

MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO
UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

SIMULAÇÃO NUMÉRICA DA TEMPERATURA INTERNA DOS VAGÕES DOS TRENS DA
SÉRIE 200 DA TRENSURB ATRAVÉS DO SOFTWARE ENERGYPLUS

por

Gabriel Pazin Haag

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, julho de 2017



Universidade Federal do Rio Grande do Sul
Escola de Engenharia
Departamento de Engenharia Mecânica

SIMULAÇÃO NUMÉRICA DA TEMPERATURA INTERNA DOS VAGÕES DOS TRENS DA
SÉRIE 200 DA TRENSURB ATRAVÉS DO SOFTWARE ENERGYPLUS

por

Gabriel Pazin Haag

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
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

Prof. Thamy Cristina Hayashi
Coordenadora do Curso de Engenharia Mecânica

Área de Concentração: **Energia e Fenômenos de Transporte**

Orientador: Prof. Cirilo Seppi Bresolin

Comissão de Avaliação:

Prof. Dr. Pedro Barbosa Mello

Prof. Dr. Bardo Ernst Bodmann

Profa. Dra. Thamy Cristina Hayashi

Porto Alegre, 27 de julho de 2017.

HAAG, G. P. **Simulação Numérica da Temperatura Interna dos Vagões dos Trens da Série 200 da Trensurb Através do Software EnergyPlus**. 2017. 15f. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso em Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2017.

RESUMO

O objetivo geral deste trabalho é fazer uma análise da carga térmica e da temperatura interna dos vagões de passageiros dos trens da série 200 utilizados pela Empresa de Trens Urbanos de Porto Alegre (Trensurb). Para essa análise construiu-se uma simulação numérica através do software EnergyPlus e comparou-se com dados de uma viagem real. Foi levado em conta o movimento do trem e as trocas de ar devido à abertura das portas nas estações. As temperaturas internas dos vagões ficaram com $\pm 10\%$ de diferença em relação às medidas. A carga térmica mais significativa no caso em análise foi a referente aos passageiros, chegando a quase 70% da carga total nos momentos de maior lotação. A carga referente à abertura de portas teve pouca influência com 1% de contribuição para a carga total nos instantes em que estava aberta. A carga de refrigeração do sistema de ar-condicionado está dimensionada para casos muito extremos e não é fator limitante para o conforto térmico. O trabalho se limitou a obter as temperaturas e cargas térmicas. A simulação deste trabalho poderá ser utilizada em estudos futuros, como testar a aplicação de um novo algoritmo de controle de temperaturas internas dos vagões para o conforto térmico no clima de Porto Alegre.

PALAVRAS-CHAVE: Temperatura, trem, EnergyPlus.

HAAG, G. P. **Numeric Simulation of the Internal Temperature of Train Wagons from Trensurb's 200 Series with the Software EnergyPlus.** 2017. 15f. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso em Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2017.

ABSTRACT

The main objective of this work is to analyze the thermal load and the internal temperatures of the passenger wagons of the 200 series trains used by Empresa de Trens Urbanos de Porto Alegre (Trensurb). For this analysis, a numerical simulation was constructed through the EnergyPlus software and compared with data from a real trip. It was taken into account the movement of the train and the changes of air due to the opening of the doors in the stations. Internal wagon temperatures were $\pm 10\%$ different from the measured ones. The most significant thermal load in the case under analysis was that of passengers, reaching almost 70% of the total load at the most crowded times. The load related to the opening of doors had little influence with 1% of contribution to the total load in the moments in which it was open. The cooling load of the air-conditioning system is designed for extreme cases and is not a limiting factor for thermal comfort. The paper limited itself to obtain the temperatures and thermal loads. The simulation of this work may be used in future studies, such as to test the application of a new algorithm to control the internal temperature of the wagons for thermal comfort in the climate of Porto Alegre.

KEYWORDS: Temperature, train, EnergyPlus.

ÍNDICE

	Pág.
1. INTRODUÇÃO	1
1.1. Motivação	1
1.2. Descrição do algoritmo	1
2. OBJETIVOS	2
3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	2
4. METODOLOGIA.....	3
4.1. Ferramentas computacionais.....	3
4.2. Modelo 3D	3
4.3. Hipóteses	4
4.3.1 Carga térmica referente aos usuários.....	4
4.3.2 Simplificações	5
4.4. Modelos numéricos do <i>software</i>	5
4.4.1 Modelo do balanço de calor do ar.....	5
4.4.2 Modelo de balanço de calor externo	6
4.4.3 Modelo de balanço do calor interno	7
4.4.4 Modelo do calor sensível pelas pessoas	7
4.4.5 Modelo de condução	7
4.4.6 Modelos dos coeficientes de convecção.....	8
4.4.7 Modelo de radiação de longos comprimentos de onda.....	9
4.4.8 Outros modelos	9
4.5. Parâmetros da simulação	10
4.6. Tratamentos dos dados	11
5. Resultados	11
5.1. Validação.....	11
5.2. Comparação com dados medidos	11
5.3. Cargas térmicas	13
6. CONCLUSÕES	15
7. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	15
ANEXO A	17
APÊNDICE A	17

1. INTRODUÇÃO

1.1. Motivação

Conforto térmico é a expressão subjetiva do esforço do sistema termorregulador do corpo humano para manter a temperatura visceral dentro dos limites vitais. Quando o referido sistema começa a atuar com mais intensidade para aumentar ou diminuir a temperatura interna dos órgãos, a mente expressa a sensação de desconforto. Quando o mesmo sistema está menos atuante, a sensação de conforto, uma sensação de satisfação é expressa pela mente. Assim, o conforto térmico é uma questão individual, podendo depender entre outras coisas das memórias e humor. De forma mais específica e material, o conforto térmico depende das roupas que se veste e da atividade metabólica do corpo.

Em 1984 começou operar em Porto Alegre o sistema de trens metropolitanos, conhecido como Trensurb. Os primeiros 25 trens eram japoneses, da fabricante Hitachi e não possuíam sistema de ar-condicionado refrigerado. Em 2014, novos trens foram adquiridos do consórcio formado pela fabricante Alstom e CAF. Os novos trens, série 200 da Trensurb, possuem sistema de ar-condicionado refrigerado. A Figura 1.1 mostra um modelo da série 200 da Trensurb.



Figura 1.1 – Trem da série 200 da Trensurb.

A Trensurb recebe constantemente reclamações dos passageiros queixando-se de desconforto térmico nos vagões dos trens, seja dizendo que está muito frio, quente ou abafado. Essas queixas aumentaram no inverno de 2015. Os trens da série 200, possuem um algoritmo de controle de temperatura interna dos vagões que modula os compressores do sistema de refrigeração. O aumento das queixas motivou a modificação do algoritmo de controle para atender o inverno de Porto Alegre. Essa modificação não levou em conta dados mais precisos do clima local. Surgiram dois problemas com esse método: depois de implantado o novo algoritmo tem-se que esperar até o próximo inverno para verificar sua eficiência e acabam tendo dois algoritmos, um para o inverno e um para o verão, fazendo com que tenham que alternar entre eles dependendo da época. O ideal seria ter um algoritmo que atendesse o conforto das pessoas independentemente da época.

Já uma simulação pode ter seus parâmetros alterados para representar diferentes algoritmos e podem simular diferentes condições climáticas externas.

1.2. Descrição do algoritmo

Atualmente a temperatura interna dos vagões é controlada pelo sistema de controle segundo a Equação 1.1.

$$T_{ic} = \begin{cases} 20, & \text{se } T_{ex} \leq 20 \\ 20 + (T_{ex} - 20) \frac{2}{5}, & \text{se } T_{ex} > 20 \end{cases} \quad (1.1)$$

Na Equação 1.1, T_{ic} é a temperatura interna de controle e T_{ex} a temperatura externa, ambas em °C. A temperatura interna, T_i , pode variar $\pm 2^\circ\text{C}$ em torno da T_{ic} , definindo dois limites máximos e mínimos para a T_{ic} . A curva da Eq. 1.1 e seus limites de operação são mostrados na Figura 1.2.

O sistema de ar-condicionado dos trens da série 200 não trabalham com aquecimento.

Cada aparelho de ar-condicionado tem quatro compressores e uma potência total de 44kW. O modo de atuação do sistema de controle sobre os compressores depende da T_i e dos limites da T_{ic} de modo que:

- Se $T_i > T_{ic}$ máxima \rightarrow 4 compressores ligados, alta refrigeração.
- Se $T_{ic} < T_i < T_{ic}$ máxima \rightarrow 3 compressores ligados, média refrigeração.
- Se T_{ic} mínima $< T_i < T_{ic}$ \rightarrow 2 compressores ligados, baixa refrigeração.
- Se $T_i < T_{ic}$ mínima \rightarrow compressores desligados, somente ventilação.

