente global de transmissão de calor, tanto pelas paredes quando pelo teto, depende da convecção do ar que circunda o ambiente. De acordo com Incropera e DeWitt (2008), essa modalidade consiste na transferência de energia que ocorre no interior de um fluido, resultado dos efeitos da condução e escoamento macroscópico deste. Os valores para o coeficiente de convecção h seguem na Tabela 3.

Tabela 3 – coeficiente de convecção para gases

Processo	h (W/(m².K))
Convecção natural (Gases)	2-25
Convecção forçada (Gases)	25-250

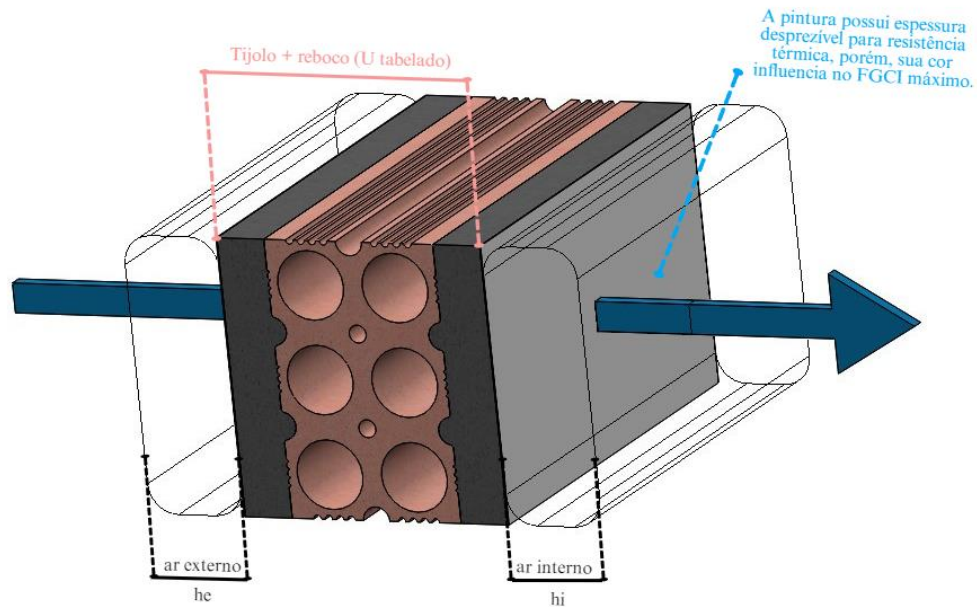
Fonte: Adaptado de Incropera e DeWitt (2008).

Para condições semelhantes, Silva (2003) recomenda a utilização h_i de 7 W/m².K e h_e de 25 W/m².K.

3.1.1.1 Coeficiente de transferência de calor

O coeficiente de transferência de calor diz respeito à resistência que o meio oferece ao fluxo de calor. Na Figura 3, segue a estrutura das paredes do ambiente.

Figura 3 – Representação do sentido do fluxo de calor e elementos de resistência térmica para a parede



Fonte: O autor (2024).

Portanto, podemos associar os coeficientes de calor oferecidos pelo ar externo, pelo conjunto de construção da parede (tijolo, reboco e pintura) e ar interno, constituindo um coeficiente de transferência de calor global para a parede (U_{GP}) e um coeficiente de transferência de calor global para o teto (U_{GT}).

Nos termos de Silva (2003), podemos associar os coeficientes de maneira semelhante a circuitos elétricos:

$$U_{GP} = \frac{1}{h_e} + U_P + \frac{1}{h_i} = \frac{1}{25} + 2,5 + \frac{1}{7} = 2,683 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

$$U_{GT} = \frac{1}{25} + 1,95 + \frac{1}{7} = 2,133 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

Já o coeficiente de transferência de calor das janelas depende da constituição do vidro. O projeto foi desenvolvido utilizando janelas de 4mm de vidro simples (não duplo) sem películas protetoras contra insolação. Portanto, segundo Silva (2003), o coeficiente global de transferência de calor para as janelas de vidro e o coeficiente de sombreamento adimensional (C_s) utilizado para correção do FGCi são:

Tabela 4 – Coeficiente global de transferência de calor para vidros simples

Tipos de janela de vidro	Coeficiente U [W/m².°C]
Janela de vidro comum (simples)	6,00

Fonte: Adaptado de Silva (2003).

Tabela 5 – Coeficiente de sombreamento para vidros de 4mm

Tipo de vidro	Fator C _s
Comum de 4mm	1,00

Fonte: Adaptado de Silva (2003).

3.1.1.2 Parcela da carga térmica referente à transmissão

Parede Oeste (sem insolação):

$$Q_{TO} = U_{GP} \cdot A_{PO} \cdot (T_{NC} - T_s) = 2,683 \cdot (30 \cdot 10) \cdot (27 - 24) = 2.414,57 \text{ W}$$

Parede Norte (sem insolação):

$$Q_{TN} = U_{GP} \cdot A_{PN} \cdot (T_{NC} - T_s) = 2,683 \cdot (15 \cdot 10) \cdot (27 - 24) = 1.207,29 \text{ W}$$

Parede Leste (com insolação):

$$Q_{TL} = U_G \cdot (A_{PL} - A_{JL}) \cdot \left[\frac{(0,2 \cdot FGCI_L)}{25} + T_E - T_s \right]$$

$$Q_{TL} = 2,683 \cdot (300 - 27) \cdot \left[\frac{(0,2 \cdot 756)}{25} + 30 - 24 \right] = 8.824,20 \text{ W}$$

Parede Sul (com insolação):

$$Q_{TS} = U_G \cdot (A_{PS} - A_{JS}) \cdot \left[\frac{(0,2 \cdot FGCI_S)}{25} + T_E - T_S \right]$$

$$Q_{TS} = 2,683 \cdot (150 - 16) \cdot \left[\frac{(0,2 \cdot 199)}{25} + 30 - 24 \right] = 2.729,35 \text{ W}$$

Teto (com insolação):

$$Q_{TT} = U_T \cdot A_T \cdot \left[\frac{(0,2 \cdot FGCI_H)}{25} + T_E - T_S \right]$$

$$Q_{TT} = 2,133 \cdot (30 \cdot 15) \cdot \left[\frac{(0,2 \cdot 997)}{25} + 30 - 24 \right] = 13.413,97 \text{ W}$$

Janelas da parede Leste (com insolação):

$$Q_{JL} = A_{JL} \cdot [U_J \cdot (T_e - T_i) + FGCI_L \cdot CS] = 27 \cdot [6,00 \cdot (30 - 24) + 756 \cdot 1,00]$$

$$Q_{JL} = 21.384,00 \text{ W}$$

Janelas da parede Sul (com insolação):

$$Q_{JS} = A_{JS} \cdot [U_J \cdot (T_e - T_i) + FGCI_S \cdot CS] = 16 \cdot [6,00 \cdot (30 - 24) + 199 \cdot 1,00]$$

$$Q_{JS} = 3.233,60 \text{ W}$$

Carga térmica total referente a parcela de transmissão:

$$Q_{TOTAL} = Q_{TO} + Q_{TN} + Q_{TL} + Q_{TS} + Q_{TT} = 53.733,36 \text{ W ou } 53,74 \text{ kW}$$

3.1.1.3 Parcela da carga térmica referente à vazão de renovação e infiltração

Para calcular a quantidade de calor necessária para resfriamento e desumidificação desse ar de renovação, é necessário que se conheçam as condições antes e após o condicionamento do ar, sendo elas a temperatura de bulbo seco (TBS) e a umidade relativa (UR), além da vazão total de ar, caracterizada pela soma da vazão de renovação e infiltração. A NBR-6401 ainda fornece uma estimativa da vazão de ar por infiltração que ocorre, por exemplo, pelas frestas das portas, demonstrada na Tabela 6.

Tabela 6 – Vazão de infiltração

Tipo de abertura	Observação	m³/h por metro de fresta
Porta	Mal ajustada	13,0
	Bem ajustada	6,5

Fonte: Adaptado de NBR-6401 (1980).

O local de estudo conta com 3 portas, sendo a porta principal com 2,5m de comprimento e duas saídas de emergência, de acordo com a NBR 9077 (1993), com 2m de fresta cada, totalizando 6,5m de fresta total, ambas bem ajustadas.

$$V_{INF} = 6,5 \cdot l_{fresta} = 6,5 \cdot 6,5 = 42,25 \frac{m^3}{h}$$

A vazão de renovação, por sua vez, é calculada de acordo com a NBR 16401-3:2008, definida como vazão eficaz. Essa vazão eficaz é a soma de duas parcelas de ar de renovação necessárias, em que uma depende da quantidade de pessoas presentes no ambiente e a outra depende da área a ser ventilada. Os parâmetros para cálculo se diferem em 3 níveis, sendo destacados pela norma como:

- Nível 1: nível mínimo exigido de ar exterior para ventilação;
- Nível 2: nível intermediário de vazão de ar exterior para ventilação;
- Nível 3: vazões de ar exterior para ventilação que, segundo estudo, existem evidências de redução de reclamações de manifestações alérgicas.

