

ESCOLA POLITÉCNICA DA UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO

DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

**MODELAGEM, SIMULAÇÃO E ANÁLISE DE CONDIÇÕES AMBIENTAIS
DE CABINE EM AUTOMÓVEL CLIMATIZADO: ESTUDO EM VEÍCULO
COM SISTEMA DE CLIMATIZAÇÃO COM CONTROLES INDIVIDUAIS
DE TEMPERATURA**

Fábio Glaser

São Paulo

2009

ESCOLA POLITÉCNICA DA UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO

DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

**MODELAGEM, SIMULAÇÃO E ANÁLISE DE CONDIÇÕES AMBIENTAIS
DE CABINE EM AUTOMÓVEL CLIMATIZADO: ESTUDO EM VEÍCULO
COM SISTEMA DE CLIMATIZAÇÃO COM CONTROLES INDIVIDUAIS
DE TEMPERATURA**

Trabalho de formatura apresentado à Escola
Politécnica da Universidade de São Paulo para
obtenção do título de Graduação em Engenharia

Fábio Glaser

Orientador: Arlindo Tribess

Área de Concentração: Engenharia
Mecânica

São Paulo

2009

Glaser, Fábio

Modelagem, simulação e análise de condições ambientais de cabine em um automóvel climatizado: estudo em veículo com sistema de climatização com controles individuais de temperatura/ F. Glaser. – São Paulo, 2009.

73 p.

Trabalho de Formatura - Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. Departamento de Engenharia Mecânica.

1. Ar condicionado 2. Automóveis 3. Conforto veicular (Mo - delagem; Simulação) I. Universidade de São Paulo. Escola Politécnica. Departamento de Engenharia Mecânica II. t.

SUMÁRIO

LISTA DE FIGURAS	VIII
LISTA DE TABELAS	IX
LISTA DE SÍMBOLOS.....	X
RESUMO	XIII
ABSTRACT	XIV
1. INTRODUÇÃO	1
1.1. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	2
1.2. MOTIVAÇÃO.....	4
1.3. OBJETIVO E ORGANIZAÇÃO DO TRABALHO.....	5
1.3.1. Determinação das condições de contorno.....	6
1.3.2. Determinação de todos os fatores que cooperam substancialmente nas trocas térmicas do automóvel.....	6
1.3.3. Desenvolvimento de um modelo matemático para o fluxo de calor entre as zonas térmicas no interior do veículo	6
1.3.4. Obtenção de todas as parcelas das trocas de calor e do modelo matemático...	6
1.3.5. Simulações preliminares e validação do modelo	7
1.3.6. Avaliação das condições ambientais de cabine.....	7
2. DESENVOLVIMENTO DO MODELO MATEMÁTICO	8
2.1. CONDIÇÕES DE CONTORNO, PARÂMETROS E HIPÓTESES SIMPLIFICADORAS	8
2.2. TROCAS TÉRMICAS.....	11
2.2.1. Fluxo de calor externo por condução e convecção	13
2.2.2. Fluxo de calor por radiação	17
2.2.3. Fluxo de calor por infiltração.....	18
2.2.4. Fluxo de calor entre as zonas.....	18
2.2.5. Fluxo de calor devido ao ar condicionado.....	21
2.2.6. Soma das trocas térmicas.....	21
3. DADOS TÉCNICOS DAS VARIÁVEIS	23
3.1. TEMPERATURA DO AR EXTERNO.....	23
3.2. INCIDÊNCIA SOLAR DIRETA	23

3.3.	TEMPERATURA DO COMPARTIMENTO DO MOTOR	23
3.4.	FLUXO DE AR GERADO PELO SISTEMA DE VENTILAÇÃO	23
3.5.	TEMPERATURA DO AR INSUFLADO PELO SISTEMA DE VENTILAÇÃO	24
4.	SIMULAÇÕES PRELIMINARES	25
4.1.	INTRODUÇÃO	25
4.2.	AR CONDICIONADO E VENTILAÇÃO DESLIGADOS	25
4.3.	AR CONDICIONADO DESLIGADO E VENTILAÇÃO LIGADA	27
4.4.	AR CONDICIONADO E VENTILAÇÃO LIGADOS	29
4.5.	AR CONDICIONADO E VENTILAÇÃO LIGADOS EM REGIME MISTO.....	31
4.6.	COMPARAÇÃO COM OUTROS RESULTADOS	33
4.6.1.	Veículo A – Condições de Verão.....	33
4.6.2.	Veículo A – Condições de Inverno	34
4.6.3.	Veículo B – Condições de Verão.....	34
4.6.4.	Veículo B – Condições de Inverno	35
4.6.5.	Veículo C – Condições de Verão.....	35
4.6.6.	Veículo C – Condições de Inverno	35
4.7.	ANÁLISES E CONCLUSÕES PRELIMINARES	36
5.	SIMULAÇÕES CONCLUSIVAS	38
5.1.	INTRODUÇÃO E METODOLOGIA	38
5.2.	DIA TÍPICO DE VERÃO.....	39
5.2.1.	Cenário I.....	41
5.2.2.	Cenário II.....	42
5.2.3.	Cenário III	43
5.2.4.	Cenário IV	44
5.2.5.	Cenário V	45
5.2.6.	Cenário VI	46
5.2.7.	Cenário VII.....	47
5.2.8.	Cenário VIII.....	48
5.3.	DIA ENCOBERTO	49
5.3.1.	Cenário I.....	51
5.3.2.	Cenário II.....	52
5.3.3.	Cenário III	53
5.3.4.	Cenário IV	54

5.3.5.	Cenário V	55
5.3.6.	Cenário VI	56
5.3.7.	Cenário VII.....	57
5.3.8.	Cenário VIII.....	58
5.4.	NOITE FRIA	59
5.4.1.	Cenário I.....	61
5.4.2.	Cenário II.....	62
5.4.3.	Cenário III	63
5.4.4.	Cenário IV	64
5.4.5.	Cenário V	65
5.4.6.	Cenário VI	66
5.4.7.	Cenário VII.....	67
5.4.8.	Cenário VIII.....	68
6.	ANÁLISE DOS RESULTADOS	69
6.1.	CENÁRIOS II E III	69
6.2.	CENÁRIOS IV E V.....	69
6.3.	CENÁRIOS VI, VII E VIII.....	69
7.	CONCLUSÕES E DISCUSSÃO DOS RESULTADOS	71
8.	BIBLIOGRAFIA	72

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Automóvel equipado com ar condicionado com controle individual.	5
Figura 2 – Veículo a ser modelado matematicamente.	8
Figura 3 – Vista 3D frontal/ lateral do modelo geométrico adotado.	8
Figura 4 - Vista 3D traseira/ lateral do modelo geométrico adotado.	9
Figura 5 - Modelo 3D com divisão em "zonas" térmicas.	10
Figura 6 - Diagrama de fluxos de calor no modelo.	12
Figura 7 - Fluxo de calor entre as Zonas 1 e 2.	19
Figura 8 - Análise gráfica para a determinação do valor da resistência térmica do modelo de fluxo de calor entre as zonas 1 e 2.	20

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Dimensões das superfícies do modelo 3D.	9
Tabela 2 - Dimensões das superfícies nas Zonas 1 e 2.	10
Tabela 3 - Dimensões das superfícies na Zona 3.	11
Tabela 4 – números de Reynolds do escoamento em cada superfície.	13
Tabela 5 – Coeficientes de película para $k=0,02624 \text{ W/(m}^\circ\text{C)}$	14
Tabela 6 - Espessuras e condutividades térmicas de cada componente das superfícies e resistência térmica total de cada superfície.	15
Tabela 7 - Parâmetros para o cálculo da temperatura de cada uma das superfícies. ...	16
Tabela 8 - Constantes para o cálculo do fluxo de radiação solar em cada zona.	18

LISTA DE SÍMBOLOS

A_j	Área da superfície j do modelo 3D, m^2
A_S	Área das superfícies do modelo 3D, m^2
A_{Vi}	Área da superfície envidraçada da zona i do modelo 3D, m^2
A_{Zij}	Área entre as zonas i e j , m^2
c_V	Calor específico do ar a volume constante, $\frac{J}{kg K}$
e_j	Espessura da superfície j do modelo 3D, m
\bar{h}	Coefficiente de transferência de calor por convecção médio, $\frac{W}{m^2 K}$
h_e	Coefficiente de transferência de calor por convecção do ar externo, $\frac{W}{m^2 K}$
h_i	Coefficiente de transferência de calor por convecção do ar interno, $\frac{W}{m^2 K}$
I_D	Incidência solar direta, $\frac{W}{m^2}$
\bar{I}_D	Incidência solar direta média, $\frac{W}{m^2}$
k	Condutividade térmica, $\frac{W}{mK}$
k_j	Condutividade térmica da superfície i do modelo 3D, $\frac{W}{mK}$
L	Comprimento das superfícies do modelo 3D, m
$m_{ar_{zi}}$	Massa de ar contida na zona i , kg
$\dot{m}_{ar_{zi}}$	Fluxo de ar gerado pelo sistema de ventilação na zona i , $\frac{kg}{s}$
\overline{Nu}	Número de Nusselt médio, -
Pr	Número de Prandtl, -

\dot{Q}	Fluxo de calor, W
$\dot{Q}_{ar\ Zi}$	Calor retirado da Zona i pelo sistema de ar condicionado, W
$\dot{Q}_{conv\ Zi}$	Fluxo de calor por condução e convecção na Zona i , W
$\dot{Q}_{inf\ Zi}$	Fluxo de calor por infiltração na Zona i , W
$\dot{Q}_{rad\ Zi}$	Fluxo de calor por radiação na Zona i , W
\dot{Q}_{Zi}	Fluxo de calor na Zona i , W
\dot{Q}_{Zij}	Fluxo de calor entre as zonas i e j , W
Re_L	Número de Reynolds, -
R_j	Resistência térmica da superfície j do modelo 3D, $\frac{m^2K}{W}$
R_t	Resistência térmica, $\frac{m^2K}{W}$
R_{Zij}	Resistência térmica entre as zonas i e j , $\frac{m^2K}{W}$
ΔT	Diferença de temperatura, K
$T_{arc\ Zi}$	Temperatura do ar insuflada pelo sistema de ventilação na zona i , K
T_{motor}	Temperatura do compartimento do motor, K
T_{sup}	Temperatura externa da superfície, K
T_{ext}	Temperatura do ar externo, K
T_{Zi}	Temperatura do ar na Zona i , K
\dot{T}_{Zi}	Varição da temperatura do ar na Zona i , $\frac{K}{s}$
v	Velocidade do escoamento, m/s
$V_{ar\ Zi}$	Volume interno da Zona i , m^3

W	Largura das superfícies do modelo 3D, m
α	Difusividade térmica, m^2/s ; Absortividade, -
τ_D	Transmissividade relativa à radiação incidente, -
ρ_{ar}	Densidade do ar, $\frac{kg}{m^3}$
Φ	Ângulo entre a superfície envidraçada e o solo, °
ν	Viscosidade cinemática, m^2/s

RESUMO

No presente trabalho foi realizada a modelagem, simulação e análise de condições ambientais de cabine em veículo automotivo climatizado equipado com um sistema de climatização com controles individuais de temperatura. Inicialmente foi feita a modelagem matemática do ambiente térmico em um automóvel climatizado, com controle de temperatura individual, considerando três zonas em seu interior: zona do motorista, zona do passageiro e zona do banco traseiro. Nessa etapa, todos os fatores que contribuem substancialmente para as trocas de calor do veículo com o ambiente externo foram determinados e calculados. A partir do modelo matemático, foram realizadas duas séries de simulações. A primeira, visando a validação deste modelo, e a segunda, objetivando descobrir como as temperaturas no interior do veículo se comportam, quando este está exposto a variadas condições ambientais e configurações no equipamento de condicionamento de ar e de ventilação. Em seguida foi feita a análise das condições ambientais de cabine em cada uma das zonas. Ao final, foi possível concluir, sob quais condições automóveis com sistemas de climatização, com controle de temperatura individual para duas ou três zonas, apresentam desempenho melhor para os seus ocupantes, quando comparados com veículos dotados de sistemas de climatização sem controle por zona.

ABSTRACT

In this work, a thermal model of an acclimatized automotive vehicle has been developed and, later on, simulated and used to evaluate the environmental conditions inside the car equipped with an air conditioning system with individual temperature control. In the beginning, the mathematical modeling of the thermal environment in an acclimatized automobile, equipped with individual temperature control for each of this three zones: the driver's zone, the passenger's zone and the back seat zone, is presented. In this stage, all factors which substantially cooperate in the thermal balance between the vehicle and the exterior environment have been determined and calculated. Based on the mathematical model, two series of simulations were made. The first one, aiming the validation of the model, and the second one, in order to find out how the temperatures in the inside of the vehicle react to different environmental conditions and air conditioning and ventilation setups. After this, the cockpit environmental analysis in each one of the zones was made. In the end, it was to conclude under which circumstances automobiles with air conditioning systems equipped with individual temperature control for two or three zones have a more satisfying performance for its occupants, when compared to vehicles with no individual temperature control in their air conditioning systems.

1. INTRODUÇÃO

Todas as formas de vida dependem de um conjunto de condições específicas para que possam se desenvolver e se reproduzir de modo ótimo. Por esta razão, certas espécies se adaptam melhor a determinadas condições ambientais do que outras.

O ser humano, sendo integrante da biosfera, muitas vezes está sujeito a condições nas quais a manutenção de sua vida corre risco. Entretanto, a sua capacidade de adaptação e de explorar os recursos naturais existentes, o tem ajudado a prover as condições suficientes para a sua sobrevivência em ambientes hostis, como as baixas temperaturas dos polos, por exemplo.

Concomitantemente ao instinto de lutar pela sua sobrevivência, o homem também busca tornar a sua vida o mais agradável e confortável possível. A condição de conforto ambiental que o homem busca, está associada a variáveis econômicas, culturais, sociais, entre outras, visando atingir condições de:

- Conforto térmico
- Conforto lumínico
- Conforto acústico
- Qualidade do ar
- Vibração
- Ergonomia

A busca por melhorias das condições ambientais nos espaços de trabalho, como escritórios e fábricas, está intimamente ligada à necessidade de aumento da produtividade e do aproveitamento desses espaços. Por outro lado, estabelecimentos comerciais procuram promover a permanência de seus clientes, investindo recursos para tornar o ambiente o mais agradável possível.

No caso dos automóveis, diversos fatores têm contribuído para o aumento do interesse na avaliação do conforto experimentado por passageiros no interior desses veículos. Por um lado, os consumidores passaram a aplicar critérios muito mais exigentes na escolha de seus veículos, passando da condição de observar os custos e desempenho para levar em conta também fatores como segurança e conforto.

Existem também fatores que cooperam para esta tendência ligada ao mercado, do ponto de vista dos construtores de veículos. Neste caso o conforto se tornou um diferencial no veículo, cooperando para a disputa comercial entre modelos do mesmo segmento.

Quando tratamos especificamente do conforto térmico, estamos nos preocupando com “um estado de espírito que reflete satisfação com o ambiente térmico que envolve a pessoa”, conforme definido pela norma ASHRAE 55 (2004). Em termos mais objetivos, isto significa que o excedente da energia dos alimentos que o metabolismo humano converte em trabalho e calor, deve ser dissipada pelo corpo humano para que a sua temperatura interna permaneça dentro de certos limites. Além disto, esta troca de calor com o ambiente térmico no qual a pessoa se encontra deva se dar sob certas condições para não causar desconforto.

Em casos limítrofes, em que a troca de calor não ocorre de modo adequado, como no caso de exposição a ambientes demasiadamente quentes ou frios, pode ocorrer o “stress térmico” (ISO 7243, 1989; ISO 7933, 1989), resultado de uma atuação excessiva do sistema termorregulador, que causa fadiga e pode levar à morte.

Quando tratamos da segurança veicular, o conforto térmico também é, um aspecto de grande importância. Segundo Gomes (2005), motoristas sonolentos devido ao calor, ou com sinais de hipotermia devido ao frio, estão mais sujeitos a sofrerem danos ou a causarem acidentes. Além disso, a exposição excessiva ao calor pode levar ao colapso físico, e à hipotermia – causadora de perda de memória, incoerência, tremores excessivos, entre outros – é um fator que coopera substancialmente para o aumento de acidentes no hemisfério norte (Steen, 2002).

1.1. Revisão Bibliográfica

Neste contexto, as possibilidades de aprofundamento e exploração deste assunto podem ser as mais diversas. Enquanto alguns autores se preocupam exclusivamente com a tecnologia responsável pelo conforto térmico veicular, outros direcionam os seus estudos para aumentar o entendimento que temos das variáveis que regem a sensação de conforto térmico no interior de automóveis.

Stancato (1992) desenvolveu em seu trabalho, um programa para cálculo de cargas térmicas em cabines de veículos automotivos. Baseado nas leis da termodinâmica e da transferência de calor e de massa, e também em experiências de campo, desenvolveu rotinas de cálculo para a determinação da condução de calor por paredes, pelos vidros, pelo compartimento do motor, e também do cálculo das trocas de calor por radiação solar.

Embora o seu trabalho não tenha como foco principal o conforto térmico veicular, o seu metucioso desenvolvimento matemático resultou em um modo fácil e rápido de avaliação da ordem de grandeza das trocas térmicas que ocorrem no interior de automóveis em diversas situações.

Santos (2005), apesar de objetivar o dimensionamento e a avaliação do ciclo de refrigeração de um sistema de climatização automotivo, faz uma análise da carga térmica no interior do veículo bastante completa. Em seu trabalho, assim como no trabalho de Stancato (1992), são calculados os fluxos do calor para o veículo, considerando a convecção e a condução através das superfícies externas do veículo, assim como também a radiação solar direta. A maior parte das suas hipóteses para a estimativa da carga térmica a ser retirada pelo sistema de ar condicionado tem como base formal o trabalho de Stancato (1992).

Itao (2005), apesar de focar mais na tecnologia específica do sistema de climatização automotivo do que em uma estimativa precisa dos fluxos de calor entre o interior do veículo e o ambiente circunvizinho, apresenta informações, resultados e valores que serviram de subsídio para o presente trabalho, como dados técnicos do sistema de ventilação veicular, por exemplo.

Em seu trabalho, Gomes (2005) apresenta um estudo da utilização de manequins na avaliação de condições de conforto térmico em veículos automotivos e a realização de ensaios em automóveis de passeio. Estes ensaios foram realizados em três automóveis para condições de verão e inverno. Assim como no caso do trabalho de Itao (2005), Gomes (2005) apresenta informações e resultados de grande utilidade para o desenvolvimento preciso do presente trabalho.

Incropera (2003) reúne fundamentos teóricos da transferência de calor e de massa, apresentando tanto equações analíticas, como a da difusão do calor, quanto relações empíricas, como aquelas que relacionam números adimensionais característicos de certos escoamentos, que se tornam especialmente úteis na determinação de coeficientes de transferência de calor que envolvem escoamentos turbulentos. Este trabalho reúne praticamente todo o material formal necessário para a compreensão das trocas térmicas que ocorrem entre os veículos e o ambiente externo, sendo assim, fundamental para o desenvolvimento deste projeto.

1.2. Motivação

Com o acelerado ritmo de desenvolvimento e aprimoramento de tecnologias, fato acompanhado pela humanidade há algumas décadas, muitos campos da engenharia tem deixado de criar soluções que englobem apenas aspectos técnicos estritos em seus projetos, para dar atenção a fatores antes considerados subjetivos e até mesmo superficiais, como o conforto ambiental, por exemplo.

No campo da engenharia mecânica, mais especificamente na indústria automotiva, a evolução técnica não se deu somente no aumento da eficiência, potência e da durabilidade dos motores, como comumente é enfatizado. A criação dos encostos para a cabeça e do cinto de segurança, além do desenvolvimento da direção hidráulica e de sistemas de suspensão, fez com que a indústria deixasse de vender automóveis apenas como meios de transporte, para comercializar artigos motorizados mais seguros, com maior bem-estar e luxo aprimorado.

Dentre os diversos subsistemas responsáveis pelo conforto no interior dos veículos, destaca-se o sistema de condicionamento de ar, que deixou de ser apenas um componente opcional em veículos luxuosos, para se tornar indispensável até mesmo em carros populares. Com esta popularização, a indústria automotiva passou a investir no aprimoramento deste subsistema, para poder continuar diferenciando e agregando maior valor aos seus produtos mais luxuosos.

Uma das formas recentemente exploradas pela indústria para alcançar tal objetivo, tem sido a implantação de sistemas de ar condicionado com ajuste de temperatura individual para cada ocupante do veículo. Neste cenário, alguns modelos permitem

apenas o ajuste individual para o motorista e para o passageiro, sendo que outros veículos disponibilizam este controle até mesmo para os ocupantes do banco traseiro do automóvel, conforme ilustra a Figura 1.

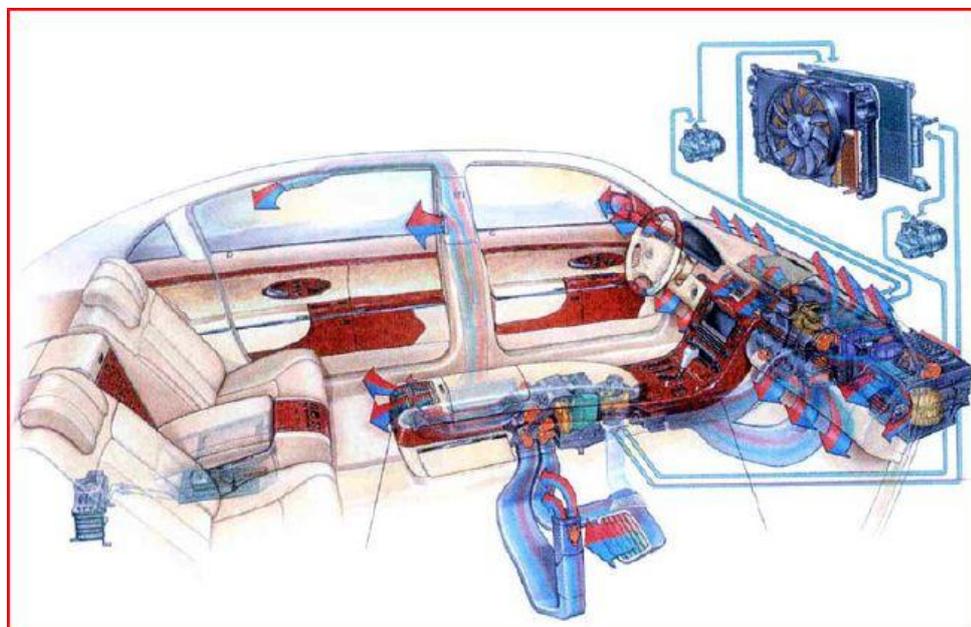


Figura 1 - Automóvel equipado com ar condicionado com controle individual.

1.3. Objetivo e Organização do Trabalho

O objetivo do presente trabalho é comparar as condições ambientais de cabine de um veículo equipado com um sistema de ar condicionado com ajuste de temperatura individual, com o mesmo veículo equipado com um sistema de ar condicionado sem ajuste de temperatura individual. Desta forma será possível concluir se um sistema de condicionamento de ar personalizado efetivamente é capaz de prover maior conforto térmico para os ocupantes do veículo.

Uma maneira relativamente simples de realizar tal comparação, é desenvolver um modelo matemático que, uma vez alimentado com as condições ambientais nas quais o veículo está inserido, como incidência solar, temperatura do ar externo, velocidade do veículo, entre outros, apresente a temperatura no interior do veículo em cada uma das regiões - ou zonas - que o sistema de ar condicionado com ajuste de temperatura personalizado alimenta individualmente.

Para que tal objetivo seja alcançado, entretanto, é necessário que se tenha em mãos um modelo matemático confiável e flexível, para que se possa comparar os dois sistemas de condicionamento de ar em diferentes condições ambientais.

Levando-se isto em consideração, estabeleceu-se a seguinte sequência de etapas para o desenvolvimento deste trabalho:

1.3.1.Determinação das condições de contorno

Nesta etapa, diversas condições de contorno da modelagem matemática foram determinadas. Dentre as principais, encontram-se:

- Modelo e marca do automóvel a ser modelado;
 - Dimensões e cor do automóvel escolhido;
- Velocidade relativa do ar em relação ao automóvel.

1.3.2.Determinação de todos os fatores que cooperam substancialmente nas trocas térmicas do automóvel

Aqui foram determinadas todas as formas de troca de calor que ocorrem entre o veículo e o ambiente que o cerca. Além da convecção, condução e radiação solar, foram considerados outros fatores, como a influência da temperatura do motor sobre a cabine, e também a da infiltração de ar externo pelas frestas dos vidros, por exemplo.

1.3.3.Desenvolvimento de um modelo matemático para o fluxo de calor entre as zonas térmicas no interior do veículo

Nesta seção, foi desenvolvido um modelo matemático que representa a troca de calor que ocorre entre as três zonas no interior do veículo.

1.3.4.Obtenção de todas as parcelas das trocas de calor e do modelo matemático

Uma vez determinadas as parcelas que compõem o modelo matemático, nesta etapa cada uma destas parcelas foi calculada. Uma vez calculadas, obtém-se o modelo matemático pretendido, somando-se todas as parcelas.

1.3.5. Simulações preliminares e validação do modelo

Nesta etapa, foi realizada uma série de simulações com o intuito de avaliar o desempenho do modelo matemático desenvolvido. Foram feitos, então, ajustes e correções no modelo, com o intuito de aumentar a sua precisão.

