

Análise Exergética para Avaliação de Ambientes Climatizados

Palavras-Chave: termodinâmica, conforto térmico, exergia

Autores/as: Débora Silva Molliet [FEM - UNICAMP]

Prof. Dr. Carlos Eduardo Keutenedjian Mady (orientador/a) [FEI]

1. Introdução

As edificações consomem grande parcela da produção mundial de energia [1], sendo a maior parte desta destinada a alimentar sistemas de climatização artificial que, no Brasil, são principalmente aparelhos de ar-condicionado. Para avaliar o impacto da temperatura de operação de sistemas de climatização artificial no consumo energético, Hoyt [2] realizou simulações computacionais e concluiu que apenas mudando a temperatura de operação de 24 °C para 25 °C os gastos energéticos reduziram de 7 a 15%, e aumentando para 28 °C, houve redução de gastos de 35 a 45%.

Tendo isso em vista, é notável a importância de dimensionar tais equipamentos para que o gasto de energia seja o menor possível. Uma ferramenta muito útil para a otimização de sistemas de climatização é a análise de conforto térmico. Prek [3] caracteriza o corpo humano como uma máquina térmica, que troca energia e massa com o meio externo para manutenção de processos vitais. Estes mecanismos de troca estão intrinsecamente ligados às sensações de conforto térmico. Em se tratando de um sistema aberto, a exergia é transferida como consequência das trocas de calor e massa.

Shukuya [4] e Simone et al. [5] indicam que conforto térmico pode ser associado a condições de mínima exergia destruída no corpo humano. Assim, para avaliar ambientes climatizados sob viés exergético, foram utilizados os dados de exergia fornecidos pelo modelo desenvolvido na pesquisa PIBIC anterior (2019/2020).

2. Metodologia

A Figura 1 mostra uma esquematização do modelo termodinâmico do corpo humano proposto por Mady et al. [6], com base no desenvolvido por Ferreira e Yanagihara [7]. O corpo foi dividido em dois volumes

de controle, VC1 e VC2, sendo este primeiro relativo à parte macroscópica do corpo (sistema térmico circulatório e respiratório) e o segundo referente à parte microscópica (metabolismo celular).

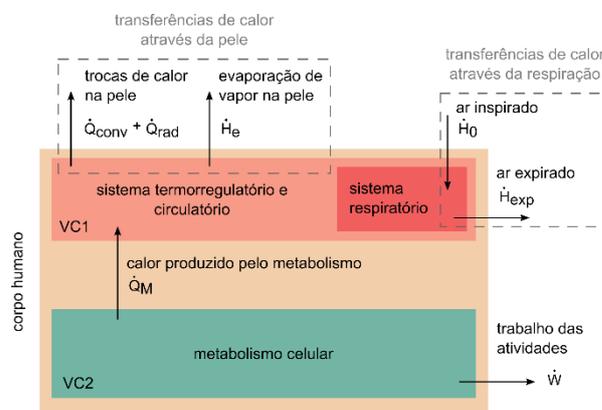


Figura 1: Representação esquemática do modelo termodinâmico do corpo humano. Adaptado de Mady et al. [6].

As interações entre VC1 e o ambiente ocorrem através de convecção do ar (\dot{Q}_{conv}), radiação (\dot{Q}_{rad}) e vaporização da água na superfície da pele (\dot{H}_e). Além disso, o sistema respiratório engloba taxas de entalpia entrando (\dot{H}_0) e saindo (\dot{H}_{resp}) do volume de controle. Com estas variáveis, foi feito um balanço de energia e um balanço de exergia para as interações do modelo com o ambiente, determinando os termos de exergia transferida para o ambiente (\dot{B}_{amb}) e exergia destruída (\dot{B}_d). O desenvolvimento das equações de cada troca térmica, assim como as constantes e dados utilizados nos cálculos estão detalhados no artigo publicado com os resultados da pesquisa PIBIC anterior por Molliet e Mady [8].

Para calcular a carga térmica associada ao ambiente, foi modelada uma sala com duas paredes expostas ao Sol e duas paredes voltadas para outros cômodos, como mostra a na Figura 2. Nas faces Sul e Leste, há uma janela em cada. As dimensões indicadas na Figura 2 tem os valores da Tabela 1.

Tabela 1: dados utilizados para as dimensões do ambiente modelado.