Para o projeto, fica definido como nível ativo o nível 1, uma vez que o tempo de permanência dos ocupantes no ambiente é curto e espaçado. Os valores dos parâmetros seguem na Tabela 7.

Tabela 7 – Parâmetros para vazão de renovação		
Local	Nível 1	
	Fp [(L/s)*p]	Fa [(L/s)*m²]
Local de culto	2,5	0,3
Fonte: Adaptado de NBR 16401-3 (2008).		

Desta forma, para um ambiente ocupado por 300 pessoas e com área de 450 m², a vazão de renovação é:

$$V_{REN} = 2,5 \cdot n_{pessoas} + 0,3 \cdot A_t = 2,5 \cdot 300 + 0,3 \cdot 450 = 885 \frac{L}{s} = 3186 \frac{m^3}{h}$$

Portanto, a vazão total de ar que adentra ao recinto é de:

$$V_{TOTAL} = V_{INF} + V_{REN} = 42,25 + 3186 = 3228,25 \frac{m^3}{h}$$

As condições de entrada do ar são as condições do ambiente externo. De acordo com o Climatempo (2024), a temperatura média mensal mais alta foi a do mês de dezembro, atingindo 30°C. Já quanto à umidade relativa, o Instituto Nacional de Meteorologia (INMET, 2024) aponta que a cidade de Maringá - PR apresentou uma umidade relativa média de aproximadamente 57%. No que concerne às condições finais do ar, são exatamente as condições de conforto térmico: TBS de 24°C e umidade relativa de 50%, de acordo com os padrões apresentados na Tabela 8.

Tabela 8 – Condições internas de conforto para o verão		
Finalidade	Local	Recomendável

	TBS (°C)	UR (%)
Ambientes com grandes cargas de calor latente e/ou sensível	Teatros, auditórios, templos, cinemas, bares, lanchonetes, bibliotecas e estúdios de TV	24 a 26 40 a 65

Fonte: Adaptado de Silva (2003).

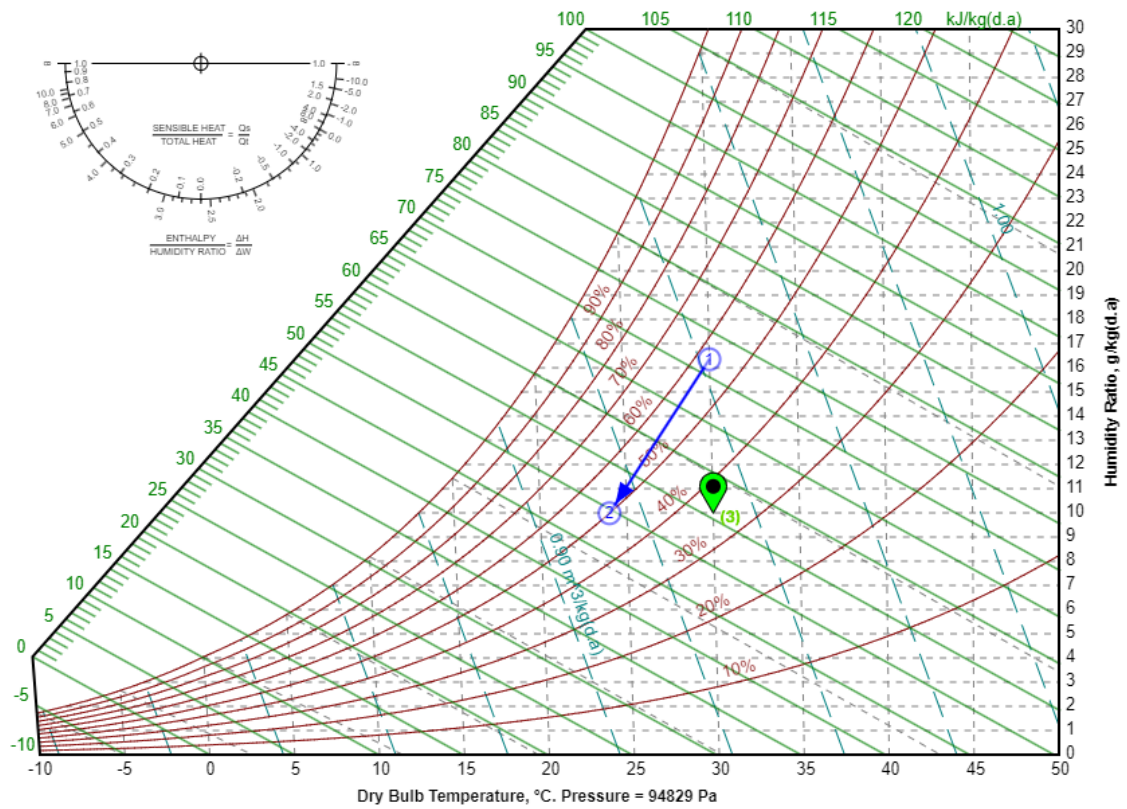
Segundo Silva (2003), essa parcela da carga térmica é dividida em duas partes: uma sensível e uma latente.

$$Q_{REN_{SENS}} = \dot{m} \cdot (h_x - h_2)$$

$$Q_{REN_{LAT}} = \dot{m} \cdot (h_1 - h_x)$$

Conforme representado logo acima, h_1 (ponto 1) e h_2 (ponto 2) representam, respectivamente, as características do ar antes e depois do condicionamento e h_x (ponto 3) o ponto intermediário obtido através da carta psicrométrica (Figura 4). Porém, antes de utilizar a carta psicrométrica, é fundamental verificar a altitude do local onde será realizado o projeto, pois, a depender do valor, haverá uma variação considerável da pressão atmosférica. Para a cidade de Maringá no estado do Paraná, segundo dados disponíveis no site oficial da prefeitura da cidade, a altitude média é definida como 555m em relação ao nível do mar.

Figura 4 – Carta psicrométrica com as condições de projeto



Fonte: O autor (2024).

Para o gráfico psicrométrico (Figura 4), é possível determinar os seguintes valores de entalpia:

$$h_1 = 71,958 \frac{kJ}{kg}$$

$$h_x = 55,686 \frac{kJ}{kg}$$

$$h_2 = 45,543 \frac{kJ}{kg}$$

$$V_{E_1} = 0,942 \frac{m^3}{kg}$$

$$V_{E_2} = 0,914 \frac{m^3}{kg}$$

Para a resolução, adotamos a densidade padrão como a do ar de entrada. Desta forma, podemos calcular a vazão mássica que, por sua vez, é obtida através da sua relação inversa com o volume específico do ar.

$$\dot{m}_1 = V_{TOTAL} \cdot \frac{1}{V_{E_1}} = \frac{3228,5}{3600} \cdot \frac{1}{0,942} = 0,9519 \frac{kg}{s}$$

Por fim, calculando a quantidade de calor necessário para condicionar essa vazão total:

$$Q_{REN_{SENS}} = \dot{m}_1 \cdot (h_x - h_2) = 0,9519 \cdot (55,686 - 45,543) = 9,656 \text{ kW}$$

$$Q_{REN_{LAT}} = \dot{m}_1 \cdot (h_1 - h_x) = 0,9519 \cdot (71,958 - 55,686) = 15,490 \text{ kW}$$

$$Q_{REN_{TOTAL}} = Q_{REN_{SENS}} + Q_{REN_{LAT}} = 9,656 + 15,490 = 25,146 \text{ kW}$$

3.1.1.4 Parcela da carga térmica referente à ocupação

Em ambientes com grande concentração de pessoas, a carga térmica por ocupação pode ser predominante, sendo fundamental que seja levada em consideração para o dimensionamento correto do sistema de refrigeração. Segundo Silva (2003), as pessoas liberam calor para o ambiente, tanto na forma sensível quanto na forma latente. Esse fenômeno é natural e ocorre devido ao fato de o corpo humano estar a uma temperatura acima da temperatura ambiente. A NBR-6401 fornece uma tabela orientativa para com a quantidade de calor liberada por pessoa.

Tabela 9 – Calor liberado por pessoa (Kcal/h) de acordo com a atividade e temperatura de projeto

Local	Metabolismo médio	Temperatura de bulbo seco (°C)	
		24	
		Sens	Lat
Teatro, escola primária	88	58	30

Fonte: Adaptado de NBR6401 (1980).

