

UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO - ESCOLA POLITÉCNICA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

OTIMIZAÇÃO DE ESTRATÉGIAS DE CONTROLE PARA
AMBIENTES CONDICIONADOS

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

Demétrio de Macedo Pepice

Orientador: Alberto Hernandez Neto



Área de concentração:
Engenharia Mecânica

São Paulo
2002

Pepice, Demétrio de Macedo

Otimização de estratégias de controle para ambientes condicionados, por D. M. Pepice. São Paulo: EPUSP, 2002.

134 P.

Trabalho de formatura – Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. Departamento de Engenharia Mecânica.

1. Ventilação e Ar Condicionado 2. Controle 3. Modelagem Matemática
I. Pepice II. Universidade de São Paulo. Escola Politécnica.
Departamento de Engenharia Mecânica.

Sistemas de Controle

ÍNDICE

1. INTRODUÇÃO.....	3
2. OBJETIVOS.....	5
3. HIPÓTESES SIMPLIFICADORAS ADOTADAS.....	7
4. FUNDAMENTOS TEÓRICOS.....	8
4.1 Princípios básicos de ambientes condicionados.....	8
4.2 Sistemas de controle para ambientes condicionados.....	9
4.3 Metodologia de controle de sistemas de ar condicionado.....	10
4.3.1 Definições gerais.....	10
4.3.2 Controle analógico e controle digital.....	11
4.3.3 Algoritmos de controle para sistemas de ar condicionado.....	13
4.3.3.1 Controle de duas posições (on/off).....	13
4.3.3.2 Controle proporcional.....	14
4.4 Conforto térmico.....	16
4.5 Considerações para o projeto do controlador.....	17
5. DEFINIÇÃO DO SISTEMA.....	18
6. MODELAGEM DO INTERIOR DA SALA.....	20
7. MODELAGEM DAS PAREDES DA SALA.....	22
8. MODELAGEM DO TETO E DO CHÃO.....	24
9. MODELAGEM DO RETORNO DE AR.....	25
10. MODELAGEM DA MÁQUINA DE AR CONDICIONADO.....	26
11. BALANÇO DE MASSA PARA O VAPOR D'ÁGUA.....	27
12. CÁLCULO DO PMV.....	29
13. MODELAGEM DO SISTEMA DE VENTILAÇÃO.....	31
14. DETERMINAÇÃO DOS PARÂMETROS DO SISTEMA.....	34
14.1 Características da sala.....	34
14.2 Coeficiente de transmissão de calor global do vidro.....	35
14.3 Carga térmica dissipada pelas pessoas e equipamentos.....	35
14.4 Definição da vazão total de ar, vazão de ar renovado e taxa de retorno de ar...36	
14.5 Parâmetros para o balanço de massa de vapor d'água.....	36
14.6 Coeficiente de eficácia da máquina de ar condicionado.....	36

14.7 Validade da aplicação da análise concentrada.....	37
14.8 Definição de parâmetros para o cálculo do PMV e PPD.....	37
14.9 Parâmetros do sistema de ventilação.....	40
14.9.1 Perda de carga no difusor.....	41
14.9.2 Perda de carga na tubulação do “plenum”.....	42
14.9.3 Perda de carga na mudança de direção e divisão do fluxo.....	42
14.9.4 Perda de carga nas grelhas do teto	43
14.9.5 Perda de carga no trocador de calor.....	43
14.9.6 Perda de carga na tubulação principal.....	43
14.9.7 Perda de carga nas grelhas da tubulação principal.....	45
14.9.8 Cálculo de R_1	45
14.9.9 Cálculo de R_2	45
14.9.10 Cálculo de R_b	46
14.9.11 Coeficientes de perda de carga dos “dampers”.....	46
14.9.12 Parâmetros dos ventiladores.....	49
14.10 Parâmetros do trocador de calor.....	58
14.11 Determinação da umidade gerada pelos ocupantes.....	61
14.12 Determinação dos parâmetros dos sensores e atuadores.....	61
14.13 Determinação das variáveis de entrada.....	65
15. IMPLEMENTAÇÃO COMPUTACIONAL	66
16. SIMULAÇÃO EM MALHA ABERTA.....	68
17. SIMULAÇÃO EM MALHA FECHADA :	
CONTROLE POR TEMPERATURA.....	76
18. SIMULAÇÃO EM MALHA FECHADA :	
CONTROLE POR PMV.....	82
19. ANÁLISE COMPARATIVA DOS RESULTADOS OBTIDOS.....	87
20. INFLUÊNCIA DO CONSUMO DOS VENTILADORES	
NOS RESULTADOS OBTIDOS.....	93
21. CONCLUSÃO.....	100
22. BIBLIOGRAFIA.....	102
22.1. Livros e normas técnicas.....	102
22.2 Monografias e artigos de periódicos.....	102
22.3 Websites na internet.....	103

ANEXO A – DIAGRAMA COMPLETO DO MODELO

IMPLEMENTADO NO SIMULINK.....105

ANEXO B – LISTAGEM DAS FUNÇÕES IMPLEMENTADAS

NO MATLAB.....120

1. INTRODUÇÃO

A crise energética é hoje um problema de escala mundial. No Brasil, com a expansão do setor industrial, o consumo de energia elétrica tem crescido de forma acentuada nos últimos anos, sem que haja uma contrapartida na descoberta de novas possibilidades de expansão do setor de geração energia.

Este trabalho foi motivado pelo interesse crescente, em nosso país em particular, na redução do consumo energético de equipamentos de ar condicionado, através da adoção de estratégias tecnológicas mais sofisticadas e eficientes. Diversas pesquisas sobre este tema têm sido realizadas em nível mundial, sendo que a vertente mais promissora é a que envolve o aprimoramento dos sistemas e dos algoritmos de controle para os sistemas condicionados.

Basicamente, um sistema condicionado consiste em um ambiente fechado com uma inércia térmica, cujas variáveis de estado (temperaturas, umidade, etc...) devem ser mantidas dentro de valores pré determinados ao longo de um dia. Para isto, é instalada uma máquina de refrigeração (ou uma máquina de aquecimento e de refrigeração , no caso de regiões de clima frio) que tem sua capacidade variável, conforme a solicitação realizada. Ao longo de um dia, os parâmetros externos (como a temperatura e a radiação solar) aumentam ou diminuem, o que faz com que seja necessário alterar a capacidade do equipamento de ar condicionado para manter as propriedades internas em um nível constante.

O sistema de controle é a parte do equipamento que é responsável pela escolha e pela intensidade desta atuação, podendo ter natureza física diversificada (elétrica, eletrônica, pneumática, etc...). O sistema de controle possui uma lógica de atuação, independente de sua natureza física, que é a estratégia (ou algoritmo) de controle. Este é o elemento responsável por definir o tipo e a intensidade da atuação na máquina de ar condicionado, em função da leitura das variáveis internas, e é onde está focado o presente trabalho.

Historicamente, as estratégias de controle adotadas pela maioria dos sistemas existentes tiveram como variável de controle a temperatura do ar interno. Isto ocorre pelo fato de que a temperatura é o parâmetro físico relacionado, de forma mais imediata, com a sensação de conforto térmico do ser humano. Além disso, a temperatura sempre foi, dentre as grandezas térmicas e fluidométricas, a de obtenção relativamente mais

simples e barata, desde que de uma forma macroscópica e sem a exigência de uma resposta transitória precisa.

No entanto, nas últimas décadas, muitos destes conceitos sofreram alterações significativas. Por exemplo, em um dia quente, quando uma pessoa fica sob a ação de um ventilador, passa a sentir uma melhora imediata na sensação de conforto térmico, sem que tenha havido variação na temperatura do ar. Um dia quente e com umidade alta é muito mais desconfortável do que um outro dia com a mesma temperatura mas com umidade baixa. Logo, é fácil perceber que existem na realidade muitos outros fatores além da temperatura que influenciam no conforto térmico sentido por um ser humano.

Diversos métodos foram criados para expressar quantitativamente a influência de todos estes fatores no conforto térmico, sendo que hoje, o mais difundido e aceito mundialmente é o de Fanger, [Fanger, 1970] onde a intensidade de conforto térmico é expressa através de uma variável adimensional, o PMV.

Para realizar o cálculo desta grandeza devem ser levadas em consideração muitas variáveis físicas, tais como o índice de atividade metabólica, a resistência térmica da vestimenta e o trabalho externo desenvolvido pelos ocupantes, além da temperatura média radiante das superfícies internas e a umidade, a temperatura e a velocidade relativa média do ar interno. Para um valor do PMV entre -0.5 e 0.5, é assumida a existência de uma condição de conforto térmico satisfatória.

Atualmente, com os avanços tecnológicos e redução de custos existentes na área de sensores de temperatura, umidade e velocidade, é possível implementar um sistema de controle para um ambiente condicionado que tenha como variável de controle o PMV. A principal vantagem deste sistema é que, em um dia quente por exemplo, para melhorar o conforto térmico, seria possível reduzir o valor do PMV aumentando a vazão de ar, sem que seja necessário reduzir de maneira drástica a temperatura. Isto provavelmente acarretaria em uma redução na utilização da máquina de ar condicionado e no consumo energético do sistema como um todo.

Existe um trabalho produzido pelo professor Albert T.P. So e pelo doutorando Wai L. Tse, ambos do departamento de engenharia predial da universidade de Honk Kong [Tse, 1999], que comprova, através de uma simulação numérica computacional, a existência de uma melhora na utilização dos recursos energéticos do sistema de controle com PMV em relação ao sistema de controle por temperatura.

No entanto, as dimensões da sala analisada no referido trabalho são pequenas demais para uma sala de um prédio comercial. Além disso, a redução no consumo

energético obtida foi muito baixa para compensar o custo adicional que um sistema de controle por PMV teria, em relação ao sistema convencional equivalente.

No presente trabalho, foi realizado um estudo análogo ao desenvolvido por Albert So e Wai Tse [Tse, 1999], o que consiste na modelagem e simulação de um sistema térmico que represente uma sala de um escritório comercial. Este sistema foi analisado em um dia típico de verão, submetido a duas estratégias de controle distintas: a convencional (controle por temperatura) e a de conforto térmico (controle por PMV). O enfoque do estudo foi a avaliação da diferença no consumo energético de ambos os casos. Assim foi possível verificar a validade, de uma forma mais abrangente, da hipótese de melhoria no consumo com a adoção da estratégia de controle moderna, em relação à estratégia convencional.

2. OBJETIVOS

O principal objetivo deste trabalho é a verificação, através da modelagem matemática e da simulação computacional, das características relativas ao bom funcionamento e a otimização do consumo energético de diferentes estratégias de controle para um sistema de ar condicionado. Desta forma, serão analisados sistemas de controle que possuem um mesmo funcionamento básico (componentes eletrônicos, atuadores , etc...) mas que avaliem características de um ambiente interno diferentes para tomar as decisões sobre quando e como agir sobre o sistema de refrigeração.

A partir deste estudo, foram avaliadas, para uma instalação predial com características definidas e determinadas, as vantagens e desvantagens de cada estratégia de controle, visando, além do bom funcionamento, o menor consumo energético.

Neste trabalho, a edificação foi definida de modo a representar uma instalação comercial de médio porte (um andar de um edifício de escritórios, por exemplo) , com características construtivas que se assemelhem o máximo possível com a de uma construção real.

O equacionamento realizado levou em consideração a variação dos parâmetros em função do tempo, isto é, teve como proposta representar adequadamente o comportamento dinâmico do sistema. Posteriormente, com o auxílio da aplicação da transformada de Laplace para transformar as equações diferenciais em equações algébricas e, junto com as funções de transferência associadas ao controlador, foi

realizada a implementação do modelo matemático de malha fechada no Matlab / Simulink para efetuar a simulação.

Não está no escopo deste trabalho a realização de um estudo focado nos componentes do sistema de refrigeração em si, portanto, desta maneira, a máquina de ar condicionado foi modelada, na etapa do equacionamento, como uma “caixa preta”, isto é, um dispositivo que recebe energia na forma de trabalho através de um motor elétrico e retira calor de uma fonte fria para transferir a uma fonte quente.

Quantitativamente, a relação entre a energia térmica trocada e a energia elétrica fornecida foi determinada com o auxílio do COP (coeficiente de eficácia), grandeza que relaciona a capacidade de refrigeração (calor retirado da fonte fria) com o trabalho consumido (energia proveniente da rede elétrica). Como não foi possível, por dificuldades de acesso às determinadas informações técnicas, avaliar o COP a partir de dados de um equipamento disponível no mercado, foi adotado inicialmente o COP existente em um ciclo de refrigeração ideal de Carnot. Em seguida, realizou-se uma análise de sensibilidade do COP sob o comportamento do sistema e seu consumo energético.

Duas estratégias de controle foram analisadas. A primeira foi a estratégia funcional, mais conhecida e difundida, onde a variável de controle é a temperatura. A segunda foi a estratégia baseada no conforto térmico, onde a variável de controle é o PMV (Predicted Mean Vote) ou voto médio estimado. Esta variável expressa, em função da temperatura ambiente, velocidade relativa do ar, temperatura média radiante, umidade absoluta do ar, resistência térmica da vestimenta dos ocupantes e do calor gerado pelo metabolismo dos seres humanos.

Na etapa da análise de resultados foi analisada a influência da estratégia de controle adotada nos perfis de temperatura ambiente, no tempo que o sistema estudado leva para responder a uma variação nas condições térmicas externas e na otimização do consumo energético.

3. HIPÓTESES SIMPLIFICADORAS ADOTADAS

A modelagem realizada levou em consideração os aspectos transitórios da transmissão de calor entre os elementos do sistema. Como esta análise possui uma formulação razoavelmente complexa, foram adotadas algumas hipóteses simplificadoras, tais como:

- O ar se comporta como um gás perfeito
- A temperatura no interior da sala é uniforme
- Para efeito da resposta transitória, é válida a análise concentrada (a temperatura das paredes é uniforme ao longo do volume)
- O teto e o chão possuem superfície externa adiabática
- A variação das energias cinética e potencial é desprezível
- O calor específico do ar é constante

A temperatura média radiante foi considerada igual à média ponderada das temperaturas de todas as superfícies internas.

Para evitar a formulação com termos elevados à quarta potência, toda a troca de calor por radiação com o meio externo foi estimada a partir de informações fornecidas pelo software de simulação numérica BLAST [Pedersen, 1993]. Devido à complexidade intrínseca do problema, para avaliar a troca de calor nos trocadores de calor foi adotado um modelo de variação linear (em função da vazão de água gelada) e de resposta instantânea.

Todos os componentes do sistema de controle (sensores, atuadores, controladores, válvulas de duas vias) foram considerados como componentes de resposta instantânea. Isso foi feito porque, comparativamente, o tempo de resposta dos sistemas térmicos é consideravelmente maior que tempo de resposta dos sistemas elétricos e eletrônicos.

4. FUNDAMENTOS TEÓRICOS

4.1 PRINCÍPIOS BÁSICOS DE AMBIENTES CONDICIONADOS

De acordo com Stoecker e com o manual Técnico da Honeywell [Stoecker, 1985; Honeywell, 1989], um sistema de condicionamento térmico (ar condicionado) é aquele que proporciona uma mudança na temperatura do ar ambiente de um meio através da troca de calor e massa com o mesmo. Este processo obedece às leis da termodinâmica e da transferência de calor, tendo, como principal objetivo o estabelecimento de um equilíbrio entre a troca térmica que ocorre entre um meio interior e o respectivo meio exterior, mantendo assim uma temperatura ambiente constante, dentro de uma faixa estabelecida.

A troca de calor que ocorre entre um ambiente interno (uma sala, por exemplo) e o meio externo é uma consequência de diversos fenômenos térmicos, tais como:

- A condução, que é processo através do qual o calor é transferido através de meios materiais, sempre da temperatura mais alta para a mais baixa. No que se refere ao condicionamento térmico predial, este processo pode ser ilustrado pela transferência que ocorre através das paredes, do teto e do chão de uma sala.
- A radiação, que pode ser tanto de origem solar, proveniente das superfícies transparentes existentes (janelas por exemplo), como a irradiada pelas próprias paredes e outras superfícies interiores.
- A infiltração de ar do meio externo para o meio interno, através de portas abertas, janelas e pequenas aberturas existentes na estrutura predial. Esta troca ocorre devido à diferença de pressão existente entre o ar interno e o ar externo, provocada pela diferença de temperaturas. A existência de um sistema de ventilação para realizar a retirada de gases indesejados no ambiente interior também contribui para a ocorrência deste processo. No caso de sistemas prediais de aplicação comercial, a infiltração praticamente não ocorre, devido à uma pressurização proposital do ar interno.

No caso geral, todos os processos descritos acima acontecem simultaneamente e todos são responsáveis pela determinação da carga térmica referente ao problema em questão, que é a quantidade de calor necessária para manter constante a temperatura do

ambiente condicionado. É em função disso que parâmetros relativos ao sistema de refrigeração (como por exemplo a potência de refrigeração, a vazão e a temperatura do ar expelido pelo ar condicionado) serão determinados, de maneira a manter sempre um patamar de temperatura do ar ambiente dentro de uma faixa de conforto térmico.

4.2 SISTEMAS DE CONTROLE PARA AMBIENTES CONDICIONADOS

Todos os fenômenos térmicos descritos anteriormente não ocorrem com a mesma intensidade ao longo de um dia. De tarde, a radiação solar é muito mais intensa do que à noite, por exemplo , além do que em dias mais quentes, tanto a infiltração de ar como a condução ocorrem em taxas muito mais elevadas do que em dias de temperatura mais amena. Logo, é necessária a existência de um sistema que monitore constantemente alguma variável do ambiente interno (como a temperatura, por exemplo) e que, em função disso , atue sobre os parâmetros do sistema de refrigeração, fazendo alterações no mesmo, quando necessário.

Um sistema de controle desempenha esta função. Ele é necessário não apenas para garantir a manutenção das condições de conforto no ambiente, mas também para garantir que o consumo de energia seja otimizado e que o equipamento, de uma forma geral, funcione corretamente. Os princípios de funcionamento de um sistema de controle de ar condicionado resumem-se a:

- Em primeiro lugar, a variável a ser monitorada é definida, (a temperatura, por exemplo) e mensurada, através de um transdutor elétrico (transforma grandeza térmica em voltagem) ou mecânico (transforma grandeza térmica em pressão).
- Posteriormente, os valores monitorados são enviados para o controlador e comparados a um grupo de valores pré-estabelecidos, correspondentes à condição desejada.
- Caso haja discordância entre os valores, o controlador aciona um atuador (dispositivo elétrico ou pneumático) que age sobre uma válvula ou um dispositivo de mesma função, de modo a alterar um parâmetro no sistema de refrigeração (vazão de ar , por exemplo) , e assim , posteriormente, modificar a variável de controle.

A modelagem do sistema físico real pode ter tanto um enfoque voltado para regime permanente de operação como para regime transitório, o que permite uma análise muito mais fiel da variação dos parâmetros e das variáveis controladas em relação ao tempo. No geral, a formulação matemática necessária para realizar a análise transitória do comportamento de um sistema é mais complexa do que a respectiva formulação para regime permanente.

A modelagem realizada com análise transitória é mais interessante para o estudo realizado neste trabalho, já que a partir dela variáveis importantes como a inércia térmica de uma sala podem ter sua influência no processo estudada e avaliada.

A estabilidade dos sistemas de controle é uma variável de suma importância, que deve ser levada em consideração desde as fases iniciais do projeto. A maioria dos sistemas de controle de ar-condicionado, se projetados ou regulados de maneira inadequada, podem tornar-se extremamente instáveis. A instabilidade faz com que tanto a temperatura do ar como a vazão no sistema de refrigeração oscilem, o que ocasiona um desconforto nas condições térmicas do ambiente, um aumento no consumo de energia e uma redução na vida útil das válvulas e outros componentes mecânicos.

De forma geral, podemos concluir que a escolha e o projeto adequado do sistema de controle é essencial para que haja o sucesso dos objetivos do condicionamento térmico, como, por exemplo, o conforto dos ocupantes, o funcionamento correto dos diversos componentes do sistema e a durabilidade máxima dos mesmos. Da mesma forma, a otimização do sistema de controle é necessária para que haja uma redução no consumo de energia da instalação e em todos os demais custos envolvidos, o que torna sua escolha adequada um tema digno de estudo e avaliação.

4.3 METODOLOGIA DE CONTROLE DE SISTEMAS DE AR CONDICIONADO

4.3.1 DEFINIÇÕES GERAIS

Um sistema de controle automático é definido pelo tipo de transmissão de energia no qual está fundamentado e pelo tipo de sinal (analogico ou digital) utilizado para desempenhar suas funções de controle. As formas de transmissão de energia mais comuns são a elétrica e a pneumática (ar comprimido). Os sistemas, em geral, fazem uso de uma ou de ambas as formas para atuar sobre um fenômeno físico.

Os sistemas que usam energia elétrica subdividem-se em eletromecânicos, eletrônicos ou micro controlados (aqueles que funcionam com o auxílio de microprocessadores). Sistemas de controle de funcionamento pneumático fazem uso de uma pressão de ar variável proveniente de um sensor para alimentar um controlador, que por sua vez gera um sinal de atuação pneumática.

Sistemas pneumáticos, eletromecânicos e eletrônicos desempenham funções de controles limitadas e pré - determinadas. Sistemas baseados em micro controladores, por sua vez, usam o controle digital para desempenhar uma grande variedade de seqüências e operações de controle distintas.

Sistemas auto-alimentados pertencem a um grupo de importância relativamente menor, mas ainda assim relevante, dentre as opções disponíveis. Estes sistemas fazem uso da energia proveniente da própria variável controlada para realizar a ação corretiva sobre o sistema. Por exemplo, variações de temperaturas em um sensor provocam variações de pressão ou volume, que podem ser aplicadas diretamente a um diafragma de uma válvula ou a outro dispositivo regulador de vazão.

Muitos sistemas fazem uso da combinação das categorias acima. Um exemplo disso é o funcionamento de um regulador de ar que possua um sistema elétrico acoplado ao ventilador (para um controle do tipo liga-desliga) e um sistema pneumático para controlar a serpentina de aquecimento / refrigeração.

Assim sendo, de maneira esquemática, temos que os sistemas de controle mais utilizados em sistemas de refrigeração e ar condicionado são:

- Sistemas baseados em dispositivos pneumáticos
- Sistemas baseados em dispositivos elétricos
- Sistemas baseados em dispositivos eletrônicos
- Sistemas baseados em microprocessadores (DDC)

4.3.2 CONTROLE ANALÓGICO E CONTROLE DIGITAL

Tradicionalmente, dispositivos analógicos tem desempenhado as funções mais significativas no controle de sistemas de ar condicionado. Um típico controlador analógico seria o dispositivo pneumático, que recebe e atua sobre as informações do sistema de forma contínua. Em um controlador pneumático, o sensor envia ao controlador um sinal contínuo, como, por exemplo, a pressão, que é proporcional à

variável mensurada. O controlador compara o valor da pressão enviado pelo sensor com o valor desejado (determinado pelo operador) e produz um sinal de controle baseado nesta comparação.

Já em um controlador digital, sinais eletrônicos são recebidos de sensores, que são convertidos em pulsos digitais, com o auxílio de um conversor A/D. Posteriormente, operações matemáticas são efetuadas sobre este sinal digital. O controlador efetua um processo inverso, convertendo seu sinal digital para um sinal analógico, que é enviado a um atuador. Desta forma, o controlador realiza um processo de amostragem do sinal, em intervalos de tempo pré-definidos, ao invés de realizar uma avaliação contínua. O processo de controle é então denominado controle discreto. Se o intervalo de tempo de amostragem for escolhido corretamente, a ação de controle discreta produz um funcionamento uniforme e ininterrupto.

Na figura 3.1, há uma comparação entre os diferentes sinais de controle para sistemas analógicos e digitais. O controlador digital atualiza periodicamente o processo como uma função das variáveis medidas e dos algoritmos de controle. O controlador realiza todas as operações numéricas, incluindo a aplicação do algoritmo e envia um sinal para o atuador.

Na maioria dos sistemas de controle comerciais, um transdutor eletrônico-pneumático converte o sinal elétrico em um sinal pneumático (pressão) para atuar no elemento de controle final.

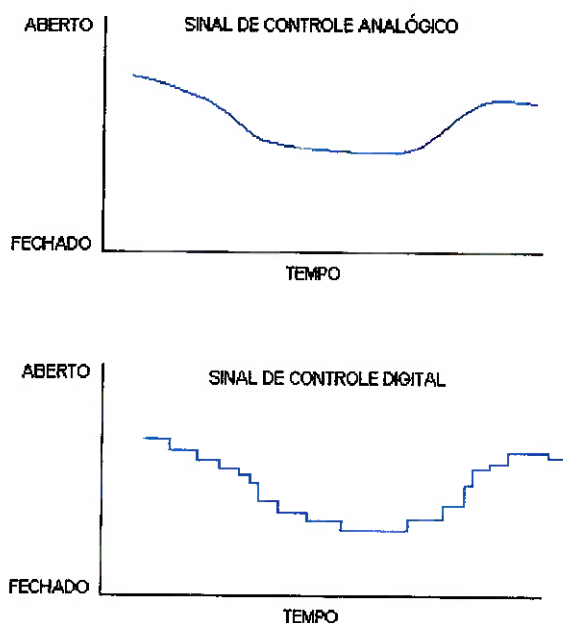


Figura 3.1 – Comparação entre sinais de controle analógico e digital

4.3.3 ALGORITMOS DE CONTROLE PARA SISTEMAS DE AR CONDICIONADO

Sistemas de controle utilizam diferentes algoritmos de controles para satisfazer os requisitos de funcionamento de uma planta. Os algoritmos mais comumente encontrados em aplicações comerciais são:

- Controle de duas posições (On/Off)
- Controle de passo
- Controle de ponto flutuante
- Controle proporcional (P)
- Controle proporcional-integral (PI)
- Controle proporcional-integral-derivativo (PID)
- Controle Adaptivo

4.3.3.1 CONTROLE DE DUAS POSIÇÕES (“ON/OFF”)

No controle de duas posições, o atuador ocupa sempre uma dentre duas possíveis posições (com exceção do breve período em que há a passagem de uma posição para outra). Devido ao seu baixo custo, este mecanismo é usado de forma ampla e abrangente em sistemas de ar condicionado para ligar e desligar motores elétricos em aquecedores, unidades com serpentinas, máquinas de refrigeração, sistemas de “sprays” de umidificação e aquecedores de resistência elétrica.

No controle de duas posições (usualmente denominado como “liga” e “desliga”) , dois valores-limite da variável controlada determinam a posição do atuador. Entre estes valores existe uma zona “morta” chamada zona diferencial (ou apenas diferencial), na qual o controlador não pode efetuar ação sobre o atuador. O tipo de resposta obtida com um controlador deste tipo, em relação à variável de controle, pode ser visualizada na fig. 3.2 .

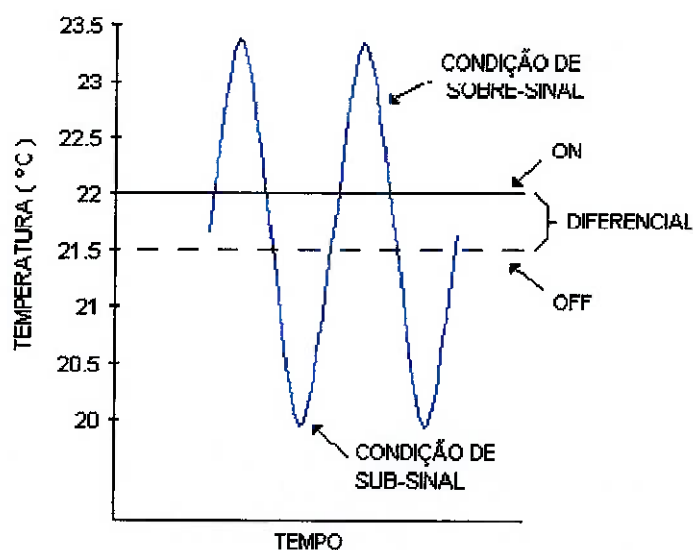


Figura 3.2 – Operação típica de um sistema básico de controle de duas posições

A presença da zona diferencial faz com que, quando a ação corretiva for realizada, o controlador corrija uma condição que já deixou de existir. Desta forma, este tipo de controle é mais adequado à aplicações onde não seja necessário uma precisão de temperaturas muito elevada.

4.3.3.2 CONTROLE PROPORCIONAL

No controle proporcional, diferentemente do “ON/OFF”, o atuador pode atuar de maneira proporcional à necessidade de ação corretiva. Se estivermos trabalhando com uma válvula de controle de vazão, por exemplo, enquanto no modo “ON/OFF” apenas duas configurações seriam possíveis (totalmente aberta ou totalmente fechada), no modo proporcional este dispositivo poderia ser configurado em outras posições intermediárias entre totalmente aberto e totalmente fechado, dependendo da necessidade.

Basicamente, três tipos de controle proporcional são utilizadas comercialmente: o proporcional simples (P), o proporcional - integral (PI) e o proporcional - integral - derivativo (PID). As diferenças existentes entre cada variedade, na aplicação de controle de ambientes condicionados, está mostrada esquematicamente nas figuras a seguir:

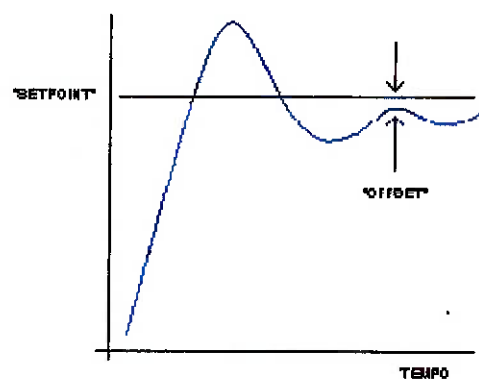


Figura 3.3 – Resposta de um sistema com controlador proporcional (simples)

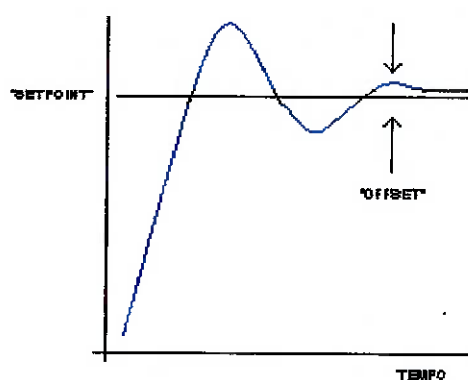


Figura 3.4 – Resposta de um sistema com controlador PI

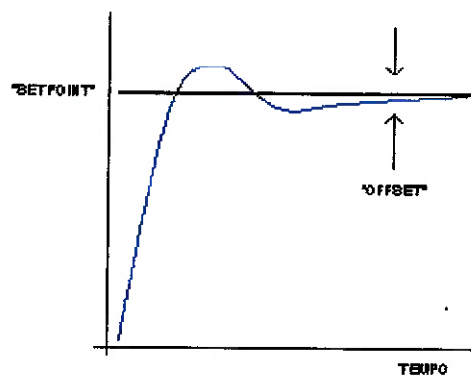


Figura 3.5 - Resposta de um sistema com controlador PID

As figuras 3.3, 3.4 e 3.5 mostram que, no controle proporcional (P) a saída é função do desvio da variável de controle em relação à entrada. Quando o ponto de operação estabiliza (regime permanente) , um erro residual (“OFFSET”) permanece. Com a adição de controle integral (PI), este erro residual é eliminado, após um

intervalo de tempo, com um certo grau de sobre-sinal. A adição de controle derivativo (PID) reduz este sobre-sinal, além de reduzir também o tempo de resposta do sistema.

4.4 CONFORTO TÉRMICO

No controle baseado no conforto térmico, ao invés de trabalhar-se apenas com a temperatura do ar ambiente, vários outros elementos são levados em consideração para avaliar se um ambiente está adequado para a ocupação humana. Para isso deve-se calcular o PMV (“Predicted mean vote”), a partir da solução da equação de Fanger [Fanger, 1970]. Abaixo, estão relacionados todos os fatores envolvidos no cálculo do PMV.

- Temperatura do ar
- TMR (Temperatura média radiante)
- Umidade relativa do ar
- Velocidade média relativa do ar
- Metabolismo , características da vestimenta e trabalho desenvolvido pelos ocupantes do ambiente

De acordo com as especificações contidas na norma ISO para conforto térmico [ISO, 1994], o PMV deve ficar entre -0,5 e +0,5 para que haja uma condição de conforto térmico satisfatória. Uma abordagem mais detalhada sobre o cálculo do PMV será discutida nas seções seguintes deste trabalho.

4.5 CONSIDERAÇÕES PARA O PROJETO DO CONTROLADOR

O tipo de controlador escolhido foi o proporcional - integral (PI), devido à necessidade de uma resposta precisa (erro em regime nulo). Um controlador proporcional - integral – derivativo (PID) seria desnecessário, já que a resposta rápida não é um requisito do sistema. Na figura 3.6, pode-se observar o mecanismo de operação do controlador escolhido e sua interação com o sistema (planta)

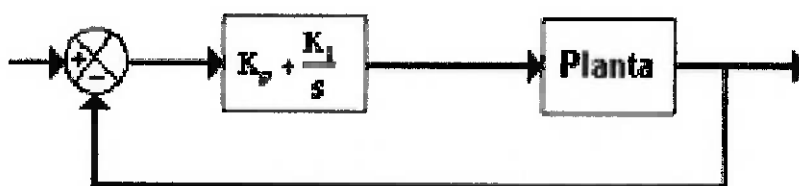


Figura 3.6 – Diagrama de blocos do controlador PI em malha fechada

Para determinar as condições de operação do controlador, deve-se regular os valores das constantes K_p e K_i , de forma a obter a resposta desejada. Os limites de operação do sistema, em malha fechada, no presente estudo, são:

- Controle por temperatura: Temperatura pode variar entre 21 °C e 23 °C
- Controle por conforto térmico: PMV pode variar entre +0,5 e -0,5

No projeto de um controlador, em relação ao consumo de energia, existem dois parâmetros que são mais relevantes: o sobre-sinal (M_p) e o tempo de resposta (t_s), para uma entrada em degrau, conforme mostrado na figura 3.7.

Dependendo da escolha das constantes K_p e K_i , estas duas variáveis podem ser modificadas, causando um aumento ou diminuição no consumo de energia. Assim, para as duas estratégias de controle estudadas, os índices M_p e t_s devem ser os mesmos.

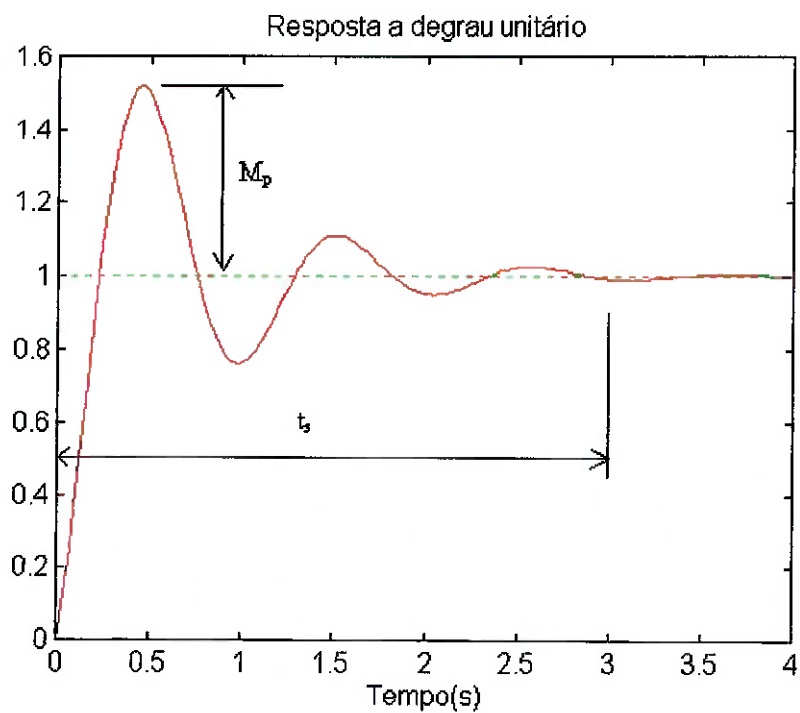


Figura 3.7 – parâmetros do sistema em malha fechada

5. DEFINIÇÃO DO SISTEMA

O sistema estudado é um andar de um edifício comercial, conforme ilustrado na figura 5.1.

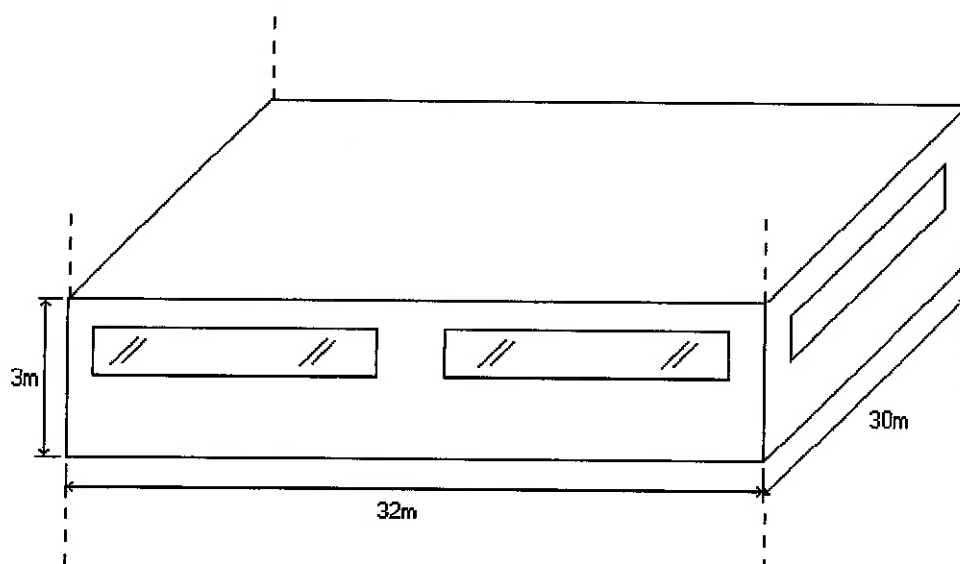


Figura 5.1 – Dimensões da edificação escolhida

Outras características da edificação relevantes para a análise térmica estão listadas abaixo:

Materiais utilizados:

- Camadas das paredes:
 - 1) Argamassa (5 mm)
 - 2) Bloco de concreto (12 cm)
 - 3) Argamassa (5 mm)
- Janelas:
140m² de envidramento (vidro simples de 6 mm)
- Piso e teto:
laje de concreto de espessura 20cm

O sistema de ar condicionado, junto com o controlador, atuador e o sensor, para a sala escolhida, tem o funcionamento esquemático ilustrado na fig. 5.2 .

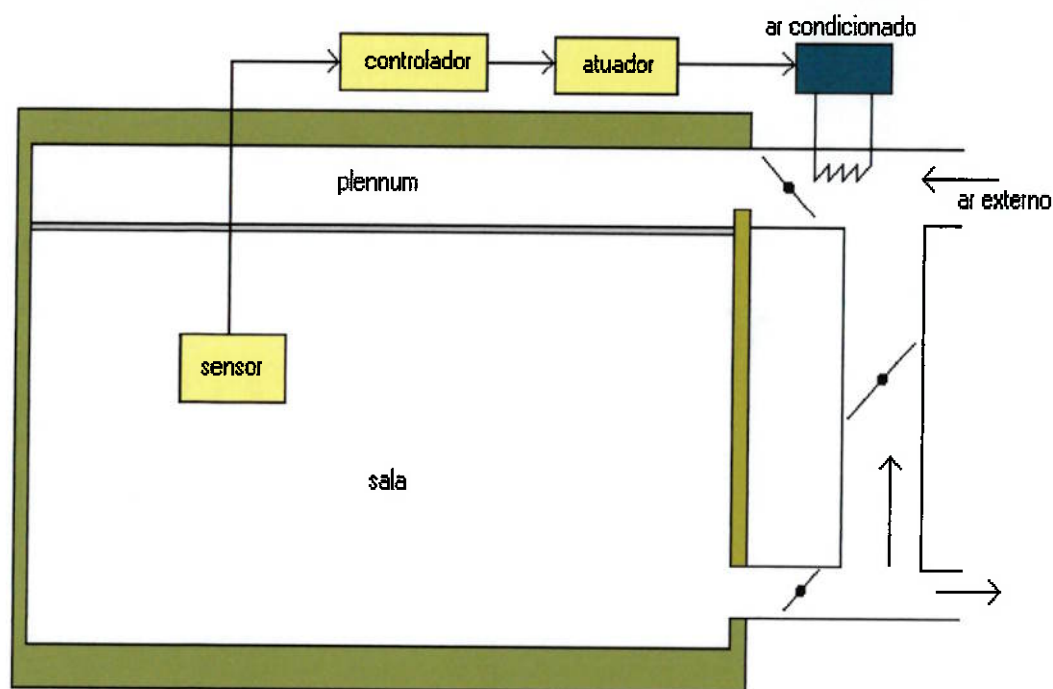


Figura 5.2 – Diagrama esquemático do funcionamento do sistema de ar-condicionado escolhido

6. MODELAGEM DO INTERIOR DA SALA

Para realizar o equacionamento da transferência de calor no interior da sala, foi utilizado um volume de controle cujas fronteiras são as superfícies internas das paredes da sala. A troca de calor ocorre basicamente por convecção natural entre o ar e as superfícies das paredes e dos vidros, sendo há geração de calor internamente pelo metabolismo dos ocupantes e equipamentos elétricos.