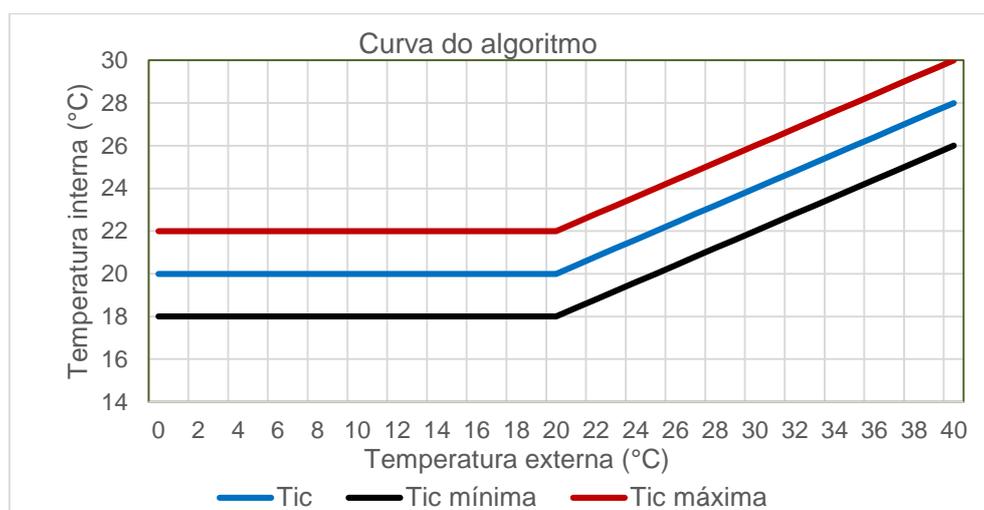


Figura 1.2 – Curva do algoritmo.

2.OBJETIVOS

O objetivo geral deste trabalho é fazer uma análise de carga térmica e das temperaturas internas dos vagões de passageiros dos trens utilizados pela Empresa de Trens Urbanos de Porto Alegre (Trensurb) da série 200.

Os objetivos específicos do trabalho são: implementar um modelo térmico para os vagões dos trens, realizar uma simulação térmica usando o *software* de código computacional aberto EnergyPlus [DOE, 2015] e validar os resultados com dados medidos.

3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Liu *et al.* (2010) desenvolveu uma simulação com base no modelo físico do compartimento de passageiros. Através do *software* CFD Fluent 6.0 calcularam a carga dinâmica de refrigeração de um compartimento do trem com ar condicionado, enquanto viaja em uma das três ferrovias principais da China durante o mês mais quente, julho. Concluiu-se que o efeito das condições ambientais (temperatura do ar e umidade) na carga de refrigeração dinâmica de um compartimento do trem foi significativo, enquanto o efeito de armazenamento térmico dos corpos foi limitado. A carga de refrigeração de ventilação foi o fator mais importante para determinar a carga total de arrefecimento, enquanto as contribuições da condução e radiação para a carga total de arrefecimento foram muito limitadas, devido à sua pequena proporção (<5%). Apesar de um efeito pequeno na carga de resfriamento total e no valor do pico de consumo, o armazenamento térmico causou uma defasagem nos valores de carga térmica de resfriamento.

Ampofo, Maidment e Missenden (2003) desenvolveram um modelo matemático usando o EES (Engineering Equation Solver), para investigar a carga térmica em uma rede ferroviária subterrânea genérica. O estudo mostrou que o maior contribuinte de calor para o túnel é a partir do mecanismo de travagem e para o trem é a partir dos passageiros. Os autores concluíram que um resfriamento adicional do trem pode ser fornecido pelo arrefecimento dos túneis dentro de onde operam.

4. METODOLOGIA

4.1. Ferramentas computacionais

EnergyPlus [DOE, 2015] é um software *opensource* de simulação de construções inteiras fundado pelo *U.S. Department of Energy's (DOE) Building Technologies Office (BTO)*, e gerenciado pelo *National Renewable Energy Laboratory (NREL)*. Para o uso do EnergyPlus precisaremos definir: os modelos matemáticos, geometria do trem, materiais das superfícies, objetos nos interiores, operação (abertura de portas, velocidade, itinerário), ocupação, detalhes técnicos, uso do condicionador de ar e calor gerado por equipamentos internos.

O EnergyPlus [DOE, 2015] trabalha com zonas. A carga térmica, temperatura e umidade são calculadas através do balanço térmico para cada zona individualmente e independentemente, como volumes de controle. As trocas energéticas entre zonas são feitas através da condução e convecção entre superfícies e radiação por superfícies transparentes. Já que a temperatura de cada vagão é diferente durante as viagens foi modelado cada vagão como uma zona diferente.

Um sistema embarcado coleta automaticamente durante viagens os seguintes valores:

1. Temperatura interna de cada vagão;
2. Temperatura externa;
3. Quantidade de passageiros em cada vagão;
4. Velocidade do trem;
5. Última estação de trem em que esteve.

Esses valores são armazenados a cada 10 segundos. No caso da quantidade de passageiros é medido quantas pessoas saem e entram e não a quantidade total diretamente.

Parte desses valores está na Tabela A.1 do anexo. A temperatura externa, quantidade de passageiros, velocidade e a última estação em que esteve foram usadas como dados de entrada e a temperatura interna foi usada para a validação das simulações.

4.2. Modelo 3D

Para a modelagem geométrica do trem no EnergyPlus [DOE, 2015] foi usado o *Google Sketchup*, um software de modelagem 3D da Trimble. As dimensões foram retiradas do seu desenho técnico. O *software* apenas trata com geometrias sem espessura, sendo adicionadas posteriormente na definição das superfícies e seus materiais.

A Figura 4.1 demonstra uma simplificação na geometria. Todas as regiões circulares foram aproximadas para retas.

O trem têm 4 vagões, dois motores (denominados MA e MB) e dois reboques (RA e RB). Cada vagão têm 8 portas e 6 janelas. Cada porta tem 2 janelas.

Os vagões motores e reboques têm, aproximadamente, 22 e 20,5 metros de comprimento respectivamente. O trem está a 1,4 metros de altura do solo.

A altura interna é de 2,1 metros e o volume interno (onde circula o ar) de cada vagão é:

- MA e MB: 90 m³;
- RA e RB: 95,4 m³.

Na Figura 4.2 se observa o trem modelado no *Google Sketchup*. Também foram modeladas as cabines onde se encontram os pilotos, porém elas não entram na análise térmica.



Figura 4.1 – Formato da seção transversal de um vagão.

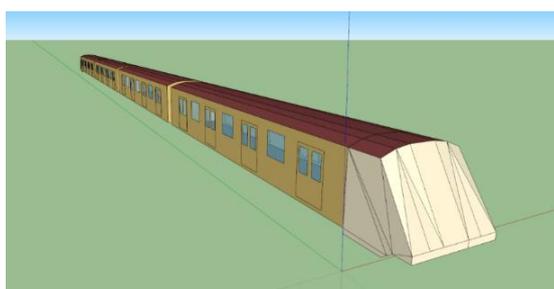


Figura 4.2 – Modelo esquemático do trem, feito com o Google Sketchup.

4.3. Hipóteses

Considerou-se que, dos fatores que influenciam a carga térmica dos vagões dos trens, a quantidade de passageiros e a renovação de ar fresco são os que mais importam nos horários de maior lotação. Isso é destacado por LIU et al., 2010. Também será incluso a carga térmica por convecção do ar relativo ao movimento do trem, a condução do ar com as superfícies e janelas e a radiação que incide nas superfícies e janelas.

O trem foi simulado com um azimute de 10° para representar a posição média durante o percurso.

Para levar em conta o movimento do trem e, conseqüentemente, a convecção do ar, utilizou-se a velocidade média do trem durante o tempo da viagem.

Para as condições ambientais foi usado um dia de projeto de Porto Alegre com:

- Temperatura de bulbo seco máxima: 37°C ;
- Temperatura de bulbo úmido máxima: 27°C ;
- Variação diária de temperatura de bulbo seco: 10°C .

Valores tais que reproduzem, de forma aproximada, os valores das temperaturas externas do período em análise e as condições de umidade de um dia típico de verão de Porto Alegre.

4.3.1 Carga térmica referente aos usuários

A carga térmica referente às pessoas devido a taxa metabólica é dividida em parte sensível e parte latente. A razão da contribuição de cada um desses calores está descrito no item 4.4.4.

A fração de calor radiante foi considerada como 60% da parte sensível, sendo convectivo os outros 40% (ASHRAE Mechanical Pocket Guide). Assim, o calor gerado pelas pessoas é dividido da seguinte forma:

- Taxa metabólica = Sensível + Latente
- Sensível = Radiante + Convectivo
- Radiante = $0,6 \times$ Sensível

4.3.2 Simplificações

A temperatura interna foi considerada homogênea, ou seja, apenas depende do tempo, sem avaliar a distribuição espacial das temperaturas, com isso as cargas térmicas resfriam ou aquecem todo o ar interno por igual e simultaneamente.

Será realizada uma simulação sem a influência das temperaturas dos motores e do calor gerado pelos freios.

Em virtude da obstrução física pelos motores, equipamentos e rodas da parte inferior do trem, foi considerado que ela não receberá radiação solar e nem movimento do ar para os efeitos da convecção.