A função teatro é a que mais se adequa ao ambiente de projeto (templo religioso), uma vez que as atividades realizadas em seu interior são semelhantes: grande quantidade de pessoas predominantemente paradas em seus respectivos locais, grupo menor de pessoas realizando atividades leves à frente. Desta forma, a relação que fornece a quantidade de calor de ocupação latente e sensível total pode ser descrita como:

$$Q_{OCUP_{TOTAL}} = (n_p \cdot Q_{ocup_{sens}}) + (n_p \cdot Q_{ocup_{lat}})$$

$$Q_{ocup_{sen}} = 58 \cdot 300 = 17.400 \frac{kcal}{h} = 20,233 kW$$

$$Q_{ocup_{lat}} = 30 \cdot 300 = 9.000 \frac{kcal}{h} = 10,465 kW$$

$$Q_{OCUP_{TOTAL}} = 20,23 + 10,44 = 26.400 \frac{kcal}{h} = 30,698 kW$$

3.1.1.5 Parcela da carga térmica referente à iluminação

A norma NBR 5413 do ano de 1992, responsável por estabelecer valores para iluminância de interiores, recomenda para templos religiosos a faixa 100 a 200 lux. A unidade lux é relacionada à quantidade de luz emitida em lúmens (lm) pela área a ser iluminada (m²), ou seja, é válida a proporção:

$$1 \frac{lm}{m^2} = 1 lux$$

A área de projeto a ser iluminada é de 450 m². Adotando, de acordo com a norma, uma iluminância igual a 150 lux, é possível definir a quantidade de luz emitida total para seleção da quantidade e modelo dos dispositivos responsáveis pela iluminação.

$$150 lux = 150 \frac{lm}{m^2}$$

$$150 \frac{lm}{m^2} \cdot 450 m^2 = 67.500 lm$$

Portanto, para o modelo selecionado LuxSpace Square Embutir da marca Phillips, com quantidade de luz emitida de 2.200 lm e eficiência luminosa de 149 lm/W, podemos calcular a quantidade de lâmpadas:

$$n_{l\grave{a}mp} = \frac{67.500}{2200} \cong 30,69 \text{ unid}$$

A efeito de simetria e harmonização da instalação, será utilizado um total de 32 lâmpadas. Para o cálculo da quantidade de calor liberado pela lâmpada, é utilizado a relação das potências, em que o calor dissipado é equivalente a potência total consumida pela lâmpada menos a potência que de fato foi utilizada para emissão de luz. Os dados referentes à lâmpada como quantidade de luz emitida, eficiência luminosa e potência total consumida podem ser encontrados no catálogo do produto diretamente no site do fabricante.

O modelo selecionado apresenta consumo de 14,8W (potência total). Para verificarmos a potência utilizada para iluminação (P_{luz}), podemos utilizar a seguinte relação:

$$P_{ILUM} = \frac{\text{Quantidade de luz emitida}}{\text{Eficiência luminosa}}$$

$$P_{ILUM} = \frac{2.220}{149} \cong 14,8 \text{ W}$$

Finalizando:

$$Q_{ILUM} = P_{TOT} - P_{ILUM}$$

$$Q_{ILUM} = 14,8 - 14,8 \cong 0 \text{ W}$$

Com isso, conclui-se que a quantidade de calor dissipada por este modelo é aproximadamente zero e, com isso, sua parcela será desconsiderada dos cálculos para obtenção da carga térmica. A grande eficiência energética é característica das lâmpadas do tipo LED, além de não conter elementos prejudiciais ao meio ambiente em sua construção, tornando sua escolha altamente atrativa para projetos em geral.

3.1.1.6 Parcela da carga térmica referente à sonorização

Os equipamentos sonoros possuem eficiência de conversão de energia elétrica de 80% segundo o fabricante. Portanto, a parcela da potência convertida em calor corresponde a 20%.

Os equipamentos sonoros estão descritos na Tabela 10.

Tabela 10 – Equipamentos sonoros e potência unitária (W)

Equipamento	Quantidade	Potência
Caixa de som ativa	4	400
Amplificadores	2	200
Mesa de som	1	200
Microfones	4	20

Fonte: O autor (2024).

Então, a carga térmica proveniente da sonorização pode ser calculada por:

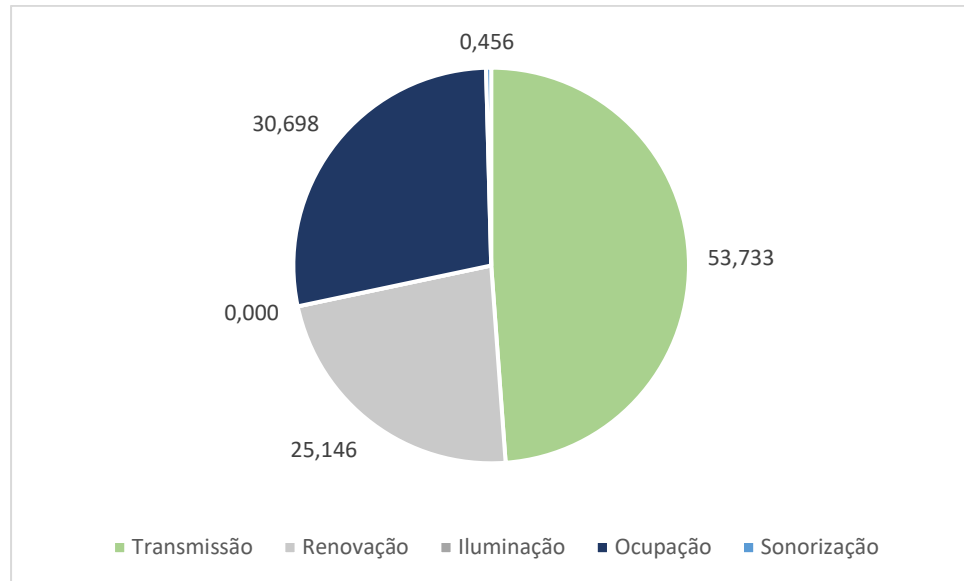
$$Q_{SOM} = [(4 \cdot 400) + (2 \cdot 200) + 200 + (4 \cdot 20)] \cdot 0,2 = 0,46kW$$

3.1.1.7 Carga térmica total requerida

A carga térmica total requerida pelo sistema pode ser calculada através da soma das cargas térmicas de transmissão, renovação, ocupação, iluminação e sonorização.

$$Q_{TOTAL} = Q_{T_{TOTAL}} + Q_{REN_{TOTAL}} + Q_{OCUP} + Q_{ILUM} + Q_{SOM}$$
$$Q_{TOTAL} = 53,733 + 25,146 + 30,698 + 0 + 0,456 = 110,033 \text{ kW}$$

Gráfico 1 – Proporção entre as fontes de calor do sistema [kW]



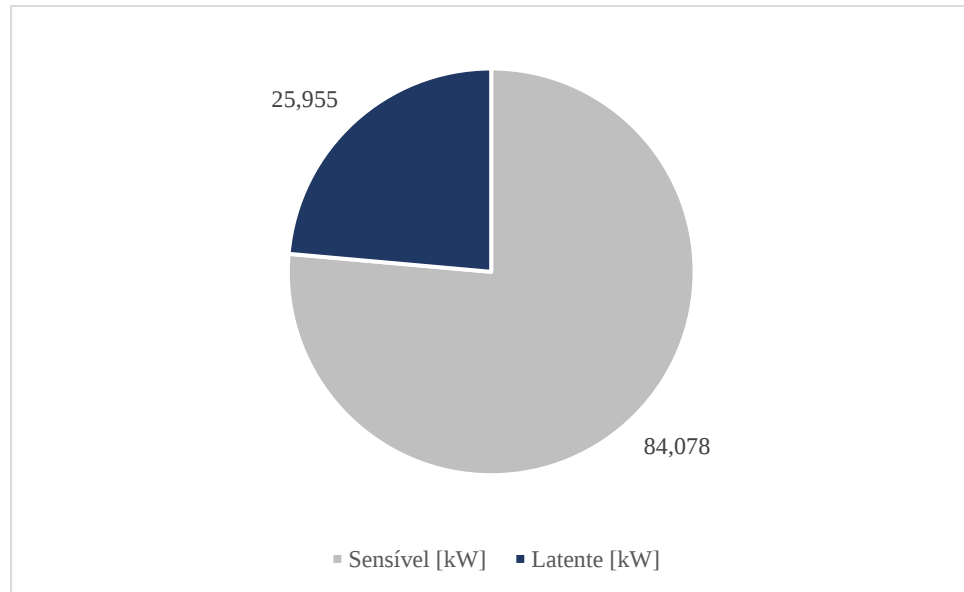
Fonte: O autor (2024).

3.1.1.8 Proporção da natureza do calor a ser removido

Após a identificação de todas as fontes de calor, tanto externas quanto internas, é importante ter claro a proporção entre calor sensível e latente do sistema, pois a necessidade de remoção de carga latente (umidade) pode justificar a seleção de um equipamento com capacidade nominal de refrigeração maior que a carga térmica total do sistema.

A carga latente é proveniente de parte da massa de ar de renovação e de parte da ocupação do local, enquanto a carga sensível é proveniente da transmissão, parte da renovação, parte da ocupação, iluminação e sonorização.

Gráfico 2 – Proporção entre carga sensível e latente [kW]



Fonte: O autor (2024).

3.1.2 Zoneamento

De acordo com Silva (2003), o zoneamento é interessante quando o espaço é dividido em recintos separados, quando o ambiente possui vários espaços que não são afetados pelas condições exteriores ou quando existem grandes variações na carga interna. Para o ambiente de projeto, não será realizado o zoneamento, visto que o ambiente a ser condicionado é o mesmo, os eventos e horários em que o público está presente no local são constantes e a variação de carga térmica é pequena considerando a quantidade de pessoas sempre presentes no ambiente.

3.2 NOVAS CONDIÇÕES APÓS RECUPERAÇÃO DO CALOR

O ar já condicionado é direcionado à caixa de mistura, onde é combinada com o ar de renovação proveniente do ambiente externo. Essa mistura passa a ser então o novo ar a ser condicionado na casa de máquinas. É necessário, portanto, recalcular as condições de troca no evaporador utilizando agora o ar de mistura. As propriedades do ar de mistura serão resultantes das propriedades do ar externo (TBS de 30°C e UR de 57%) e das propriedades do ar condicionado (TBS de 24°C e UR de 50%).

