



**UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA MARIA – UFSM
EDUCAÇÃO A DISTÂNCIA DA UFSM – EAD
UNIVERSIDADE ABERTA DO BRASIL – UAB
CURSO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM EFICIÊNCIA ENERGÉTICA
APLICADA AOS PROCESSOS PRODUTIVOS**

**SISTEMA DE SUPERVISÃO E CONTROLE DE ÁGUA
QUENTE APLICADO A HOTÉIS E INSTALAÇÕES
DE HOSPEDAGEM
TEORIA E ESTUDO DE CASO**

MONOGRAFIA DE ESPECIALIZAÇÃO

Volnei Camargo Dutra

Santa Maria, RS, Brasil

2014

**SISTEMA DE SUPERVISÃO E CONTROLE DE ÁGUA
QUENTE APLICADO A HOTÉIS E INSTALAÇÕES DE
HOSPEDAGEM
TEORIA E ESTUDO DE CASO**

Volnei Camargo Dutra

Monografia apresentada ao Curso de Pós-Graduação em Eficiência Energética Aplicada aos Processos Produtivos da Universidade Federal de Santa Maria - UFSM, como requisito parcial para obtenção do título de **Especialista em Eficiência Energética**

**Orientador: Prof.Dr.Natanael Rodrigues Gomes
Co-Orientador: Prof.Dr. Geomar Machado Martins**

Santa Maria, RS, Brasil

2014

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA MARIA

Reitor

Paulo Afonso Burmann

Vice-Reitor

Paulo Bayard Dias Gonçalves

Centro de Tecnologia

Diretor

Luciano Schuch

Vice-Diretor

Gédson Mário Borges Dal Forno

*

* © 2010 Todos os direitos autorais reservados a Volnei Camargo Dutra. A reprodução de partes ou do todo deste trabalho só poderá ser feita mediante a citação da fonte.
Endereço: Rua Doze, n. 2010, Bairro da Luz, Santa Maria, RS. CEP: 97110-680 Fone (0xx)55 32225678; Fax (0xx) 32251144; E-mail: ufesme@ct.ufsm.br

**Universidade Federal de Santa Maria
Centro de Tecnologia
Curso de Pós-Graduação a Distância
Especialização Strictu-Sensu em Eficiência Energética Aplicada
aos Processos Produtivos**

**A Comissão Examinadora, abaixo assinada,
aprova a Monografia de Especialização**

**SISTEMA DE SUPERVISÃO E CONTROLE DE ÁGUA QUENTE
APLICADO A HOTÉIS E INSTALAÇÕES DE HOSPEDAGEM
TEORIA E ESTUDO DE CASO**

elaborada por
Volnei Camargo Dutra

**como requisito parcial para obtenção do título de
Especialista em Eficiência Energética**

COMISSÃO EXAMINADORA:

Natanael Rodrigues Gomes, Dr.Eng.
(Presidente/Orientador)

Geomar Machado Martins, Dr.Eng.

Cesar Addis Valverde Salvador, Dr.Eng.

Alexandre Aparecido Buenos, Dr.Eng.

A mais nobre das energias a ser conservada
é a energia da vida, gerada por Deus, sem a
qual não poderíamos seguir em frente.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Diagrama de Sankey adaptado para o fluxo de energia	3
Figura 2 – Analogia entre a resistência elétrica e térmica.....	9
Figura 3 – Variação da temperatura em função da parede do tubo.....	10
Figura 4 – Analogia entre a resistência térmica e elétrica em tubulações.....	11
Figura 5 – Resposta ao estado zero e a excitação zero para o circuito RC.....	12
Figura 6 – Resposta do sistema térmico ao degrau de calor.....	12
Figura 7– Modelo térmico do sistema em estudo.....	14
Figura 8 – Gerador de água quente a óleo diesel.....	16
Figura 9 – Reservatório de água quente inferior	16
Figura 10 – Reservatório de água quente superior	16
Figura 11 – Painéis solares.....	17
Figura 12 – Resfriamento - Temperatura x tempo.....	18
Figura 13 – Curva de resfriamento – Temperatura x tempo.....	19
Figura 14 – Controle de chama do aquecedor Joannes Euro Fire.....	21
Figura 15 – Aquecimento - Temperatura x tempo.....	22
Figura 16 – Temperatura x tempo aquecedor com ajuste de chama à 67%.....	22
Figura 17 – Aquecimento máximo - Temperatura x tempo.....	23
Figura 18 – Curva prática e teórica da resposta forçada.....	24
Figura 19 – Simulação do resfriamento à temperatura ambiente de -5°C.....	26
Figura 20 – Diagrama de blocos do controlador proposto.....	30
Figura 21 – Mecanismo de correção e antecipação.....	33
Figura 22 – Arquitetura básica do CLP.....	35
Figura 23 – Arquitetura microcontrolador PIC16F1933	39
Figura 24 –Hardware PIC16F1933 – Resumo parcial.....	40
Figura 25 – Serial Timekeeper Chip HT1380A/1381A	41

Figura 26 – Driver para motor de passo DRV8800	42
Figura 27 – Diagrama de blocos do sistema dedicado.....	44
Figura 28 - Fluxo de caixa para o projeto proposto.....	48
Figura 29 – Sistema térmico da edificação.....	51
Figura 30– Fluxograma do programa principal.....	52
Figura 31 – Fluxograma do algoritmo de controle.....	53

RESUMO

Monografia de Especialização
Curso de Pós-Graduação
Especialização *Strictu-Sensu* em Eficiência Energética Aplicada aos Sistemas
Produtivos

Universidade Federal de Santa Maria

SISTEMA DE SUPERVISÃO E CONTROLE DE ÁGUA QUENTE APLICADO A HOTÉIS E INSTALAÇÕES DE HOSPEDAGEM TEORIA E ESTUDO DE CASO

AUTOR: Volnei Camargo Dutra
ORIENTADOR: Prof.Dr.Natanael Rodrigues Gomes
CO-ORIENTADOR: Prof.Dr. Geomar Machado Martins

O ramo da hotelaria responde por parcela significativa do consumo de energia em edificações fazendo uso de fontes que envolvem energia elétrica, energia térmica e fontes alternativas, além de recursos de condicionamento térmico passivo para a obtenção do conforto térmico.

O presente trabalho procura aplicar os conceitos de eficiência energética no uso e geração de energia em um hotel de médio porte com estudo de caso focado na automação e controle do sistema de aquecimento de água da edificação.

A solução proposta poderá ser implementada através de Controladores Lógicos Programáveis, produtos dedicados ou Sistemas de Supervisão e Controle Predial.

Palavras-chave: Eficiência Energética, Sistemas Supervisórios, Automação Predial

ABSTRACT

Monografia de Especialização
Curso de Pós-Graduação
Especialização *Strictu-Sensu* em Eficiência Energética Aplicada aos Sistemas Produtivos

Universidade Federal de Santa Maria

HOT WATER MONITORING AND CONTROL SYSTEM APPLIED TO HOTELS AND FACILITIES ACCOMMODATION THEORY AND CASE STUDY

AUTHOR: Volnei Camargo Dutra
ADVISER: Natanael Rodrigues Gomes, Dr.Eng.
CO-ADVISER: Geomar Machado Martins, Dr.Eng.

When analysing energy efficiency in buildings, one can notice that hotel industry is responsible for a significant portion of energy consumption. Such energy consumption could involve electrical energy, thermal energy sources and alternative sources, besides passive thermal conditioning means for obtaining thermal comfort. This paper aims to apply the concepts of energy efficiency in the use and generation of energy in a hotel as a case of study focused on automation and control of its water heating system.

The proposed solution can be implemented by using programmable logic controllers, dedicated product or Supervisory Control and Building Systems.

Keywords: Energy Efficiency, Supervisory Systems, Building Automation.

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO.....	1
2 OBJETIVOS E ORGANIZAÇÃO.....	4
2.1 Objetivo geral.....	4
2.2 Objetivo específico.....	5
2.3 Justificativas.....	5
2.4 Metodologia.....	6
2.5 Estruturação do trabalho e organização.....	6
3 REFERENCIAL TEÓRICO.....	7
4 SISTEMAS TÉRMICOS.....	8
4.1 Transferência de calor em sistemas de água quente.....	8
4.1.1 Resistência térmica.....	9
4.1.2 Capacidade térmica e calor específico.....	9
4.2 Perdas de calor em tubulações com simetria cilíndrica.....	10
4.3 Resposta ao degrau em sistemas térmicos e elétricos.....	12
4.3.1 Impedância térmica.....	13
4.4 Análise do sistema de água quente instalado na edificação.....	15
5 DETERMINAÇÃO DAS CONSTANTES TÉRMICAS	17
5.1 Resposta à excitação zero – Lei de Newton para o resfriamento.....	18
5.2 Constante de tempo para o resfriamento.....	19
5.3 Equação de Newton a partir da curva prática.....	19
5.4 Resposta forçada – Aquecimento.....	20
5.5 Aquecimento na potência máxima.....	23
5.6 Simulações.....	25
5.6.1 Sistema sem carga ou à vazio.....	25
5.6.2 Analogia do Sistema real termicamente carregado	26
5.6.3 Equilíbrio térmico no misturador.....	27
5.6.4 Percentual ideal de mistura.....	28
6 ESTRATÉGIA DE CONTROLE.....	29
6.1 Algoritmo de controle voltado à eficiência energética.....	32
6.2 Controlador On-Off (Liga-Desliga)	33
6.3 Sistemas de Controle.....	34

6.3.1	Controlador Lógico Programável – CLP.....	34
6.3.2	Sistemas de Supervisão e Controle Predial - SSCP.....	35
7	PROJETO DE CONTROLE COM SISTEMA DEDICADO.....	36
7.1	Microcontroladores.....	36
7.2	Microcontrolador RISC.....	38
7.3	Requisitos de projeto - Hardware.....	38
7.4	Periféricos.....	40
7.4.1	Circuito integrado relógio/calendário.....	40
7.4.2	Comunicação serial RS-232/485.....	41
7.4.3	Driver para motor de passo.....	42
7.4.4	Sensor de irradiação solar.....	43
7.5	Hardware.....	43
7.6	Software.....	45
8	CUSTOS E VIABILIDADES ECONÔMICAS.....	46
8.1	Energia armazenada nos tanques	46
8.2-	Metodologia para análise da viabilidade econômica do sistema.....	47
9	CONCLUSÃO.....	49
10	RECOMENDAÇÕES E PERSPECTIVAS FUTURAS	50
	ANEXO A	51
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	54

1 INTRODUÇÃO

O uso da energia térmica em habitações remonta da pré-história com a utilização do fogo para diversas finalidades indispensáveis à manutenção da vida, tão importantes que ainda hoje dependemos de fontes de calor para tais finalidades.

Independente da época, do tipo e da aplicação, o uso da energia pelo homem sempre dependeu de recursos naturais cuja extração nem sempre obedeceu a critérios racionais, levando à degradação do meio ambiente envolvido.

Segundo Boyden apud [7] a descoberta do fogo pode ser vista como o primeiro marco tecnológico e ecológico, o qual pelo simples ato de aquecer e cozinhar os alimentos desencadeou os primeiros impactos significativos no ecossistema, com as graves incompatibilidades entre o homem e o meio ambiente, as quais se perpetuam até hoje.

Ao longo da história humana o uso da energia térmica para fins de conforto assumiu proporções cada vez maiores, principalmente em regiões de clima frio.

O calor para aquecer ambientes deu origem aos conceitos de conforto térmico, os quais não mudaram desde então, fortalecendo a idéia de que dependeremos para sempre da energia térmica e dos processos de conversão necessários para obtê-la.

Desde a antiguidade as habitações fazem uso de itens de conforto que utilizam alguma forma primária de energia para seu funcionamento. Neste contexto surgiram as necessidades de acomodação fora do domicílio com objetivo econômico, ou seja, a venda de serviços de hospedagem.

Em épocas remotas e atuais o aquecimento e a cocção dos alimentos são obtidos por meio de energia gerada com a queima de lenha ou carvão sem a devida preocupação com a eficiência energética e com a racionalidade no uso, principalmente porque as fontes primárias de energia eram abundantes e de baixo custo.

Atualmente os combustíveis fósseis assumiram o papel de principais fontes de energia química para fins de geração de calor, destacando-se o gás natural (GN), o gás liquefeito de petróleo (GLP) e o óleo diesel.

Os aquecedores solares térmicos, com ou sem resistências elétricas de apoio geralmente são utilizados como backups energéticos em sistemas de aquecimento de água em residências, hotéis e similares, complementando os sistemas de aque-

cimento convencionais baseados em fontes não renováveis.

O ideal é que as energias alternativas tais como a biomassa, a geotermia, as fontes solares e eólicas compusessem a matriz de geração principal com as fontes fósseis complementando o fornecimento.

Conceitos de eficiência energética aplicados aos estabelecimentos de hospedagem devem acima de tudo contemplar a matriz utilizada na edificação, tais como elétrica, química ou alternativa. Devem propor a redução de custos diretos dando ênfase a soluções que contemplem uma menor emissão de carbono, priorizando as energias alternativas dentro de relações custo-benefício aceitáveis.

Os tipos de energias usados atualmente em hotéis para o condicionamento térmico podem ser classificados em:

- Energia elétrica
- Energia química
- Energias alternativas

Cada uma delas apresenta características técnicas e econômicas que as diferenciam de acordo com o custo, a disponibilidade e a conveniência no transporte pela edificação.

As energias renováveis podem ser subdivididas em solares térmicas e solares fotovoltaicas, químicas biogeradas, geotérmicas e cinéticas produzidas por elementos da natureza. O uso destas fontes está limitado principalmente por fatores econômicos, destacando-se o investimento inicial e o respectivo tempo de retorno do capital.