1.3.6. Avaliação das condições ambientais de cabine

Tendo em mãos o modelo matemático desenvolvido, avaliou-se nesta etapa o desempenho de equipamentos de climatização em automóveis com duas ou três zonas térmicas, quando comparados com o desempenho de equipamentos em veículos comuns, com apenas uma zona térmica.

2. DESENVOLVIMENTO DO MODELO MATEMÁTICO

2.1. Condições de Contorno, Parâmetros e Hipóteses Simplificadoras

Para a execução do presente trabalho, o automóvel no qual as características geométricas do modelo foram baseadas, foi o modelo Corsa Hatch, de cor preta, ano 2002, da marca General Motors, conforme ilustra a Figura 2.



Figura 2 – Veículo a ser modelado matematicamente.

Para a modelagem geométrica do veículo, algumas hipóteses simplificadoras foram adotadas com o intuito de facilitar os cálculos. Assim, o modelo geométrico da cabine do veículo foi simplificado a um conjunto de superfícies planas, conforme apontam a Figura 3 e a Figura 4.

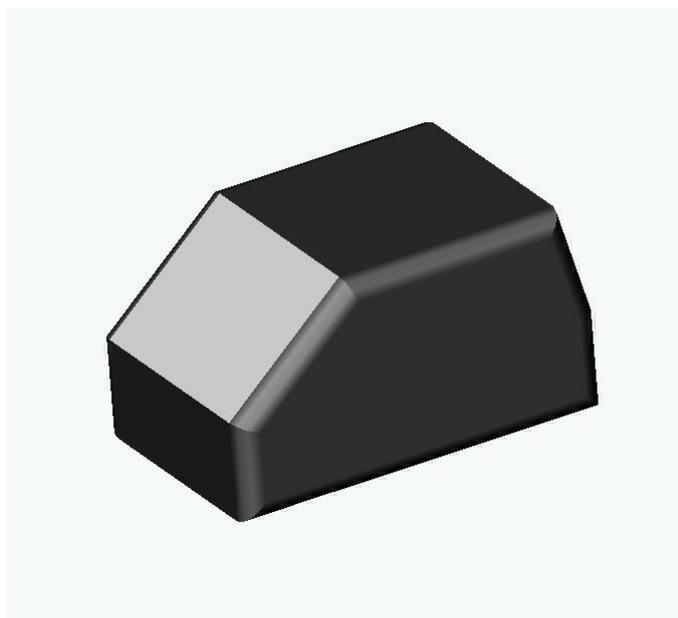


Figura 3 – Vista 3D frontal/ lateral do modelo geométrico adotado.

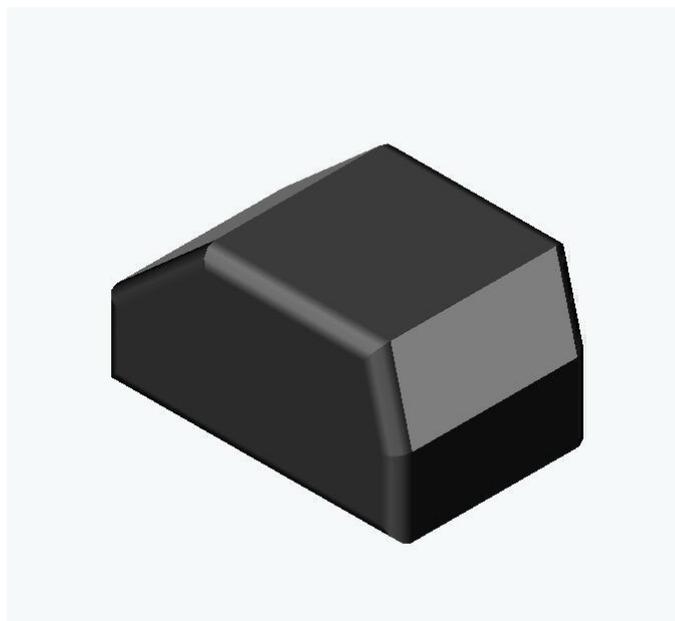


Figura 4 - Vista 3D traseira/ lateral do modelo geométrico adotado.

Tendo em mãos o modelo geométrico e baseando-se no automóvel considerado, foram determinadas as dimensões – comprimento, L , largura, W , e área, A_s - para as superfícies do modelo 3D:

Superfície	L [m]	W [m]	A_s [m ²]
1 Teto	1,40	1,10	1,54
2 Vidro Traseiro	0,50	1,30	0,65
3 Traseira	0,80	1,65	1,32
4 Assoalho	2,20	1,65	3,63
5 Painel Frontal	0,75	1,65	1,24
6 Para-Brisas	0,75	1,39	1,04
7 Vidros Laterais	1,50	0,45	0,68
8 Portas	2,00	0,60	1,20

Tabela 1 – Dimensões das superfícies do modelo 3D.

Considerando, porém, que foi desenvolvido um modelo matemático considerando um veículo com um sistema de condicionamento de ar que é capaz de alimentar o habitáculo do automóvel com ar em temperaturas distintas, o modelo 3D desenvolvido foi dividido em 3 regiões – ou “zonas” -, conforme ilustra a Figura 5 - Modelo 3D com divisão em "zonas" térmicas.

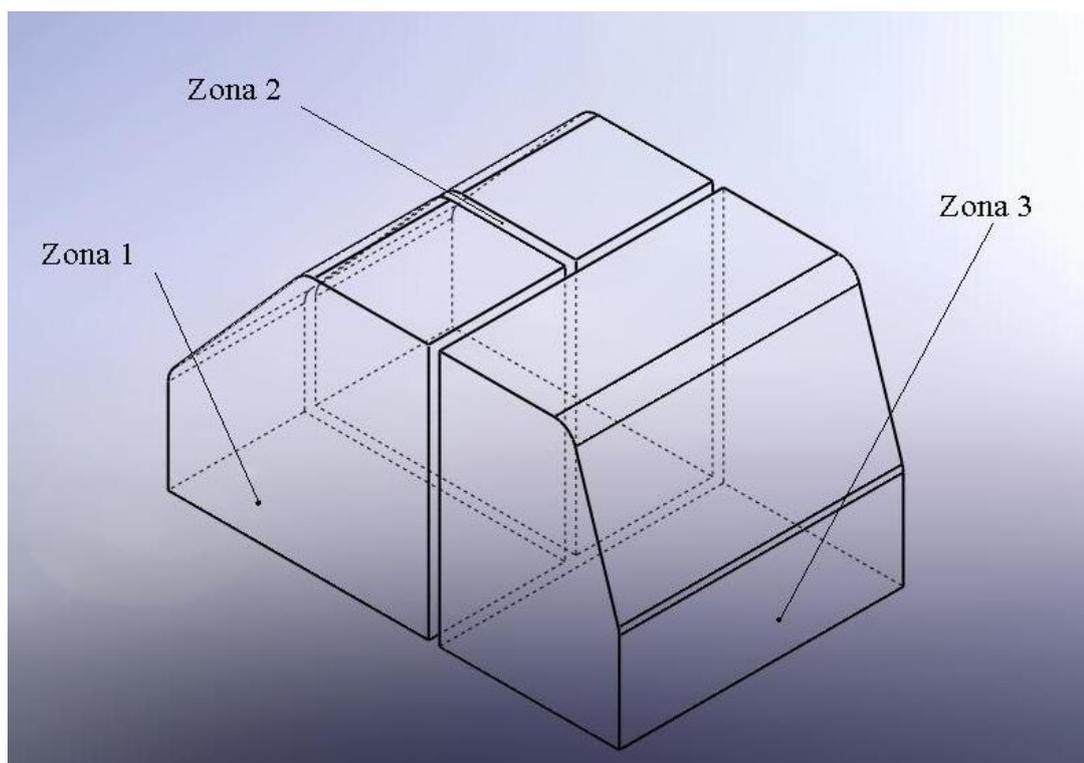


Figura 5 - Modelo 3D com divisão em "zonas" térmicas.

A Zona 1 é a região que engloba a poltrona do motorista, a Zona 2, por sua vez, é a região que engloba a poltrona do passageiro. Já a Zona 3 representa a região que engloba os passageiros do banco traseiro do veículo.

Na presente modelagem, cada uma das zonas foi tratada independentemente, resultando em uma temperatura interna em cada uma delas. Conseqüentemente, foram determinadas as dimensões das superfícies do modelo 3D para cada uma das zonas, conforme na Tabela 2 e na Tabela 3.

Superfície	L [m]	W [m]	A _s [m ²]
1 Teto	0,7	0,6	0,39
2 Vidro Traseiro	-	-	-
3 Traseira	-	-	-
4 Assoalho	1,1	0,8	0,91
5 Painel Frontal	0,8	0,8	0,62
6 Para-Brisas	0,8	0,7	0,53
7 Vidros Laterais	0,8	0,5	0,34
8 Portas	1,0	0,6	0,60

Tabela 2 - Dimensões das superfícies nas Zonas 1 e 2.

Superfície	L [m]	W [m]	A _s [m ²]
1 Teto	0,7	1,1	0,77
2 Vidro Traseiro	0,5	1,3	0,65
3 Traseira	0,8	1,7	1,32
4 Assoalho	1,1	1,7	1,82
5 Painel Frontal	-	-	-
6 Para-Brisas	-	-	-
7 Vidros Laterais	0,8	0,5	0,34
8 Portas	1,0	0,6	0,60

Tabela 3 - Dimensões das superfícies na Zona 3.

Para a modelagem matemática, foi considerado que o automóvel se locomove a uma velocidade relativa de 100 km/h em relação à velocidade do ar ao seu redor. Este valor foi considerado constante para a validação inicial do modelo, e poderia ter sido substituído por uma variável, caso houvesse interesse em observar resultados para velocidade variável.

É importante observar que em nenhuma simulação foi considerada a presença de ocupantes no veículo, dado que estes se comportam como fontes térmicas relativamente simples de serem simuladas, podendo ser facilmente adicionadas manualmente ao modelo.

2.2. Trocas Térmicas

Para a modelagem térmica completa do habitáculo do veículo, os seguintes ganhos de calor foram considerados:

- a) Condução de calor através da carroceria e dos vidros;
- b) Irradiação solar incidente nos vidros;
- c) Convecção e condução de calor do compartimento do motor;
- d) Infiltração de ar;
- e) Trocas de calor entre as zonas;
- f) Retirada/ adição de calor através do sistema de climatização;

A Figura 6 ilustra todas as formas de ganho de calor levadas em conta, o que pode ser considerado um esqueleto do modelo matemático que foi desenvolvido, onde cada uma das setas representa uma das parcelas das equações que rege a relação entre entradas e saídas do sistema.

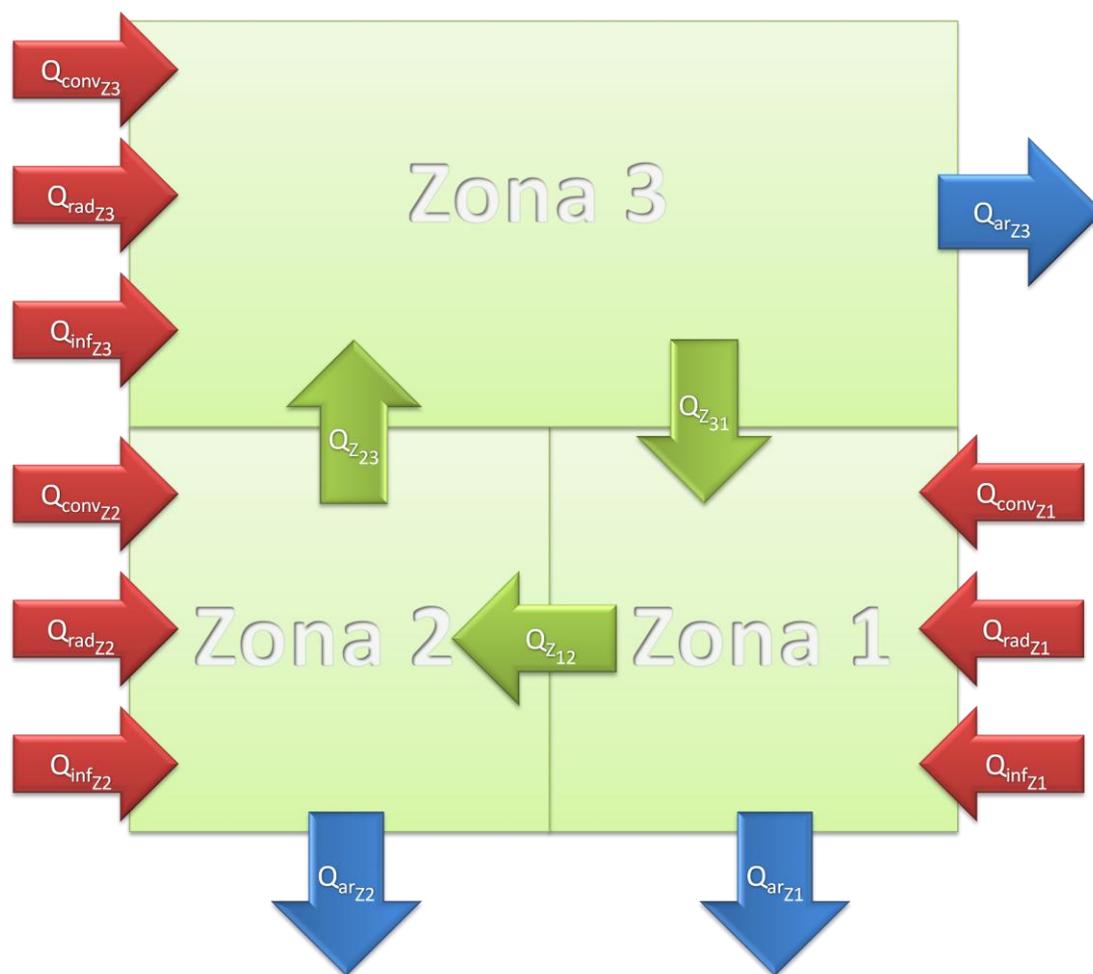


Figura 6 - Diagrama de fluxos de calor no modelo.

Pudemos então, a partir do diagrama, representar o fluxo de calor do modelo, para cada uma das zonas, matematicamente.

$$\dot{Q}_{Z1} = \dot{Q}_{conv\ Z1} + \dot{Q}_{rad\ Z1} + \dot{Q}_{inf\ Z1} + \dot{Q}_{Z31} - \dot{Q}_{Z12} - \dot{Q}_{ar\ Z1} \quad (2.1)$$

$$\dot{Q}_{Z2} = \dot{Q}_{conv\ Z2} + \dot{Q}_{rad\ Z2} + \dot{Q}_{inf\ Z2} + \dot{Q}_{Z12} - \dot{Q}_{Z23} - \dot{Q}_{ar\ Z2} \quad (2.2)$$

$$\dot{Q}_{Z3} = \dot{Q}_{conv\ Z3} + \dot{Q}_{rad\ Z3} + \dot{Q}_{inf\ Z3} + \dot{Q}_{Z23} - \dot{Q}_{Z31} - \dot{Q}_{ar\ Z3} \quad (2.3)$$

Foram determinadas, a seguir, cada uma das parcelas das equações desenvolvidas acima.

2.2.1. Fluxo de calor externo por condução e convecção

Primeiramente, foi encontrado o coeficiente de película, h_e . A determinação desta variável depende de relações empíricas encontradas na literatura, que, por sua vez, dependem do número de Reynolds¹ do escoamento em cada uma das superfícies e também do número de Prandtl.

Estes adimensionais, entretanto, além de depender das características do escoamento, dependem também de duas características do ar: a viscosidade cinemática e difusividade térmica. Segundo Incropera (2003), para ar a 300K, temos:

$$\nu = 1,684 * 10^{-5} \frac{m^2}{s} \quad (2.4)$$

$$\alpha = 22,5 * 10^{-6} \frac{m^2}{s} \quad (2.5)$$

Portanto, sabendo, que:

$$Re_L = \frac{vL}{\nu} = \frac{\frac{100}{3,6}}{1,684 * 10^{-5}} L = 1,748 * 10^6 * L \quad (2.6)$$

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} = \frac{1,684 * 10^{-5}}{22,5 * 10^{-6}} = 0,748 \quad (2.7)$$

Obtivemos:

Superfície	L [m]	Re _L [10 ⁶]
1 Teto	1,40	2,45
2 Vidro Traseiro	0,50	0,87
3 Traseira	0,80	1,40
4 Assoalho	2,20	3,85
5 Painel Frontal	0,75	1,31
6 Para-Brisas	0,75	1,31
7 Vidros Laterais	1,50	2,62
8 Portas	2,00	3,50

Tabela 4 – números de Reynolds do escoamento em cada superfície.

¹ Todas as vezes em que for necessário admitir um comprimento característico, adotar-se-á o vento soprando na direção paralela ao sentido “frente-traseira” do veículo.

Para estes valores, pode-se determinar os valores de h_e através da correlação² (Incropera, 2003):

$$\overline{Nu}_L = \frac{\bar{h}L}{k} = (0,037(Re_L)^{0,8} - 871)Pr^{\frac{1}{3}} \quad (2.8)$$

Considerando que as propriedades do ar permanecem constantes, mesmo com alteração sensíveis em sua temperatura, obtém-se, para uma temperatura de 300 K:

Superfície	Re _L [10 ⁶]	h _e W/(m ² K)
1 Teto	2,45	65,2
2 Vidro Traseiro	0,87	57,2
3 Traseira	1,40	63,7
4 Assoalho	3,85	63,6
5 Painel Frontal	1,31	63,2
6 Para-Brisas	1,31	63,2
7 Vidros Laterais	2,62	65,1
8 Portas	3,50	64,1

Tabela 5 – Coeficientes de película para $k=0,02624$ W/(m°C).

Feito isto, podemos associar uma resistência térmica a cada superfície do carro. Supondo que a superfície tenha j camadas e que entre duas camadas em contato há apenas troca de calor por condução, tem-se:

$$R_t = \frac{1}{h_i} + \sum \frac{e_j}{k_j} \quad (2.9)$$

No cálculo da resistência térmica de cada superfície, utilizou-se a abordagem e os valores numéricos utilizados por Santos (2005).

O teto é composto de:

- uma chapa de aço com 1 mm de espessura;
- uma camada de ar de 30 mm; e
- um forro de material de fibras prensadas de 4 mm de espessura.

As portas são compostas de:

- uma chapa de aço com 1 mm de espessura;

² Correlação válida para escoamentos turbulentos e $Pr > 0,7$.

- uma camada de ar de *150 mm*; e
- um painel de acabamento de polipropileno com *3 mm* de espessura.

A traseira é composta de:

- uma chapa de aço com *1 mm* de espessura;
- uma camada de ar de *60 mm*; e
- um acabamento interno de polipropileno de *3 mm* de espessura.

O assoalho é composto de:

- uma chapa de aço de *2 mm* de espessura; e
- um acabamento interno de carpete com *10 mm* de espessura.

O painel frontal contém:

- um isolante externo com *6 mm* de espessura;
- uma chapa de aço de *1 mm* de espessura; e
- um acabamento interno de carpete com *10 mm* de espessura.

Considerando que o ar dentro do veículo permanece parado (convecção natural), adotou-se $h_i = 8 \frac{W}{m^2K}$. Assim, finalmente foi possível determinar o valor das resistências associadas a cada superfície:

Superfícies	e_1 [m]	e_2 [m]	e_3 [m]	k_1 [W/(m°C)]	k_2 [W/(m°C)]	k_3 [W/(m°C)]	R_t [(m²K)/W]
1	0,001	0,030	0,004	59,900	0,028	0,053	1,27
2	0,006	-	-	1,400	-	-	0,13
3	0,001	0,060	0,003	59,900	0,028	0,230	2,28
4	0,001	0,010	-	59,900	0,053	-	0,31
5	0,006	0,001	0,010	0,053	59,900	0,053	0,43
6	0,006	-	-	0,250	-	-	0,15
7	0,006	-	-	1,400	-	-	0,13
8	0,001	0,150	0,003	59,900	0,028	0,230	5,50

Tabela 6 - Espessuras e condutividades térmicas de cada componente das superfícies e resistência térmica total de cada superfície.

As temperaturas dessas superfícies, com exceção do motor (painel frontal), dependem da radiação solar, logo:

$$T_{sup} = T_{ext} + \frac{\alpha * I_D}{h_e} \quad (2.10)$$

onde T_{sup} , é a temperatura externa da superfície (°C), T_{ext} , é a temperatura do ar externo ao veículo, α , é a absortividade térmica da superfície e I_D é a incidência solar sobre a superfície..

Segundo Incropera (2203), α pode ser desprezado nos vidros (superfícies 2, 6 e 7). Portanto:

Superfície	α [-]	h_e [W/(m ² K)]	α/h_e [(m ² K)/W]
1 Teto	0,9	62,8	0,014
2 Vidro Traseiro	0,0	53,8	0,000
3 Traseira	0,9	60,8	0,015
4 Assoalho	0,9	61,5	0,015
5 Painel Frontal	-	60,2	-
6 Para-Brisas	0,0	60,2	0,000
7 Vidros Laterais	0,0	62,7	0,000
8 Portas	0,9	61,9	0,015

Tabela 7 - Parâmetros para o cálculo da temperatura de cada uma das superfícies.

Pela analogia entre sistemas elétricos e térmicos, pode-se dizer que o fluxo de calor em cada superfície do carro é:

$$\dot{Q} = \frac{A_S * \Delta T}{R_t} \quad (2.11)$$

Para cada superfície, tem-se:

$$\Delta T = T_{sup} - T_{Z_i} \quad (2.12)$$

Como as zonas 1 e 2 estão em contato as superfícies 1, 4, 5, 6, 7 e 8, somou-se os calores trocados por cada superfície e T_{sup} e substituindo pela relação correta entre T_{sup} e T_{ext} , obtendo:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{conv Z_i} = & (T_{ext} + 0,014 * I_D - T_{Z_i}) \left(\frac{A_1}{R_1} \right) + (T_{ext} + 0,015 * I_D) \left(\frac{A_4}{R_4} + \frac{A_8}{R_8} \right) + \\ & (T_{ext} - T_{Z_i}) \left(\frac{A_6}{R_6} + \frac{A_7}{R_7} \right) + (T_{motor} - T_{Z_i}) \left(\frac{A_5}{R_5} \right) \end{aligned} \quad (2.13)$$

Pudemos, para facilitar os cálculos, reestruturar a equação, isolando a variável de saída, T_{Zi} . Assim:

$$\dot{Q}_{conv Z_i} = C_1 - C_2 * T_{Z_i} \quad (2.14)$$

onde:

$$C_1 = T_{ext} \left(\frac{A_1}{R_1} + \frac{A_4}{R_4} + \frac{A_6}{R_6} + \frac{A_7}{R_7} + \frac{A_8}{R_8} \right) + T_{motor} \left(\frac{A_5}{R_5} \right) + 0,014 * I_D \left(\frac{A_1}{R_1} \right) + 0,015 * I_D \left(\frac{A_4}{R_4} + \frac{A_8}{R_8} \right) \quad (2.15)$$

$$C_2 = \sum_{i=1}^8 \left(\frac{A_i}{R_i} \right) - \frac{A_2}{R_2} - \frac{A_3}{R_3} \quad (2.16)$$

Substituindo os valores numéricos nas equações acima, utilizando a Tabela 2 e a Tabela 6, obtivemos a equação do fluxo de calor referente à convecção e condução para as Zonas 1 e 2:

$$\dot{Q}_{conv Z_i} = 9,46 * T_{ext} + 1,46 * T_{motor} + 0,050 * I_D - 10,92 * T_{Zi} \quad (2.17)$$

Analogamente, para a zona 3:

$$\dot{Q}_{conv Z_3} = (T_{ext} + 0,014 * I_D - T_3) \left(\frac{A_1}{R_1} \right) + (T_{ext} + 0,015 * I_D) \left(\frac{A_3}{R_3} + \frac{A_4}{R_4} + \frac{A_8}{R_8} \right) + (T_{ext} - T_Z) \left(\frac{A_2}{R_2} + \frac{A_7}{R_7} \right) \quad (2.18)$$

E, portanto:

$$\dot{Q}_{conv Z_3} = 14,72 * T_{ext} + 0,106 * I_D - 14,72 * T_{Z3} \quad (2.19)$$

2.2.2. Fluxo de calor por radiação

Considerando-se a radiação difusa do céu como componente da radiação direta incidente, o fluxo de calor por radiação é dado por:

$$\dot{Q}_{rad Z_i} = A_{V_i} * \tau_D * I_D * \cos(\theta) \quad (2.20)$$

Supondo que o sol está incidindo verticalmente sobre o veículo, pode-se desprezar a parcela da radiação sobre os vidros laterais, visto que formam um ângulo

aproximadamente reto com o teto do carro. A Tabela 8 apresenta os fatores que compõe esta parcela do fluxo de calor.

	A_v [m ²]	τ_D [m]	Φ [°]	$\cos(\Phi)$ [-]	$A_v * \tau_D * \cos(\Phi)$ [m ²]
Zona 1	0,53	0,55	35	0,82	0,24
Zona 2	0,53	0,55	35	0,82	0,24
Zona 3	0,65	0,55	70	0,34	0,12

Tabela 8 - Constantes para o cálculo do fluxo de radiação solar em cada zona.