É possível determinar essa nova temperatura e umidade do ar conhecendo a entalpia da mistura e utilizando a carta psicrométrica. De acordo com Silva (2003), a entalpia da mistura (h_3) é calculada pela seguinte equação:

$$h_3 = \frac{\dot{m}_1 \cdot h_1 + \dot{m}_2 \cdot h_2}{(\dot{m}_1 + \dot{m}_2)}$$

A vazão mássica do ar já condicionado pode ser calculada conhecendo seu volume específico que, por sua vez, pode ser retirado da carta psicrométrica, conforme apresentado na Figura 4.

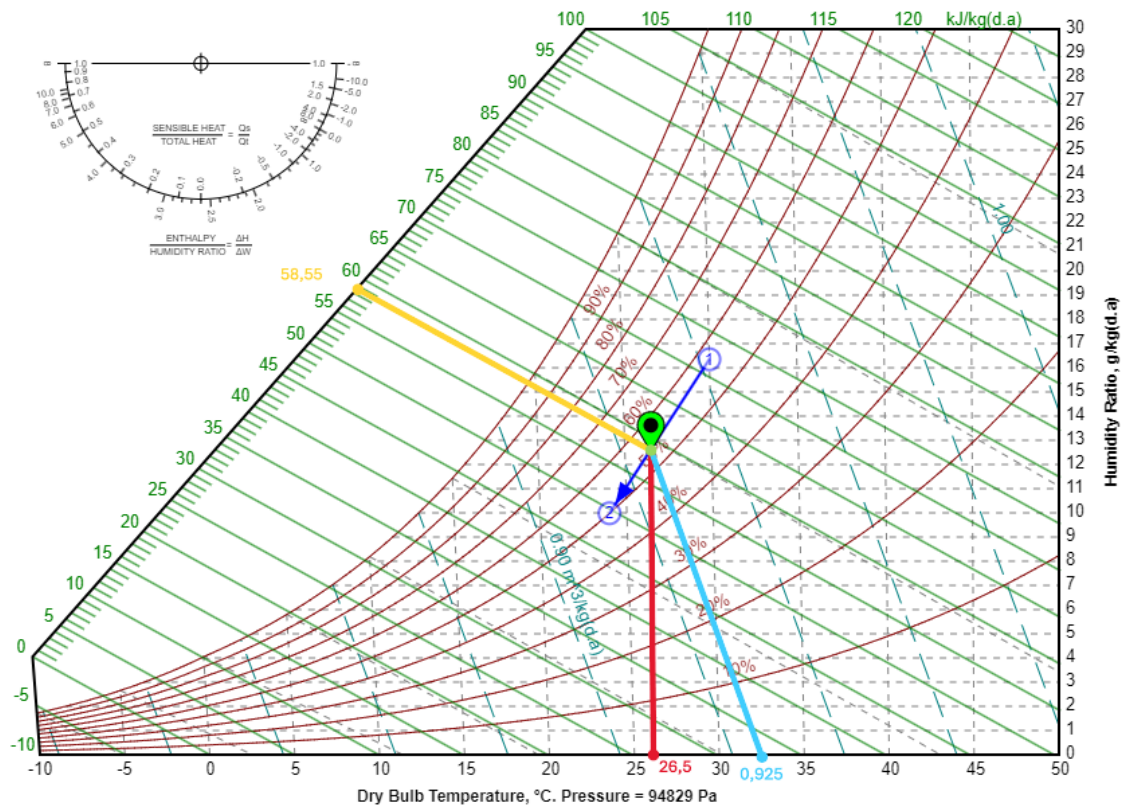
$$\dot{m}_2 = \frac{V_{TOTAL}}{3.600} \cdot \frac{1}{V_{E2}} = \frac{3.228,25}{3.600} \cdot \frac{1}{0,914} = 0,9811 \frac{kg}{s}$$

Então, a entalpia da mistura é:

$$h_3 = \frac{0,9519 \cdot 71,958 + 0,9811 \cdot 45,543}{(0,9519 + 0,9811)} = 58,55 \frac{kJ}{kg}$$

Com a entalpia 3, é possível determinar a temperatura e umidade do ar já misturado de acordo com a Figura 5.

Figura 5 – Temperatura, umidade e volume específico da mistura

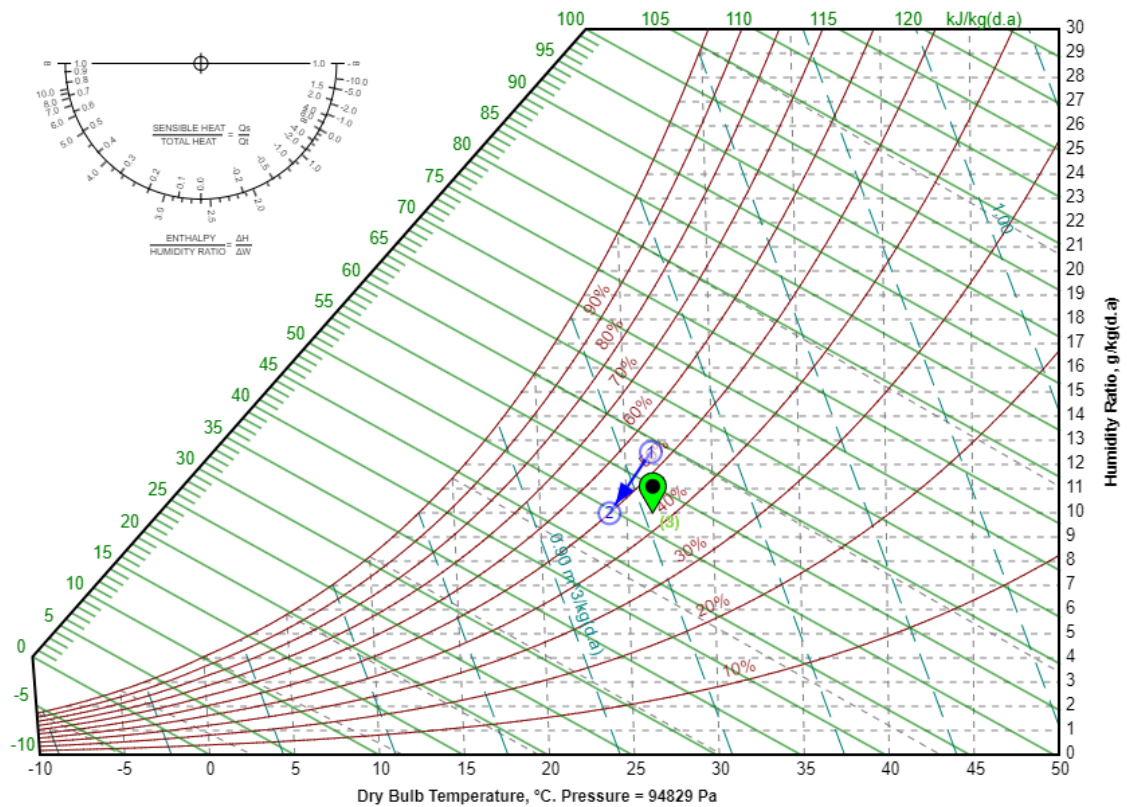


Fonte: O autor (2024).

A temperatura da mistura é de 26,5°C, a umidade relativa é de 53,79% e o volume específico é 0,925 m³/kg.

Destarte, para calcular a nova parcela de carga térmica proveniente da renovação e infiltração, iremos considerar a redução de temperatura e umidade da corrente de mistura até os parâmetros de conforto térmico, gerando um novo gráfico psicrométrico, conforme apontado na Figura 6.

Figura 6 – Gráficos psicrométricos pós recuperação de calor



Fonte: O autor (2024).