Nas edificações, os processos de conversão energética podem ser resumidos em:

- Química para térmica com a queima de combustíveis
- Elétrica para térmica no aquecimento resistivo
- Irradiante para térmica nos aquecedores solares
- Térmica para térmica na geotermia
- Elétrica para elétrica nos painéis fotovoltaicos
- Cinética para elétrica nos aerogeradores
- Bioquímica para química nos biodigestores

Quanto a facilidade no transporte, a eletricidade é sem dúvida a forma de energia mais versátil e prática, podendo ser enviada a qualquer ponto do edifício utilizando simples condutores com um mínimo de perdas no percurso, desde que os circuitos sejam corretamente dimensionados de acordo com a carga a ser atendida.

Por outro lado a redução das perdas em circuitos que utilizam fluídos térmicos depende de fatores de difícil controle tais como o isolamento térmico das tubulações e as diferenças de temperatura entre o fluído e o meio externo.

Pelas leis da física, no transporte da energia da fonte para a carga sempre existirão perdas, cujo resultado líquido convertido em trabalho útil é a capacidade nominal da fonte subtraídas as perdas nas conversões e no transporte, conforme mostrado na Figura 1:

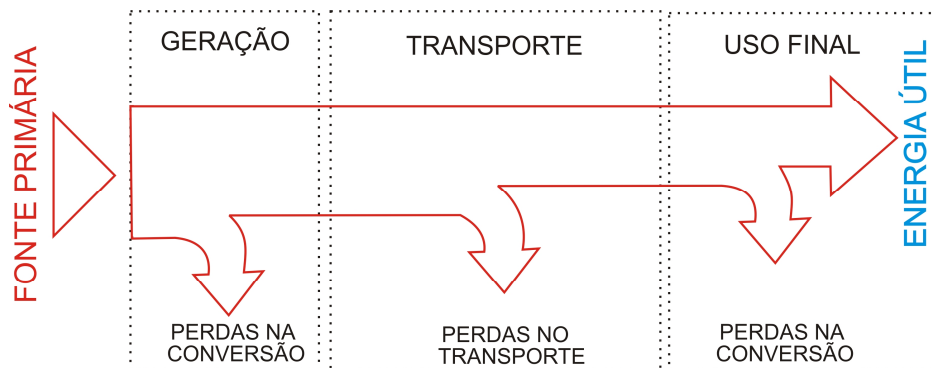


Figura 1 – Diagrama de Sankey adaptado para o fluxo de energia.

No transporte da energia elétrica em baixa tensão as perdas são causadas pelas dissipações ôhmicas por efeito Joule nos condutores. De forma análoga, as perdas no transporte de fluídos térmicos ao longo das canalizações devem-se principalmente às deficiências no isolamento da tubulação que os transportam, sendo proporcionais às diferenças de temperatura entre os meios interno e externo.

Perdas elétricas nos condutores são refletidas como quedas de tensão ao passo que as quedas de temperatura são consequência das perdas térmicas nos meios de condução, da mesma forma que existem quedas de pressão em linhas de alimentação pressurizadas em outras aplicações, tais como instalações de ar comprimido.

Nos edifícios de grande porte, as perdas térmicas em extensas linhas de alimentação de água quente podem ser significativas, principalmente em climas frios

onde existem elevados gradientes de temperatura. Como regra, quanto maior for a instalação maiores serão as justificativas econômicas para o aumento da eficiência energética, tendo em vista ganhos financeiros e ecológicos.

A falta de gerenciamento no uso da energia, combinada com operações manuais de sistemas de controle de temperatura em circuitos de água quente em hotéis e similares, podem levar a gastos desnecessários com recursos energéticos e humanos.

A automação é fundamental para simplificar o controle nos mais diversificados ramos da atividade humana, sendo diferenciais competitivos para os estabelecimentos residenciais, comerciais, industriais e hoteleiros.

2 OBJETIVOS E ORGANIZAÇÃO

2.1 Objetivo geral

Propor soluções técnicas que possam contribuir para o aumento da eficiência no uso da energia térmica em hotéis e estabelecimentos de hospedagem, considerando principalmente sistemas de aquecimento convencionais baseados em combustíveis fósseis já instalados contribuindo desta forma para a redução de custos monetários e ecológicos.

2.2 Objetivo específico

Desenvolver um sistema de controle e supervisão que possa ser aplicado em soluções destinadas a reduzir gastos com energia térmica em hotéis e similares, sendo capaz de manter o conforto térmico nos estabelecimentos de forma automática, sem interferência humana com ênfase na eficiência energética.

A estratégia de controle deverá ser simples e de fácil execução por meio de

um produto dedicado, através de soluções baseadas em CLP's (Controladores Lógicos Programáveis) ou como parte de um Sistema de Supervisão e Controle Predial (SSP).

Além de controlar e manter as temperaturas do sistema de água quente dentro de um perfil térmico adequado, a solução proposta deverá fornecer alarmes para perdas de calor no circuito térmico de acordo com parâmetros programáveis de acordo com as necessidades do estabelecimento.

Deverá também monitorar o desempenho do coletor solar, detectando problemas de circulação (termossifão) e perdas de eficiência por falta de manutenção.

2.3 Justificativas

A elevação de preços e a escassez dos combustíveis fósseis, combinada com a acirrada competição entre os estabelecimentos de hospedagem e os crescentes níveis de exigência por conforto, justificam a aplicação de recursos de controle e automação dos processos de geração de água quente com foco na eficiência energética.

O custo com pessoal e a possibilidade de falhas em sistemas controlados manualmente, podem comprometer a confiabilidade operacional e o conforto térmico, afetando a qualidade dos serviços e a competitividade dos estabelecimentos de hospedagem.

2.4 Metodologia

O método utilizado na obtenção da solução do problema proposto, está baseado no levantamento da situação atual do sistema de água quente com o objetivo de identificar os possíveis problemas operacionais e de eficiência energética, extraindo a partir de medições, dados amostrais de temperatura que permitam a elaboração de um modelo para o sistema térmico do hotel, seguindo a lógica abaixo:

- Elaboração da proposta de trabalho
- Entrevista com a gerência do estabelecimento
- Elaboração do cronograma de atividades
- Revisão bibliográfica
- Desenvolvimento teórico
- Levantamento das características do sistema de água quente
- Medições em campo de temperaturas em pontos críticos
- Análise dos dados e determinação da constante térmica
- Projeto do controlador dedicado
- Finalização do documento com conclusões e recomendações

2.5 Estruturação do trabalho e organização

O trabalho está estruturado para que a apresentação do problema, a teoria e a solução sejam ocorram de forma seqüencial, partindo de observações e medições em campo, utilizando os fundamentos teóricos para entender o comportamento térmico do sistema.

A organização segue o seguinte padrão:

- Desenvolvimento teórico orientado à aplicação
- Análise da situação atual do sistema de água quente
- Algoritmo de controle para automatização do processo térmico
- Solução prática com controlador dedicado
- Estudo de viabilidade econômica
- Avaliação do sistema e perspectivas futuras
- Conclusões e sugestões

3 REFERENCIAL TEÓRICO

As soluções apresentadas baseiam-se na analogia entre os sistemas elétricos e térmicos no que se refere às respostas ao estado zero e a excitação zero.

A resposta ao estado zero também chamada de resposta forçada, trata do comportamento termodinâmico ao aquecimento ao passo que a resposta a excitação zero ou resposta natural trata do comportamento do mesmo quando as fontes de calor são retiradas.

Os dados obtidos da curva de decréscimo da temperatura em relação ao tempo na resposta natural, foram utilizados para a obtenção da constante térmica do sistema, a qual é um parâmetro fundamental para o projeto do controlador voltado à eficiência energética.

Os conceitos apresentados baseiam-se em bibliografias, principalmente nas áreas de transmissão de calor, aquecimento de água e energias alternativas em especial o sistema solar térmico.

Nos estabelecimentos de hospedagem, os sistemas de água quente baseados em aquecedores a óleo diesel ou gás respondem por parcela significativa dos gastos com energia. O uso destes energéticos acarreta um custo financeiro direto com a aquisição do combustível e um custo ecológico indireto com geração de poluentes.

Ao fazer uso da queima de combustíveis fósseis para o aquecimento de água, se faz necessário agregar estes custos ao conforto térmico oferecido.

Atualmente existem no mercado, aquecedores de elevada eficiência térmica. No entanto os modelos mais antigos apresentam perdas relevantes se consideradas ao longo da vida útil de equipamento.

Os sistemas de aquecimento de água utilizados na maioria dos hotéis são centralizados com boilers e acumuladores semelhantes aos usados em residências. A exceção são os grandes empreendimentos que utilizam geradores térmicos de maior capacidade, assemelhando-se às instalações industriais.

Basicamente os equipamentos consumidores de energia utilizados na maioria dos hotéis brasileiros de pequeno e médio porte são:

- Equipamentos de cozinha a gás ou elétricos
- Aparelhos de ar condicionado central, janela, split e portáteis
- Aquecedores elétricos ou a gás, de passagem ou de acumulação
- Radiadores de calor
- Ventiladores
- Sistemas de iluminação
- Motores elétricos e equipamentos de força motriz

Equipamentos ou fontes utilizadas no fornecimento de energia:

- Concessionárias de energia elétrica
- Grupos geradores diesel-elétricos
- Caldeiras a gás e a óleo
- Bombas de calor
- Painéis solares térmicos
- Painéis solares fotovoltaicos
- Geradores eólicos
- Fontes geotérmicas

A eficiência dos trocadores de calor também contribui para o rendimento global do sistema de água quente, uma vez que estes equipamentos são responsáveis pela transmissão de calor entre a fonte e a carga térmica.

4 SISTEMAS TÉRMICOS

4.1 Transferência de calor em sistemas de água quente

Nos sistemas de água quente utilizados em edificações, a água aquecida é acumulada em reservatórios térmicos e transportada por meio de tubulações espe-

ciais desenvolvidas para reduzir ao máximo as perdas de calor para o meio externo.

A transferência de calor entre a fonte e a carga térmica ocorre principalmente por condução, sendo que existem ainda transmissões por convecção e por irradiação especialmente no calor captado pelos painéis de aquecimento solar.

4.1.1 Resistência térmica

As perdas de calor em acumuladores e tubulações de transporte de fluidos são inversamente proporcionais às resistências térmicas dos materiais que as compõem, podendo ser associadas em série ou paralelo da mesma forma que as resistências elétricas.

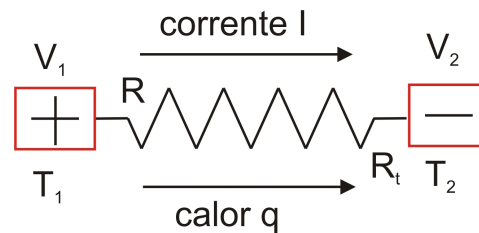


Figura 2 – Analogia entre a resistência elétrica e a térmica.

Onde:

V_1 e V_2 são as tensões em volts (V)

I é corrente elétrica em ampéres (A)

R é a resistência elétrica em ohms (Ω)

T_1 e T_2 são as temperaturas em graus Kelvin (K) ou Celsius ($^{\circ}\text{C}$)

q é o de calor em joules (J) ou calorias (cal)

R_t é a resistência térmica em $\text{K}\cdot\text{m}^2/\text{W}$ ou $^{\circ}\text{C}\cdot\text{m}^2\cdot\text{s}/\text{cal}$

4.1.2 Capacidade térmica e calor específico

O calor específico c é uma propriedade dos materiais senso definido como a capacidade térmica C por unidade de massa.

Matematicamente, o calor específico é definido por [12]:

$$c = \frac{Q}{m\Delta T} = \frac{Q}{m(T_f - T_i)} = \frac{S}{m} \quad (1)$$

Onde:

- c é o calor específico em (j/.kg.K) ou (cal/g.°C)
- Q é a quantidade de calor em joules (J) ou calorias (cal)
- m é a massa, em quilogramas (Kg)
- ΔT é a diferença de temperatura em kelvins (K) ou graus Celsius (°C)
- T_f é a temperatura final, em kelvins (K) ou graus Celsius (°C)
- T_i é a temperatura inicial, em kelvins (K) ou (°C)
- S é a entropia, em joules por kelvin (j/K) ou (cal/°C)

4.2 Perdas de calor em tubulações com simetria cilíndrica

O calor confinado nas formas cilíndricas típicas das tubulações de água quente é perdido para o meio à medida que o fluido térmico passa pela tubulação, gerando gradientes de temperatura.

As perdas térmicas manifestadas através das quedas de temperatura são proporcionais à diferença de temperatura entre o líquido e o ambiente externo, sendo inversamente proporcionais à resistência térmica entre ambos.

Segundo Hildebrandt e Battistel [1], a passagem do fluxo de calor através da resistência térmica do duto produz uma diferença de temperatura entre o líquido mais aquecido no interior e o meio externo mais frio. A resistência térmica é função dos raios internos e externos conforme mostrado na Figura 3:

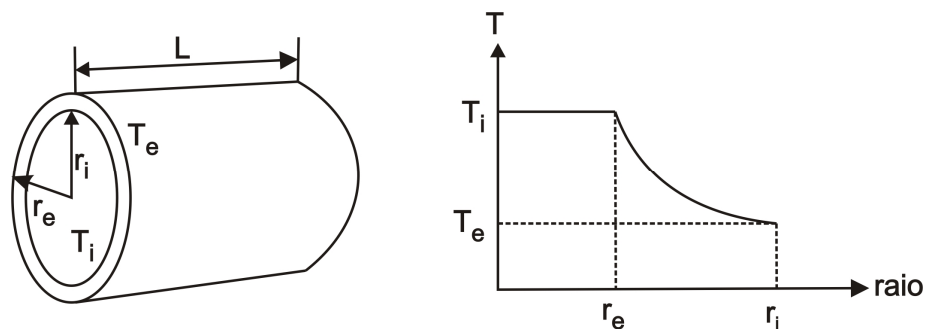


Figura 3 – Variação da temperatura em função da parede do tubo.

Fonte: Hildebrandt e Battistel [1].