	Símbolo	Dimensão [m]
Altura das paredes	h	3
Comprimento das paredes Norte/Sul	a	4
Comprimento das paredes Leste/Oeste	b	4
Comprimento da janela Leste	$b_{j,L}$	1,5
Altura da janela Leste	$h_{j,L}$	1
Comprimento da janela Sul	$b_{j,S}$	1,5
Altura da janela Sul	$h_{j,S}$	1

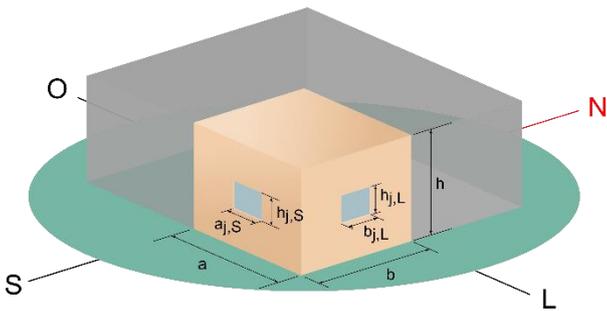


Figura 2: desenho esquemático do ambiente modelado e das variáveis de cada elemento.

A Sociedade Americana de Engenheiros de Ar-Condicionado, Aquecimento e Refrigeração (ASHRAE) propõe no Manual de Cálculo de Carga de Resfriamento e Aquecimento da ASHRAE [9] uma metodologia para cálculo de carga térmica de edificações. O método se baseia em valores tabelados e fatores de correção, obtidos através do método de Função de Transferência. A carga de resfriamento é calculada para cada hora do dia, que então são somadas para se obter a carga diária ou avaliadas sob o valor de pico. Considerou-se as trocas térmicas de radiação solar através do teto \dot{Q}_{teto} , das janelas $\dot{Q}_{vid,rad}$ e das paredes $\dot{Q}_{par,ext}$, as por condução através das janelas $\dot{Q}_{vid,cond}$, por condução pelas paredes internas do edifício $\dot{Q}_{par,int}$ e as cargas térmicas associadas à iluminação \dot{Q}_{luz} , equipamentos \dot{Q}_{equip} e ocupantes \dot{Q}_{ocup} , como na Figura 3.

Como proposto por Spitler et al. [10], a carga horária de resfriamento $\dot{Q}_{par,ext}$ para paredes externas (expostas ao Sol) e para o teto \dot{Q}_{teto} são obtidas por meio do coeficiente de troca térmica U , pela área da parede ou do teto A e pela diferença de temperatura de carga de resfriamento corrigida $CLTD_{corr}$, segundo a Equação 1 e a Equação 2, respectivamente.

$$\dot{Q}_{par,ext} = U_{par} A_{par} CLTD_{corr,par} \quad (1)$$

$$\dot{Q}_{teto} = U_{teto} A_{teto} CLTD_{corr,teto} \quad (2)$$

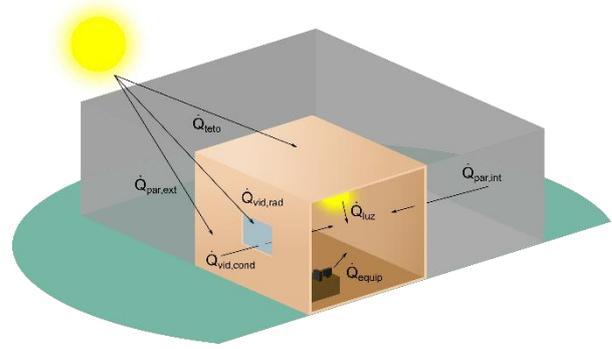


Figura 3: Desenho das trocas térmicas do ambiente modelado (bege) com o exterior e com os cômodos adjacentes (cinza).

A diferença de temperatura de carga de resfriamento corrigida de paredes $CLTD_{corr,par}$ e para tetos $CLTD_{corr,teto}$ (em °C) são dadas em função dos fatores de correção de cor K_{par} e K_{teto} , da temperatura interna do ambiente modelado T_R (°C) e da temperatura média externa de projeto T_m (°C), como mostra a Equação 3. Para que os ocupantes estejam em neutralidade térmica, a temperatura T_i deve ser a mais próxima possível da temperatura de conforto térmico [10]. Essa temperatura é obtida através da análise exérgica do modelo computacional do corpo humano proposto por Molliet e Mady [8].

$$CLTD_{corr} = (CLTD_{tab} + LM)K + (25,5 - T_i) + (TBS_h - 29,4) \quad (3)$$

Valores de $CLTD_{corr,par}$ são fornecidos para diversos tipos de parede ou teto. Os fatores de correção de latitude de paredes LM_{par} e teto LM_{teto} são tabelados para cada latitude e mês do ano.