Desta forma, com a análise da nova configuração gráfica da carta, é possível obter os novos valores de entalpia:

$$h_1' = 58,550 \frac{kJ}{kg}$$

$$h_{x_2} = 53,103 \frac{kJ}{kg}$$

$$h_2' = 43,543 \frac{kJ}{kg}$$

$$V_{EM} = 0,925 \frac{m^3}{kg}$$

Para o sistema sem recuperação de calor, a vazão mássica adotada foi a do ar de renovação (externo). Para o sistema com recuperador de calor, será adotada a vazão mássica da mistura (vazão de ar que entra para trocar calor com o evaporador, assim como no primeiro sistema).

$$\dot{m}_M = V_{TOTAL} \cdot \frac{1}{V_{EM}} = 3.228,25 \cdot \frac{1}{0,925} = 0,9694 \frac{kg}{s}$$

$$Q_{RENSENS}' = \dot{m}_M \cdot (h_{x_2} - h_{x_2}') = 0,9694 \cdot (53,103 - 43,543) = 9,268 \text{ kW}$$

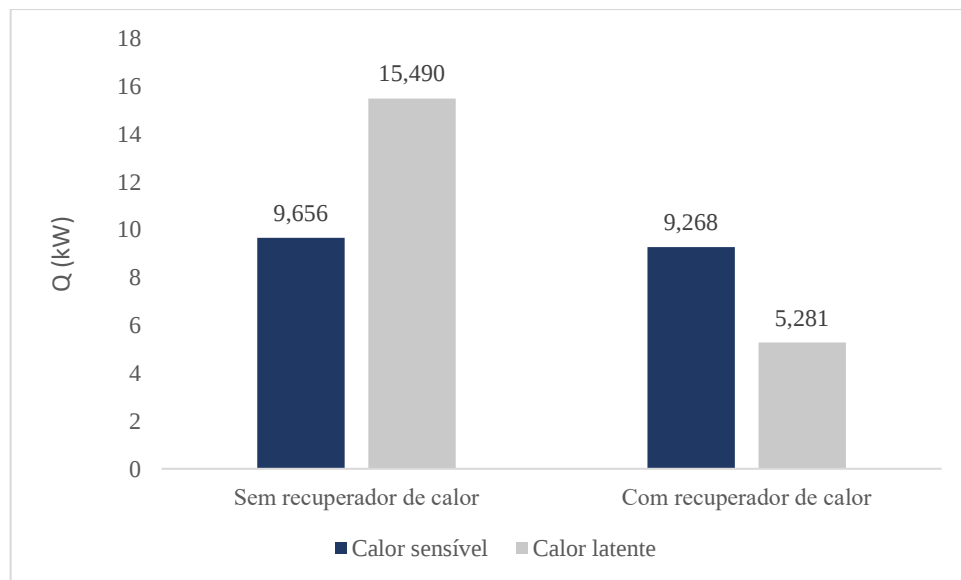
$$Q_{REN_{LAT}}' = \dot{m}_M \cdot (h_1' - h_{x_2}) = 1,675 \cdot (58,550 - 53,103) = 5,281 \text{ kW}$$

$$Q_{RENTOTAL}' = Q_{RENSENS} + Q_{REN_{LAT}} = 9,268 + 5,281 = 14,548 \text{ kW}$$

3.3 COMPARAÇÃO ENTRE AS CARGAS DE RENOVAÇÃO ANTES E DEPOIS DO RECUPERADOR DE CALOR

A redução na carga sensível e latente proveniente da corrente de renovação e infiltração pode ser vista no Gráfico 3:

Gráfico 3 – Comparação entre as cargas térmicas de renovação antes e depois do recuperador de calor



Fonte: O autor (2024).

3.4 INFLUÊNCIA NA CARGA TÉRMICA TOTAL DO SISTEMA

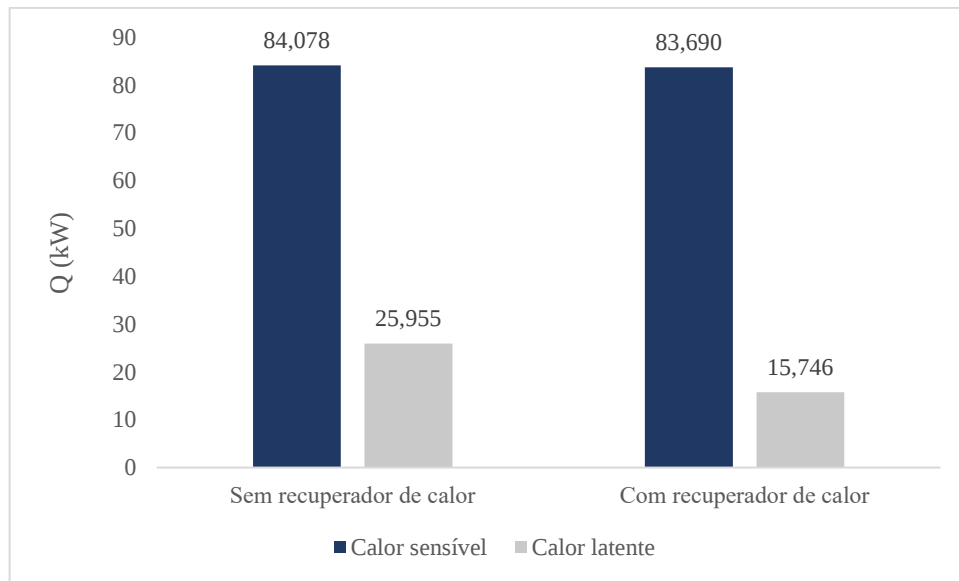
A nova demanda térmica total do sistema pode ser calculada por:

$$Q_{TOTAL}' = Q_{TOTAL} + Q_{RENTOTAL}' + Q_{OCUP} + Q_{ILUM} + Q_{SOM}$$

$$Q_{TOTAL}' = 53,733 + 14,548 + 30,698 + 0 + 0,456 = 99,435 \text{ kW}$$

Separando a carga térmica total pós recuperação de calor em carga sensível e carga latente, nós temos:

Gráfico 4 – Comparação das cargas sensível e latente antes e depois do recuperador de calor



Fonte: O autor (2024).

3.5 SELEÇÃO DOS EQUIPAMENTOS DE REFRIGERAÇÃO

3.5.1 Equação para determinação da vazão de ar do evaporador

Para selecionar o aparelho adequado ao sistema, é preciso estimar a vazão de ar necessária que a unidade evaporadora atenda a capacidade de resfriamento das condições pré e pós resfriamento. Manipulando a equação do calor sensível, é possível chegar na equação da vazão volumétrica de ar:

$$\dot{m}_e = \frac{Q_{sen}}{c_{ee} \cdot (t_1 - t_2)} \quad (I)$$

É possível determinar a vazão volumétrica de acordo com a vazão mássica e a densidade do ar:

$$V = \frac{\dot{m}_e}{\rho_{ee}} \quad (\text{II})$$

Substituindo (I) em (II):

$$V = \frac{\left(\frac{Q_{sen}}{c_{ee} \cdot (t_1 - t_2)} \right)}{\rho_{ee}} \quad (\text{III})$$

Onde:

V = vazão volumétrica de ar do evaporador (m^3/h);

Q_{sen} = Parcela refere a carga sensível (kcal/h);

c_{pe} = calor específico do ar ($\text{kcal/kg} \cdot ^\circ\text{C}$);

t_1 = temperatura do ambiente já condicionado ($^\circ\text{C}$);

t_2 = temperatura de insuflamento ($^\circ\text{C}$);

ρ_{ee} = densidade do ar (kg/m^3).

3.5.2 Determinação da temperatura de insuflamento

A temperatura de insuflamento é a temperatura que o ar precisa sair do evaporador e pode ser estimada utilizando a carta psicrométrica. Uma prática comum na área é atribuir a umidade relativa da corrente de insuflamento como 90%, traçando, então, uma reta (linha de refrigeração) com angulação determinada pelo fator sensível até a linha de umidade relativa correspondente aos 90%. Podemos projetar a temperatura de insuflamento (Figura 7):

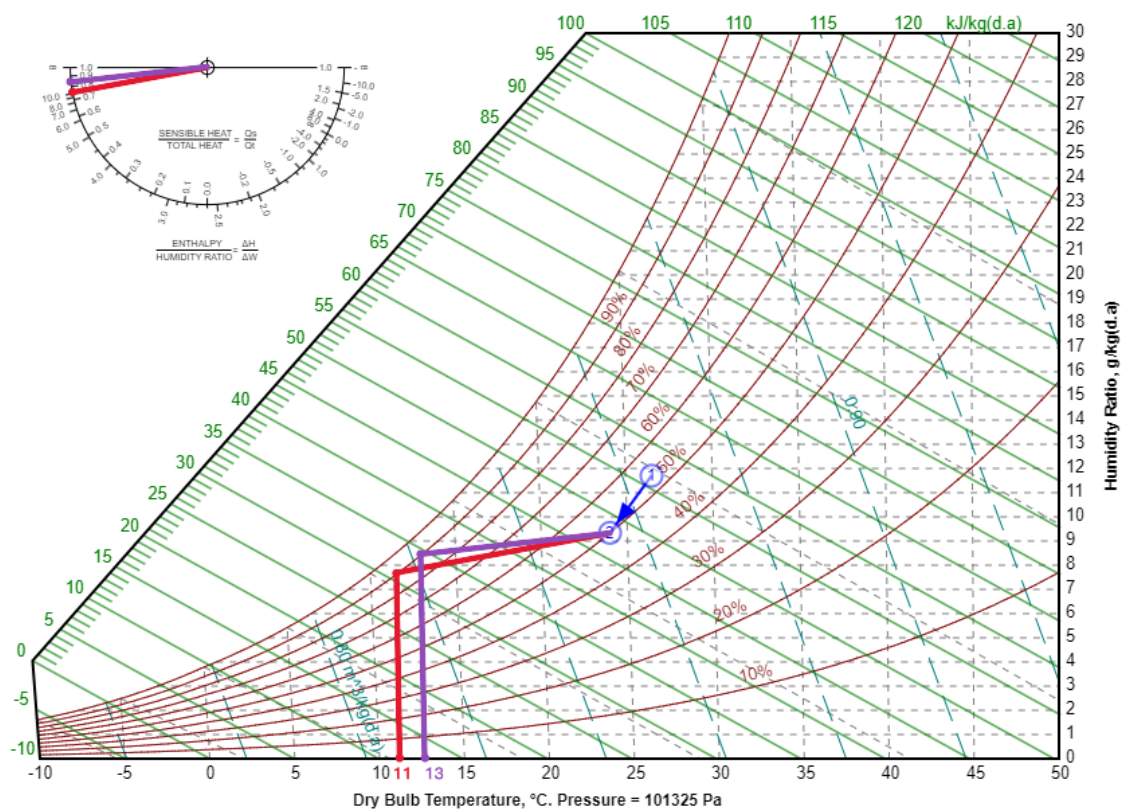
$$f_s = \frac{Q_{sen}}{Q_{TOTAL}}$$

A Tabela 11 fornece os dados resumidos de temperatura de entrada e insuflamento para ambos os sistemas.