Também não se levará em conta a acumulação de carga térmica por objetos no interior dos trens.

A temperatura de controle será sempre a T_{ic} mínima, não sendo de fórmula modular como a real, com alta, média e baixa refrigeração. Ou seja, caso a temperatura interna esteja abaixo da T_{ic} mínima, o sistema desliga, caso esteja acima, liga. Quando o condicionador de ar está ligado trabalham 2 compressores, independentemente do valor da temperatura interna, representando o sistema em baixa refrigeração. Foi feito dessa forma pois, nessa viagem, as temperaturas internas, T_i , ficam entre T_{ic} e a T_{ic} mínima, na maior parte do tempo, como pode ser observado na Figura 4.3. As curvas de cor preta são as T_{ic} máxima, T_{ic} e T_{ic} mínima de cima para baixo respectivamente.

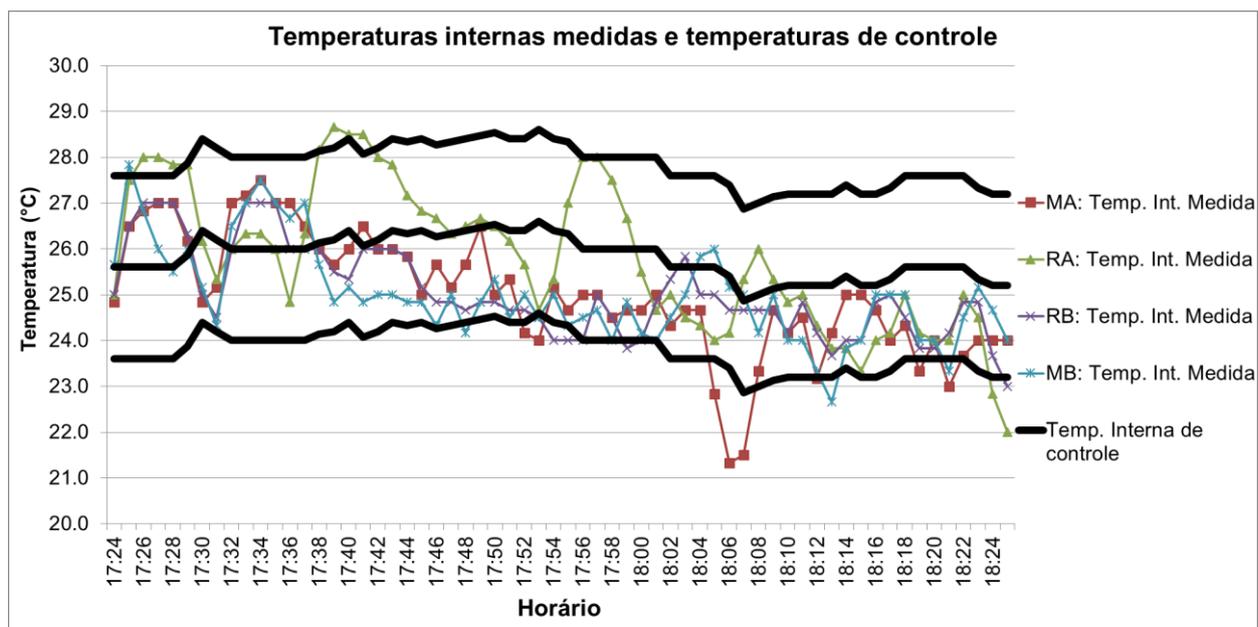


Figura 4.3 – Temperaturas internas medidas e temperaturas de controle.

4.4. Modelos numéricos do software

4.4.1 Modelo do balanço de calor do ar

No EnergyPlus [DOE, 2015] a base para a integração da zona e do sistema de ar são balanços de energia e umidade do ar da zona. O balanço de calor no ar da zona é baseado na Equação 4.1.

$$C_z \frac{dT_z}{dt} = \sum_{i=1}^{Nsl} \dot{Q}_i + \sum_{i=1}^{N\ surfaces} h_i A_i (T_{si} - T_z) + \sum_{i=1}^{N\ zones} \dot{m}_i C_p (T_{zi} - T_z) + \dot{m}_{inf} C_p (T_{\infty} - T_z) + \dot{Q}_{sys}$$
(4.1)

Na Equação 4.1:

- $\sum_{i=1}^{Nsl} \dot{Q}_i$ é a soma das cargas convectivas;
- $\sum_{i=1}^{N\ surfaces} h_i A_i (T_{si} - T_z)$ é o calor transferido pelas superfícies das zonas;
- $\dot{m}_{inf} C_p (T_{\infty} - T_z)$ é o calor transferido devido a infiltração de ar externo;
- $\sum_{i=1}^{N\ zones} \dot{m}_i C_p (T_{zi} - T_z)$ é o calor transferido devido a mistura de ar entre zonas;
- \dot{Q}_{sys} é a saída pelo sistema de ar;
- $C_z \frac{dT_z}{dt}$ é a energia armazenada no ar da zona.

C_z é a capacidade térmica do ar, segundo a Equação 4.2.

$$C_z = \rho_{air} c_p C_t$$
(4.2)

Onde C_z é a capacidade térmica do ar, em J/m³K; ρ_{air} é a densidade do ar da zona, kg/m³; c_p é o calor específico do ar da zona, em J/kgK; C_t é o multiplicador de capacidade térmica sensível.

No caso deste trabalho, C_t é 1.

4.4.2 Modelo de balanço de calor externo

O balanço de energia da face do lado externo é calculada segundo a Equação 4.3.

$$q''_{asol} + q''_{LWR} + q''_{conv} - q''_{ko} = 0$$
(4.3)

Onde q''_{asol} é o fluxo de calor absorvido de radiação solar (curtos comprimentos de onda), q''_{LWR} é o fluxo de troca de radiação com o ar e arredores de longos comprimentos de onda, q''_{conv} é o fluxo convectivo de troca com o ar externo, q''_{ko} é o fluxo de condução nas paredes, tudo em W/m². O manual do EnergyPlus (Engineering Reference) traz um diagrama (Figura 4.4) para visualizar estes componentes.

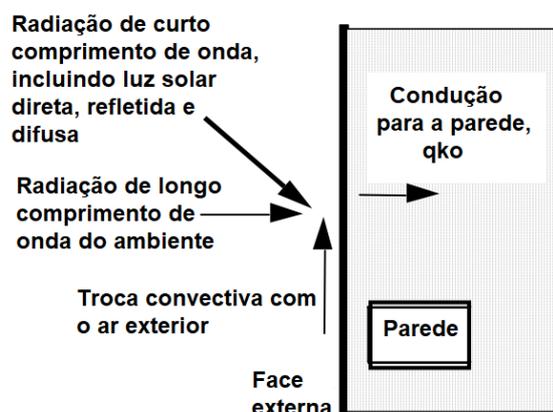


Figura 4.4 - Diagrama do balanço de energia externo. Adaptado de EnergyPlus: Engineering Reference

4.4.3 Modelo de balanço do calor interno

O balanço de calor interno envolvendo as faces das superfícies das zonas é modelado com 4 transferências de calor:

1. Condução através da construção;
2. Convecção através do ar;
3. Absorção e refletância de radiação de pequeno comprimento de onda;
4. Troca de radiação de longo comprimento de onda.

A radiação de curto comprimento de onda é da radiação solar entrando na zona através de janelas e emitância de fontes internas como lâmpadas, por exemplo. A troca de radiação de longos comprimentos de onda inclui a absorção e emitância de fontes de radiação de baixa temperatura, como as superfícies de outras zonas, equipamentos e pessoas. A equação do balanço de calor na face interna pode ser escrito da seguinte forma (Equação 4.4)

$$q''_{LWX} + q''_{SW} + q''_{LWS} + q''_{ki} + q''_{sol} + q''_{conv} = 0 \quad (4.4)$$

Onde q''_{LWX} é o fluxo de troca de radiação de longos comprimentos de onda entre superfícies de zonas, q''_{SW} é o fluxo radiante de curtos comprimentos de onda para as superfícies pelas lâmpadas, q''_{LWS} é o fluxo radiante de longos comprimento de onda por equipamentos para a zona, q''_{ki} é o fluxo de condução pelas paredes, q''_{sol} é o fluxo de radiação solar transmitido absorvido nas superfícies e q''_{conv} é o fluxo de calor convectivo para o ar da zona, tudo em W/m^2 . Assim como no balanço externo, temos um diagrama para visualizar esses componentes (Figura 4.5).

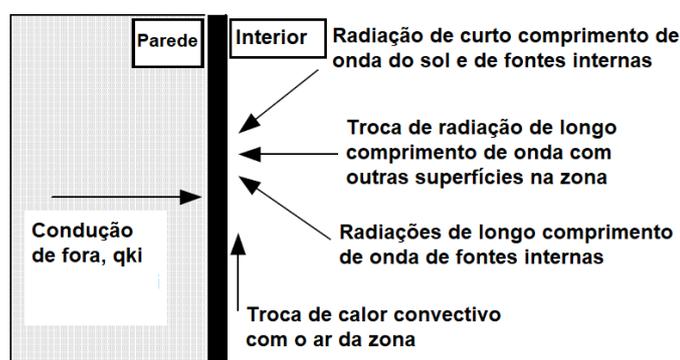


Figura 4.5 – Diagrama do balanço de energia interno. Adaptado de EnergyPlus: Engineering Reference.