O fator de ajuste de cor de parede K é definido pela cor da superfície da parede/teto e pelo tipo de zoneamento ao redor (rural ou urbano/industrial). O método utiliza um perfil diário teórico de temperaturas TBS_h . Para determinação desta função, utiliza-se a variação média de temperatura diária no mês mais quente do ano T_{md} , a temperatura de bulbo seco tabelada TBS_{tab} e uma curva de frações de T_{md} , dada pelos fatores f , que dá a forma do perfil de temperaturas, como mostra a Equação 4 [10].

$$TBS_h = TBS_{tab} - f T_{md} \quad (4)$$

Para calcular a carga térmica $\dot{Q}_{par,int}$ das paredes internas da edificação (divisas com outros ambientes, ou seja, não expostas ao Sol) utiliza-se o mesmo coeficiente de troca térmica U_{par} das paredes externas, segundo o tipo de material e acabamento, a área A_{par} da parede e a diferença entre as

temperaturas dos ambientes adjacentes T_{adj} e do ambiente modelado T_i , segundo a Equação 5 [10].

$$\dot{Q}_{par,int} = U_{par} A_{par} (T_{adj} - T_i) \quad (5)$$

No que diz respeito a janelas, portas e aberturas, o método de cálculo da carga de resfriamento é semelhante ao usado para telhados e paredes. Há tabelas de valores de $CLTD_{tab,vid}$ para diversas configurações padrão de janelas e aberturas, de acordo com o material, a espessura e a cor. A carga térmica horária de resfriamento em cada face da edificação devido a vidraçarias é dada pela soma da componente relativa à radiação solar $\dot{Q}_{vid,rad}$ e da relativa à condução, $\dot{Q}_{vid,cond}$, calculadas pela Equação 6 e pela Equação 7, respectivamente [10].

$$\dot{Q}_{vid,rad} = SHGF_{max} \cdot SC \cdot CLF \cdot A_{vid} \quad (6)$$

$$\dot{Q}_{vid,cond} = U_{vid} A_{vid} CLTD_{corr,vid} \quad (7)$$

Sendo A_{vid} a área total das janelas na face avaliada, U_{vid} o coeficiente de troca térmica de vidraçarias, SC o coeficiente de sombreamento da face, $SHGF$ o ganho de calor solar máximo (W/m^2) para a direção cardinal da normal da face e para o mês do ano e CLF o fator de carga térmica. Para o cálculo do $CLTD_{corr}$, usa-se $CLTD_{tab,vid}$, T_i , TBS_h e LM_{par} , como na Equação 8 [5].

$$CLTD_{corr} = (CLTD_{tab,vid} + LM)K + (25,5 - T_i) + (TBS_h - 29,4) \quad (8)$$

Definiu-se o ambiente térmico modelado como próximo à latitude e longitude da cidade de Campinas, adotando as coordenadas 24° Sul da linha do Equador e 45° Oeste do meridiano de Greenwich. Optou-se por simular o ambiente em Fevereiro, que, segundo Chvatal et al. [11], é o mês mais quente do ano em Campinas, ou seja, é quando a carga térmica de resfriamento é maior. Um sistema AVAC que satisfaça a esta demanda é capaz de manter o ambiente na temperatura desejada durante o restante do ano.

Foram avaliadas paredes compostas por tijolo e acabamento, inclusas no Grupo F, cujo coeficiente de troca térmica equivalente é $U_{par} = 2,38 W/(m^2 \cdot ^\circ C)$, e a massa específica é $\rho_{par} = 190 kg/m^3$. Para a latitude 24° S, o fator de correção de latitude para Fevereiro é $LM_{par,N} = 5,5$ para paredes com a face voltada para a direção Norte; $LM_{par,S} = -2,2$, para o Sul e $LM_{par,L/O} = -1,6$ para as paredes com faces voltadas ao Leste e Oeste. O teto é composto por uma camada de 50mm de concreto e uma de 25mm de isolante (Grupo 4), com coeficiente de troca térmica

$U_{teto} = 1,17 W/(m^2 \cdot ^\circ C)$, massa específica $\rho_{teto} = 142 kg/m^3$ e fator de correção de latitude $LM_{teto} = 0,5$.