Tabela 11 – temperaturas de entrada, insuflamento e fator sensível

	Sem recuperador	Com recuperador
fs	0,764	0,842
T_e [°C]	30	26,5
T_{ins} [°C]	11	13

Fonte: O autor (2024).

Figura 7 – Temperatura de insuflamento com e sem recuperação de calor

Fonte: O autor (2024).

As temperaturas de insuflamento aproximadas são: 11°C (t_{ins}) para o sistema sem recuperador de calor e 13°C (t_{ins}') para o sistema com recuperador de calor.

3.5.3 Vazão de insuflamento – sem recuperador de calor

Ajustando as variáveis para se adequar ao sistema:

$$V_e = \frac{\left(\frac{Q_{sen}}{c_{ee} \cdot (t_{ee} - t_{ins})} \right)}{\left(\frac{1}{v_{E_1}} \right)} = \frac{\left(\frac{72.306,69}{0,239 \cdot (24 - 11)} \right)}{\left(\frac{1}{0,942} \right)} = 21.922,40 \frac{m^3}{h}$$

3.5.4 Vazão de insuflamento – com recuperador de calor

$$V'_{e_{tot}} = \frac{\left(\frac{Q_{sen'}}{c_{ee'} \cdot (t_{ee'} - t_{ins'})} \right)}{\left(\frac{1}{v_{EM}} \right)} = \frac{\left(\frac{71.973,24}{0,239 \cdot (24 - 13)} \right)}{\left(\frac{1}{0,925} \right)} = 25.323,41 \frac{m^3}{h}$$

A vazão de insuflamento necessária para o segundo sistema é maior; no entanto, parte dessa vazão é suprida pelo retorno da exaustão. Por isso, a vazão utilizada para o dimensionamento será a diferença da estimada com a vazão de retorno (V_{tot}).

$$V'_e = V'_{e_{tot}} - V_{tot} = 25.323,41 - 3.228,25 = 22.095,16 \frac{m^3}{h}$$

3.5.5 Seleção do sistema

Para a seleção do equipamento adequado a cada caso, é necessário atenção aos parâmetros de funcionamento do sistema, como a temperatura de bulbo seco na entrada do evaporador, a temperatura de bulbo úmido em mesma circunstância, a carga térmica total do sistema, a parcela sensível desta carga térmica e a vazão de ar do equipamento.

Os equipamentos selecionados foram da marca TRANE, devido à ampla gama de produtos e possibilidades de modulação, além de a marca possibilitar a compra da caixa de mistura para recuperação de calor.

A parametrização da seleção dos equipamentos com e sem recuperação de calor estão descritas nas Tabelas 12 e 13.

Tabela 12 – Seleção do equipamento para o sistema sem recuperação de calor

PARÂMETROS	PROJETO	CATÁLOGO
CT [Mkcal/h]	127,97	168,9

CS [Mkcal/h]	97,78	98,4
V [m³/h]	21.922,40	25.000,00
Consumo [kW]	51,3	
Solution Plus 500: DX500 c TRAE 250 + TRAE 250		
Fonte: O autor (2024).		

Tabela 13 – Seleção do equipamento para o sistema com recuperação de calor

PROPRIEDADES	PROJETO	CATÁLOGO
CT [Mkcal/h]	115,64	129,8
CS [Mkcal/h]	97,33	96,7
V [m³/h]	22.095,16	27.200,00
Consumo [kW]	39,8	
Solution Plus 400: DX400 c/ TRAE 200 + TRAE 200		
Fonte: O autor (2024).		

3.6 INSTALAÇÃO DO SISTEMA

Os equipamentos selecionados para o sistema sem recuperação de calor foi o Solution Plus 500: DX500 c/ TRAE 250 + TRAE 250, que combina duas unidades condensadoras com potência de 25 TR cada, descarga vertical e ventilação forçada por ventilador do tipo axial.

Para o sistema com recuperador de calor, a escolha foi do modelo Solution Plus 400: DX400 c/ TRAE 200 + TRAE 200, que combina duas unidades condensadoras de 20 TR cada, descarga vertical e ventilação forçada por ventilador do tipo axial.

Figura 8 – Módulo condensador de 20 a 25 TR da marca TRANE



TRAE 20 a 25 TR
Descarga Vertical

Fonte: Catálogo de produtos Trane (2015).

A unidade evaporadora é composta pelos módulos serpentina e ventilador que, em conjunto, resfriam e distribuem o ar de insuflamento. Posicionados no interior do ambiente, em proteção da incidência solar, este módulo é instalado no interior da sala de máquinas, onde capta o ar interno e o refrigera para o primeiro sistema e, no segundo, é misturado.

Figura 9 – Propriedades dos módulos serpentina e ventilador dos modelos selecionados

		Modelos										
		250		300		350		400		500		
	Unid.	DX	DL	DX	DL	DX	DL	DX	DL	DX	DL	
Capacidade Nominal	TR	25		30		35		40		50		
Módulo Serpentina												
Comprimento	mm	2400	2400	2770	2770	2770	2770	2770	2770	2770	2770	
Profundidade	mm	930	930	930	930	930	930	930	1050	930	1050	
Altura	mm	1100	1100	1100	1100	1300	1300	1500	1500	1680	1680	
Diâmetro Tubo de Cobre	pol.	1/2"		1/2"		1/2"		1/2"		1/2"		
Rows		4		4		4		4		4		
FPF (Aletas por pe)		144		144		144		144		144		
Número de circuitos		2		2		2		2		2		
Área de face aletada	m²	1,91		2,34		2,81		3,28		3,75		
Módulo Ventilador												
Comprimento	mm	2400	2400	2770	2770	2770	2770	2770	2770	2770	2770	
Profundidade	mm	930	930	930	930	930	930	930	1050	930	1050	
Altura	mm	1170	1420	1170	1570	1370	1570	1370	1670	1370	1670	
Qtde. Ventiladores		2	2	3	2	3	2	3	2	3	2	
Motor mínimo	CV	3	7,5	3	7,5	5	15	5	15	7,5	15	
Motor máximo	CV	10	25	10	25	15	25	15	40	20	40	
Vazão de Ar - Min.	m³/h	12000		15000		17500		20000		25000		
Vazão de Ar - Max.	m³/h	21000		25000		31000		35000		40000		
Filtros												
Dimensão	mm	572X477			531X477		531X577		531X677		531X767	
Quantidade		08			10		10		10		10	

Fonte: Catálogo de produtos Trane (2015).

Para o segundo sistema, o diferencial é o módulo caixa de mistura, posicionado anteriormente ao módulo serpentina mais ventilador.

3.7 DIMENSIONAMENTO DOS DUTOS

Após condicionado, o ar será direcionado para o ambiente interno do templo por meio de tubulações devidamente isoladas, buscando minimizar as perdas de temperatura durante este transporte. O ambiente de projeto não necessita de um controle de pressão rigoroso; portanto, o método de dimensionamento das tubulações será realizado com base nas velocidades recomendadas pela NBR 16401-2, desconsiderando a perda de pressão nas saídas de insuflamento. O material dos dutos será aço galvanizado devidamente isolados termicamente.

3.7.1 Seleção dos ventiladores (exaustores e insufladores)

O sistema conta com um total de 12 ventiladores, sendo seis deles da marca Ventisol, modelo In-line 200MM 155W, fornecendo uma vazão de 1080 m³/h cada, dos quais três estão responsáveis pela exaustão do ambiente e três estão responsáveis pelo insuflamento de ar externo. Os seis restantes estão localizados na caixa de mistura, dos quais três são responsáveis

por remover o ar condicionado que trocou calor com a corrente de renovação e os outros três são responsáveis por insuflar a corrente de renovação (mistura) para dentro da casa de máquinas.

Cada ventilador axial deste modelo apresenta um consumo de 155W.