A resistência térmica para sistemas radiais de transmissão de calor pode ser calculada pela seguinte expressão [1]:

$$R_t = \frac{\ln(r_e / r_i)}{2\pi \cdot k_t \cdot L} \quad (2)$$

Onde:

R_t é a resistência térmica em m.K/W

k_t é a condutividade térmica em W(m.K)

r_e e r_i são respectivamente os raios externos e internos em metros.

L é o comprimento do tubo em metros

\ln é o logaritmo Neperiano ou natural

A equação (2) relaciona a resistência térmica ao comprimento da tubulação. Quanto mais longa a canalização menor será a resistência térmica equivalente e maiores serão as perdas térmicas para o meio. Com base na analogia com a eletricidade é possível concluir que o isolante térmico se comporta para o calor da mesma forma que o isolante elétrico interage com a tensão elétrica, conforme ilustrado na Figura 4:

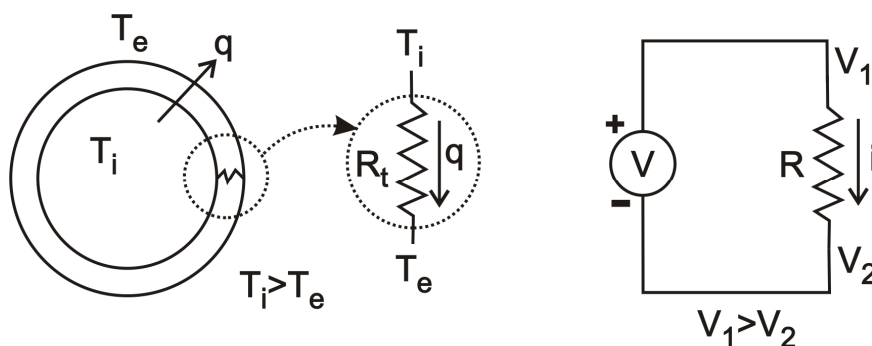


Figura 4 – Analogia entre a resistência térmica e elétrica em tubulações.

Onde:

R_t é a resistência térmica em (m.K/W)

T_i é a temperatura da água no interior da tubulação em °K

T_e é a temperatura externa em °K

R é a resistência elétrica em Ω (V/A)

V é a tensão em volts ($\Omega.A$)

V_1 e V_2 em volts são as tensões sobre a resistência R

4.3 Resposta ao degrau em sistemas térmicos e elétricos

A resposta natural e a resposta forçada [20] dos sistemas elétricos e térmicos seguem o mesmo padrão. A Figura 4 ilustra o comportamento do sistema elétrico e a Figura 5 a resposta do sistema térmico aos degraus de tensão e calor por unidade de tempo respectivamente:

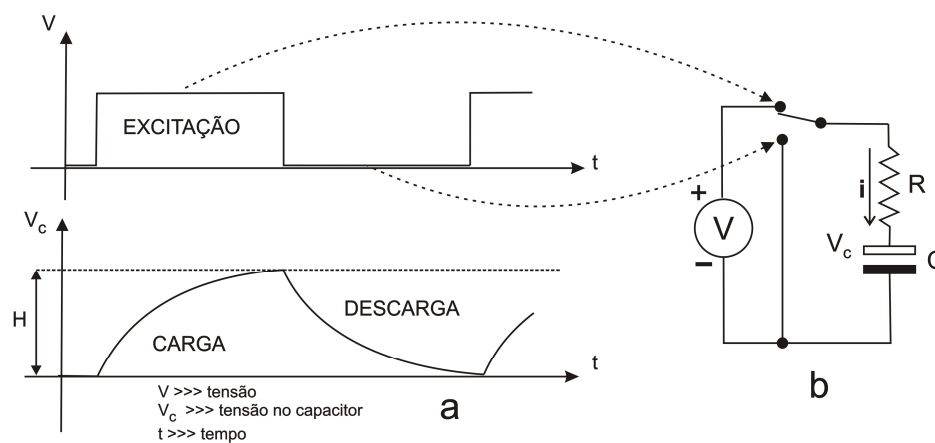


Figura 5 – (a) Resposta ao estado zero e a excitação zero, (b) Circuito RC.

Onde:

R é a resistência elétrica em Ω (V/A)

C é a capacitância em Faraday ou micro Faraday (μF)

V é a voltagem aplicada pela chave sobre o circuito RC em volts (V)

V_c é a tensão sobre o capacitor C

H é a histerese do sistema de controle em volts (V)

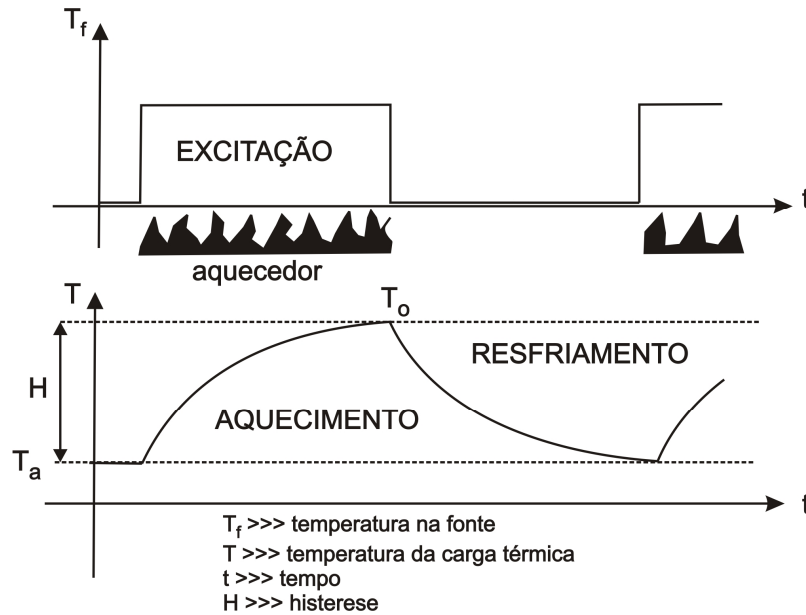


Figura 6 – Resposta do sistema térmico ao degrau de temperatura.

Onde:

T_f é a temperatura na fonte térmica em graus Kelvin ou Celsius

T é a temperatura na carga térmica em graus Kelvin ou Celsius

H é a histerese de temperatura ΔT em graus Kelvin ou Celsius

T_a e T_o em Kelvin são as temperaturas ambiente e máxima respectivamente

No circuito elétrico, o capacitor ou condensador armazena energia no campo elétrico. De forma análoga a capacitância do sistema hidráulico é expressa pela capacidade térmica C , sendo definida por [12]:

$$C = m \cdot c = Q/\Delta T \quad (3)$$

Onde:

C é a capacidade térmica do fluido em J/K ou cal/°C

m é a massa em Kg ou gramas

c é o calor específico em J/(K.Kg) ou cal/g.°C

Q é o calor em joules (J) ou calorias (cal)

ΔT é a variação da temperatura em K ou °C

4.3.1 Impedância térmica

A capacidade térmica ou capacidade calorífica de um dado material é função do calor específico e da massa do corpo, relacionando a variação de temperatura com a quantidade de calor sensível recebido ou perdido.

Nos processos de aquecimento de fluídos, o tempo de resposta depende diretamente da capacidade e da resistência térmica do sistema, da quantidade de calor fornecida e dos gradientes de temperatura interna e externa [12].

A Figura 7 mostra o modelo térmico aproximado para o hotel em estudo:

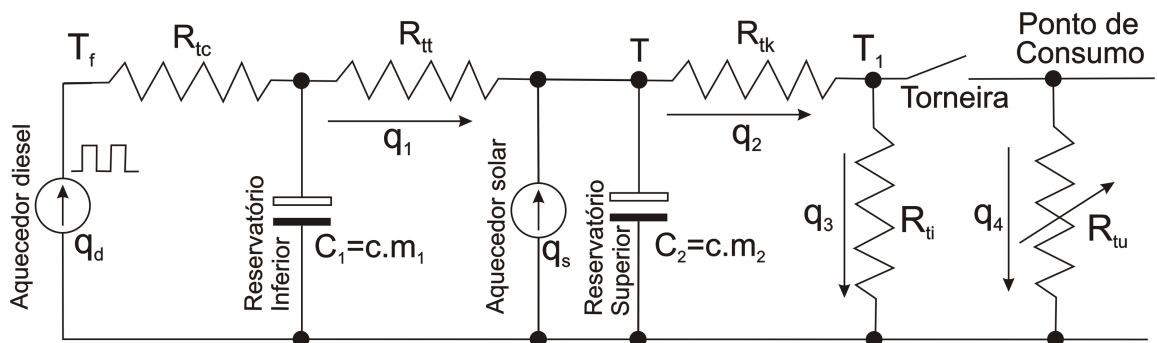


Figura 7– Modelo térmico aproximado do sistema.

Adaptado de http://www.antoniolima.web.br.com/aulas/Mat-Prop_Ter.html

As resistências térmicas associadas à capacidade térmica formam um circuito RC compondo a constante térmica k , a qual define a constante de tempo do sistema.

A resposta à excitação zero ou resposta natural obedece à equação do resfriamento de Newton [11]:

$$T = T_a + (T_o - T_a) \cdot e^{-kt} \quad (4)$$

A resposta forçada ao aquecimento é dada pela equação:

$$T = T_a + (T_f - T_a) \cdot (1 - e^{-kt}) \quad (5)$$

Onde:

q_s é o calor fornecido pelo aquecedor solar em joules ou calorias

q_d é o calor fornecido pelo aquecedor a óleo diesel em joules ou calorias

q_1 é o calor fornecido pelo reservatório térmico inferior em joules ou calorias

q_2 é o calor fornecido pelo reservatório térmico superior em joules ou calorias

q_3 é o calor perdido no sistema em joules ou calorias

q_4 é o calor dissipado na carga térmica em joules ou calorias

c é o calor específico da água em $J/(K.Kg)$ ou $cal/(g.°C)$

C_1 é a capacidade térmica do reservatório inferior em J/K ou $cal/°C$

C_2 é a capacidade térmica do reservatório superior em J/K ou $cal/°C$

m_1 é a massa de água no reservatório inferior em Kg

m_2 é a massa de água no reservatório superior em Kg

T é a temperatura no reservatório superior em K ou $°C$

T_1 é a temperatura no ponto de consumo em K ou $°C$

T_o é a temperatura do limite superior da histerese em K ou $°C$

T_f é a temperatura na fonte térmica em K ou $°C$

T_a é a temperatura ambiente em K ou $°C$

$K=1/RC$ é a constante térmica do sistema em unidades de tempo

R_{tc} é a resistência térmica do trocador de calor $(m.K)/W$

R_{tt} é a resistência térmica da tubulação de recirculação em $(m.K)/W$

R_{tkd} é a resistência térmica da tubulação de distribuição em $(m.K)/W$

R_{ti} a resistência térmica do isolamento equivalente no ponto de consumo $(m.K)/W$

R_{tu} a resistência térmica em função da vazão no ponto de consumo $(m.K)/W$

A resistência térmica no ponto de consumo R_{tu} pode ser modelada como uma resistência elétrica variável (potenciômetro) acionada por uma chave (torneira).

Convém ressaltar que o modelo para R_{tu} envolve, além da temperatura, a vazão de água quente nos pontos de consumo, podendo ser visto como uma associação de diversas resistências térmicas R_{tu} em paralelo no edifício. A vazão não é considerada neste trabalho uma vez que está relacionada com a temperatura, principal variável de controle.

Aumentos na vazão são refletidos em quedas de temperatura, podendo ser compensados com a injeção de mais calor no sistema.

Na condição de vazão nula, o calor injetado no circuito térmico apenas irá repor as perdas de isolamento para o meio externo.

4.4 Análise do sistema de água quente instalado na edificação

Apesar de algumas modificações em relação ao projeto original, o sistema da água quente do hotel em estudo cumpre as funções para as quais foi projetado.

A eficiência energética do conjunto pode ser melhorada com o gerenciamento automático do gerador de calor diesel e a melhoria da eficiência do coletor solar, além de manter atualizada a manutenção dos equipamentos de acordo com recomendações dos fabricantes.

A estratificação das temperaturas nos tanques e a eficiência do aquecedor solar térmico não foram consideradas uma vez que fazem parte de análises de eficiência do sistema térmico já instalado cujas melhorias serão tratadas posteriormente, tendo como base estudos de viabilidade financeira deste projeto.

O rendimento do trocador de calor e do aquecedor diesel, serão considerados para a determinação da viabilidade econômica do projeto, uma vez que implicam na eficiência de conversão subsistema de aquecimento a óleo.

Devido às características construtivas, o aquecedor solar térmico está instalado no mesmo nível do reservatório térmico. Nestas condições a circulação de água pelo sistema de termossifão não funciona adequadamente.

Nesses casos é necessária a instalação de uma bomba elétrica para a circulação forçada, com acionamento feito através do monitoramento das diferenças de temperatura entre a entrada e a saída.

O fluxo reverso é uma das principais fontes de perdas de eficiência nos coletores solares. Neste caso o sistema solar térmico funciona como aquecedor quando tem sol e como carga térmica quando a insolação é insuficiente, dissipando parte da energia armazenada no tanque de acumulação.

O fenômeno ocorre devido à circulação da água em sentido inverso, do tanque para o coletor quando este está em uma temperatura inferior. No caso estudado admite-se que a bomba elétrica é capaz de bloquear o fluxo reverso, evitando que o aquecedor solar se comporte como dissipador térmico.

O sistema é composto pelas tubulações de água quente, reservatórios térmicos instalados na garagem (subsolo) e cobertura, pelos geradores de calor diesel instalado no térreo e pelo conjunto solar térmico na cobertura.

As Figuras 8, 9,10 e 11 mostram os principais componentes do sistema:



Figura 8 – Gerador de calor a óleo diesel.



Figura 9 – Reservatório de água quente inferior 1500 litros.



Figura 10 – Reservatório de água quente superior 2000 litros.