Sendo assim, tem-se:

$$\dot{Q}_{rad\ Z1} = \dot{Q}_{rad\ Z2} = 0,24 * I_D \quad (2.21)$$

$$\dot{Q}_{rad\ Z3} = 0,12 * I_D \quad (2.22)$$

2.2.3. Fluxo de calor por infiltração

Segundo Stancato (1992), para um automóvel com o sistema de ventilação ligado em modo de renovação de ar, a diferença de pressão entre o interior e o exterior do veículo é desprezível. Sendo assim, podemos considerar:

$$\dot{Q}_{inf} = 0\ W \quad (2.23)$$

2.2.4. Fluxo de calor entre as zonas

Como não há uma barreira física delimitando as zonas, não é possível determinar, analiticamente, o fluxo de calor entre elas. Assim, foi necessário adotar uma solução empírica para este problema.



Figura 7 - Fluxo de calor entre as Zonas 1 e 2.

Para desenvolver esta solução, supôs-se, entretanto, que existe uma barreira física entre as zonas. Sendo assim, o fluxo de calor representado na Figura 7, é dado por:

$$\dot{Q}_{Z12} = A_{Z12} \frac{T_{Z1} - T_{Z2}}{R_{Z12}} \quad (2.24)$$

Conhecendo, através das dimensões e geometria do modelo 3D, o valor de A_{Z12} ($0,52\text{m}^2$), e supondo uma diferença de temperaturas entre as zonas de $10\text{ }^\circ\text{C}$, pudemos determinar o valor da resistência R_{Z12} , supondo, arbitrariamente, que este sistema leve 10 segundos para chegar ao equilíbrio.

Assim, determinou-se, empiricamente, o valor de R_{Z12} .

$$R_{Z12} = 0,002 \frac{\text{m}^2\text{K}}{\text{W}} \quad (2.25)$$

A Figura 8 apresenta a curva de temperatura por tempo, quando o valor da resistência é igual ao determinado.

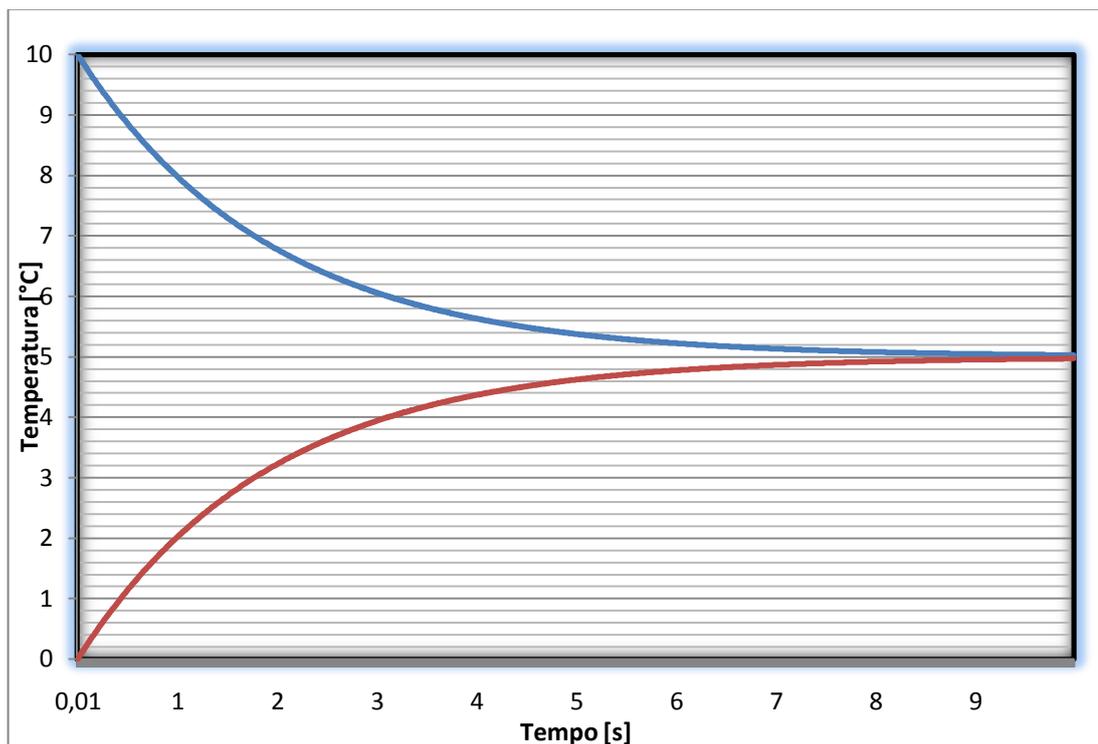


Figura 8 - Análise gráfica para a determinação do valor da resistência térmica do modelo de fluxo de calor entre as zonas 1 e 2.

Obtivemos então, para os fluxos de calor entre as zonas, as seguintes relações:

$$\dot{Q}_{Z12} = A_{Z12} \frac{T_{Z1} - T_{Z2}}{R_{Z12}} = \frac{0,52}{0,002} (T_{Z1} - T_{Z2}) = 260(T_{Z1} - T_{Z2}) \quad (2.26)$$

$$\dot{Q}_{Z23} = A_{Z23} \frac{T_{Z2} - T_{Z3}}{R_{Z32}} = \frac{0,86}{0,002} (T_{Z2} - T_{Z3}) = 430(T_{Z2} - T_{Z3}) \quad (2.27)$$

$$\dot{Q}_{Z31} = A_{Z31} \frac{T_{Z3} - T_{Z1}}{R_{Z31}} = \frac{0,86}{0,002} (T_{Z3} - T_{Z1}) = 430(T_{Z3} - T_{Z1}) \quad (2.28)$$

2.2.5. Fluxo de calor devido ao ar condicionado

Supondo que o ar condicionado esteja funcionando em modo de renovação, a mesma vazão de ar que é insuflada pelo sistema de ventilação, também deve ser retirada do veículo, para que não haja aumento de pressão em seu interior. Sendo assim, foi considerado que cada uma das zonas tem seu próprio sistema de renovação de ar. Portanto:

$$\dot{Q}_{ar\ Z_i} = \dot{m}_{ar\ Z_i} * c_p * (T_{Z_i} - T_{arc\ Z_i}) \quad (2.29)$$

2.2.6. Soma das trocas térmicas

Tendo encontrado todas as parcelas das trocas térmicas consideradas, somaram-se as para a obtenção da equação que rege o modelo matemático. Partindo das equações (2.1), (2.2) e (2.3), e substituindo nelas as equações (2.17), (2.19), (2.21), (2.22), (2.23), (2.26), (2.27), (2.28) e (2.29), obteve-se:

$$\dot{Q}_{Z_1} = 9,46 * T_{ext} + 1,46 * T_{motor} + 0,290 * I_D - (700,92 + \dot{m}_{ar\ Z_1} * c_p) T_{Z_1} + 260 * T_{Z_2} + 430 * T_{Z_3} + \dot{m}_{ar\ Z_1} * c_p * T_{arc\ Z_1} \quad (2.30)$$

$$\dot{Q}_{Z_2} = 9,46 * T_{ext} + 1,46 * T_{motor} + 0,290 * I_D + 260 * T_{Z_1} - (700,92 + \dot{m}_{ar\ Z_2} * c_p) T_{Z_2} + 430 * T_{Z_3} + \dot{m}_{ar\ Z_2} * c_p * T_{arc\ Z_2} \quad (2.31)$$

$$\dot{Q}_{Z_3} = 14,72 * T_{ext} + 0,226 * I_D + 430 * T_{Z_1} + 430 * T_{Z_2} - (874,72 + \dot{m}_{ar\ Z_3} * c_p) T_{Z_3} + \dot{m}_{ar\ Z_3} * c_p * T_{arc\ Z_3} \quad (2.32)$$

Foi, entretanto, considerado que:

$$\dot{Q}_{Z_i} = \dot{m}_{ar\ Z_i} * c_p * \dot{T}_{Z_i} \quad (2.33)$$

Substituindo, então, a expressão (2.33) nas equações (2.30), (2.31) e (2.32), e adotando os valores de $V_{ar\ Z_i}$ calculados a partir da geometria e das dimensões do modelo desenvolvido:

$$V_{ar\ Z_1} = V_{ar\ Z_2} = 0,85 \text{ m}^3 \quad (2.35)$$

$$V_{ar\ Z_3} = 1,90 \text{ m}^3 \quad (2.36)$$

E considerando $\rho_{ar} = 1,1614 \frac{kg}{m^3}$ e $c_p = 1000 \frac{J}{kg K}$, encontrou-se, finalmente, a forma final das equações que regerão o modelo matemático:

$$\dot{T}_{Z1} = \frac{1}{1,1614 * 0,85 * 1000} \{9,46 * T_{ext} + 1,46 * T_{motor} + 0,290 * I_D - (700,92 + \dot{m}_{ar_{Z1}} * 1000)T_{Z1} + 260 * T_{Z2} + 430 * T_{Z3} + \dot{m}_{ar_{Z1}} * 1000 * T_{arc_{Z1}}\} \quad (2.37)$$

$$\dot{T}_{Z2} = \frac{1}{1,1614 * 0,85 * 715,94} \{9,46 * T_{ext} + 1,46 * T_{motor} + 0,290 * I_D + 260 * T_{Z1} - (700,92 + \dot{m}_{ar_{Z2}} * 1000)T_{Z2} + 430 * T_{Z3} + \dot{m}_{ar_{Z2}} * 1000 * T_{arc_{Z2}}\} \quad (2.38)$$

$$\dot{T}_{Z3} = \frac{1}{1,1614 * 0,85 * 715,94} \{14,72 * T_{ext} + 0,226 * I_D + 430 * T_{Z1} + 430 * T_{Z2} - (874,72 + \dot{m}_{ar_{Z3}} * 1000)T_{Z3} + \dot{m}_{ar_{Z3}} * 1000 * T_{arc_{Z3}}\} \quad (2.39)$$

Ou, na forma matricial:

$$\dot{x} = Ax + Bu \quad (2.40)$$

Onde:

$$\dot{x} = \begin{bmatrix} \dot{T}_{Z1} \\ \dot{T}_{Z2} \\ \dot{T}_{Z3} \end{bmatrix} \quad (2.41)$$

$$A = -\frac{1}{987,19} \begin{bmatrix} 700,92 + 1000 * \dot{m}_{ar_{Z1}} & -260 & -430 \\ -260 & 700,92 + 1000 * \dot{m}_{ar_{Z2}} & -430 \\ -\frac{430}{2} & -\frac{430}{2} & \frac{874,72 + 1000 * \dot{m}_{ar_{Z3}}}{2} \end{bmatrix} \quad (2.42)$$

$$x = \begin{bmatrix} T_{Z1} \\ T_{Z2} \\ T_{Z3} \end{bmatrix} \quad (2.43)$$

$$B = \frac{1}{987,19} \begin{bmatrix} 9,46 & 1,46 & 0,290 & -\dot{m}_{ar_{Z1}} * 1000 & 0 & 0 \\ 9,46 & 1,46 & 0,290 & 0 & -\dot{m}_{ar_{Z2}} * 1000 & 0 \\ \frac{14,72}{2} & 0 & \frac{0,226}{2} & 0 & 0 & \frac{-\dot{m}_{ar_{Z3}} * 1000}{2} \end{bmatrix} \quad (2.44)$$

$$u = \begin{bmatrix} T_{ext} \\ T_{motor} \\ I_D \\ T_{arc_{Z1}} \\ T_{arc_{Z2}} \\ T_{arc_{Z3}} \end{bmatrix} \quad (2.45)$$

3. DADOS TÉCNICOS DAS VARIÁVEIS

Nesta seção serão apresentados, e brevemente discutidos, dados técnicos das variáveis que integram as equações (2.37), (2.38) e (2.39), com o objetivo principal de quantificar os limites superiores e inferiores que cada uma delas. Assim, foi possível tornar muito mais precisa a compreensão das entradas e das saídas do sistema em questão.

3.1. Temperatura do Ar Externo

Neste trabalho, decidiu-se limitar esta variável de acordo com o registro de temperaturas médias no município de São Paulo, SP³. Desta forma, as simulações foram realizadas sempre com T_{ext} entre 12,0 e 28,0 °C⁴.

3.2. Incidência Solar Direta

Segundo Guimarães (2003), a incidência solar direta máxima pode chegar a até $1000 \frac{W}{m^2}$. Sendo assim, as simulações foram realizadas respeitando este limite como sendo máximo, e $0 \frac{W}{m^2}$ como limite mínimo.

3.3. Temperatura do Compartimento do Motor

Sabendo que em condições de funcionamento normais, a temperatura média do motor em regime permanente permanece em torno de 70 e 80 °C, estes valores foram utilizados como limite máximo para a variável T_{motor} , e T_{ext} foi utilizada com parâmetro para definir o limite inferior da mesma.

3.4. Fluxo de Ar Gerado pelo Sistema de Ventilação

Itao (2005), cita que a vazão máxima de ar na entrada do habitáculo é de cerca de $0,09 \frac{m^3}{s}$, resultando em uma vazão em massa de ar de cerca de $0,105 \frac{kg}{s}$ (hipótese adotada: $\rho_{ar} = 1,1614 \frac{kg}{m^3}$). Sendo assim, em todas as simulações, valeu:

$$0 \leq \sum_{i=1}^3 \dot{m}_{ar_{zi}} \leq 0,105 \frac{kg}{s} \quad (3.1)$$

³ Segundo o Centro de Pesquisas Meteorológicas e Climáticas Aplicadas a Agricultura (<http://www.cpa.unicamp.br>)

⁴ Retirado de http://www.cpa.unicamp.br/outras-informacoes/clima_muni_565.html, acessado em 03/10/2009

3.5. Temperatura do Ar Insuflado pelo Sistema de Ventilação

Forrest e Bhatti (2002), indicam que a temperatura mínima de refrigeração de um sistema de ar condicionado convencional para automóveis de passeio deve ser de cerca de 10 °C. Já Gomes (2005), observou temperaturas de 8,5 °C em seus ensaios com diferentes veículos. Sendo assim, em todas as simulações, valeu:

$$8,5 \text{ }^{\circ}\text{C} \leq T_{arc_{zi}} \leq T_{ext} \quad (3.2)$$

4. SIMULAÇÕES PRELIMINARES

4.1. Introdução

Nesta seção, o objetivo foi realizar uma série de simulações visando validar o modelo matemático desenvolvido. Para que tal validação pudesse ser feita, decidiu-se avaliar as respostas do sistema inicialmente para excitações de baixa complexidade, e para as quais se soubesse de antemão qual a natureza da resposta era esperada. Além disso, uma seção foi dedicada à comparação de resultados obtidos através da simulação com as respostas que outros autores obtiveram em suas medições.

Para realizar as simulações, optou-se pelo software *Microsoft Excel*, visto que, apesar da maior dificuldade inicial de implementação do modelo, quando comparado a softwares como *Scilab* ou *Matlab*, o programa permitiu um ajuste muito mais fácil e dinâmico das entradas do sistema, oferecendo as respostas gráficas em tempo real.

4.2. Ar condicionado e ventilação desligados

Aqui, o sistema foi simulado com as seguintes condições de contorno:

- Ar condicionado e ventilação desligados ($\dot{m}_{ar_{z1}} = \dot{m}_{ar_{z2}} = \dot{m}_{ar_{z3}} = 0 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$);
- $T_{motor} = 80^{\circ}\text{C}$;
- Intervalo de integração, $dt = 0,25\text{s}$;
- Temperatura inicial das zonas, $T_{z1} = T_{z2} = T_{z3} = 23^{\circ}\text{C}$;

As duas entradas do sistema restantes, I_D e T_{ext} , variaram de acordo com a simulação.

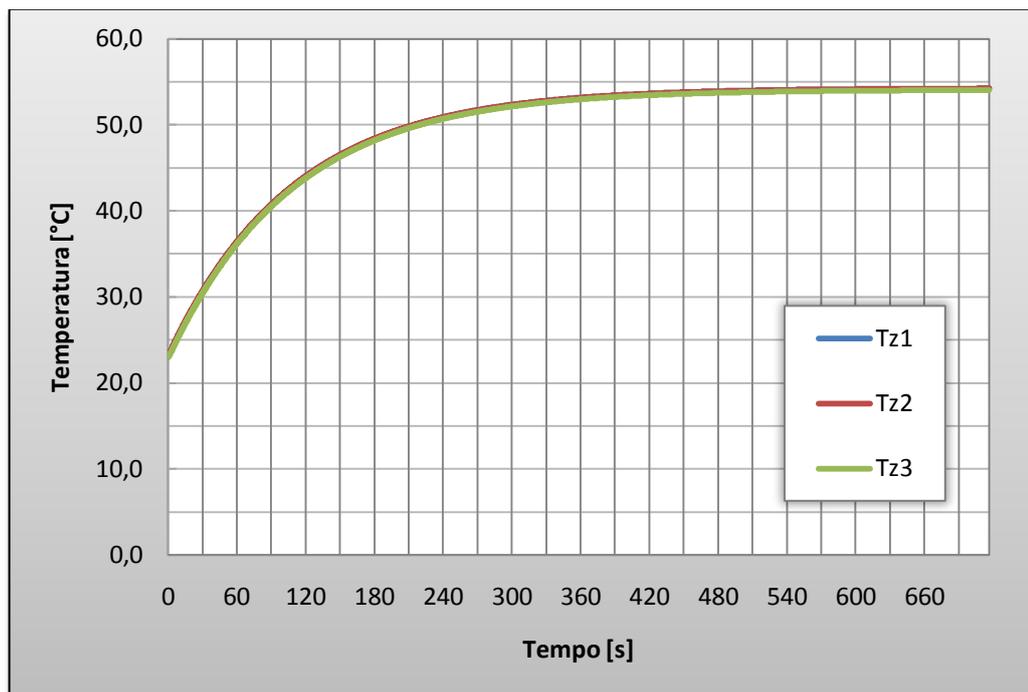


Gráfico 1 - Resultado para $T_{ext}=28^{\circ}\text{C}$ e $I_D=1000\text{W/m}^2$

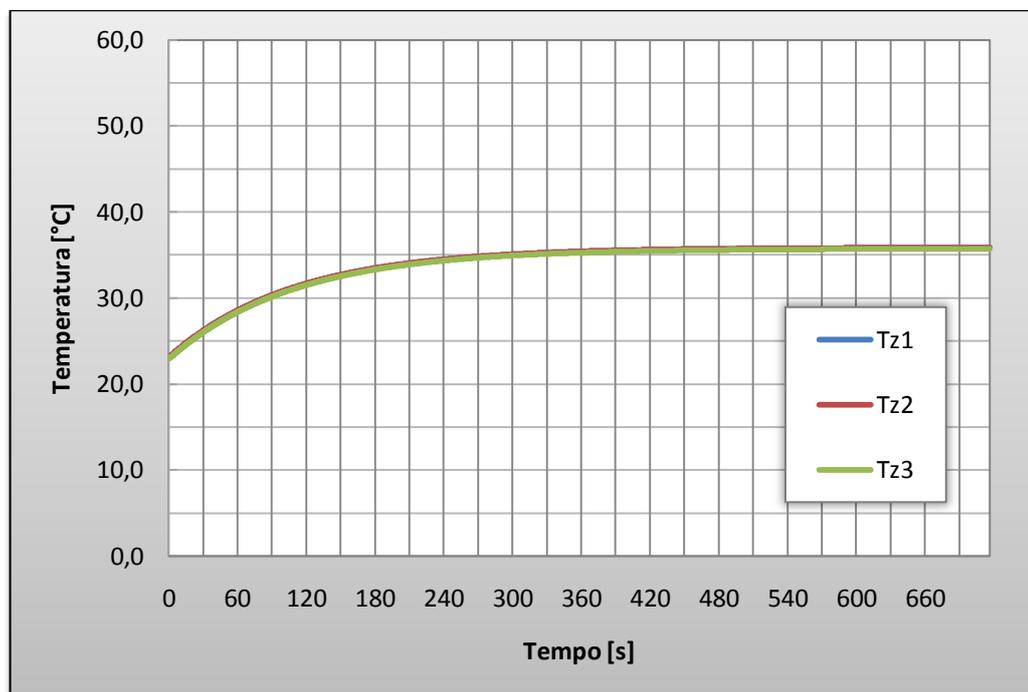


Gráfico 2 - Resultado para $T_{ext}=20^{\circ}\text{C}$ e $I_D=500\text{W/m}^2$

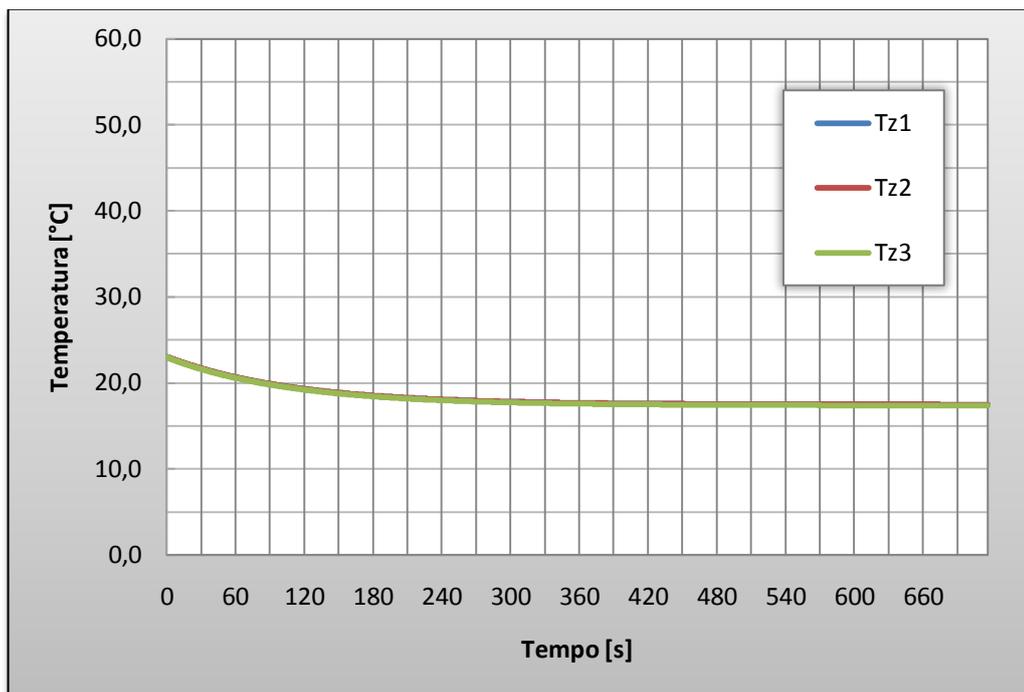


Gráfico 3 - Resultado para $T_{ext}=12^{\circ}\text{C}$ e $I_D=0\text{W}/\text{m}^2$

4.3. Ar condicionado desligado e ventilação ligada

Aqui, o sistema foi simulado com as seguintes condições de contorno:

- Sistema de ar condicionado desligado ($T_{arc_{zi}} = T_{ext}$);
- Ventilação ligada ($\dot{m}_{ar_{z1}} = \dot{m}_{ar_{z2}} = \dot{m}_{ar_{z3}} = 0,035 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$);
- $T_{motor} = 80^{\circ}\text{C}$;
- Intervalo de integração, $dt = 0,25\text{s}$;
- Temperatura inicial das zonas, $T_{z1} = T_{z2} = T_{z3} = 23^{\circ}\text{C}$;

As duas entradas do sistema restantes, I_D e T_{ext} , variaram de acordo com a simulação.