4.4.4 Modelo do calor sensível pelas pessoas

Para dividir os ganhos de carga entre sensível e latente pelas pessoas o EnergyPlus [DOE, 2015] usa uma correlação baseada em dados reais que depende da temperatura do ar e da taxa metabólica.

4.4.5 Modelo de condução

O modelo de condução padrão do EnergyPlus [DOE, 2015] é o clássico da resistência com acumulação de calor. A convecção e o material representam uma resistência quanto ao fluxo de calor. Também existe uma capacitância representando o acúmulo de calor na superfície. A Figura 4.6 traz o diagrama do manual do EnergyPlus (Engineering Reference) exemplificando uma condução de 2 nós.

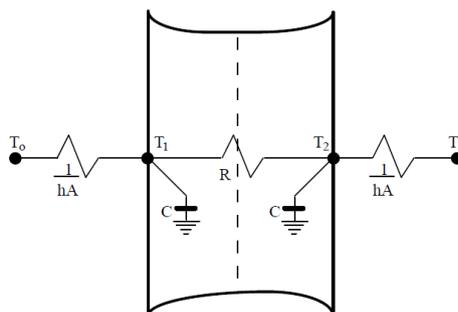


Figura 4.6 – Exemplo de condução. Fonte: EnergyPlus: Engineering Reference.

4.4.6 Modelos dos coeficientes de convecção

A transferência de calor pela convecção na superfície externa é modelada pela fórmula clássica (Equação 4.5).

$$Q_c = h_{c,ext}A(T_{surf} - T_{air}) \quad (4.5)$$

Onde Q_c é taxa de transferência de calor convectivo externo, em W; $h_{c,ext}$ é o coeficiente de convecção externo W/m^2K ; A é a área superficial, em m^2 ; T_{surf} é a temperatura da superfície, em K; T_{air} é a temperatura do ar externo, em K.

Para o cálculo do coeficiente de transferência de calor externo pelo método chamado de *SimpleCombined* o algoritmo usa a rugosidade da superfície e velocidade do vento local na superfície. A equação usada no método *SimpleCombined* é a 4.6.

$$h = D + EV_z + FV_z^2 \quad (4.6)$$

Onde h é o coeficiente de transferência de calor, em W/m^2K ; V_z é a velocidade do vento local calculada na altura acima do solo do centroide da superfície, em m/s; D , E , F são os coeficientes de rugosidade do material, em W/m^2K , J/m^3K , Js/m^4K , respectivamente.

A correlação de rugosidade é conforme ASHRAE (1989) apud EnergyPlus. Os coeficientes de rugosidade estão na Tabela A.2 dos anexos.

O coeficiente de convecção da superfície externa é diferente. O fluxo é calculado usando com a seguinte equação clássica (Equação 4.7).

$$q''_{conv} = h_{c,int}(T_{surf} - T_{air}) \quad (4.7)$$

O modelo de convecção interno *simple* usa coeficientes constantes para diferentes configurações de transferência de calor. Os coeficientes foram retirados diretamente do Walton (1983). Walton encontrou os valores abaixo:

- Superfície vertical: $h = 3.076 W/m^2K$
- Superfície horizontal com convecção reduzida: $h = 0.948 W/m^2K$
- Superfície horizontal com convecção aumentada: $h = 4.040 W/m^2K$
- Superfície inclinada com convecção reduzida: $h = 2.281 W/m^2K$
- Superfície inclinada com convecção aumentada: $h = 3.870 W/m^2K$

Uma superfície ter a convecção aumentada ou reduzida depende da diferença de temperatura entre o ar e a superfície e a orientação da superfície. Da seguinte forma (onde $\Delta T = T_{surf} - T_{air}$):

- Para $\Delta T < 0.0$ e uma superfície voltada para cima ou $\Delta T > 0.0$ e uma superfície voltada para baixo, uma convecção aumentada é usada.
- Para $\Delta T > 0.0$ e uma superfície voltada para cima ou $\Delta T < 0.0$ e uma superfície voltada para baixo, uma convecção reduzida é usada.

A orientação da superfície, se a convecção é aumentada ou reduzida e conseqüente valor do coeficiente de convecção é determinado pelo software.

4.4.7 Modelo de radiação de longos comprimentos de onda

São usadas hipóteses comumente aceitas para o cálculo de cargas em construções:

- Cada superfície emite ou reflete de forma difusa e são cinzas e opacas;
- Superfícies estão a uma temperatura uniforme;
- O fluxo de energia que sai de uma superfície é uniformemente distribuído;
- O meio dentro do recinto não é participante. (Não há absorção, emissão e reflexão da radiação pelo ar)

Usando os pressupostos acima, determina-se o fluxo de calor radiativo de ondas longas na superfície exterior somando os componentes devido à troca de radiação com o solo, o céu e o ar segundo a Equação 4.8.

$$q''_{LWX} = q''_{gnd} + q''_{sky} + q''_{air} \quad (4.8)$$

Onde q''_{LWX} é o fluxo de calor radiante de longos comprimentos de onda total e q''_{gnd} , q''_{sky} e q''_{air} são os componentes de troca radiativa com o solo, céu e terra respectivamente.

4.4.8 Outros modelos

Para representar que os vagões estão conectados a superfície entre zonas foi de vidro de espessura fina, condutividade térmica do ar e transmitância 100% em todo o espectro.

Para a troca de ar entre os vagões foi usado um modelo do software que calcula a troca de ar entre duas zonas, o cálculo é feito a partir da área e altura da porta e da densidade do ar das zonas. As cargas sensíveis e latentes são modeladas de acordo com o especificado em (ASHRAE 2006d, ASHRAE 2009, e Gosney e Olama, 1975), são assumidas trocas de ar seco iguais, ou seja, a massa de ar seco infiltrado na zona é igual a massa de ar seco infiltrado na outra zona.

A carga térmica devido a abertura e fechamento das portas também foi levada em conta. Para a abertura da porta externa dos vagões será especificado aberturas com as áreas das portas para que haja fluxos de ar usando um modelo segundo ASHRAE Handbook: Refrigeration (2010). Em virtude da diferença de temperaturas externas e internas cria-se uma velocidade de entrada e saída do ar pelas portas. A velocidade e o fluxo estabelecido dessa troca de ar são calculados pelas equações 4.9 e 4.10.

$$u_{est} = 0,442 \sqrt{\frac{(\rho_R - \rho_I)gH}{\rho_R}} F_m \quad (4.9)$$

$$\dot{V}_{est} = \frac{A}{2} \cdot u_{est} \quad (4.10)$$

Onde u_{est} é a velocidade do ar para fluxo estabelecido, em m/s; ρ_R a densidade do ar refrigerado, em kg/m³; ρ_I a densidade do ar de infiltração, em kg/m³; g a aceleração da gravidade, 9,81 m/s²; H a altura da porta, em metros; F_m o fator de densidade, conforme a Equação 4.11 abaixo; \dot{V}_{est} o fluxo de ar estabelecido, em m³/s e A a área da porta, em m².

$$F_m = \left(\frac{2}{1 + \left(\frac{\rho_R}{\rho_I} \right)^{\frac{1}{3}}} \right)^{1,5} \quad (4.11)$$

O fluxo de ar ainda depende do fator temporal decimal de abertura de porta, o fator decimal de fluxo de porta e a efetividade do dispositivo de proteção de porta. O fator temporal decimal de abertura de porta é a porcentagem do tempo que a porta permanece aberta durante um período de 24 horas. Neste trabalho foi extrapolando para a porcentagem do tempo que a porta permanece aberta num período de um minuto. A Equação 4.12 considera esses fatores descritos.

$$\dot{V} = \dot{V}_{est} D_t D_f (1 - E) \quad (4.12)$$

Onde \dot{V} é o fluxo de ar, em m^3/s , D_t o fator temporal decimal de abertura de porta, D_f o fator decimal de fluxo de porta (referente a presença de obstruções e ao tempo que leva para o fluxo se estabelecer) e E a efetividade do dispositivo de proteção de porta.

O valor de E é zero pois as portas do trem não têm dispositivo de proteção, como uma cortina de ar.

Como o passo de tempo da simulação é 1 minuto e as portas ficam, em média, 20 segundos abertas nas estações, D_t é 0,333 durante esse passo de tempo em questão. D_t é 1 nos primeiros 5 e nos últimos 3 minutos pois a porta fica aberta o tempo inteiro durante esses intervalos.

Considerando que o fluxo de ar não se estabelece em tão pouco tempo e que existem obstruções, como pessoas transitando pela porta, foi considerado um D_f de 0,7. Enquanto o trem está em movimento a porta está fechada e não se estabelece fluxo de ar.