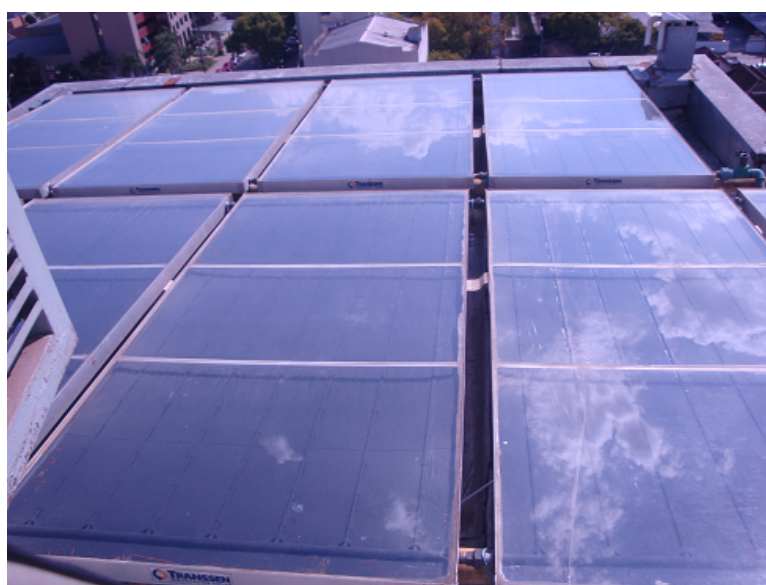


Figura 11 – Painéis solares.

5 DETERMINAÇÃO DA CONSTANTE TÉRMICA À PARTIR DE MEDIÇÕES

Para os setups de qualquer um dos sistemas de controle propostos é fundamental o conhecimento da constante térmica do sistema hidráulico.

Os tempos de resposta dependem desta variável e das capacidades de geração das fontes instaladas. Os reservatórios térmicos inferior e superior de 1500 e 2000 litros respectivamente combinados com a tubulações e pontos de consumo distribuídos em um edifício de 12 pavimentos e 54 apartamentos compõem um sistema

térmico de parâmetros distribuídos cujo modelo não pode ser obtido com facilidade.

No entanto a constante de tempo térmica pode ser determinada através de medições por meio da Lei do Resfriamento de Newton.

5.1 Resposta à excitação zero – Lei de Newton para o resfriamento

Para a determinação dos tempos de retenção de calor no sistema foram feitas medições de temperaturas em intervalos de tempo. Os dados coletados mostram o comportamento da temperatura no reservatório térmico superior à temperatura ambiente de 25°C. Para minimizar os efeitos de eventuais usos por parte de hóspedes, as medições foram realizadas no início da tarde, período no qual o consumo de água quente é mínimo segundo dados do hotel.

O termostato do controlador eletrônico existente está programado para ligar o aquecedor em 49,9 °C e desligar em 52,9°C. O teste de resfriamento foi iniciado em 52,7°C conforme mostrado na Figura 12:

Descarga_Térmica

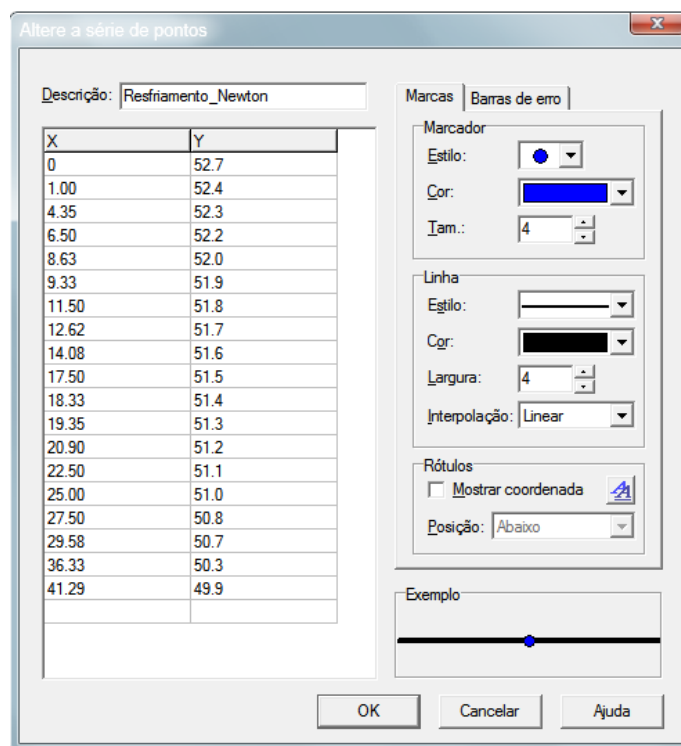


Figura 12 – Resfriamento - Temperatura (eixo Y) em °C x tempo (eixo X) em minutos.

5.2 Constante de tempo para o resfriamento

As medições permitiram o traçado da curva de resposta quando as fontes de energia foram desligadas. Com o ajuste da curva por meio da Lei do Resfriamento de Newton [11] foi possível determinar a equação de resposta à excitação zero na temperatura ambiente.

5.3 Equação de Newton a partir da curva prática

A constante de tempo para a resposta natural (excitação zero) do sistema na temperatura ambiente de 25°C, sem a contribuição do coletor solar pode ser obtida a partir das medições relacionando a temperatura do reservatório superior com o tempo. Os dados mostrados na Figura 12 foram adquiridos com o coletor solar desconectado do sistema.

A curva obtida a partir dos dados da Figura 12 são mostrados na Figura 13:

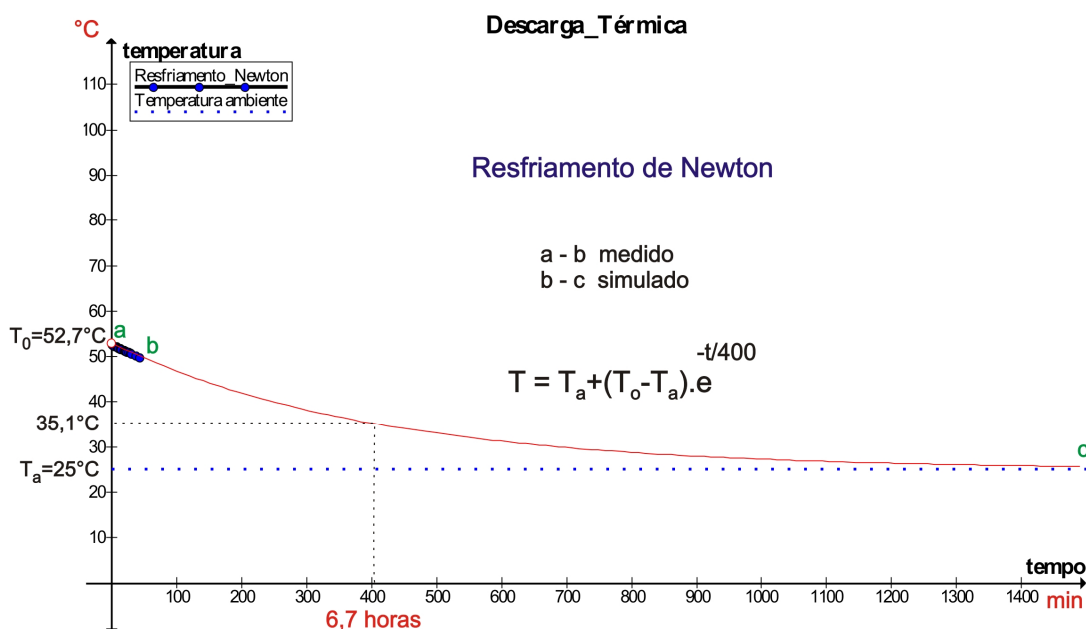


Figura 13 – Curva de resfriamento – Temperatura em °C e tempo em minutos.

O segmento entre os pontos **a** e **b** representa os valores mostrados na Figura 12. A curva entre os pontos **b** e **c** é a projeção do segmento medido.

A simulação permitiu a obtenção da seguinte equação para a lei do resfriamento de Newton:

$$T = T_a + (T_o - T_a) \cdot e^{-t/400} \quad (6)$$

Onde:

T é a temperatura no reservatório superior em °C

T_o é a temperatura máxima regulada em 53°C

T_a é a temperatura ambiente 25°C

t é o tempo em minutos

O valor encontrado para a constante de tempo do sistema térmico é de 400 minutos, equivalente a 6,7 horas aproximadamente.

Isto significa que nas condições testadas o sistema demora uma constante térmica (6,7 horas) para que a temperatura caia a 36,7% do valor definido entre a temperatura máxima ajustada no termostato e a temperatura ambiente.

5.4 Resposta forçada – Aquecimento

O teste de aquecimento uma continuação do anterior, nas mesmas condições e com a mesma taxa de ocupação do hotel.

Quando a temperatura no reservatório superior atingiu 49,9°C o aquecedor entrou em operação injetando energia no sistema.

Usando a mesma metodologia, o teste de aquecimento foi feito com a entrada de água do aquecedor solar no reservatório superior desligada, possibilitando a análise do comportamento do sistema alimentado somente pelo aquecedor diesel.

O controle de potência do aquecedor possui ajuste manual escalonado de 0 à 4,5 conforme mostrado na Figura 14:



Figura 14 – Controle de chama do aquecedor diesel.

Durante o teste, o regulador de chama encontrava-se ajustado na posição 3, aproximadamente 67%, do fundo da escala.

Nesta condição, o gerador térmico limitou-se a manter a temperatura do sistema em torno de $49,6^{\circ}$ sugerindo que o calor fornecido pelo mesmo apenas repôs as perdas térmicas do sistema incluindo eventuais usos de água quente.

O aquecedor diesel instalado é composto pela caldeira e pelo queimador de óleo onde ocorre a combustão.

Devido às proteções internas, o controle do aquecedor liga e desliga a chama do queimador de acordo com os limites de temperatura impostos ao fluido de trabalho. Devido a esta característica técnica, o sistema funciona de forma intermitente no ciclo de aquecimento, fazendo com que a energia térmica não seja fornecida de forma contínua.

Conforme pode ser visualizado na Figura 16, o ciclo de operação (duty cycle) do aquecedor é de aproximadamente 50%, significando que a caldeira entrega para os trocadores de calor a metade da potência térmica do queimador

Os dados das curvas de resfriamento de Newton e do aquecimento com o ajuste à 67% da escala serão utilizados posteriormente para calcular a eficiência térmica global do sistema e o consumo de combustível no regime estacionário.

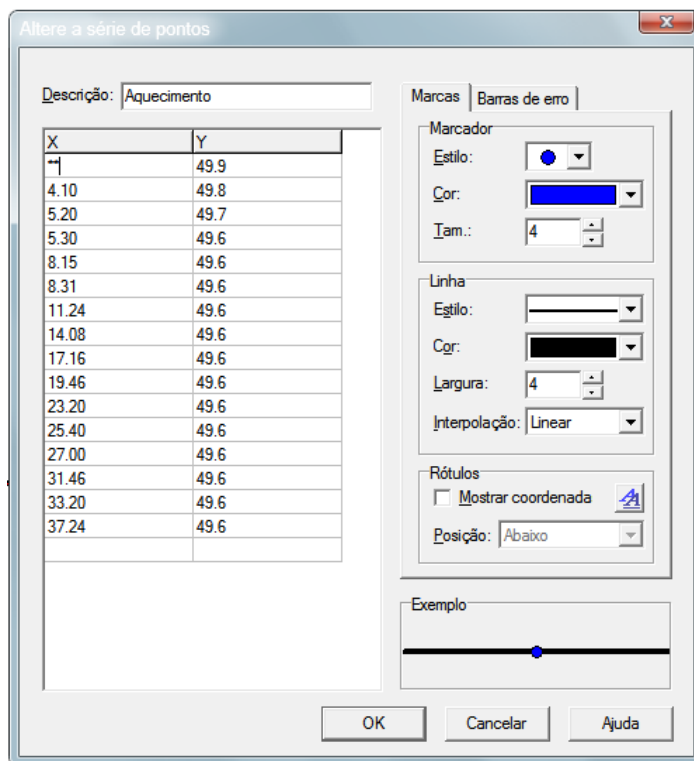


Figura 15 – Aquecimento - Temperatura (eixo Y) em °C x tempo (eixo X) em minutos.

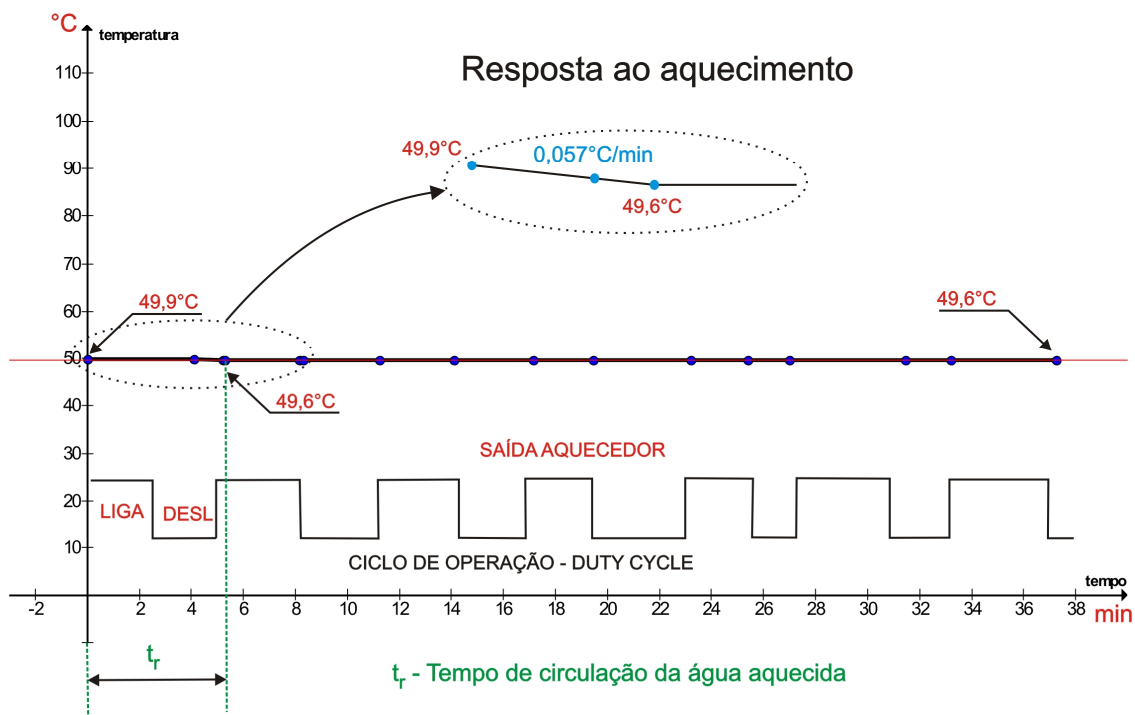


Figura 16 – Temperatura x tempo aquecedor com ajuste de chama à 67% da escala.