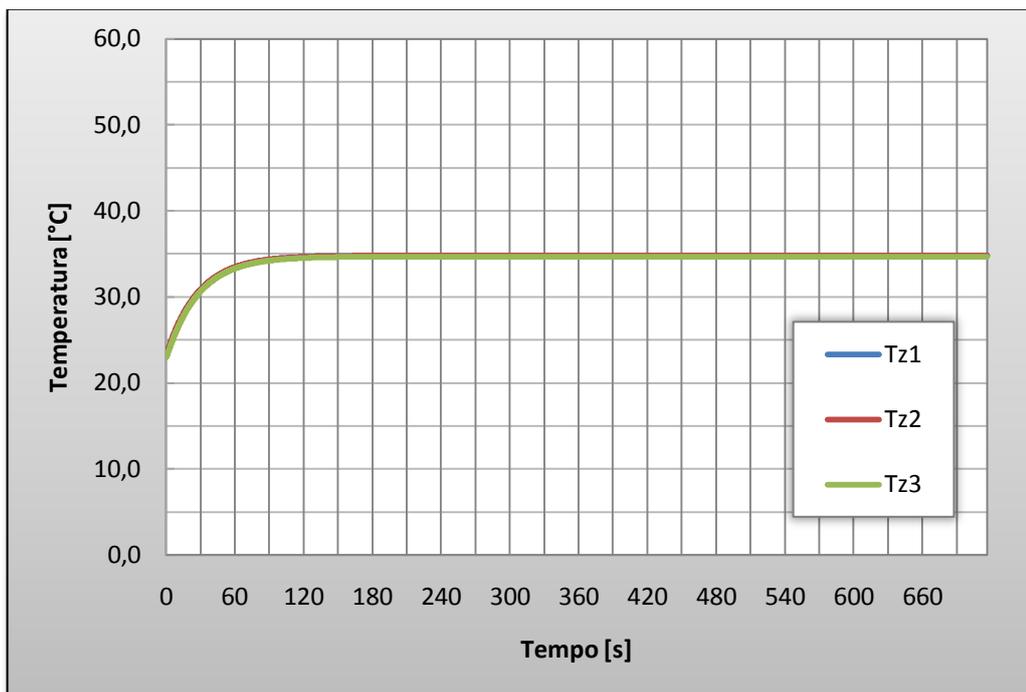


Gráfico 4 - Resultado para $T_{ext}=28^{\circ}\text{C}$ e $I_D=1000\text{W/m}^2$

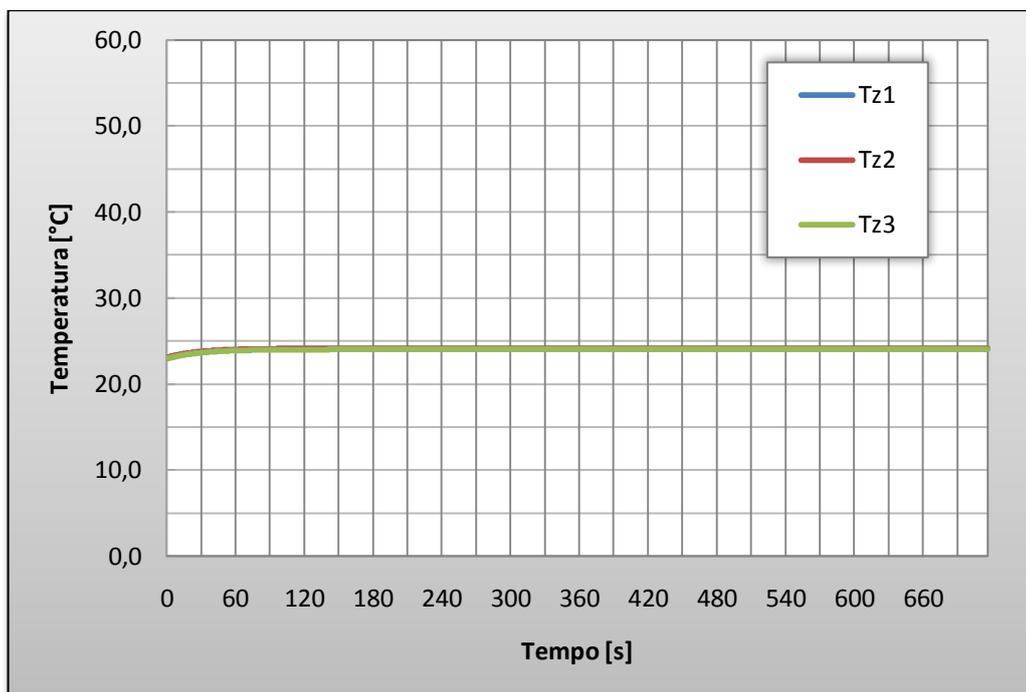


Gráfico 5 - Resultado para $T_{ext}=20^{\circ}\text{C}$ e $I_D=500\text{W/m}^2$

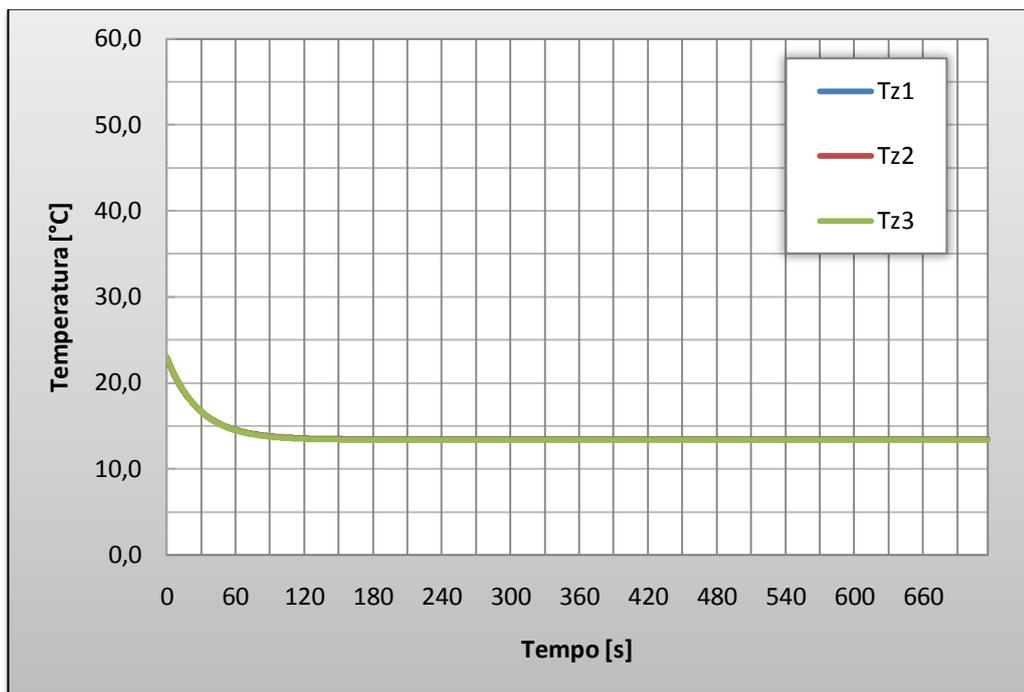


Gráfico 6 - Resultado para $T_{ext}=12^{\circ}\text{C}$ e $I_D=0\text{W/m}^2$

4.4. Ar condicionado e ventilação ligados

Aqui, o sistema foi simulado com as seguintes condições de contorno:

- Sistema de ar condicionado ligado ($T_{arc\ z_i} = 10^{\circ}\text{C}$);
- Ventilação ligada ($\dot{m}_{ar\ z_1} = \dot{m}_{ar\ z_2} = \dot{m}_{ar\ z_3} = 0,035 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$);
- $T_{motor} = 80^{\circ}\text{C}$;
- Intervalo de integração, $dt = 0,25\text{s}$;
- Temperatura inicial das zonas, $T_{Z1} = T_{Z2} = T_{Z3} = 23^{\circ}\text{C}$;

As duas entradas do sistema restantes, I_D e T_{ext} , variaram de acordo com a simulação.

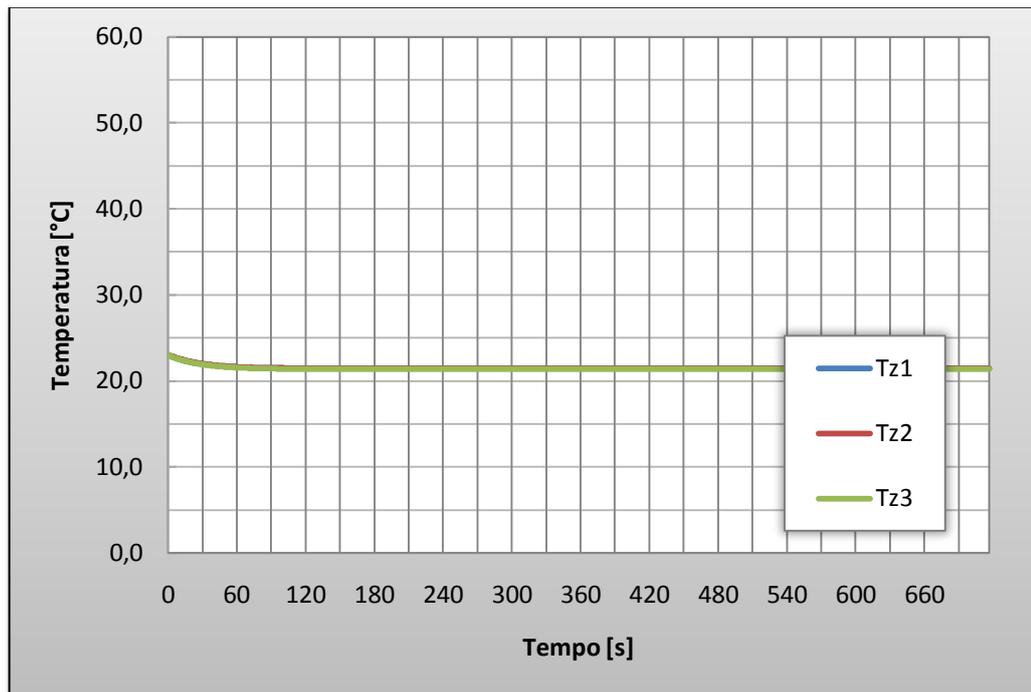


Gráfico 7 - Resultado para $T_{ext}=28^{\circ}\text{C}$ e $I_D=1000\text{W/m}^2$

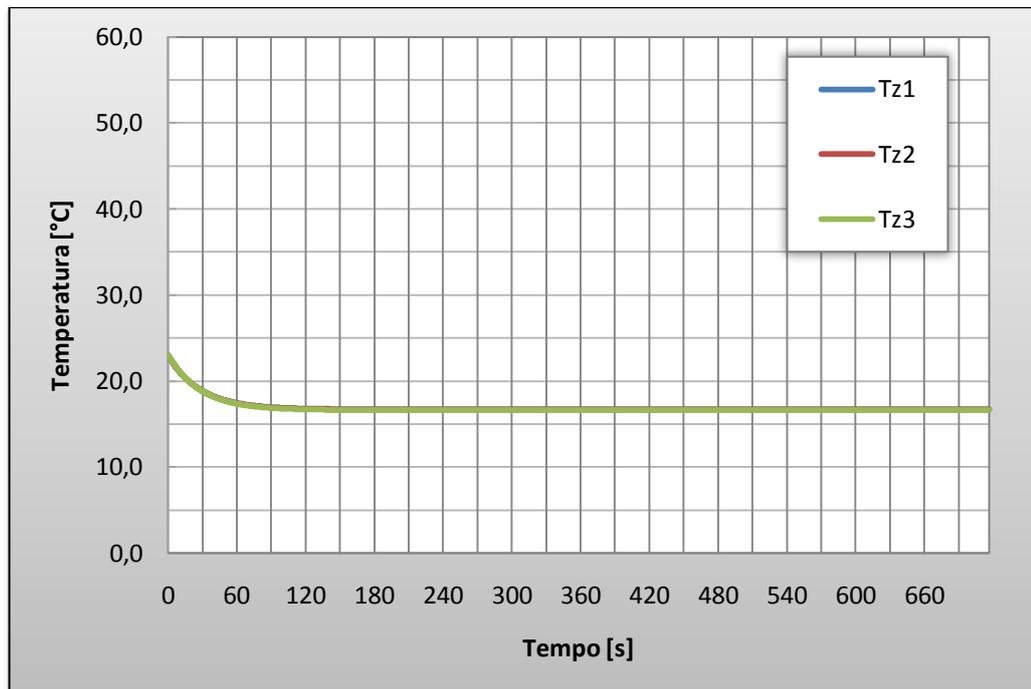


Gráfico 8 - Resultado para $T_{ext}=20^{\circ}\text{C}$ e $I_D=500\text{W/m}^2$

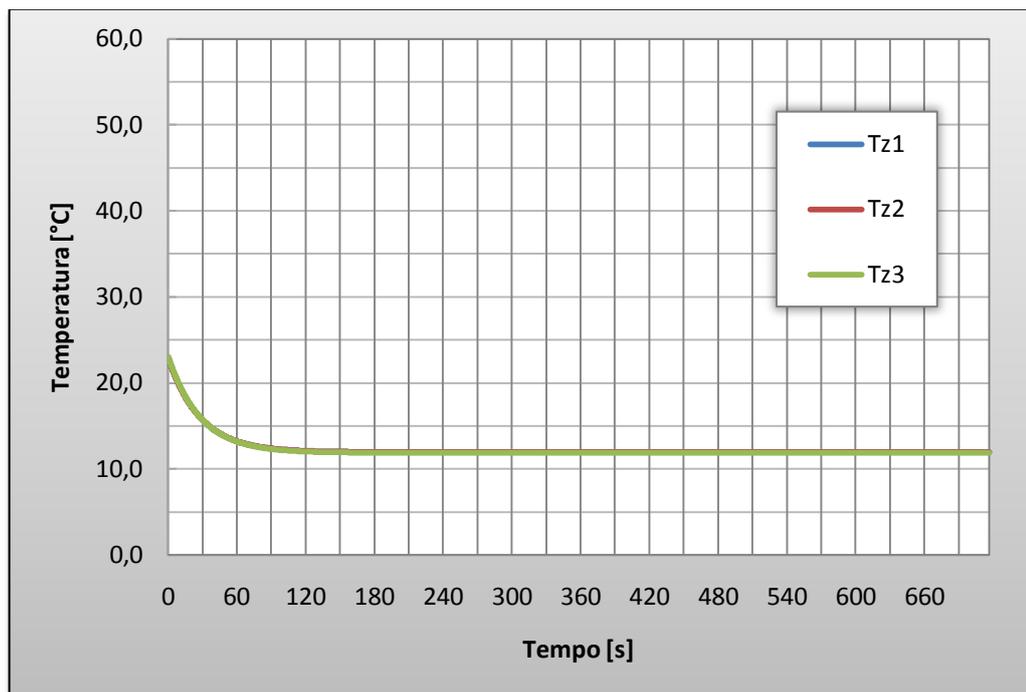


Gráfico 9 - Resultado para $T_{ext}=12^{\circ}\text{C}$ e $I_D=0\text{W/m}^2$

4.5. Ar condicionado e ventilação ligados em regime misto

Aqui, o sistema foi simulado com diferentes condições de contorno para cada uma das zonas. Na zona 1:

- Sistema de ar condicionado ligado ($T_{arc\ Z1} = 10^{\circ}\text{C}$);
- Ventilação ligada ($\dot{m}_{ar\ Z1} = 0,105 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$);

Na zona 2:

- Ventilação desligada ($\dot{m}_{ar\ Z2} = 0 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$);

Na zona 3:

- Ventilação desligada ($\dot{m}_{ar\ Z2} = 0 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$);

E, as condições gerais:

- $T_{motor} = 80^{\circ}\text{C}$;
- Intervalo de integração, $dt = 0,25\text{s}$;
- Temperatura inicial das zonas, $T_{Z1} = T_{Z2} = T_{Z3} = 21,5^{\circ}\text{C}$;

As duas entradas do sistema restantes, I_D e T_{ext} , variaram de acordo com a simulação.

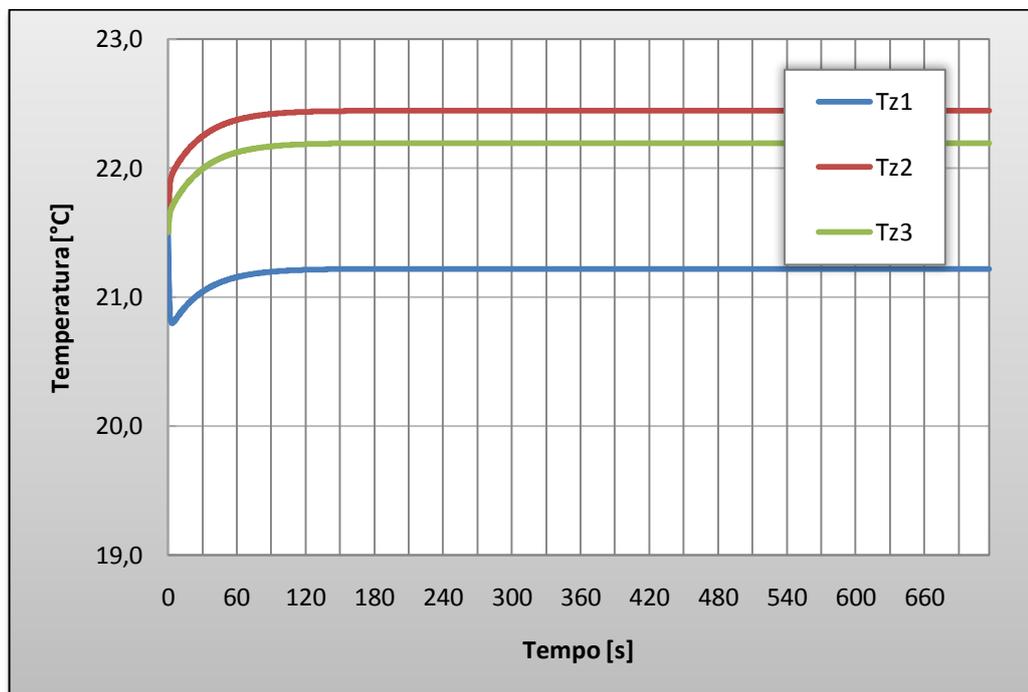


Gráfico 10 - Resultado para $T_{ext}=28^{\circ}\text{C}$ e $I_D=1000\text{W/m}^2$

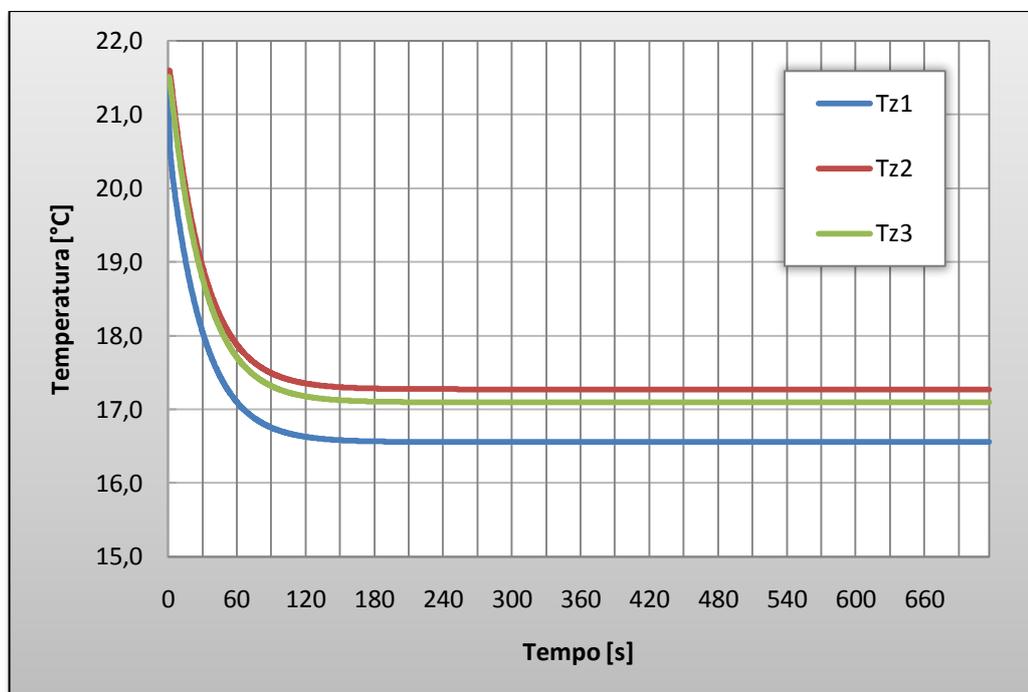


Gráfico 11 - Resultado para $T_{ext}=20^{\circ}\text{C}$ e $I_D=500\text{W/m}^2$

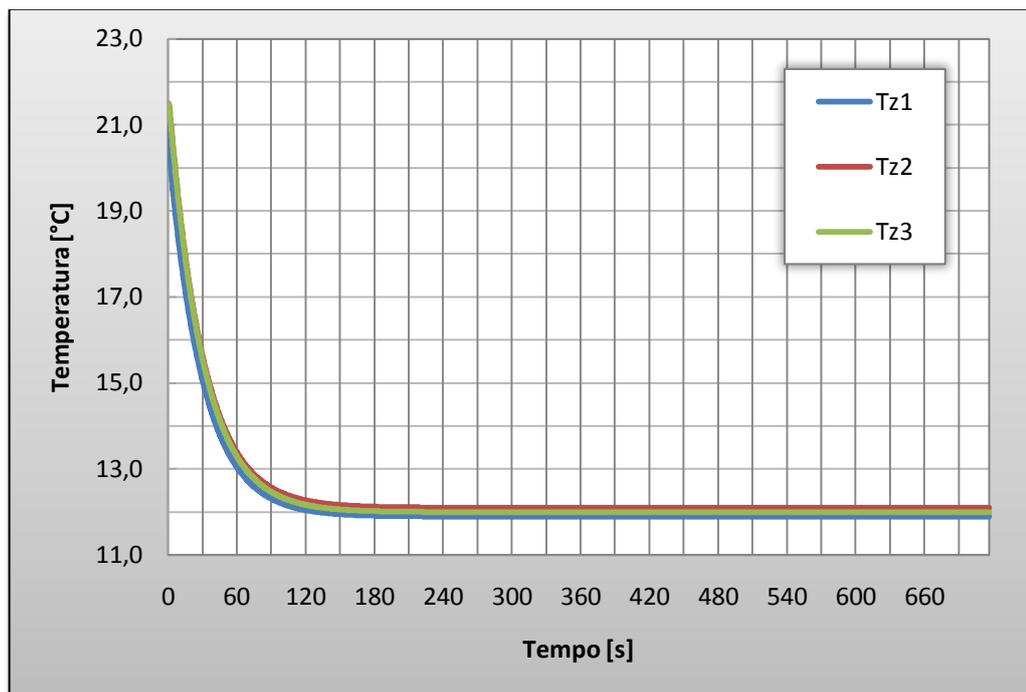


Gráfico 12 - Resultado para $T_{ext}=12^{\circ}C$ e $I_D=0W/m^2$

4.6. Comparação com outros resultados

Em seu trabalho, Gomes (2005), realizou seis medições diferentes, comparando os resultados obtidos com o uso de manequins em três automóveis expostos a duas condições ambientais cada um.

Nesta seção, foram comparados os resultados que este autor obteve em suas medições, utilizando as informações fornecidas por ele para alimentar o modelo matemático desenvolvido neste trabalho.

4.6.1. Veículo A – Condições de Verão

As condições medidas por Gomes (2005) neste ensaio foram:

- $T_{ext} = 25,5^{\circ}C$
- $I_D = 1000 \frac{W}{m^2}$
- Ventilação ligada nas zonas 1 e 2 ($\dot{m}_{ar_{z1}} = \dot{m}_{ar_{z2}} = 0,0525 \frac{kg}{s}$);
- Ventilação desligada na zona 3 ($\dot{m}_{ar_{z3}} = 0 \frac{kg}{s}$);
- Ar condicionado ligado nas zonas 1 e 2 ($T_{arc_{z1}} = T_{arc_{z2}} = 8,5^{\circ}C$);

Enquanto suas medições resultaram em temperaturas de estabilização entre 17 °C (cabeça do manequim) e 25 °C (pés do manequim), o modelo desenvolvido aqui apontou uma temperatura de estabilização de 19,9 °C.

4.6.2. Veículo A – Condições de Inverno

As condições medidas por Gomes (2005) neste ensaio foram:

- $T_{ext} = 18 \text{ } ^\circ\text{C}$
- $I_D = 500 \frac{\text{W}}{\text{m}^2}$
- Ventilação ligada nas zonas 1 e 2 ($\dot{m}_{ar_{z1}} = \dot{m}_{ar_{z2}} = 0,0525 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$);
- Ventilação desligada na zona 3 ($\dot{m}_{ar_{z3}} = 0 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$);
- Ar condicionado ligado nas zonas 1 e 2 ($T_{arc_{z1}} = T_{arc_{z2}} = 24,5 \text{ } ^\circ\text{C}$);

Enquanto suas medições resultaram em temperaturas de estabilização entre 24 °C (painel do veículo) e 26 °C (pés do manequim), o modelo desenvolvido aqui apontou uma temperatura de estabilização de 27,7 °C.

4.6.3. Veículo B – Condições de Verão

As condições medidas por Gomes (2005) neste ensaio foram:

- $T_{ext} = 26,5 \text{ } ^\circ\text{C}$
- $I_D = 1000 \frac{\text{W}}{\text{m}^2}$
- Ventilação ligada nas zonas 1 e 2 ($\dot{m}_{ar_{z1}} = \dot{m}_{ar_{z2}} = 0,0525 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$);
- Ventilação desligada na zona 3 ($\dot{m}_{ar_{z3}} = 0 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$);
- Ar condicionado ligado nas zonas 1 e 2 ($T_{arc_{z1}} = T_{arc_{z2}} = 8,5 \text{ } ^\circ\text{C}$);

Enquanto suas medições resultaram em temperaturas de estabilização entre 18,5 °C (tórax do manequim) e 23 °C (painel do veículo), o modelo desenvolvido aqui apontou uma temperatura de estabilização de 19,9 °C.

4.6.4. Veículo B – Condições de Inverno

As condições medidas por Gomes (2005) neste ensaio foram:

- $T_{ext} = 19 \text{ } ^\circ\text{C}$
- $I_D = 500 \frac{\text{W}}{\text{m}^2}$
- Ventilação ligada nas zonas 1 e 2 ($\dot{m}_{ar_{z1}} = \dot{m}_{ar_{z2}} = 0,0525 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$);
- Ventilação desligada na zona 3 ($\dot{m}_{ar_{z3}} = 0 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$);
- Ar condicionado ligado nas zonas 1 e 2 ($T_{arc_{z1}} = T_{arc_{z2}} = 24 \text{ } ^\circ\text{C}$);

Enquanto suas medições resultaram em temperaturas de estabilização entre 22,5 °C (tórax e cabeça do manequim) e 25 °C (pés do manequim), o modelo desenvolvido aqui apontou uma temperatura de estabilização de 26,8 °C.