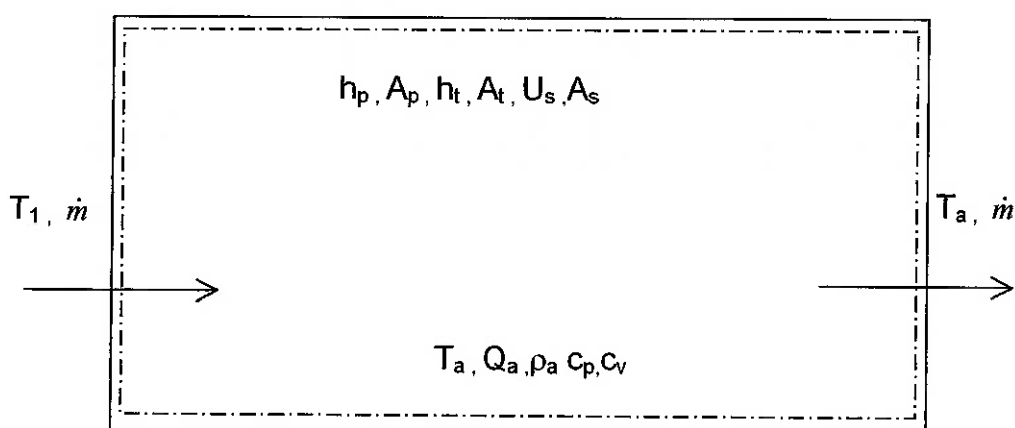


Figura 6.1 – Volume de controle para modelagem do interior da sala

Nomenclatura das variáveis:

$\dot{m}$: Vazão de ar pela tubulação de ar condicionado

T_1 : Temperatura do ar que entra pela tubulação de ar condicionado

T_e : Temperatura do ar externo

T_a : Temperatura do ar dentro da sala

T_p : Temperatura das paredes (interna)

T_t : Temperatura do teto e do chão (interna)

V_a : Volume de ar dentro da sala

ρ_a : Densidade do ar dentro da sala

c_p : Calor específico do ar à pressão constante

c_v : Calor específico do ar à volume constante

h_p : Coeficiente de película interno com as paredes

A_p : Área de contato com as paredes (interno)

h_i : Coeficiente de película interno com o teto e chão

A_t : Área de contato com o teto e chão (interno)

U_s : Coeficiente global de troca de calor no envidramento

A_s : Área de contato com o envidramento

Q_a : Calor gerado internamente (pessoas, equipamentos eletrônicos)

Aplicando a primeira lei da termodinâmica para volumes de controle:

$$U_s A_s (T_e - T_a) + h_p A_p (T_p - T_a) + h_i A_t (T_i - T_a) + \dot{m} c_p T_1 + Q_a = \dot{m} c_p T_a + V_a c_v \rho_a \frac{dT_a}{dt}$$

Reordenando os termos acima, temos:

$$\frac{dT_a}{dt} = C_1 \dot{m} T_1 + C_2 T_i + C_3 T_p + C_4 T_a + C_5 \dot{m} T_a + C_6 Q_a + C_7 T_e$$

onde:

$$C_1 = \frac{c_p}{V_a c_v \rho_a}$$

$$C_2 = \frac{h_i A_t}{V_a c_v \rho_a}$$

$$C_3 = \frac{h_p A_p}{V_a c_v \rho_a}$$

$$C_4 = - \left(\frac{U_s A_s + h_p A_p + h_i A_t}{V_a c_v \rho_a} \right)$$

$$C_5 = - \left(\frac{c_p}{V_a c_v \rho_a} \right)$$

$$C_6 = \frac{1}{V_a c_v \rho_a}$$

$$C_7 = \frac{U_s A_s}{V_a c_v \rho_a}$$

7. MODELAGEM DAS PAREDES DA SALA

Para realizar a modelagem da transferência de calor através das paredes, foi utilizado um volume de controle que compreende o volume das paredes de concreto. A troca de calor ocorre basicamente por convecção natural nas superfícies interna e externa, sendo que há troca de calor por radiação solar direta e por radiação solar que incide através dos vidros.

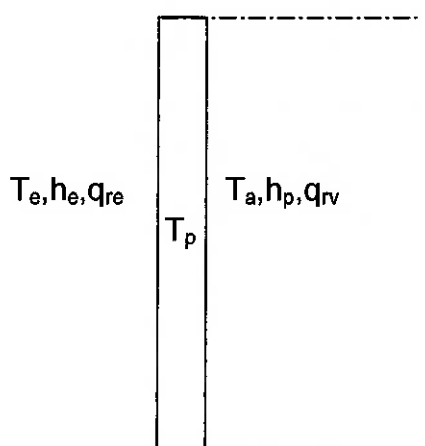


Figura 7.1 – Modelagem das paredes

Nomenclatura das variáveis:

T_e : Temperatura do ar externo

T_a : Temperatura do ar dentro da sala

T_p : Temperatura das paredes (interna)

h_p : Coeficiente de película interno com as paredes

A_p : Área de contato com as paredes

A_v : Área de envidramento

A_t : Área de contato do teto e do chão com o interior da sala

h_e : Coeficiente de película externo com as paredes

m_p : Massa das paredes

c_{pp} : Calor específico das paredes

q_{re} : Carga térmica de radiação incidente sobre a superfície externa das paredes

q_{rv} : Carga térmica de radiação através dos vidros

Aplicando a primeira lei da termodinâmica, temos que

:

$$h_e A_p (T_e - T_p) - h_p A_p (T_p - T_a) + A_p q_{re} + \left(\frac{A_p A_v}{A_p + A_t} \right) q_{rv} = m_p c_{pp} \frac{dT_p}{dt}$$

Reordenando os termos:

$$\frac{dT_p}{dt} = W_1 T_p + W_2 T_a + W_3 T_e + W_4 q_{re} + W_5 q_{rv}$$

$$W_1 = - \left[\frac{(h_e + h_p) A_p}{m_p c_{pp}} \right]$$

$$W_2 = \frac{h_p A_p}{m_p c_{pp}}$$

$$W_3 = \frac{h_e A_p}{m_p c_{pp}}$$

$$W_4 = \frac{A_p}{m_p c_{pp}}$$

$$W_5 = \frac{A_p A_v}{(A_p + A_t) m_p c_{pp}}$$

8. MODELAGEM DO TETO E DO CHÃO

Nesta seção, é importante observar que são válidas as observações feitas para o equacionamento das paredes, lembrado que neste caso, a superfície externa é adiabática.

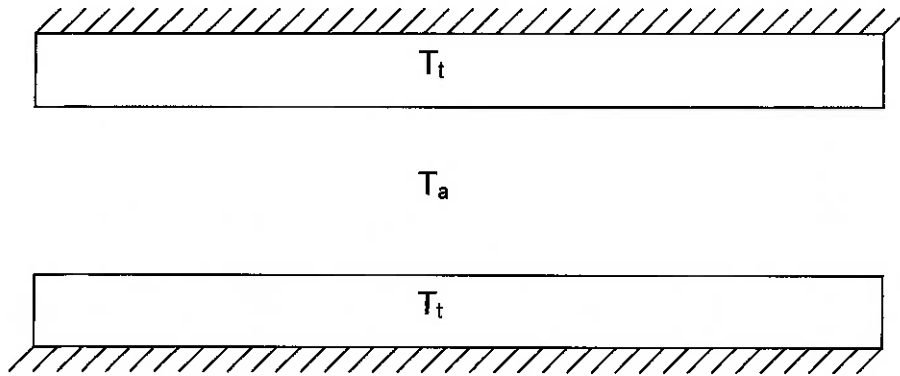


Figura 8.1 – Modelagem do teto e do chão

Nomenclatura das variáveis:

m_t : Massa do teto e do chão

c_{pt} : Calor específico do material do teto e do chão

T_t : Temperatura do teto e do chão

A_t : Área de contato do teto e do chão com o interior da sala

h_t : Coeficiente de película interno com o teto e chão

q_{rv} : Carga térmica de radiação através dos vidros

Aplicando a primeira lei da termodinâmica:

$$m_t c_{pt} \frac{dT_t}{dt} = h_t A_t (T_a - T_t) + \frac{A_t A_v}{(A_p + A_t)} q_{rv}$$

Reordenando os termos:

$$\frac{dT_t}{dt} = J_1 T_t + J_2 T_a + J_3 q_{rv}$$

$$J_1 = -\left(\frac{h_t A_t}{m_t c_{pt}} \right) \quad J_2 = \left(\frac{h_t A_t}{m_t c_{pt}} \right) \quad J_3 = \frac{A_t A_v}{(A_p + A_t) m_t c_{pt}}$$

9. MODELAGEM DO RETORNO DE AR

O retorno de ar é a fração do sistema de ventilação onde ocorre a mistura entre o ar de renovação com o ar de exaustão. No mesmo volume de controle, há um trocador de calor, que retira energia térmica do sistema.

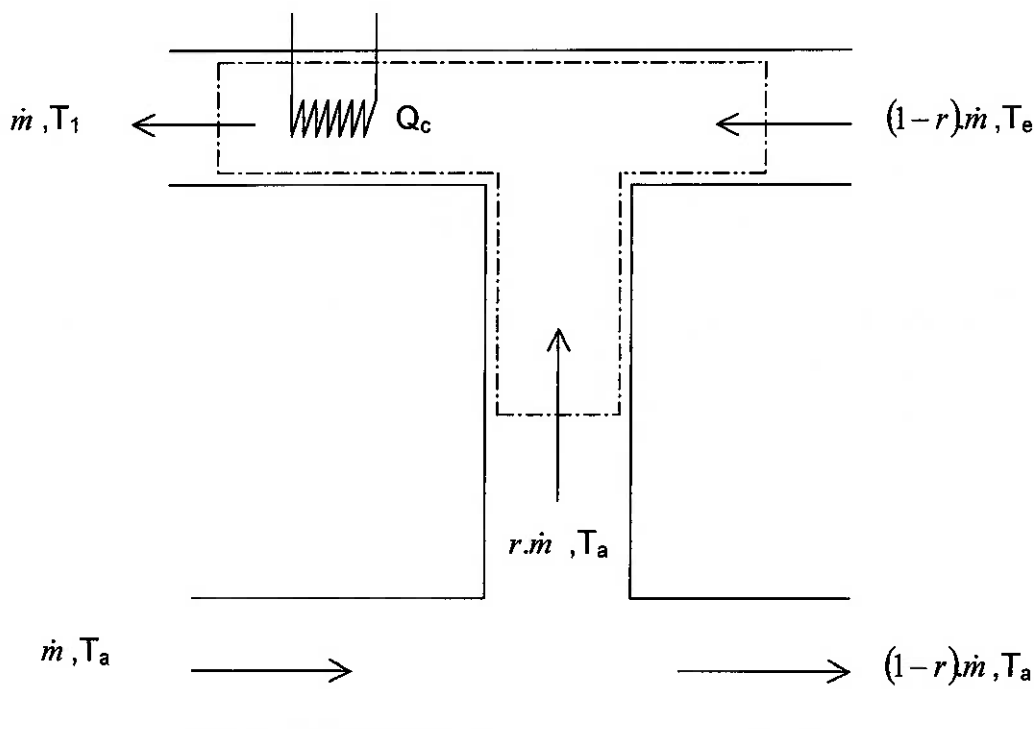


Figura 9.1 – Volume de controle para modelagem da realimentação de ar

Nomenclatura das variáveis:

r : Fração de realimentação

$\dot{m}$: Vazão mássica do ar que entra na sala

Q_c : Carga térmica do aparelho de ar condicionado

c_p : Calor específico do ar à pressão constante

Aplicando a primeira lei da termodinâmica:

$$r\dot{m}c_pT_a + \dot{m}(1-r)c_pT_e = \dot{m}c_pT_1 + Q_c$$

Reagrupando os termos:

$$T_1 = rT_a + (1-r)T_e + B_1 \frac{Q_c}{\dot{m}} \quad B_1 = -\left(\frac{1}{c_p}\right)$$

10. MODELAGEM DA MÁQUINA DE AR CONDICIONADO

Não faz parte do escopo deste trabalho estudar em detalhes o funcionamento da máquina de refrigeração. Esta será vista como uma caixa-preta, que promove uma transferência de calor de uma fonte fria para uma fonte quente através da aplicação de trabalho. A relação entre estas duas grandezas é estabelecida pelo COP (coeficiente de eficácia). Adotando um modelo simplificado para o ciclo de refrigeração (ciclo de Carnot), temos:

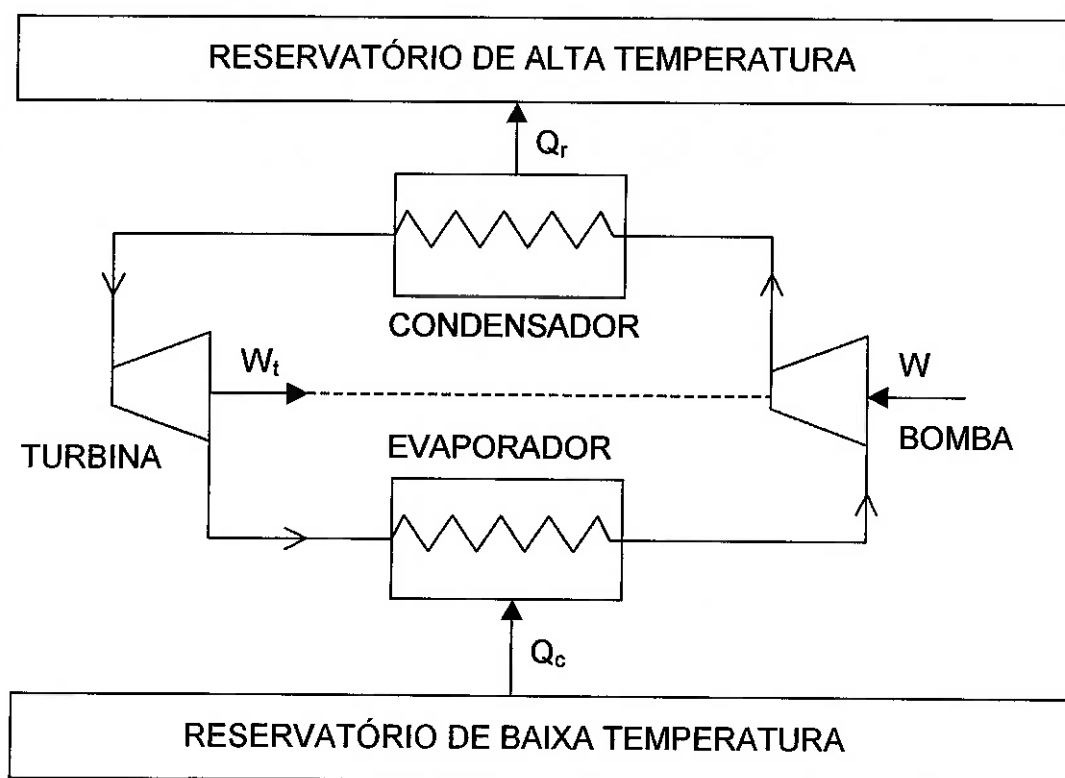


Figura 10.1 – Diagrama esquemático do funcionamento da máquina de ar condicionado

Nomenclatura:

Q_c : Carga térmica do aparelho de ar condicionado

W : Potência elétrica consumida na refrigeração do ar

COP : Coeficiente de eficácia da máquina de ar condicionado

T_f : Temperatura da fonte fria

T_q : Temperatura da fonte quente

Sabe-se que , para um ciclo de refrigeração de Carnot :

$$COP = \frac{Q_c}{W} = \frac{Q_c}{Q_r - Q_c} = \frac{T_f}{T_q - T_f}$$

11. BALANÇO DE MASSA PARA O VAPOR D'ÁGUA

Nesta parte do equacionamento, foram adotadas as seguintes hipóteses: não há infiltração de ar na sala (a vazão de ar na entrada e na saída do volume de controle são iguais) e a massa total de ar dentro da sala é numericamente igual à massa de ar seco da mesma.

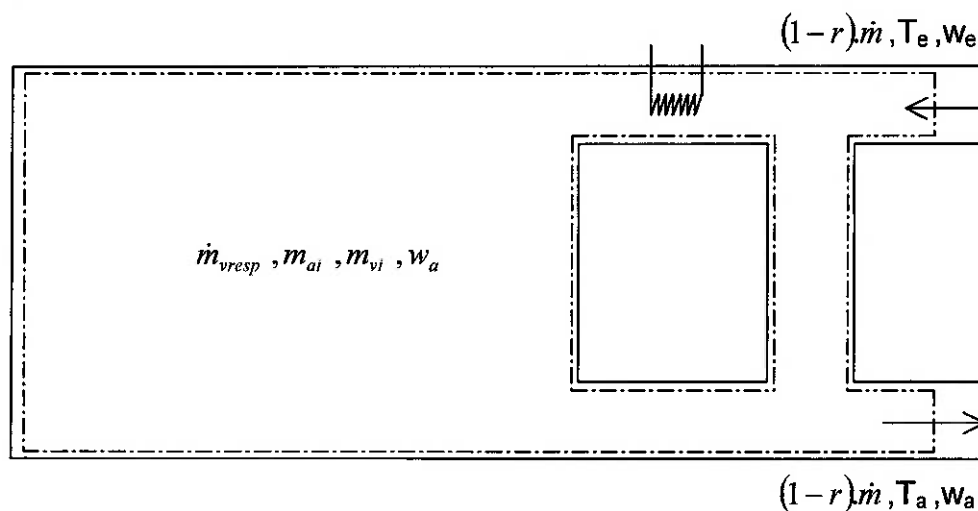


Figura 11.1 – Balanço de massa para o vapor d'água

Nomenclatura:

w_a : Umidade absoluta do ar interno

w_e : Umidade absoluta do ar externo

$\dot{m}_{vresp}$: Massa de vapor gerado pelo metabolismo dos ocupantes

m_{ai} : Massa de ar no sistema

m_{vi} : Massa de vapor no sistema

$\dot{m}$: Vazão mássica do ar que entra na sala

r : Fração de realimentação

$\dot{m}_{ae}$: Vazão mássica de ar seco que entra no sistema

$\dot{m}_{ve}$: Vazão mássica de vapor que entra no sistema

$\dot{m}_{as}$: Vazão mássica de ar seco que sai do sistema

$\dot{m}_{vs}$: Vazão mássica de vapor que sai do sistema

Sabe-se que :

$$(1-r)\dot{m} = \dot{m}_{ae} + \dot{m}_{ve}$$

Considerando que as vazões mássicas de ar seco na entrada e na saída são iguais, temos, pela equação da continuidade:

$$\left. \begin{array}{l} \dot{m}_{ae} = \dot{m}_{as} \\ w = \frac{m_v}{m_a} \end{array} \right\} \frac{dm_{vi}}{dt} = \dot{m}_{ae} \cdot w_e + \dot{m}_{vresp} - \dot{m}_{as} \cdot w_a$$

mas:

$$m_{vi} = m_{ai} \cdot w_a$$

Logo:

$$m_{ai} \cdot \frac{dw_a}{dt} = \dot{m}_{ae} \cdot (w_e - w_a) + \dot{m}_{vresp}$$

mas:

$$(1-r)\dot{m} \cong \dot{m}_{ae}$$

Reordenando os termos, temos:

$$\frac{dw_a}{dt} = P_1 \cdot \dot{m} \cdot (1-r) \cdot w_e + P_2 \cdot \dot{m} \cdot (1-r) \cdot w_a + P_3 \cdot \dot{m}_{vresp}$$

$$P_1 = \frac{1}{m_{ai}}$$

$$P_2 = -\frac{1}{m_{ai}}$$

$$P_3 = \frac{1}{m_{ai}}$$

12. CÁLCULO DO PMV

Nesta seção, foi adotado para o cálculo do PMV o procedimento exposto na norma ISO 7730 [ISO, 1994]. O PMV, em uma análise literal, depende da localização (posição e altura) do ponto considerado. Como hipótese simplificadora, foi admitido que o PMV é uniforme ao longo do volume da sala, o que equivale a assumir que a temperatura média radiante é igual à temperatura das superfícies que circundam o ambiente interno. As demais considerações feitas para o cálculo desta grandeza foram definidas na seção 14.8 deste trabalho.

Foi adotada a seguinte nomenclatura para as grandezas físicas envolvidas no cálculo do PMV:

M : Taxa metabólica , em W/m^2 de área corporal

W : Trabalho externo , em W/m^2 (na maioria dos casos é igual a zero)

I_{cl} : Resistência térmica da roupa, em $m^2 \cdot ^\circ C/W$

f_{cl} : Proporção entre as áreas superficiais do corpo humano vestido e nu

T_a : Temperatura do ar , em $^\circ C$

T_{mr} : Temperatura média radiante, em $^\circ C$

v_{ar} : Velocidade relativa do ar (em relação ao corpo humano) , em m/s

P_a : Pressão parcial do vapor d'água , em Pa

h_c : Coeficiente de troca de calor por convecção, em $W/m^2 \cdot ^\circ C$

T_{cl} : Temperatura superficial da roupa, em $^\circ C$

De acordo com a norma ISO 7730 [ISO, 1994], sabe-se que o PMV pode ser calculado através da equação:

$$PMV = \left(0,303e^{-0,036M} + 0,028 \right) \left\{ (M - W) - 3,05 \cdot 10^{-3} \cdot [5733 - 6,99 \cdot (M - W) - P_a] - \right. \\ \left. - 0,42 \cdot [(M - W) - 58,15] - 1,7 \cdot 10^{-5} M \cdot (5867 - P_a) - 0,0014 \cdot M \cdot (34 - T_a) - \right. \\ \left. - 3,96 \cdot 10^{-8} f_{cl} \cdot [(T_{cl} + 273)^4 - (T_{mr} + 273)^4] - f_{cl} h_c (T_{cl} - T_a) \right\}$$

onde:

$$T_{cl} = 35,7 - 0,028.(M - W) - I_{cl} \left\{ 3,96.10^{-8}.f_{cl} \cdot [(T_{cl} + 273)^4 - (T_{mr} + 273)^4] + f_{cl}h_c(T_{cl} - T_a) \right\}$$

$$h_c = \begin{cases} 2,38.(T_{cl} - T_a)^{0,25} & \text{para } 2,38.(T_{cl} - T_a)^{0,25} > 12,1.\sqrt{v_{ar}} \\ 12,1.\sqrt{v_{ar}} & \text{para } 2,38.(T_{cl} - T_a)^{0,25} < 12,1.\sqrt{v_{ar}} \end{cases}$$

$$f_{cl} = \begin{cases} 1,00 + 1,290.I_{cl} & \text{para } I_{cl} \leq 0,078 \text{ m}^2.\text{°C/W} \\ 1,05 + 0,645.I_{cl} & \text{para } I_{cl} > 0,078 \text{ m}^2.\text{°C/W} \end{cases}$$

O PPD, que é uma grandeza que indica a porcentagem de ocupantes insatisfeitos com a condição de conforto térmico em um dado instante, é dado por:

$$PPD = 100 - 95.e^{-(0,03353.PMV^4 + 0,2179.PMV^2)}$$

Como pode-se observar, a equação apresentada para o cálculo da temperatura da vestimenta dos ocupantes (T_{cl}) é uma equação recursiva. Isto significa que sua solução deve ser obtida a partir de um método numérico iterativo, como por exemplo, o método de Newton Raphson, que foi adotado no presente trabalho. A estimativa inicial utilizada foi:

$$T_{cl} = \frac{T_a + T_{rm}}{2}$$

13. MODELAGEM DO SISTEMA DE VENTILAÇÃO

O sistema básico de ventilação escolhido possui dois ventiladores idênticos, três “dampers” de abertura regulável e um duto de retorno de ar, como mostrado no esquema abaixo:

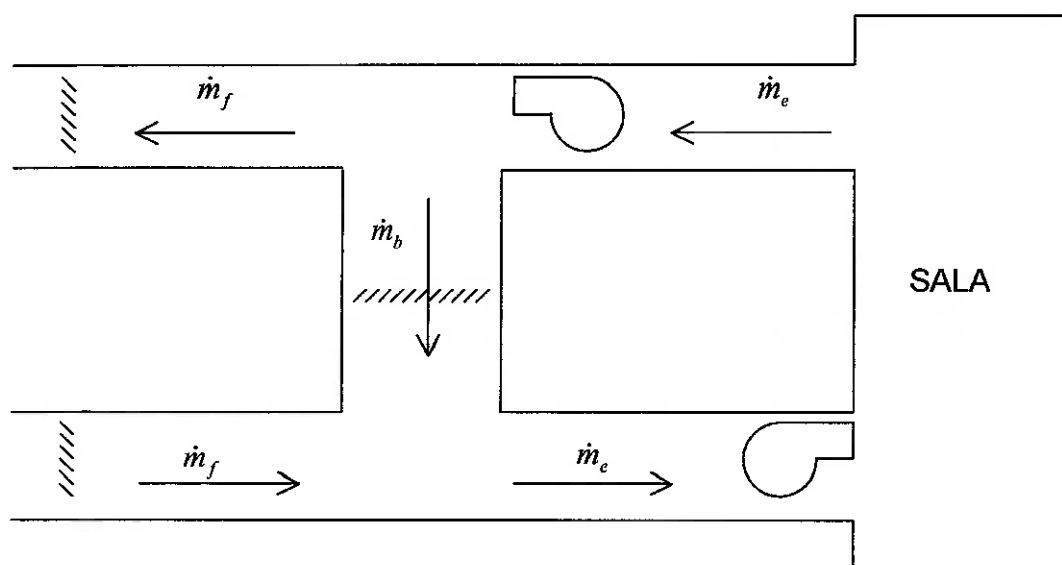


Figura 12.1 – Diagrama esquemático do sistema de ventilação

Foram adotadas as seguintes hipóteses: não há vazamentos e nem infiltração de ar na tubulação, os dois ventiladores são idênticos e possuem um tempo de resposta transitória muito pequeno se comparado ao dos fenômenos térmicos e não há infiltração de ar na sala.

Nomenclatura das variáveis:

$\dot{m}_f$: Vazão mássica de ar renovado

$\dot{m}_e$: Vazão mássica de ar insuflado na sala

$\dot{m}_b$: Vazão mássica de ar no retorno

$R_e, R_f, R_d, R_b, R_a, R_c, R_g$: Coeficientes de perda de carga nas respectivas tubulações

$\Delta P_a, \Delta P_b$: Pressão estática relativa existente entre a entrada e a saída dos ventiladores

Para equacionar este problema, pode-se fazer uma analogia entre as perdas de carga e as vazões com as resistências elétricas e correntes de um sistema elétrico, da seguinte forma:

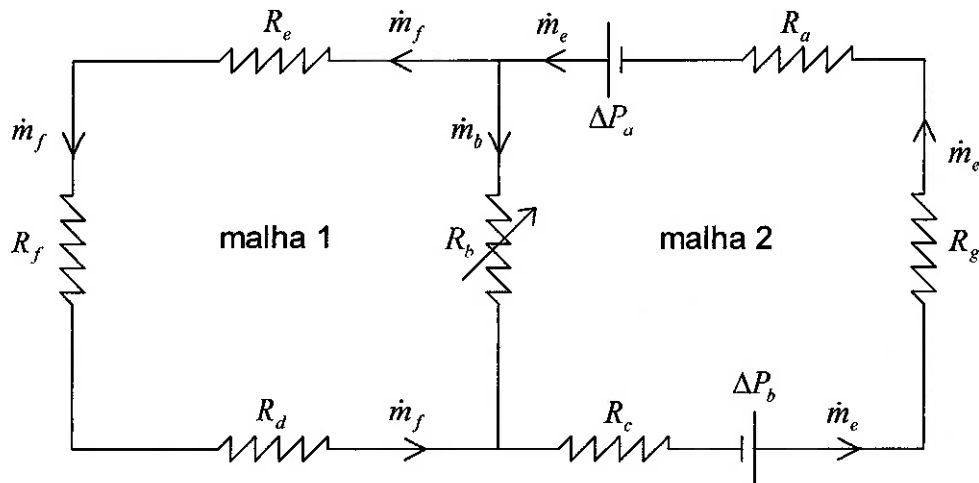


Figura 12.2 – Analogia elétrica para o equacionamento da ventilação

O valor de R_b é variável, já que nesta tubulação há um “damper” de abertura regulável, acionado por um atuador proporcional.

Sabe-se que, para um trecho de uma tubulação, é válida a seguinte relação:

$$\Delta P = R \cdot \dot{m}^2$$

ΔP_a e ΔP_b são dados em função da rotação e da vazão de ar em cada ventilador. Supondo-se que os dois ventiladores sejam idênticos, trabalhando com uma mesma rotação, temos que:

$$\Delta P_a = \Delta P_b$$

Isto ocorre porque a vazão em ambos ventiladores é a mesma. Somando as resistências hidráulicas em série, temos:

$$R_1 = R_e + R_d + R_f$$

$$R_2 = R_a + R_c + R_g$$

Equacionamento da malha 1:

$$R_1(\dot{m}_f)^2 = R_b(\dot{m}_b)^2$$

Equacionamento da malha 2:

$$2\Delta P_a = R_2(\dot{m}_e)^2 + R_b(\dot{m}_b)^2$$

Da equação da continuidade, temos:

$$\dot{m}_e = \dot{m}_b + \dot{m}_f$$

14. DETERMINAÇÃO DOS PARÂMETROS DO SISTEMA

14.1 CARACTERÍSTICAS DA SALA

A sala estudada possui a seguinte geometria:

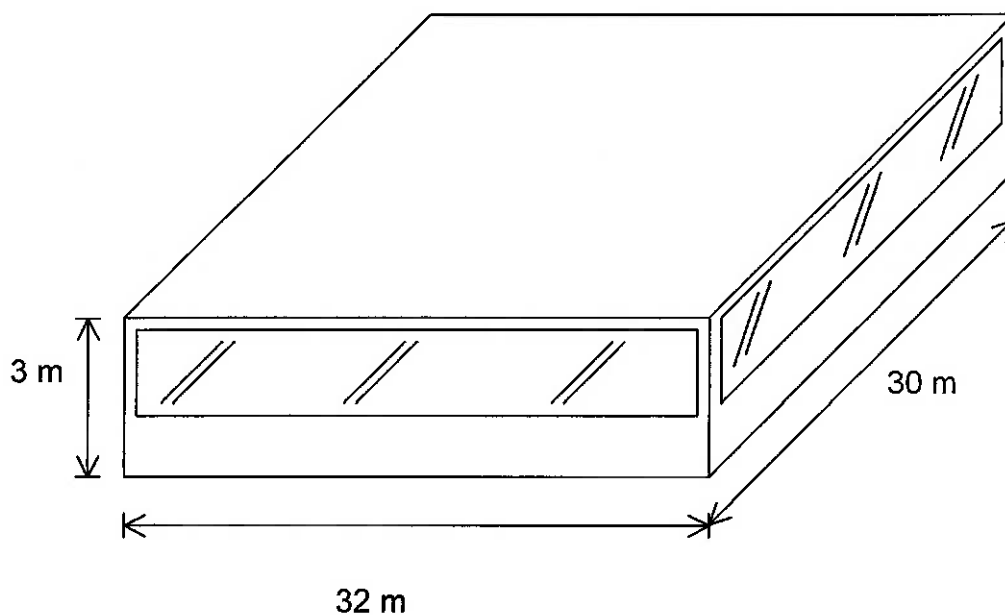


Figura 14.1 – Geometria da sala

Os materiais adotados são os seguintes:

- Paredes: Bloco de concreto com espessura 12 cm
- Laje (teto e piso) : Bloco de concreto de espessura 10 cm
- Vidros: 15% da área de piso com envidramento. Vidro simples de espessura 6 mm

Sendo que, consultando as tabelas contidas no livro “Fundamentos da transmissão de calor e massa” [Incropera, 1998] , foram obtidas as seguintes informações:

- Massa específica do concreto (300 K) : $\rho_{\text{conc}} = 2300 \text{ kg/m}^3$
- Calor específico do concreto (300 K) : $c_{\text{pp}} = 880 \text{ J/kg.K}$

- Condutividade térmica do vidro simples (300K) : $k_{\text{vidro}} = 1,4 \text{ W/m}^2.\text{K}$
- Condutividade térmica do concreto (300K) : $k_{\text{conc}} = 1,4 \text{ W/m}^2.\text{K}$
- Calor específico do ar à pressão constante (25°C e 100kPa) : $c_p = 1003,5 \text{ J/kg.K}$
- Calor específico do ar à volume constante (25°C e 100kPa) : $c_v = 716,5 \text{ J/kg.K}$
- Massa específica do ar (300K e 100kpa) : $1,1614 \text{ kg/m}^3$

A partir destes dados foram calculados os parâmetros a seguir:

- Área de contato com as paredes : $A_p = 228 \text{ m}^2$
- Área de contato com o teto e chão: $A_t = 1920 \text{ m}^2$
- Área de contato com os vidros: $A_s = 144 \text{ m}^2$
- Volume interno : $V_a = 2880 \text{ m}^3$
- Massa total das paredes: $m_p = 62928 \text{ kg}$
- Massa total das lajes do teto e do chão: $m_t = 441600 \text{ kg}$

14.2 COEFICIENTE DE TRANSMISSÃO DE CALOR GLOBAL DO VIDRO

Para calcular o valor de U_s (coeficiente global de troca de calor do vidro), foi utilizada a analogia elétrica para sistemas térmicos, como mostrado por Holman [Holman, 1984], já que a inércia térmica dos vidros é desprezível se comparada à das paredes de concreto:

$$U_s = \frac{1}{\frac{1}{h_e} + \frac{l_{\text{vidro}}}{k_{\text{vidro}}} + \frac{1}{h_p}} = \frac{1}{\frac{1}{12} + \frac{0,006}{1,4} + \frac{1}{8}} = 4,7 \text{ W / m}^2.\text{K}$$

14.3 CARGA TÉRMICA DISSIPADA PELAS PESSOAS E EQUIPAMENTOS

Para o cálculo de Q_a temos que, de acordo com a literatura [Meyer, 1994] , para um prédio de escritórios, a carga térmica gerada pelos ocupantes, iluminação e equipamentos elétricos varia de 20 a 50 W por m^2 de área ocupada. Neste caso esta variável foi adotada como 45 W/m^2 , por ser uma média encontrada normalmente em edifícios comerciais.

$$Q_a = 45.30.32 = 43,2 \text{ kW}$$

14.4 DEFINIÇÃO DA VAZÃO TOTAL DE AR, VAZÃO DE AR RENOVADO E TAXA DE RETORNO DE AR

De acordo com a norma NBR 6401 [ABNT, 1978], a exigência de renovação de ar recomendada para um escritório privado é de $42 \text{ m}^3/\text{h}$ por ocupante. Assumindo que no máximo 320 pessoas ocupem esta sala simultaneamente (1 ocupante para 3 m^2 de área de piso), temos que:

$$\text{Renovação de ar} \geq 320.42/3600 \geq 3,73 \text{ m}^3/\text{S} \geq 4,48 \text{ kg/s}$$

Adotando uma taxa de reutilização do ar de, no mínimo, 80% , temos:

- Vazão mássica de ar insuflado: $\dot{m} \geq 22,4 \text{ kg/s}$
- Taxa de realimentação: $r \geq 0,8$

14.5 PARÂMETROS PARA O BALANÇO DE MASSA DE VAPOR D'ÁGUA

Levando em consideração que a umidade absoluta varia de 0 a 0.02 , é razoável considerar , para a modelagem da umidade absoluta, que a vazão de ar seco é igual à vazão de ar total e a massa de ar seco é igual à massa de ar total, já que o erro nesta aproximação seria da ordem de 1%.

14.6 COEFICIENTE DE EFICÁCIA DA MÁQUINA DE AR CONDICIONADO

Assumindo que as temperaturas de trabalho da máquina de ar condicionado sejam:

$$T_q = 47^\circ\text{C} = 320 \text{ K}$$

$$T_f = 5^\circ\text{C} = 278 \text{ K}$$

Temos:

$$COP_{\max} = \frac{T_f}{T_q - T_f} = \frac{278}{320 - 278} = 6,62$$

Sabe-se que o valor calculado é apenas um limite superior para o COP. Na realidade, o coeficiente de eficácia seria menor, devido às perdas nas tubulações, na turbina, na bomba, no condensador e à utilização parcial da capacidade da máquina de ar condicionado. Este aspecto e seu impacto neste estudo será avaliado posteriormente.

14.7 VALIDADE DA APLICAÇÃO DA ANÁLISE CONCENTRADA

Para verificar a aplicação da análise concentrada, deve-se calcular o número de Biot, que vale:

$$B_{i_p} = \frac{h_i \left(\frac{V_p}{A_p} \right)}{k_{conc}} = \frac{8 \left(\frac{27,36}{228} \right)}{1,4} = 0,68 \quad (\text{Paredes})$$

$$B_{i_t} = \frac{h_i \left(\frac{V_t}{A_t} \right)}{k_{conc}} = \frac{8 \left(\frac{192}{1920} \right)}{1,4} = 0,57 \quad (\text{Teto e chão})$$

Como ambos resultados para o número de Biot foram maiores que 0,1, sabe-se que aplicação da análise concentrada para modelar a condução em regime transitório implica em um erro, que não poderia, em uma avaliação mais rigorosa, ser desprezado. No entanto, como a modelagem em questão visa uma análise comparativa entre duas estratégias de controle distintas, é razoável admitir que o erro incide de maneira análoga nos dois casos, e que portanto, a análise concentrada pode ser aplicada.

14.8 DEFINIÇÃO DE PARÂMETROS PARA O CÁLCULO DO PMV E PPD

Nesta etapa, foram adotadas as seguintes considerações iniciais:

- A taxa de atividade metabólica escolhida foi $M=1,2 \text{ met}=70 \text{ W/m}^2$, que corresponde à atividade humana sedentária (o que é coerente com a realidade existente no dia a dia de escritórios comerciais, escolas e laboratórios).

- Como é presumido que os ocupantes da sala não desempenham nenhuma atividade que gere trabalho externo (O não seria verdade se o ambiente escolhido fosse uma seção de uma academia de ginástica), foi adotado $W=0$.
- A resistência térmica da roupa selecionada foi $I_{cl}= 1 \text{ clo} = 0,155 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$, o que corresponde a uma situação onde os ocupante utilizem roupa de trabalho , com mangas curtas, calças compridas, saias , paletó, blazer , meias e sapatos sociais.
- A temperatura média radiante (T_{mr}) foi considerada como sendo igual à média ponderada das temperaturas das superfícies ao redor dos ocupantes (paredes , teto e chão), da seguinte forma:

$$T_{mr} = \frac{A_p T_p + A_t T_t + A_s T_{si}}{A_p + A_t + A_s}$$

onde T_{si} é a temperatura da superfície interna do vidro.

- O vidro não foi modelado dinamicamente (com análise transitória) porque sua inércia térmica é desprezível quando comparada às das demais superfícies. A temperatura da superfície interna do vidro pode ser calculada através da fórmula de condução unidimensional em regime permanente , fazendo uso da analogia elétrica , a partir da formulação desenvolvida no livro “ Transferência de calor ” [Holman, 1983].

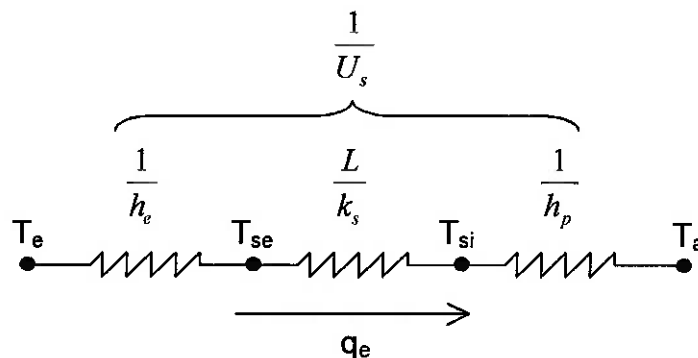


Figura 14.2 – Cálculo de T_{si}

$$\left. \begin{aligned} q_e &= \frac{T_e - T_a}{\frac{1}{h_e} + \frac{L}{k_s} + \frac{1}{h_p}} = \frac{T_e - T_a}{\frac{1}{U_s}} \\ q_e &= \frac{T_{si} - T_a}{\frac{1}{h_s}} \end{aligned} \right\} \Rightarrow U_s (T_e - T_a) = h_s (T_{si} - T_a)$$

$$T_{si} = \left(1 - \frac{U_s}{h_p}\right) T_a + \left(\frac{U_s}{h_p}\right) T_c$$

- Para o cálculo da velocidade relativa do ar foram feitas as seguintes considerações:
 1. A sala possui $T_z=32$ difusores de ar circulares instalados uniformemente ao longo da superfície do teto, de diâmetro $D_{cd}=500\text{mm}$ (área efetiva $A_{cd}=0,179 \text{ m}^2$).
 2. Cada difusor é responsável por um volume de sala de $V_z=V_a/32=2880/32=87,27\text{m}^3$, o que corresponde a um paralelogramo de altura $H_z=3 \text{ m}$ e lado de base (quadrada) $L_z=5,39 \text{ m}$.
 3. O calor sensível dentro da sala é igual ao calor transmitido por radiação solar através dos vidros mais o calor gerado pelos ocupantes e equipamentos elétricos, o que corresponde a $q_{sens}=q_{rv}.A_v+Q_a$

O equacionamento utilizado foi obtido a partir do trabalho de Wai Tse Lee [Tse, 1999]. Com as informações relacionadas acima, pode-se calcular o fluxo de ar momentâneo através de cada difusor circular, que vale:

$$M = \frac{\left(\frac{\dot{m}}{T_z}\right)^2}{\rho_a A_{cd}}$$

A partir deste valor , pode-se calcular a velocidade relativa do ar , que vale:

$$v_{ar} = \left[\frac{(M.1,2)^2}{4,56 \left(\frac{L_z^2}{4} + H_z^2 \right)} \right]^{1/2} \cdot \left[0,19 \cdot \left(\frac{q_{sen.s} H_z}{1000.T_z M} \right)^2 + 1 \right]^{1/4}$$

14.9 PARÂMETROS DO SISTEMA DE VENTILAÇÃO

Como calculado anteriormente, sabe-se que a vazão de ar mínima insuflada na sala deve ser igual a 22,4 kg/s. Para alcançar as velocidades relativas na saída dos difusores de até 1 m/s (o que é necessário no controle por conforto térmico), é preciso ter uma vazão de aproximadamente 39 kg/s (valor estimado a partir das equações do difusor circular adotado). Não existem disponíveis no mercado ventiladores que operem em vazões tão altas, fato que torna necessário a divisão do sistema de ventilação em vários subsistemas operando em paralelo. No caso , foi escolhido trabalhar com quatro ramais de ventilação idênticos, contento cada um deles um trocador de calor, três “dampers” (dois fixos e um acionado eletronicamente) e dois ventiladores axiais. Desta forma , cada ramal será responsável pelo insuflamento e pela exaustão de 1/4 da vazão total de ar.