O equipamento foi ligado pelo termostato eletrônico em 49,9 °C. No entanto a temperatura continuou caindo até o ponto de equilíbrio de 49,6° como consequência do tempo de circulação da água aquecida até o reservatório superior onde é feita a medição. Pode-se observar que o tempo de resposta térmica (t_r) devido ao atraso na reposição de água aquecida foi de aproximadamente 5,2 minutos conforme mostrado na Figura 16.

5.5 Aquecimento na potência máxima

Para a elevação da temperatura, foi necessário ajustar o controle de chama do aquecedor diesel na potência máxima (fundo da escala).

Nesta condição, na temperatura ambiente de 25°C e nas mesmas condições do teste anterior, o sistema demora aproximadamente 236 minutos para elevar a temperatura de 49,6°C até o limite ajustado de 52,9°C, conforme dados mostrados na Figura 17:

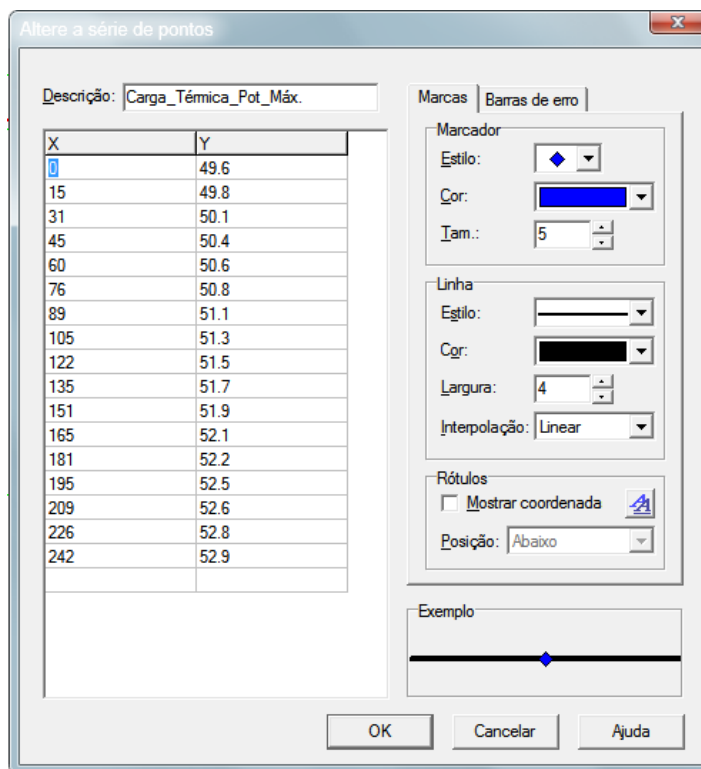


Figura 17 – Aquecimento máximo - Temperatura (eixo Y) em °C x tempo (eixo X) em minutos.

As medidas de temperatura possibilitaram encontrar a curva de resposta ao aquecimento na potência máxima, conforme a Figura 18:

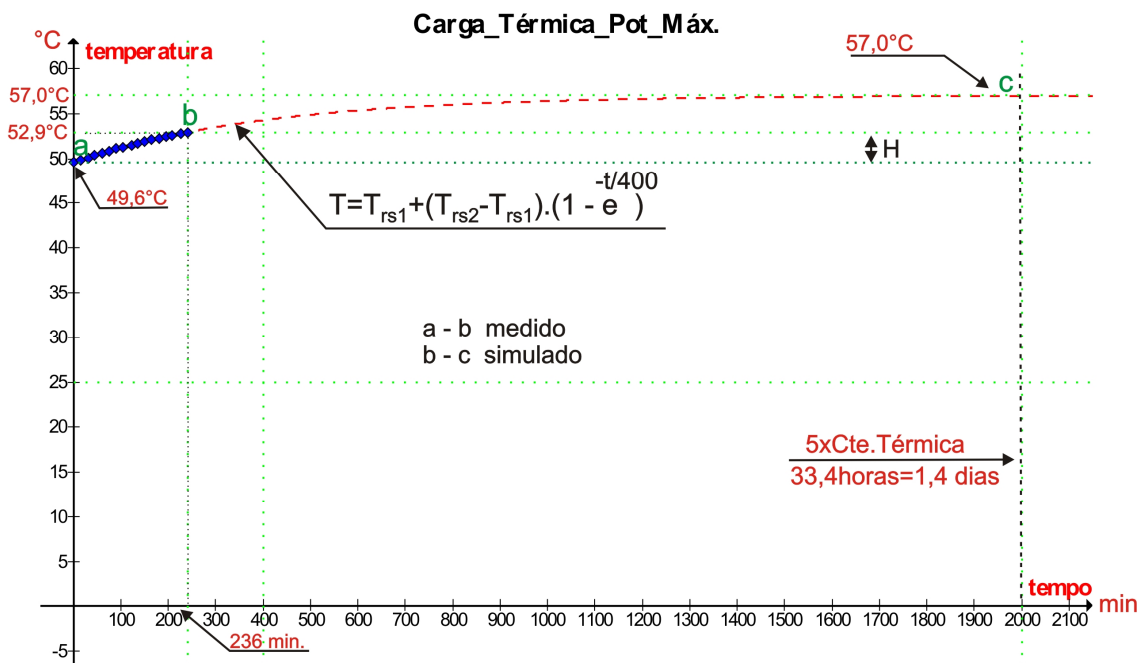


Figura 18 – Curva prática e teórica ao aquecimento com a potência máxima.

Utilizando a constante de tempo térmica obtida no teste de resfriamento de Newton foi possível obter a equação que melhor relaciona a variação da temperatura com o tempo, equação 7:

$$T = T_{rs1} + (T_{rs2} - T_{rs1}) \cdot (1 - e^{-t/400}) \quad (7)$$

Onde:

T é a temperatura no reservatório superior em °C

T_{rs1} é a temperatura inicial no reservatório superior

T_{rs2} é a temperatura máxima na saída do trocador de calor em °C

t é o tempo em minutos

O segmento entre os pontos **a** e **b** na Figura 18 mostra a variação da temperatura medida entre os limites ajustados no termostato. O segmento entre os pontos **b** e **c** é a projeção da curva representada pela equação 7.

O valor de 57,0°C indicado no ponto **c** da Figura 18, atingido após aproxima-

damente 2000 minutos ou 33,4 horas representa o máximo possível para a temperatura T_{rs} no reservatório superior, considerando as condições do teste de aquecimento na potência máxima, utilizando a constante de tempo térmica obtida anteriormente com o aquecedor solar desconectado do sistema.

5.6 Simulações

O pior cenário para o sistema de água quente são os típicos dias frios e nublados da Serra Gaúcha combinados com taxas de ocupação elevadas, características do chamado turismo de inverno.

Longos períodos frios e sem sol demandam muita energia para manter a água aquecida, aumentando consideravelmente o consumo de combustível.

Excursões e turismo de grupo estão associados a súbitos aumentos de demanda por água quente, devido ao número de banhos em intervalos curtos de tempo, geralmente durante a chegada de hóspedes.

Gradientes maiores de temperatura elevam as perdas térmicas para o meio, necessitando de maiores cuidados no controle, uma vez que o resfriamento é mais rápido e o aquecimento mais lento devido ao incremento das perdas térmicas.

5.6.1 Sistema sem carga ou a vazio

Com base nos resultados obtidos é possível simular o comportamento do sistema em baixas temperaturas a vazio, ou seja, sem carga térmica.

A Figura 19 mostra a simulação de descarga térmica para o sistema nas condições mostradas na Figura 13, porém com a temperatura ambiente em -5°C .

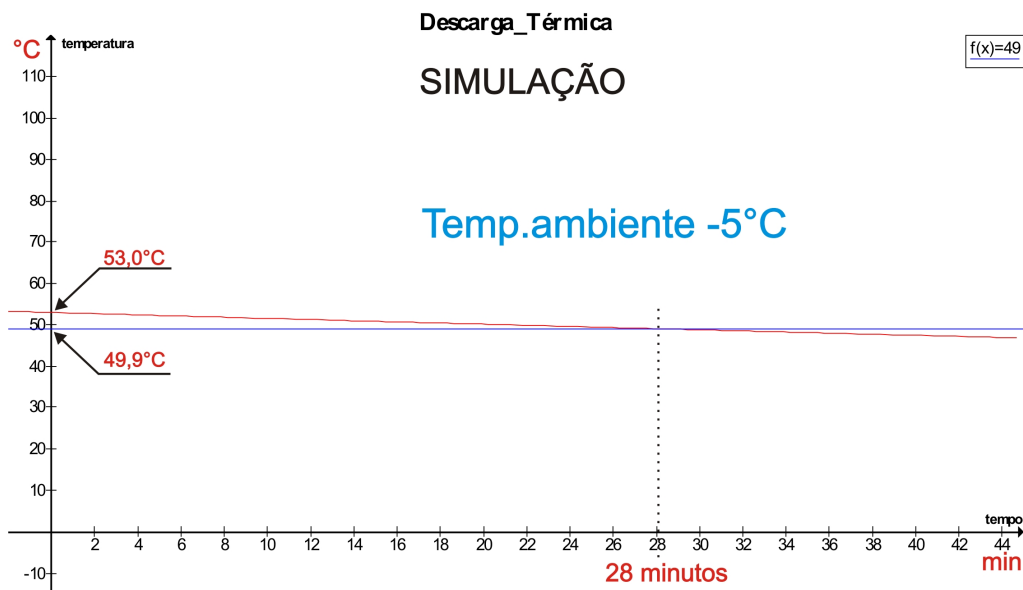


Figura 19 – Simulação do resfriamento do sistema para temperatura ambiente de -5°C.

Para a temperatura ambiente de -5°C, sem consumo de água quente, o tempo simulado necessário para a temperatura no reservatório superior chegar ao limite inferior ajustado (49,9°C) é de 28 minutos aproximadamente, enquanto na temperatura ambiente de 25°C o tempo é de aproximadamente 41 minutos, de acordo com dados da Figura 12.

O equivalente elétrico para o caso é um capacitor (condensador), com uma capacitância C , medida em Faradays ou microfaradays (μF), carregado com uma tensão V medida em volts.

A energia armazenada no campo elétrico do condensador encontra analogia com a energia térmica acumulada nos tanques de água quente, cuja taxa de decaimento no tempo aumenta com a diferença de temperatura.

Trata-se de uma comparação teórica que serve apenas como indicativo da capacidade do sistema em atender uma determinada demanda térmica, semelhantes aos surtos de corrente em processos de descarga de capacitores elétricos.

Da mesma forma que existem perdas na resistência série durante a carga do capacitor no circuito elétrico, existem perdas nas resistências térmicas durante o processo de aquecimento da água nos reservatórios.

5.6.2 Analogia do sistema termicamente carregado com os circuitos elétricos

Nos circuitos elétricos a resistência R em ohms associada em paralelo com uma capacitância C em μF produz uma corrente elétrica I em ampéres conforme mostrado na Figura 5.

Nos sistemas térmicos o comportamento é semelhante, com o fluxo de calor Q em Joules por segundo fluindo através da resistência térmica R_t em m.K/W [1].

A descarga térmica no sistema é função das temperaturas e das vazões podendo ser representada por uma resistência térmica variável R_{tu} mostrada na Figura 7, cuja inserção no sistema provoca fluxos de calor para atender a demanda.

Em outra analogia com o sistema elétrico, o sistema térmico deve atender ao consumo e a demanda, ou seja, fornecendo calor para atender a edificação (consumo) com a capacidade de atender os picos de demanda, semelhante à operação das concessionárias de energia elétrica nos sistemas elétricos de potência.

O modelo envolvendo variáveis térmicas, consumos e demandas por água quente não é simples de ser obtido. A temperatura pode ser monitorada em tempo real, porém devido à impedância (inércia) térmica, a resposta possui um atraso, implicando em perdas de energia no processo de aquecimento do volume de água.

A demora na resposta depende das constantes térmicas do sistema e da potência térmica das fontes de calor instaladas.

O valor da resistência térmica R_{tu} do modelo mostrado na Figura 7 é uma variável estatística que depende de fatores tais como hábitos dos hóspedes, taxas de ocupação e principalmente do horário do dia, podendo ser modelados com o uso de processos estocásticos que fogem ao escopo deste trabalho.

Em outra analogia com os sistemas elétricos de distribuição, pode-se dizer que a curva de utilização da água quente em edificações é semelhante à curva de demanda de energia elétrica com picos de demanda entre as 18:00 e 21:00 horas.

Nos hotéis e similares existe também um pico de demanda pela manhã, principalmente em estabelecimentos voltados ao ramo de negócios.