4.6.5. Veículo C – Condições de Verão

As condições medidas por Gomes (2005) neste ensaio foram:

- $T_{ext} = 26,5 \text{ } ^\circ\text{C}$
- $I_D = 1000 \frac{\text{W}}{\text{m}^2}$
- Ventilação ligada nas zonas 1 e 2 ($\dot{m}_{ar_{z1}} = \dot{m}_{ar_{z2}} = 0,0525 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$);
- Ventilação desligada na zona 3 ($\dot{m}_{ar_{z3}} = 0 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$);
- Ar condicionado ligado nas zonas 1 e 2 ($T_{arc_{z1}} = T_{arc_{z2}} = 11,5 \text{ } ^\circ\text{C}$);

Enquanto suas medições resultaram em temperaturas de estabilização entre 19 °C (tórax do manequim) e 22,5 °C (painel do veículo), o modelo desenvolvido aqui apontou uma temperatura de estabilização de 22,1 °C.

4.6.6. Veículo C – Condições de Inverno

As condições medidas por Gomes (2005) neste ensaio foram:

- $T_{ext} = 18 \text{ } ^\circ\text{C}$
- $I_D = 500 \frac{\text{W}}{\text{m}^2}$
- Ventilação ligada nas zonas 1 e 2 ($\dot{m}_{ar_{z1}} = \dot{m}_{ar_{z2}} = 0,0525 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$);

- Ventilação desligada na zona 3 ($\dot{m}_{arZ3} = 0 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$);
- Ar condicionado ligado nas zonas 1 e 2 ($T_{arcZ1} = T_{arcZ2} = 24 \text{ }^\circ\text{C}$);

Enquanto suas medições resultaram em temperaturas de estabilização entre 25 °C (painel do veículo) e 28 °C (tórax do manequim), o modelo desenvolvido aqui apontou uma temperatura de estabilização de 26,6 °C.

4.7. Análises e Conclusões Preliminares

Qualitativamente, esperava-se que nos gráficos das seções 4.2, 4.3 e 4.4 as temperaturas nas três zonas convergissem para o mesmo valor, o que de fato ocorreu. Já na seção 4.5, com a ação do ar condicionado na zona 1, a esperada temperatura inferior em relação às outras zonas se confirmou.

Além disso, as respostas para temperaturas e incidências solares mais altas confirmaram as expectativas, já que apresentaram temperaturas de estabilização superiores às outras simulações.

Na seção 4.2, as simulações apresentaram como resultado, temperaturas de estabilização superiores àquelas registradas nas seções 4.3 e 4.4, conforme se esperava, visto que não houve qualquer troca de ar entre o interior e o exterior do veículo. E, sob justificativa semelhante, as temperaturas de estabilização superiores registradas na seção 4.3, quando comparadas com aquelas registradas na seção 4.4, confirmam as expectativas.

Já em termos quantitativos, o Gráfico 1, que é a resposta a um estímulo de um dia de verão, com alta temperatura externa e alta incidência solar direta, revela que com cerca de 5 minutos de exposição neste ambiente, a temperatura no interior do veículo é homogênea e alcança quase a marca dos 54°C. O Gráfico 4, que é o resultado da simulação para um ambiente semelhante, porém com a ventilação ligada em potência máxima nas três zonas, entretanto, indica que em menos de 30s, a temperatura no interior do veículo se estabiliza por volta dos 35°C. Já o Gráfico 7, que simula um ambiente com condições idênticas, mas com o ar condicionado ligado em potência máxima, alcança uma temperatura de estabilização próxima a 21°C.

Esta tríade de resultados torna possível afirmar que, nestas condições, o modelo matemático apresenta resultados aceitáveis⁵⁶. Além disso, fica claro que, em ambientes muito quentes, o sistema de ventilação do carro proporciona um conforto maior para ocupantes do veículo, mas certamente não soluciona por completo o problema das altas temperaturas, conforme o esperado.

Já as outras duas tríades de simulações sob condições climáticas semelhantes – Gráfico 2, Gráfico 5 e Gráfico 8; e Gráfico 3, Gráfico 6 e Gráfico 9 – apresentam também respostas aceitáveis, com temperaturas de estabilização verossímeis.

Complementarmente, a seção 4.6 indica que os resultados obtidos pelo modelo matemático desenvolvido neste trabalho são admissíveis, principalmente em condições ambientais externas com temperaturas mais elevadas. O desvio dos resultados obtidos nas condições de inverno, provavelmente se deve às diferenças existentes entre o automóvel modelado aqui, e os veículos utilizados para medições no trabalho de Gomes (2005), além, é claro, das condições de contorno adotadas aqui, como a velocidade do vento, temperatura do motor, cor da pintura do carro, etc.

Com base nos resultados obtidos e nesta análise, foi possível afirmar, portanto, que o modelo matemático desenvolvido apresentou resultados plausíveis, tanto qualitativamente, quanto quantitativamente. Sendo assim, concluiu-se que o processo de desenvolvimento e aprimoramento das hipóteses e das equações matemáticas não precisou ser revisto.

Foi, portanto, possível, deste ponto em diante, desenvolver simulações mais complexas e ricas, e, desta forma, finalmente poder avaliar qualitativamente, em que condições um automóvel equipado com um sistema de ar condicionado com zonas térmicas se torna vantajoso, quando comparado com um automóvel sem este equipamento.

⁵ <http://phoenix.about.com/od/car/a/summercar.htm>, acessado em 08/06/2009.

⁶ http://www.parenthood.com/article-topics/summer_car_safety.html, acessado em 05/10/2009.

5. SIMULAÇÕES CONCLUSIVAS

5.1. Introdução e Metodologia

Nesta seção, com o modelo devidamente validado, o objetivo foi simular condições ambientais mais ricas e complexas do que no capítulo anterior, ao mesmo tempo em que o sistema de ventilação e de condicionamento de ar foi configurado de diferentes formas.

Desta maneira, foi possível observar sob quais circunstâncias um automóvel equipado com ajuste individual do ar condicionado provê um conforto térmico personalizado para os ocupantes, quando comparado com carros com sistemas de condicionamento de ar comuns.

Assim como no capítulo anterior, as simulações foram divididas em três diferentes condições ambientais externas básicas:

- Dia típico de verão ($T_{ext} = 28 \text{ }^{\circ}\text{C}$ e $\bar{I}_D = 900 \frac{\text{W}}{\text{m}^2}$);
- Dia encoberto ($T_{ext} = 20 \text{ }^{\circ}\text{C}$ e $\bar{I}_D = 500 \frac{\text{W}}{\text{m}^2}$);
- Noite fria ($T_{ext} = 12 \text{ }^{\circ}\text{C}$ e $\bar{I}_D = 25 \frac{\text{W}}{\text{m}^2}$).

Além disso, cada uma destas condições foi simulada com oito cenários diferentes:

- Cenário I: Ar condicionado e ventilação desligados (considerado o cenário padrão, ou cenário referência para os outros cenários);
- Cenário II: Ventilação ligada nas zonas 1 e 2 (simulando um veículo sem ar condicionado, e sem ventilação na zona 3, como é o caso da maior parte dos automóveis populares);
- Cenário III: idêntico ao anterior, mas com ventilação ligada também na zona 3 (servindo de comparação com a Cenário II, para posterior avaliação da diferença que uma ventilação na zona 3 eventualmente possa proporcionar);
- Cenário IV: Ar condicionado e ventilação ligados nas zonas 1 e 2 (simulando um veículo equipado com ar condicionado comum);
- Cenário V: idêntico ao anterior, mas com ar condicionado e ventilação também ligados na zona 3 (servindo de comparação com a Cenário IV, para

posterior avaliação da diferença que o condicionamento do ar na zona 3 eventualmente possa fazer);

- Cenário VI: ar condicionado e ventilação ligados apenas na zona 1;
- Cenário VII: idêntico ao anterior, com a adição de ventilação ligada na zona 2;
- Cenário VIII: idêntico à Cenário VI, com a adição de ventilação ligada na zona 3.

Entretanto, para que os resultados das simulações fossem ainda mais complexos, adotou-se a suposição, de que as variáveis T_{ext} , I_D e T_{motor} variassem ao longo do tempo. Desta maneira foi possível avaliar a velocidade de resposta do sistema de maneira mais precisa.

É importante observar que, segundo apresentado em Gomes (2005), as temperaturas mais adequadas do ar, para quem está dirigindo um automóvel vestido “normalmente”, se situam entre 18,5 e 21,5 °C. Sendo assim, sempre que as simulações visarem o conforto térmico, temperaturas nesta faixa foram objetivadas.

5.2. Dia Típico de Verão

Nesta etapa, as simulações foram realizadas com condições ambientais semelhantes, mas com configurações de ar condicionado diferentes. Sendo assim, segue a descrição do comportamento das variáveis que controlam as condições ambientais:

- T_{ext} permaneceu constante, sempre igual a 28 °C;
- T_{motor} partiu de T_{ext} e se estabilizou em 80 °C após 300s, comportando-se linearmente, conforme o Gráfico 13;
- I_D oscilou senoidalmente entre 800 e 1000 $\frac{W}{m^2}$, conforme o Gráfico 14;

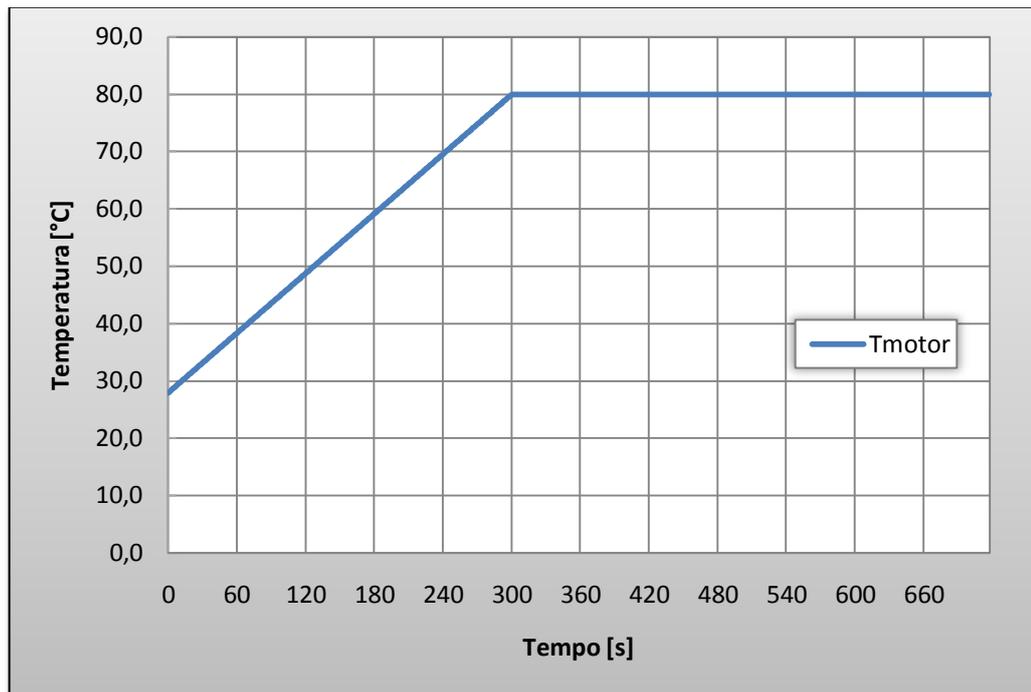


Gráfico 13 - Comportamento de T_{motor} ao longo do tempo.

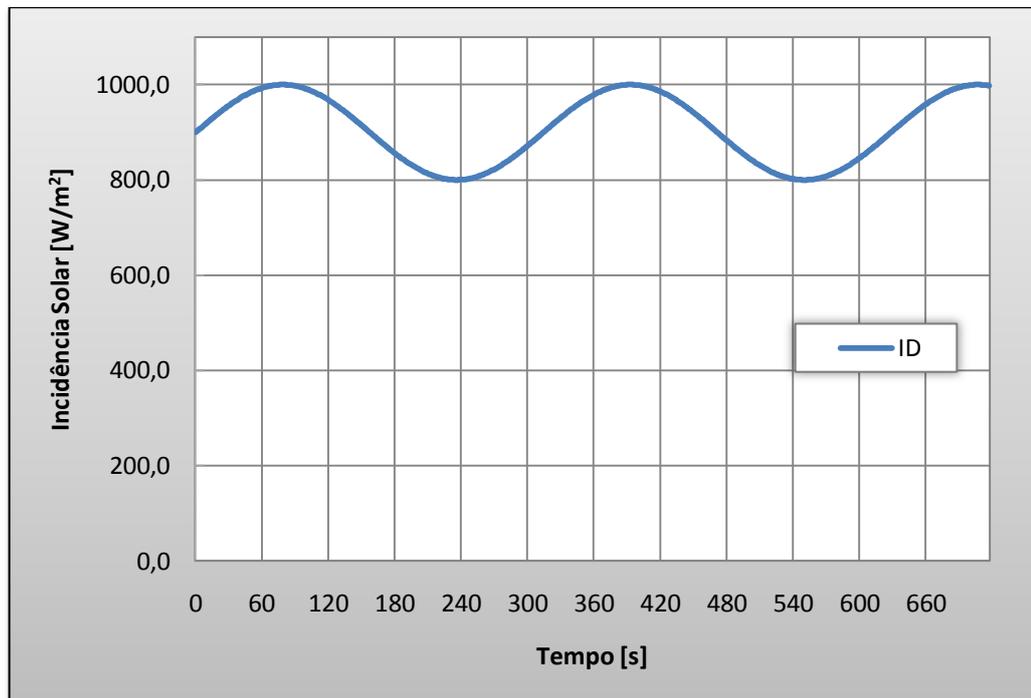


Gráfico 14 - Comportamento de I_D ao longo do tempo.

5.2.1. Cenário I

Aqui, o sistema foi simulado com as seguintes condições de contorno:

- Ar condicionado e ventilação desligados ($\dot{m}_{ar_{z1}} = \dot{m}_{ar_{z2}} = \dot{m}_{ar_{z3}} = 0 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$);
- Intervalo de integração, $dt = 0,25\text{s}$;
- Temperatura inicial das zonas, $T_{z1} = T_{z2} = T_{z3} = 23^\circ\text{C}$;

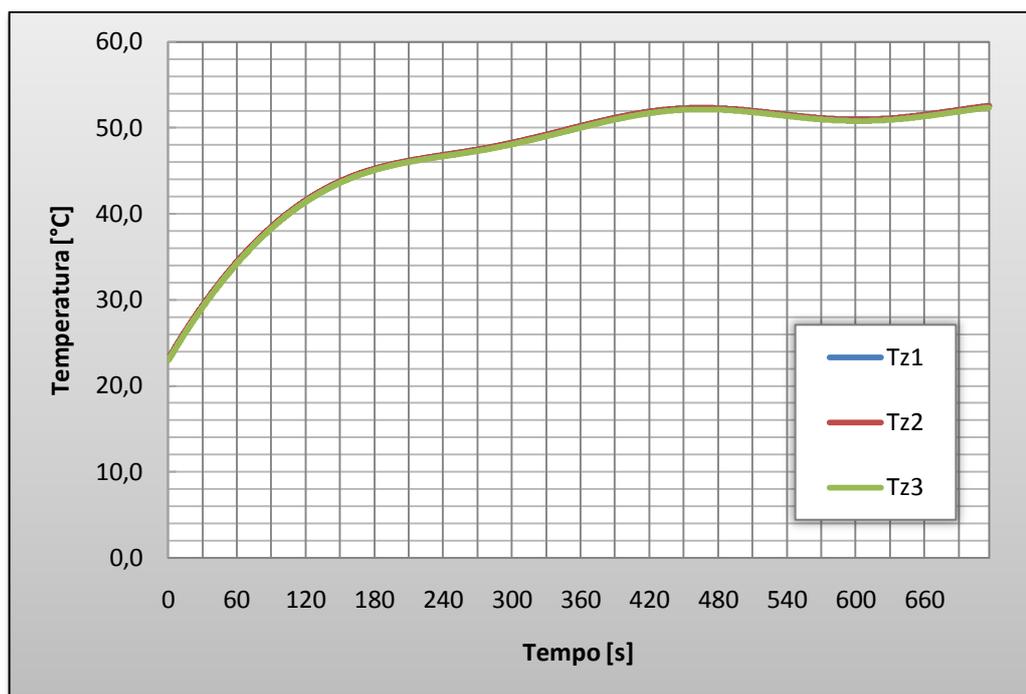


Gráfico 15 - Resposta para um dia típico de verão no Cenário I.

5.2.2. Cenário II

- Ventilação ligada nas zonas 1 e 2 ($\dot{m}_{ar_{z1}} = \dot{m}_{ar_{z2}} = 0,0525 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$);
- Ventilação desligada na zona 3 ($\dot{m}_{ar_{z3}} = 0 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$);
- Renovação de ar ligada nas zonas 1 e 2 ($T_{arc_{z1}} = T_{arc_{z2}} = T_{ext}$);
- Intervalo de integração, $dt = 0,25\text{s}$;
- Temperatura inicial das zonas, $T_{z1} = T_{z2} = T_{z3} = 23^\circ\text{C}$;

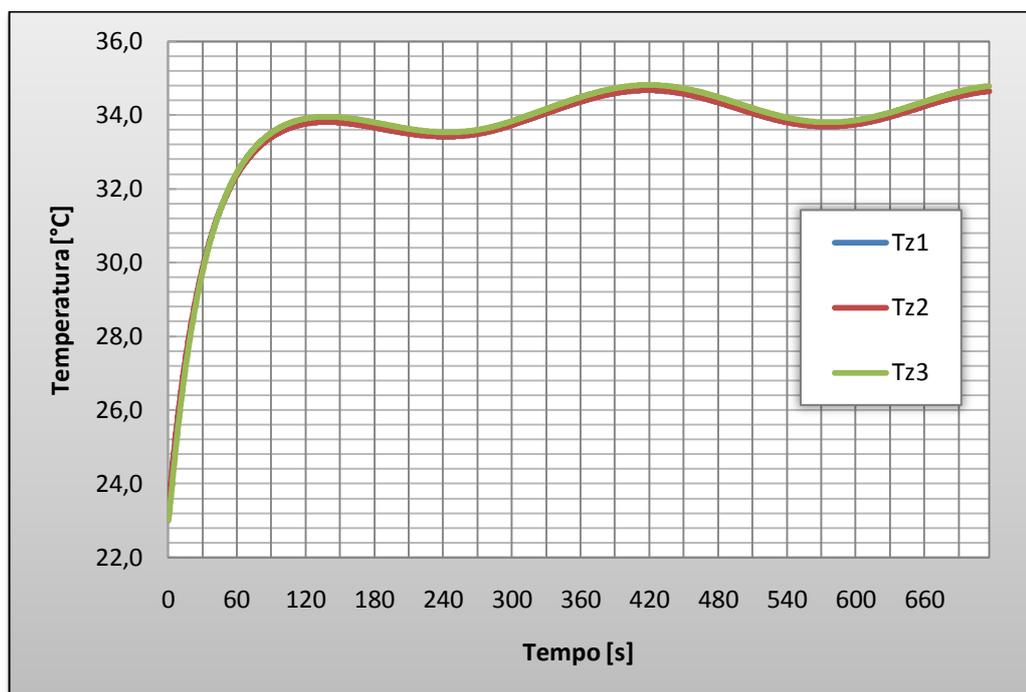


Gráfico 16 - Resposta para um dia típico de verão no Cenário II.

5.2.3. Cenário III

- Ventilação ligada em todas as zonas ($\dot{m}_{arZ1} = \dot{m}_{arZ2} = \dot{m}_{arZ3} = 0,035 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$);
- Renovação de ar ligado em todas as zonas ($T_{arcZ1} = T_{arcZ2} = T_{arcZ3} = T_{ext}$);
- Intervalo de integração, $dt = 0,25\text{s}$;
- Temperatura inicial das zonas, $T_{Z1} = T_{Z2} = T_{Z3} = 23^\circ\text{C}$;

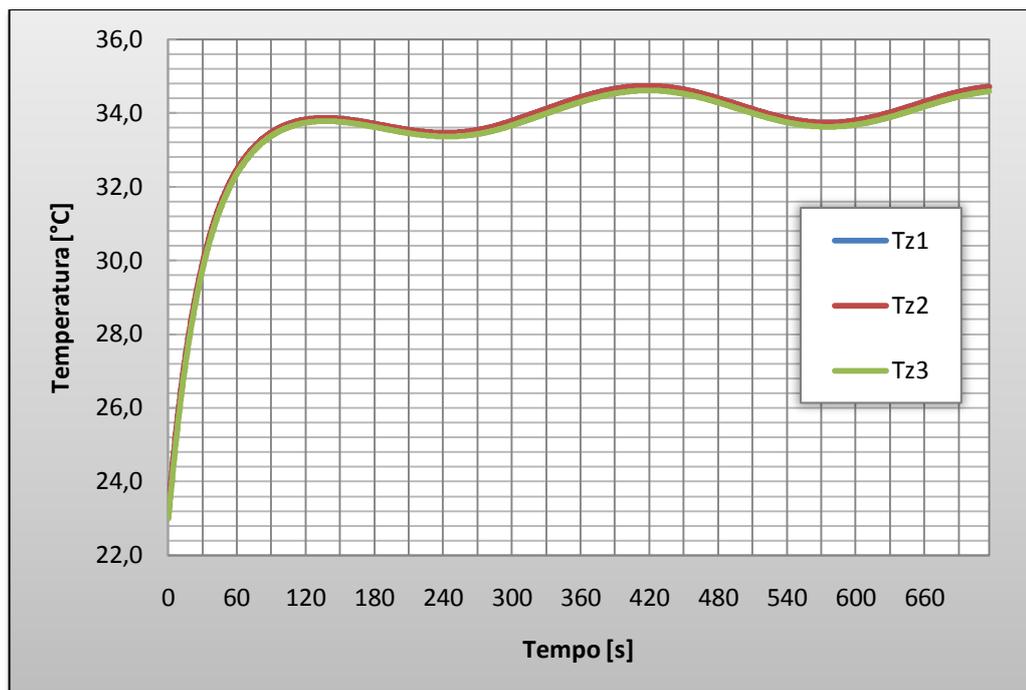


Gráfico 17 - Resposta para um dia típico de verão no Cenário III.

5.2.4. Cenário IV

- Ventilação ligada nas zonas 1 e 2 ($\dot{m}_{ar_{z1}} = \dot{m}_{ar_{z2}} = 0,0525 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$);
- Ventilação desligada na zona 3 ($\dot{m}_{ar_{z3}} = 0 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$);
- Sistema de ar condicionado ligado nas zonas 1 e 2 ($T_{arc_{z1}} = T_{arc_{z2}} = 8,5 \text{ } ^\circ\text{C}$);
- Intervalo de integração, $dt = 0,25\text{s}$;
- Temperatura inicial das zonas, $T_{z1} = T_{z2} = T_{z3} = 23^\circ\text{C}$;

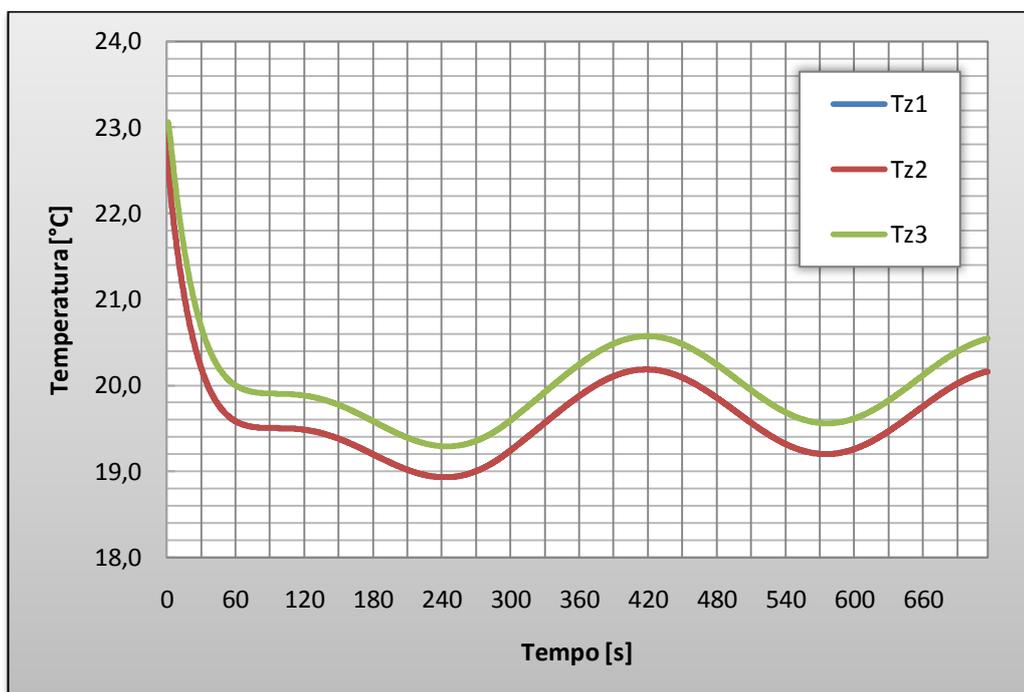


Gráfico 18 - Resposta para um dia típico de verão no Cenário IV.