Especificamente, cada ramal do sistema de ventilação é composto por:

- 47 m de tubulação circular de insuflamento , com diâmetro $D=500$ mm
- 8 difusores circulares de ar com área efetiva $A_{dif}=0,194$ m²
- 8 conexões de mudança de direção , com ângulo de 90°
- 7 divisões de fluxo na tubulação de insuflamento.
- 5 grelhas no teto com dimensões 100 x 750 mm
- Tubulação principal retangular de dimensões 1370 x 1830 mm
- 2 grelhas em contato com o ar externo de dimensões 1370 x 1830 mm

A seguir, está mostrado o cálculo da perda de carga para os diferentes componentes do sistema. Toda metodologia, formulação e informações aplicadas nesta etapa do trabalho foram obtidas a partir do livro “Handbook of hydraulic resistance” [Idelchick, 1994]. O diagrama que representa o comportamento fluidomecânico do sistema está mostrado a seguir.

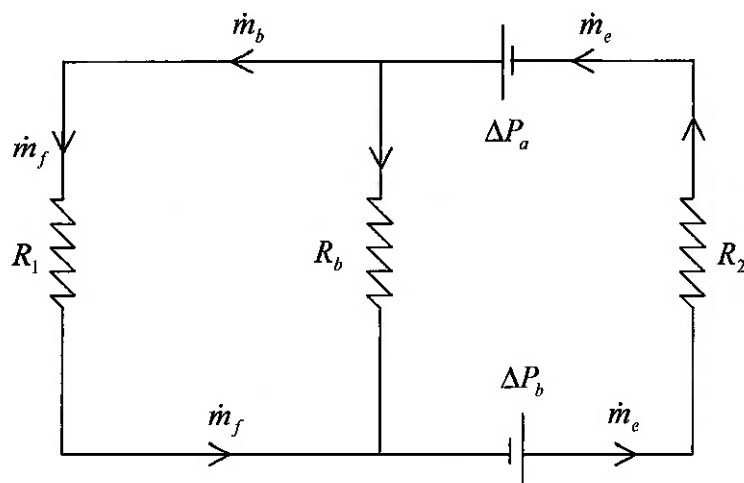


Figura 14.3 – Comportamento fluidomecânico do sistema de ventilação

A partir da mecânica dos fluidos, sabe-se que a equação genérica para perda de carga é:

$$\Delta P = \zeta \cdot \rho \cdot \frac{v^2}{2} = \zeta \cdot \rho \cdot \frac{Q^2}{2 \cdot A^2} = \zeta \cdot \frac{\dot{m}^2}{2 \cdot A^2} = R \cdot \dot{m}^2$$

onde:

$$R = \frac{\zeta}{2 \cdot A^2}$$

A seguir são apresentados os valores calculados de perda de carga em cada um dos componentes do sistema de distribuição de ar.

14.9.1 PERDA DE CARGA NO DIFUSOR

Consultando as tabelas da referência citada, para um difusor circular semelhante ao utilizado neste trabalho, temos que o fator de atrito e a respectiva resistência hidráulica valem:

$$\zeta = 1,1 \quad ; \quad A_{dif} = 0,194 \quad ; \quad \rho = 1,2 \text{ kg/m}^3$$

$$R_{dif} = \frac{1,1}{2.1,2.(0,194)^2} = 12,17 \text{ kg}^{-1}\text{m}^{-1}$$

14.9.2 PERDA DE CARGA NA TUBULAÇÃO DO PLENUM

Aqui é importante ressaltar que está sendo admitido que a tubulação possui rugosidade baixa, isto é, não há o acúmulo de detritos e a corrosão que podem vir a ocorrer após um tempo de uso prolongado. Para um tubulação circular de aço galvanizado de espessura 1,27mm temos:

$$L_{med}=47/8=5,88 \quad ; \quad D_{tub}=500\text{mm} \quad ; \quad A_{tub}=0,19426 \text{ m}^2$$

Rugosidade média:

$$\Delta = 0,15\text{mm}$$

$$\bar{\Delta} = \frac{\Delta}{D_o} = \frac{0,15}{(500 - 2,54)} = 3,01.10^{-4}$$

Fator de atrito:

$$\lambda = 0,014$$

$$\zeta = \lambda \frac{L}{D_o} = 0,014 \cdot \frac{5,88}{(500 - 2,54).10^{-3}} = 0,165$$

Resistência hidráulica:

$$R_{tub} = \frac{0,165}{2.1,2.(0,19426)^2} = 1,82 \text{ kg}^{-1}\text{m}^{-1}$$

14.9.3 PERDA DE CARGA NA MUDANÇA DE DIREÇÃO E DIVISÃO DO FLUXO

Nesta seção foi calculada a resistência hidráulica existente na mudança da direção do fluxo em 90° que ocorre antes de cada difusor, somada com a resistência existente na divisão do fluxo de ar em cada ramificação.

Relação aproximada de divisão de fluxo em cada ramificação:

$$\frac{Q_s}{Q_c} = \frac{1}{7}$$

Fator de atrito para mudança de direção:

$$\zeta_{cot} = 1,33$$

Fatores de atrito para divisão do fluxo:

$$\zeta_{cs} = 0,1$$

$$\zeta_{csi} = 0,2$$

Resistência hidráulica total:

$$R_{div} = \frac{(1,33 + 0,1 + 0,2)}{2.1,2.(0,19526)^2} = 17,81 \text{ kg}^{-1} \text{ m}^{-1}$$

14.9.4 PERDA DE CARGA NAS GRELHAS DO TETO

No teto da sala, há grelhas para exaustão, que neste caso foram consideradas como tendo uma área livre igual a 90% de sua área total. O fator de atrito para este caso foi obtido a partir de tabelas contidas no livro “Handbook of hydraulic resistance” [Idelchick, 1994]. Logo:

Área total e área livre das grelhas:

$$F_1 = 0,1.0,75 = 0,075 \text{ m}^2$$

$$F_0 = 0,9.F_1 = 0,0674 \text{ m}^2$$

$$\bar{f} = \frac{F_0}{F_1} = 0,9$$

Fator de atrito:

$$\zeta = 0,1$$

Resistência hidráulica:

$$R_{gelo} = \frac{0,1}{2.1,2.(0,075)^2} = 7,4 \text{ kg}^{-1} \text{ m}^{-1}$$

14.9.5 PERDA DE CARGA NO TROCADOR DE CALOR

A perda de carga imposta por um trocador de calor depende do fabricante e do modelo do mesmo, sendo que, para uma análise aproximada, foi adotada a metodologia

contida na referência bibliográfica [Idelchick, 1994], para um trocador de calor de três colunas de aquecimento:

$$R_{roc} = \frac{0,613}{A^2} = \frac{0,613}{(3,2)^2} = 0,06 \text{ kg}^{-1} \text{ m}^{-1}$$

14.9.6 PERDA DE CARGA NA TUBULAÇÃO PRINCIPAL

Neste caso, como a tubulação não possui seção circular, é necessário calcular o diâmetro hidráulico, que corresponde a um diâmetro circular equivalente à geometria retangular. Logo:

$$D_h = \frac{2.a.b}{a+b} = \frac{2.1,83.1,37}{1,83+1,37} = 1,567$$

Para regime turbulento, a relação entre os fatores de atrito circular e retangular vale:

$$\frac{b}{a} = 0,75 \Rightarrow K_{non-c} = 1,013$$

Para uma tubulação de aço galvanizado, a rugosidade média vale:

$$\Delta = 0,15 \text{ mm}$$

$$\bar{\Delta} = \frac{\Delta}{D_h} = \frac{0,15}{1,567} = 0,0096$$

Fatores de atrito:

$$\lambda = 0,039$$

$$\lambda_{non-c} = K_{non-c} \cdot \lambda = 1,013 \cdot 0,039 = 0,0395$$

$$\zeta = \lambda_{non-c} \cdot \frac{L}{D_h}$$

$$\zeta_1 = \frac{0,0395 \cdot 4}{1,567} = 0,1$$

$$\zeta_2 = \frac{0,0395 \cdot 2}{1,567} = 0,05$$

Resistências hidráulicas totais:

$$R_{\varphi} = \frac{0,1}{2.1,2.(3,2)^2} = 0,004 \text{ kg}^{-1} \text{ m}^{-1}$$

$$R_{ipb} = \frac{0,05}{2.1,2.(3,2)^2} = 0,002 \text{ kg}^{-1} \text{ m}^{-1}$$

14.9.7 PERDA DE CARGA NAS GRELHAS DA TUBULAÇÃO PRINCIPAL

Na entrada de ar de renovação e na saída de ar de exaustão existem grelhas para impedir que algum objeto indesejável entre na tubulação. Neste caso estas grelhas foram consideradas como tendo uma área livre igual a 90% de sua área total. O fator de atrito para este caso foi obtido a partir de tabelas contidas nas referências bibliográficas [Idelchick, 1994]. Logo:

$$F_1 = 0,1 \cdot 0,75 = 0,075 \text{ m}^2$$

$$F_0 = 0,9 \cdot F_1 = 0,0674 \text{ m}^2$$

$$\bar{f} = \frac{F_0}{F_1} = 0,9$$

Fator de atrito:

$$\zeta = 0,1$$

Resistência hidráulica:

$$R_{gsaida} = \frac{0,1}{2 \cdot 1,2 \cdot (3,2)^2} = 0,004 \text{ kg}^{-1} \text{ m}^{-1}$$

14.9.8 CÁLCULO DE R_1

$$R_1 = 2 \cdot R_{gsaida} + 2 \cdot R_{damp} + 2 \cdot R_{lp} = 2 \cdot 0,004 + 2 \cdot 0,004 + 2 \cdot R_{damp}$$

$$R_1 = 0,016 + 2 \cdot R_{damp}$$

Onde R_{damp} é o coeficiente de perda de carga imposto pelos “dampers” na entrada e saída da tubulação principal.

14.9.9 CÁLCULO DE R_2

A perda de carga no insuflamento de ar na sala (R_{ins}) é dada por:

$$\frac{1}{R_{ins}} = 8 \cdot \left(\frac{1}{R_{dif} + R_{rub} + R_{div}} \right) = 8 \cdot \left(\frac{1}{12,17 + 1,82 + 17,81} \right) \Rightarrow R_{ins} = 3,975 \text{ kg}^{-1} \text{ m}^{-1}$$

A perda carga na exaustão de ar da sala (R_{ex}) é dada por:

$$\frac{1}{R_{ex}} = 5 \cdot \left(\frac{1}{R_{g\acute{e}t\acute{o}}} \right) = 5 \cdot \left(\frac{1}{7,4} \right) \Rightarrow R_{ex} = 1,48 \text{ kg}^{-1} \text{ m}^{-1}$$

Logo, temos:

$$R_2 = 2 \cdot R_{tp} + R_{troc} + R_{ms} + R_{ex} = 2 \cdot 0,004 + 0,06 + 3,975 + 1,48 = 5,523 \text{ kg}^{-1} \text{ m}^{-1}$$

14.9.10 CÁLCULO DE R_b

$$R_b = R_{tpb} + R_{dampb} = 0,002 + R_{dampb}$$

Onde R_{dampb} é o coeficiente de perda de carga do “damper” da tubulação de retorno.

14.9.11 COEFICIENTES DE PERDA DE CARGA DOS “DAMPERS”

Para obter o coeficiente de perda de carga dos “dampers”, foi feita uma pesquisa entre os equipamentos disponíveis no mercado adequados à esta instalação. O modelo escolhido foi o ES36, da fabricante “Actionair”, que é compatível com as dimensões da tubulação principal e com o tipo de atuador escolhido. Abaixo, está mostrada uma foto ilustrativa do equipamento.



Figura 14.4 – Damper Actionair ES36

O diagrama que fornece a perda de carga em função da velocidade média do ar, para diferentes valores de ângulo de abertura, está mostrado a seguir:

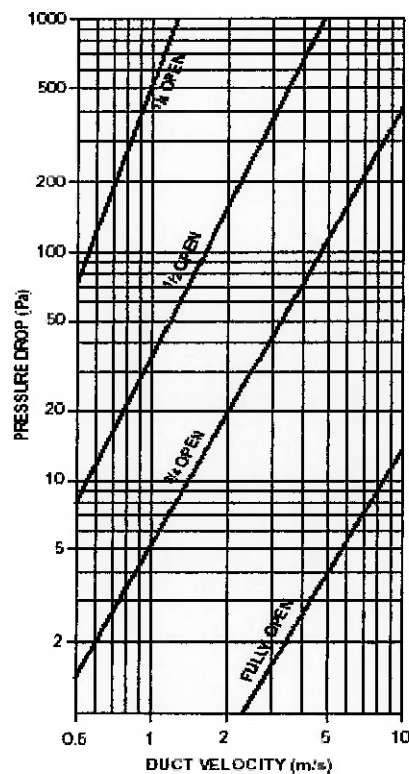


Figura 14.5 – Perda de carga no damper em função da velocidade do ar e do ângulo de abertura

A partir do gráfico acima, é possível obter o coeficiente de perda de carga para quatro condições de abertura. Para a condição de abertura total, temos:

$$v = 5 \text{ m/s} \Rightarrow \dot{m} = \rho \cdot v \cdot A = 1,25 \cdot 3,2 = 19,2 \text{ kg/s}$$

$$\Delta P = R \cdot \dot{m}^2 \Rightarrow R = \frac{4}{(19,2)^2} = 0,011 \text{ kg}^{-1} \text{m}^{-1}$$

Para uma abertura de 75%, temos:

$$R = \frac{120}{(19,2)^2} = 0,325 \text{ kg}^{-1} \text{m}^{-1}$$

Para uma abertura de 50%, temos:

$$R = \frac{1000}{(19,2)^2} = 2,713 \text{ kg}^{-1} \text{ m}^{-1}$$

Para uma abertura de 25% , temos:

$$v = 1 \text{ m/s} \Rightarrow \dot{m} = \rho.v.A = 1,2.1.3,2 = 3,84 \text{ kg/s}$$

$$\Delta P = R.\dot{m}^2 \Rightarrow R = \frac{500}{(3,84)^2} = 33,91 \text{ kg}^{-1} \text{ m}^{-1}$$

O gráfico a seguir mostra uma função para encontrar o coeficiente de perda de carga em função da abertura do “damper”, aproximada pelo método dos mínimos quadrados, a partir dos valores calculados acima.

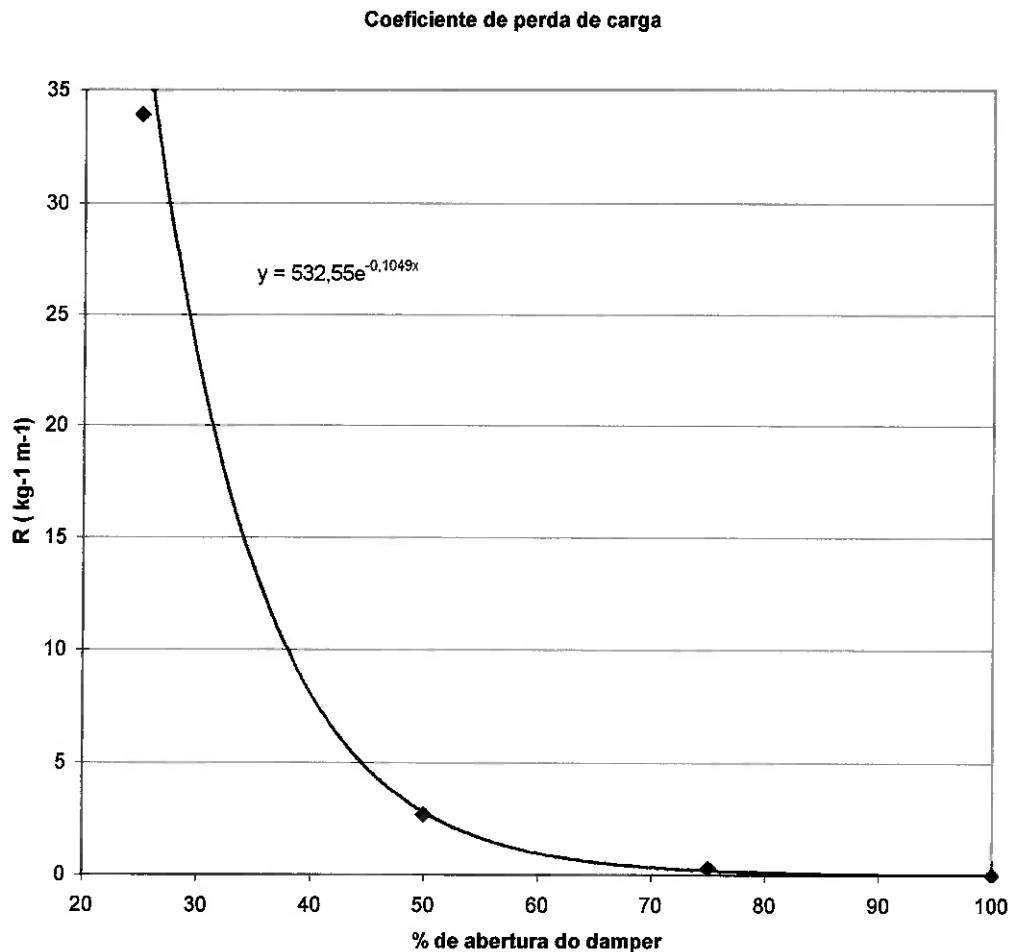


Figura 14.6 – Aproximação de função exponencial para calcular coeficiente de perda de carga do “damper” em função da abertura

A função obtida possui a seguinte forma:

$$y(x) = 532,55.e^{-0,1049.x}$$

Sendo x a porcentagem de abertura do damper e y , o coeficiente de perda de carga, em $\text{kg}^{-1} \text{ m}^{-1}$. Deve-se ressaltar que a função só é confiável dentro dos limites:

$$25\% \leq x \leq 100\%$$

14.9.12 PARÂMETROS DOS VENTILADORES

No sistema estudado, a função dos ventiladores é elevar a pressão estática do ar para que seja possível vencer a resistência hidráulica imposta pelos diversos componentes da tubulação, e, desta forma, permitir a circulação do ar. O ganho de pressão de um ventilador é dado em função de sua rotação e da vazão de ar existente no respectivo trecho da tubulação, como mostrado na equação abaixo.

$$\Delta P_{vent} = f(n_{vent}, \dot{m}_{ar})$$

Não existe, a princípio, uma função analítica teórica que expresse a relação acima, e sim curvas obtidas experimentalmente, através de sucessivos ensaios realizados pelo fabricante de uma máquina específica. Para cada rotação, é levantada uma curva que expressa o ganho de pressão em função da vazão.

Basicamente, existem no mercado dois tipos de equipamento: os ventiladores radiais (ou centrífugos) e os ventiladores axiais. Os ventiladores radiais são adequados para sistemas com altas pressões e baixa vazão e os ventiladores axiais são mais recomendados em casos onde há uma vazão alta com diferenças de pressão pequenas. Foi adotada a utilização de ventiladores do tipo axial da fabricante americana Greenheck.

Os diagramas contidos no catálogo possuem uma escala de pressão expressa em Ps (polegadas de coluna de água) e uma escala de vazão em CFM (pés cúbicos por minuto). Convertendo ambas grandezas para unidades do sistema internacional, temos:

$$1 \text{ CFM} = \frac{ft^3}{\text{min}} = \frac{(0,3048.m)^3}{60.s} = 4,719.10^{-4} \frac{m^3}{s} \cdot \frac{1,2.kg}{m^3} = 5,66.10^{-4} kg / s$$

$$1 \text{ Ps} = 1000. \frac{kg}{m^3} \cdot 9,8. \frac{m}{s^2} \cdot 0,0254.m = 248,92 \text{ Pa}$$

No controle por temperatura , a vazão de ar total é constante e possui um valor próximo de $\dot{m} = 23 \text{ kg/s}$, o que corresponde a $23/4 = 5,75 \text{ kg/s}$ para cada ramal do sistema de ventilação. Através de sucessivas tentativas , com auxílio do modelo computacional que resolve o balanceamento de cargas equacionado anteriormente, temos que, para, para obter esta vazão , cada ventilador deveria fornecer uma pressão igual a $\Delta P = 92 \text{ Pa}$. Como a vazão é fixa, é interessante deixar todos os “dampers” com a maior abertura possível, para assim minimizar as perdas. No caso, o “damper” de controle (tubulação de retorno) foi fixado em abertura total (100%) e os “dampers” de ajuste manual foram regulados com abertura de 75%. Logo:

$$\dot{m}_{temp} = 5,75 \text{ kg / s}$$

$$\Delta P_{temp} = 92 \text{ Pa}$$

A tabela utilizada para a seleção do ventilador está mostrada a seguir.

Performance Data - Level 3

Model Number	Motor HP	Fan RPM	Max BHP	• L _{WPA}	CFM / Static Pressure in Inches WG											
					0.125	0.250	0.375	0.500	0.625	0.750	0.875	1.000	1.125	1.250	1.375	1.500
					CFM	CFM	CFM	CFM	CFM	CFM	CFM	CFM	CFM	CFM	CFM	CFM
3L24-5	1/2	971	0.50	80	5425	4863										
3L24-5	1/2	999	0.55	81	5543	5010	3978									
3H24-5	1/2	1075	0.50	82	5158	4737	4139									
3H24-5	1/2	1107	0.57	82	5336	4936	4387	3314								
3L24-7	3/4	1105	0.75	84	6295	5882	5240									
3L24-7	3/4	1135	0.83	86	6487	6087	5509	4394								
3H24-7	3/4	1227	0.75	86	5985	5648	5236	4658								
3H24-7	3/4	1252	0.83	87	6119	5791	5396	4863	3930							
3L24-10	1	1213	1.00	87	6980	6611	6149	5475								
3L24-10	1	1254	1.10	87	7238	6885	6480	5852								
3H24-10	1	1345	0.95	88	6814	6317	5978	5573	4968							
3H24-10	1	1378	1.10	89	6789	6503	6183	5798	5283	4406						
3L24-15	1 1/2	1387	1.50	90	8071	7762	7433	6989	6406	5251						
3L24-15	1 1/2	1428	1.65	91	8327	8030	7711	7322	6779	6006						
3H24-15	1 1/2	1553	1.50	93	7714	7474	7204	6803	6562	6107	5531					
3H24-15	1 1/2	1578	1.65	94	7846	7612	7346	7058	6722	6300	5758	4883				
3L24-20	2	1531	2.00	91	8967	8697	8400	8102	7654	7123	6339					
3L24-20	2	1575	2.20	92	9240	8982	8692	8403	8012	7522	6902					
3H24-20	2	1694	2.00	95	8455	8242	7999	7751	7454	7141	6724	6219	5493			
3H24-20	2	1740	2.20	95	8696	8489	8256	8015	7741	7436	7076	6631	6081			
3L24-30	3	1751	3.00	95	10327	10095	9847	9587	9327	8983	8558	8071	7381			
3L24-30	3	1798	3.30	95	10616	10391	10154	9900	9647	9360	8946	8499	7979	7090		
3H24-30	3	1926	3.00	97	9567	9480	9286	9068	8850	8603	8328	8052	7665	7240	6744	5876
3H24-30	3	1988	3.30	99	9890	9810	9627	9416	9204	8985	8718	8452	8138	7754	7308	6827

Performance shown is for installation type B: free inlet, ducted outlet. Power rating (BHP) does not include drive losses. Performance ratings do not include the effects of appurtenances in the airstream.

Figura 14.7 - Tabela de Ventiladores axiais Greenheck série TBI-FS 24

O modelo do ventilador escolhido foi o TBI-FS 3L24-30, operando a 1798 rpm. A seguir, está disposta um desenho do aparelho, junto com uma tabela contendo a relação entre vazão e pressão, convertidas para unidades do sistema internacional.

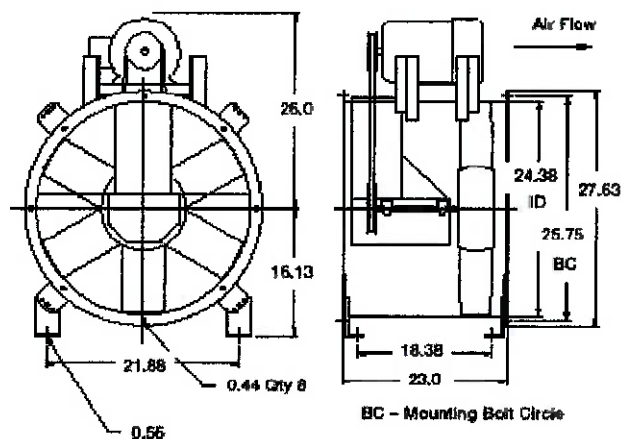


Figura 14.8 - Ventilador axial Greenheck TBI-FS 3L24-30

Pressão (Ps)	Vazão (CFM)	Pressão (Pa)	Vazão (kg/s)
0,125	10616	31,12	6,01
0,25	10391	62,23	5,88
0,375	10154	93,35	5,75
0,5	9900	124,46	5,6
0,625	9647	155,58	5,46
0,75	9360	186,69	5,3
0,875	8946	217,81	5,06
1	8499	248,92	4,81
1,125	7979	280,04	4,52
1,25	7090	311,15	4,01

Tabela 14.1 – Valores de pressão e vazão para o ventilador selecionado

A partir dos pontos da tabela acima, é possível aproximar uma função analítica pelo método dos mínimos quadrados, conforme mostrado a seguir.

Ventilador para controle por temperatura

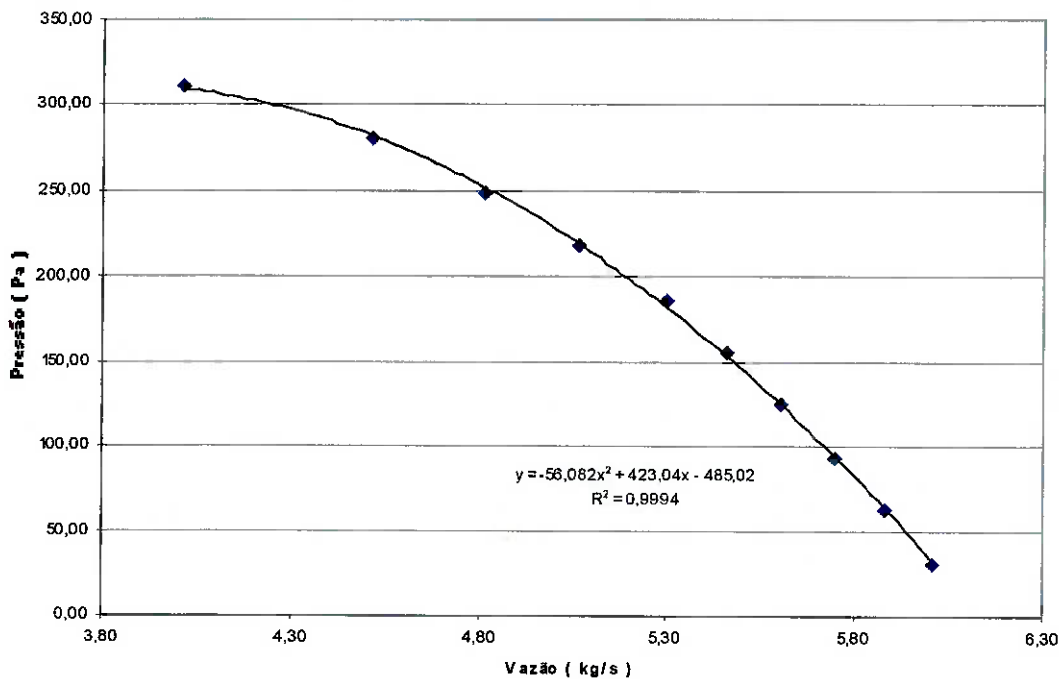


Figura 14.9 – Aproximação dos pontos tabelados por função polinomial

A função obtida possui a seguinte forma:

$$y(x) = -56,082 \cdot x^2 + 423,04 \cdot x - 485,02$$

Sendo x expresso em kg/s e y , em Pa. Lembrando que a função acima só é válida no seguinte intervalo:

$$4 \text{ kg/s} \leq x \leq 6 \text{ kg/s}$$

A potência elétrica consumida por apenas um ventilador é de 3 HP. Para quatro ventiladores, temos que o consumo elétrico seria:

$$P_{\text{vtemp}} = 4 \cdot 3 = 12 \text{ HP} = 12 \cdot 745,7 = 8948,4 \text{ W}$$

$$E_{\text{vtemp}} = P_{\text{vtemp}} \cdot \Delta t = 8948,4 \cdot 13 \cdot 3600 = 418,78 \text{ MJ} = \frac{418,78}{3,6} = 116,32 \text{ kWh}$$

No controle por conforto térmico, a vazão de ar varia entre $\dot{m} = 23 \text{ kg/s}$ (exigência mínima para a respiração dos ocupantes) e $\dot{m} = 39 \text{ kg/s}$ (limite máximo para que a velocidade relativa não ultrapasse 1 m/s). Para realizar esta variação de vazão , os dois “dampers” de regulação manual foram fixados em 25% de abertura e o “damper” acionado eletronicamente, na tubulação de retorno, tem a abertura regulada entre 25% e 100%. Desta forma , o aumento de vazão de ar na tubulação de insuflamento se dá pelo aumento na fração de retorno (recirculação) , já que a vazão de ar fresco no sistema permanece praticamente inalterada. Através de sucessivas tentativas , com auxílio do modelo computacional que resolve o balanceamento de cargas equacionado anteriormente, temos que, para, para obter estas vazões, cada ventilador deveria fornecer uma pressão igual a $\Delta P = 265 \text{ Pa}$.

Logo:

$$\dot{m}_{PMV} \geq \frac{23}{4} = 5,75 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_{PMV} \leq \frac{39}{4} = 9,75 \text{ kg/s}$$

$$\Delta P = 265 \text{ Pa}$$

A tabela utilizada para a seleção do ventilador está mostrada a seguir:

Performance Data - Level 3

Optimum selection for propeller type shown in bold. Refer to page 3 for sound pressure corrections.

Model Number	Motor HP	Fan RPM	Max BHP	+ L _w /A	CFM / Static Pressure in Inches WG											
					0.125	0.250	0.375	0.500	0.625	0.750	0.875	1.000	1.125	1.250	1.375	1.500
					CFM	CFM	CFM	CFM	CFM	CFM	CFM	CFM	CFM	CFM	CFM	CFM
3L42-15	1 1/2	611	1.51	85	16553	15220										
3L42-15	1 1/2	617	1.60	85	16744	15417	11640									
3H42-15	1 1/2	719	1.50	89	14519	13582	12238	9417								
3H42-15	1 1/2	745	1.65	90	13117	14200	13015	10448								
3L42-20	2	666	2.00	87	18357	17008	15219									
3L42-20	2	690	2.21	88	18142	17779	16328									
3H42-20	2	791	2.00	90	16169	15254	14387	12655	9921							
3H42-20	2	817	2.20	91	16791	15982	15036	13638	11132							
3L42-30	3	762	3.01	91	21438	20129	19089	17243								
3L42-30	3	789	3.31	92	22260	21003	19968	18503								
3H42-30	3	909	3.01	93	18775	18028	17211	16371	15081	12678	9398					
3H42-30	3	935	3.31	94	19342	18627	17825	17121	16050	13564	11695					
3L42-50	5	887	5.01	94	25230	24151	23142	22274	20912	17405						
3L42-50	5	932	5.50	96	26587	25636	24612	23735	22747	21059						
3H42-50	5	1074	5.01	97	22360	21896	21464	20985	19951	18962	17786	15472	13914	10103		
3H42-50	5	1108	5.50	99	23096	22624	22187	21766	20755	19696	18654	17467	15346	13446		
3L42-75	7 1/2	1015	7.51	98	29080	28346	27289	26419	25662	24679	23137	19505				
3L42-75	7 1/2	1066	8.26	100	30608	29963	28916	28088	27310	26615	25431	23835				
3H42-75	7 1/2	1229	7.51	104	25709	25317	24770	24181	23658	23134	22422	21593	20588	18859	17105	15540
3H42-75	7 1/2	1271	8.27	106	26814	26425	25728	25157	24542	23918	23225	22512	21781	20781	18537	17430
3L42-100	10	1126	10.26	102	32401	31791	30889	30032	29247	28570	27842	26633	25060	21238		
3L42-100	10	1154	11.01	103	33237	32641	31809	30933	30167	29474	28832	27770	26381	23038		

Performance shown is for installation type B: free inlet, ducted outlet. Power rating (BHP) does not include drive losses. Performance ratings do not include the effects of appurtenances in the airstream.

Figura 14.10 - Tabela de Ventiladores axiais Greenheck série TBI-FS 42

O aparelho escolhido foi o ventilador axial TBI-FS 3H42-50, operando a 1074 rpm, do fabricante Greenheck. A seguir, está disposta um desenho do aparelho, junto com uma tabela contendo a relação entre vazão e pressão, convertidas para unidades do sistema internacional e um gráfico de ajuste dos pontos tabelados por uma função polinomial.

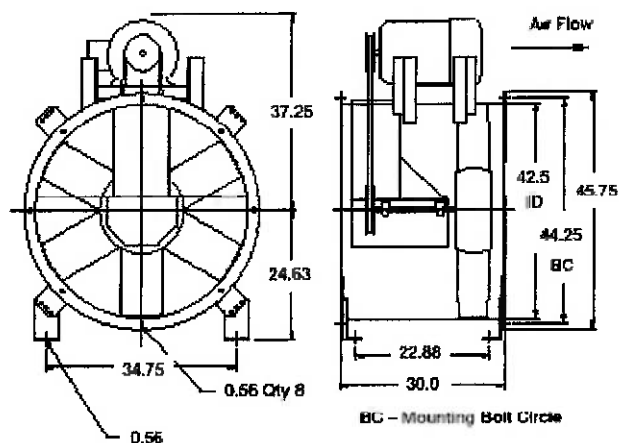


Figura 14.11 – Ventilador axial TBI-FS 3H42-50 Greenheck

Pressão (Ps)	Vazão (CFM)	Pressão (Pa)	Vazão (kg/s)
0,75	18962	186,69	10,73
0,875	17786	217,81	10,07
1	15472	248,92	8,76
1,125	13914	280,04	7,88
1,25	10103	311,15	5,72

Tabela 14.2 – Valores de pressão e vazão para o ventilador selecionado

Ventilador para controle por PMV

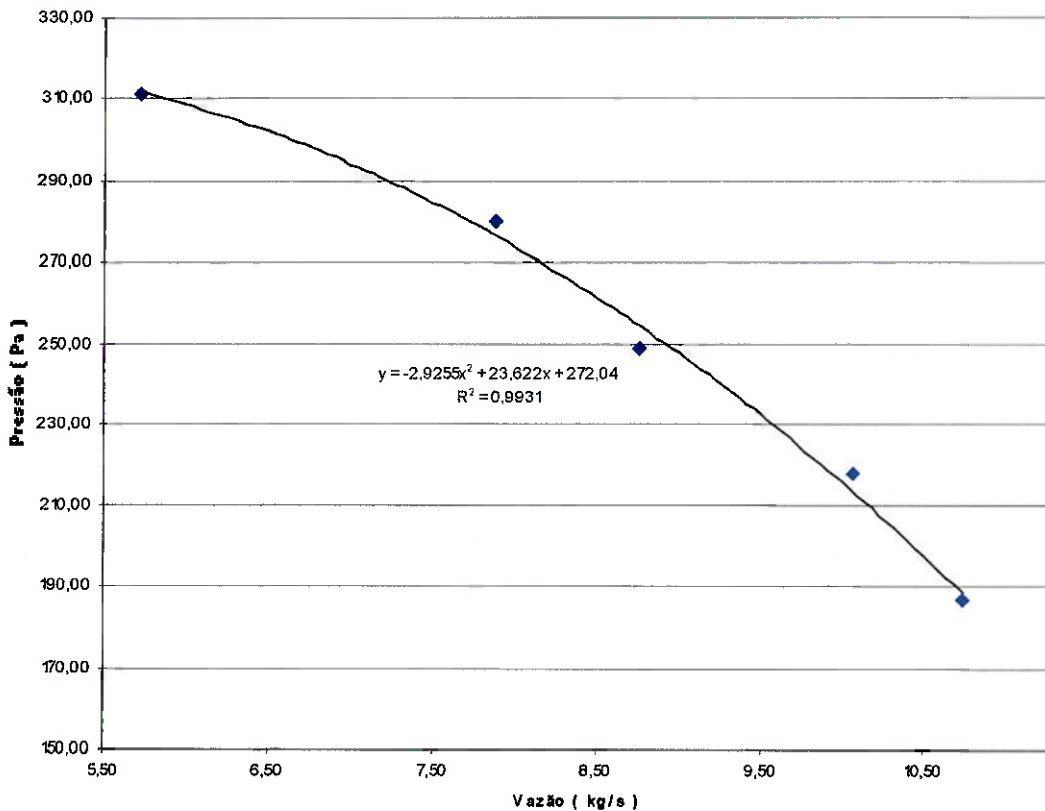


Figura 14.12 – Aproximação dos pontos tabelados por função polinomial

A função obtida foi:

$$y(x) = -2,9255 \cdot x^2 - 23,622 \cdot x + 272,04$$

Sendo x expresso em kg/s e y em Pa. Além disso, a função acima só é válida no seguinte intervalo:

$$5,7 \text{ kg/s} \leq x \leq 10,7 \text{ kg/s}$$

A potência elétrica consumida por um ventilador é de 5 HP. Para quatro ventiladores, temos que o consumo elétrico seria:

$$P_{\text{viemp}} = 4,5 = 20 \text{ HP} = 20 \cdot 745,7 = 14914 \text{ W}$$

$$E_{\text{viemp}} = P_{\text{viemp}} \cdot \Delta t = 14914 \cdot 13 \cdot 3600 = 697,975 \text{ MJ} = \frac{697,975}{3,6} = 193,88 \text{ kWh}$$

14.10 PARÂMETROS DO TROCADOR DE CALOR

Como o sistema de ventilação foi definido como sendo a união de quatro ramais de composição e funcionamento idênticos, temos que considerar a existência de quatro trocadores de calor funcionando simultaneamente em paralelo, cada um no respectivo ramal.

A vazão de água gelada que passa pelos tubos do trocador de calor é controlada por uma válvula borboleta de duas vias, com acionamento eletrônico proporcional. A partir de uma consulta ao catálogo do fabricante “Belimo”, foi obtida a curva que estabelece, para este tipo de válvula, uma relação entre o ângulo de abertura e a porcentagem, relativa à vazão máxima, de vazão de água gelada.