5.6.3 Equilíbrio térmico no misturador de água

Pela lei da conservação da energia, no equilíbrio térmico da mistura de fluidos em temperaturas diferentes, o calor ganho pela massa de água fria deverá ser igual ao calor perdido pela massa de água quente de tal forma que o balanço energético seja nulo. Arranjando os termos da equação 1 se tem:

$$Q_1 = Q_2 = m_1 \cdot c_1 \cdot (\Delta T_1) = m_2 \cdot c_2 \cdot (\Delta T_2) \quad (8)$$

Uma vez que o calor específico da água varia pouco com a temperatura (menos de 1% de 0 à 100°C), pode-se afirmar que c_1 (água fria) é igual a c_2 (água quente), resultando em:

$$m_1 \cdot (T_e - T_1) = m_2 \cdot (T_2 - T_e) \quad (9)$$

Onde:

Q_1 é a o calor ganho pela massa de água fria em joules ou calorías

Q_2 é a o calor perdido pela massa de água quente em joules ou calorías

m_1 e m_2 são as respectivas massas de água fria e quente em Kg ou gramas

c_1 e c_2 são os respectivos calores específicos da água em J/Kg.K ou cal/g.°C

T_1 e T_2 são as temperaturas da água fria e da água quente respectivamente

T_e é a temperatura de equilíbrio pós mistura em Kelvins ou °C

5.6.4 Percentual ideal de mistura

A energia usada para aquecer uma quantidade de água de uma temperatura inicial até uma temperatura final, depende da massa e da variação de temperatura. O mesmo raciocínio se aplica ao processo de resfriamento através da mistura de

massas de água em temperaturas diferentes. A temperatura da água quente pode assumir qualquer valor entre a temperatura de equilíbrio T_e e o ponto de ebulição.

No entanto, manter estoques de água quente em temperaturas relativamente elevadas aumenta significativamente as perdas térmicas para o meio. Como regra, a temperatura ótima para a eficiência energética deverá ser escolhida de tal forma que o termo ΔT_2 da equação 7 seja o menor possível.

No entanto, isto não é recomendável quando existem picos de demanda em sistemas centralizados de água quente com elevadas inércias térmicas. Corre-se o risco que quedas de temperatura em horários de picos, não possam ser compensadas a tempo, devido ao atraso na resposta ao aquecimento e a capacidade térmica das fontes, prejudicando o conforto térmico com o resfriamento do sistema.

6 GERAÇÃO DE CALOR

6.1 Equipamentos térmicos

O calor no hotel em estudo é gerado pelo aquecedor diesel sendo acoplado à carga térmica pelos trocadores de calor, instalados conforme mostrado na Figura A1 do Anexo A.

6.1.1 Aquecedor a óleo diesel

O aquecedor em uso é composto pela caldeira e pelo queimador diesel mostrados na Figura 8. Os dados técnicos do queimador Joannes AZ4 PR, relevantes para a análise estão mostrados na Figura 20:

GB TECHNICAL DATA			
MODEL		AZ 4 PR OIL 4 PR	AZ 4 OIL 4
Firing rate MIN/MAX	kW	21 ÷ 53	21 ÷ 53
	kcal/h x 10 ³	18 ÷ 46	18 ÷ 46
Fuel consumption	kg/h	1,8 ÷ 4,5	1,8 ÷ 4,5
Fuel - Light oil	Lower heat valute 10.210 Kcal/Kg 1,5°E (6 cSt) 20°C		

Figura 20 – Dados técnicos do aquecedor diesel – Fonte: Joannes Diesel Burner.

Os dados de catálogo mostram os valores mínimos e máximos da capacidade de fornecimento de energia por hora (potência térmica) com os respectivos consumos de óleo diesel, em quilogramas por hora.

No ajuste mínimo, o queimador AZ 4 PR fornece 18 Mcal/h (Mega calorias por hora) e no máximo 46 Mcal/h, consumindo respectivamente 1,8 e 4,5 Kg de óleo diesel, com as potências de 21 e 53 KW respectivamente.

Estes valores são para o funcionamento contínuo. Pelo fato do ciclo de trabalho da caldeira ser de aproximadamente 50%, a energia fornecida e os consumos de combustível são reduzidos à metade.

6.1.2 Trocadores de calor

Os dados técnicos dos trocadores de calor não são conhecidos, principalmente o coeficiente de transferência térmica do equipamento.

No entanto, para fins de análise, será calculada posteriormente a eficiência global do sistema onde estará incluído o rendimento térmico dos trocadores de calor juntamente com a fonte térmica.

Por razões de segurança não foi possível medir diretamente as temperaturas e as vazões dos fluidos no primário e no secundário dos trocadores de calor para a determinação dos coeficientes de transferência térmica destes dispositivos.

Provavelmente existem perdas térmicas nos trocadores de calor devido às

incrustações nas placas, já que o sistema de troca térmica não passou por manutenção desde que foi instalado.

Camadas isolantes podem se formar sobre as superfícies de transferência, adicionando resistências térmicas extras às paredes, podendo diminuir bastante o coeficiente de transferência de calor global.

O fenômeno reduziu a eficiência térmica do sistema de troca térmica, podendo representar significativos desperdícios de energia ao longo do tempo.

6.2 Análise térmica

Valores aproximados do rendimento térmico global da instalação e do consumo de combustível são importantes para estudos de viabilidade econômica, principalmente na comparação de alternativas para automação do sistema.

6.2.1 Eficiência do sistema de aquecimento

De maneira simplificada, a eficiência térmica do sistema sem carga é a razão entre a energia fornecida pela fonte e a energia absorvida para repor as perdas.

O valor é uma aproximação obtida a partir do teste de resfriamento ao comparar a energia térmica fornecida para repor as perdas a vazio com a energia fornecida pelo aquecedor ajustado à 67% da potência máxima.

No processo de resfriamento, a temperatura em dado momento pode ser calculada pela equação 5.

No teste de resfriamento, após 41 minutos, a temperatura inicial variou de 52,7 até 49,9°C quando o aquecedor diesel entrou em funcionamento.

Após uma hora, a temperatura pode ser obtida através da equação 10:

$$T_f = 25 + (49,6 - 25) \cdot e^{-60/400} = 46,17^\circ\text{C} \quad (10)$$

A energia perdida Q_m em uma hora é dada pela equação 20:

$$Q_m = - m.c.(\Delta T) = -3500.1000.(49,6 - 46,17) = -12,0 \text{ Mcal} \quad (11)$$

No teste de aquecimento em 5.4, com o ajuste de potência térmica em 67%, foi observado que a temperatura se manteve praticamente constante, indicando que nesta condição, a energia fornecida foi suficiente apenas para manter a temperatura em 49,6°C, repondo 12,0 Mcal/h de perdas, conforme mostrado na Figura 21:

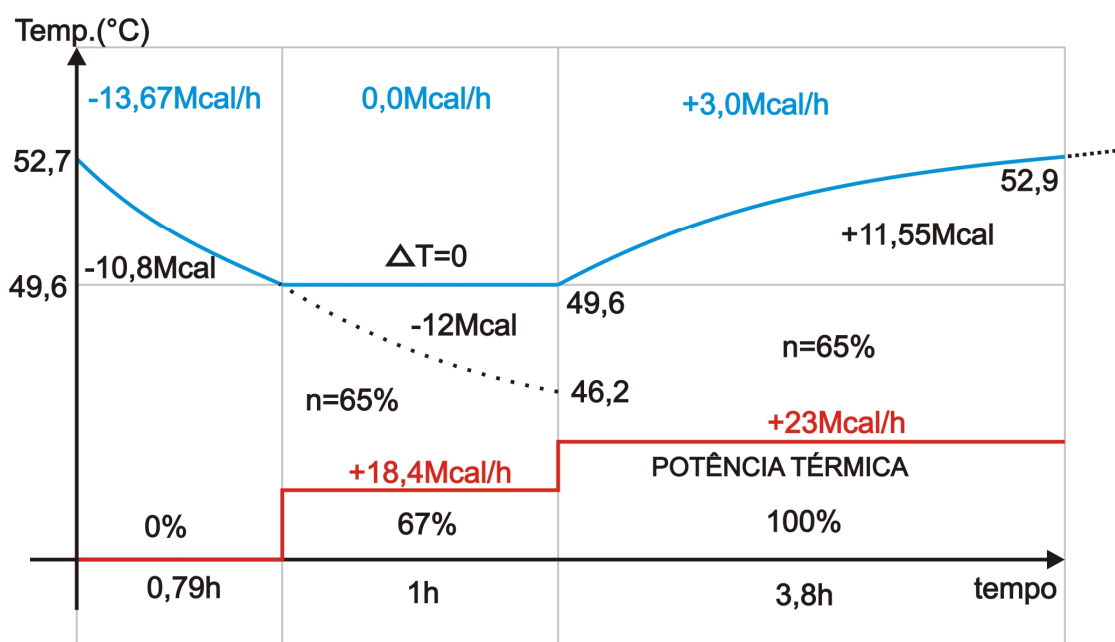


Figura 21 – Balanço energético com aquecimento a diesel

Durante o processo, o aquecedor funcionou de forma intermitente, ligando e desligando a chama com um ciclo de operação (duty cycle) de aproximadamente 50% conforme mostrado na Figura 16.

Admitindo-se a linearidade da escala de potência, conforme mostrado na Figura 14, é possível estimar a potência fornecida pelo queimador, com base nos dados técnicos do fabricante mostrados na Figura 20.

$$P = 0,5.(18 + 0,67.(46 - 18)) = 18,38 \text{ Mcal} / h \quad (12)$$

Para o rendimento térmico, se tem:

$$n = (12,0\text{Mcal} / h / 18,38\text{Mcal} / h).100\% = 65\% \quad (13)$$

Onde:

P é a potência térmica do queimador diesel em Mcal/h

n é o rendimento global do sistema de água quente

Isto significa que aproximadamente 35% da energia química do óleo diesel é perdida no processo.

6.3 Consumo de combustível em regime estacionário (à vazio)

O consumo total de combustível é de extrema importância para a análise econômica. A energia utilizada com o uso da água quente (vazão) precisa ser estimada, pois depende de variáveis de entrada sujeitas a fatores climáticos e estatísticos, as quais tem significado somente em análises ao longo do tempo.

No teste de aquecimento a 67% da máxima potência em **5.4**, é possível verificar que nas condições presentes o aquecedor não consegue elevar a temperatura até o valor ajustado de 52,9 °C ficando ligado indefinidamente até que o sistema solar térmico entre em operação.

Na prática o gerador térmico desliga em 52,9°C porque o sistema solar fornece a energia necessária, elevando a temperatura acima do valor ajustado no termostato, podendo chegar a valores superiores a 57°C, conforme medições na saída do coletor.

Desta forma, o sistema de aquecimento permanecerá inativo até que a temperatura diminua até o limite inferior de ajuste em 49,9°C, fornecendo um tempo extra para a entrada de operação do aquecedor diesel.

A análise de viabilidade econômica dependerá principalmente da redução dos gastos com combustível no período de análise de dez anos, com as entradas anuais de fluxo de caixa contemplando economia de energia e mão de obra.

As perdas térmicas dependem das diferenças de temperatura entre a água armazenada nos tanques e o meio externo. Devido a este fator, é importante adotar

para a temperatura ambiente, valores médios anuais para a cidade onde está localizado o estabelecimento.

As medições para a obtenção da constante térmica e das curvas de aquecimento e resfriamento a vazio foram realizadas com a temperatura ambiente de 25°C. No entanto, a temperatura média anual para a cidade de Caxias do Sul é de 16,6 °C segundo <http://pt.climate-data.org/location/1385/>.

O gráfico com os índices pluviométricos e a temperatura média anual é mostrado na Figura 22.

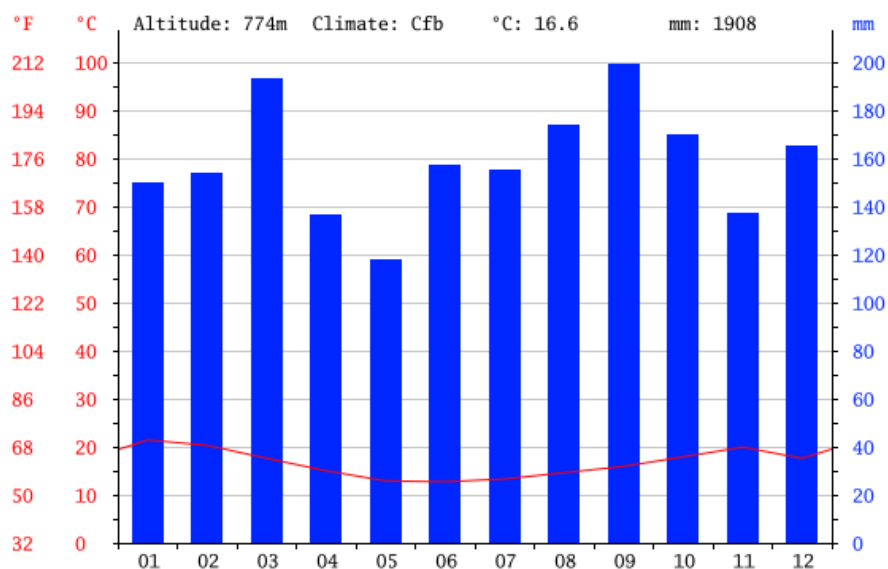


Figura 22 – Gráfico climático para a cidade de Caxias do Sul – RS

Fonte: <http://pt.climate-data.org/location/1385/>

Durante o ano, o clima é ameno no verão e frio no inverno, resultando na temperatura média de 16,6°C, a qual será utilizada nas análises daqui por diante.