3.7.2 Velocidade do ar no ambiente

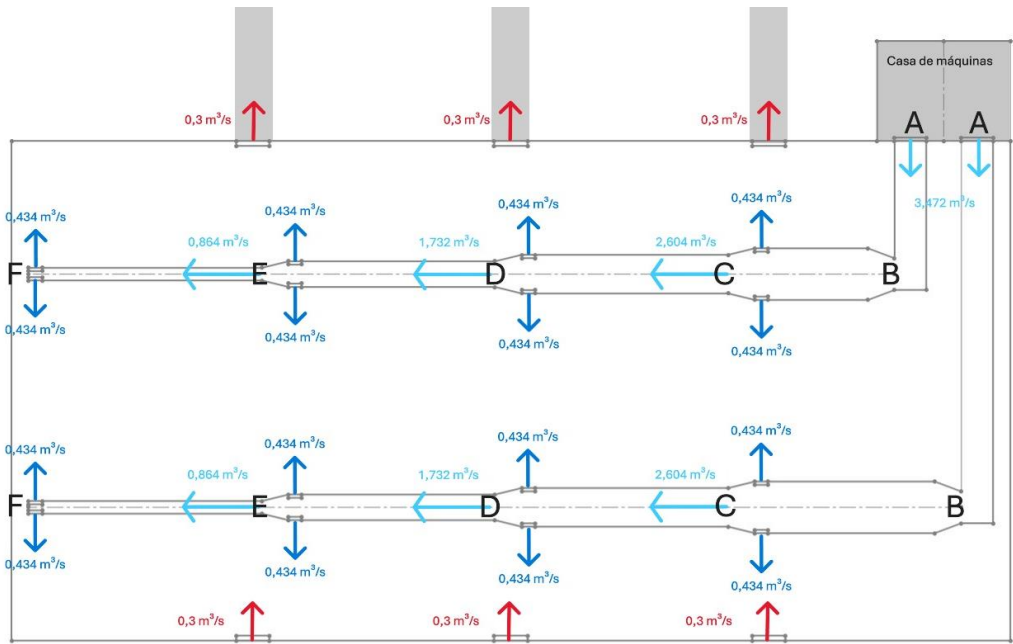
A velocidade do ar recomendada para os dutos de ar estão descritas na Tabela 14.

Tabela 14 – Velocidades recomendadas para dutos de ar em m/s

Local	Escolas, teatros e edifícios públicos
Tomada de ar exterior	2,5
Dutos principais	5,0 a 6,5
Ramais horizontais	3,0 a 4,5
Ramais verticais	3,0 a 3,5

Fonte: Adaptado de Silva (2003).

Figura 10 – Esquema de instalação dos dutos de ar condicionado para o sistema sem recuperador de calor



Fonte: O autor (2024).

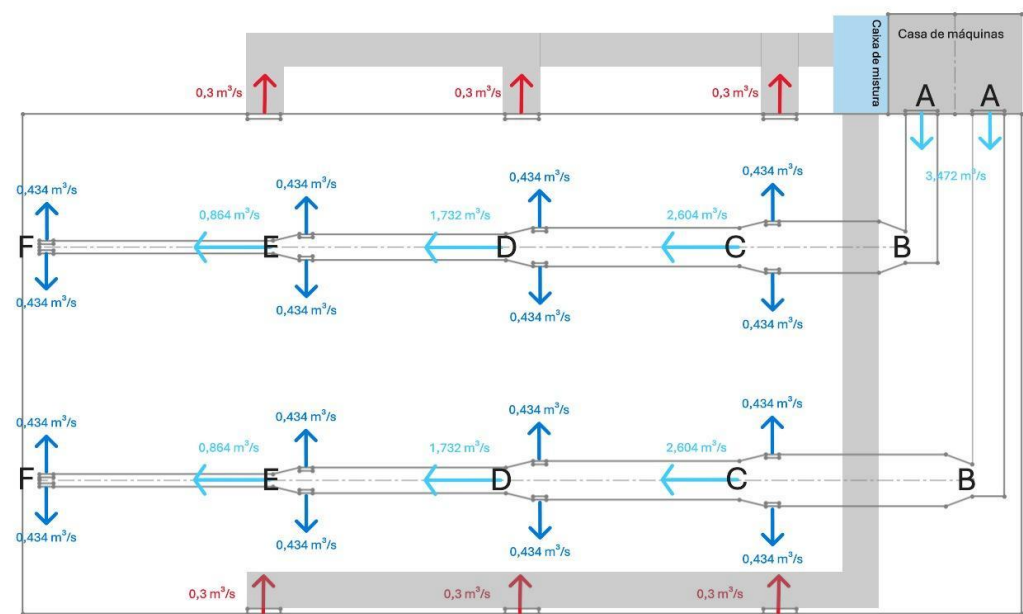
Tabela 15 – Cálculo das áreas e velocidades para cada seção dos dutos do sistema sem recuperador de calor

Trecho	Vazão [m³/s]	Velocidade [m/s]	Área [m²]	H [m]	L [m]
AB	3,472	6,5	0,534	0,56	0,95
BC	3,472	4,0	0,868	0,56	1,55
CD	2,604	4,0	0,651	0,56	1,16
DE	1,732	4,0	0,433	0,56	0,77
EF	0,864	4,0	0,216	0,56	0,39

Fonte: O autor (2024).

A nova instalação conta com a caixa de mistura para receber a corrente de exaustão (fria) e a corrente de insuflamento (quente). Os dutos que carregam a vazão de exaustão ficam localizados na parede, enquanto a tubulação que traz a corrente de renovação percorre por dentro da laje, até que se encontrem na caixa de mistura.

Figura 11 – Acréscimo da caixa de mistura e da nova tubulação para o sistema com recuperação de calor



Fonte: O autor (2024).

Tabela 16 - Cálculo das áreas e velocidades para cada seção dos dutos do sistema com recuperador de calor

Trecho	Vazão [m³/s]	Velocidade [m/s]	Área [m²]	H [m]	L [m]
AB	3,472	6,5	0,534	0,56	0,95
BC	3,472	4,0	0,868	0,56	1,55
CD	2,604	4,0	0,651	0,56	1,16
DE	1,732	4,0	0,433	0,56	0,77
EF	0,864	4,0	0,216	0,56	0,39
R1-R2	0,300	4,0	0,075	0,19	0,4
R2-R3	0,600	4,0	0,15	0,38	0,4
R3-CM	0,900	4,0	0,225	0,56	0,4
R3'-CM	0,900	4,0	0,225	0,56	0,4

Fonte: O autor (2024).

3.8 CUSTOS ESTIMADOS PARA OS DUTOS

Os custos para a instalação dos dutos podem ser estimados de acordo com alguns fatores desenvolvidos empiricamente, baseados na quantidade total de chapas e materiais utilizados. Para o chapa de aço galvanizado, os parâmetros são:

Tabela 17 – Custos estimados (parâmetros)

Custos estimados		
Mão de obra	11,00	[R\$/kg]
Dutos	6,00	[R\$/kg]
Montagem	1,20	[R\$/kg]

Fonte: O autor (2024).

A massa total de chapa utilizada segue na Tabela 18.

Tabela 18 – Massa total de chapas de aço galvanizado utilizadas

Trecho	H [m]	L [m]	l_{aprox} [m]	Bitola	ρ_L [kg/m ²]	A_{chapa} [m ²]	m_{chapa} [kg]
AB	0,56	0,95	15,96	24,00	5,20	48,32	251,28
BC	0,56	1,55	12,00	20,00	7,20	50,64	364,61
CD	0,56	1,16	14,00	22,00	6,40	48,23	308,67
DE	0,56	0,77	14,00	22,00	6,40	37,33	238,91
EF	0,56	0,39	14,00	24,00	5,20	26,48	137,70
R1-R2	0,19	0,40	15,30	24,00	5,20	17,98	93,48
R2-R3	0,38	0,40	15,30	24,00	5,20	23,72	123,32
R3-CM	0,56	0,40	1,80	24,00	5,20	3,47	18,02
R3'-CM	0,56	0,40	17,00	24,00	5,20	32,73	170,17
TOTAL							1.706,16

Fonte: O autor (2024).

Os trechos iniciados por R ou CM são característicos do sistema com recuperação de calor, responsáveis por captar e direcionar o ar de renovação e exaustão para a caixa de mistura conforme mostra a Figura 11. O custo estimado para ambos os sistemas é de:

Tabela 19 – Custo total estimado para o sistema sem recuperação de calor

Mão de obra	R\$ 14.312,90
Dutos	R\$ 7.807,03
Montagem	R\$ 1.561,41
TOTAL	R\$ 23.681,34

Fonte: O autor (2024).

Tabela 20 – Custo total estimado para o sistema com recuperação de calor

Mão de obra	R\$ 18.767,78
Dutos	R\$ 10.236,97
Montagem	R\$ 2.047,39

TOTAL	R\$ 31.052,14
Fonte: O autor (2024).	

Portanto, a diferença de custo com tubulação entre os sistemas é de R\$7.370,80.

3.9 CONSUMO DE ENERGIA ELÉTRICA DO SISTEMA

Por fim, o consumo de energia elétrica depende dos componentes instalados em ambos os sistemas e de suas condições de operação. O funcionamento deste sistema refere-se à 4 horas por dia, no período da manhã e da noite, horários em que ocorre a celebração religiosa.