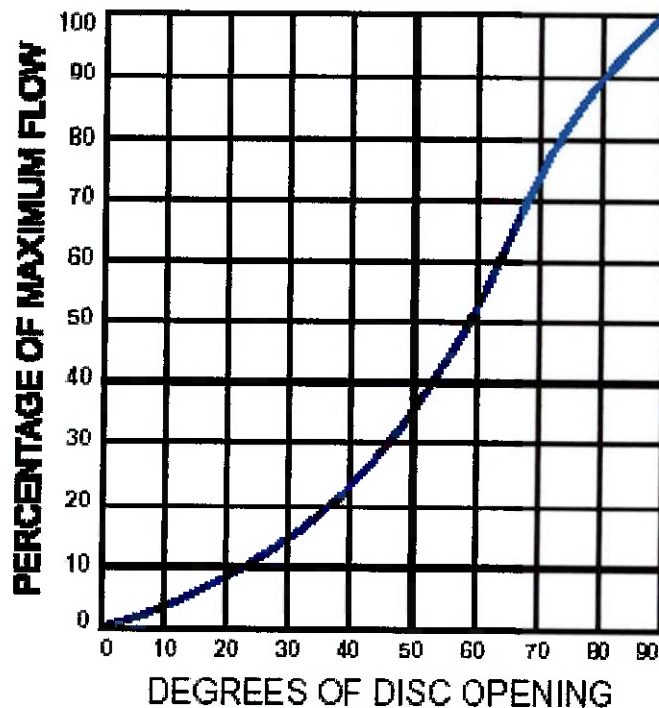


Figura 14.13 – Curva do fabricante para válvula de duas vias

Passando os dados da curva acima para uma tabela numérica, temos:

Ângulo de abertura (graus)	Porcentagem da vazão máxima (%)
0	0
10	3
20	9
30	15
40	22
50	35
60	51
70	73
80	90
90	100

Tabela 14.3 – Tabela do fabricante para válvula de duas vias

Com o aumento ou diminuição da vazão de água gelada, é regulada a intensidade do fluxo de calor para o ar insuflado. Não faz parte do escopo deste trabalho a modelagem detalhada do trocador de calor. Esta, na realidade, seria uma tarefa de alta complexidade, já que a variação na vazão de água gelada e de ar modifica os respectivos coeficientes de película, de forma transitória.

Logo, como hipótese simplificadora, foi considerado que, quando a vazão de água gelada é nula (válvula totalmente fechada), a troca de calor não ocorre, e, quando a vazão é máxima (válvula totalmente aberta), a troca de calor é máxima e vale: $Q_a = 9 \text{ kW}$. Qualquer vazão intermediária produziria um valor de Q_a interpolado linearmente entre estes dois extremos.

Desta forma , é possível construir um gráfico da troca de calor em função do ângulo de abertura da válvula borboleta e aproximar uma função à estes pontos pelo método dos mínimos quadrados, conforme mostrado abaixo:

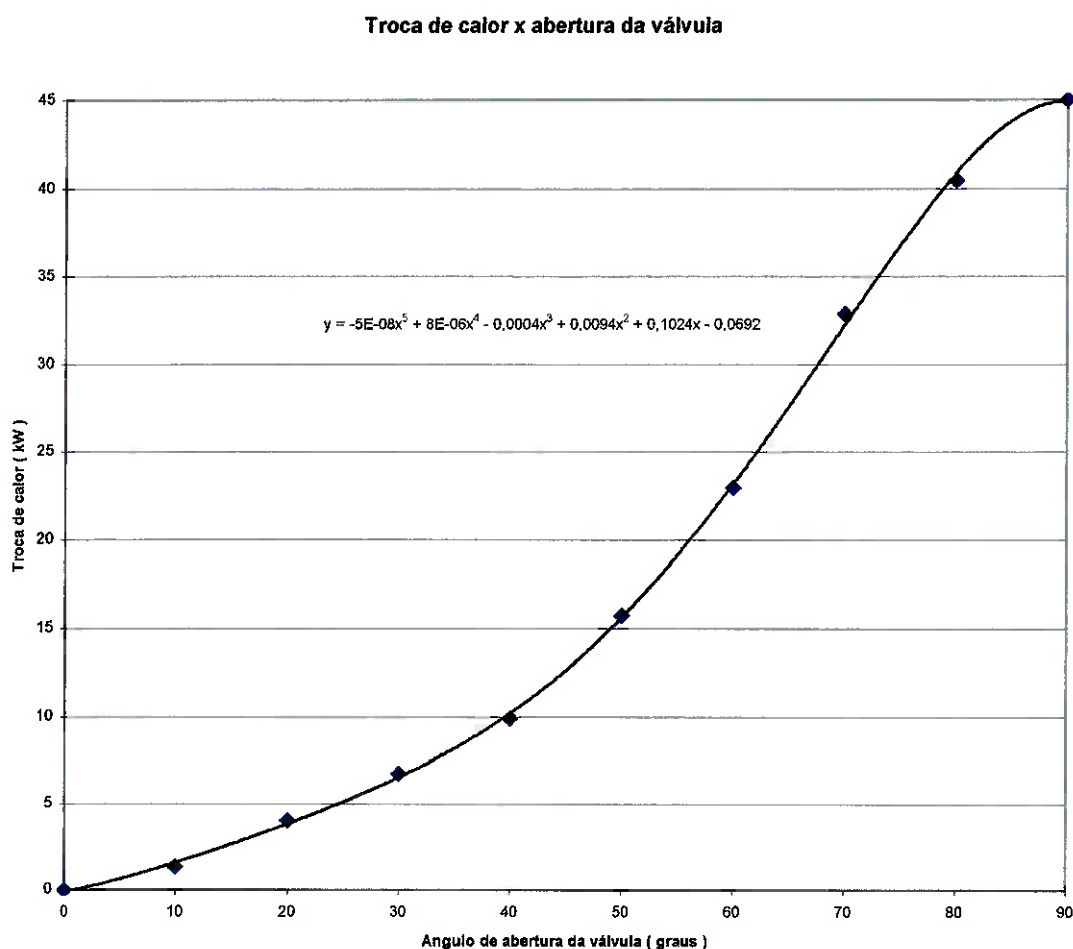


Figura 14.14 – Troca de calor em função do ângulo de abertura da válvula de duas vias

A função obtida foi:

$$y(x) = -4,6154 \cdot 10^{-8} \cdot x^5 + 3,0629 \cdot 10^{-5} \cdot x^4 - 0,0015 \cdot x^3 + 0,0376 \cdot x^2 + 0,4095 \cdot x - 0,2769$$

Sendo que a x representa o ângulo de abertura da válvula (em graus) e y, o fluxo de calor trocado (em kW). Com finalidade ilustrativa, encontra-se mostrada a seguir uma foto de um trocador de calor semelhante ao utilizado nesta aproximação.

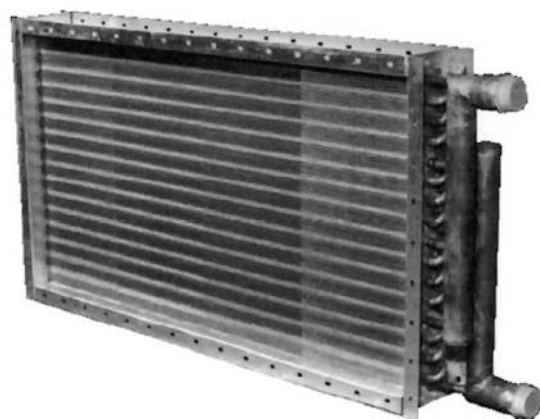


Figura 14.15 – Tipo de trocador de calor utilizado

14.11 DETERMINAÇÃO DA UMIDADE GERADA PELOS OCUPANTES

A umidade gerada pelo corpo humano é igual a:

$$m_{v\text{ocup}} = 0,15 \text{ g de vapor / kg de ar seco}$$

A vazão de ar seco de ar consumido pelos ocupantes foi calculada anteriormente e vale:

$$m_{asocup} = 2,21 \text{ kg / s}$$

Logo, a massa de vapor por unidade de tempo gerada pelos ocupantes é igual a:

$$\dot{m}_{vocup} = \dot{m}_{vresp} = \frac{0,00015}{2,21} = 6,79 \cdot 10^{-5} \text{ kg / s}$$

14.12 DETERMINAÇÃO DOS PARÂMETROS DOS SENSORES E ATUADORES

Para definir as determinar as constantes dos sensores e atuadores usadas no modelo , foi feita uma pesquisa focada em equipamentos existentes no mercado compatíveis com o sistema estudado. O controlador escolhido foi o controlador PID [?] _{pag 17} eletrônico analógico da fabricante “Thermosystems”, modelo 851.

Este equipamento, mostrado na figura 14.16, admite apenas uma entrada e possui oito saídas com ganhos independentes, o que permite o controle simultâneo, por exemplo, de uma válvula de duas vias e de um “damper”, usando ganhos de controle diferentes. Este dispositivo pode operar com diversas faixas de tensão, sendo que a faixa escolhida foi de 0-10 V (DC).



Figura 14.16 – Controlador PID Thermosystems modelo 851

O controlador foi utilizado como um controlador PI, ou seja , a constante de ganho K_d foi igualada a zero. Os valores das constantes K_p e K_i foram determinados com auxílio do modelo computacional, através de sucessivas tentativas, até a obtenção do resultado desejado.

No caso dos sensores de temperatura e de PMV, a determinação prévia do ganho é mais difícil, já que isto depende da sensibilidade do sensor e da faixa de trabalho escolhida, o que só ficará definido com precisão na etapa de montagem física do equipamento. O valor adotado para o ganho foi tal que, para uma variação de 1 grau de temperatura (ou de PMV), o sensor enviasse para o controlador uma voltagem de 10 mV DC. A seguir , encontra-se uma foto ilustrativa do tipo de sensor para PMV adotado.



Figura 14.17 - Sensor de PMV Yamatake

Os atuadores escolhidos são da fabricante “Belimo”, que são dispositivos eletrônicos analógicos que produzem uma rotação proporcional à tensão DC de entrada , em um intervalo de 0 a 10 Volts. Não foi selecionado nenhum modelo específico, já que isto dependeria de um dimensionamento feito com base nos demais parâmetros da instalação. Como a informação de maior relevância aqui é a faixa de voltagem de entrada e este é um parâmetro comum à todos os modelos, esta seleção não se faz necessária. Ambos atuadores estão mostrados, com finalidade ilustrativa, nas figuras a seguir.



Figura 14.18 – Atuador proporcional para “damper” de controle Belimo AF 24-MFT



Figura 14.19 – Válvula borboleta com Atuador proporcional Belimo F-6150S

Logo, as constantes dos controladores, sensores e atuadores são:

Faixa de saída do controlador (V)	0 - 10
Faixa de entrada dos atuadores (V)	0 - 10
Ganho dos sensores (de PMV e de temperatura)	0,01
Ganho K_p do controlador (controle por temperatura)	-20
Ganho K_i do controlador (controle por temperatura)	-10
Ganho K_p do controlador (controle por PMV - válvula)	-20
Ganho K_i do controlador (controle por PMV - válvula)	-10
Ganho K_p do controlador (controle por PMV – “damper”)	-20
Ganho K_i do controlador (controle por PMV – “damper”)	-10

Tabela 14.4 – Valor dos parâmetros dos controladores, sensores e atuadores

14.13 DETERMINAÇÃO DAS VARIÁVEIS DE ENTRADA

De acordo com o equacionamento realizado, as variáveis de entrada do sistema são:

- T_e : Temperatura do ar externo
- q_{rv} : Carga térmica de radiação através dos vidros
- q_{re} : Carga térmica de radiação incidente sobre a superfície externa das paredes
- w_e : Umidade absoluta do ar externo

Como o objetivo do presente trabalho é analisar a operação de um sistema de ar condicionado em um edifício comercial, o período do dia escolhido para realizar esta análise foi o das 7:00 h às 18:00 h.

Com o auxílio do professor orientador, foi obtida uma tabela que fornece o valor destas variáveis de hora em hora, em um dia típico de verão, para o sistema estudado. Esta tabela foi obtida com o uso do software de simulação numérica de ambientes condicionados BLAST [Pedersen, 1993].

Hora	T_e (°C)	q_{rv} (W/m ²)	q_{re} (W/m ²)	w_e
06:00	20,2	40	48	0,01382
07:00	22,3	127	204	0,01094
08:00	23,3	200	352	0,009273
09:00	24,6	258	476	0,009059
10:00	28,5	301	568	0,009466
11:00	29,4	326	620	0,008941
12:00	30	331	630	0,008992
13:00	31	315	597	0,009814
14:00	29,2	280	523	0,01115
15:00	28,6	228	412	0,008532
16:00	27	162	274	0,008211
17:00	21,2	83	119	0,00672
18:00	20,3	0	0	0,007102

Tabela 14.5 - Valor das variáveis de Entrada

15. IMPLEMENTAÇÃO COMPUTACIONAL

Para realizar a implementação computacional do modelo estudado, foi escolhido o software MatLab 6.1 Release 12.1. Esta escolha foi feita por que através da interface gráfica Simulink foi possível inserir diagramas de blocos que representam sistemas multivariáveis (com mais de uma entrada e mais de uma saída) e que possuem em seu equacionamento termos não-lineares, o que não seria possível em outro software de controle convencional. Além disso, durante o processo de implementação, foi possível realizar a inserção de blocos que representam algoritmos computacionais, com estruturas de decisão e de iteração, o que tornou possível o cálculo do PMV de forma exata, sem que fosse necessário realizar nenhum tipo de truncamento.

Basicamente, foi construído um diagrama básico que originou três modelos distintos, diferenciados apenas pelo valor de algumas constantes (ganho dos controladores, abertura dos “dampers” e funções dos ventiladores), blocos de controladores e pelas ligações de realimentação. Os modelos gerados foram:

- *Simulador_pmv_temp_maberta*: Modelo que simula o comportamento do sistema em malha aberta, isto é, sem nenhuma interferência da máquina de ar condicionado.
- *Simulador_temp_mfechada*: Modelo que simula o comportamento do sistema com a realimentação negativa da temperatura (variável de controle), para atuação no trocador de calor. A vazão de ar insuflado é fixa, sendo que os “dampers” de ajuste manual são regulados com 80% de abertura e o “damper” de controle, com 100% de abertura.
- *Simulador_pmv_mfechada*: Modelo que simula o comportamento do sistema com a realimentação negativa do índice de conforto térmico (PMV), para atuação no trocador de calor e no “damper” de controle de vazão. Os “dampers” de ajuste manual são regulados com 25% de abertura e “damper” de acionamento eletrônico tem abertura variável entre 45% e 100%.

Os modelos do Simulink trabalham em conjunto com funções computacionais escritas em linguagem própria do MatLab. Estas funções são:

- ***Inicializa.m***: Inicializa os valores das constantes usadas em todos os modelos
- ***Calculapmv.m***: Algoritmo que calcula o índice de conforto térmico (PMV)
- ***Plotagem_maberta.m* , *Plotagem_mfechada.m* e *Plotagem_comparativa.m***: Funções que realizam a plotagem dos gráficos.

O modelo completo, assim como as funções computacionais estão mostradas de forma detalhada nos Anexos A e B.

16. SIMULAÇÃO EM MALHA ABERTA

Como mencionado anteriormente, o presente trabalho consiste na análise dos resultados obtidos com dois sistemas de controle distintos para um sistema dinâmico termofluido. No entanto, antes de analisar estes resultados comparativamente, é necessário verificar como é o comportamento do sistema sem a interferência da máquina de ar condicionado, o que permite avaliar, num primeiro momento, as possíveis melhorias na condição de conforto térmico.

Para realizar a simulação em malha aberta, foi feito um diagrama de blocos no Simulink (vide fig. 16.1), com nome “simulador_pmv_temp_maberta.mdl”. Este diagrama representa um sistema principal com vários subsistemas, onde foram inseridas todas as equações diferenciais, equações ordinárias e algoritmos computacionais obtidos no processo de modelagem teórica. Vale a pena observar que a maior parte destas equações gerou diagramas de blocos recursivos, isto é , cuja saída é realimentada na entrada, definidos em função de si próprios. Além disso, muitas equações apresentam termos não lineares, como funções matemáticas (exponenciais, polinomiais, potenciação, radiciação) , multiplicação e divisão de variáveis de estado,e, no caso particular do procedimento para efetuar o cálculo do PMV, há recorrência a uma função específica escrita no MatLab , “calculapmv.m”.

Para obter a solução do diagrama de blocos, o Simulink executa um algoritmo de solução de equações por métodos numéricos (método de euler, de runge-kutta , diferenças finitas, etc...). O algoritmo pode ser escolhido pelo usuário em uma lista fornecida pelo programa. No caso, o algoritmo escolhido foi o “ode133” (Adams , com passo variável), porque este algoritmo mostrou-se adequado para resolver os diferentes tipos de equação existentes no modelo, em um domínio de tempo extenso, sem produzir nenhuma singularidade na solução (divisão por zero, etc...).

A simulação realizada envolve o período do dia das 6:00h até às 19:00, o que compreende o horário em que a maior parte dos escritórios comerciais possui ocupação de pessoas. Como o Simulink tem como unidade de tempo o segundo, o domínio adotado foi com o tempo variando entre 0 e 46800 s.

O sistema de ventilação utilizado em malha aberta foi idêntico ao dimensionado para a simulação com controle por temperatura, isto é , com o ventilador de menor capacidade (Greenheck TBI-FS 3L24-30) , com um ajuste dos “dampers” fixos em 75% de abertura e do “damper” de controle em 100% de abertura.

Foram plotados, nesta seção, os gráficos referentes à variação, ao longo do período analisado, das seguintes variáveis de entrada: Temperatura externa (T_e), Umidade absoluta externa (w_e), radiação incidente sobre a superfície externa das paredes (q_{re}) e radiação incidente através dos vidros (q_{rv}). Além disso, foram plotados os gráficos da temperatura do ar dentro da sala (T_a), do índice de conforto térmico relativo ao ambiente interno à sala (PMV) e da porcentagem de ocupantes insatisfeitos com a condição de conforto térmico (PPD).

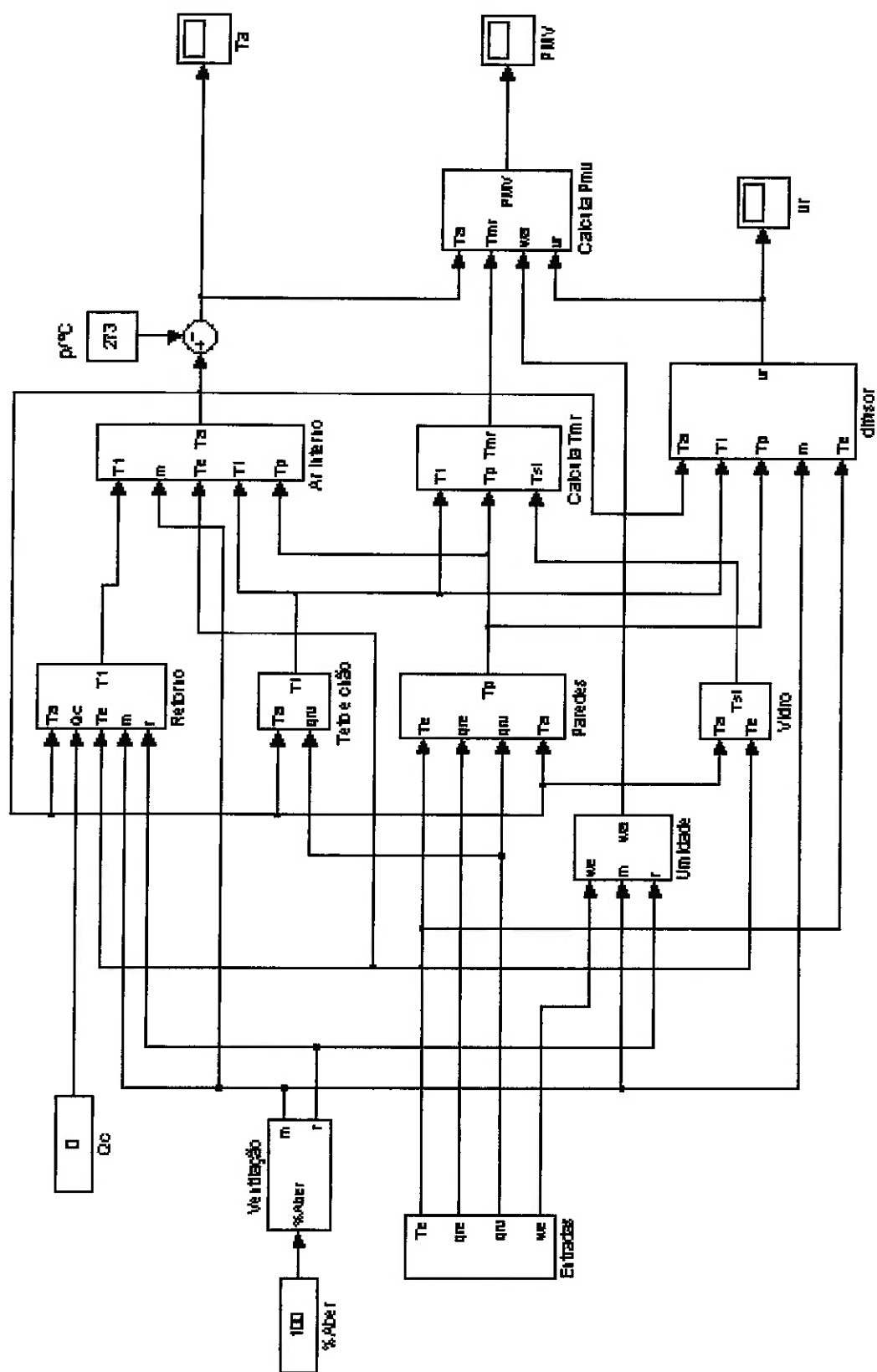


Figura 16.1 – Modelo do sistema em malha aberta

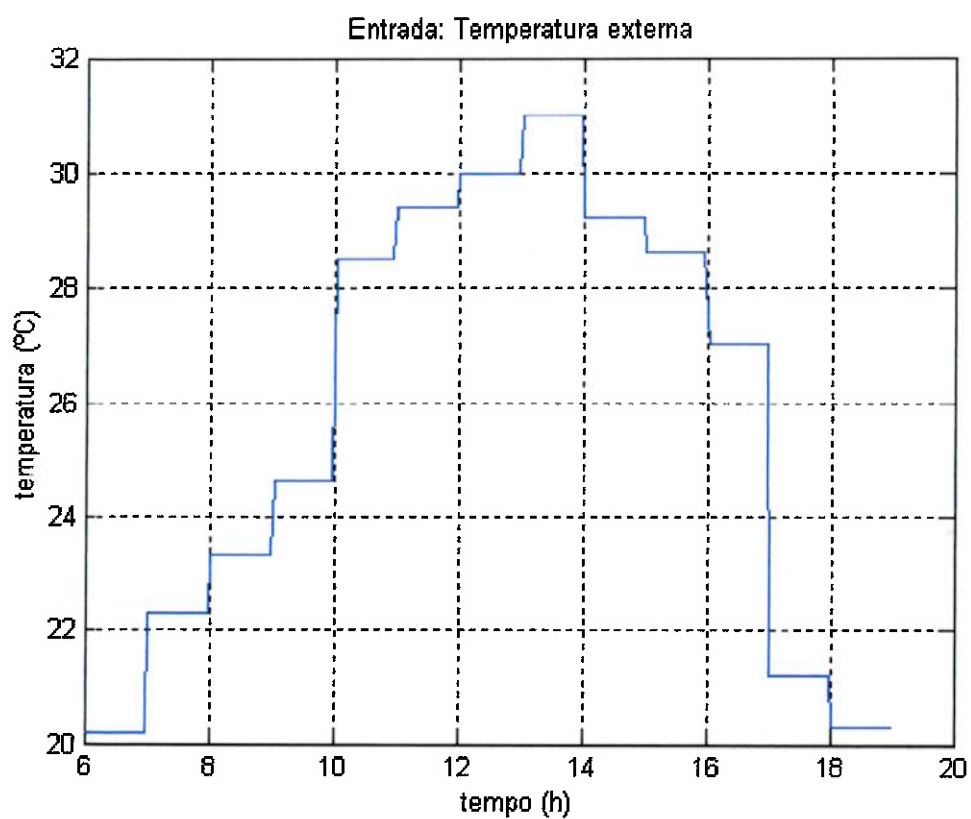


Figura 16.2 – Temperatura do ar externo

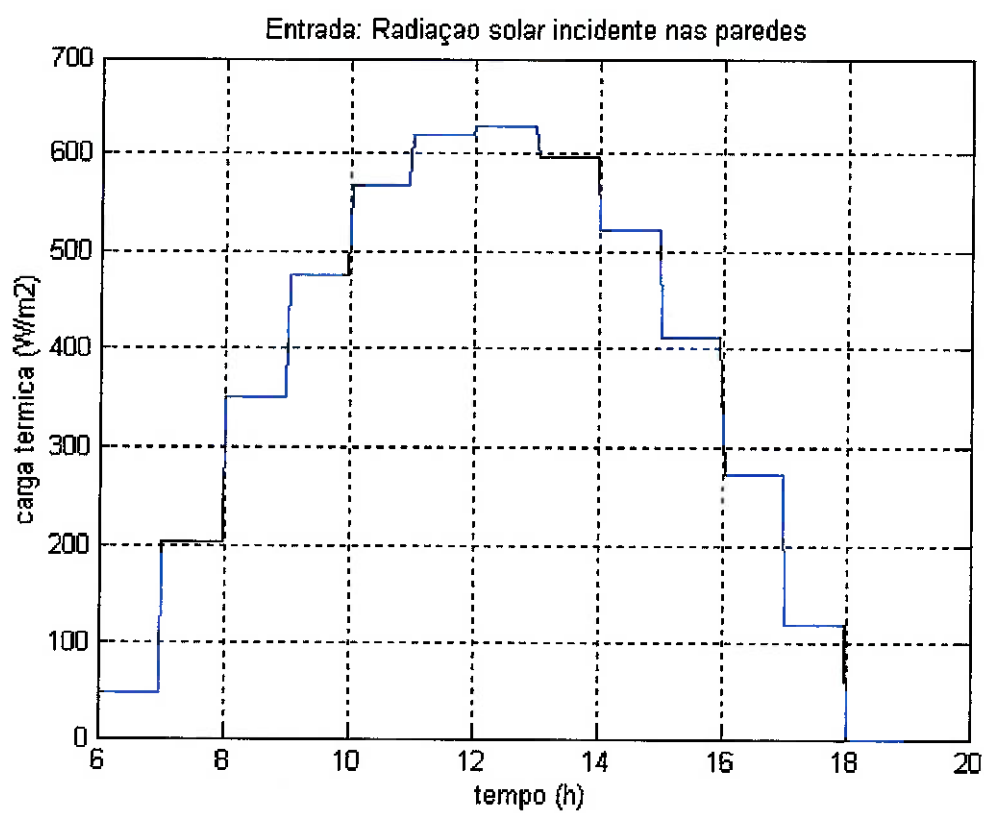


Figura 16.3 – Radiação solar incidente nas paredes

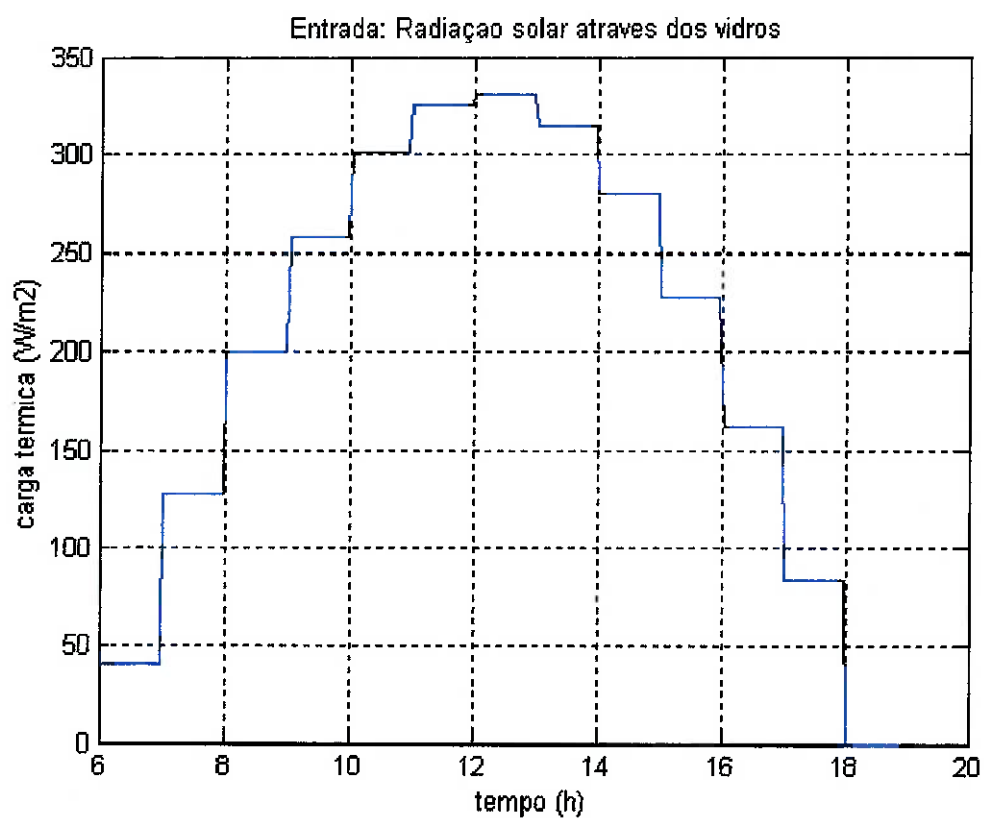


Figura 16.4 – Radiação solar através dos vidros

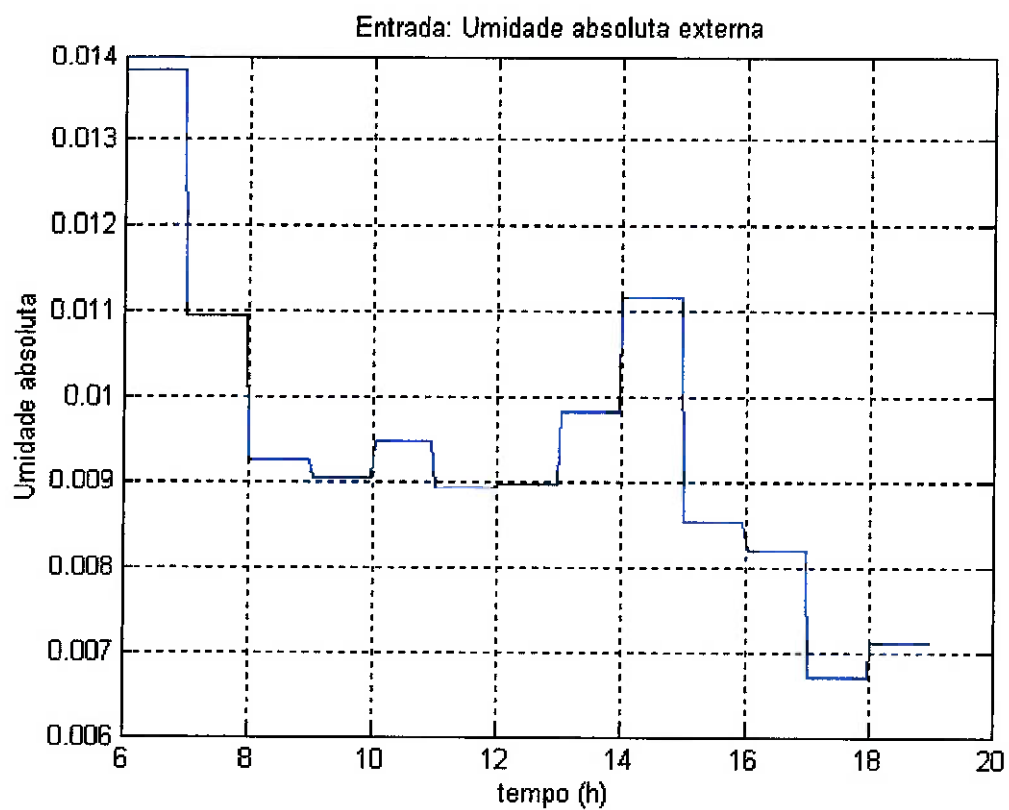


Figura 16.5 – umidade absoluta externa

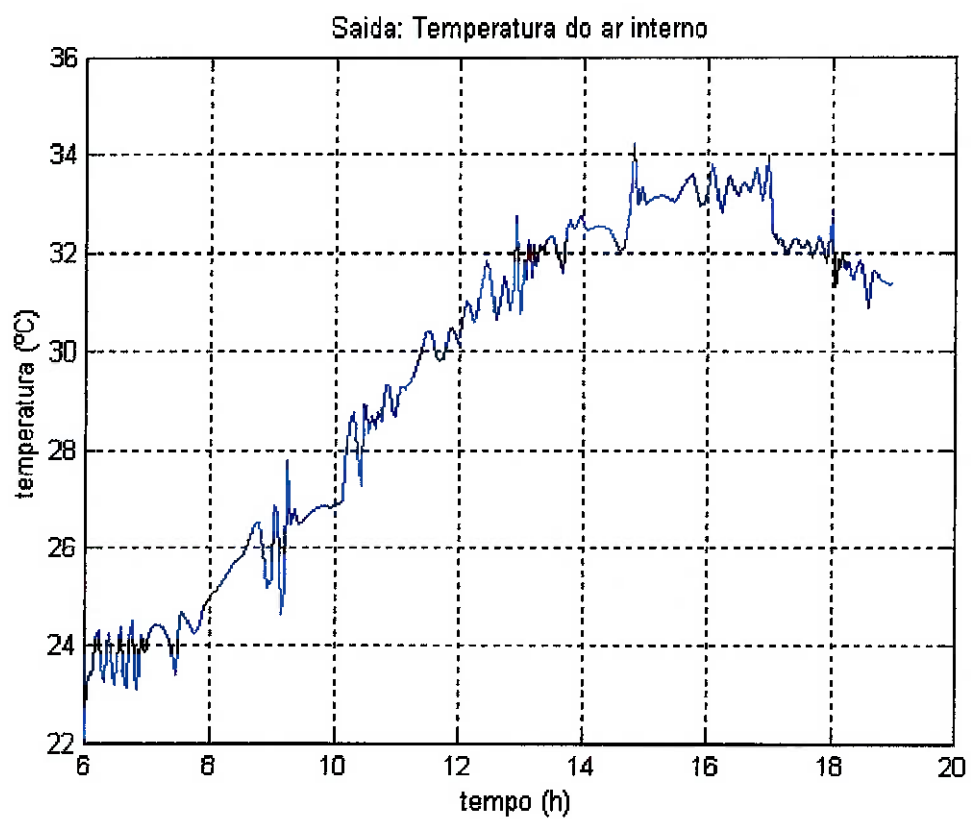


Figura 16.6 – Temperatura do ar interno

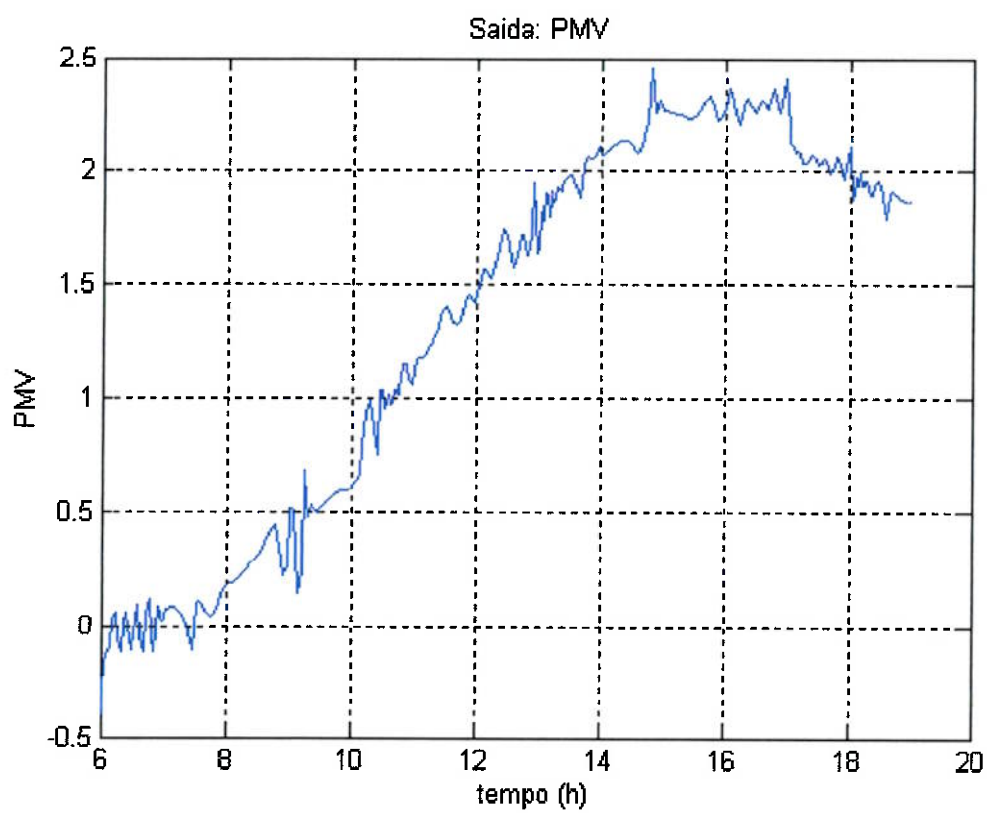


Figura 16.7 – PMV interno

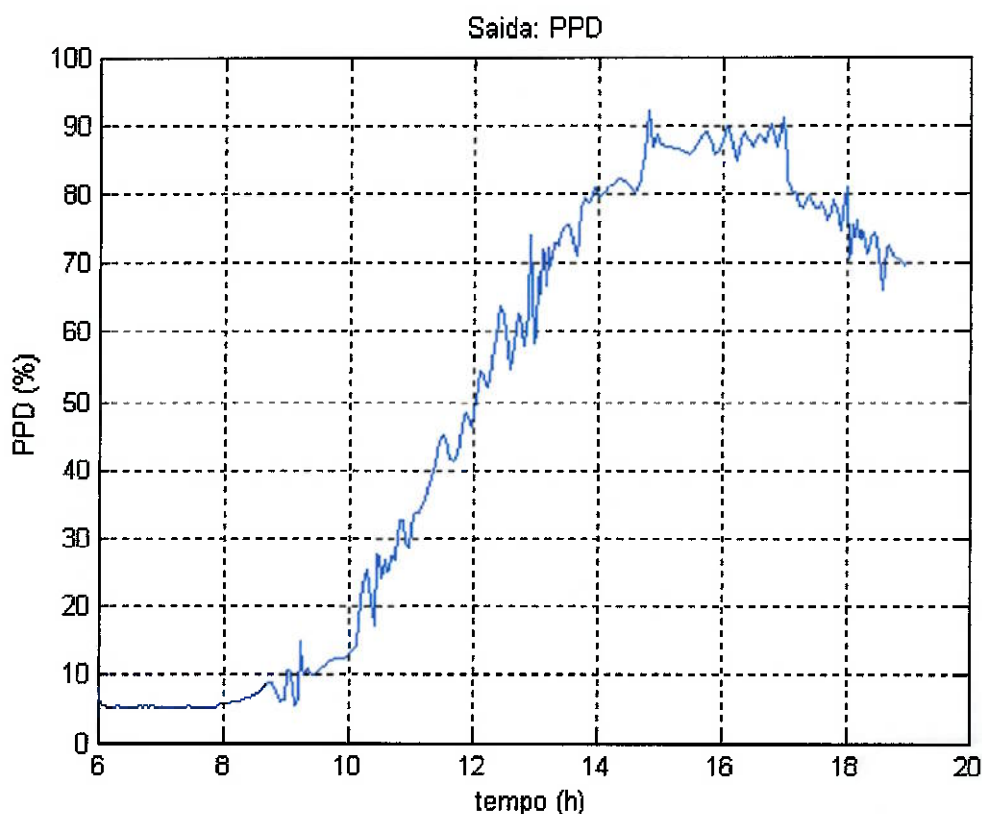


Figura 16.8 – PPD (porcentagem de ocupantes insatisfeitos)

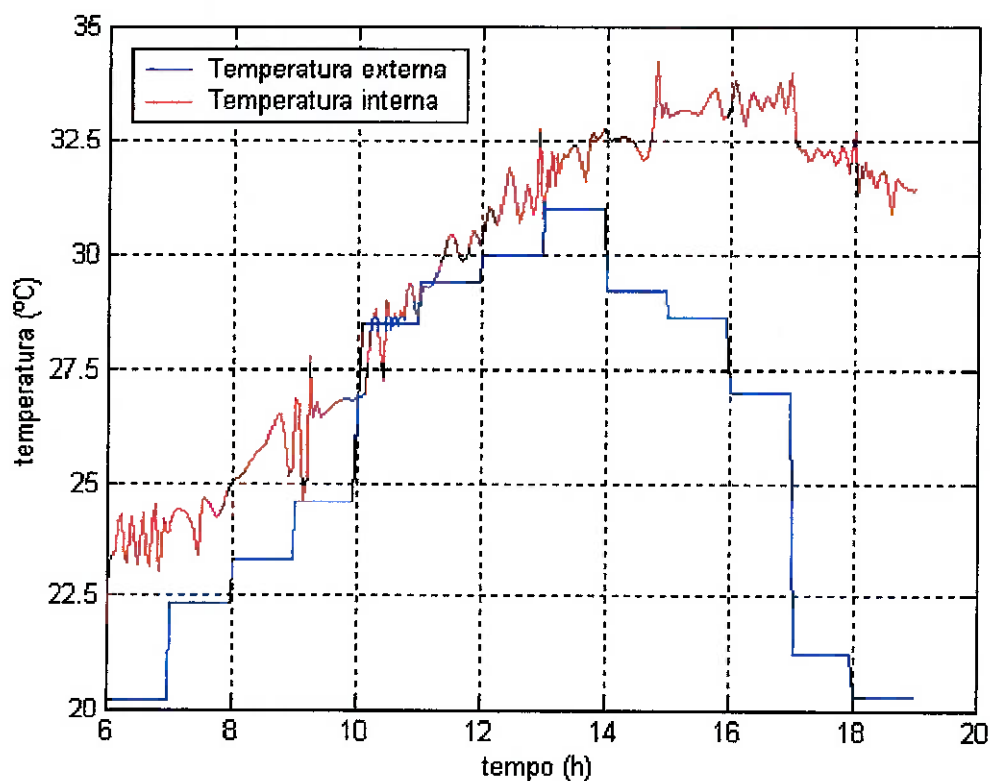
Pode-se observar que tanto a temperatura do ar externo como a radiação solar possuem um pico de intensidade, que está compreendido na faixa entre 10:00 e 16:00 h. Isto acarreta um aumento significativo na demanda de carga de refrigeração do sistema, que ocorrerá com um atraso temporal, já que a inércia térmica do sistema faz com que qualquer aumento ou diminuição nas variáveis de entrada somente sejam percebidas pelas variáveis de estado e pelas variáveis de saída após um determinado intervalo de tempo.