A Figura 23 mostra a temperatura média anual com a respectiva faixa de variação:

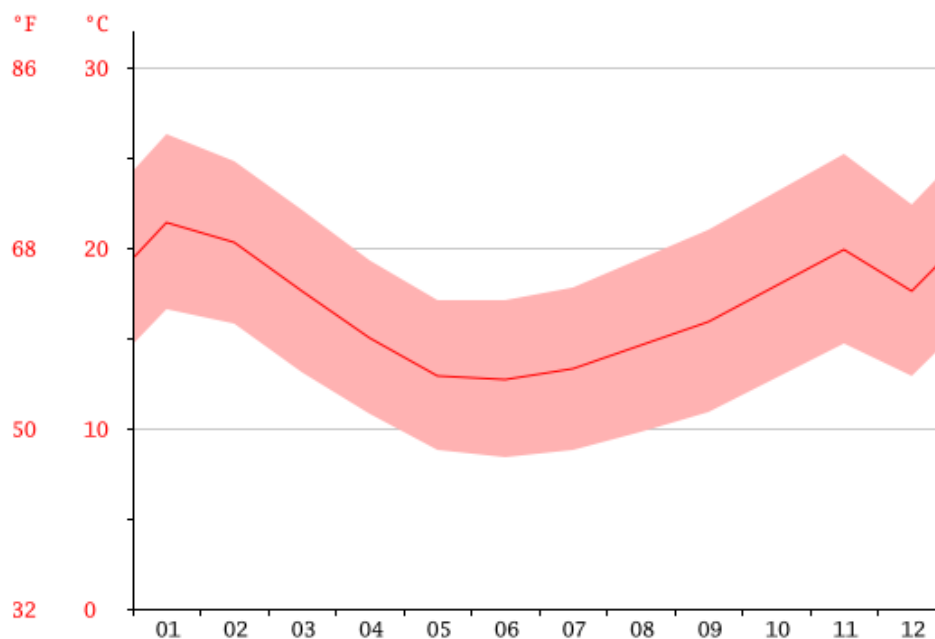


Figura 23 – Gráfico de temperatura para a cidade de Caxias do Sul – RS

Fonte: <http://pt.climate-data.org/location/1385/>

No gráfico é possível verificar que entre meados de Abril e final de Julho, a temperatura média anual pode atingir valores abaixo de 10°C aumentando as perdas de energia devido às diferenças de temperatura.

Trata-se do período crítico para o consumo de combustível no hotel, quando ocorre a combinação de baixas temperaturas, altas taxas de ocupação e longos períodos de céu nublado com a inatividade do sistema de aquecimento solar térmico.

6.3.1 Ciclos de aquecimento e resfriamento

A temperatura na fonte térmica aumenta linearmente em função do calor absorvido, de acordo com a equação 3.

Devido à baixa impedância térmica, a temperatura no primário do trocador de calor aumenta rapidamente, podendo ser considerado como um degrau de potência térmica conforme mostrado na Figura 6.

A elevada impedância térmica no restante do sistema, faz com que a tempe-

ratura da água não responda ao degrau no gerador, aumentando de forma exponencial conforme a equação 6.

O tempo de resfriamento do sistema pode ser obtido a partir da equação 5, resultando na Equação 14:

$$t_{off} = -400 \cdot \ln \frac{T_l - T_a}{T_o - T_a} \quad (14)$$

Onde:

T_o é a temperatura limite superior da histerese em °C

T_l é a temperatura do limite inferior da histerese em °C

T_a é a temperatura ambiente média anual, adotada como sendo 16,6°C

t_{off} é o tempo de resfriamento em minutos

\ln é o logaritmo natural ou neperiano

Na situação atual a faixa de ajuste (histerese) é de 3°C, variando de 52,9 à 49,9°C. A proposta de redução da temperatura de armazenagem tem como objetivo diminuir as perdas térmicas, mantendo a mesma histerese, porém seguindo as recomendações da literatura consultada, com a temperatura média em 48,9°C (120°F). A faixa de operação deverá variar de 47,4 à 50,4 °C.

O tempo de resfriamento para o ajuste atual pode ser calculado pela equação 15:

$$t_{off_1} = -400 \cdot \ln \frac{49,9 - 16,6}{52,9 - 16,6} = 34,5 \text{ min.} \quad (15)$$

Da mesma forma, na proposta, o tempo pode ser calculado pela equação 16:

$$t_{off_2} = -400 \cdot \ln \frac{47,4 - 16,6}{50,4 - 16,6} = 37,2 \text{ min.} \quad (16)$$

Para o aquecimento foi utilizado o pior caso, com o aquecedor na potência máxima. Nesta condição o tempo de aquecimento para ambas as situações pode ser obtido a partir da equação 17:

$$t_{on} = -400 \cdot \ln\left[1 - \frac{T_u - T_l}{T_m - T_l}\right] \quad (17)$$

Onde:

T_u é a temperatura do limite superior da histerese em °C

T_l é a temperatura do limite inferior da histerese em °C

t_{on} é o tempo de aquecimento em minutos

T_m é a temperatura máxima possível em °C

\ln é o logaritmo natural ou neperiano

Os tempos de aquecimento foram calculados com base nos dados obtidos com o aquecedor funcionando na capacidade máxima, conforme mostrado na Figura 18. Sendo 57°C a temperatura máxima medida no secundário do trocador de calor, o tempo necessário para o aquecedor elevar a temperatura de 49,9 para 52,9°C pode ser calculado através da equação 18:

$$t_{on1} = -400 \cdot \ln\left[1 - \frac{52,9 - 49,9}{57 - 49,9}\right] = 219 \text{ min.} \quad (18)$$

Para a solução proposta, se tem:

$$t_{on2} = -400 \cdot \ln\left[1 - \frac{50,4 - 47,4}{57 - 47,4}\right] = 150 \text{ min.} \quad (19)$$

A duração do ciclo de operação do sistema t_o é representado pelo somatório dos tempos de aquecimento e resfriamento t_{on} e t_{off} respectivamente.

Para a situação atual o ciclo de operação é de 253,5 minutos ao passo que para a solução proposta é de 187,2 minutos.

Na solução proposta, ao operar em uma temperatura mais baixa, a faixa da histerese de 3°C situa-se em uma região na qual a inclinação (derivada) da curva exponencial do aquecimento é maior, implicando em um menor tempo de ciclo ativo.

Na mesma situação, a derivada da curva de resfriamento é menor, resultando em um tempo maior de inatividade do aquecedor. Ao reduzir a temperatura de armazenagem do fluido, o sistema aquece mais rapidamente e resfria mais lentamente, conforme mostrado na Figura 24:

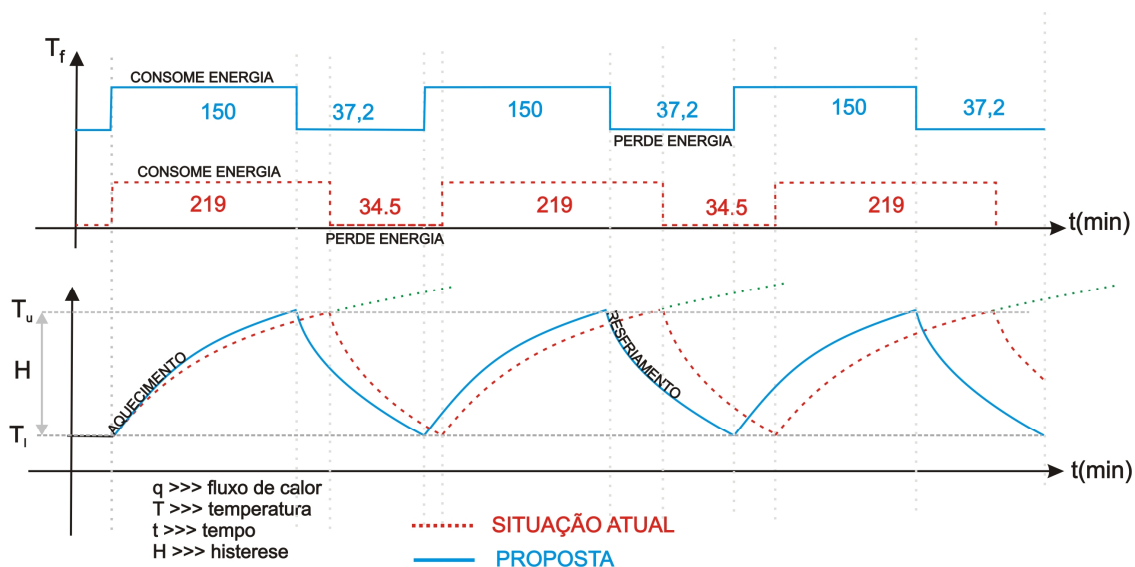


Figura 24 – Ciclos de aquecimento e resfriamento a vazio

O percentual de participação do aquecimento no ciclo de operação, (duty cycle) é a razão entre o tempo de aquecimento t_{on} e o tempo de duração do ciclo t_o . Na situação atual, o valor do “duty cycle” é de 75% sendo o proposto igual a 69%.

O volume de combustível consumido para manter a água aquecida sem carga térmica pode ser determinado conhecendo-se a duração dos ciclos de aquecimento e resfriamento e a energia necessária para a elevação da temperatura.

A energia consumida é proporcional ao ciclo ativo do aquecimento (duty cycle), conforme na Figura 24.

Convém ressaltar que o “duty cycle” de aquecimento é a parcela de tempo representado no ciclo aquece e resfria do sistema, ao passo que o “duty cycle” do aquecedor é o percentual ativo da participação do queimador diesel no ciclo de operação da caldeira.

6.3.2 Utilização diária do aquecimento diesel

O tempo médio anual de insolação para o estado do Rio Grande do Sul é de 6 horas, segundo o Atlas Solarimétrico do Brasil, conforme mostrado na Figura 25:

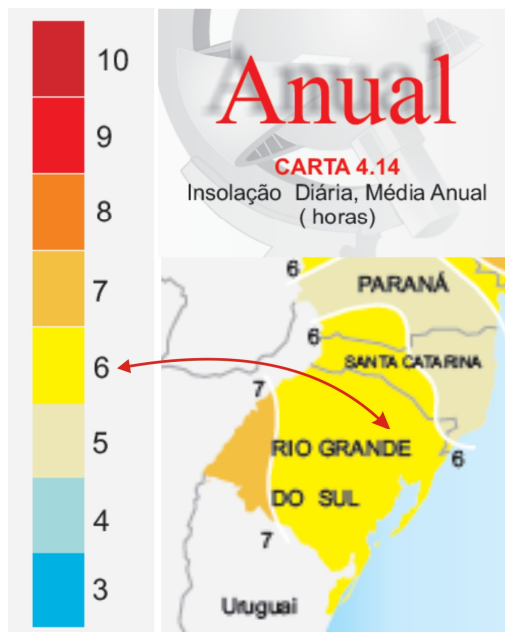


Figura 25 – Insolação diária, média por ano
 Adaptado do Atlas Solarimétrico do Brasil

Dessa forma o tempo médio diário de uso do aquecedor diesel em um ano é de 18 horas. O fornecimento é complementado nas 6 horas restantes pelo sistema solar térmico, admitindo-se que o aquecimento alternativo seja capaz de manter a temperatura acima de 52,9 °C, não ligando o aquecedor diesel.

No entanto o coletor solar eleva a temperatura no sistema até 57°C. Usando a temperatura de 55°C medida no reservatório superior com o aquecedor solar em operação, é possível calcular o tempo necessário para ligar o aquecedor diesel na situação e proposta.

Os tempos necessários para a temperatura do sistema diminuir de 55°C até o limite inferior de histerese, podem ser calculados através da equação 13, resultando em 57 e 88 minutos para e situação atual e proposta respectivamente. Os valores podem ser adicionados às 6 horas médias anuais de insolação.

O restante do período será complementado pelo sistema diesel, cujos novos tempos de utilização serão:

- Situação atual, $t_{on}=24-(6+0,95h)=17$ horas/dia
- Situação proposta, $t_{on}=24-(6+1,47h)=16,5$ horas/dia

6.3.3 Consumos anuais de combustível

Os dados técnicos da Figura 20 mostram o consumo de combustível do queimador por hora. Na potência máxima, considerando a densidade do óleo diesel como sendo igual a 0,853 quilogramas por litro e o regime de trabalho de 50% se tem:

$$V_m = 0,5 \cdot \frac{4,5Kg}{h} \cdot \frac{1l}{0,853Kg} = 2,64 \frac{l}{h} \quad (20)$$

Sendo V_m o volume de óleo diesel gasto por hora pelo aquecedor com o queimador na máxima potência.

Utilizando os ciclos em horas, mostrados na Figura 24 e o consumo de combustível dado pela equação 20, é possível calcular o consumo anual de combustível em um ano de 365 dias.

Para a situação atual, se tem:

$$C_{d1} = \frac{17h}{dia} \cdot \frac{365dias}{ano} \cdot \frac{1ciclo}{4,22h} \cdot \frac{3,65h}{ciclo} \cdot \frac{2,64l}{h} = 14168 \frac{l}{ano} \quad (21)$$

Para a proposta, se tem:

$$C_{d2} = \frac{16,5h}{dia} \cdot \frac{365dias}{ano} \cdot \frac{1ciclo}{3,12h} \cdot \frac{2,5h}{ciclo} \cdot \frac{2,64l}{h} = 12740 \frac{l}{ano} \quad (22)$$

Onde C_{d1} e C_{d2} são os consumos médios anuais de combustível.

Importante observar que a redução de 3°C na temperatura de armazenagem da água, economiza **1428** litros de óleo diesel por ano, aproximadamente **14280** litros em 10 anos.

6.3.4 Energia economizada pelo aquecedor solar

A energia solar aproveitada em um ano para aquecer a água, pode ser estimada pelo volume de óleo diesel que deixa de ser usado nas 6 horas em que o sistema solar está ativo considerando, o tempo extra obtido com o atraso no resfriamento devido à elevação da temperatura acima dos valores ajustados no termostato.

Na proposta, o tempo médio anual de uso do sistema solar é maior resultando em maior economia.

Para o caso mais conservador, na situação atual, se tem:

$$V_s = -\frac{7h}{dia} \cdot \frac{365dias}{ano} \cdot \frac{1ciclo}{4,22h} \cdot \frac{3,65h}{ciclo} \cdot \frac{2,64l}{h} = 5834 \frac{l}{ano} \quad (23)$$

Nas condições atuais de operação, o volume médio de combustível economizado pelo aquecedor solar, apenas para manter a temperatura do sistema equivale 487 litros de óleo diesel por mês. Na proposta a economia seria de 5790 litros por ano ou 482 litros por mês. Esta economia é maior se considerado os volumes de combustível que deixam de ser utilizados para aquecer a água consumida.