5.2.5. Cenário V

- Ventilação ligada nas em todas as zonas ($\dot{m}_{ar_{z1}} = \dot{m}_{ar_{z2}} = \dot{m}_{ar_{z3}} = 0,035 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$);
- Sistema de ar condicionado ligado em todas as zonas ($T_{arc_{z1}} = T_{arc_{z2}} = T_{arc_{z3}} = 8,5 \text{ }^\circ\text{C}$);
- Intervalo de integração, $dt = 0,25\text{s}$;
- Temperatura inicial das zonas, $T_{z1} = T_{z2} = T_{z3} = 23^\circ\text{C}$;

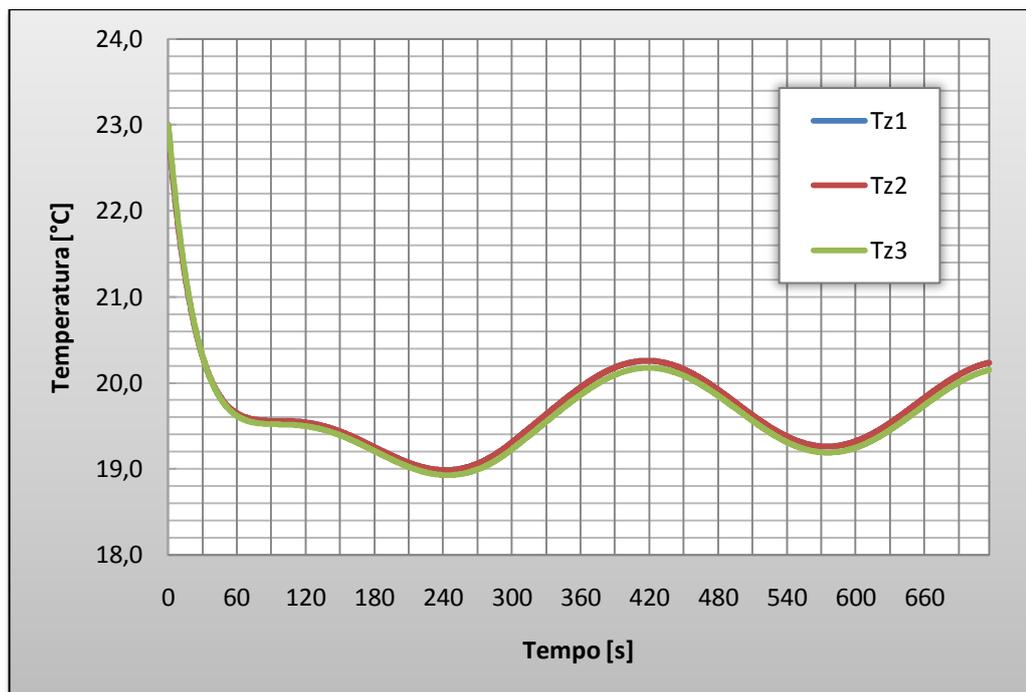


Gráfico 19 - Resposta para um dia típico de verão no Cenário V.

5.2.6. Cenário VI

- Ventilação ligada na zona 1 ($\dot{m}_{ar_{z1}} = 0,105 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$);
- Ventilação desligada nas zonas 2 e 3 ($\dot{m}_{ar_{z2}} = \dot{m}_{ar_{z3}} = 0 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$);
- Sistema de ar condicionado ligado na zona 1 ($T_{arc_{zi}} = 8,5 \text{ } ^\circ\text{C}$);
- Intervalo de integração, $dt = 0,25\text{s}$;
- Temperatura inicial das zonas, $T_{z1} = T_{z2} = T_{z3} = 23^\circ\text{C}$;

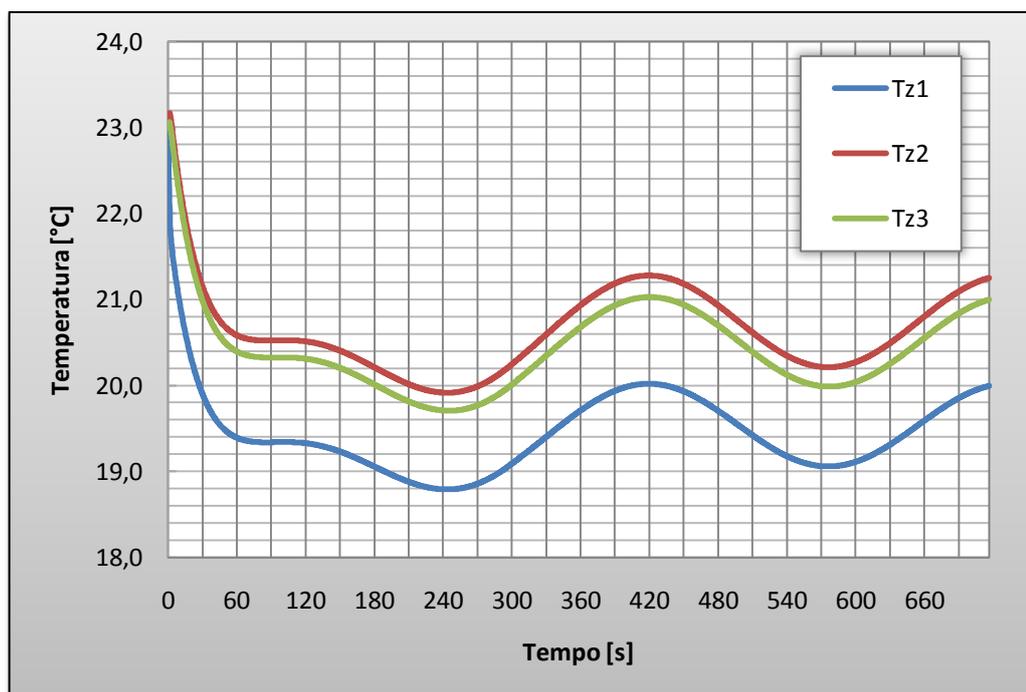


Gráfico 20 - Resposta para um dia típico de verão no Cenário VI.

5.2.7. Cenário VII

- Ventilação ligada nas zonas 1 e 2 ($\dot{m}_{arZ1} = \dot{m}_{arZ2} = 0,0525 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$);
- Ventilação desligada na zona 3 ($\dot{m}_{arZ3} = 0 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$);
- Sistema de ar condicionado ligado na zona 1 ($T_{arcZ1} = 8,5 \text{ } ^\circ\text{C}$);
- Renovação de ar ligado na zona 2 ($T_{arcZ2} = T_{ext}$);
- Intervalo de integração, $dt = 0,25\text{s}$;
- Temperatura inicial das zonas, $T_{Z1} = T_{Z2} = T_{Z3} = 23^\circ\text{C}$;

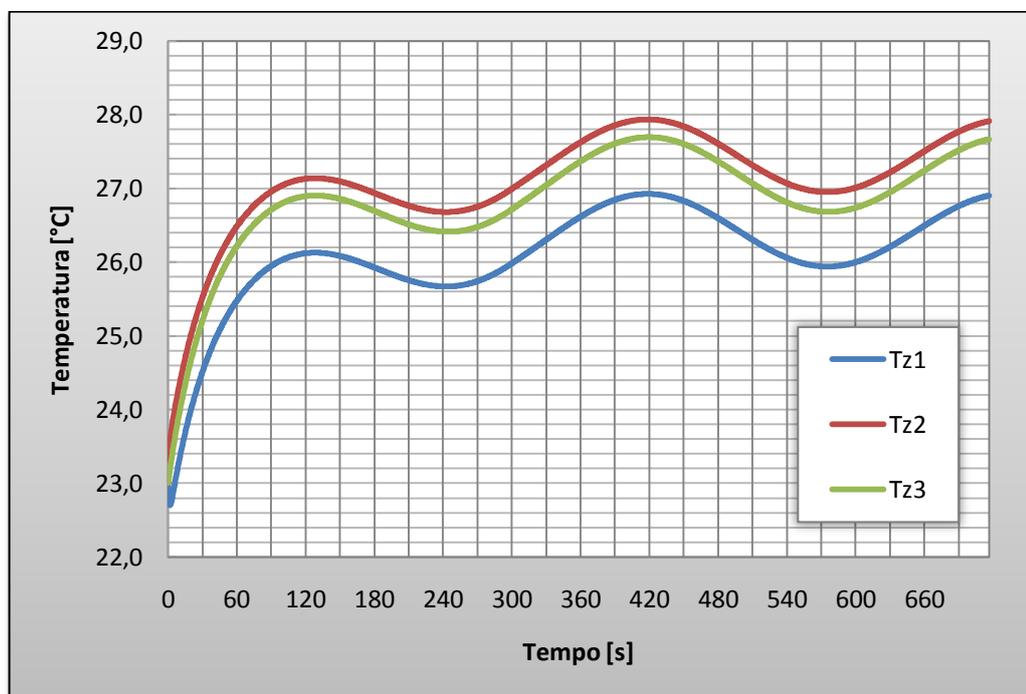


Gráfico 21 - Resposta para um dia típico de verão no Cenário VII.

5.2.8. Cenário VIII

- Ventilação ligada nas zonas 1 e 3 ($\dot{m}_{ar_{z1}} = \dot{m}_{ar_{z3}} = 0,0525 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$);
- Ventilação desligada na zona 2 ($\dot{m}_{ar_{z2}} = 0 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$);
- Sistema de ar condicionado ligado na zona 1 ($T_{arc_{z1}} = 8,5 \text{ } ^\circ\text{C}$);
- Renovação de ar ligado na zona 3 ($T_{arc_{z3}} = T_{ext}$);
- Intervalo de integração, $dt = 0,25\text{s}$;
- Temperatura inicial das zonas, $T_{z1} = T_{z2} = T_{z3} = 23^\circ\text{C}$;

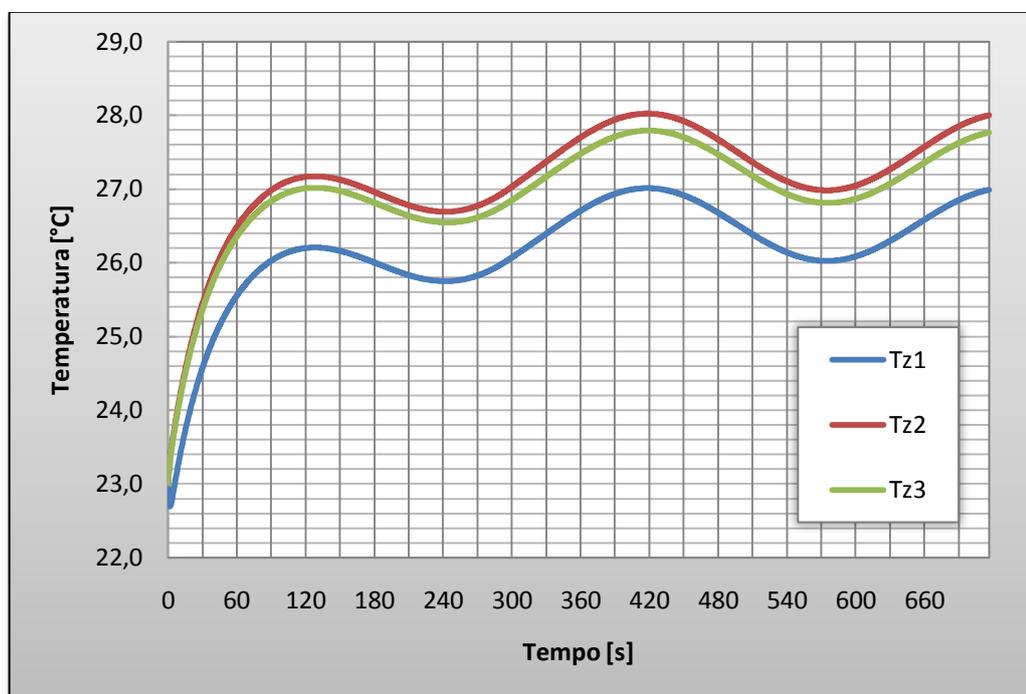


Gráfico 22 - Resposta para um dia típico de verão no Cenário VIII.

5.3. Dia Encoberto

Nesta etapa, as simulações foram realizadas com condições ambientais semelhantes, mas com configurações de condicionamento de ar diferentes. Sendo assim, segue a descrição do comportamento das variáveis que controlam as condições ambientais:

- T_{ext} ficou constante, sempre igual a 20 °C;
- T_{motor} partiu de T_{ext} e estabilizou em 80 °C após 300s, comportando-se linearmente, conforme o Gráfico 23;
- I_D oscilou senoidalmente entre 400 e 600 $\frac{W}{m^2}$, conforme o Gráfico 24;

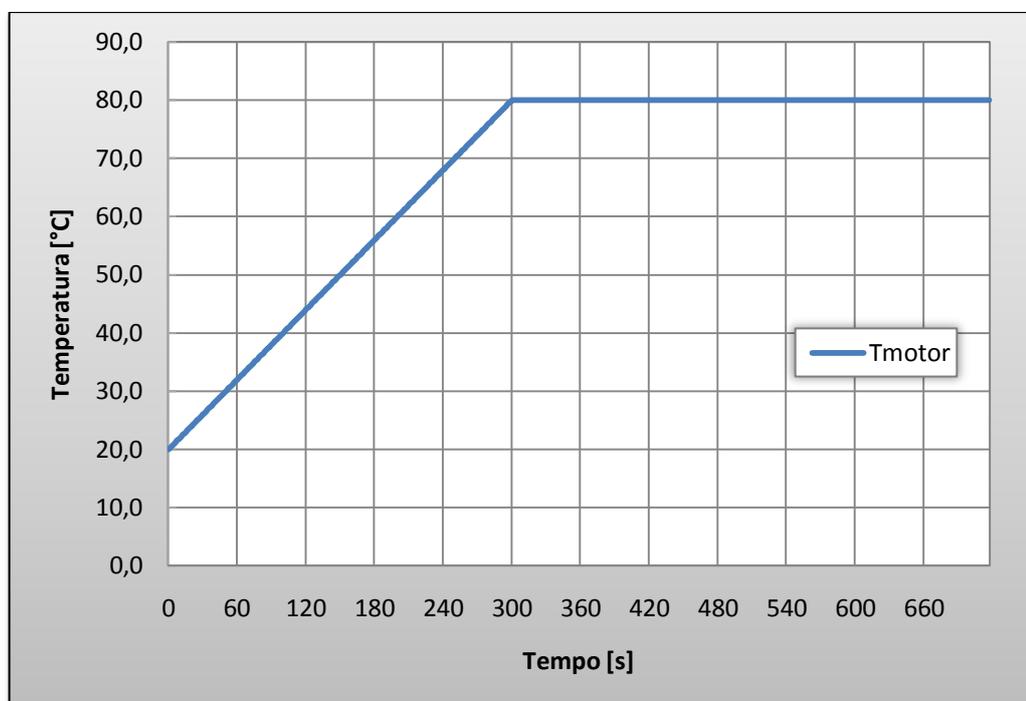


Gráfico 23 - Comportamento de T_{motor} ao longo do tempo.

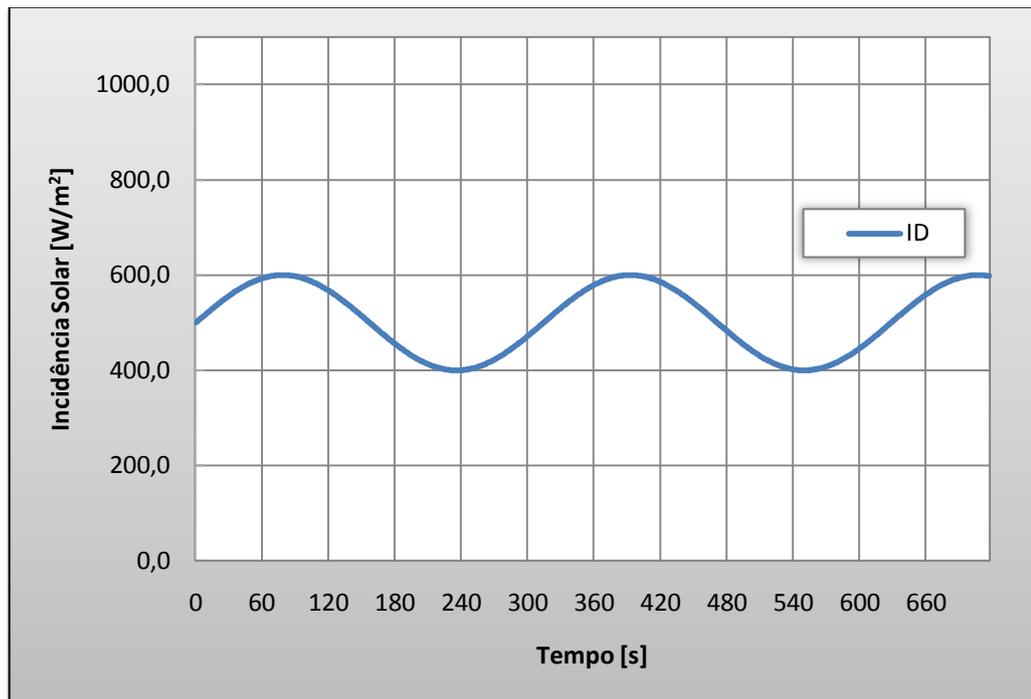


Gráfico 24 - Comportamento de I_D ao longo do tempo.

5.3.1. Cenário I

Aqui, o sistema foi simulado com as seguintes condições de contorno:

- Ar condicionado e ventilação desligados ($\dot{m}_{ar_{z1}} = \dot{m}_{ar_{z2}} = \dot{m}_{ar_{z3}} = 0 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$);
- Intervalo de integração, $dt = 0,25\text{s}$;
- Temperatura inicial das zonas, $T_{z1} = T_{z2} = T_{z3} = 21 \text{ }^\circ\text{C}$;

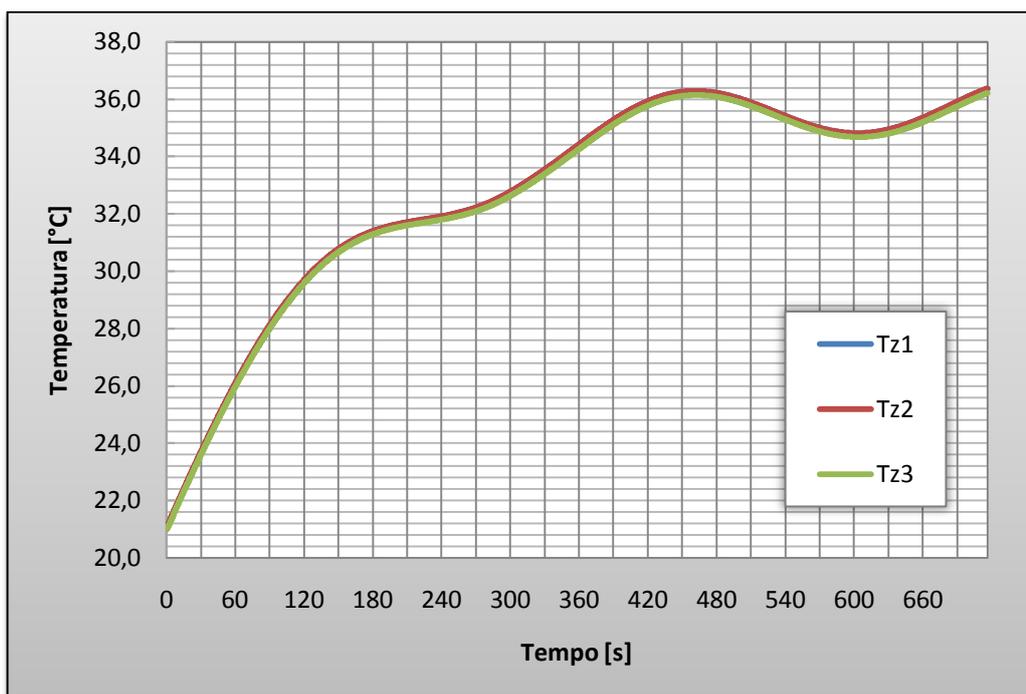


Gráfico 25 - Resposta para um dia encoberto no Cenário I.

5.3.2. Cenário II

- Ventilação ligada nas zonas 1 e 2 ($\dot{m}_{ar_{z1}} = \dot{m}_{ar_{z2}} = 0,0525 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$);
- Ventilação desligada na zona 3 ($\dot{m}_{ar_{z3}} = 0 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$);
- Renovação de ar ligada nas zonas 1 e 2 ($T_{arc_{z1}} = T_{arc_{z2}} = T_{ext}$);
- Intervalo de integração, $dt = 0,25\text{s}$;
- Temperatura inicial das zonas, $T_{z1} = T_{z2} = T_{z3} = 21 \text{ }^\circ\text{C}$;

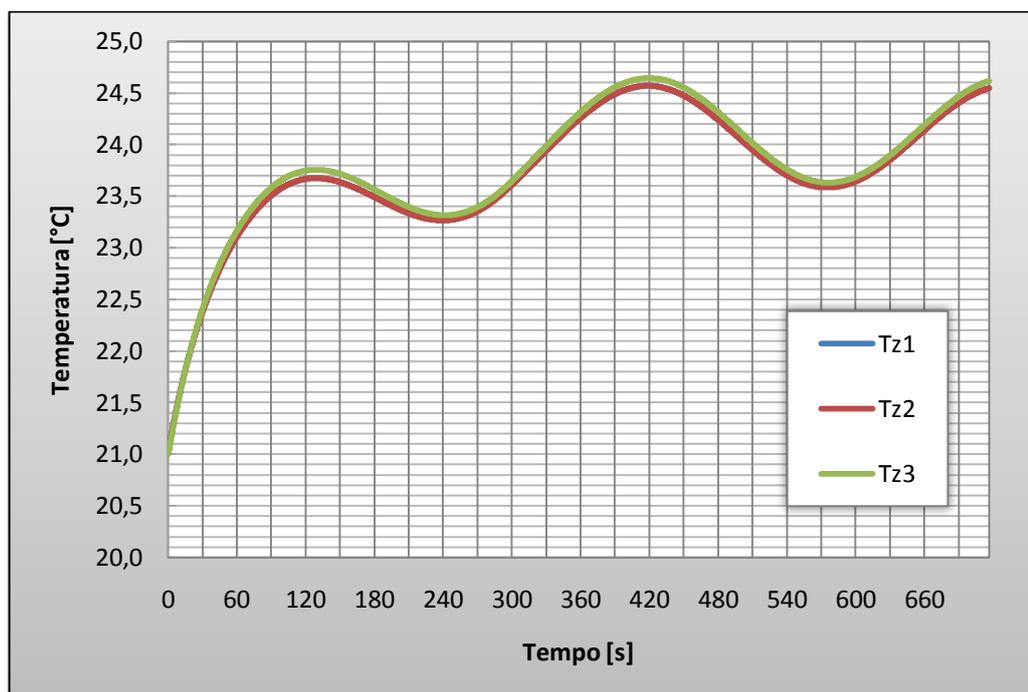


Gráfico 26 - Resposta para um dia encoberto no Cenário II.

5.3.3. Cenário III

- Ventilação ligada em todas as zonas ($\dot{m}_{ar_{z1}} = \dot{m}_{ar_{z2}} = \dot{m}_{ar_{z3}} = 0,035 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$);
- Renovação de ar ligado em todas as zonas ($T_{arc_{z1}} = T_{arc_{z2}} = T_{arc_{z3}} = T_{ext}$);
- Intervalo de integração, $dt = 0,25\text{s}$;
- Temperatura inicial das zonas, $T_{z1} = T_{z2} = T_{z3} = 21\text{ }^\circ\text{C}$;

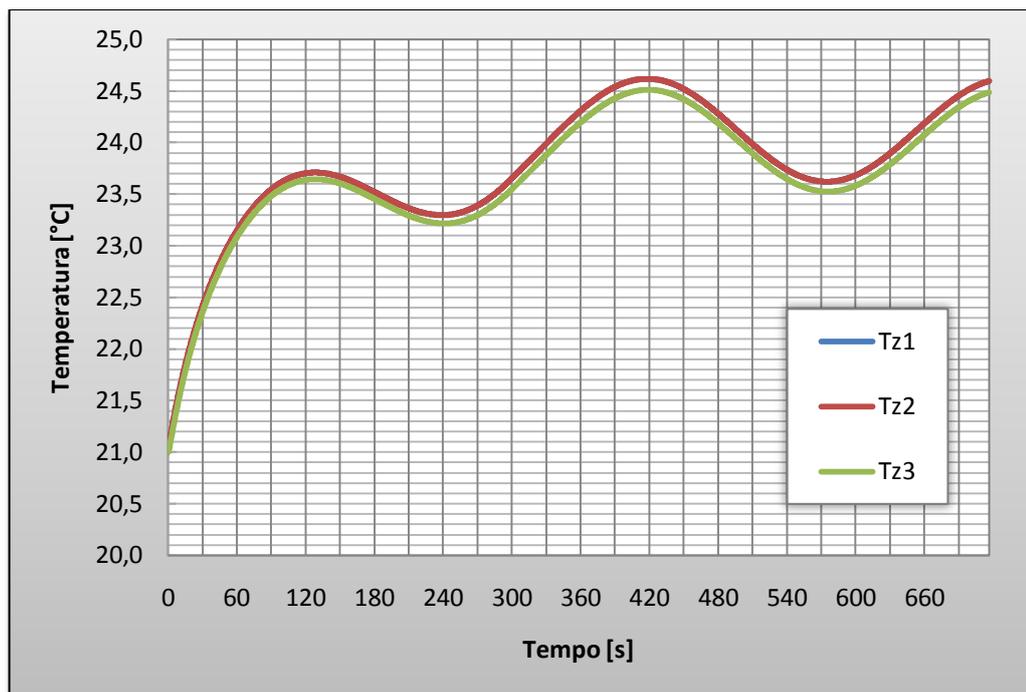


Gráfico 27 - Resposta para um dia encoberto no Cenário III.