A temperatura do ar interno apresenta um incremento contínuo desde o início, atingindo um valor máximo de 34°C, sendo que, a partir das 12:00, esta passa ser maior que 30°C. Isto faz com que a ocupação deste ambiente seja extremamente desconfortável para qualquer atividade profissional e mostra claramente existência da necessidade de instalação de um sistema de ar condicionado.

O valor do PMV induz à mesma conclusão, já que o valor máximo desta variável aceitável para que exista uma condição de conforto térmico é 0,5, e, como pode ser observado no respectivo gráfico, a partir das 8:00 este valor é ultrapassado. Da mesma forma, analisando o gráfico relativo ao PPD, pode-se observar que a partir das

10:00h, há uma percentagem de ocupantes insatisfeitos superior a 20%, que chega a ser igual a 90% a partir das 15:00h.

Como pode ser percebido com a análise comparativa entre os gráficos (fig. 16.9), existe um intervalo de tempo de aproximadamente 2 horas que distancia o aumento da temperatura externa e da irradiação solar (variáveis de entrada) e o conseqüente aumento da temperatura interna e do PMV (variáveis de saída), o que mostra claramente o efeito da inércia térmica do sistema mencionado anteriormente.



17. SIMULAÇÃO EM MALHA FECHADA – CONTROLE POR TEMPERATURA

Para realizar a simulação em malha fechada com sistema de controle por temperatura, foi feito um diagrama de blocos no Simulink (vide figura 17.2), com nome “Simulador_temp_mfechada.mdl”. Todas as observações feitas para o modelo de simulação em malha aberta continuam válidas, sendo que o sinal de saída (temperatura do ar interno) é realimentado de forma negativa na entrada, produzindo um sinal de erro. Este sinal é enviado para o controlador PI, que o converte em um sinal de controle e atua variando a vazão de água gelada no trocador de calor, modificando assim a temperatura do ar insuflado na sala.

Vale a pena observar que o sistema de controle altera apenas a intensidade da troca de calor no sistema de ventilação, não interferindo na vazão de ar insuflado, que permanece constante.

O sistema de ventilação adotado no controle por temperatura utilizou o ventilador de menor capacidade (Greenheck TBI-FS 3L24-30) , com um ajuste dos “dampers” fixos em 75% de abertura e do “damper” de controle em 100% de abertura.

Foram plotados, nesta seção, os gráficos referentes à variação, ao longo do período analisado, das seguintes variáveis de saída: temperatura do ar dentro da sala (T_a), índice de conforto térmico relativo ao ambiente interno (PMV), porcentagem de ocupantes insatisfeitos com a condição de conforto térmico (PPD), velocidade relativa média do ar , demanda e consumo de energia elétrica do sistema.

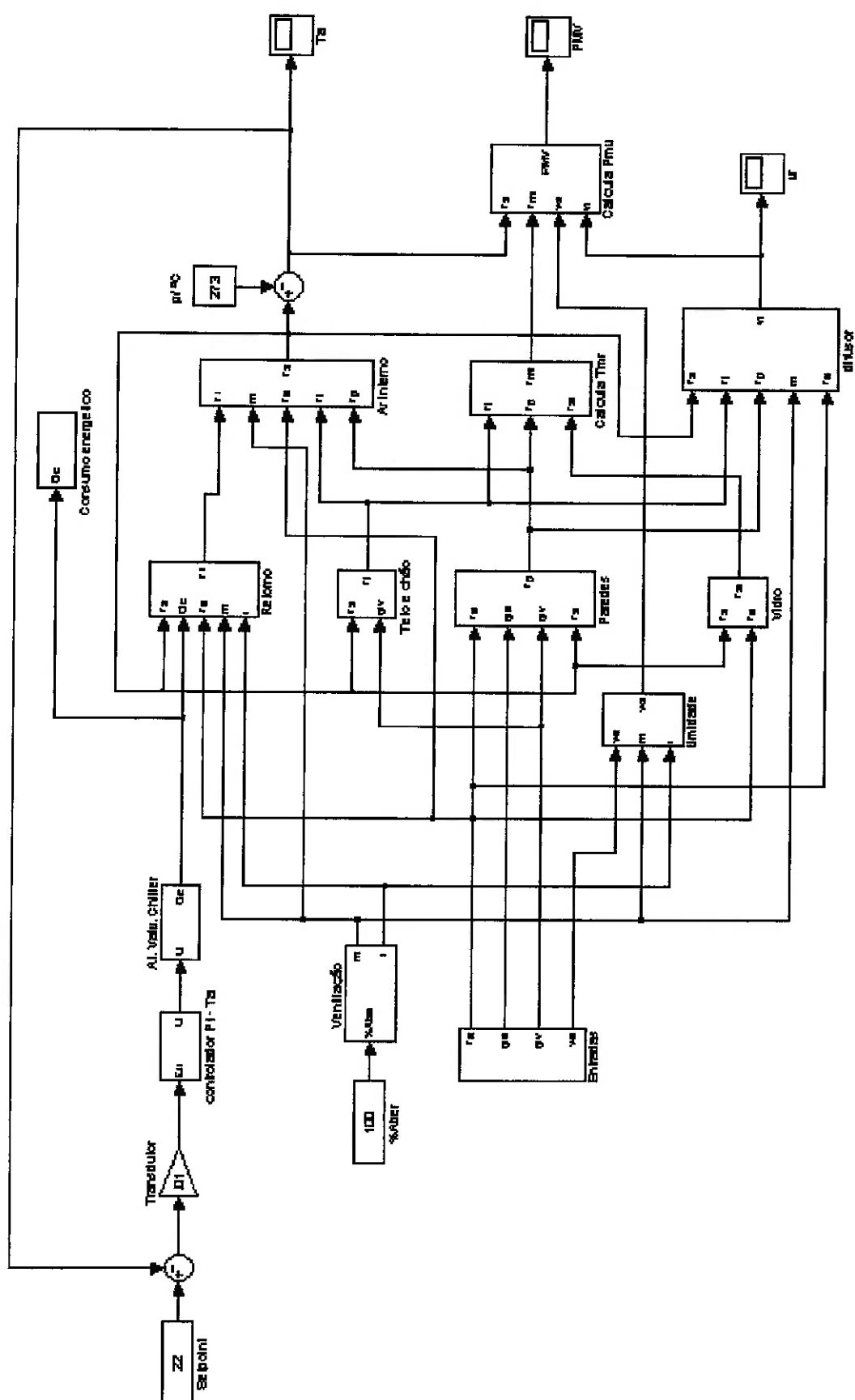


Figura 17.1 – Modelo do sistema com controle por temperatura

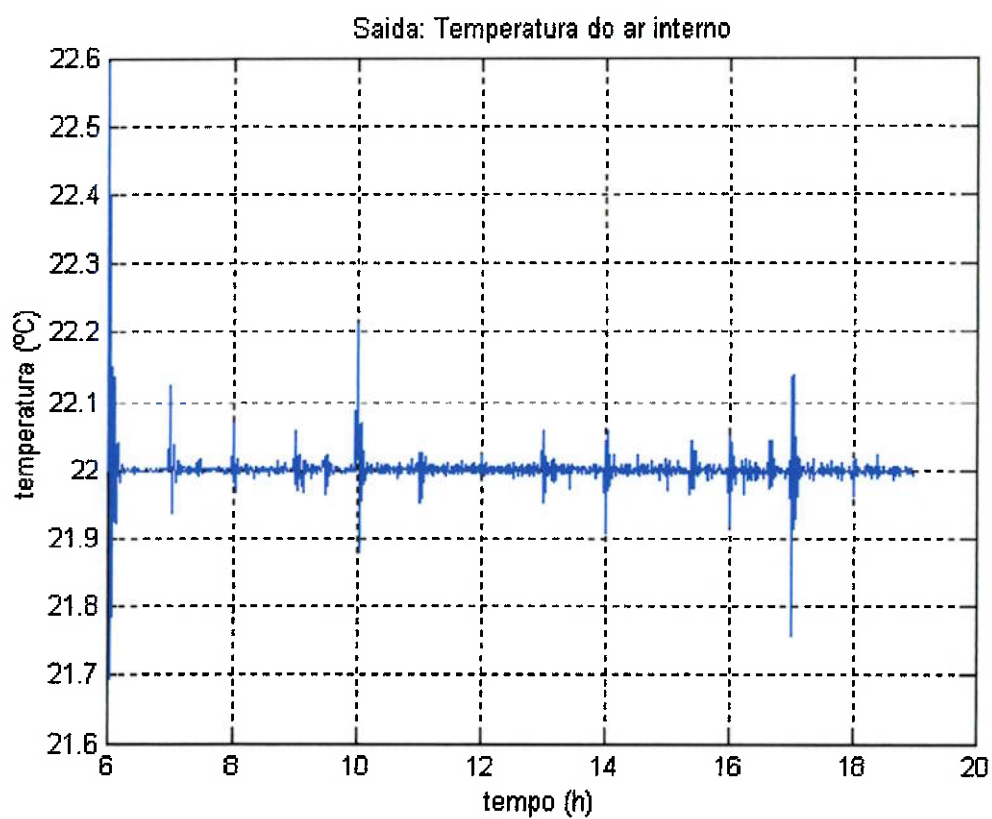


Figura 17.2 – Temperatura do ar interno

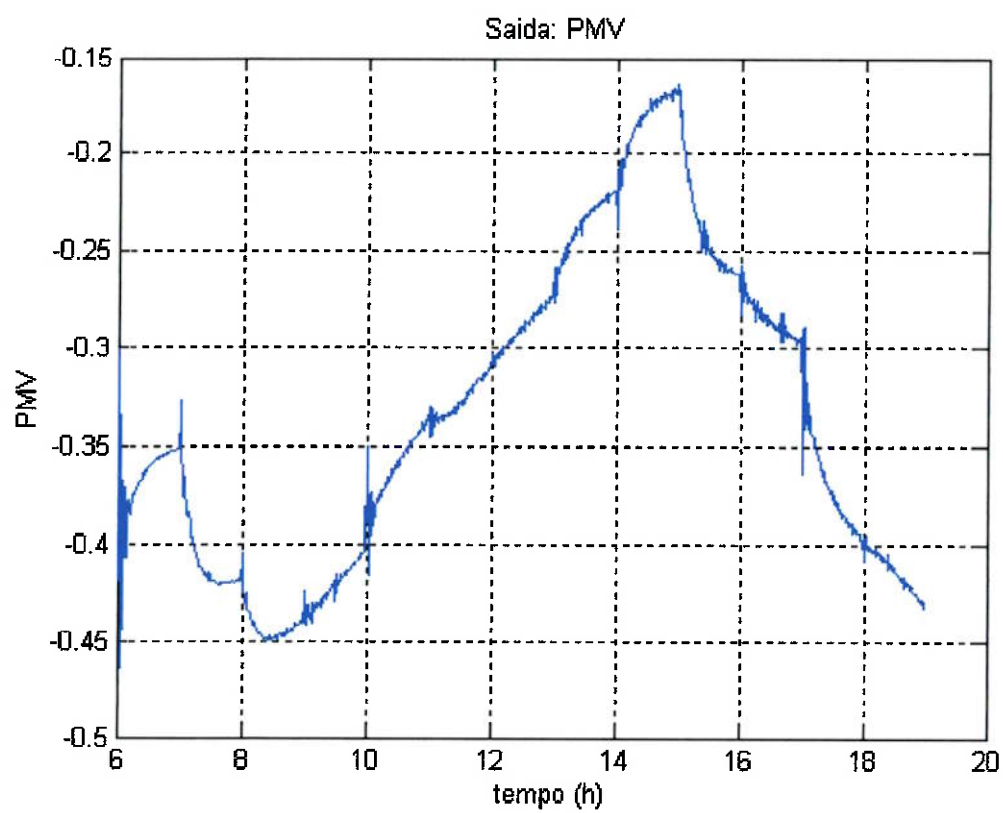


Figura 17.3 – PMV do ar interno

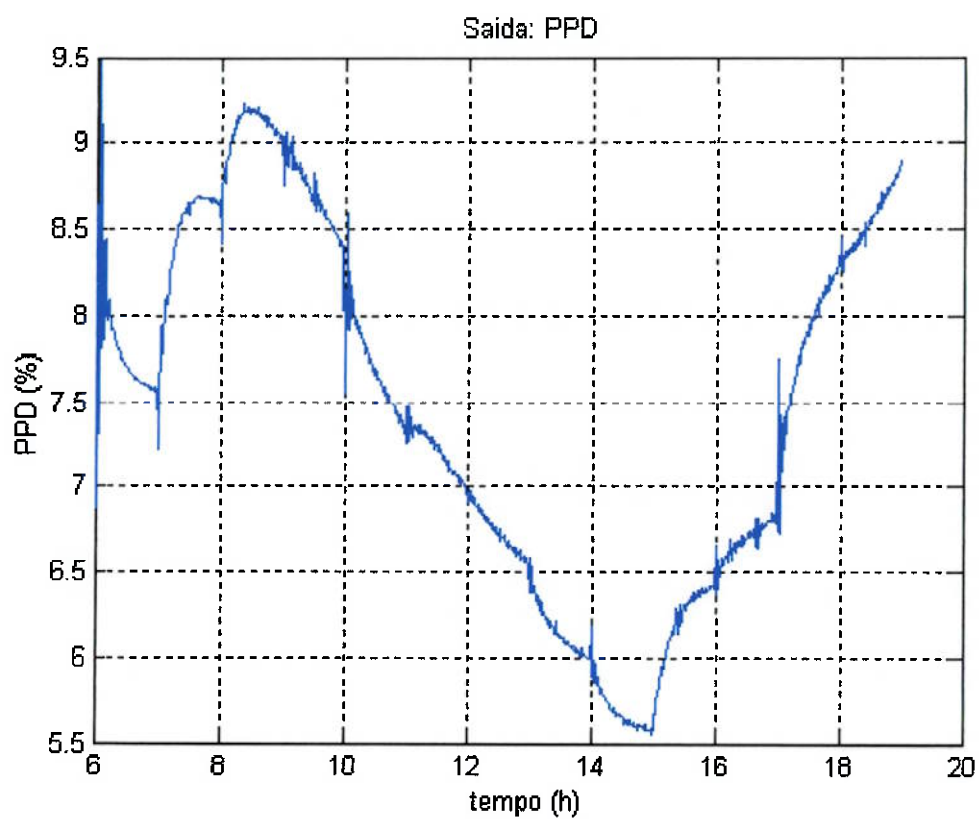


Figura 17.4 – PPD (porcentagem de ocupantes insatisfeitos)

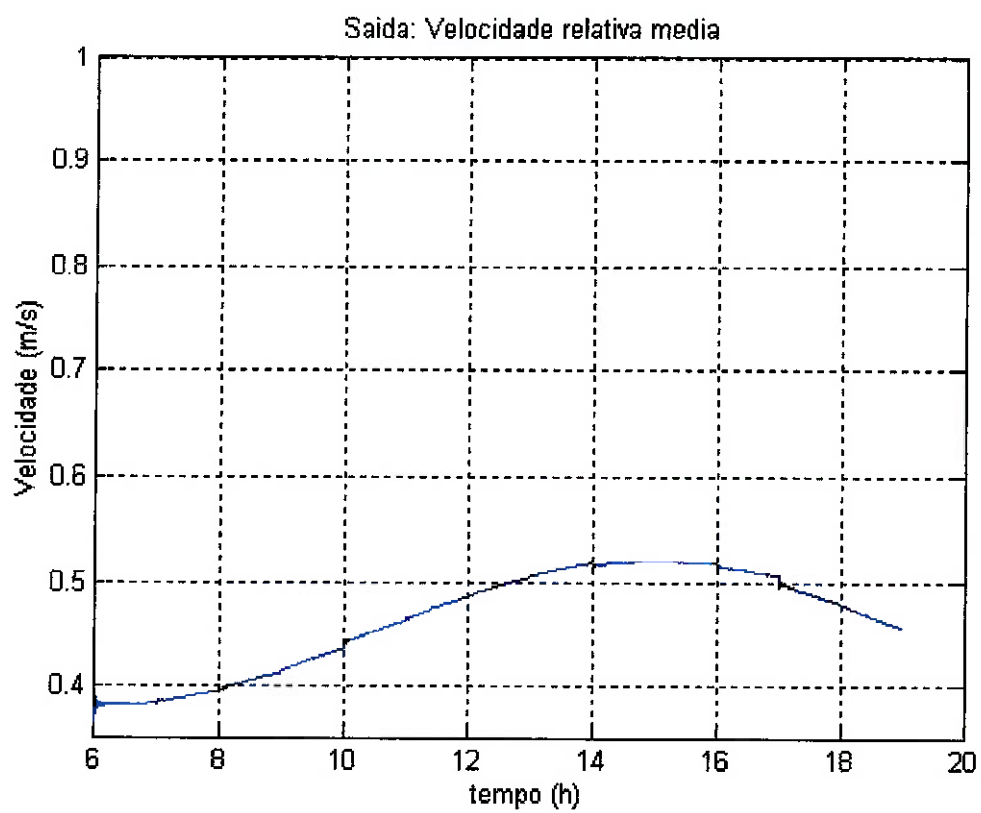


Figura 17.5 – Velocidade relativa média

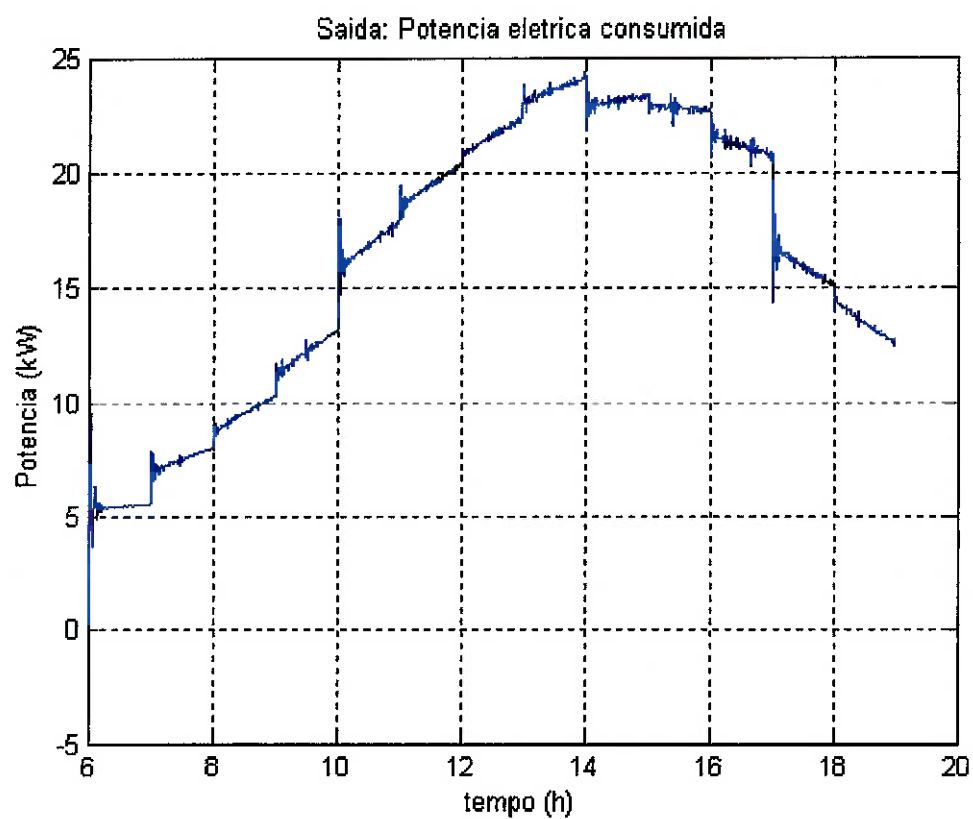


Figura 17.6 – Demanda de energia elétrica

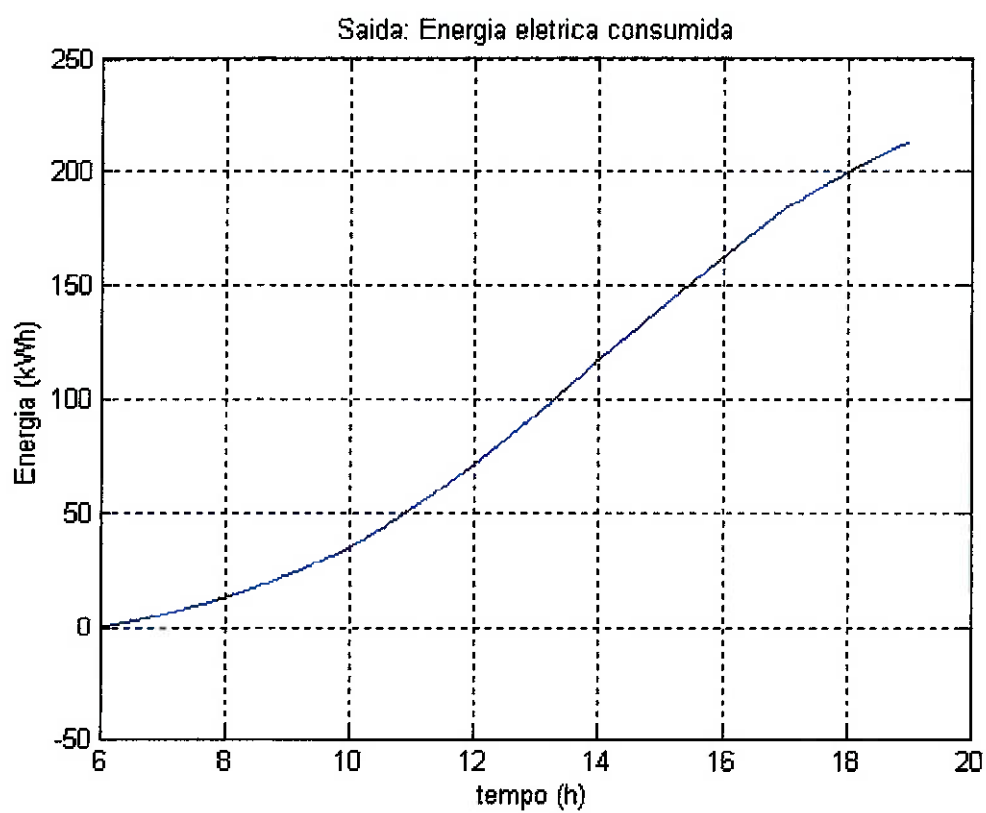


Figura 17.7 – Consumo de energia elétrica

A partir da análise do gráfico da temperatura pode-se perceber que o principal objetivo foi alcançado, isto é, a temperatura do ar interno ficou constante ao longo do dia, em um patamar de 22°C, com variações máximas de 0,6°C. Este é um resultado excelente e coerente com a realidade existente para este tipo de sistema de controle, já que as especificações iniciais previam uma oscilação em torno da temperatura escolhida com 1°C de magnitude.

Já o valor do PMV, por outro lado, permanece ao longo de todo o dia negativo, sem, no entanto, assumir valores fora da especificação de conforto (entre - 0,5 e +0,5). Isto indica claramente que há uma má utilização da energia elétrica, já que, com a atual estratégia de controle, apesar de em grande parte do tempo a condição de conforto estar satisfeita (PMV próximo de zero), ainda assim o sistema de ar condicionado retira calor do ambiente para evitar o aumento da temperatura do ar e mantê-la constante em 22°C.

O valor do PPD permanece dentro das especificações (menor que 20%), sendo que é maior (em torno de 9%) até às 19:00 e tem um ponto de mínimo às 14:00, horário que coincide com o período de maior irradiação solar. Isto mostra que o desconforto térmico no ambiente está associado à sensação de frio, que diminui quando há mais insolação, o que é uma coisa incoerente para um sistema de ar condicionado projetado para funcionar em um dia quente de verão.

A velocidade relativa do ar possui um valor médio de 0,4 m/s, sendo que no período das 14:00h às 17:00h há um ligeiro acréscimo para 0,5 m/s, decorrente do aumento na irradiação solar. Vale a pena lembrar que a equação utilizada para calcular o valor desta variável é dependente do calor sensível trocado entre o ar e as superfícies internas, o que faz com que haja uma ligeira variação na velocidade relativa, mesmo permanecendo a vazão constante ao longo do dia.

Conforme era esperado, a demanda de energia elétrica assume seus valores máximos no período entre 10:00h e 17:00h, que coincide justamente com o período de maior irradiação solar e de maior temperatura no ar externo.

18. SIMULAÇÃO EM MALHA FECHADA – CONTROLE POR PMV

Para realizar a simulação em malha fechada com sistema de controle por PMV, foi feito um diagrama de blocos no Simulink (vide fig. 18.2), com nome “Simulador_PMV_mfechada.mdl”. Neste caso, o sinal de controle é gerado a partir da realimentação negativa do valor do PMV, sendo que ocorre o funcionamento simultâneo de dois controladores PI. O primeiro deles atua nas válvulas de duas vias, aumentando a troca de calor no sistema de ventilação, variando a temperatura do ar insuflado. O segundo controlador atua nos “ dampers ” de controle contidos nos dutos de retorno de ar, modificando a vazão de ar insuflado e variando assim o valor da velocidade relativa média.

Desta forma, o sistema de controle altera tanto a intensidade da troca de calor no sistema de ventilação como a vazão de ar insuflado, mantendo o valor do PMV dentro dos limites estabelecidos.

O sistema de ventilação adotado no controle por temperatura utilizou o ventilador de maior capacidade (Greenheck TBI-FS 3H42-50) , com um ajuste dos “dampers” fixos em 25% de abertura e do “damper” de controle entre 25% e 100% de abertura.

Da mesma forma que no item anterior, foram plotados nesta seção os gráficos referentes à variação da temperatura do ar dentro da sala (T_a), do índice de conforto térmico relativo ao ambiente interno (PMV), da porcentagem de ocupantes insatisfeitos com a condição de conforto térmico (PPD), da velocidade relativa média do ar , da demanda e do consumo de energia elétrica do sistema.

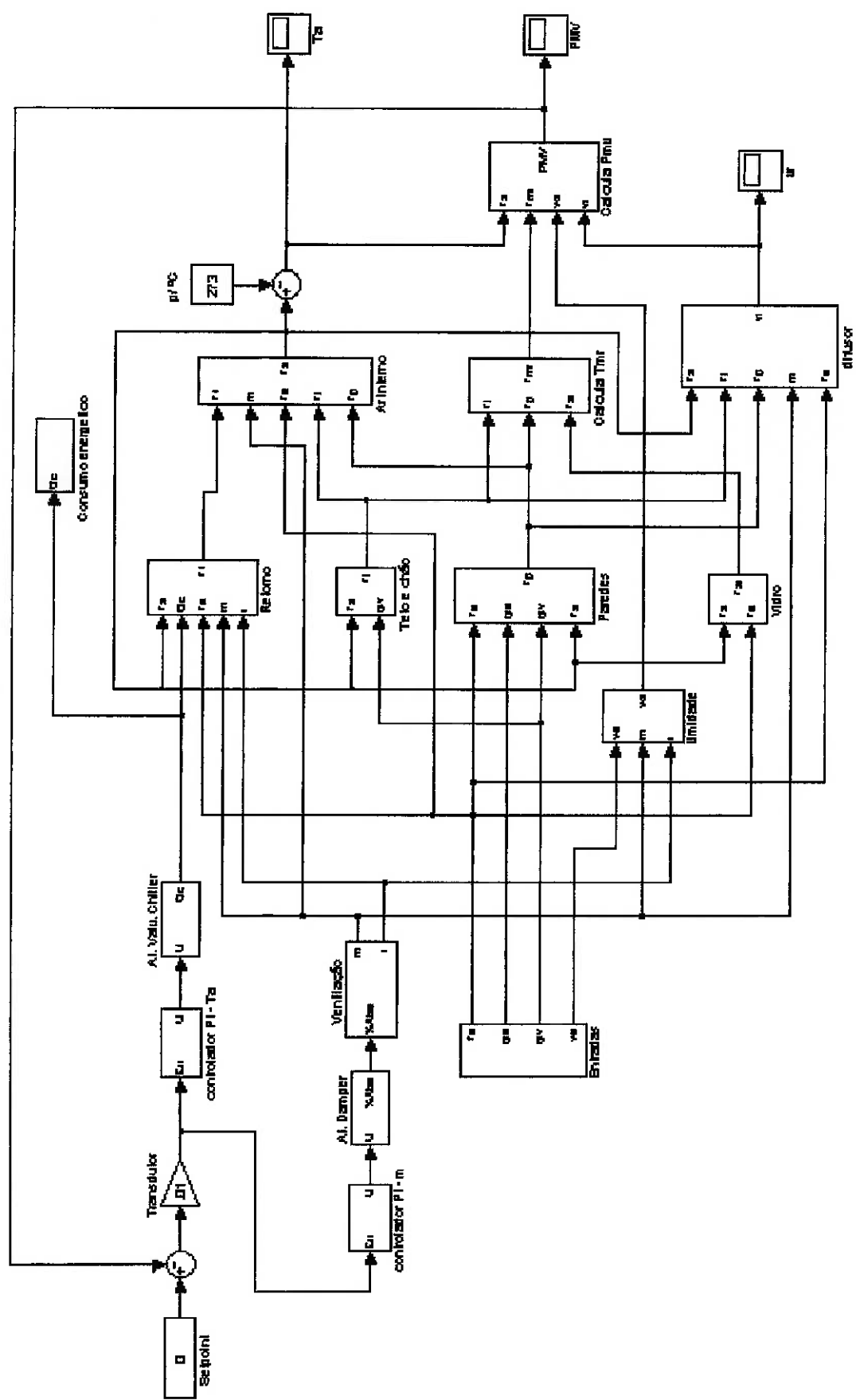


Figura 18.1 – Modelo do sistema com controle por PMV

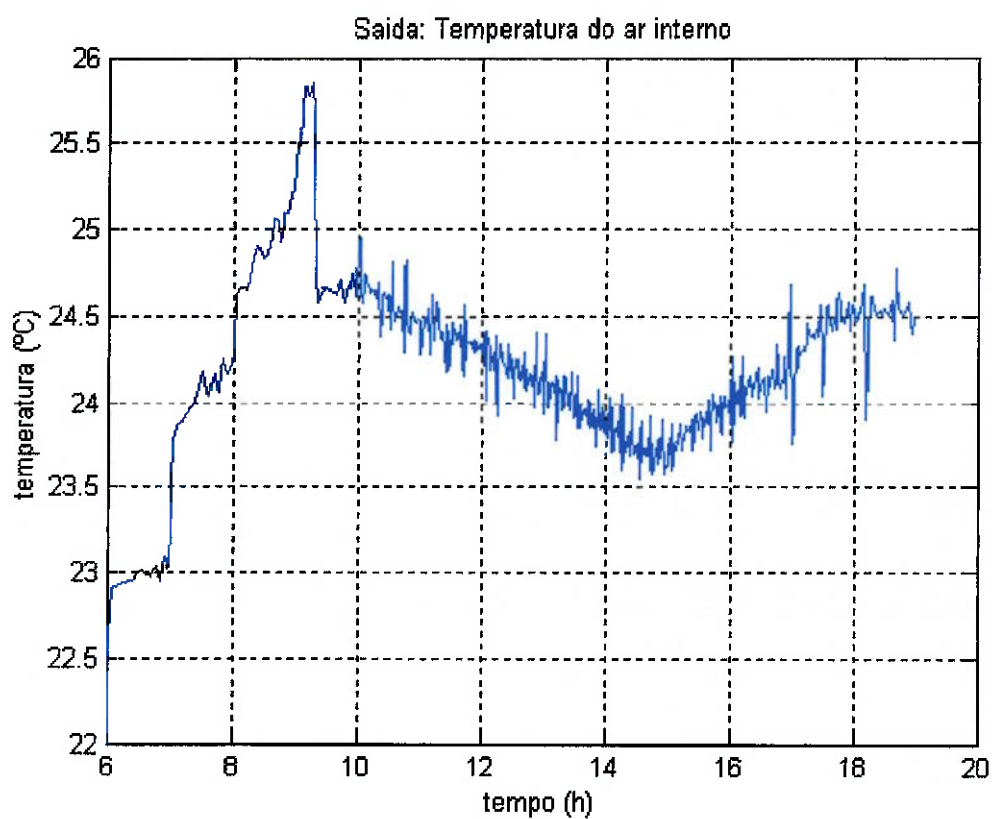


Figura 18.2 – Temperatura do ar interno

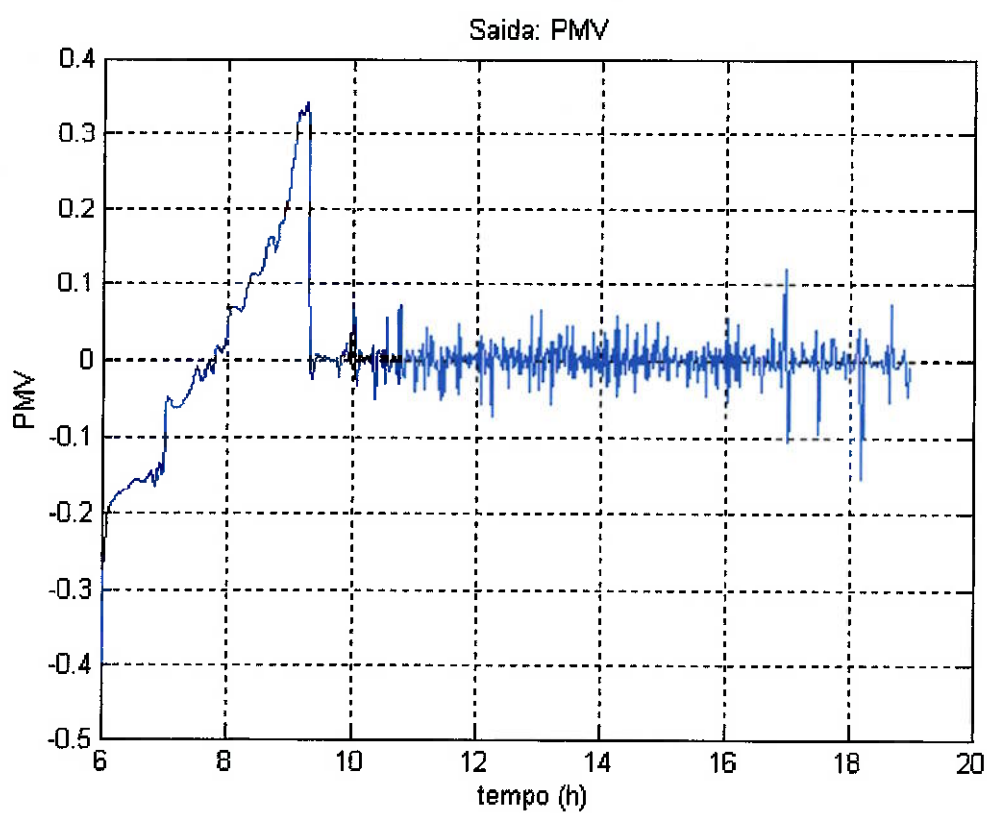


Figura 18.3 – PMV do ar interno

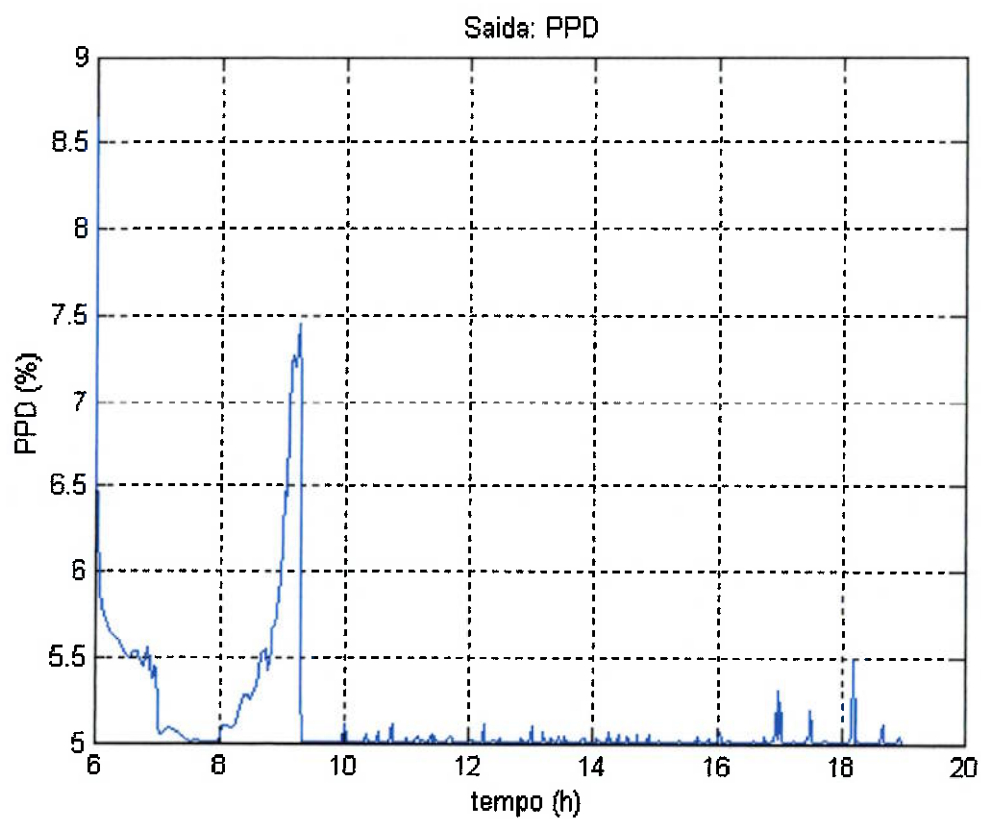


Figura 18.4 – PPD (porcentagem de ocupantes insatisfeitos)

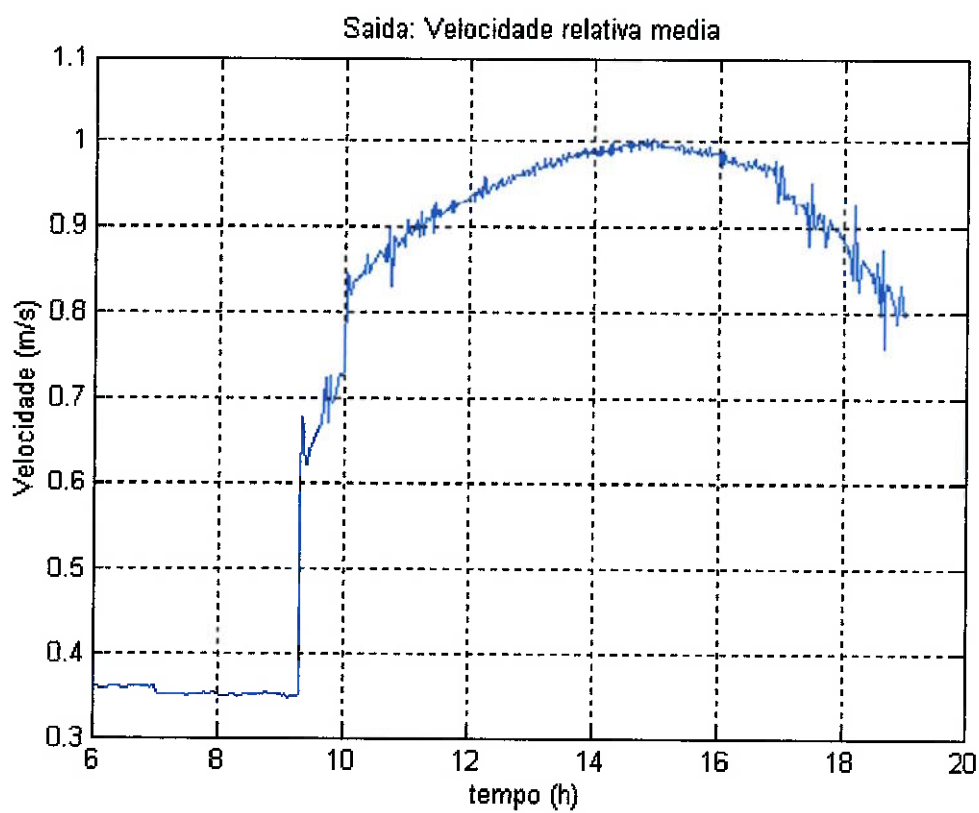


Figura 18.5 – Velocidade relativa média

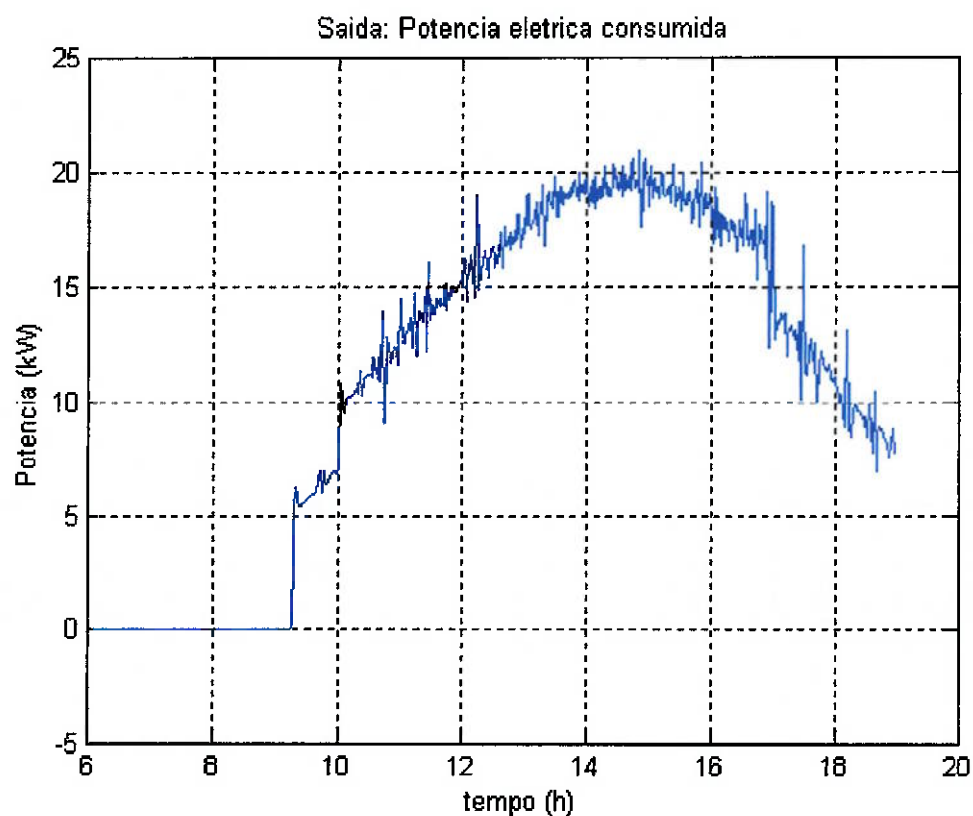


Figura 18.6 – Demanda de energia elétrica

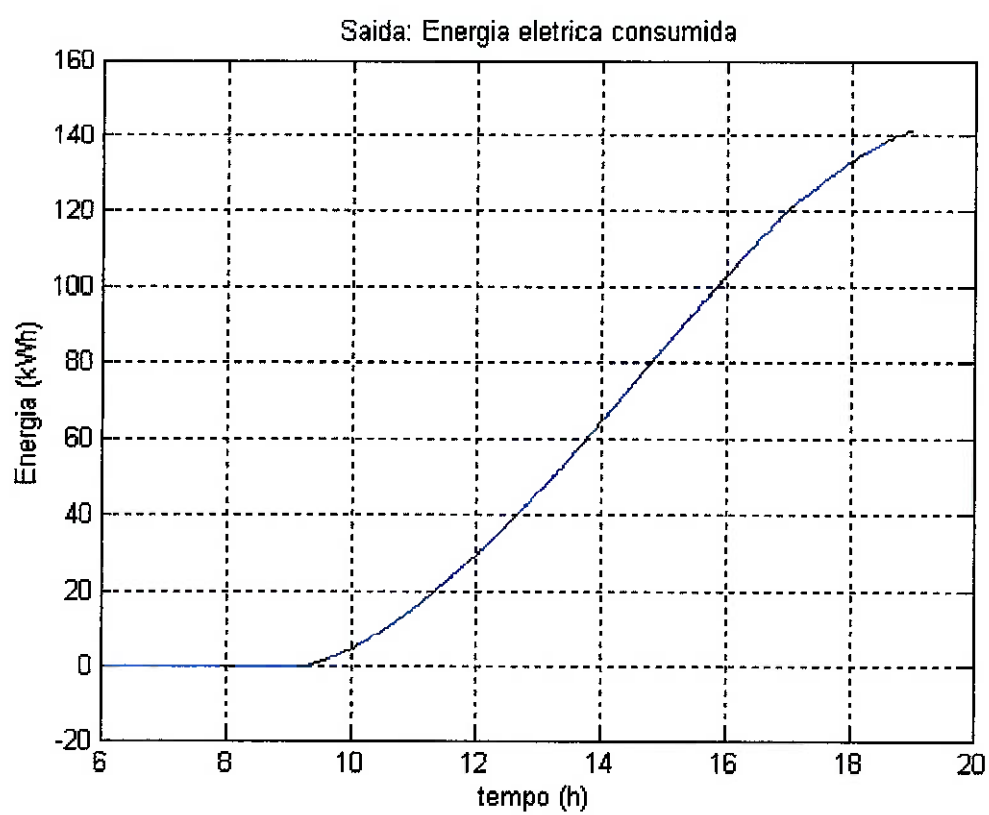


Figura 18.7 – Consumo de energia elétrica

19. ANÁLISE COMPARATIVA DOS RESULTADOS OBTIDOS

Para avaliar as vantagens e desvantagens existentes entre o sistema de controle convencional e o sistema de controle por conforto térmico, foram plotados gráficos que mostram a variação ao longo de um dia dos parâmetros mais relevantes do sistema, para ambos os casos. A curva azul representa os resultados obtidos com controle convencional e a curva vermelha, os com controle por conforto térmico. A fig. 19.1, exposta logo a seguir, mostra a variação da temperatura do ar interno em ambos os casos.