Na maior parte da viagem as temperaturas externas e internas variam pouco e percebeu-se que o mais relevante seria considerar a diferença entre elas para o cálculo do fluxo de ar. Os casos mais comuns eram de uma diferença entre 8 ou 10 °C. Calculou-se o fluxo para esses casos (8 ou 10 °C de diferença) e se usou o valor do fluxo que corresponde à diferença de temperatura mais próxima naquele dado minuto. A Tabela A.5 do apêndice exemplifica esses fluxos. Na Figura A.2 do apêndice pode-se observar essa diferença entre as temperaturas medidas externa e interna durante toda a viagem.

4.5. Parâmetros da simulação

As características técnicas dos condicionadores de ar de cada vagão são:

- Capacidade térmica: 44 kW (foi usado 22 kW, representando 2 compressores ligados);
- Ar fresco: 1316 m^3/h ;
- Ar de retorno 3684 m^3/h ;
- Ar insuflado 5000 m^3/h ;
- 4 compressores por aparelho;
- 2 evaporadores por aparelho;
- 2 aparelhos de ar-condicionado por vagão (totalizado 88 kW por vagão ou 44 kW no caso simulado representando sempre baixa refrigeração).

Têm 35 lugares para se sentar nos carros motores e 39 nos reboques.

A taxa metabólica, que é a carga térmica por pessoa, foi considerada como: 108 watts por pessoa sentada e 126 watts por pessoa de pé. A referência desses valores está conforme o manual do EnergyPlus (Input Output Reference).

Velocidade média do trem no tempo em análise: 11,7 m/s (vento à 10° e 11,7 m/s).

Os condicionadores de ar foram ligados 35 minutos antes da primeira pessoa entrar para representar o trem já refrigerado.

A tabela com os materiais e suas propriedades e a tabela da composição das superfícies do trem estão no apêndice (tabelas A.3 e A.4).

4.6. Tratamentos dos dados

Os dados são adquiridos automaticamente pelo sistema de coleta do trem com intervalos de 10 segundos. O menor passo de tempo possível no EnergyPlus [DOE, 2015] é de 1 minuto. Para a comparação realizou-se uma média aritmética dos valores a cada 6 intervalos dos dados medidos. Assim o intervalo de tempo de ambos é 1 minuto, possibilitando a comparação direta.

5. Resultados

5.1. Validação

A validação do modelo foi feita a partir da comparação com os dados das temperaturas medidas da viagem da estação Mercado até Novo Hamburgo do dia 25 de fevereiro de 2016. Vale notar a falta de dados de umidade nas medições, condição que influencia na carga térmica e, conseqüentemente, na variação da temperatura no decorrer do tempo.

5.2. Comparação com dados medidos

Enquanto no caso real as temperaturas do ar dos carros variam bastante em pequenos intervalos de tempo, todas as temperaturas calculadas seguem uma curva suave. Isso pode se dar por a temperatura ser medida em um ponto (retorno do ar) pelo sensor de temperatura e a simulação indica uma média do seu valor dentro do carro. A correlação entre esses valores não é conhecida. A Figura 5.1 apresenta as temperaturas calculadas sobrepostas as medidas para comparação e a Figura A.2 do apêndice tem uma versão ampliada com os valores das temperaturas externas.

A simulação também não teve a sensibilidade para notar os picos bruscos de temperaturas às 17:40, no RA; às 18:06, no MA, e o grande aumento de temperaturas em todos os carros no período inicial da viagem. Esses picos aconteceram em estações onde tem um grande saldo de pessoas saindo ou entrando. No caso real, quando o sistema de ar entra em um de seus modos (ventilação, baixa, média ou alta refrigeração) ela aguarda um certo tempo antes de atualiza-lo. Enquanto na simulação numérica o sistema de ar liga na sua potência total até que a temperatura interna seja igual à do termostato programado (temperatura de controle), momento no qual desliga-se imediatamente. Essa diferença de operação é, provavelmente, o fator mais relevante quando se trata da estabilidade das temperaturas calculadas em relação às temperaturas medidas.

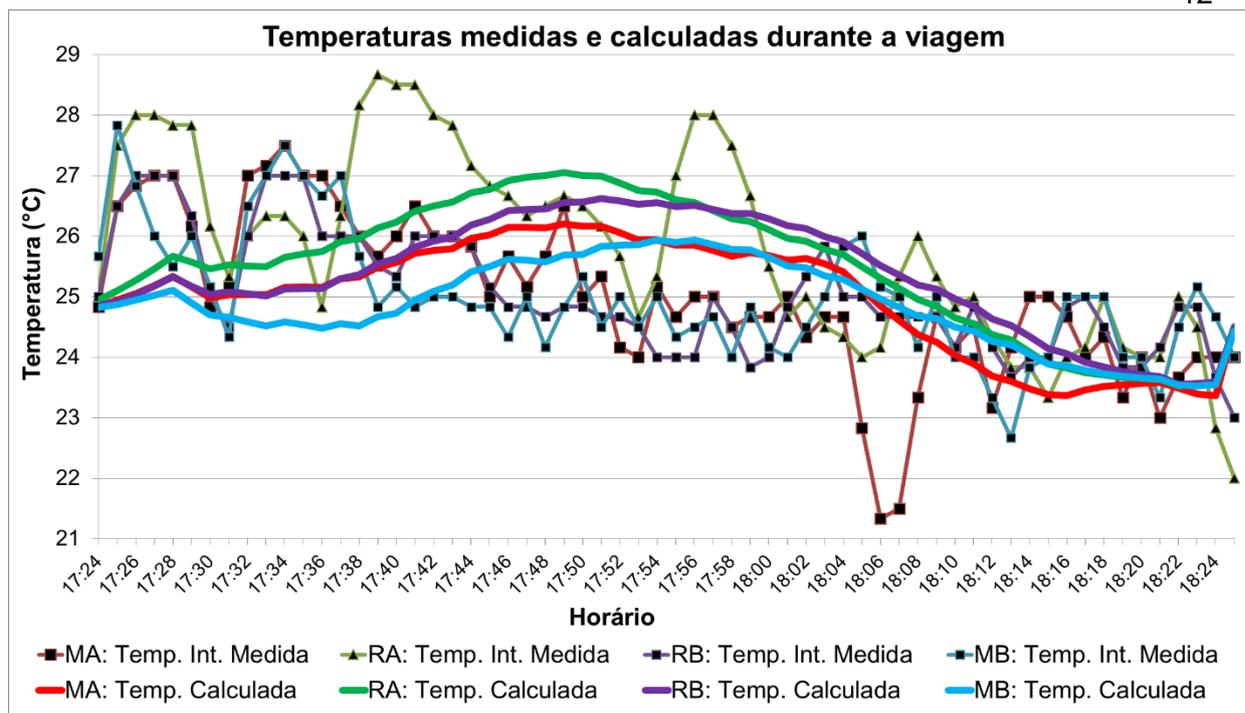


Figura 5.1 – Comparação entre a temperatura interna calculada e medida.

Na Figura 4.3 vemos que a temperatura do carro RA passa do valor da T_{ic} máxima às 17:40, indicando que estaria no modo de alta refrigeração (outra possibilidade é o modo de média, dependendo do momento que a atualização aconteceu). O rápido declive da temperatura imediatamente após parece confirmar o aumento da potência de refrigeração. Afinal, nesse intervalo não houve redução de passageiros.

A queda de temperatura às 18:08 do carro MA segue logo após uma grande quantidade de passageiros ter deixado o vagão. Provavelmente entrando em ventilação pura e consequente rápido aumento de temperatura.

Das 17:44 às 18:04, a temperatura calculada fica acima de sua respectiva temperatura medida. Pelo gráfico da Figura 5.2 podemos ver que o ar-condicionado deveria ter mudado para o modo de média refrigeração (entre às 17:41 e 18:08). Durante esse tempo (aproximadamente 45% do tempo da viagem), no caso real, o resfriamento dos vagões provavelmente era suprido pela refrigeração do carro RA, pois ele provavelmente está no modo de média ou alta refrigeração, como já discutido. Desse modo a refrigeração do outros carros estaria sendo feita pela troca de ar entre os carros. Na simulação esse calor por trocas de ar foi pouco significativo (não chegou a 1% da carga dos vagões), porém acredita-se que esse seja o principal fator que faz as temperaturas ficarem próximas no caso real, mesmo não estando todas no mesmo modo de operação. Vale notar que calor era transferido de RA para os outros carros (contrário a realidade, que resfia os outros carros), afinal todos os vagões tem a mesma potência e o RA é o mais ocupado.