Para as janelas, considerou-se uma camada única de vidro com esquadria de alumínio, com coeficiente de troca térmica $U_{vid} = 6,3 W/(m^2 \cdot ^\circ C)$. O ganho de calor solar máximo SHGC para a latitude adotada de 24°S em Fevereiro é de 713 W/m^2 , para as janelas voltadas para Leste e Oeste, 98 W/m^2 , para as voltadas para o Sul e 549 W/m^2 para as voltadas para o Norte.

Os equipamentos considerados foram duas lâmpadas do tipo fluorescente de 600 lux no ambiente, com potência instalada $\dot{Q}_{inst} = 36 W$ e fator $FB = 1,25$.

O manual da ASHRAE [5] propõe o cálculo da carga térmica de ocupantes \dot{Q}_{ocup} com base em valores tabelados, sem distinção de gênero e/ou vestimentas, de acordo com o tipo de atividade e a ocupação do local avaliado. Nesta pesquisa, usou-se os dados da análise exérgica dos modelos computacionais do corpo humano proposto por Molliet e Mady [8], de forma que a resposta dos mecanismos termorreguladores é levada em consideração e a interação corpo-ambiente é mais responsiva. Semelhante ao modelo de Fanger [12], foi considerado que um ocupante impõe ao ambiente cargas térmicas radiativa $\dot{Q}_{ocup,rad}$, convectiva $\dot{Q}_{ocup,conv}$, evaporativa $\dot{Q}_{ocup,evap}$ e respirativa $\dot{Q}_{ocup,resp}$, como mostra a Figura 4.

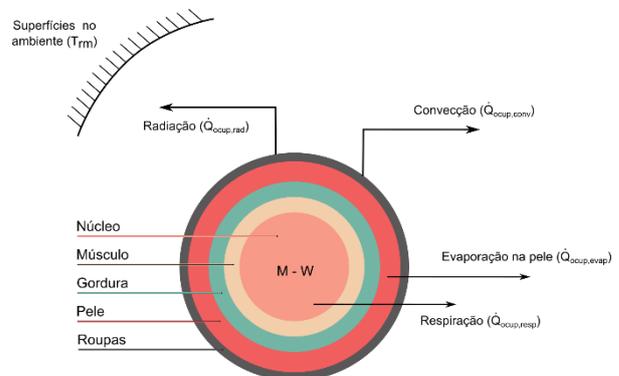


Figura 4: Representação esquemática das trocas térmicas entre o modelo do corpo humano e o ambiente. Baseado e adaptado de Fanger [12].

Para a ocupação do ambiente, foi considerada uma ocupação de 4 pessoas, sendo a mesma proporção de homens e mulheres. Foi assumido que dentre as mulheres, 50% estão em fase folicular e 50% em fase lútea do ciclo menstrual. Além disso, assumiu-se que os ocupantes permanecem no ambiente durante o horário comercial (das 8h da manhã até as 17h da tarde). Assumiu-se também que 80% dos homens estão vestidos com roupas típicas de escritório, e que 20% usa roupas mais leves.

3. Resultados e discussão

A Figura 5 mostra a carga térmica de resfriamento do ambiente modelado em função das horas do dia. A temperatura operativa de ar-condicionado foi definida como a temperatura de conforto para o modelo do homem vestido em terno completo [8] segundo os critérios de Fanger, e, conseqüentemente, as cargas térmicas associadas às interações corpo-ambiente obtidas na simulação computacional para esta temperatura.

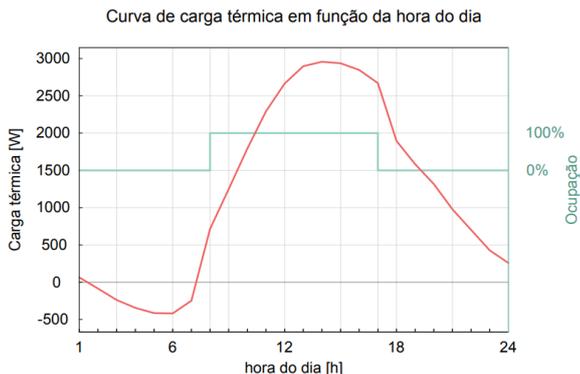


Figura 5: Gráfico da carga térmica de resfriamento do ambiente modelado em função das horas do dia, para a temperatura interna de ambiente de 23,5° C.