5.3.4. Cenário IV

- Ventilação ligada nas zonas 1 e 2 ($\dot{m}_{ar_{z1}} = \dot{m}_{ar_{z2}} = 0,0525 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$);
- Ventilação desligada na zona 3 ($\dot{m}_{ar_{z3}} = 0 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$);
- Sistema de ar condicionado ligado nas zonas 1 e 2 ($T_{arc_{z1}} = T_{arc_{z2}} = 13,5 \text{ }^\circ\text{C}$);
- Intervalo de integração, $dt = 0,25\text{s}$;
- Temperatura inicial das zonas, $T_{z1} = T_{z2} = T_{z3} = 21 \text{ }^\circ\text{C}$;

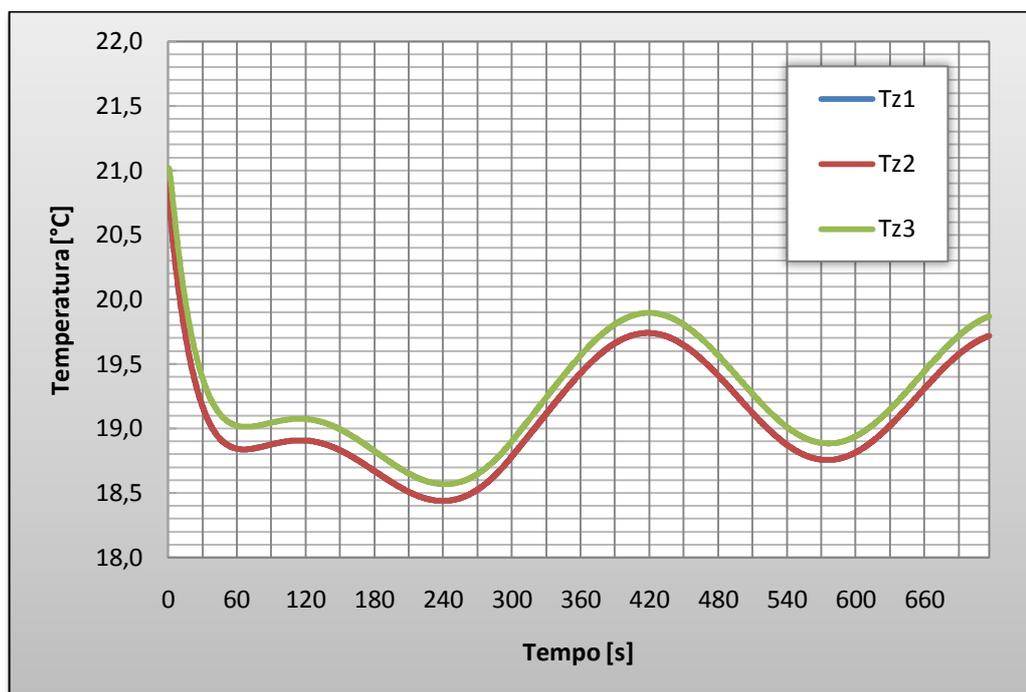


Gráfico 28 - Resposta para um dia encoberto no Cenário IV.

5.3.5. Cenário V

- Ventilação ligada nas em todas as zonas ($\dot{m}_{ar_{z1}} = \dot{m}_{ar_{z2}} = \dot{m}_{ar_{z3}} = 0,035 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$);
- Sistema de ar condicionado ligado em todas as zonas ($T_{arc_{z1}} = T_{arc_{z2}} = T_{arc_{z3}} = 13,5 \text{ }^\circ\text{C}$);
- Intervalo de integração, $dt = 0,25\text{s}$;
- Temperatura inicial das zonas, $T_{z1} = T_{z2} = T_{z3} = 21 \text{ }^\circ\text{C}$;

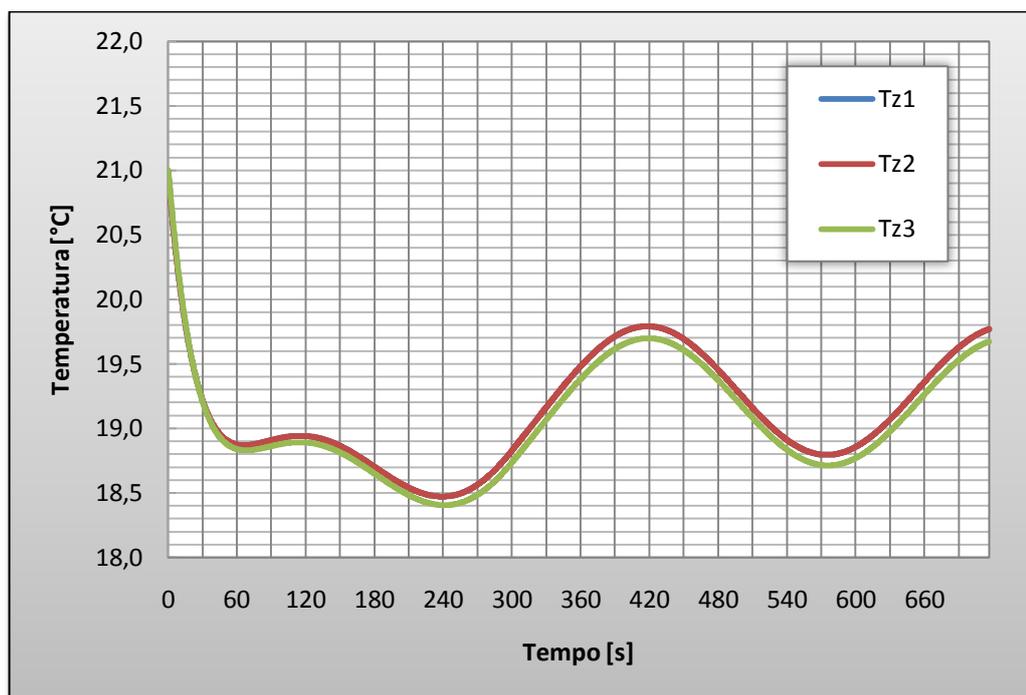


Gráfico 29 - Resposta para um dia encoberto no Cenário V.

5.3.6. Cenário VI

- Ventilação ligada na zona 1 ($\dot{m}_{ar_{z1}} = 0,105 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$);
- Ventilação desligada nas zonas 2 e 3 ($\dot{m}_{ar_{z2}} = \dot{m}_{ar_{z3}} = 0 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$);
- Sistema de ar condicionado ligado na zona 1 ($T_{arc_{zi}} = 13,5 \text{ } ^\circ\text{C}$);
- Intervalo de integração, $dt = 0,25\text{s}$;
- Temperatura inicial das zonas, $T_{z1} = T_{z2} = T_{z3} = 21 \text{ } ^\circ\text{C}$;

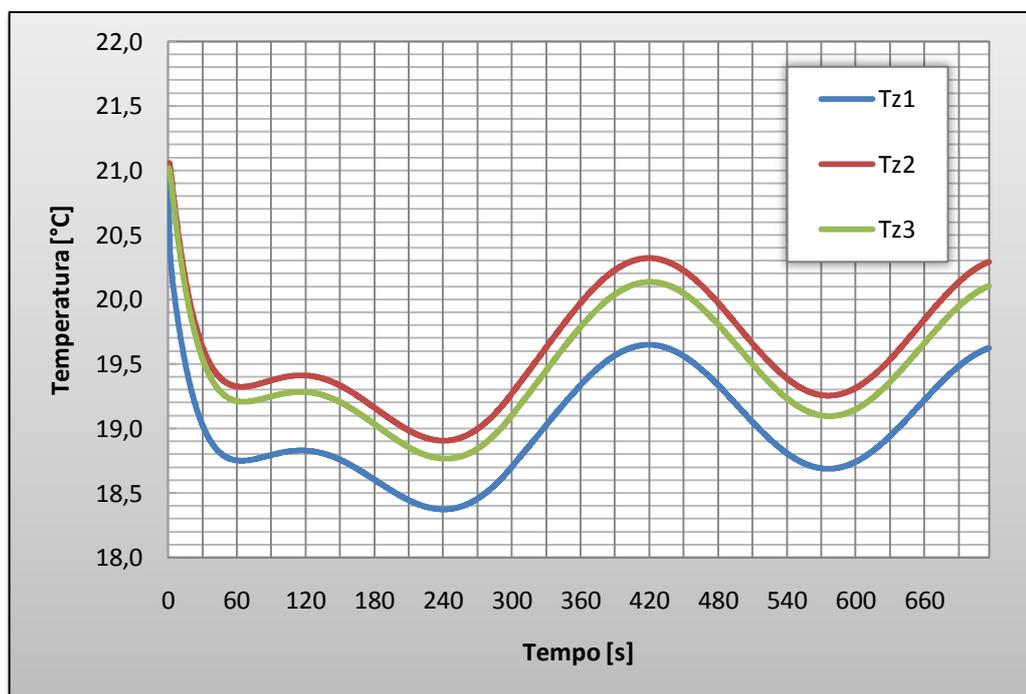


Gráfico 30 - Resposta para um dia encoberto no Cenário VI.

5.3.7. Cenário VII

- Ventilação ligada nas zonas 1 e 2 ($\dot{m}_{arZ1} = \dot{m}_{arZ2} = 0,0525 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$);
- Ventilação desligada na zona 3 ($\dot{m}_{arZ3} = 0 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$);
- Sistema de ar condicionado ligado na zona 1 ($T_{arcZ1} = 13,5 \text{ }^\circ\text{C}$);
- Renovação de ar ligado na zona 2 ($T_{arcZ2} = T_{ext}$);
- Intervalo de integração, $dt = 0,25\text{s}$;
- Temperatura inicial das zonas, $T_{Z1} = T_{Z2} = T_{Z3} = 21 \text{ }^\circ\text{C}$;

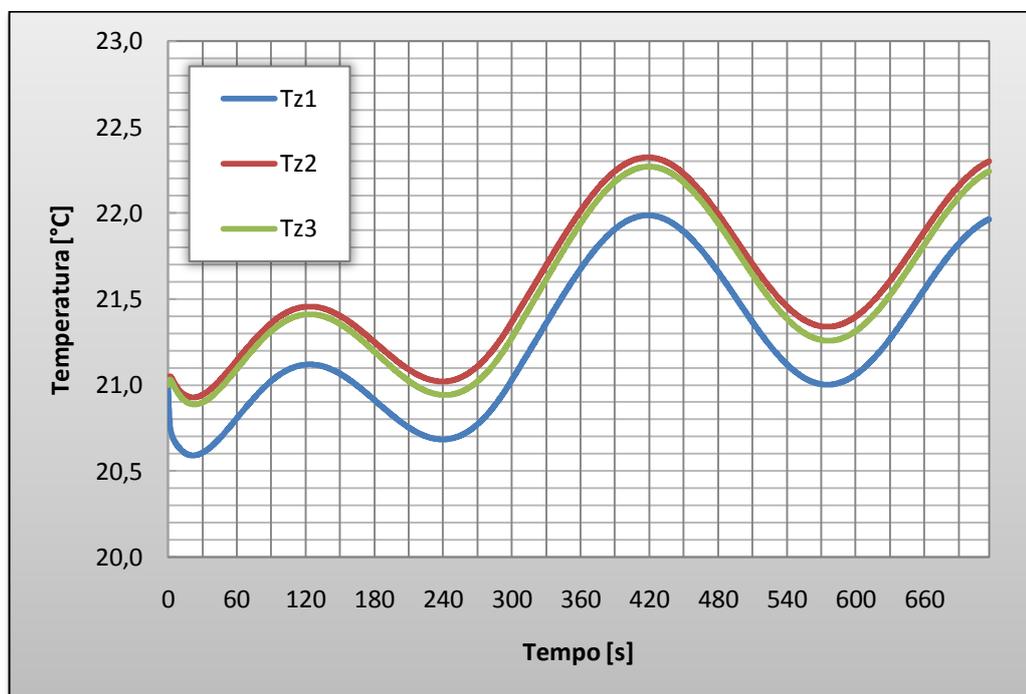


Gráfico 31 - Resposta para um dia encoberto no Cenário VII.

5.3.8. Cenário VIII

- Ventilação ligada nas zonas 1 e 3 ($\dot{m}_{ar_{z1}} = \dot{m}_{ar_{z3}} = 0,0525 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$);
- Ventilação desligada na zona 2 ($\dot{m}_{ar_{z2}} = 0 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$);
- Sistema de ar condicionado ligado na zona 1 ($T_{arc_{z1}} = 13,5 \text{ }^\circ\text{C}$);
- Renovação de ar ligado na zona 3 ($T_{arc_{z3}} = T_{ext}$);
- Intervalo de integração, $dt = 0,25\text{s}$;
- Temperatura inicial das zonas, $T_{z1} = T_{z2} = T_{z3} = 21 \text{ }^\circ\text{C}$;

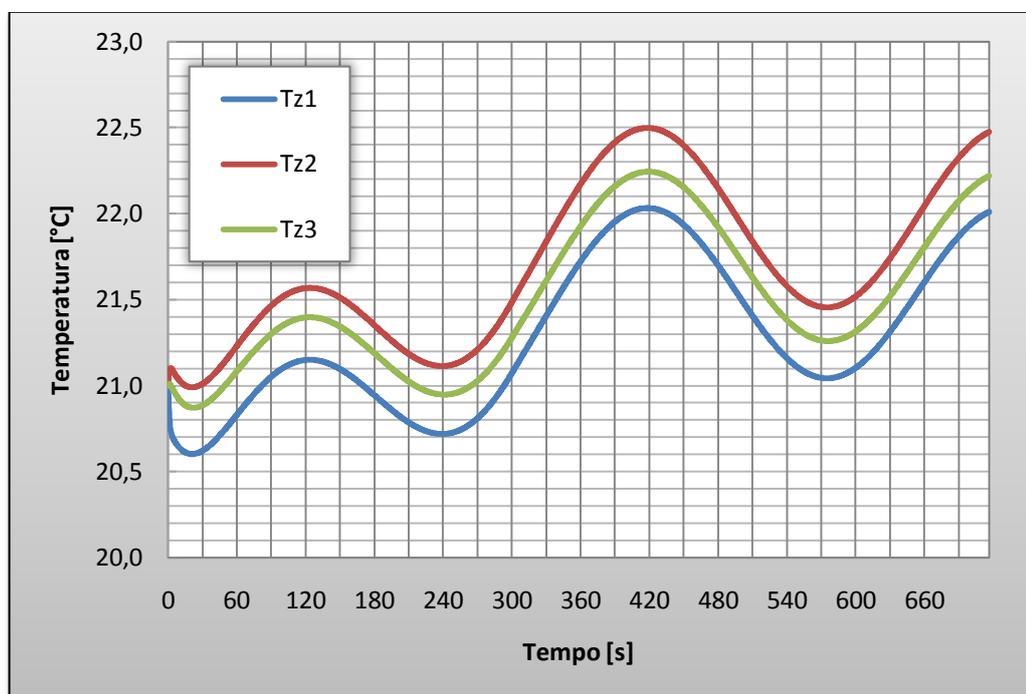


Gráfico 32 - Resposta para um dia encoberto no Cenário VIII.

5.4. Noite Fria

Nesta etapa, as simulações foram realizadas com condições ambientais semelhantes, mas com configurações de condicionamento de ar diferentes. Sendo assim, segue a descrição do comportamento das variáveis que controlam as condições ambientais:

- T_{ext} ficou constante, sempre igual a 12 °C;
- T_{motor} partiu de T_{ext} e estabilizou em 80 °C após 300s, comportando-se linearmente, conforme o Gráfico 33;
- I_D oscilou senoidalmente entre 0 e $50 \frac{W}{m^2}$, conforme o Gráfico 34;

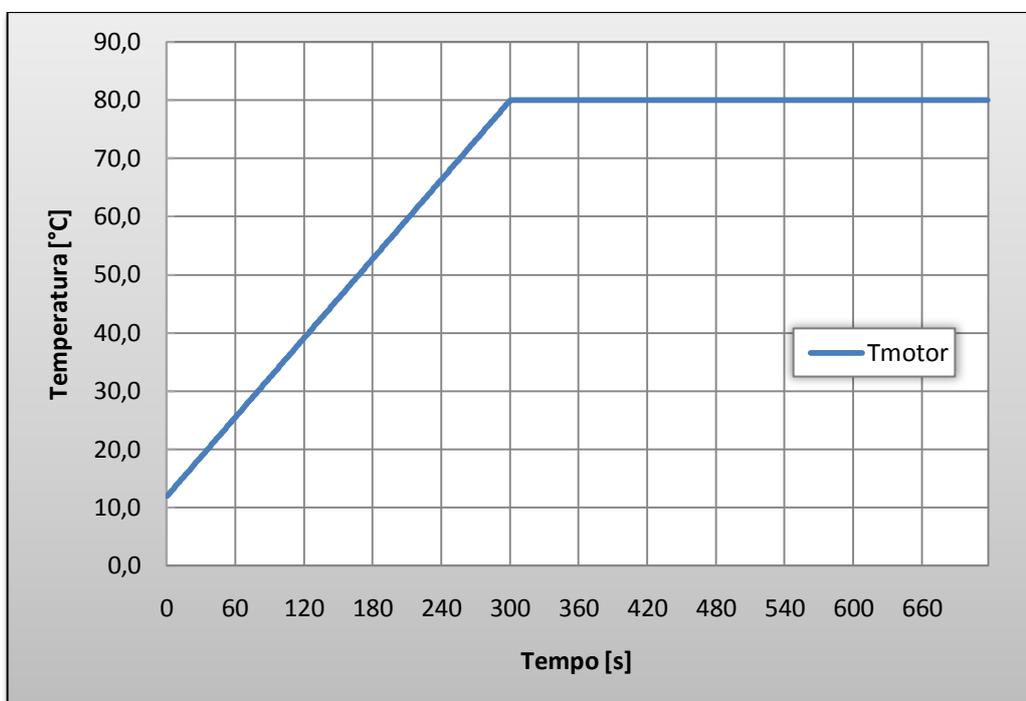


Gráfico 33 - Comportamento de T_{motor} ao longo do tempo.

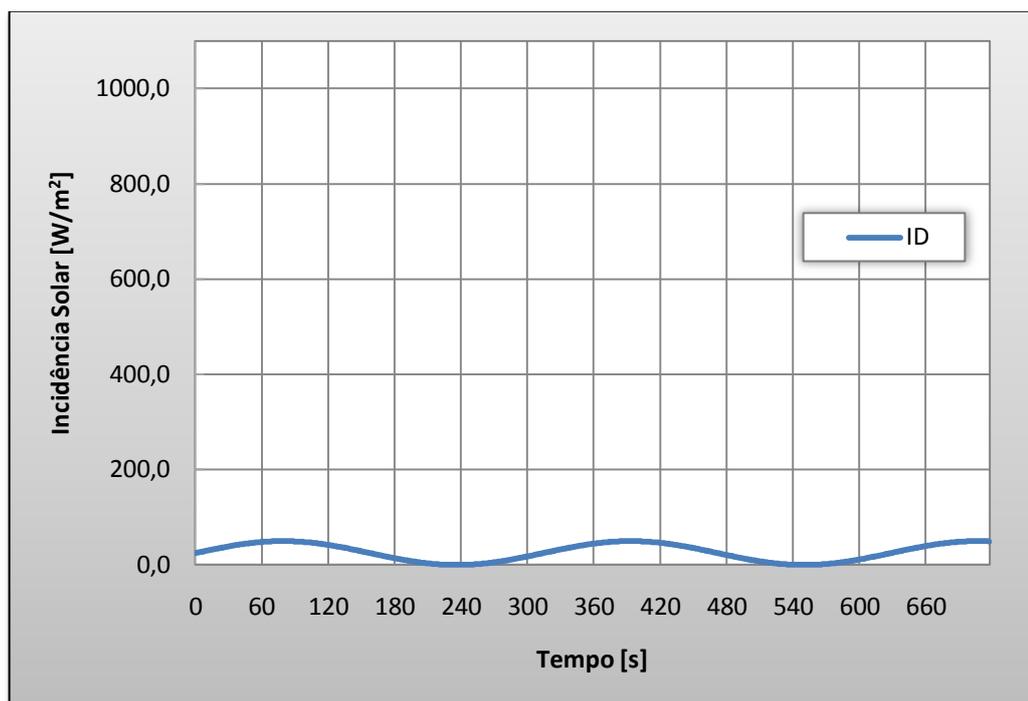


Gráfico 34 - Comportamento de I_D ao longo do tempo.

5.4.1. Cenário I

Aqui, o sistema foi simulado com as seguintes condições de contorno:

- Ar condicionado e ventilação desligados ($\dot{m}_{ar_{z1}} = \dot{m}_{ar_{z2}} = \dot{m}_{ar_{z3}} = 0 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$);
- Intervalo de integração, $dt = 0,25\text{s}$;
- Temperatura inicial das zonas, $T_{z1} = T_{z2} = T_{z3} = 19 \text{ }^\circ\text{C}$;

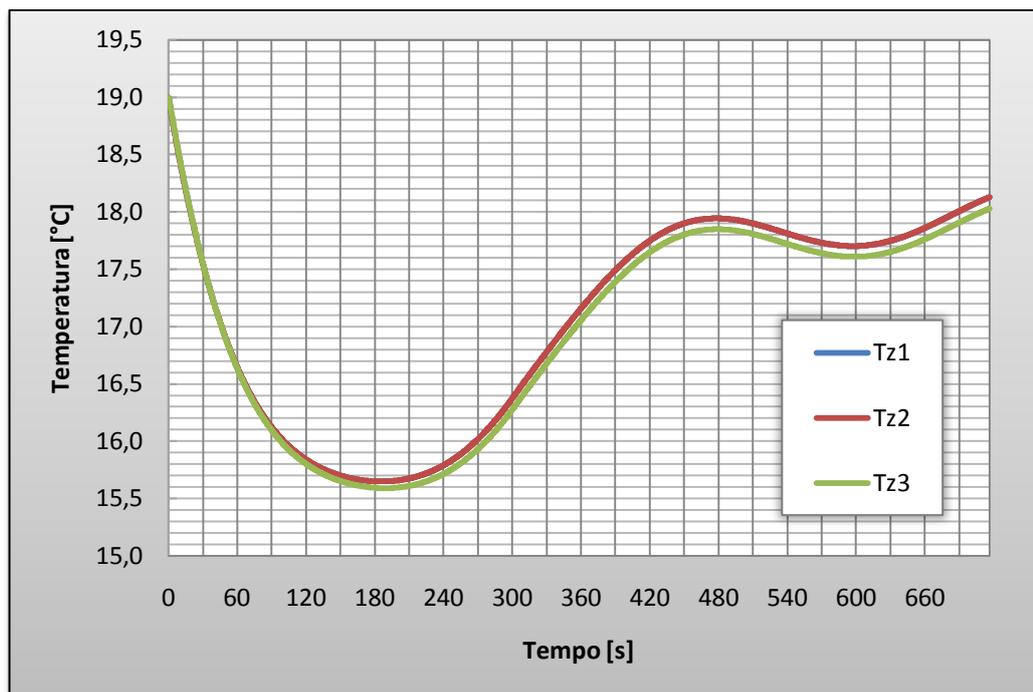


Gráfico 35 - Resposta para uma noite fria no Cenário I.

5.4.2. Cenário II

- Ventilação ligada nas zonas 1 e 2 ($\dot{m}_{arZ1} = \dot{m}_{arZ2} = 0,0525 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$);
- Ventilação desligada na zona 3 ($\dot{m}_{arZ3} = 0 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$);
- Renovação de ar ligada nas zonas 1 e 2 ($T_{arcZ1} = T_{arcZ2} = T_{ext}$);
- Intervalo de integração, $dt = 0,25\text{s}$;
- Temperatura inicial das zonas, $T_{Z1} = T_{Z2} = T_{Z3} = 19\text{ }^\circ\text{C}$;

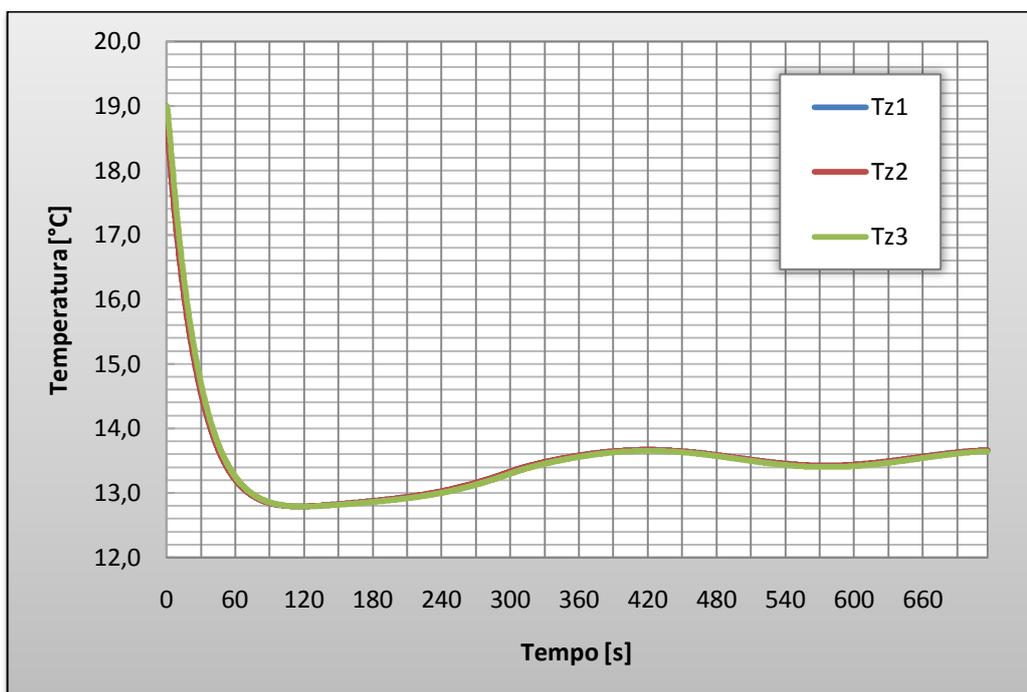


Gráfico 36 - Resposta para uma noite fria no Cenário II.