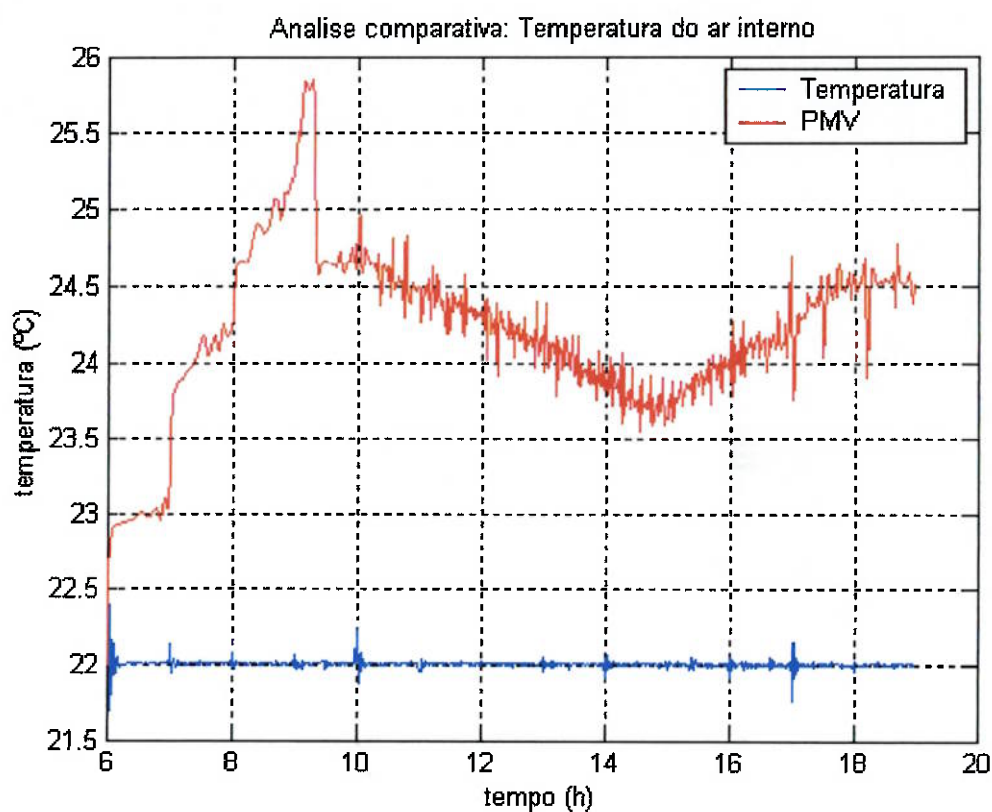


Figura 19.1 – Temperatura do ar interno

Pode-se perceber que no controle convencional, a temperatura fica estável em torno de 22°C, que é o ponto de operação escolhido. As variações são de magnitude pequena (menores que 0,5°C), o que é extremamente razoável para esse tipo de sistema. Já no caso do controle por PMV, pode-se perceber que os valores de temperatura são significativamente maiores, o que já era um resultado esperado. Isto ocorre porque o sistema de controle foi dimensionado para compensar um aumento no índice PMV com um aumento na vazão de ar insuflado, o que permite a obtenção de uma mesma sensação de conforto com temperaturas maiores do que as do controle convencional.

Nas figuras 19.2 e 19.3, pode-se observar a variação do PMV e do PPD, para ambas estratégias de controle. Na figura 19.4, é mostrada a variação da velocidade relativa média do ar.

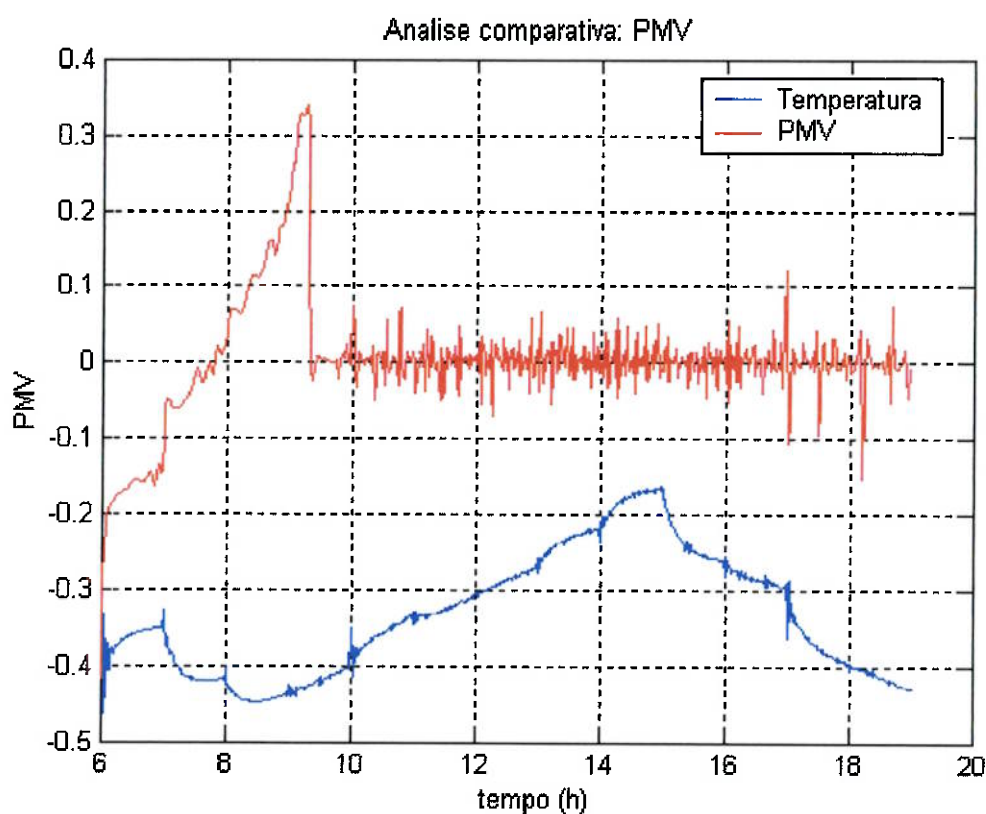


Figura 19.2 – PMV do ar interno

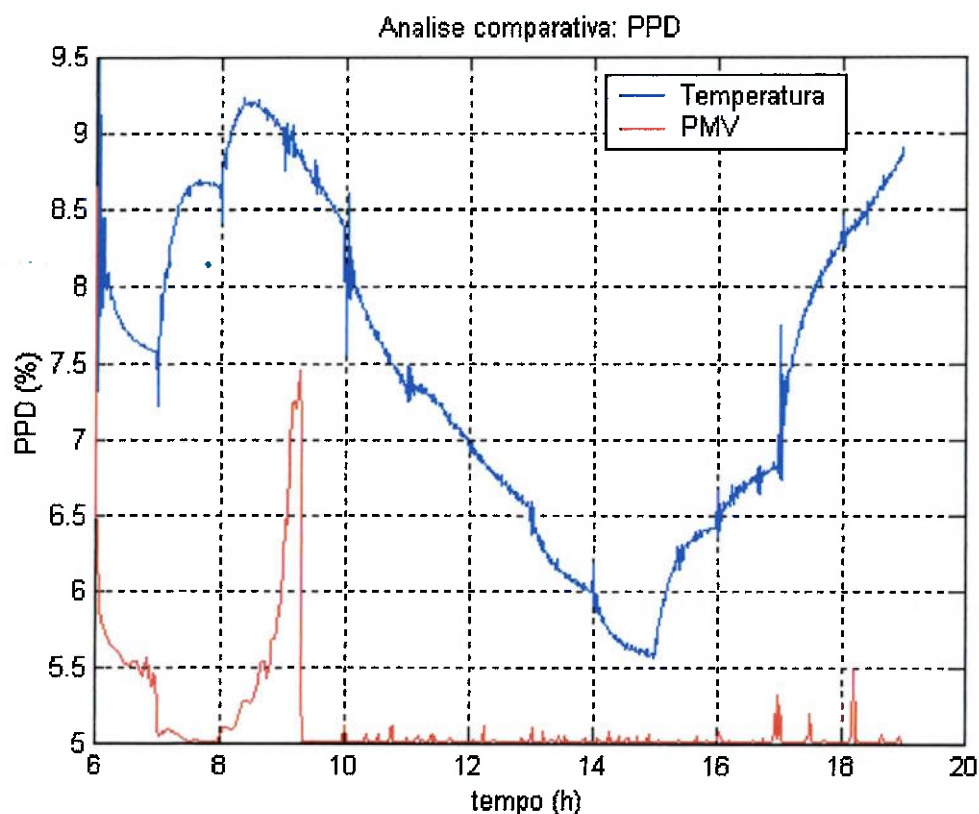


Figura 19.3 – PPD (porcentagem de ocupantes insatisfeitos)

No controle por conforto térmico, o principal objetivo foi alcançado, isto é, o valor do PMV ficou muito próximo de zero a maior parte do tempo, com variações da ordem de 0,3, o que é um resultado satisfatório. É possível perceber que tanto o PMV como o PPD possuem um pico no intervalo entre 8:00h e 10:00h, o que pode ser interpretado como um efeito da escolha do algoritmo de controle, já que este só proporciona uma atuação significativa no sistema a partir das 10:00h. Isto foi projetado desta maneira pois somente a partir das 10:00h é que o aumento da temperatura externa e da radiação solar começa a produzir efeitos significativos sobre a temperatura interna. O PPD, que representa a porcentagem de ocupantes insatisfeitos, ficou estável a maior parte do tempo em 5%, com um pico de 7,5%, o que também está de acordo com as especificações de projeto. No controle por temperatura, o PMV e o PPD mais distantes do ideal, mas ainda assim a condição de conforto térmico foi mantida, já que os valores do PMV ficaram entre -0.15 e -0.45 e a porcentagem de pessoas insatisfeitas não ultrapassou 9,5%.

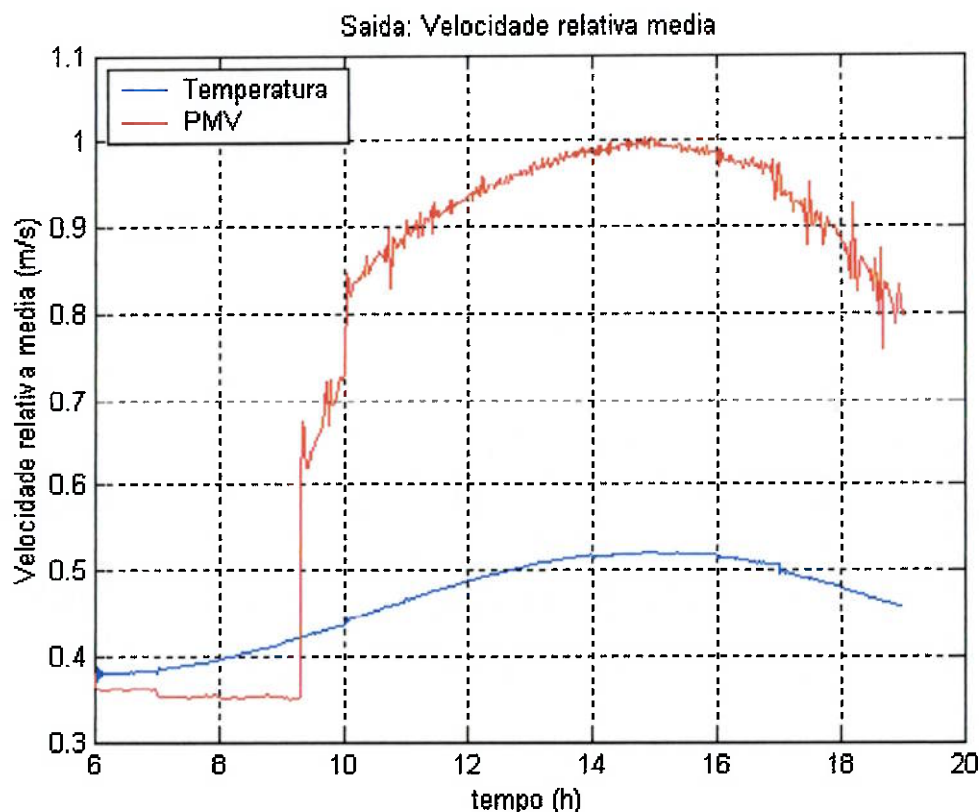


Figura 19.4 – Velocidade relativa média

Ao analisar o gráfico 19.4, pode-se perceber a grande diferença existente entre as estratégias de controle adotadas. No controle convencional, a vazão de ar insuflado é fixa e a velocidade relativa média é praticamente constante, em torno de 0,45 m/s. Há apenas um pequeno aumento nesta velocidade decorrente do aumento no calor sensível trocado, que ocorre a partir das 10:00h.

Já no controle por PMV, a vazão de ar insuflado é variável, em função do sinal de controle, o que faz com que a velocidade relativa tenha seu valor aumentado de maneira significativa a partir das 10:00h. Este período coincide com o aumento da radiação solar e da temperatura externa, o que mostra como a velocidade relativa é usada, em conjunto com a redução da temperatura interna, para compensar um aumento no valor do PMV. O valor máximo da velocidade relativa é 1 m/s, o que é um valor aceitável, já que para o trabalho em escritório são admissíveis velocidades de até 1,5 m/s.

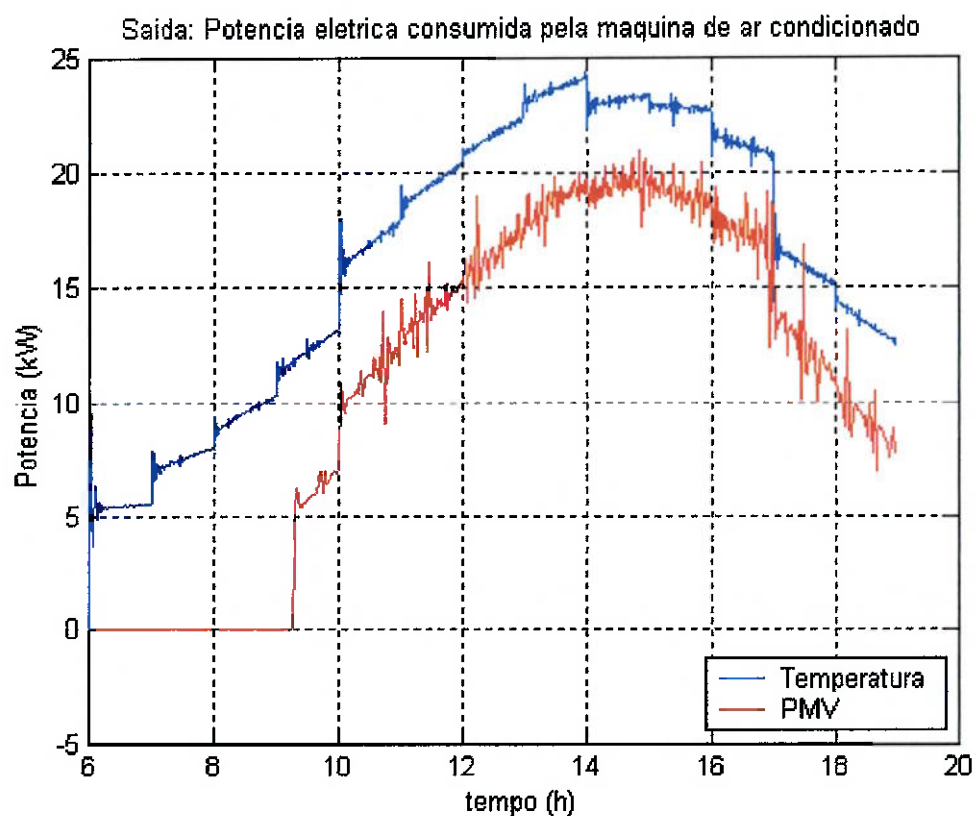


Figura 19.5 – Demanda de energia elétrica da máquina de ar condicionado

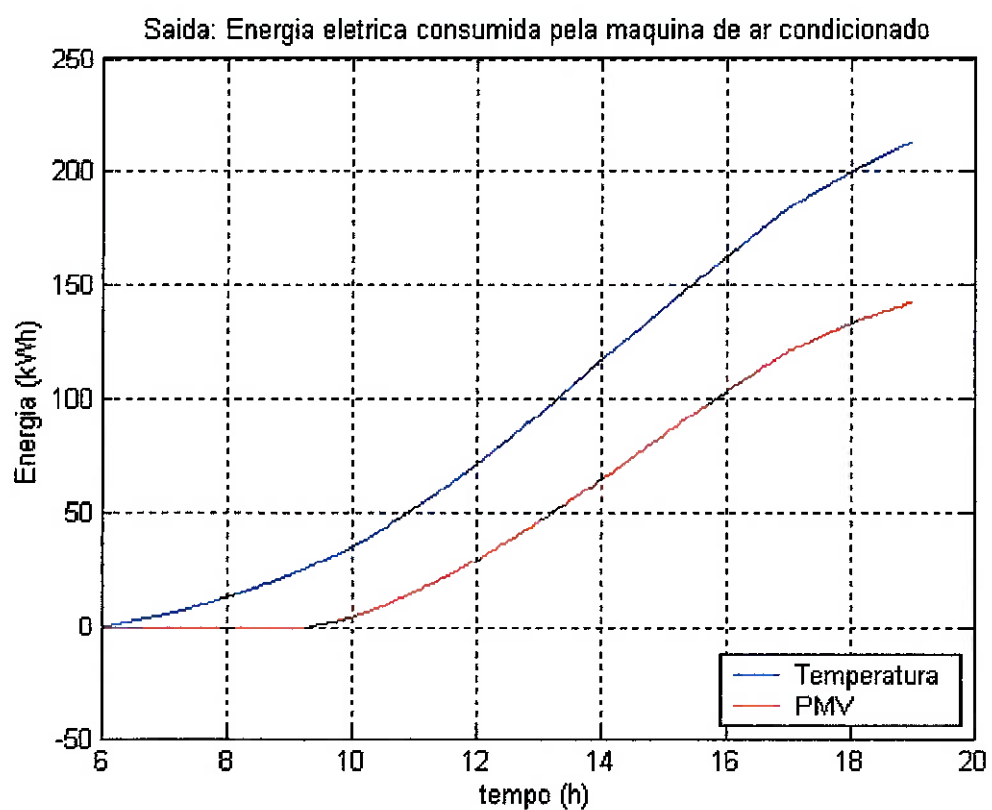


Figura 19.6 – Consumo de energia elétrica pela máquina de ar condicionado

Analisando as os gráficos 19.5 e 19.6 é possível perceber que, analisando isoladamente a máquina de ar condicionado, o sistema de controle por conforto térmico possui um gasto energético inferior ao sistema de controle convencional. A tabela abaixo mostra os valores exatos da potência elétrica (instantânea), da energia elétrica consumida (acumulada) e do percentual de redução no consumo energético proporcionada pela adoção da nova estratégia de controle.

Hora	Demanda de energia (Temperatura) (kW)	Demanda de energia (PMV) (kW)	Consumo de energia elétrica (Temperatura) (kWh)	Consumo de energia elétrica (PMV) (kWh)	Redução no consumo energético (acumulado) (%)
06:00	0	0	0	0	---
07:00	5,53	0	5,39	0	---
08:00	7,93	0	12,86	0	---
09:00	10,34	0	22,37	0	---
10:00	13,32	6,89	34,67	4,26	87,7
11:00	19,39	14,44	51,35	15,32	70,2
12:00	20,67	15,19	70,84	29,3	58,6
13:00	22,34	17,03	92,29	45,74	50,4
14:00	22,47	19,02	116	64,45	44,4
15:00	23,3	19,8	138,96	83,56	39,9
16:00	20,73	18,12	161,78	102,53	36,6
17:00	20,75	18,47	182,92	120,1	34,3
18:00	14,97	11,1	198,83	132,53	33,3
19:00	12,42	7,79	212,24	141,71	33,2

Tabela 19.1 – Análise comparativa do consumo energético

Ao longo do dia, é possível perceber que a potência elétrica consumida no sistema controlado por PMV é sempre entre 3kW e 5 kW menor que a potência consumida no sistema convencional. Quanto à energia elétrica total, pode-se observar que no sistema com controle convencional a energia elétrica utilizada é igual a 212,24 kWh, e que, no sistema com controle por conforto térmico, este valor é igual à 141,71 kWh. Isto representa uma redução no consumo energético de 33,2%.

20. INFLUÊNCIA DO CONSUMO DOS VENTILADORES NOS RESULTADOS OBTIDOS

No item 19, fica claro que, analisando a máquina de ar condicionado isoladamente, o controle por PMV é mais vantajoso do que o controle convencional do ponto de vista da demanda por energia elétrica. No entanto, vale a pena lembrar que para atingir tais resultados foi necessário selecionar para o controle por PMV ventiladores de maior capacidade, o que representa um diferencial de consumo que também deve ser levado em conta ao elaborar uma conclusão. Na tabela 20.1 encontram-se os valores calculados para o gasto energético dos ventiladores, conforme calculado na seção 14.9.12.

	Controle convencional	Controle por PMV	Acréscimo
Demanda de energia (kW)	8,95	14,91	5,96
Consumo energético total (kWh)	116,32	193,88	77,56

Tabela 20.1 – Consumo energético dos ventiladores

Pode-se perceber que o acréscimo de consumo têm magnitude considerável (77,56 kWh), superando ligeiramente a redução no consumo proporcionada pela adoção da nova estratégia de controle (70,53 kWh). A seguir, estão mostrados os gráficos plotados para a demanda e para o consumo de energia elétrica, considerando a máquina de ar condicionado junto com os ventiladores

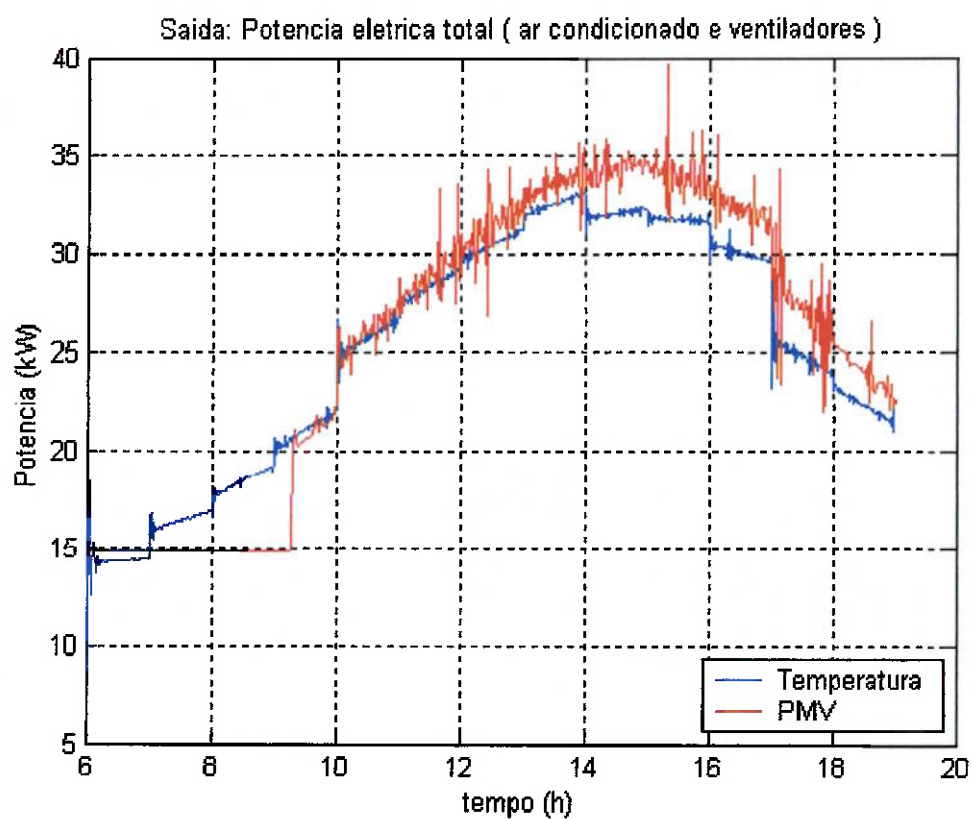


Figura 20.1 – Demanda de energia elétrica total

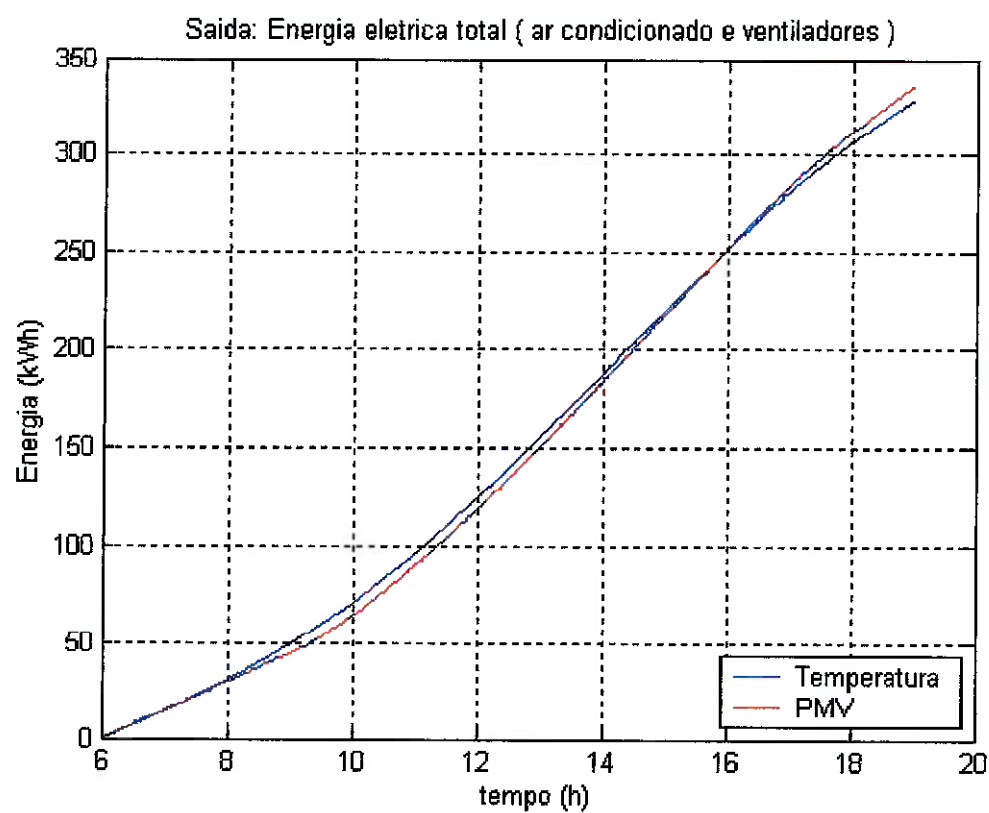


Figura 20.2 – Consumo de energia elétrica total

Aparentemente o consumo energético total do controle por PMV é maior do que do controle convencional. No entanto, deve-se lembrar que, como COP adotado foi obtido a partir do ciclo ideal de Carnot, a máquina de ar condicionado ficou com uma eficiência energética muito alta, o que fez com que seus gastos com energia elétrica ficassem em um patamar muito mais baixo do que ocorreria para um equipamento real. Assim, a magnitude do consumo do sistema de ventilação ficou muito próxima da magnitude do consumo do equipamento de ar condicionado e isto fez com que o acréscimo de consumo na adoção de um sistema de ventilação de maior capacidade ultrapasse a economia energética no ciclo de refrigeração do controle por PMV.

Adotando valores para o COP mais próximos dos que existem em equipamentos reais, provavelmente o efeito descrito acima não aconteceria. Para verificar esta hipótese, devem ser feitas as seguintes considerações:

- Em grande parte dos equipamentos de ar condicionado, o valor do COP varia entre 3,5 e 4,5.
- O COP adotado, de acordo com a equação para os ciclos ideais de Carnot, vale 6,62 , o que é um valor impossível de se alcançar em uma aplicação prática.

Logo, a solução encontrada foi realizar uma análise de sensibilidade do modelo no tocante à influência do COP. Para isso, realizou-se a variação do COP em dois patamares ($COP = 4$ e $COP = 5$), cujos resultados são apresentados a seguir.

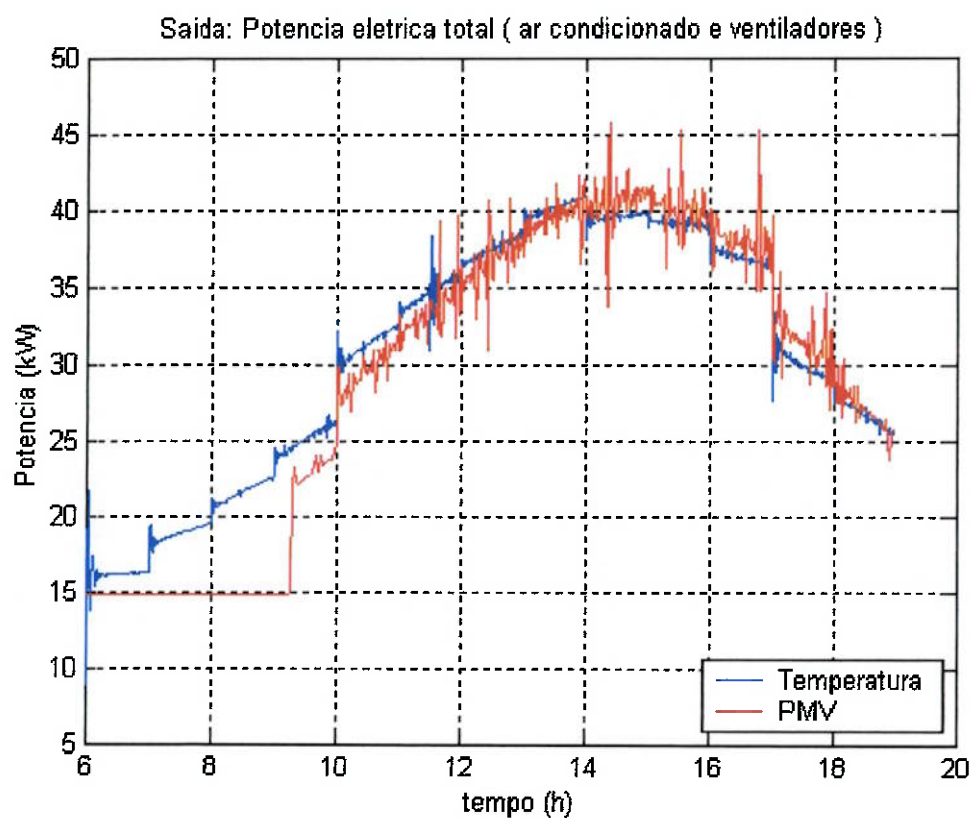


Figura 20.3 – Demanda de energia elétrica total (COP = 5)

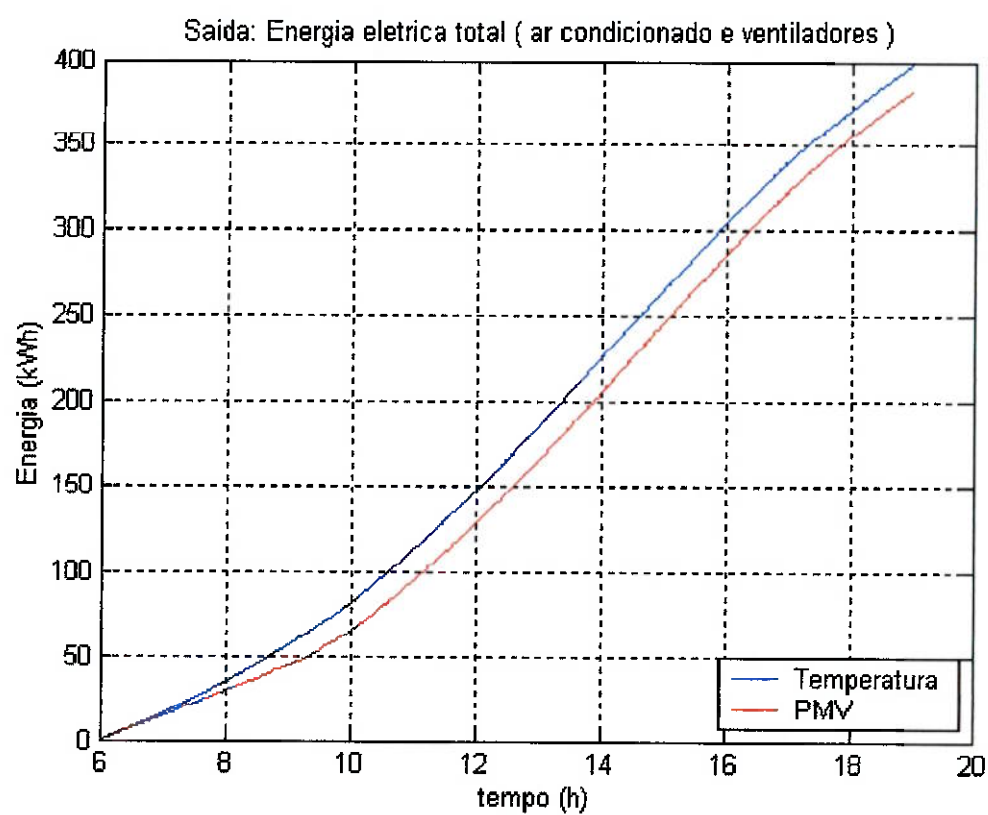


Figura 20.4 – Consumo de energia elétrica total (COP = 5)

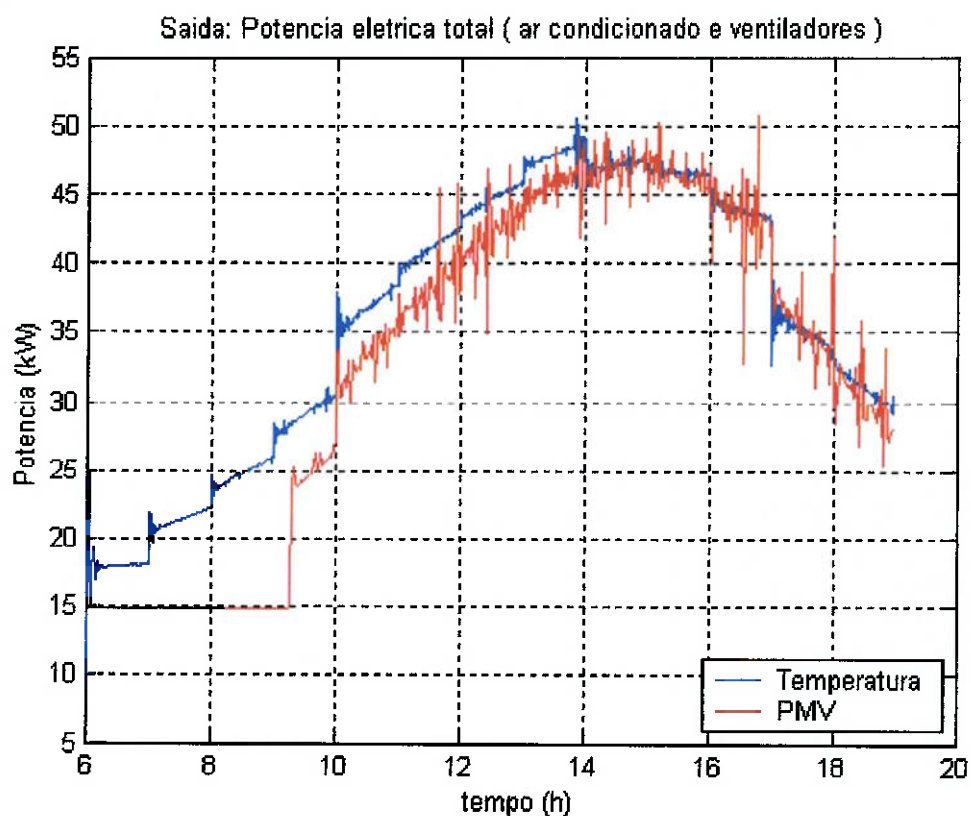


Figura 20.5 – Demanda de energia elétrica total (COP = 4)

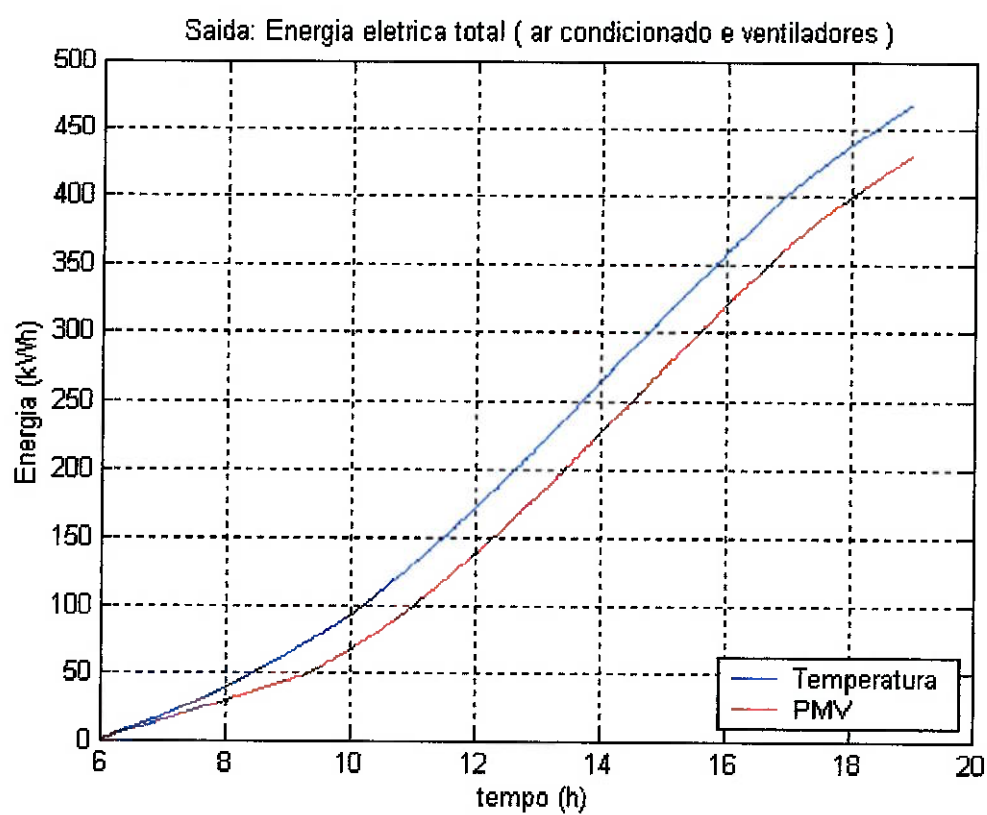


Figura 20.6 – Consumo de energia elétrica total (COP = 4)

Na tabela 20.2, pode ser observado como a redução no consumo de energia elétrica aumenta quando adotamos valores para o COP mais condizentes com a realidade.