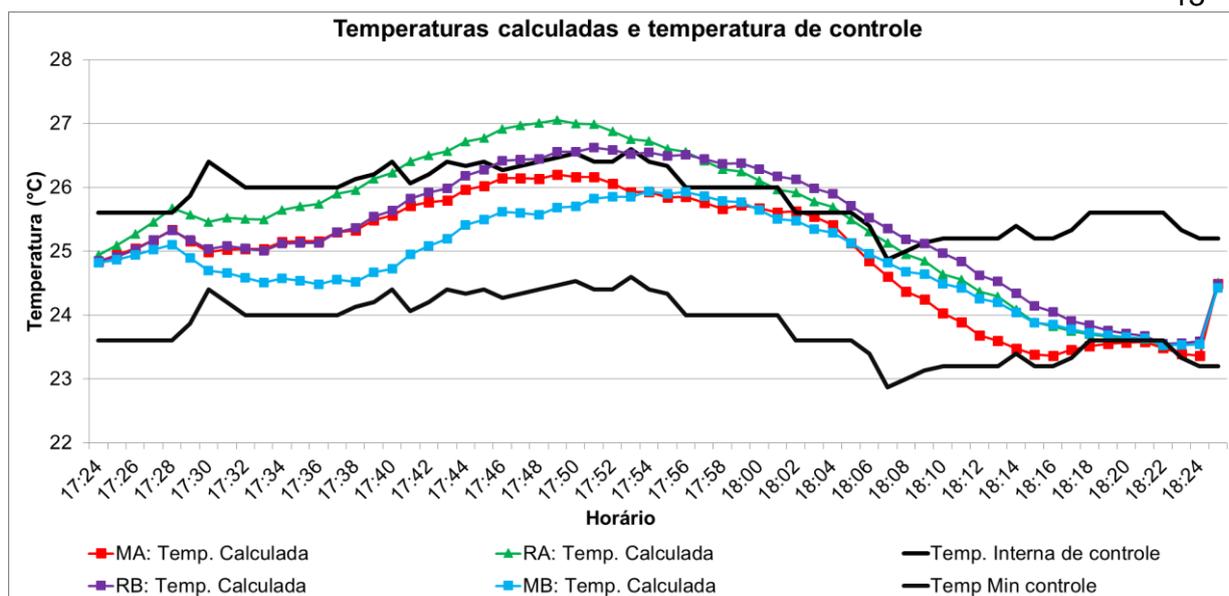


Figura 5.2 – Temperaturas internas, T_c e T_{ic} mínimo.

A diferença relativa entre a temperatura calculada e a medida ficou em $\pm 10\%$ na maior parte da viagem (+10% significando que a temperatura calculada era 10% maior que a medida). No gráfico da Figura A.3 do apêndice tem as diferenças durante toda a viagem.

5.3. Cargas térmicas

Na Figura 5.3 estão as cargas térmicas do carro RA mais significantes da simulação: Pelas pessoas, convecção pelas superfícies, radiação pelas janelas e transferido pelo ar externo. A carga da troca de ar entre os vagões não foi incluída no gráfico por ter sido praticamente insignificante. O calor transferido pelo ar externo é referente à abertura das portas para saída e entrada de passageiros. Esse calor também teve pouca influência na carga térmica total, não chegando a 1% de contribuição para a carga total nos períodos em que estavam abertas.

O calor pelas pessoa realmente foi o fator de maior impacto na carga térmica. Às 17:47 o carro RA chegou a sua maior lotação, gerando 31.176 W de carga térmica pelas pessoas, representando 68% da carga total do vagão. O maior número de pessoas dentro do trem foi às 17:44, com um total de 844 passageiros.

Às 17:46 a carga térmica total do carro RA atingiu seu maior, quase 47 kW. Valor muito abaixo da carga de refrigeração por carro, 88 kW (referente a realidade, com dois aparelhos de ar-condicionado de 44 kW cada). Essa superestimação pode ser devido a um dimensionamento para lotações maiores do que a analisada.

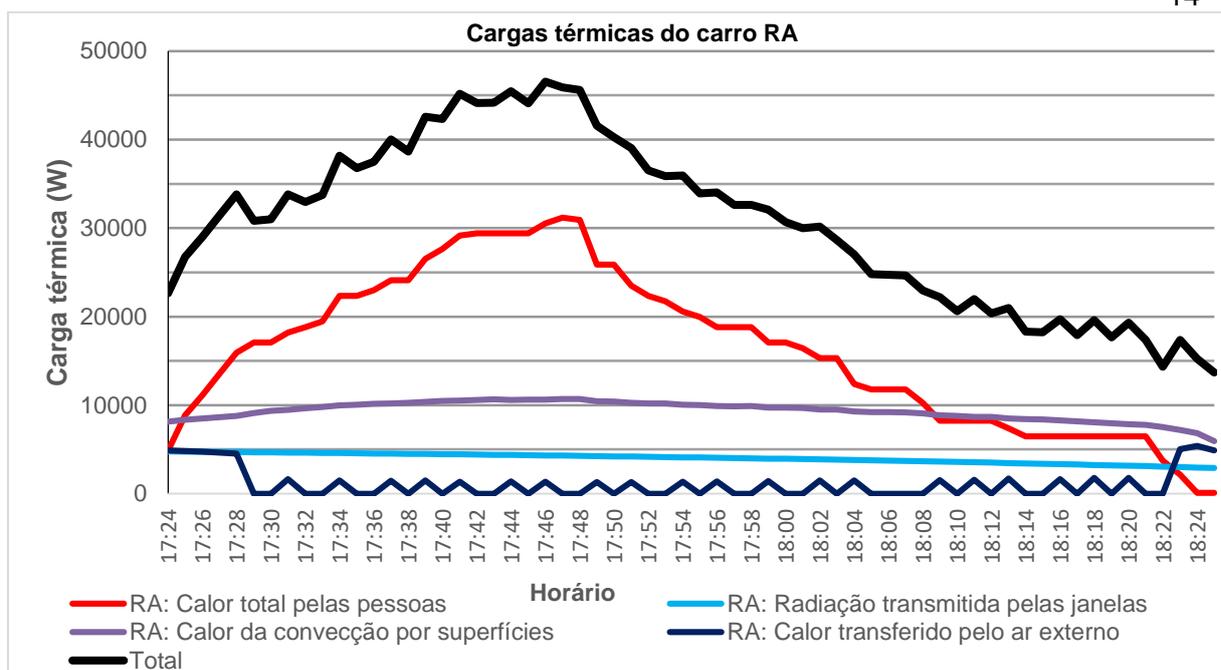


Figura 5.3 – Cargas térmicas durante a viagem.

A radiação solar foi significativa, porém pequena comparada com as outras cargas. A radiação solar é maior próximo ao meio-dia, horário em que a quantidade de passageiros é pequena, nesse momento, provavelmente, a carga térmica por radiação solar é mais relevante.

Pelos gráficos das figuras 5.3 e 5.4 verifica-se que, apesar da carga de convecção ser maior que a das pessoas quando a lotação reduz, seu valor absoluto não tem o mesmo impacto. Ainda, na Figura 5.1 podemos ver que a temperatura dos vagões reduz, tanto no caso real, quanto na simulação. Isso acontece, muito provavelmente, em razão da menor lotação de pessoas. Fica claro que, a quantidade de passageiros dentro do trem é o fator mais importante no cálculo da carga térmica.

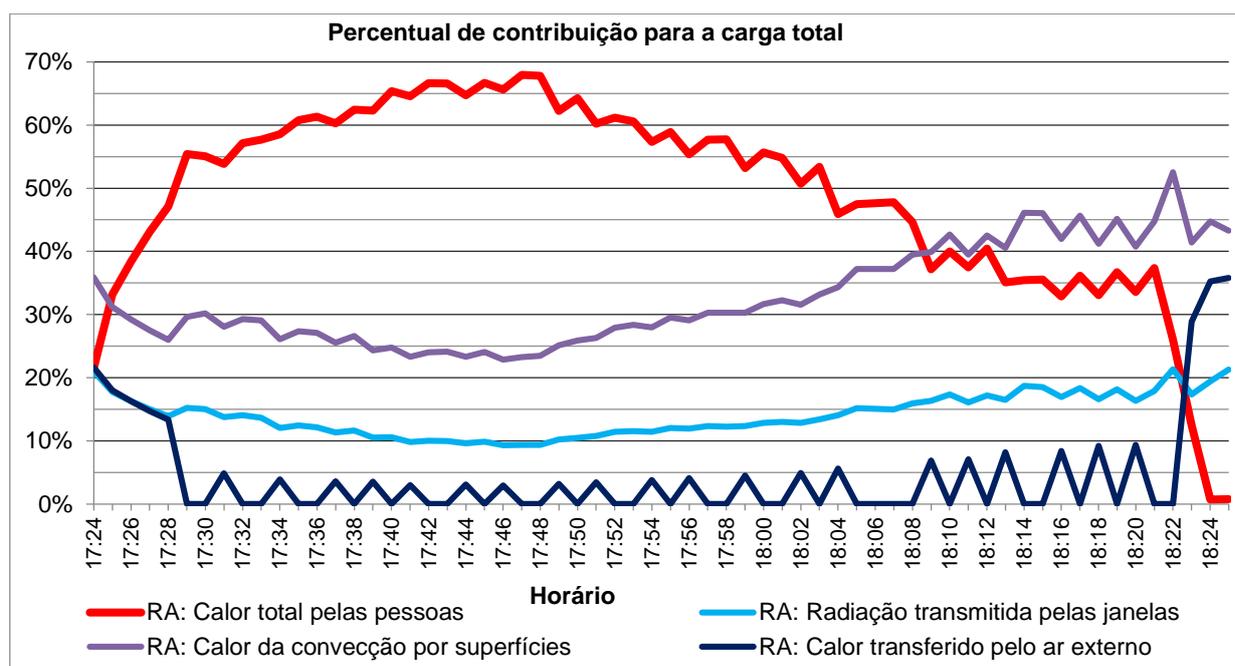


Figura 5.4 – Contribuição percentual das cargas mais relevantes.