5.4.3. Cenário III

- Ventilação ligada em todas as zonas ($\dot{m}_{arZ1} = \dot{m}_{arZ2} = \dot{m}_{arZ3} = 0,035 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$);
- Renovação de ar ligado em todas as zonas ($T_{arcZ1} = T_{arcZ2} = T_{arcZ3} = T_{ext}$);
- Intervalo de integração, $dt = 0,25\text{s}$;
- Temperatura inicial das zonas, $T_{Z1} = T_{Z2} = T_{Z3} = 19^\circ\text{C}$;

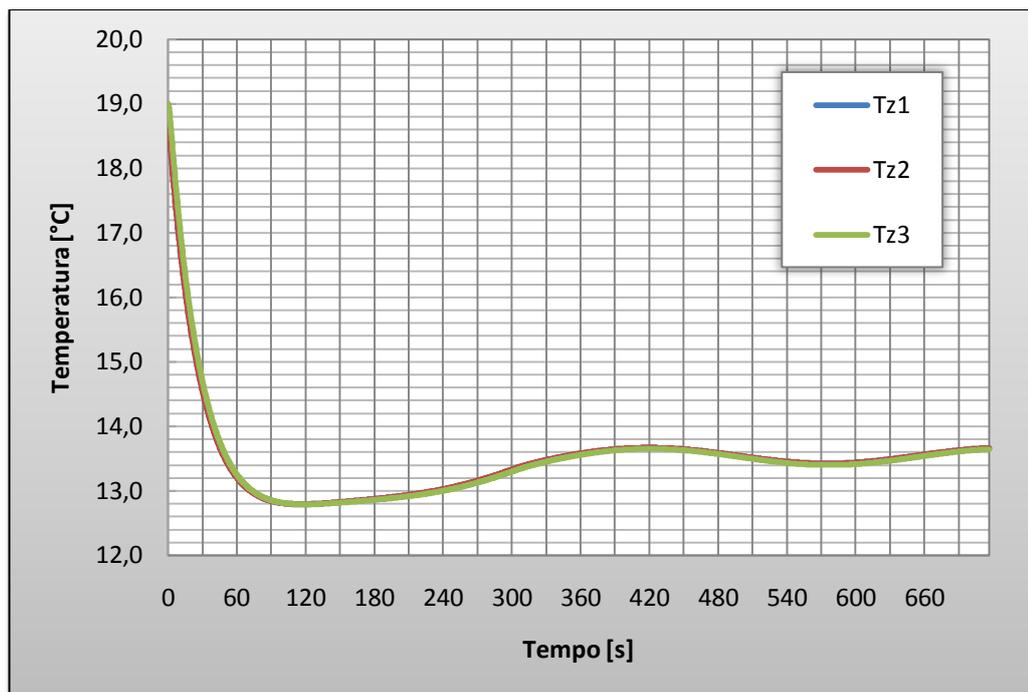


Gráfico 37 - Resposta para uma noite fria no Cenário III.

5.4.4. Cenário IV

- Ventilação ligada nas zonas 1 e 2 ($\dot{m}_{ar_{z1}} = \dot{m}_{ar_{z2}} = 0,0525 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$);
- Ventilação desligada na zona 3 ($\dot{m}_{ar_{z3}} = 0 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$);
- Sistema de ar condicionado ligado nas zonas 1 e 2 ($T_{arc_{z1}} = T_{arc_{z2}} = 20,5 \text{ } ^\circ\text{C}$);
- Intervalo de integração, $dt = 0,25\text{s}$;
- Temperatura inicial das zonas, $T_{z1} = T_{z2} = T_{z3} = 19 \text{ } ^\circ\text{C}$;

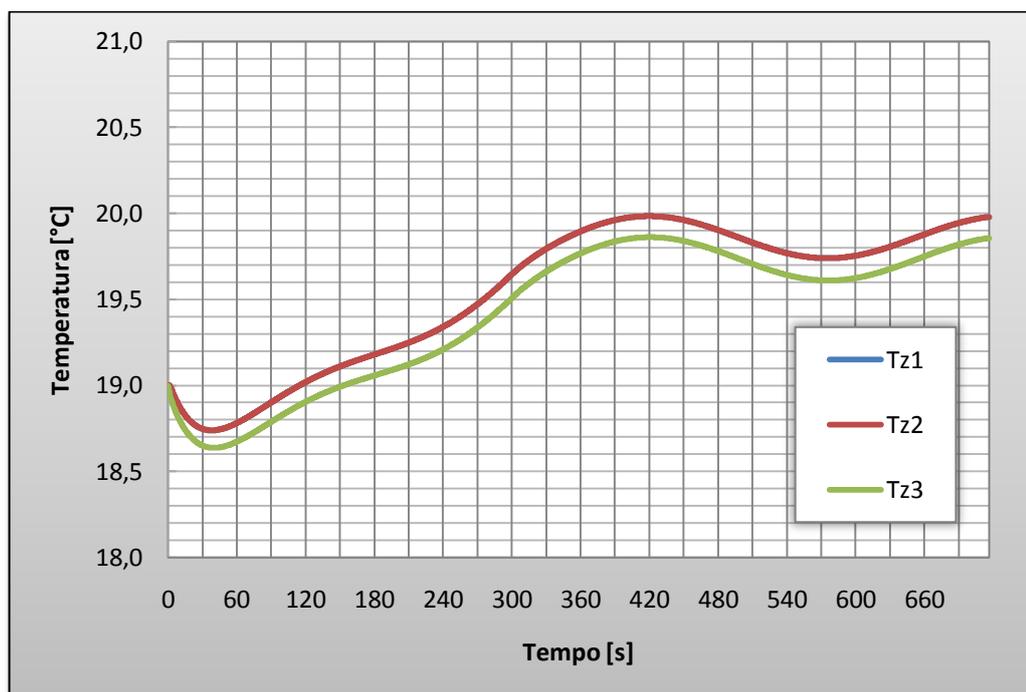


Gráfico 38 - Resposta para uma noite fria no Cenário IV.

5.4.5. Cenário V

- Ventilação ligada nas em todas as zonas ($\dot{m}_{ar_{z1}} = \dot{m}_{ar_{z2}} = \dot{m}_{ar_{z3}} = 0,035 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$);
- Sistema de ar condicionado ligado em todas as zonas ($T_{arc_{z1}} = T_{arc_{z2}} = T_{arc_{z3}} = 20,5 \text{ } ^\circ\text{C}$);
- Intervalo de integração, $dt = 0,25\text{s}$;
- Temperatura inicial das zonas, $T_{z1} = T_{z2} = T_{z3} = 19^\circ\text{C}$;

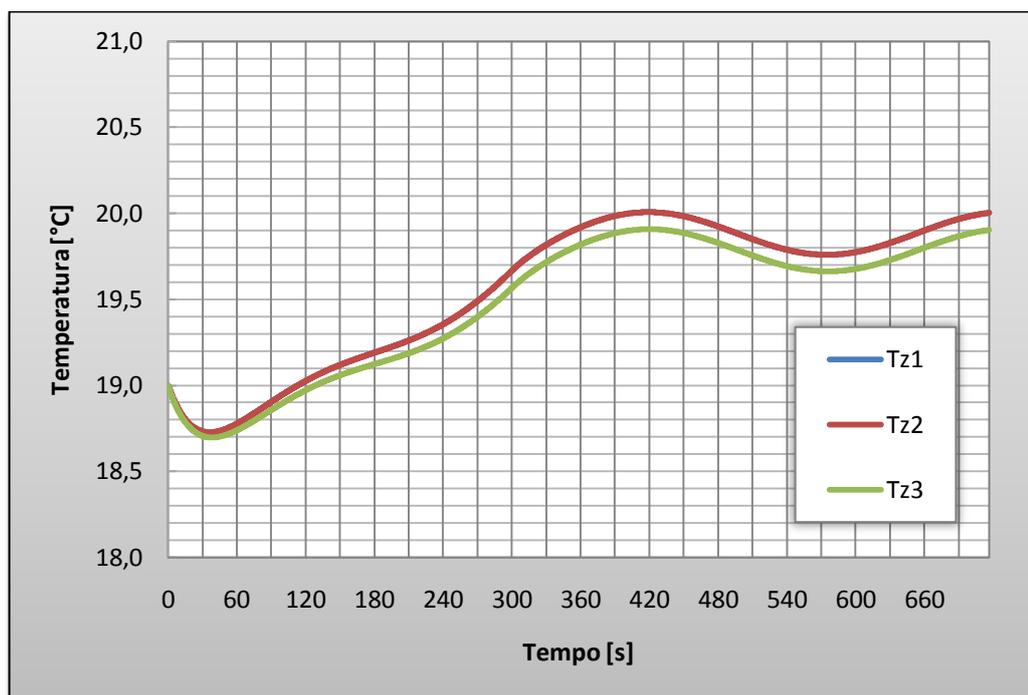


Gráfico 39 - Resposta para uma noite fria no Cenário V.

5.4.6. Cenário VI

- Ventilação ligada na zona 1 ($\dot{m}_{ar_{z1}} = 0,105 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$);
- Ventilação desligada nas zonas 2 e 3 ($\dot{m}_{ar_{z2}} = \dot{m}_{ar_{z3}} = 0 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$);
- Sistema de ar condicionado ligado na zona 1 ($T_{arc_{zi}} = 20,5 \text{ } ^\circ\text{C}$);
- Intervalo de integração, $dt = 0,25\text{s}$;
- Temperatura inicial das zonas, $T_{z1} = T_{z2} = T_{z3} = 19^\circ\text{C}$;

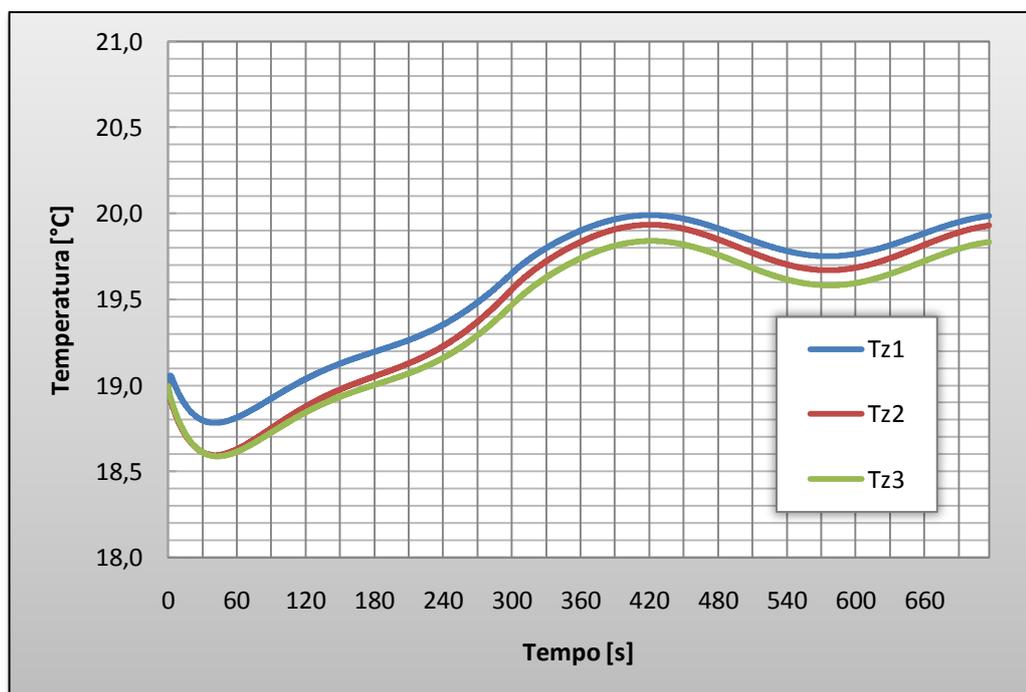


Gráfico 40 - Resposta para uma noite fria no Cenário VI.

5.4.7. Cenário VII

- Ventilação ligada nas zonas 1 e 2 ($\dot{m}_{arZ1} = \dot{m}_{arZ2} = 0,0525 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$);
- Ventilação desligada na zona 3 ($\dot{m}_{arZ3} = 0 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$);
- Sistema de ar condicionado ligado na zona 1 ($T_{arcZ1} = 20,5 \text{ }^\circ\text{C}$);
- Renovação de ar ligado na zona 2 ($T_{arcZ2} = T_{ext}$);
- Intervalo de integração, $dt = 0,25\text{s}$;
- Temperatura inicial das zonas, $T_{Z1} = T_{Z2} = T_{Z3} = 19 \text{ }^\circ\text{C}$;

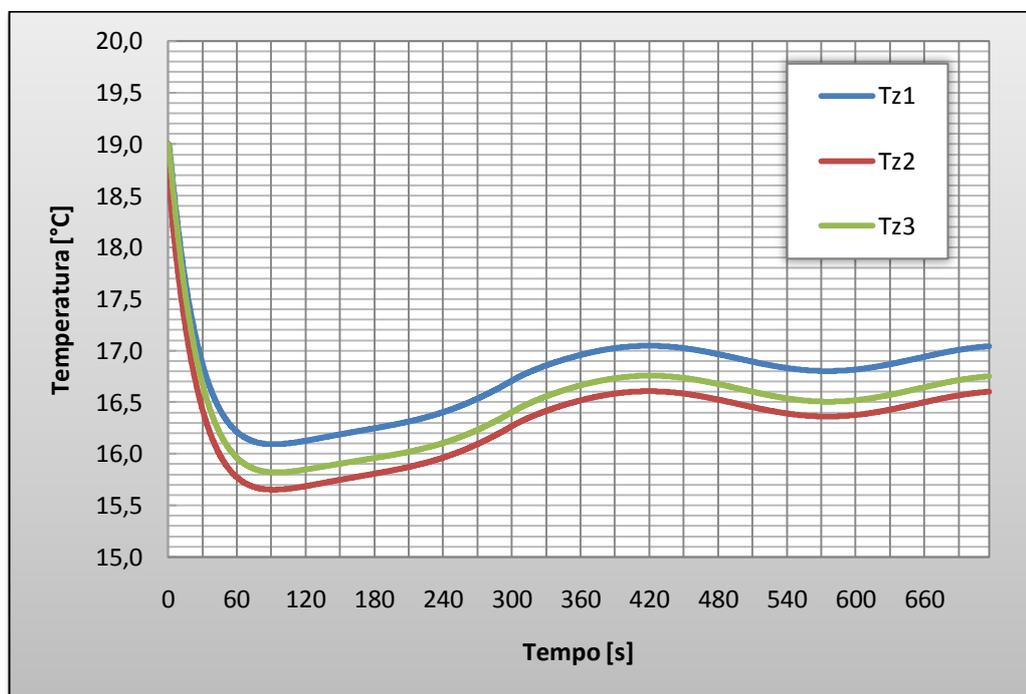


Gráfico 41 - Resposta para uma noite fria no Cenário VII.

5.4.8. Cenário VIII

- Ventilação ligada nas zonas 1 e 3 ($\dot{m}_{ar_{z1}} = \dot{m}_{ar_{z3}} = 0,0525 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$);
- Ventilação desligada na zona 2 ($\dot{m}_{ar_{z2}} = 0 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$);
- Sistema de ar condicionado ligado na zona 1 ($T_{arc_{z1}} = 8,5 \text{ }^\circ\text{C}$);
- Renovação de ar ligado na zona 3 ($T_{arc_{z3}} = T_{ext}$);
- Intervalo de integração, $dt = 0,25\text{s}$;
- Temperatura inicial das zonas, $T_{z1} = T_{z2} = T_{z3} = 23^\circ\text{C}$;

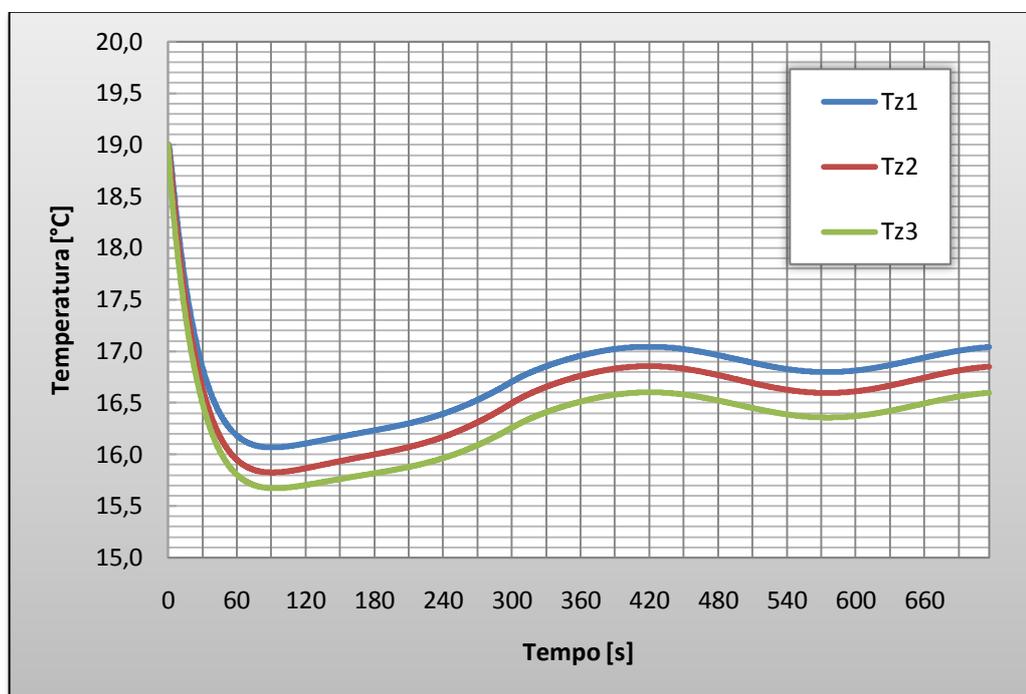


Gráfico 42 - Resposta para uma noite fria no Cenário VIII.

6. ANÁLISE DOS RESULTADOS

6.1. Cenários II e III

Comparando-se os gráficos dos cenários II e III (Gráfico 16, Gráfico 17, Gráfico 26, Gráfico 27, Gráfico 36 e Gráfico 37) nas três condições ambientais externas diferentes, observou-se que quase não há diferenças perceptíveis nas temperaturas das três zonas. Neste caso, pôde-se concluir, portanto, que as temperaturas nas três zonas interiores do veículo permaneceram inalteradas, distribuindo-se o ar apenas nas zonas frontais, ou também na zona traseira.

6.2. Cenários IV e V

Nesta comparação, observaram-se mudanças muito mais intensas do que nos cenários anteriores. Analisando-se, por exemplo, o Gráfico 18 e o Gráfico 19, notou-se de imediato que a temperatura na zona 3 diminuiu em cerca de 0,5 °C, apesar das temperaturas nas outras duas zonas permanecerem praticamente constantes.

Já entre os outros dois pares de respostas – Gráfico 28 e Gráfico 29; Gráfico 38 e Gráfico 39 –, notou-se igualmente que apenas a temperatura da zona 3 sofreu alterações, porém, ao contrário do que aconteceu na condição ambiental mais quente, estas são menores.

Entretanto, observou-se que nos três casos, a distribuição de ar condicionado adicional na zona 3 fez com que a temperatura no interior do automóvel ficasse mais próxima da homogeneidade, do que quando o ar condicionado foi insuflado apenas nas zonas dianteiras do veículo.

6.3. Cenários VI, VII e VIII

Nesta comparação – entre Gráfico 20, Gráfico 21 e Gráfico 22; Gráfico 30, Gráfico 31 e Gráfico 32; Gráfico 40, Gráfico 41 e Gráfico 42 –, a intensidade das mudanças observadas é semelhante àquela da seção anterior. Conforme era de se esperar, a zona 1 possuiu sempre a temperatura mais próxima do conforto (mais baixa no dia típico de verão e no dia encoberto, e mais alta na noite fria), já que é nela que foi insuflado o ar do sistema de ar condicionado.

Entretanto, quando se acionou a ventilação com renovação de ar externo na zona 2 ou 3, a diferença entre as temperaturas das zonas diminuiu, e a média das temperaturas no interior do veículo se aproximou da temperatura externa.

7. CONCLUSÕES E DISCUSSÃO DOS RESULTADOS

O desenvolvimento do presente trabalho permitiu verificar, primeiramente, que, mesmo com a adoção de um número razoável de hipóteses simplificadoras, é perfeitamente possível desenvolver um modelo matemático baseado principalmente em equações fundamentais e relações empíricas fornecidas pela literatura que apresente resultados satisfatórios e factíveis.

Em relação aos resultados, é possível concluir, baseado na seção 6.1, que é praticamente nula a diferença que um sistema de distribuição de ar na zona 3 faz, quando é insuflado ar externo para o interior do veículo. Vale ressaltar, contudo, que apesar das temperaturas serem idênticas nos dois casos, a presença de uma saída de ar que é direcionada aos passageiros do banco traseiro, pode causar uma maior sensação de conforto térmico.

Observando-se também a análise das seções 6.2 e 6.3, conclui-se que sob as condições simuladas, o insuflamento de ar condicionado com temperaturas diferentes apresenta melhores resultados especialmente em condições ambientais externas quentes, apesar de se mostrar eficaz também em condições de temperaturas relativamente mais baixas.

Deve-se, entretanto, ressaltar, que o fato de haver controle individual de temperatura de insuflamento de ar no automóvel, não significa de modo algum que o sistema se adapte a configurações extremamente flexíveis, como, por exemplo, uma diferença de 5 °C entre a zona 1 e a zona 2. Os gráficos apontam que, no mais otimista dos cenários, é possível que se alcance diferenças de temperatura de pouco mais de 1 °C entre duas diferentes regiões do veículo, mas não mais do que isso.

Sob esta ótica, pode-se afirmar que a existência de controle de temperatura individual no equipamento de ar condicionado em um automóvel com três zonas, realmente pode prover um conforto térmico superior aos passageiros, do que no caso da inexistência deste equipamento no veículo. Contudo, não se pode afirmar definitivamente, se a relação custo-benefício desta tecnologia é suficientemente favorável, devendo esta decisão ficar a critério do comprador do automóvel.

8. BIBLIOGRAFIA

ASHRAE 55. **Thermal environmental conditions for human occupancy**, American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers, New York, 2004.

DRÜCK, H.; FISCHER, S.; MÜLLER-STEINHAGEN, H. **Manuskript zur Vorlesung Solartechnik I (Teil I)**. – Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik (ITW). Universität Stuttgart. Stuttgart, 2007. 124p.

FORREST, W.; BHATTI, M. **Energy efficient automotive air conditioning system**. Progress in climate control technologies. SAE 2002 World Congress. Detroit, 2002.

GOMES, A, B. **Avaliação experimental de condições de conforto térmico em automóveis de passeio utilizando manequim**. Trabalho de Conclusão de Curso – Mestrado Profissionalizante em Engenharia Automotiva. Escola Politécnica da USP. São Paulo, 2005. 54p.

GUIMARÃES, A. P. C. **Estimativa de parâmetros da camada atmosférica para calculo da irradiação solar incidente na superfícies terrestre**. – Tese de Doutorado. Universidade Federal do Rio de Janeiro. Rio de Janeiro, 2003. 162p.

GURSARAN D. MATHUR, P. E. **Vehicle Thermal Management: Heat Exchangers & Climate Control**. Society of Automotive Engineers, Warrendale, PA (USA).

INCROPERA, F. P.; DEWITT, D. P. **Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa**. 5 ed. Rio de Janeiro: LTC, 2003. 698 p.

ISO 7243 (1989). **Hot environments – Estimation of the heat stress on working man, based on the WBGT – index (wet bulb globe temperature)**, International Organization for Standarization, Genever.

ISO 7933 (1989). **Hot environments – Analytical determination and interpretation of thermal stress using calculation on required sweat rate**, International Organization for Standarization, Genever.

ITAO, D. C. **Estudo de um sistema alternativo de ar condicionado automotivo baseado na aplicação de tubos de vórtice utilizando o conceito de regeneração energética.** – Dissertação de Mestrado. Escola Politécnica da USP. São Paulo, 2005. 114p.

SANTOS, E. O. **Dimensionamento e avaliação do ciclo de refrigeração de sistema de climatização automotivo.** Trabalho de Conclusão de curso – Mestrado Profissionalizante em Engenharia Automotiva. Escola Politécnica da USP. São Paulo, 2005. 147p.

STANCATO, F. **Fontes térmicas em cabinas de veículos, sua avaliação e efeitos no ambiente interior.** – Dissertação de Mestrado. Escola Politécnica da USP. São Paulo, 1992. 255p.

STEEN, R. (2001). **Preparing for safe winter travel.** The American National Red Cross. Disponível em http://www.imakenews.com/rebekah/e_article000103916.cfm Acesso em 05/11/2009.

VAN WYLEN, G. J.; SONNTAG R. E.; BORGNAKKE C. **Fundamentos da Termodinâmica.** 6a ed. São Paulo: Edgard Blücher, 2003. 518 p.