Valor do COP	Consumo energético total (kWh)		Redução no consumo com a nova estratégia de controle (%)
	Controle por Temperatura	Contr. PMV	
6,62	328,6	335,92	-2,23
5	397,3	381,88	3,88
4	467,6	429	8,25

Tabela 20.2 – Efeito do COP sobre a redução no consumo energético

Na determinação das especificações do sistema de controle convencional, foi adotada a temperatura de 22°C como temperatura média desejada (“setpoint”). Esta escolha foi feita em concordância com as referências que motivaram este trabalho [Tse,1999], para poder realizar uma análise comparativa dos resultados obtidos. Porém é importante observar que no Brasil grande parte dos sistemas de controle convencional adotam 24°C como temperatura média desejada, o que pode influenciar significativamente o consumo energético. Para avaliar esta hipótese, foi realizada uma simulação com o COP = 4 (já que , analisando os resultados acima, este valor é o mais próximo da realidade) e com “setpoint” para o controle convencional igual à 24°C. Os resultados obtidos estão mostrados nas figuras 20.7 e 20.8. Analisando os gráficos, pode-se perceber que nesta hipótese o consumo de energia do sistema com controle por PMV é 429 kWh , sendo que o controle convencional apresenta um consumo de 384 kWh, 10,5% menor. Isto significa que um sistema de controle por temperatura com uma temperatura média de 24°C é mais econômico do ponto de vista energético do que um sistema de controle por conforto térmico.

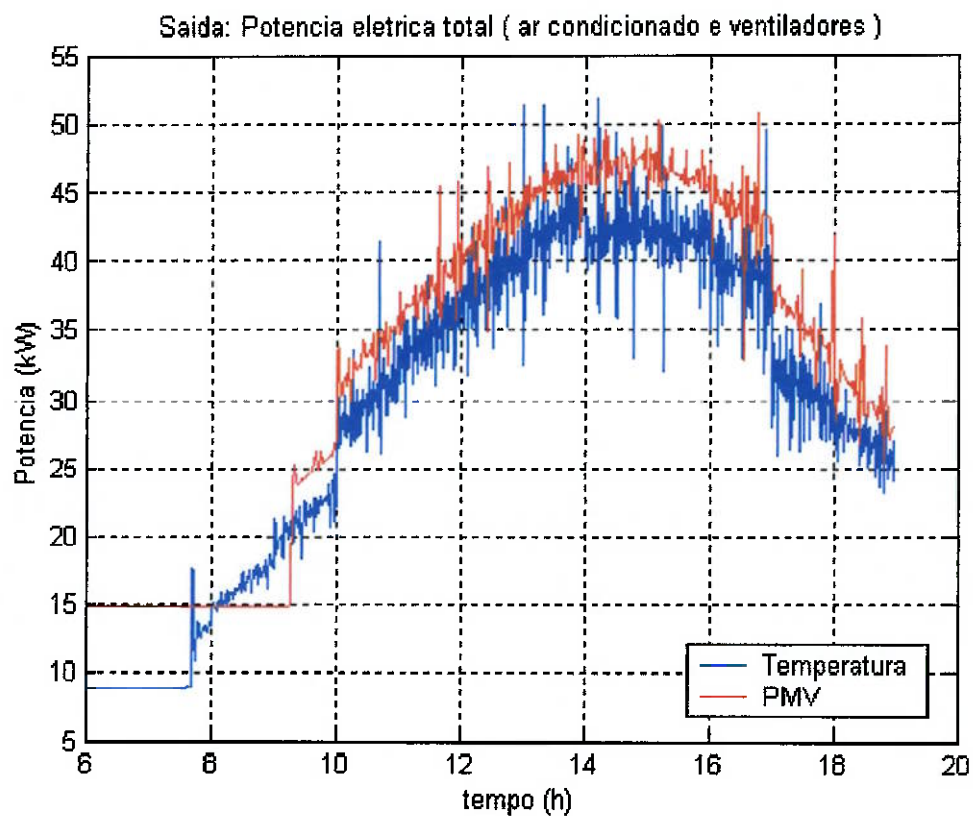


Figura 20.7 – Demanda total para $COP = 4$ e $T_s = 24^\circ C$

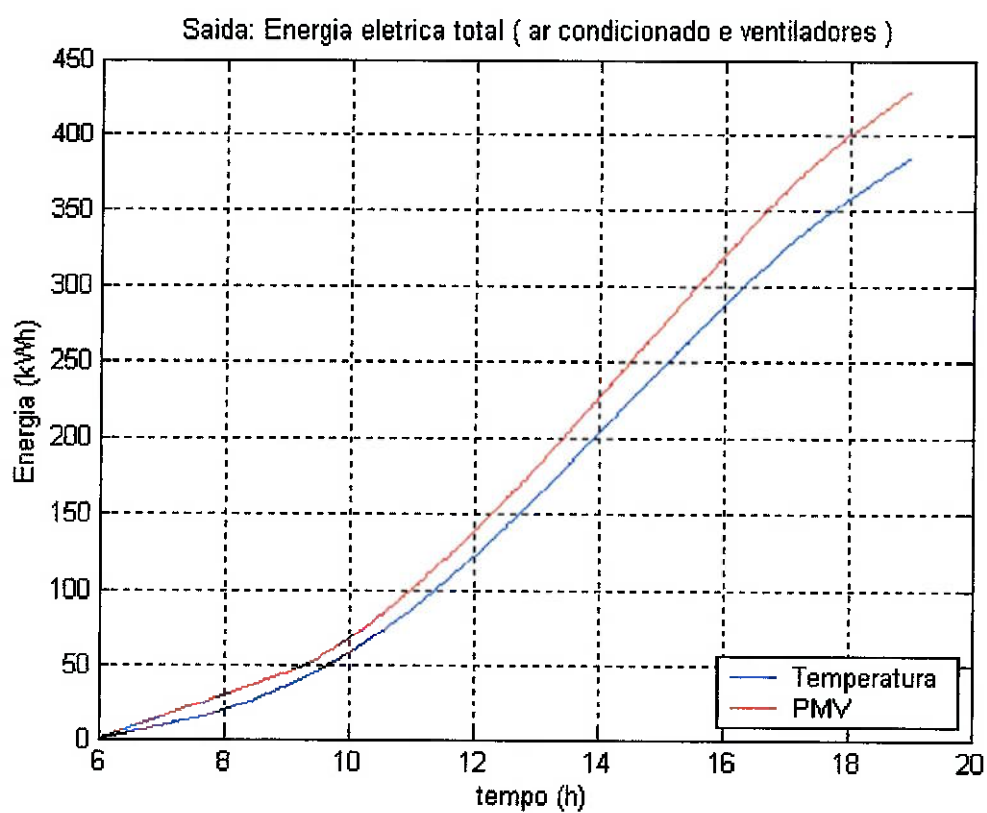


Figura 20.8 – Consumo total para $COP = 4$ e $T_s = 24^\circ C$

21. CONCLUSÃO

O objetivo deste trabalho foi verificar se adotando uma estratégia de controle para ambientes condicionados fundamentada no modelo de conforto térmico seria possível reduzir o uso da máquina de ar condicionado otimizando desta forma o consumo energético. Após as etapas de modelagem e simulação, foi observado que, ao se considerar apenas o consumo da máquina de ar condicionado individualmente, a estratégia de controle por PMV fornece uma economia de 33,2% em relação à estratégia convencional. Porém, ao analisar o consumo total de energia, contabilizando também o consumo dos ventiladores, o resultado obtido foi inverso, ou seja, ocorreu um aumento no consumo de 2,23%.

No entanto, isto não significa que a estratégia de controle por conforto térmico seja mais dispendiosa do que o controle convencional. Existem vários fatores que fazem com que possa se assumir que ao somar o consumo da máquina de ar condicionado com o dos ventiladores, não se chegará a um resultado confiável. Em primeiro lugar, como o elemento motivador de dimensionar e obter informações de fabricantes dos diferentes componentes do sistema de ventilação era obter um comportamento típico de um sistema deste tipo (para não trabalhar com valores muito distantes da realidade), tanto o cálculo das perdas de carga como a escolha dos ventiladores foram feitos de forma mais simplificada do que teriam de ser em uma análise mais realista. Assim, a potência dos ventiladores escolhidos não é um dado confiável o suficiente para ser acrescida à potência da máquina de ar condicionado.

Além disso, deve ser observado que o sistema escolhido para aumentar a velocidade relativa do ar no controle por PMV (aumentar a capacidade dos ventiladores) é o mais ineficiente possível do ponto de vista energético. Isto ocorre porque em vazões muito altas a perda de carga na tubulação é muito grande, já que, como regra geral, a perda de pressão é proporcional ao quadrado da vazão. Levando isso em consideração, quando se analisasse consumo total, provavelmente o consumo energético do sistema controlado por PMV seria maior ainda do que o controlado por temperatura. Mas isso não significa nada, pois há outros meios alternativos, muito mais econômicos, para se aumentar a velocidade relativa do ar, como por exemplo o adotado no trabalho universidade de Honk Kong [Tse, 1999] onde foi colocado um ventilador individual em cada mesa de trabalho, na altura do rosto das pessoas, para circular localmente o ar. O

problema é que o cálculo da velocidade relativa para estes ventiladores de circulação é muito mais complexo do que o dos difusores circulares de teto, razão pela qual esta solução não foi adotada no presente trabalho.

No entanto, quando foi adotado um valor para o COP (coeficiente de eficácia da máquina de ar condicionado) mais próximo da realidade ($COP = 4$), pôde-se perceber que mesmo com todas as incertezas citadas acima, o consumo energético foi reduzido em 8,25 %.com a adoção da estratégia de controle por PMV.

Logo, é possível concluir que o objetivo do presente trabalho foi alcançado, isto é, a hipótese de que o controle por conforto térmico traz uma otimização do uso da energia elétrica pela máquina de ar condicionado em relação ao controle convencional foi confirmada. Resta agora, como tarefa a ser realizada por futuros trabalhos, repetir os mesmos procedimentos mostrados aqui, com uma modelagem mais sofisticada do sistema de ventilação e da máquina de ar condicionado, para avaliar com mais confiabilidade a economia energética que ocorre quando são considerados todos os componentes do sistema.

22. BIBLIOGRAFIA

22.1. LIVROS E NORMAS TÉCNICAS

ABNT. Norma NBR 6401 – **Instalações de ar condicionado para conforto – Parâmetros básicos para projeto**. Associação Brasileira de Normas Técnicas, Rio de Janeiro, 1978

ASHRAE. ASHRAE standard 55 – **Thermal Environmental Conditions for Human Occupancy**. Atlanta: American Society of Heating, Refrigerating and Air - Conditioning Engineers, Inc. , 1992

FANGER, P.O. **Thermal Comfort**. McGraw-Hill, New York , 1970

HOLMAN, J.P. **Transferência de Calor**. McGraw Hill do Brasil, São Paulo, 1983

HONEYWELL. **Engineering manual of automatic control for commercial buildings SI edition** , 1989

IDELCHICK, I.E. **Handbook of hydraulic resistance**. M.O. Steinberg, 1994.

INCROPERA, F.P. ; DeWitt, D.P. **Fundamentos de transferência de calor e massa**. Ltc - Livros técnicos e científicos editora , 1998.

ISO. International Standard ISO 7730 - **Moderate thermal environments – Determination of the PMV and PPD indices and specification of the conditions for thermal comfort**. International organization for standardization, 1994.

KUO, B.C. **Automatic Control Systems**. John Wiley & Sons, New York, 1997

OGATA, K. **Engenharia de controle moderno**. Prentice Hall do Brasil, 1998

STOECKER, W.F. **Refrigeração e Ar Condicionado**. McGraw Hill do Brasil, São Paulo, 1985

WYLEN, V.G. J. ; Sonntag, R.E. ; Borgnakke, C. **Fundamentos da Termodinâmica**. Editora Edgard Blücher Ltda, 1990.

22.2 MONOGRAFIAS E ARTIGOS DE PERIÓDICOS

ATHIENITIS, A.K. **A methodology for building thermal dynamics studies and control applications**. Centre for Building Studies, Faculty of Engineering and Computing Science, Concordia University, Montreal

HERNANDEZ Neto, A., 1992 **Análise comparativa de métodos de cálculo de carga térmica através de paredes e teto**. Departamento de Engenharia Mecânica, Escola Politécnica de São Paulo

LEPORE, M.J. **Modeling and testing the interaction of conditioned air with building thermal mass**. Joint Center for Energy Management, Civil and Architectural Engineering, University of Colorado, Boulder.

MEYER, M.K. **Optimal control of an HVAC system using cold storage and building thermal capacitance**. Department of Mechanical Engineering, University of Washington, Seattle, 1994.

NETTO, A.C. **Cálculo da carga térmica** – Notas de aula de PMC-379. Departamento de Engenharia Mecânica, Escola Politécnica de São Paulo

NETTO, A.C. **Tópicos de Refrigeração** – Notas de aula de PMC-379. Departamento de Engenharia Mecânica, Escola Politécnica de São Paulo

PAASSEN, D.H.C. **Integrated Control System For Low-Energy Buildings**. Laboratory of Refrigeration and Indoor Climate Technology, Delft University of Technology, Delft, The Netherlands, 1994.

PEDERSEN, C. O. et alii, **BLAST - Building Load Analysis and System Thermodynamics**, University of Illinois, Champaign - Urbana, EUA, 1993.

TSE, W.L., So. A.T.P. **Implementation of Comfort-Based Air-Handling Unit Control Algorithms**. Department of Building and Construction, City University of Hong Kong, 1999.

TURCIO, Wallace H.L. **Controlador para sistema de ar condicionado de uma cabine de aeronave de passageiros**. Trabalho final de PMC-5859.

WILLIS, M.J. **Proportional Integral Derivative Control**. Department of Chemical and Process Engineering, University of New Castle, 1998.

VILLANI, E., Miyagi, P.E., Maruyama, N. – **Modelagem do Sistema de Controle das Condições de Conforto Térmico em Edifícios Inteligentes**. Poli / USP - COBEM 1999.

22.3 WEBSITES NA INTERNET

ACTIONAIR – Fire Damper, Smoke Damper & Fancoil Specialists - www.actionair.co.uk

BELIMO Aircontrols Inc. – Manufactures of Electric Damper Actuators for HVAC Systems - www.belimo.com

COLMAC Coil Manufacturing Inc. – Heat Transfer, Refrigeration, Heat Pump Water Heaters and Heat Pipe Technology - www.colmaccoil.com

CTM – Canegie Mellon Control Tutorials for MatLab - <http://www.engin.umich.edu/group/ctm/>

DDC Online – Direct Digital Controls - www.ddc-online.org

ECOADVISOR – Guidance for Sustainable Buildings - <http://www.ecoadvisor.com/>

GREENHECK Inc. – Manufacturer of Air Moving Equipment - www.greenheck.com

SOBES - Sociedade Brasileira de Engenharia de Segurança - www.sobes.org.br

MATHTOOLS – MatLab Control - <http://www.mathtools.net/MATLAB/Control/>

NIC based Adaptive - Efficient Residential HVAC Control - www.stratis-ltd.com/gpl/nic-aerc/refs_links.html

NEPTRONIC Inc. – Manufacturer of Damper Actuators, Actuated Valves, Humidifiers and Controls for HVAC Systems – www.neptronic.com

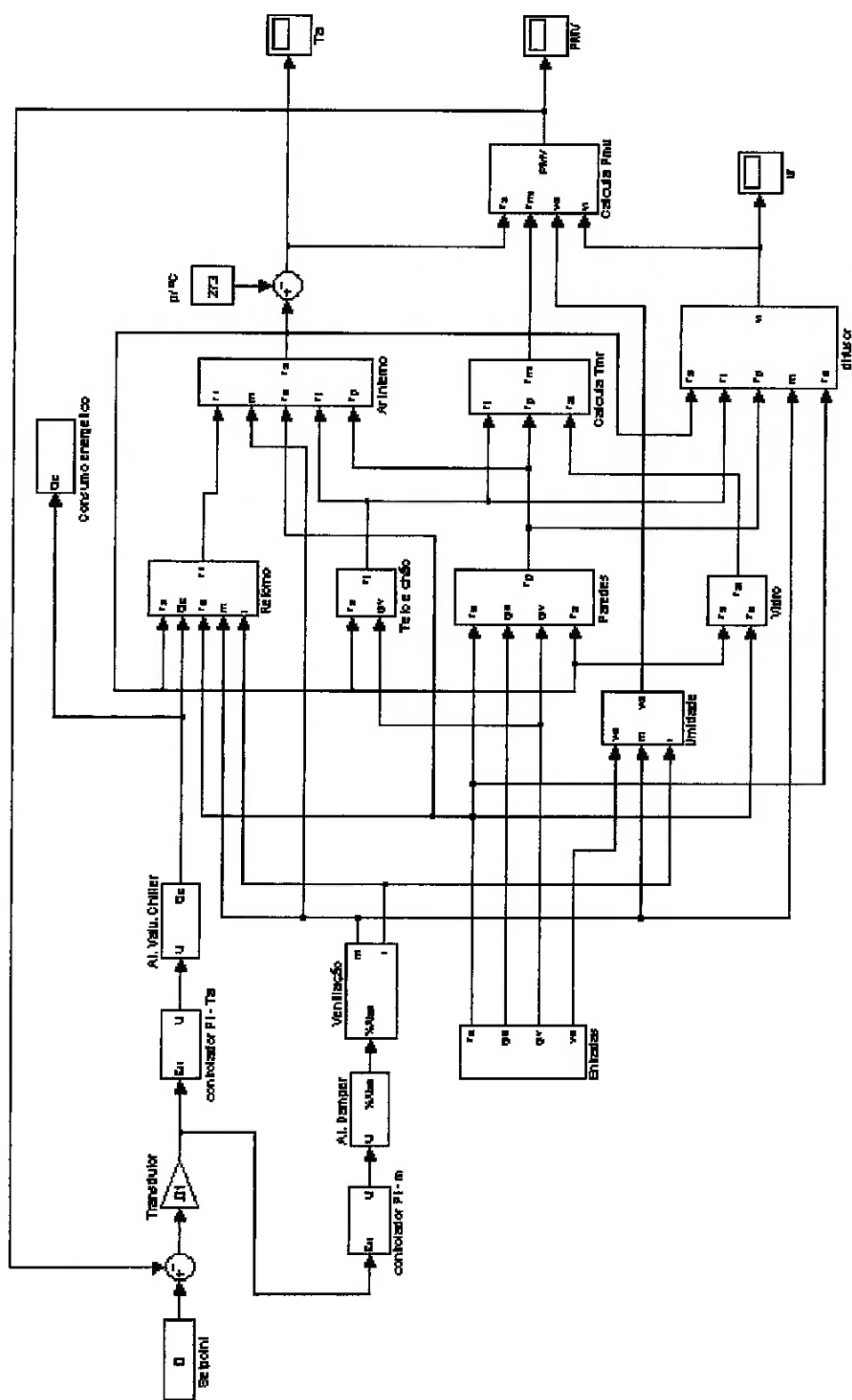
PROCESS control tutorials – Multivariable control - www.pc-education.mcmaster.ca/Tutorials_files/Tutorials.htm

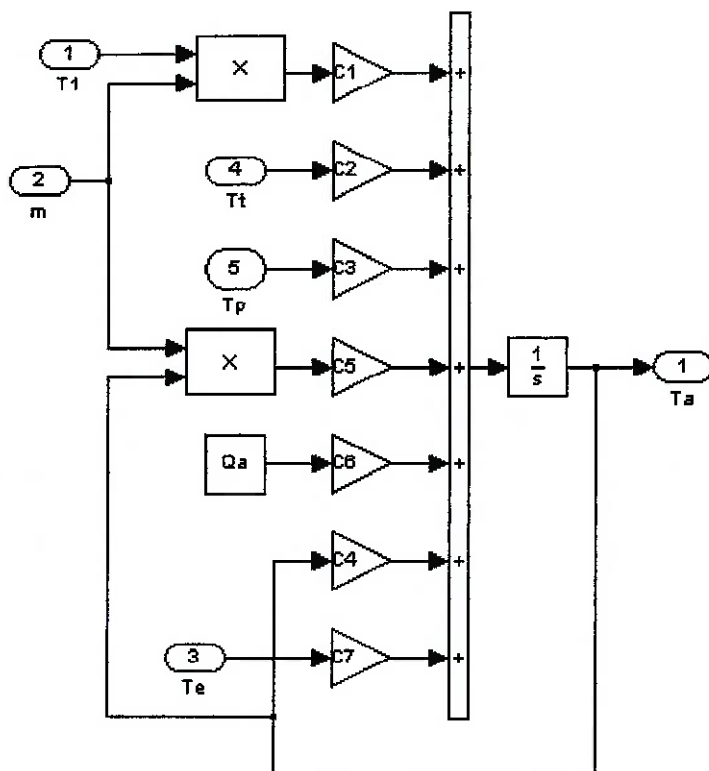
THERMO SYSTEMS - Electronic panel instruments for industrial applications - www.thermosystems.it/index.htm

TRANE company – Air Conditioning , Heating and Ventilating Equipment - www.trane.com

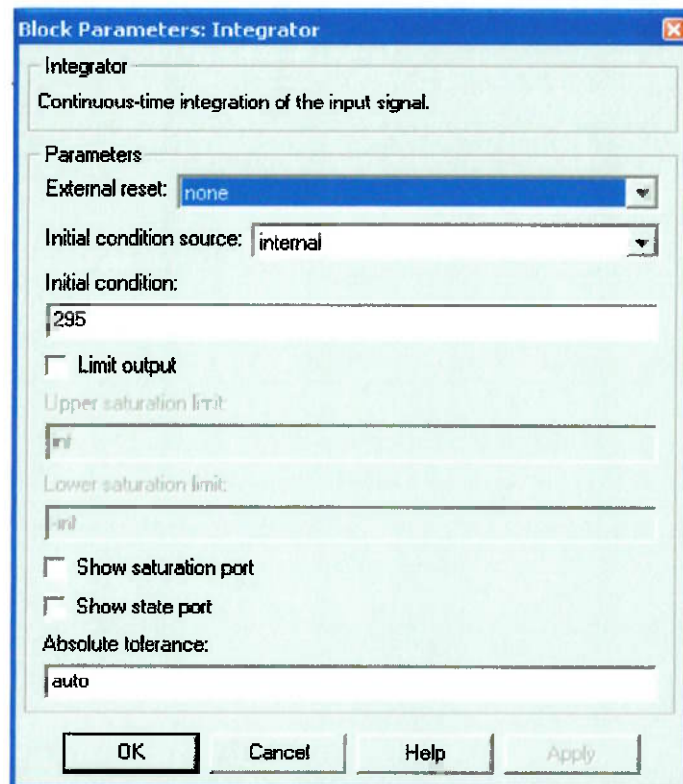
ANEXO A

DIAGRAMA COMPLETO DO MODELO IMPLEMENTADO NO SIMULINK

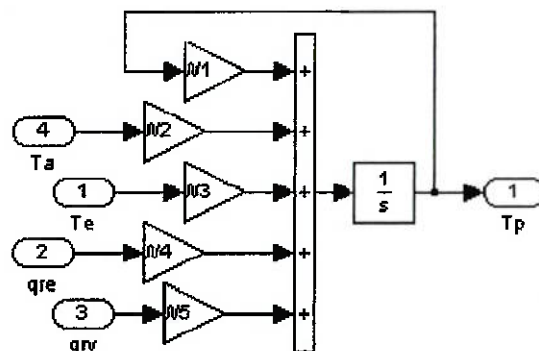




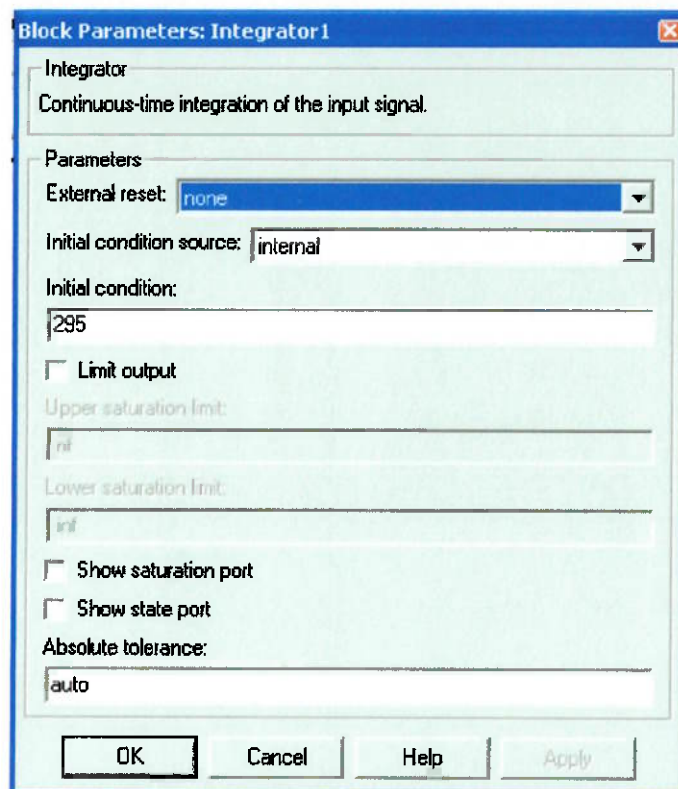
Modelo de controle por PMV - Modelagem do ar interno



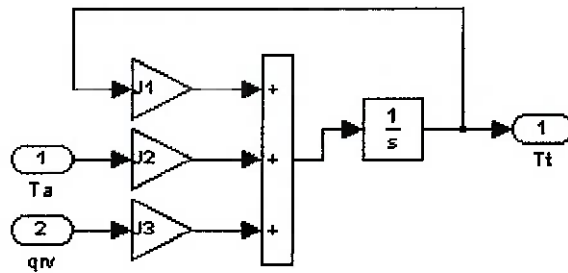
Modelagem do ar interno – condição inicial do integrador



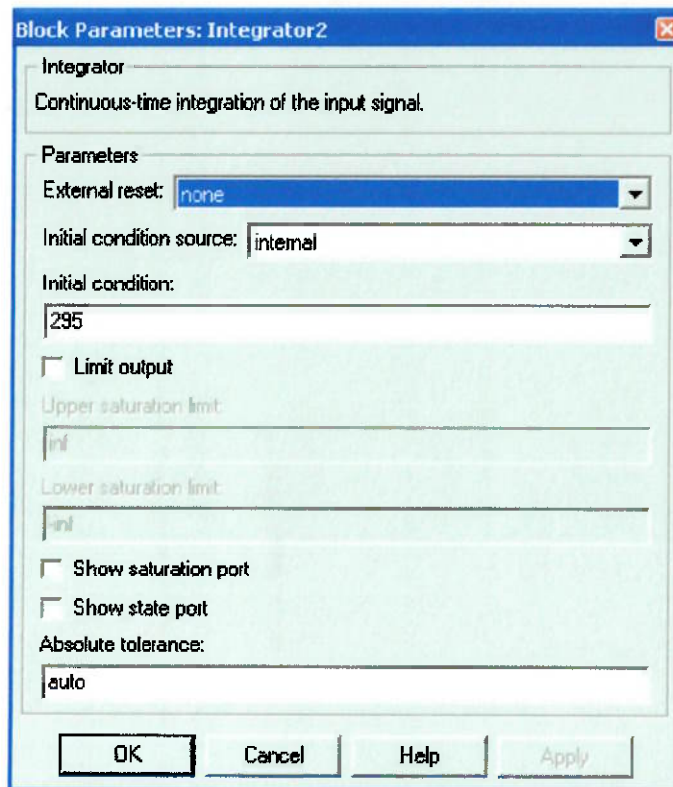
Modelo de controle por PMV - Modelagem das paredes



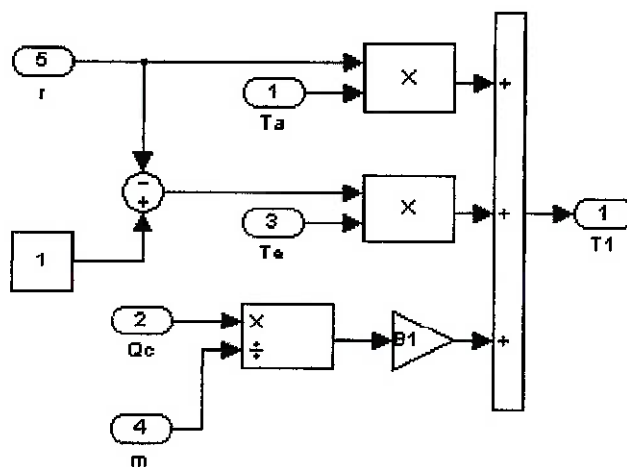
Modelagem das paredes – condição inicial do integrador



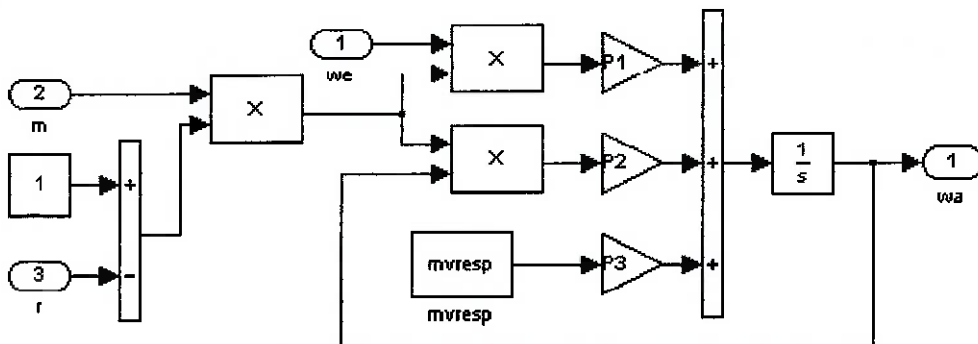
Modelo de controle por PMV - Modelagem do teto e chão



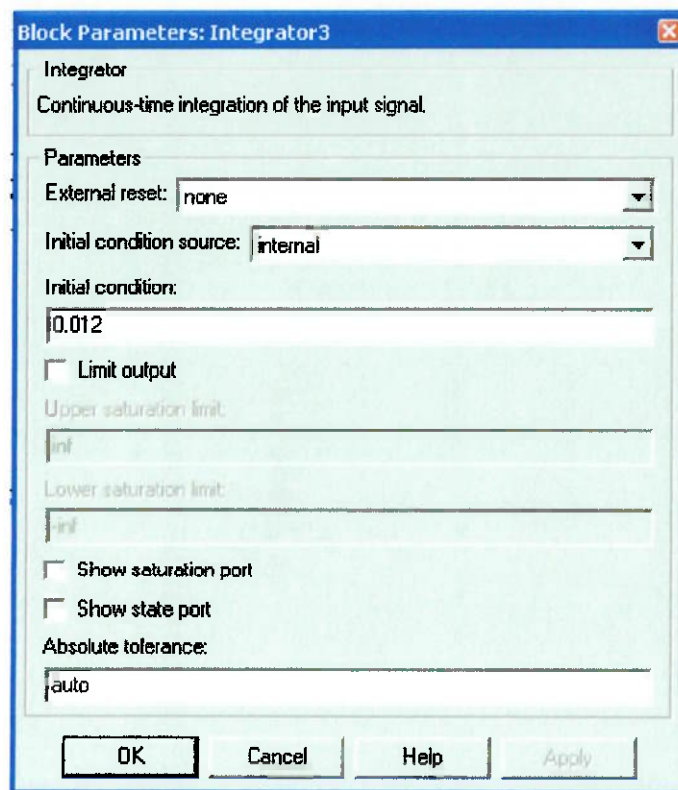
Modelagem do teto e chão - condição inicial do integrador



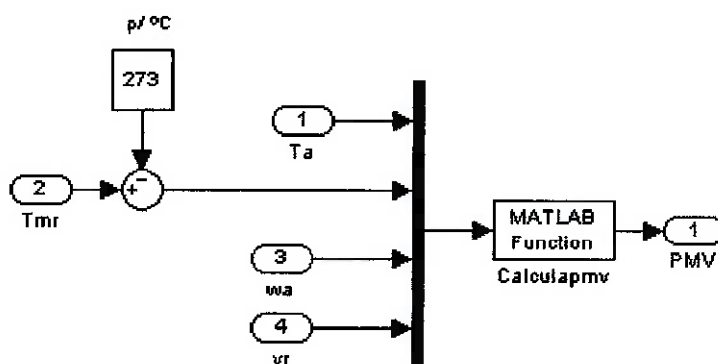
Modelo de controle por PMV - Modelagem do retorno de ar



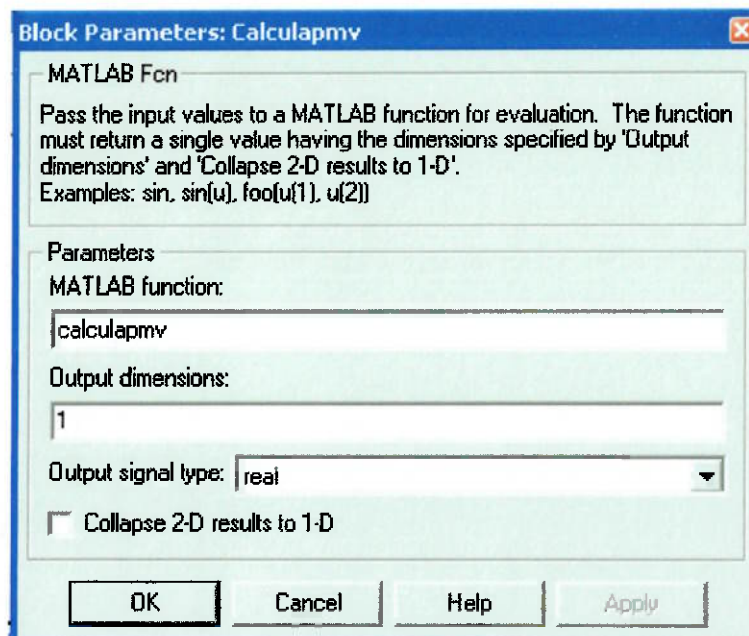
Modelo de controle por PMV - Modelagem da umidade absoluta



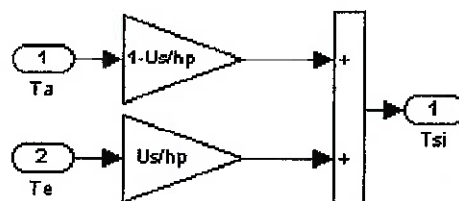
Modelagem da umidade absoluta - condição inicial do integrador



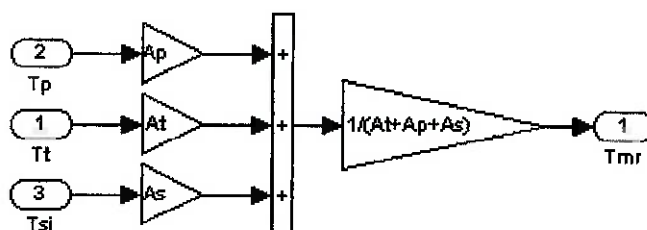
Modelo de controle por PMV - Cálculo do PMV



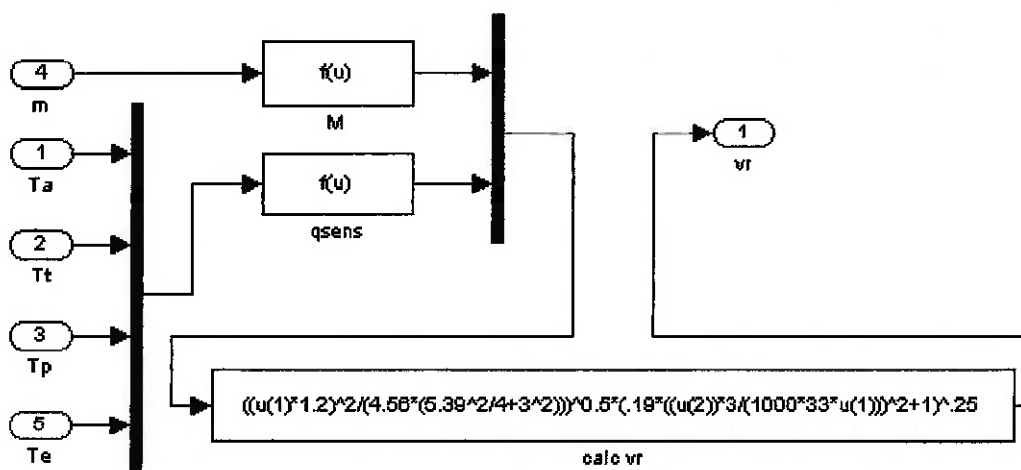
Cálculo do PMV – Parâmetros da função



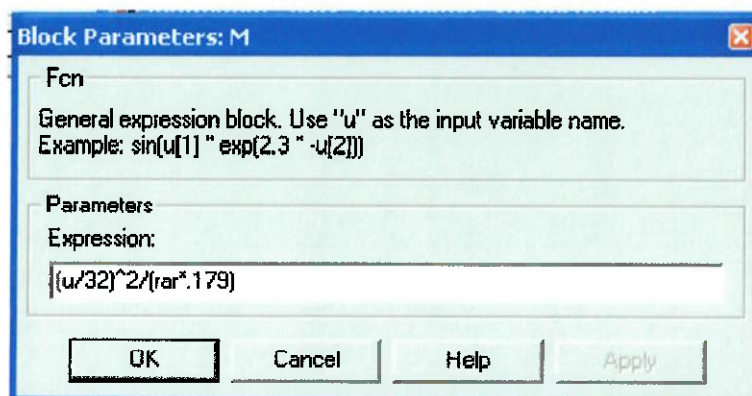
Modelo de controle por PMV – Cálculo da temperatura interna do vidro