Nota-se na curva da Figura 5 que a carga térmica é negativa nos períodos da madrugada (entre 1h e 7h da manhã). Neste horário, além de não haver ocupantes no ambiente, as temperaturas externas e a carga de radiação solar são mais baixas. O pico de carga térmica ocorre às 14-15h, o que pode ser associado ao fenômeno de inércia térmica de edificações. O invólucro (paredes, vidraçaria e teto) tem uma condutância térmica associada, causando certa defasagem entre o pico de temperatura diária e o pico de carga térmica de refrigeração [13].

Há, por volta das 17h, uma queda mais acentuada na curva de carga térmica: este é o horário em que os ocupantes deixam o ambiente, e conseqüentemente, não há mais a carga térmica associada ao corpo humano. Evidencia-se assim a influência da presença de ocupantes na carga de refrigeração necessária para manutenção dos ambientes nas temperaturas operativas.

Com os dados de máxima carga térmica para uma faixa de temperaturas, foi possível construir a curva em vermelho da Figura 6. Nota-se que a tendência é de uma redução linear de carga térmica conforme a temperatura de operação do sistema de ar-condicionado aumenta. Uma vez que a carga térmica é diretamente proporcional ao consumo energético, sendo estes relacionados pelo coeficiente de performance do equipamento de ar-condicionado

[14], pode-se concluir que a demanda de energia elétrica diminui com o aumento da temperatura de operação.

Uma vez que a natureza dos dados é diferente, ou seja, a curva de consumo energético apresentada por Tribess et al. [15] é uma medida de energia, enquanto a curva de carga térmica calculada por meio da CLTD é uma medida de potência, não é possível compará-las diretamente. No entanto, nota-se a mesma tendência de redução de demanda energética com o aumento da temperatura de ar-condicionado. Esta redução é mais acentuada na curva proposta por Tribess et al. [15]: a alteração da temperatura operativa de 23,7° C, representando o ponto de conforto térmico para o modelo masculino vestido em terno, para 25,2° C, próxima ao ponto de conforto térmico dos modelos femininos implica em redução de 22% da demanda energética. Já para a curva simulada através da CLTD, essa redução é de 4,5%.

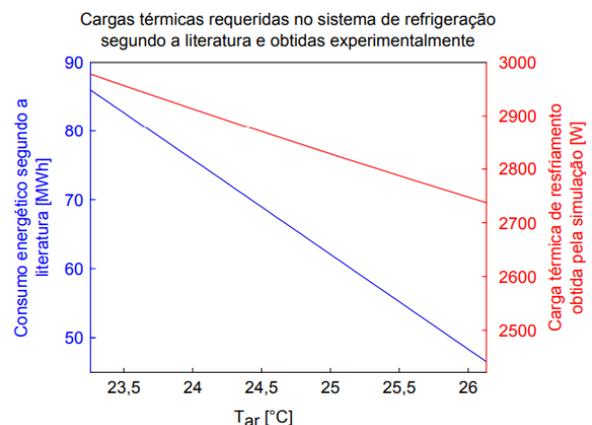


Figura 6: Gráfico contendo a curva de carga térmica (obtida experimentalmente através da simulação computacional) em vermelho e a curva de consumo energético (proposta por Tribess et al. [15]) em azul.

Ainda que o resultado seja menos favorável à proposta de aumento de temperatura operativa de ar-condicionado para promoção de economia energética e igualdade de gênero em ambientes do que o apresentado por Tribess et al. [15], destaca-se que a simulação considera um modelo responsivo do corpo humano, ou seja, as cargas térmicas relativas aos ocupantes variam e acompanham as mudanças de ambiente, implicando assim em interações mais fidedignas. Outro aspecto a ser considerado é o fator de escala: em simulações para ambientes espaçosos com baixa ocupação (como por exemplo, o escritório modelado), as cargas térmicas associadas ao corpo humano são menos significativas e exercem menor impacto na carga térmica total que espaços com alta taxa de ocupação (como auditórios e salões de eventos).

Com os resultados da simulação CLTD desenvolvida neste projeto, foi possível aprimorar a curva de demanda energética, e assim, refinar o resultado obtido na pesquisa da cota PIBIC anterior, reforçando as hipóteses levantadas. Como confirmado pela simulação do ambiente térmico, uma vez que o consumo de energia decresce linearmente com a temperatura de operação, reduzir esta faixa de temperatura de ar-condicionado para 24,5° C a 26° C implicaria em não apenas proporcionar maior conforto aos ocupantes, como também redução da carga térmica e consequentemente, vantagens econômicas.