6. CONCLUSÕES

Neste trabalho obteve-se as temperaturas e cargas térmicas. Não teria como decidir um novo algoritmo com base em uma viagem. Porém, agora, tem-se uma nova ferramenta para o estudo de algoritmos de controle de temperaturas internas dos trens da série 200 da Trensurb, não se limitando apenas a casos testados em campo. Para um procedimento de projeto se recomenda um software de simulação.

O dimensionamento da potência de cada condicionador de ar (44 kW) é mais que o suficiente para atender o trem. Este não é um fator limitador do conforto térmico, acredita-se que um algoritmo bem fundamentado possa sustentar o conforto dos passageiros.

As temperaturas internas podem parecer altas e que os passageiros estão em situação de desconforto, porém, deve-se ter cuidado em afirmar isso pois ainda falta uma correlação da temperatura coletada pelo condicionador de ar (da onde é feita a medição) com a temperatura interna do ar real.

Esse trabalho é a primeira tentativa de se realizar um a simulação numérica da climatização dos trens da série 200 da Trensurb. Foram feitas muitas suposições no decorrer do trabalho que podem ser melhor modeladas com desenvolvimentos futuros.

Foi simulado para apenas uma viagem. Com mais dados de viagens reais pode-se simular o dia inteiro de um trem. Com a manipulação de arquivos climáticos pode-se inserir as temperaturas das viagens reais e a velocidade média do trem durante um dia inteiro.

Uma sugestão para trabalhos futuros é medir a umidade do interior do trem durante as viagens, informação de alto interesse para a Trensurb e dado importante para a climatização de ambientes. Com essa informação poderia se ter uma validação termodinâmica do ar por completo. Ele também é um fator crucial para alguns modelos de conforto térmico.

Também pode-se incluir o cálculo da carga do ar de renovação para se analisar o consumo de energia, já que o fluxo do ar de renovação do sistema é constante.

Ainda sobre a renovação de ar: recomenda-se verificar se a vazão volumétrica atende as normas. Fator que pode afetar a percepção de conforto da pessoas.

O fluxo do ar de retorno dos condicionadores de ar se faz pelo teto dos vagões, logo outro fator que pode se revelar relevante é o gradiente de temperaturas dentro dos carros. O que também pode afetar a temperatura do ar efetivamente ocupado pelos passageiros. Esse fator, porém, requer uma análise mais detalhada.

Levando em conta o pequeno tempo de permanência dos passageiros dentro do trem sugere-se escolher um modelo de conforto térmico que leve a temperatura externa em conta já que nesse tipo de proposição a pessoa vai trocar de ambiente em breve, não se recomendando que ela passe por grandes variações de temperatura.

7. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

AMPOFO, F.; MAIDMENT, G.; MISSENDEN, J.. **Underground railway environment in the UK Part 2: Investigation of heat load**. London: Elsevier, 2003. 13 p. (Applied Thermal Engineering).

ASHRAE. **ASHRAE HANDBOOK: REFRIGERATION**. Atlanta, 2010.

ASHRAE. **Fundamentals Handbook**, Chapter 1. Atlanta: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc., 2009.

ASHRAE. **Mechanical Pocket Guide**.

ASHRAE. **Refrigeration Handbook**, Chapter 13. Atlanta: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc., 2006.

ANDRADE, C. **Descritivo Técnico do Ar Condicionado do Salão**. [s. L.]: Alstom, 2013. 23 p.

DOE. **EnergyPlus, versão 8.1**. U.S. Department of Energy, 2015.

EnergyPlus. **Engineering Reference: The Reference to EnergyPlus Calculations**. [s. L.], 2013

EnergyPlus. **Input Output Reference: The Encyclopedic Reference to EnergyPlus Input and Output**. [s. L.], 2013.

Gosney, W.B., Olama, G.A.-L. **Heat and Enthalpy Gains through Cold Room Doorways, Proceedings of the Institute of Refrigeration**, vol. 72, 1975.

LIU, Weiwei et al. **Variation in cooling load of a moving air-conditioned train compartment under the effects of ambient conditions and body thermal storage**. [s. L.]: Elsevier, 2010. 13 p. (Applied Thermal Engineering).

Trensurb. **História**. Disponível em: <http://www.trensurb.gov.br/paginas/paginas_detalhe.php?codigo_sitemap=48>. Acesso em: 25 junho 2017.

Walton, G. N. 1983. **Thermal Analysis Research Program Reference Manual**. NBSSIR 83-2655. National Bureau of Standards

ANEXO A

Tabela A.1 – Tabela de dados coletado pelos equipamentos do trem fornecidos pela Trensurb (parcial).

Hora	Temp. Externa	Temp. Int. MA	Temp. Int. RA	Temp. Int. RB	Temp. Int. MB	Qtde. Pass. MA	Qtde. Pass. RA	Qtde. Pass. RB	Qtde. Pass. MB	Estação	Velocidade
17:35:42	35	27	26	27	27	141	183	141	99	3	47.3
17:35:52	35	27	26	27	27	141	183	141	99	3	51.7
17:36:02	35	27	25	26	27	141	183	141	99	3	66.9
17:36:12	35	27	25	26	27	141	183	141	99	3	51.6
17:36:22	35	27	25	26	27	141	183	141	99	3	31.7
17:36:32	35	27	25	26	26	141	183	141	99	3	7.5
17:36:42	35	27	24	26	26	141	197	141	99	4	0
17:36:52	35	27	25	26	27	155	197	155	99	4	0
17:37:02	35	27	26	26	27	155	197	169	99	4	4.6
17:37:12	35	27	26	26	27	155	197	169	99	4	37
17:37:22	35	27	26	26	27	155	197	169	99	4	68.4
17:37:32	35	26	26	26	27	155	197	169	99	4	68
17:37:42	35	26	27	26	27	155	197	169	99	4	67.8
17:37:52	35	26	27	26	27	155	197	169	99	4	67.9

Tabela A.2 - Coeficientes de rugosidade D, E e F. Fonte: Figura 1, Pg 22.4, ASHRAE Handbook of Fundamentals (1989) apud EnergyPlus.

Índice de rugosidade	D	E	F	Exemplo de material
1 (Muito rugoso)	11.58	5.894	0.0	Estuque
2 (Rugoso)	12.49	4.065	0.028	Tijolo
3 (Médio rugoso)	10.79	4.192	0.0	Concreto
4 (Médio liso)	8.23	4.0	-0.057	Madeira de pinheiro
5 (Liso)	10.22	3.1	0.0	Gesso Liso
6 (Muito liso)	8.23	3.33	-0.036	Vidro

APÊNDICE A

Tabela A.3 – Materiais.

Material	Rugosidade	Espessura (m)	Condutividade (W/mK)	Densidade (kg/m ³)	Calor específico (J/kgK)
Metal	Liso	0.0008	45.28	7824	500
Placa de isolamento (25mm)	Médio rugoso	0.0254	0.03	43	1210
Placa de isolamento (50mm)	Médio rugoso	0.0508	0.03	43	1210
Azulejo	Médio liso	0.0191	0.06	368	590

Tabela A.4 - Superfícies do trem e seus respectivos materiais.

Superfície	Camadas			
Chão	Azulejo	Espaço com ar	Metal	
Parede	Metal	Espaço com ar	Espaço com ar	Placa de isolamento (25mm)
Teto	Metal	Placa de isolamento (25mm)		
Janela	Vidro (3mm)	Ar (13mm)	Vidro (3mm)	
Porta	Metal	Espaço com ar	Metal	
Conexão entre vagões	Placa de isolamento (50mm)			
Janela da porta	Vidro (3mm)			

Tabela A.5 - Exemplo de planilha para cálculo dos fluxos através das portas (parcial).