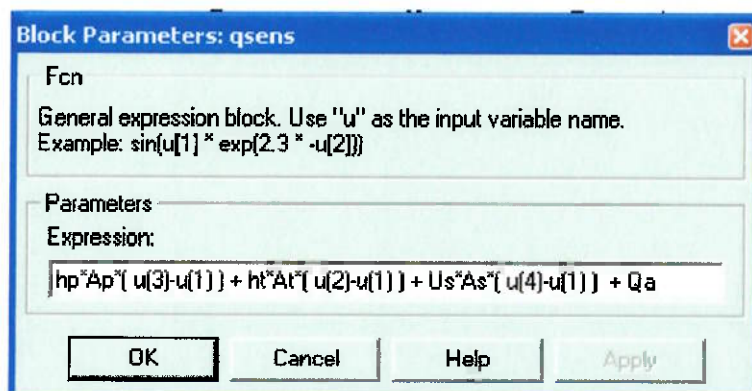
Modelo de controle por PMV – Cálculo da temperatura média radiante



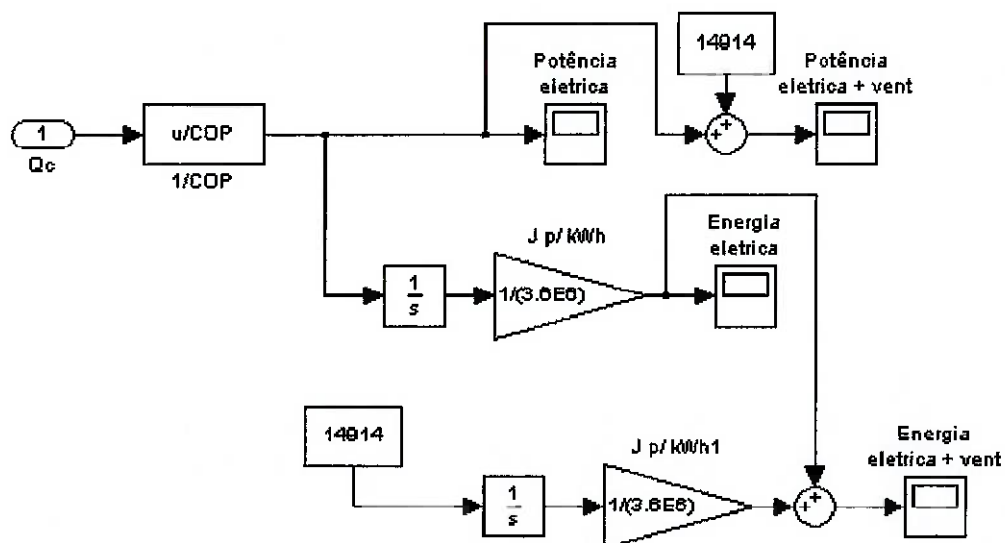
Modelo de controle por PMV – Cálculo da velocidade média relativa do ar



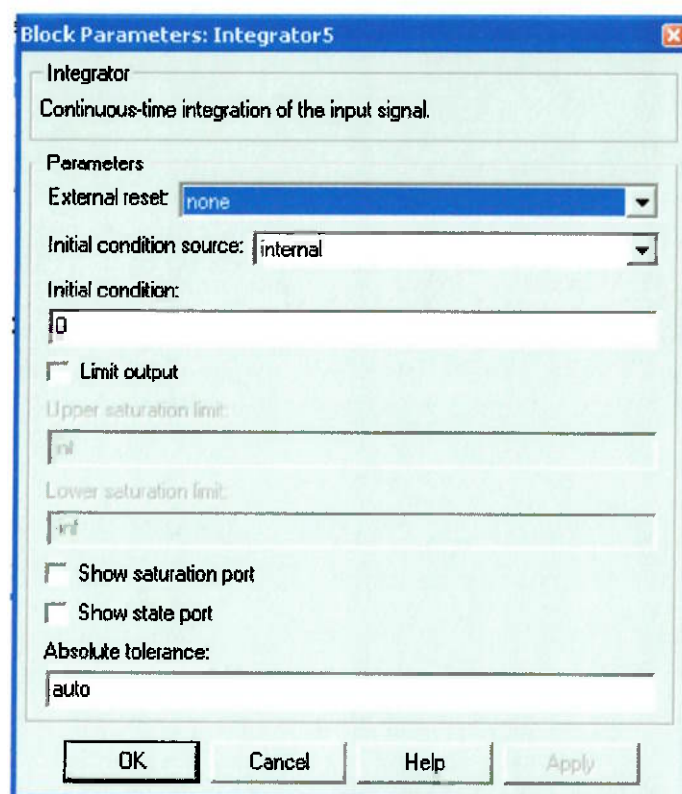
Cálculo da velocidade média relativa do ar – Função M



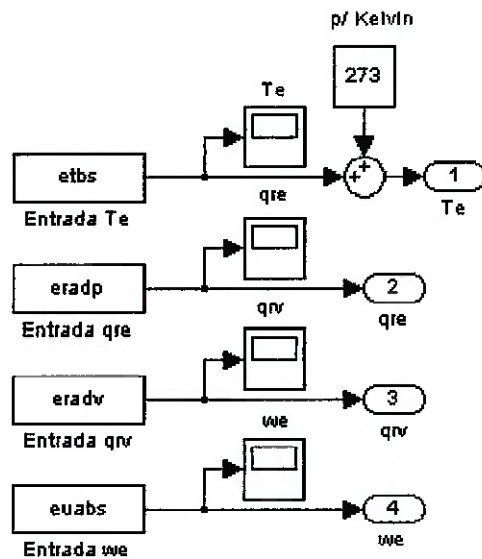
Cálculo da velocidade média relativa do ar – Função qsens



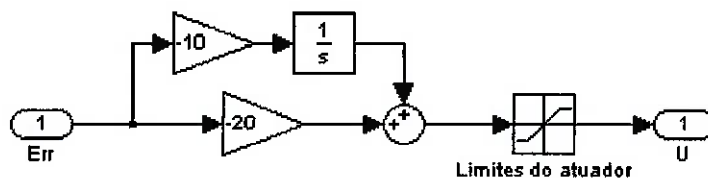
Modelo de controle por PMV – Cálculo do consumo energético



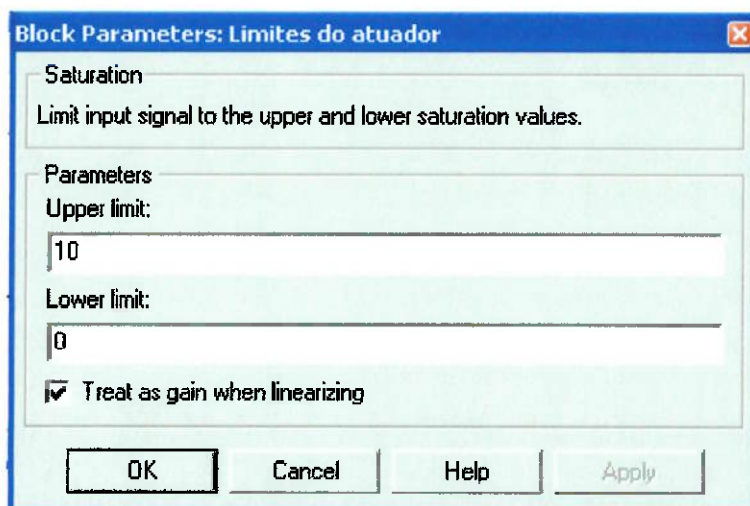
Cálculo do consumo energético - condição inicial do integrador



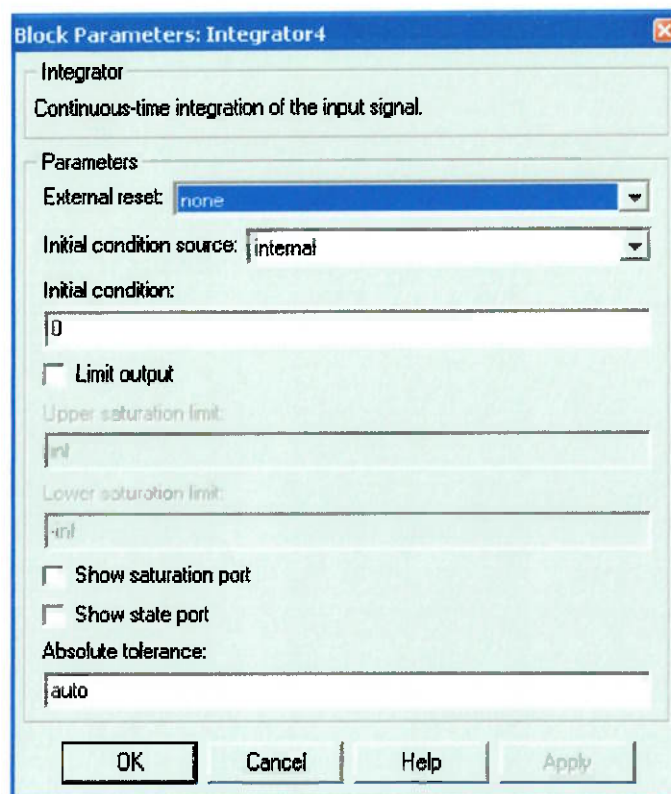
Modelo de controle por PMV – Variáveis de entrada



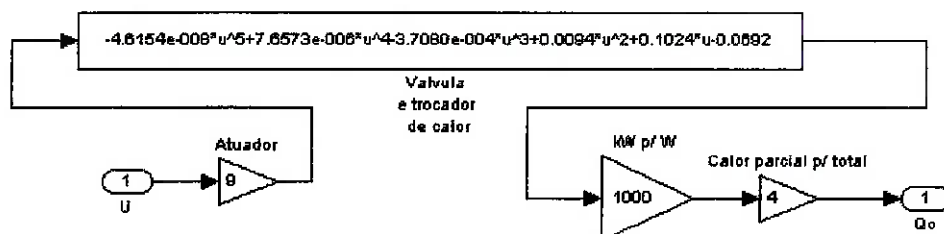
Modelo de controle por PMV – Controlador PI para válvula borboleta



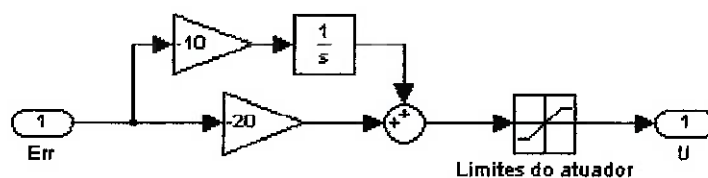
Controlador PI para válvula borboleta – Limites do atuador



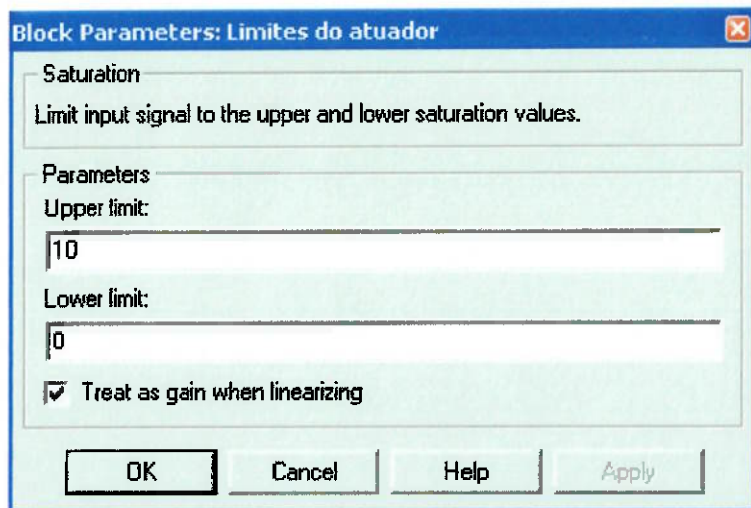
Controlador PI para válvula borboleta - condição inicial do integrador



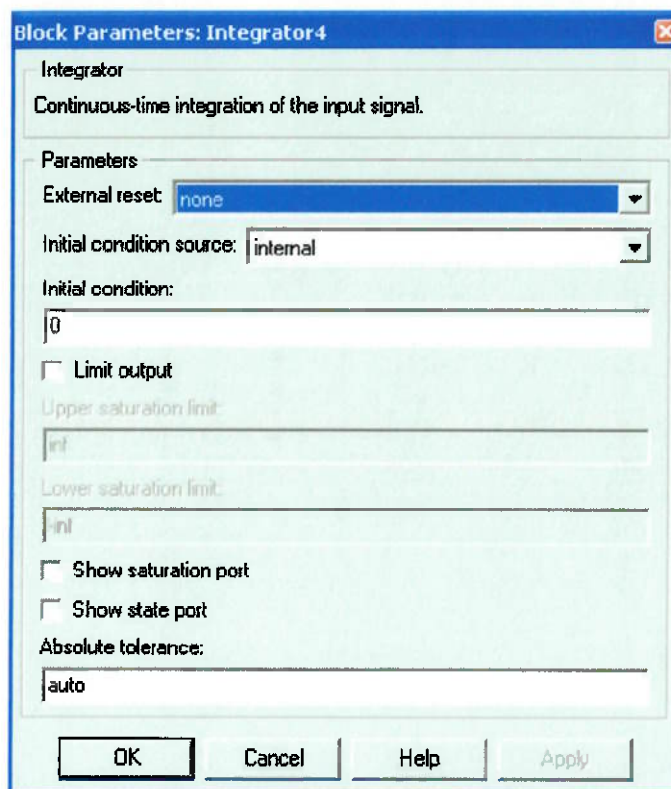
Modelo de controle por PMV – Atuador , válvula borboleta e “chiller”



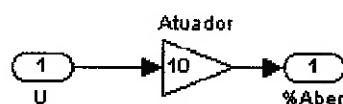
Modelo de controle por PMV – Controlador PI para damper de controle



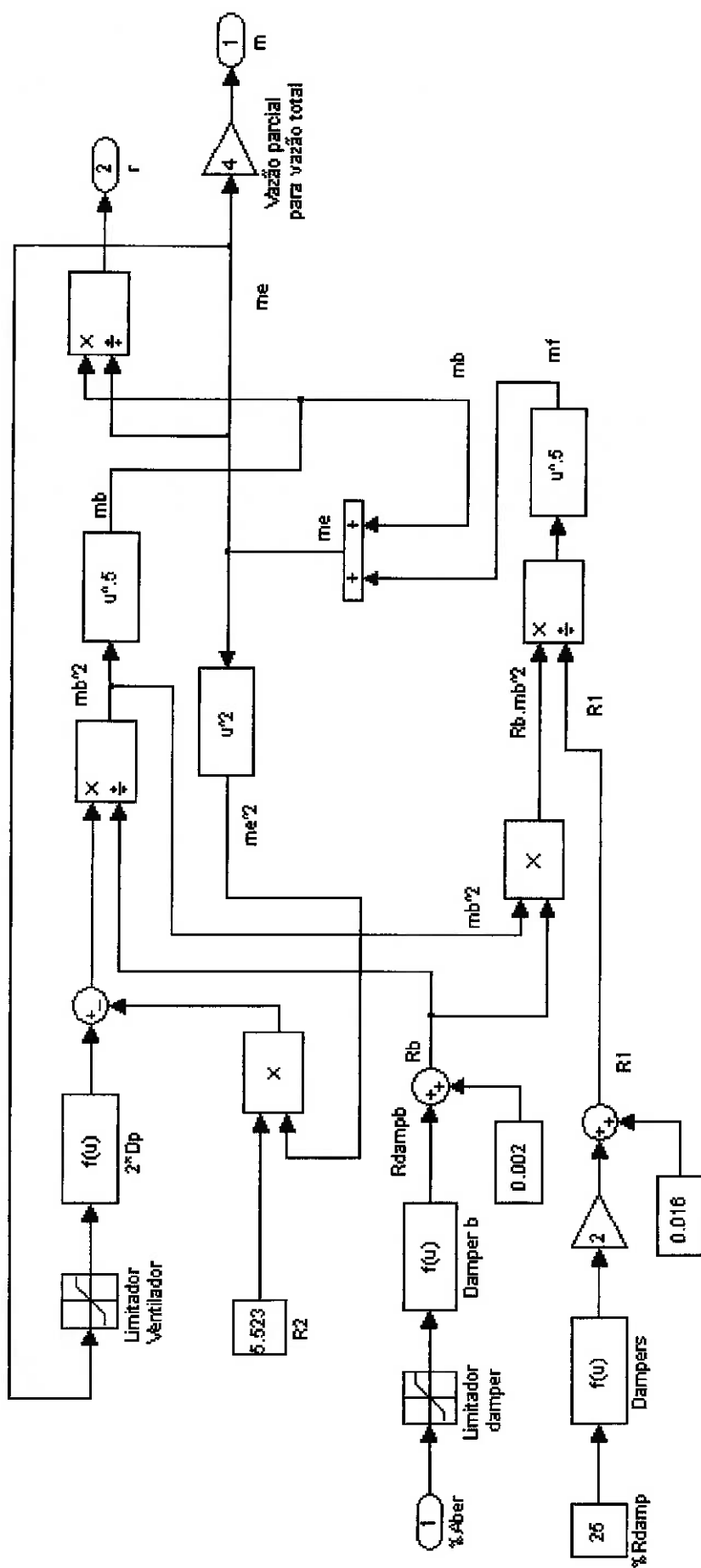
Controlador PI para damper de controle - Limites do atuador



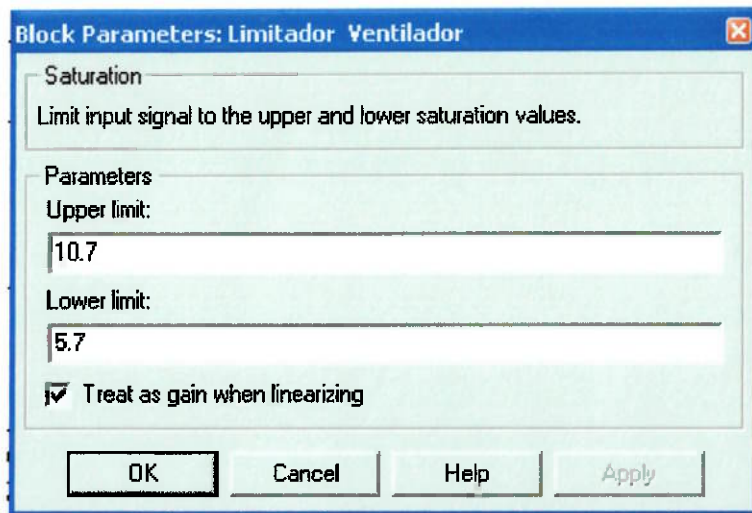
Controlador PI para damper de controle - condição inicial do integrador



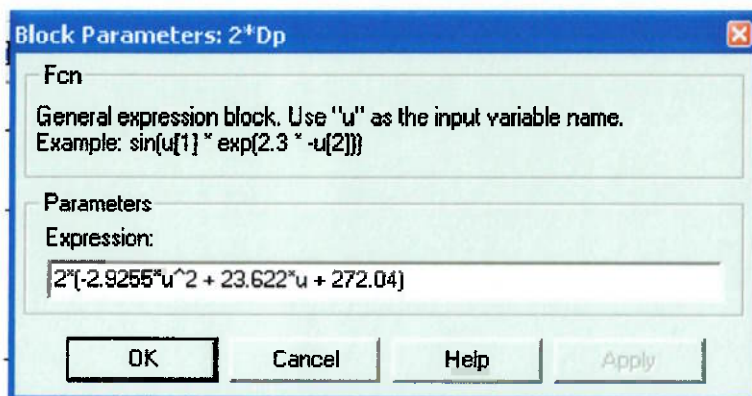
Modelo de controle por PMV – Atuador para damper de controle



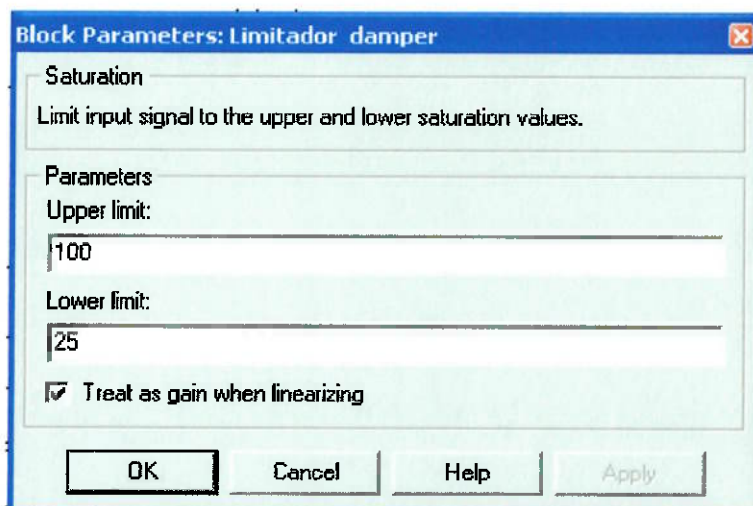
Modelo de controle por PMV – Modelo do sistema de ventilação



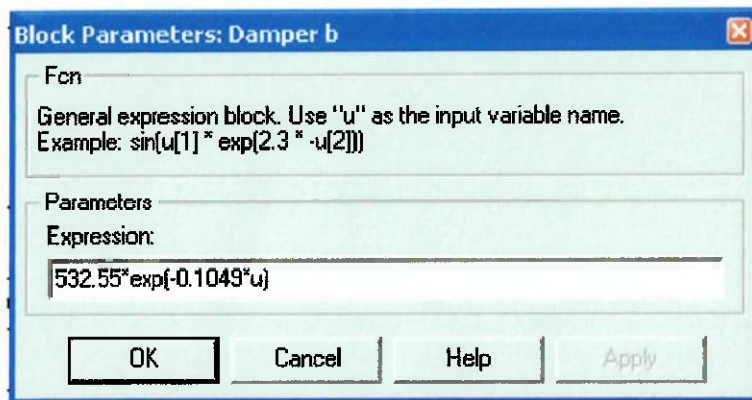
*Modelo do sistema de ventilação – Limitador da função 2*Dp*



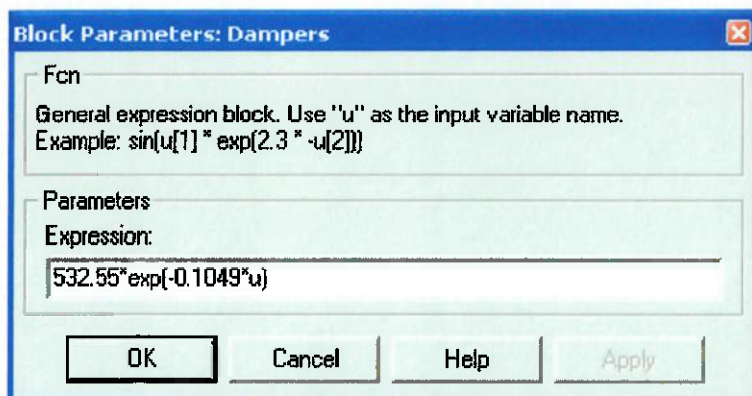
Modelo do sistema de ventilação – Parâmetros da função Fan



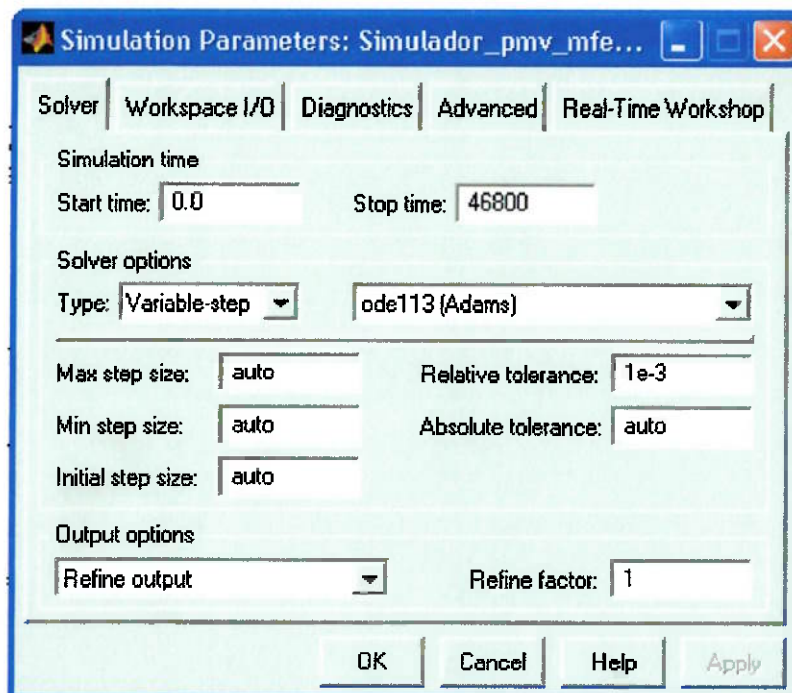
Modelo do sistema de ventilação – Limitador das funções Damper



Modelo do sistema de ventilação – Parâmetros da função Damper b



Modelo do sistema de ventilação – Parâmetros da função Dampers



Modelo de controle por PMV – Parâmetros da simulação

ANEXO B

LISTAGEM DAS FUNÇÕES IMPLEMENTADAS

Função Inicializa.m

```
% -----  
% Inicializa.m  
% -----  
% Este arquivo funciona em conjunto com os arquivos *.mdl do Simulink,  
% inicializando e calculando os parâmetros usados na simulação  
% -----  
% limpa as variáveis na memória  
% -----  
clear ;  
% -----  
% geometria da sala  
% -----  
% Largura : 30 m  
larg=30;  
% Comprimento : 32 m  
comp=32;  
% Altura : 3m  
altur=3;  
% espessura da parede : 12 cm  
parede=0.12;  
% espessura da laje ( piso e teto ) : 10 cm  
laje=0.1;  
% Area de envidramento : 15% da área de piso  
porcenv=0.15;  
% espessura do vidro : 6mm  
espvdr=0.006;  
% Area de piso  
Apiso=larg*comp;  
% Area de vidro  
As=porcenv*Apiso;  
% Area de contato com a parede  
Ap=(2*(larg+comp)*altur)-As;  
% Area de contato com o teto e chão  
At=2*Apiso;  
% Volume interno da sala  
Va=larg*comp*altur;
```

```

% -----
% Paredes e teto
% -----
% Propriedades do concreto : densidade=2300 kg/m2 e cp=880 J/kg.K
densconc=2300;
cpp=880; % Paredes
cpt=cpp; % Teto
% Coeficientes de película das paredes : hp=ht=8W/m2.K e he=12W/m2.K
hp=8; % Paredes interno
he=12; % Paredes externo
ht=hp; % Teto e chão interno
% Massa das paredes
mp=Ap*parede*densconc;
% Massa da laje
mt=At*laje*densconc;
% -----
% Envidramento
% -----
% Propriedades do vidro: kv=1,4W/m2.K , L=6 mm
kv=1.4;
L=0.006;
Us=1/((1/he)+(L/kv)+(1/hp));
% -----
% Outros parâmetros
% -----
% Calor específico do ar (25oC e 100kPa)
cp = 1003,5 J/kg.K    cv = 716,5 J/kg.K
cp = 1003.5;
cv = 716.5;
% Massa específica do ar (300K e 100kpa) rar = 1,1614 kg/m3
rar=1.1614;
% Massa (aproximada) de ar seco dentro da sala (em kg)
mai=Va*rar;
% Renovação volumétrica de ar = 3,008 m3/s
revar=1.91;
% Fração de retorno de ar = 80%
r=0.8;
% Massa de vapor gerada por segundo pelos ocupantes (em kg/s)
mvresp=6.79e-5;
% Calor gerado internamente pelos ocupantes = 43,2 kW
Qa=43200;

```

§ Temperaturas de operação da máquina de ar condicionado

§ $T_q=47^{\circ}\text{C}$ e $T_f=5^{\circ}\text{C}$

$T_q=47+273;$

$T_f=5+273;$

§ -----

§ Vazão mássica

§ -----

$m=(\text{revar}*\text{rar})/(1-r);$

§ -----

§ COP máximo

§ -----

$\text{COP}=T_f/(T_q-T_f);$

§ -----

§ Cálculo das constantes

§ -----

§ Modelagem da sala

$C1=(c_p)/(V_a*c_v*\text{rar});$

$C2=(h_t*At)/(V_a*c_v*\text{rar});$

$C3=(h_p*Ap)/(V_a*c_v*\text{rar});$

$C4=-(U_s*As+h_p*Ap+h_t*At)/(V_a*c_v*\text{rar});$

$C5=-(c_p)/(V_a*c_v*\text{rar});$

$C6=1/(V_a*c_v*\text{rar});$

$C7=(U_s*As)/(V_a*c_v*\text{rar});$

§ Modelagem das paredes

$W1=-((h_e+h_p)*Ap)/(m_p*c_{pp});$

$W2=(h_p*Ap)/(m_p*c_{pp});$

$W3=(h_e*Ap)/(m_p*c_{pp});$

$W4=(Ap)/(m_p*c_{pp});$

$W5=(Ap*As)/(m_p*c_{pp}*(Ap+At));$

§ Modelagem do teto e do chão

$J1=-(h_t*At)/(m_t*c_{pt});$

$J2=(h_t*At)/(m_t*c_{pt});$

$J3=(At*As)/(m_t*c_{pt}*(Ap+At));$

§ Modelagem do retorno de ar

$B1=-1/(c_p);$

§ Modelagem da umidade absoluta

$P1=1/m_{ai};$

$P2=-1/m_{ai};$

$P3=1/m_{ai};$

§ -----
§ Definição das entradas
§ -----

§ Temperatura de bulbo seco do ar externo (em °C)

```
etbs=[0 20.2;  
      3600 22.3;  
      7200 23.3;  
      10800 24.6;  
      14400 28.5;  
      18000 29.4;  
      21600 30;  
      25200 31;  
      28800 29.2;  
      32400 28.6;  
      36000 27;  
      39600 21.2;  
      43200 20.3];
```

§ Radiação solar através dos vidros (em W/m²)

```
eradv=[0 40;  
      3600 127;  
      7200 200;  
      10800 258;  
      14400 301;  
      18000 326;  
      21600 331;  
      25200 315;  
      28800 280;  
      32400 228;  
      36000 162;  
      39600 83;  
      43200 0];
```

§ Radiação solar sobre as paredes (em W/m²)

```
eradp=[0 48;  
      3600 204;  
      7200 352;  
      10800 476;  
      14400 568;  
      18000 620;  
      21600 630;  
      25200 597;  
      28800 523;
```

32400 412;

36000 274;

39600 119;

43200 0];

% Umidade Absoluta (em kg vapor/kg ar seco)

euabs=[0 0.01382;

3600 0.01094;

7200 0.009273;

10800 0.009059;

14400 0.009466;

18000 0.008941;

21600 0.008992;

25200 0.009814;

28800 0.01115;

32400 0.008532;

36000 0.008211;

39600 0.00672;

43200 0.007102];

Função calculapmv.m

```
function pmv=calculapmv(parametros)

% -----
% Esta e uma função que calcula o PMV atraves do metodo descrito na
% norma ISO 7730
% -----
% Entrada de parametros
% -----

clo=0.85; % constante da vestimenta (em clo)
met=1.2; % taxa metabolica (em met)
wme=0; % trabalho externo (em met)
ta=parametros(1); % temperatura do ar (em °C)
tr=parametros(2); % temperatura media radiante (em °C)
wabs=parametros(3); % umidade absoluta
vel=parametros(4); % velocidade relativa do ar (em m/s)

% -----
% Calculo dos demais parametros
% -----

patm=100000; % pressao atmosferica (em Pa)
pa=(wabs*patm)/(0.622+wabs); % pressao de vapor (em Pa)
icl= .155 * clo; % Resistencia termica da
% vestimenta (em m2K/W)
m=met*58.15; % Taxa metabolica (em W/m2)
w=wme*58.15; % Trabalho externo (em W/m2)
mw=m-w; % Produção interna de calor no
% corpo humano
taa=ta+273; % Conversao para Kelvin
tra=tr+273;

% Calculo do fator de area de vestimenta (fcl)
if (icl < .078)
    fcl = 1 + 1.29*icl;
else
    fcl = 1.05 + .645*icl;
end

% Calculo do coeficiente de convecção forçada
hcf=12.1*(vel^.5);
```

```

% -----
% Calculo da temperatura superficial da vestimenta por metodo
% iterativo
% -----
% Valor inicial de tcl para primeira iteracao
tcla=taa+(35.5-ta)/(3.5*(6.45*icl+.1));
p1=icl*fcl; % termo da expressao
p2=p1*3.96; % termo da expressao
p3=p1*100; % termo da expressao
p4=p1*taa; % termo da expressao
p5=308.7-.028*mw+p2*(tra/100)^4; % termo da expressao
xn=tcla/100;
xf=xn;
n=0; % numero de iteracoes
eps=.00015; % criterio de parada
while (n==0) | ((abs(xn-xf)>eps)&(n<150))
    xf=(xf+xn)/2;
    % Coeficiente de troca de calor por convecção natural
    hcn=2.38*abs(100*xf-taa)^.25;
    if (hcf>hcn)
        hc=hcf;
    else
        hc=hcn;
    end
    xn=(p5+p4*hc-p2*xf^4)/(100+p3*hc);
    n=n+1;
end
tcl=100*xn-273; % temperatura da vestimenta (em °C)

% -----
% Componentes da troca de calor
% -----
% Difusao pela pele
hl1=3.05*.001*(5733-6.99*mw-pa);
% Perda de calor pelo suor
if (mw>58.15)
    hl2=.42*(mw-58.15);
else
    hl2=0;
end

```

```
% Perda de calor pela respiraçaõ latente
```

```
hl3=1.7*.00001*m*(5867-pa);
```

```
% Perda de calor pela respiraçaõ seca
```

```
hl4=.0014*m*(34-ta);
```

```
% Perda de calor por radiaçaõ
```

```
hl5=3.96*fcl*(xn^4-(tra/100)^4);
```

```
% Perda de calor por convecçaõ
```

```
hl6=fcl*hc*(tcl-ta);
```

```
% -----
```

```
% Calculo do PMV
```

```
% -----
```

```
% Coeficiente de sensaçãõ termica
```

```
ts=.303*exp(-.036*m)+.028;
```

```
% Voto medio estimado
```

```
pmv=ts*(mw-hl1-hl2-hl3-hl4-hl5-hl6);
```

Função plotagem_maberta.m

```
% -----  
% Plotagem dos graficos em malha aberta  
% -----  
  
function plotagem_maberta(Te,qre,qrv,we,Ta,PMV)  
  
% Plotagem das entradas  
  
% Plotagem de Te  
figure(1);  
plot(Te(:,1)/3600+6,Te(:,2));  
title('Entrada: Temperatura externa');  
grid on;  
xlabel('tempo (h)');  
ylabel('temperatura (°C)');  
% Plotagem de qre  
figure(2);  
plot(qre(:,1)/3600+6,qre(:,2));  
title('Entrada: Radiação solar incidente nas paredes');  
grid on;  
xlabel('tempo (h)');  
ylabel('carga termica (W/m2)');  
% Plotagem de qrv  
figure(3);  
plot(qrv(:,1)/3600+6,qrv(:,2));  
title('Entrada: Radiação solar atraves dos vidros');  
grid on;  
xlabel('tempo (h)');  
ylabel('carga termica (W/m2)');  
% Plotagem de we  
figure(4);  
plot(we(:,1)/3600+6,we(:,2));  
title('Entrada: Umidade absoluta externa');  
grid on;  
xlabel('tempo (h)');  
ylabel('Umidade absoluta');  
% Plotagem de Ta  
figure(5);  
plot(Ta(:,1)/3600+6,Ta(:,2));
```

```

title('Saida: Temperatura do ar interno');
grid on;
xlabel('tempo (h)');
ylabel('temperatura (°C)');
% Plotagem de PMV
figure(6);
plot(PMV(:,1)/3600+6,PMV(:,2));
title('Saida: PMV');
grid on;
xlabel('tempo (h)');
ylabel('PMV');
% Plotagem de PPD
n=size(PMV);
% calcula o PPD
for i=1:n
    PPD(i)=100-95*exp(-0.03353*PMV(i,2)^4-0.2179*PMV(i,2)^2);
end
figure(7);
plot(qre(:,1)/3600+6,PPD);
title('Saida: PPD');
grid on;
xlabel('tempo (h)');
ylabel('PPD (%)');

```

Função plotagem_mfechada.m

```

% -----
% Plotagem dos graficos - malha fechada
% -----

function plotagem_mfechada(Ta,PMV,Pot,Energ,vr)

% Plotagem de Ta
figure(1);
plot(Ta(:,1)/3600+6,Ta(:,2));
title('Saida: Temperatura do ar interno');
grid on;
xlabel('tempo (h)');
ylabel('temperatura (°C)');
% Plotagem de PMV
figure(2);

```

```

plot(PMV(:,1)/3600+6,PMV(:,2));
title('Saida: PMV');
grid on;
xlabel('tempo (h)');
ylabel('PMV');
% Plotagem de PPD
n=size(PMV);
% calcula o PPD
for i=1:n
    PPD(i)=100-95*exp(-0.03353*PMV(i,2)^4-0.2179*PMV(i,2)^2);
end
figure(3);
plot(PMV(:,1)/3600+6,PPD);
title('Saida: PPD');
grid on;
xlabel('tempo (h)');
ylabel('PPD (%)');
% Plotagem de Pot
figure(4);
plot(Pot(:,1)/3600+6,Pot(:,2)/1000);
title('Saida: Potencia eletrica consumida');
grid on;
xlabel('tempo (h)');
ylabel('Potencia (kW)');
% Plotagem de Energ
figure(5);
plot(Energ(:,1)/3600+6,Energ(:,2));
title('Saida: Energia eletrica consumida');
grid on;
xlabel('tempo (h)');
ylabel('Energia (kWh)');
% Plotagem de vr
figure(6);
plot(vr(:,1)/3600+6,vr(:,2));
title('Saida: Velocidade relativa media');
grid on;
xlabel('tempo (h)');
ylabel('Velocidade (m/s)');

```

Função plotagem_comparativa.m

```
% -----  
% Plotagem dos graficos - analise comparativa  
% -----  
  
function plotagem_comparativa(tTa,pTa,tPMV,pPMV,tPot,pPot,tEnerg,  
                             pEnerg,tvr,pvr)  
  
% Plotagem de Ta  
figure(1);  
plot(tTa(:,1)/3600+6,tTa(:,2),'-b',pTa(:,1)/3600+6,pTa(:,2),'-r');  
grid on;  
h = legend('Temperatura','PMV',1);  
title('Analise comparativa: Temperatura do ar interno');  
xlabel('tempo (h)');  
ylabel('temperatura (°C)');  
  
% Plotagem de PMV  
figure(2);  
plot(tPMV(:,1)/3600+6,tPMV(:,2),'-b',pPMV(:,1)/3600+6,pPMV(:,2),'-r');  
grid on;  
h = legend('Temperatura','PMV',2);  
title('Analise comparativa: PMV');  
xlabel('tempo (h)');  
ylabel('PMV');  
  
% Plotagem de PPD  
n=size(tPMV);  
% calcula o PPD  
for i=1:n  
    tPPD(i)=100-95*exp(-0.03353*tPMV(i,2)^4-0.2179*tPMV(i,2)^2);  
end  
n=size(pPMV);  
% calcula o PPD  
for i=1:n  
    pPPD(i)=100-95*exp(-0.03353*pPMV(i,2)^4-0.2179*pPMV(i,2)^2);  
end  
figure(3);  
plot(tPMV(:,1)/3600+6,tPPD,'-b',pPMV(:,1)/3600+6,pPPD,'-r');  
title('Analise comparativa: PPD');  
h = legend('Temperatura','PMV',2);
```

```

grid on;
xlabel('tempo (h)');
ylabel('PPD (%)');

% Plotagem de Pot
figure(4);
plot(tPot(:,1)/3600+6,tPot(:,2)/1000,'-b',pPot(:,1)/3600+6,pPot(:,2)/1000,'-r');
title('Saida: Potencia eletrica consumida');
h = legend('Temperatura', 'PMV',4);
grid on;
xlabel('tempo (h)');
ylabel('Potencia (kW)');

% Plotagem de Energ
figure(5);
plot(tEnerg(:,1)/3600+6,tEnerg(:,2),'-b',pEnerg(:,1)/3600+6,pEnerg(:,2),'-r');
title('Saida: Energia eletrica consumida');
h = legend('Temperatura', 'PMV',4);
grid on;
xlabel('tempo (h)');
ylabel('Energia (kWh)');

% Plotagem de vr
figure(6);
plot(tvr(:,1)/3600+6,tvr(:,2),'-b',pvr(:,1)/3600+6,pvr(:,2),'-r');
title('Saida: Velocidade relativa media');
h = legend('Temperatura', 'PMV',2);
grid on;
xlabel('tempo (h)');
ylabel('Velocidade relativa media (m/s)');

% Plotagem de Pot com ventiladores
figure(7);
plot(tPotmv(:,1)/3600+6,tPotmv(:,2)/1000,'-b',pPotmv(:,1)/3600+6,
pPotmv(:,2)/1000,'-r');
title('Saida: Potencia eletrica total ( ar condicionado e ventiladores
)');
h = legend('Temperatura', 'PMV',4);
grid on;

```

```
xlabel('tempo (h)');
ylabel('Potencia (kW)');

% Plotagem de Energ com ventiladores
figure(8);
plot(tEnergmv(:,1)/3600+6,tEnergmv(:,2),'-b',pEnergmv(:,1)/3600+6,
pEnergmv(:,2),'-r');
title('Saida: Energia eletrica total ( ar condicionado e ventiladores
)');
h = legend('Temperatura', 'PMV', 4);
grid on;
xlabel('tempo (h)');
ylabel('Energia (kWh)');
```