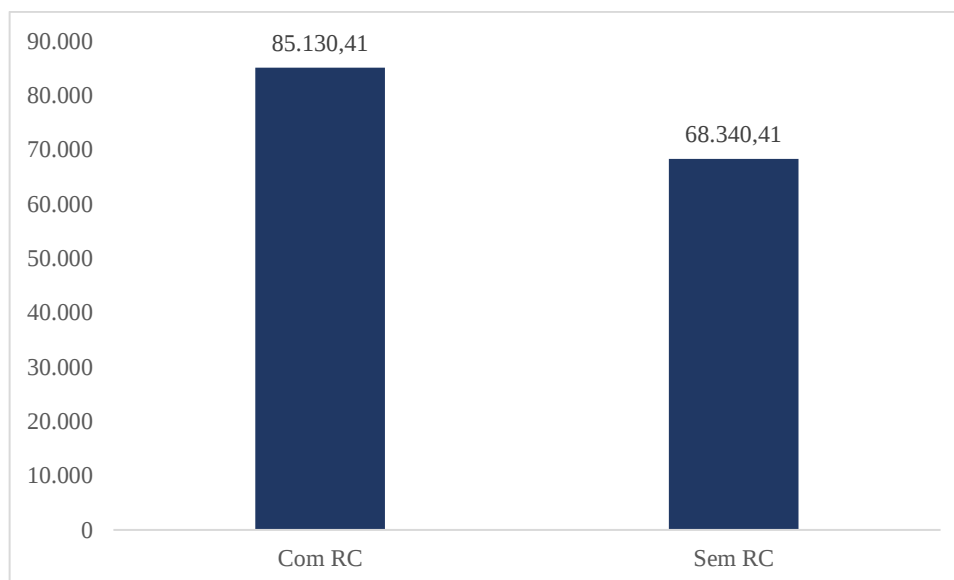
Os cálculos de consumo do sistema estão expostos na Figura 12.

Figura 12 – Cálculos do consumo de energia para ambos os sistemas

					Bandeira vermelha - Paraná		C [RS/kW]
							R\$ 0,103624
SEMRC	Equipamentos	qtd [unid]	Pot [kW]	T _{func} [h/dia]	Cons [kW/dia]	Cons [kW/ano]	C _{equip} [R\$]
	DX500 c/ TRAE 250 + TRAE 250	1	51,30	4	205,20	74.898,00	R\$ 7.761,23
	Ventilador evaporador aprox. 7 cv	1	5,15	4	20,59	7.516,81	R\$ 778,92
	Ventisol In-line 200mm 155W	12	0,155	4	7,44	2.715,60	R\$ 281,40
	TOTAL					85.130,41	R\$ 8.821,55
COMRC	Equipamentos	qtd [unid]	Pot [kW]	T _{func} [h/dia]	Cons [kW/dia]	Cons [kW/ano]	C _{equip} [R\$]
	DX400 c/ TRAE 200 + TRAE 200	1	39,80	4	159,20	58.108,00	R\$ 6.021,38
	Ventilador evaporador aprox. 7 cv	1	5,15	4	20,59	7.516,81	R\$ 778,92
	Ventisol In-line 200mm 155W	12	0,155	4	7,44	2.715,60	R\$ 281,40
	TOTAL					68.340,41	R\$ 7.081,71
						[kW/ano]	[RS/ano]
ECONOMIA						16.790,00	R\$ 1.739,85

Fonte: O autor (2024).

Gráfico 5 – Comparação do consumo de energia entre os dois sistemas durante um ano em kW



Fonte: O autor (2024).

4 CONCLUSÃO

O sistema de refrigeração convencional, sem a utilização do recuperador de calor, apresenta consumo de energia maior devido à corrente de renovação insuflada no ambiente apresentar maior temperatura e umidade, elevando a demanda de remoção das cargas térmicas sensível e latente do conjunto, enquanto o sistema que utiliza a recuperação de calor apresenta menor temperatura e umidade justamente pela mistura com o ar de exaustão condicionado que seria removido do ambiente. A economia de energia anual foi de 16.790 kW, equivalente a R\$1.739,85 durante a categoria tarifária de bandeira vermelha para o estado do Paraná. No entanto, a implementação desta seção apresenta um custo adicional de projeto de R\$7.370,80, investimento recuperado em aproximadamente 4,24 anos. Não foram encontrados os valores dos equipamentos de refrigeração; portanto, a escolha do sistema a ser utilizado pode ser vantajoso a depender do valor de cada maquinário.

Sugerimos, para uma possível continuação, a simulação do processo de refrigeração, em que com software especializado, será possível incluir todas as variáveis desconsideradas nos cálculos teóricos, como a perda de carga nos dutos, nas grelhas de insuflamento, a energia que acaba por ser absorvida pelo ambiente devido a incapacidade de saída deste, a cor das paredes, dentre outros, para que dessa forma seja possível reavaliar o dimensionamento dos equipamentos, seu consumo de energia e consequentemente a economia gerada pelo sistema.

REFERÊNCIAS

- AIRTECNICS. **Heat recovery: Overview**. Disponível em: <https://www.airtechnics.com/technology/heat-recovery-overview>. Acesso em: 03 dez. 2024.
- ASHRAE. **ASHRAE Handbook: Fundamentals**. Atlanta, 1997.
- ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS - ABNT. **NBR 16401-3: Instalações de ar condicionado — Sistemas centrais e unitários. Parte 3: Qualidade do ar interior**. Rio de Janeiro, 2008.
- ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS – ABNT. **NBR 17037: Qualidade do ar interior em ambientes não residenciais climatizados artificialmente - padrões referenciais**. Rio de Janeiro, 2023.
- ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS – ABNT. **NBR 5413: Iluminância de interiores**. Rio de Janeiro, 1992.
- ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS – ABNT. **NBR 6401: Instalações centrais de ar-condicionado para conforto - Parâmetros básicos de projeto**. Rio de Janeiro, 1980.
- ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS – ABNT. **NBR 9077: Saídas de emergência em edifícios**. Rio de Janeiro, 2001.
- 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.
- BRASIL. Ministério do Trabalho e Emprego. **Normas Regulamentadoras: NR 17 - Ergonomia**. Atualizada em 2022. Disponível em: <https://www.gov.br/trabalho-e-emprego/pt-br/aceso-a-informacao/participacao-social/conselhos-e-orgaos-colegiados/comissao-tripartite-partitaria-permanente/arquivos/normas-regulamentadoras/nr-17-atualizada-2022.pdf>. Acesso em: 03 dez. 2024.
- CLEZAR, Carlos A.; NOGUEIRA, Antonio Carlos R. **Ventilação Industrial**. 2. ed. Florianópolis: Editora da UFSC, 2009.
- CLIMATEMPO. **Climatologia de Maringá - PR**. 2024. Disponível em: <https://www.climatempo.com.br/climatologia/278/maringa-pr>. Acesso em: 3 dez. 2024.
- EPE. **Uso de Ar Condicionado no Setor Residencial Brasileiro: Perspectivas e contribuições para o avanço em eficiência energética**. Nota Técnica EPE 030/2018.
- Brasília: Ministério de Minas e Energia, 2018. Disponível em: https://www.epe.gov.br/sites-pt/publicacoes-dados-abertos/publicacoes/PublicacoesArquivos/publicacao-341/NT%20EPE%20030_2018_18Dez2018.pdf. Acesso em: 3 dez. 2024.

FANGER, P. O. Introduction of the olf and the decipol units to quantify air pollution perceived by humans indoors and outdoors. **Energy and Buildings**, v. 12, p. 1-6, 1988. Lyngby, Denmark.

FREITAS, Cláudia Virgínia M. de; SILVA, Maria Lúcia Pereira da. Mudanças do clima: análise das conferências que trataram do mercado de carbono e seus principais resultados. **Brazilian Journal of Development**, v. 6, n. 4, p. 75332-75342, 2020.

INCROPERA, Frank P.; DEWITT, David P. **Fundamentos de transferência de calor e massa**. 6. ed. Tradução e revisão técnica de Eduardo Mach Queiroz e Fernando Luiz Pellegrini Pessoa. Rio de Janeiro: LTC - Livros Técnicos e Científicos Editora S.A., 2008.

INSTITUTO NACIONAL DE METEOROLOGIA – INMET. **Dados históricos anuais**. 2024. Disponível em: <https://portal.inmet.gov.br/uploads/dadoshistoricos/2024.zip>. Acesso em: 3 dez. 2024.

KEPHART, J.L., SÁNCHEZ, B.N., MOORE, J. et al. **City-level impact of extreme temperatures and mortality in Latin America**. Nat Med 28, 1700–1705 (2022).

MARQUES, Luiz. O Antropoceno como aceleração do aquecimento global. LIINC - **Revista Latino-Americana de Informação em Ciência e Tecnologia**, Rio de Janeiro, v. 18, n. 1, e5968, maio 2022. Disponível em: <https://revista.ibict.br/liinc/article/view/5968/5583>. Acesso em: 03 dez. 2024.

PHILIPS. **LuxSpace square embutir**. 2023. Disponível em: https://www.lighting.philips.com.br/api/assets/v1/file/Signify/content/910505100950_EU.pt_BR.PROF.FP/Localized_commercial_leaflet_910505100950_pt_BR.pdf. Acesso em: 3 dez. 2024.

TRANE. **Solution Plus Split System - Parede Dupla - 5 a 50 TR**. Catálogo técnico, 2015.

VENTISOL. **Exaustor em linha EXL 200mm**. Catálogo técnico. Disponível em: https://drive.google.com/drive/folders/1hbizL_NgJ4BqkBNEZcn-PNDVVBL7vOfY. Acesso em: 3 dez. 2024.