Hora	Média Temp. Int	Dif: Ext-Int	Perto 8 ou 10?	Abriu portas?	Fluxo estabelecido (m ³ /s)	Fluxo com Dt e Df
17:25	25.1	8.88	8	Sim	0.592	0.414
17:25	27.1	6.92	8	Sim	0.592	0.414
17:26	27.2	6.83	8	Sim	0.592	0.414
17:27	27.0	7.00	8	Sim	0.592	0.414
17:28	26.8	7.17	8	Sim	0.592	0.414
17:29	26.6	8.08	8	Não	0.000	0.000
17:30	25.3	10.71	10	Não	0.000	0.000
17:31	24.8	10.67	10	Sim	0.637	0.149
17:32	26.4	8.63	8	Não	0.000	0.000
17:33	26.9	8.13	8	Não	0.000	0.000
17:34	27.1	7.92	8	Sim	0.592	0.138
17:35	26.8	8.250	8	Não	0.000	0.000

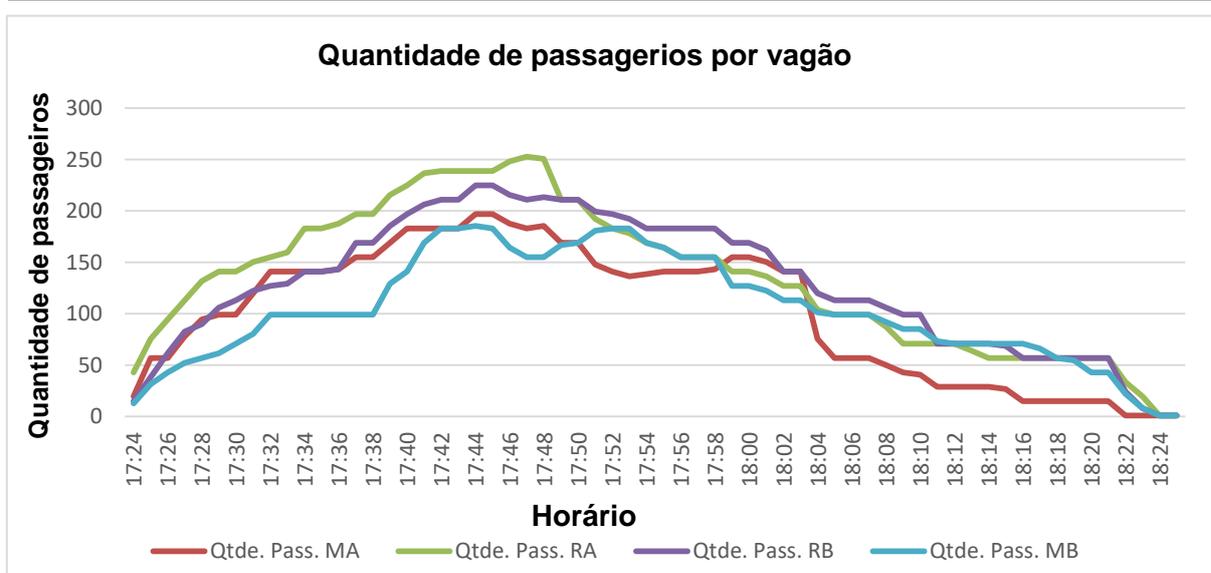


Figura A.1 – Quantidade de passageiros em cada vagão.

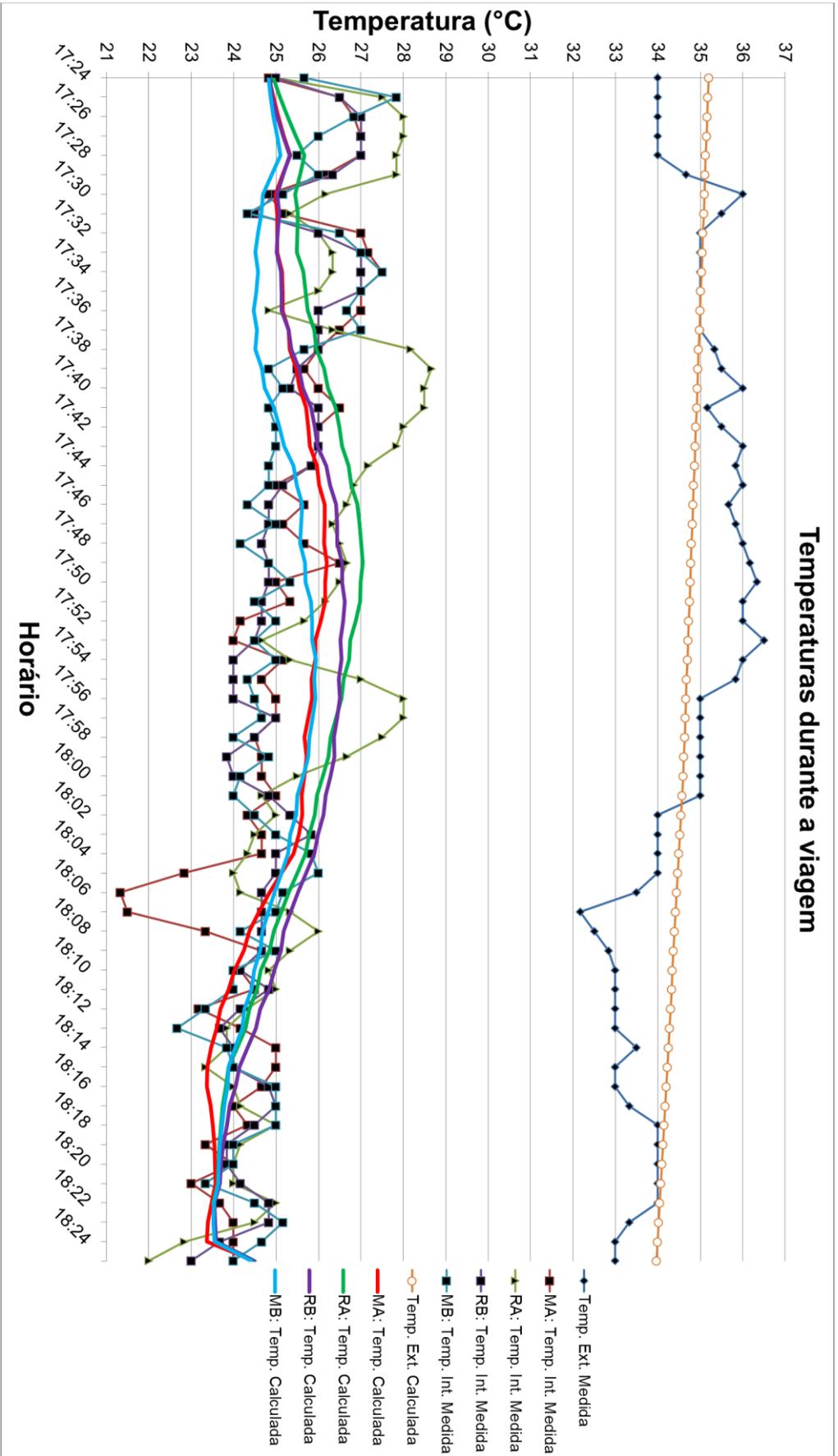


Figura A.2 – Comparação entre temperaturas medidas e calculadas (em °C).

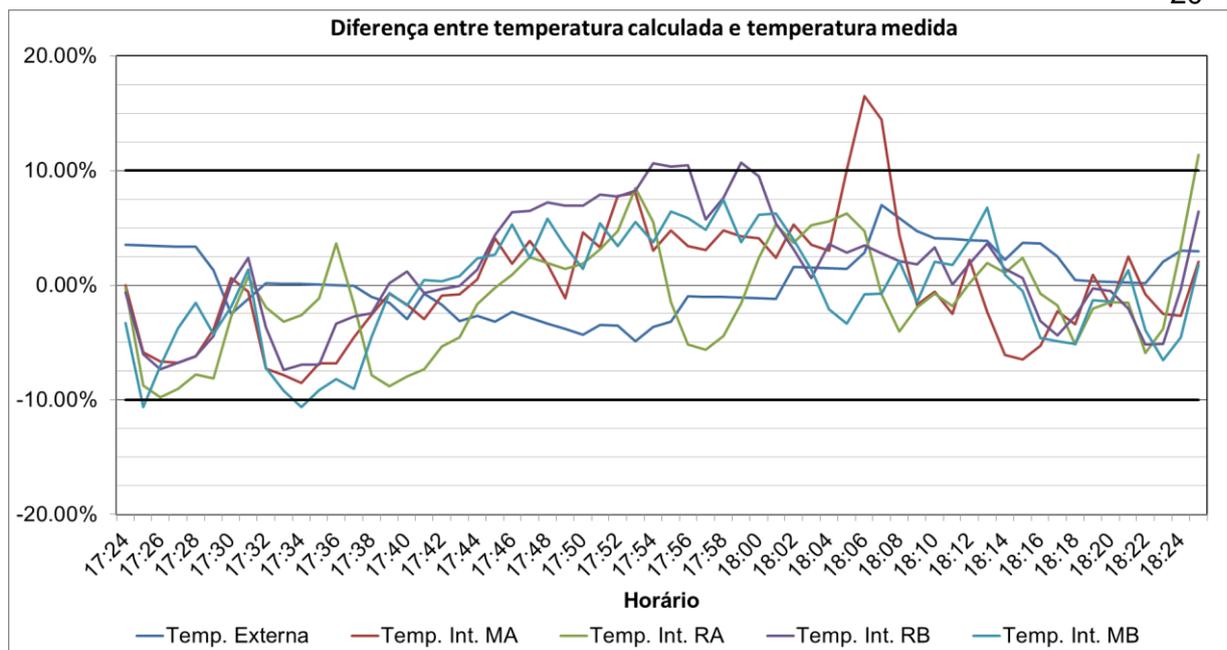


Figura A.3 – Diferenças relativas das temperaturas calculadas em relação às medidas.