4. Conclusões

- Ainda que a redução de demanda energética obtida com a simulação do ambiente pelo método da CLTD seja menos expressiva que a proposta na literatura por Tribess et al. [15], considerando o uso diário de sistemas AVAC e o fator de escala para o considerável número de salas de escritório em uma cidade grande, a proposta de aumento da temperatura ainda é interessante para se atingir objetivos de redução de consumo de energia; Vestimentas tem grande impacto na temperatura de conforto térmico, sendo que o uso de roupas mais leves faz com que condições de conforto sejam atingidas a temperaturas maiores. Logo, o incentivo à adaptação do *dress code* em ambientes corporativos para roupas mais casuais e leves pode trazer impacto positivo no consumo de energia, dado a possibilidade de aumentar a temperatura dos aparelhos de ar-condicionado;
- Reduzir faixas de temperatura de operação de ar-condicionado para valores entre 24,5° C e 26° C pode ser uma proposta interessante de redução de consumo de energia, proporcionando assim o uso mais consciente e inteligente dos recursos energéticos. Além disso, pode significar um ambiente mais inclusivo onde ocupantes de ambos os sexos estejam em condições mais próximas às de conforto.

Bibliografia

[1] YANG, C. et al. High throughput computing based distributed genetic algorithm for Building energy consumption optimization. *Energy and Buildings*, Elsevier, v. 76, p. 92–101, 2014.

[2] HOYT, T.; ARENS, E.; ZHANG, H. Extending air temperature setpoints: Simulated energy savings and design considerations for new and retrofit buildings.

Building and Environment, Elsevier, v. 88, p. 89–96, 2015.

[3] PREK, M. Thermodynamic analysis of human heat and mass transfer and their impact on thermal comfort. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Elsevier, v. 48, n. 3-4, p. 731–739, 2005.

[4] SHUKUYA, M. Exergy concept and its application to the built environment. *Building and Environment*, Elsevier, v. 44, n. 7, p. 1545–1550, 2009.

[5] SIMONE, A. et al. A relation between calculated human body exergy consumption rate and subjectively assessed thermal sensation. *Energy and Buildings*, Elsevier, v. 43, n. 1, p. 1–9, 2011.

[5] ASHRAE. Thermal environmental conditions for human occupancy. American Society of Heating Refrigerating and Air Conditioning Engineers: NY, 2010.

[6] MADY, C. E. K. et al. Human body exergy analysis and the assessment of thermal comfort conditions. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Elsevier, v. 77, p. 577–584, 2014.

[7] FERREIRA, M. S.; YANAGIHARA, J. I. A transient three-dimensional heat transfer model of the human body. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, Elsevier, v. 36, n. 7, p. 718–724, 2009.

[8] MOLLIET, D. S.; MADY, C. E. K. Exergy analysis of the human body to assess thermal comfort conditions: Comparison of the thermal responses of males and females. *Case Studies in Thermal Engineering*, v. 25. Junho, 2021.

[9] ASHRAE. Handbook of Fundamentals. [S.I.]: American Society of Heating Refrigerating and Air Conditioning Engineers: Atlanta, GA, USA, 2005.

[10] SPITLER, J. D.; MCQUISTON, F. C.; LINDSEY, K. L. Cooling load calculation method. ASHRAE Transactions, American Society of Heating Refrigerating and Air Conditioning Engineers: Chicago, IL, USA, v. 99, p. 183–192, 01 1993.

[11] CHVATAL, K.; LABAKI, L. C.; KOWALTOWSKI, D. Estudo do clima de campinas: a dificuldade de caracterização e proposição de recomendações de projeto para climas compostos. *Encontro Nacional de Tecnologia do Ambiente Construído*, v. 8, 2000.

[12] FANGER, P. O. Thesis. Thermal comfort: analysis and applications in environmental engineering. [S.I.]: New York: McGraw-Hill, 1972.

[13] SALA-LIZARRAGA, J. M.; PICALLO-PEREZ, A. Exergy Analysis and Thermoconomics of Buildings: Design and Analysis for Sustainable Energy Systems. [S.I.]: Butterworth-Heinemann, 2019.

[14] WYLEN, G. V.; SONNTAG, R. E.; BORGNAKKE, C. Fundamentos da termodinâmica clássica. [S.I.]: Editora Blucher, 2017.

[15] TRIBESS, A. et al. Aspectos de conservação de energia em ambientes condicionados. *Anais do I Encontro Latinoamericano de Conforto no Ambiente Construído – ENCAC 1997*, Salvador, p. 413–417, 1997.