Quanto maior a temperatura obtida com o auxílio do sistema solar térmico maior será o tempo de resfriamento e maior será a economia com combustível.

Por este motivo, é importante manter o sistema solar funcionando com a máxima eficiência possível. Para tanto é fundamental que a manutenção seja feita, de acordo com as recomendações do fabricante.

6.3.5 Energia armazenada nos tanques

Os custos para a manutenção de grandes massas de água em determinadas temperaturas são significativos, justificando esforços para o aumento da eficiência energética.

Para o aquecedor na potência máxima o tempo t_p necessário para elevar a

temperatura da água de 16,6 à 52,9°C é dado pela equação 24:

$$t_p = -400 \cdot \ln\left[1 - \frac{52,9 - 16,6}{57 - 16,6}\right] = 915 \text{ min} . \quad (24)$$

Nas condições atuais, com o aquecedor na potência máxima e eficiência térmica de 65%, o volume de óleo diesel necessário V_p é dado pela equação 25:

$$V_p = 915 \text{ min} \cdot \frac{1}{0,65} \frac{1h}{60 \text{ min}} \cdot \frac{2,64l}{h} = 62l \quad (25)$$

Na situação atual, com a temperatura ambiente de 16,6°C, são necessários aproximadamente 62 litros de combustível para aquecer o volume de água até a temperatura do limite superior ajustado no termostato.

O queimador Joannes modelo AZ4 PR utilizado no aquecedor é um dispositivo de baixa potência, sub dimensionado para a aplicação.

Isto explica, juntamente com o rendimento térmico, os elevados tempos de resposta do sistema quando o aquecedor solar térmico não está em operação.

7 ESTRATÉGIA DE CONTROLE

A temperatura ideal no ponto de consumo deve ser controlada ligando e desligando a fonte de calor de acordo com os níveis de histerese ao redor do setup escolhido. Do ponto de vista operacional isto é relativamente simples, porém a solução torna-se complexa quando o objetivo é a redução do consumo de combustível em condições de sazonalidade e demanda variável típicas de hotéis.

A histerese (ΔT) é uma característica de ajuste do controle de temperatura delimitando a amplitude da variação da oscilação. Trata-se um parâmetro importante que deve ser ajustado convenientemente para evitar variações excessivas e frequências indesejáveis no acionamento da fonte térmica em dias frios, o que pode levar ao desgaste prematuro do sistema de ignição do aquecedor diesel.

Existe uma relação direta entre a histerese, a impedância térmica e os gradientes de temperatura entre água quente e o meio externo frio. Aumentos nos diferenciais de temperatura entre o líquido aquecido e o meio externo forçam o gerador de calor a trabalhar com uma intermitência maior para a reposição das perdas de calor.

A elevada inércia térmica do sistema e o conseqüente atraso na resposta mostrado na Figura 6 contribuem para evitar oscilações rápidas de temperatura permitindo a utilização de uma faixa de histerese mais estreita.

O desafio é definir o ajuste de temperatura e a histerese ideais juntamente com a capacidade de antecipação do sistema para suprir os picos de demanda, mantendo os padrões de conforto térmico com o mínimo consumo de energia possível.

Localizado em Caxias do Sul – RS o hotel em estudo está sujeito às baixas temperaturas no inverno e dias nublados com baixa insolação, típicos da região.

Atualmente os ajustes de temperatura são feitos manualmente de acordo com a experiência adquirida, combinando de forma intuitiva variáveis de temperatura e taxas de ocupação. O sistema proposto deverá ser programável orientado à eficiência energética tendo a possibilidade de receber e transmitir dados com as seguintes especificações técnicas:

- Entrada com teclado para programação local
- Entrada para programação remota
- Saída para comando do sistema de ignição do aquecedor a óleo
- Saída para controle de motor de passo (controle de chama)
- Saída para sinalização visual de alarme
- Porta de saída para leitura e transmissão de informações
- Memória interna não volátil para armazenamento de dados

O projeto poderá ser executado por meio de Controladores Lógicos Programáveis (CLP's), Sistemas de Supervisão e Controle Predial ou através de um produto dedicado para tal finalidade conforme a Figura 26:

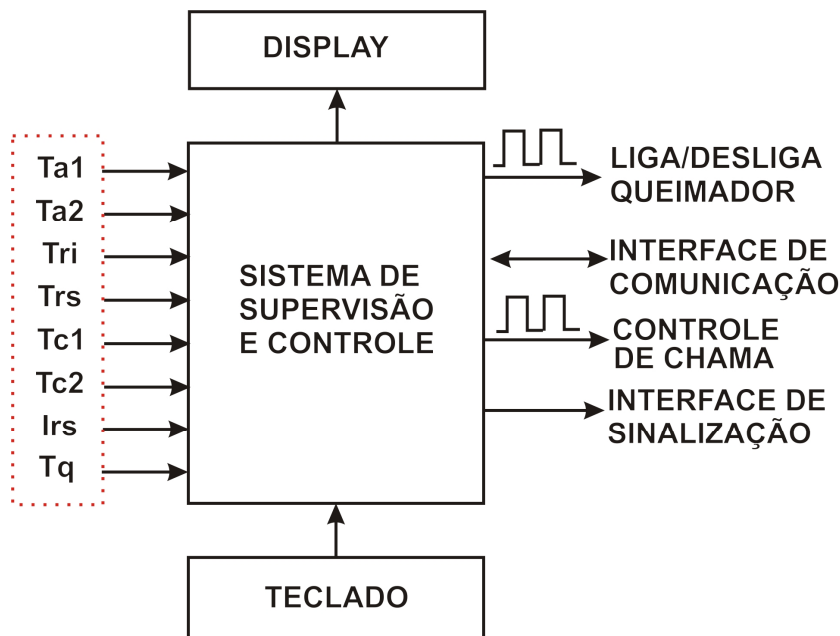


Figura 26 – Diagrama de blocos do controlador proposto.

Onde:

T_{a1} temperatura ambiente superior

T_{a2} temperatura ambiente inferior

T_{ri} temperatura de retorno da água quente no reservatório inferior

T_{rs} temperatura da água no reservatório superior

T_{c1} temperatura da água na entrada do coletor solar

T_{c2} temperatura da água na saída do coletor solar

I_{rs} nível de referência de irradiação incidente sobre o coletor solar

T_q temperatura no primário do trocador de calor

A temperatura ideal é obtida através da mistura da água quente e fria com o uso de misturadores tipo mono comando, dispensando o sistema com dois registros separados, reduzindo o consumo de água e facilitando a regulagem.

O ponto crítico está localizado no apartamento mais distante do reservatório térmico superior, no qual o valor de temperatura é próximo da temperatura T_{ri} no retorno de água quente do reservatório inferior conforme mostrado na Figura A1 do Anexo A.

Segundo o Departamento de Energia dos Estados Unidos [13] e padrão internacional para o consumo eficiente de energia Energy Star [14], a temperatura ideal

dos sistemas de água quente para o conforto térmico é de 120°F (48,9°C), podendo variar até 140°F (60°C) para uso em torneiras e outros dispositivos.

O ajuste de temperatura no aquecedor diesel do hotel está programado para manter a água entre 49,9 e 52,9°C, sendo estes valores muito próximos aos recomendados para eficiência energética segundo [13] e [14]. A estratégia de controle adotada pode ser resumida da seguinte forma:

- O valor médio da temperatura T_{rs} no reservatório térmico superior deverá ser ajustado em 48,9°C (120°F) de acordo com [13] e [14].
- A histerese (ΔT) será mantida em 3°C variando entre 47,4°C e 50,4°C.
- Monitoramento do perfil térmico com a medição das temperaturas T_{a1} , T_{a2} , T_{c1} , T_{c2} , T_{ri} , T_{rs} e I_{rs} .
- Monitoramento da eficiência do aquecedor solar térmico a través da medição das temperaturas T_{a2} , T_{c1} , T_{c2} e I_{rs} gerando alarmes de perda de eficiência.
- Monitoramento da ocorrência de fluxo reverso no sistema solar térmico através da comparação das temperaturas T_{c1} e T_{c2} .

7.1 Algoritmo de controle para a eficiência energética

O software do sistema deverá seguir algumas diretrizes voltadas a eficiência energética e a manutenção do perfil térmico em todos os pontos da instalação conforme Figura A1 do Anexo A.

Onde:

T_{a1} temperatura ambiente superior

T_{a2} temperatura ambiente inferior

T_{ri} temperatura de retorno da água quente no reservatório inferior

T_{rs} temperatura da água no reservatório superior

T_{c1} temperatura da água na entrada do coletor solar

T_{c2} temperatura da água na saída do coletor solar

T_q temperatura do fluido de trabalho no primário do trocador de calor

I_{rs} nível de referência da radiação solar nos painéis coletores

O programa direcionará as ações para utilizar a capacidade total do sistema solar térmico, acionando o aquecedor diesel somente quando a energia solar não for suficiente para atender o perfil térmico estabelecido. A histerese ΔT será mantida em 3°C , porém o nível médio das temperaturas reduzido para $48,9^\circ\text{C}$ (120°F).

Ao perceber que o aquecedor solar não está gerando energia suficiente e que existem picos de demanda possíveis em horários específicos dados pelas taxas de ocupação em reservas de grupo (excursões), o sistema analisará o perfil térmico se preparando com antecedência para atender a solicitação.

A compensação ocorrerá com o deslocamento da referência central e dos limites de histerese para cima, representados por ΔG .

Súbitos aumentos de demanda não previstos, podem ser detectados pela variação (derivada) da temperatura em relação ao tempo conforme mostrado na Figura 27:

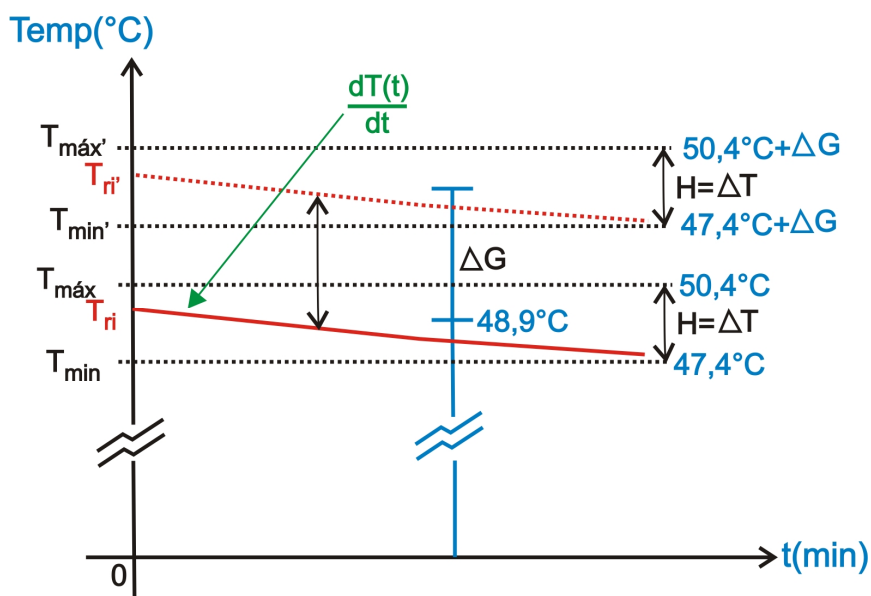


Figura 27 – Mecanismo de correção e antecipação.

7.2 Controlador On-Off (Liga-Desliga)

Diferentemente dos controladores com saídas analógicas, os controladores de saídas digitais assumem apenas dois estados, ligado ou desligado. São conhecidos como dispositivos com saída ON-OFF, sendo utilizados nas mais diversas aplicações, podendo apresentar saídas transistorizadas ou eletromecânicas (contato seco). As saídas à relé são utilizadas principalmente em acendedores (faiscadores) para a ignição de fornos a gás GLP (Gás Liquefeito de Petróleo) e sistemas de acendimento automático.

Matematicamente as relações entre a entrada e saída podem ser definidas da seguinte forma:

$$\begin{aligned} u(t) &= 1 && \text{para } e(t) < T_0 \\ u(t) &= 0 && \text{para } e(t) > T_1 \\ T_1 &= T_0 + H \end{aligned}$$

Onde:

$e(t)$ é a entrada do controlador

T_0 e T_1 são as temperaturas mínimas e máximas respectivamente

H em °C é a histerese do sistema

As principais características dos controladores ON-OFF são:

- A correção independe da intensidade do desvio
- Ganho teórico infinito
- Provoca oscilações no processo
- Possui erro de off-set

As oscilações são indesejáveis em processos críticos. No aquecimento de água podem ser toleradas desde que os tempos de resposta sejam relativamente longos para possibilitar ajustes com ΔT (variações de temperatura) pequenos sem que impliquem em frequências elevadas no chaveamento da fonte de calor.

7.3 Sistemas de Controle

Independente do meio de processamento, a solução adotada deverá possuir um algoritmo de controle capaz de manter o perfil de temperatura idealizado, consumindo o mínimo de combustível e gerando alarmes de perdas de rendimento, conforme fluxograma mostrado na Figura A3 do Anexo A.

7.3.1 Controlador Lógico Programável – CLP

A versatilidade dos sistemas de controle utilizados em processos industriais sempre esteve limitada pelo uso do controle analógico ou digital combinacional, os quais geralmente eram supervisionados por operadores humanos, de forma não automática e excessivamente interativa.

A partir da década de 70 com a invenção do controlador lógico programável, os automatismos passaram de mostradores de variáveis físicas e controladores limitados, a sistemas versáteis e autônomos, dando um grande impulso na indústria automobilística principalmente.

Nas edificações, a automação residencial e predial tem assumido papel crescente no conforto, segurança e eficiência energética fazendo uso de sistemas baseados em CLP's (Controladores Lógicos Programáveis) ou com derivações tecnológicas dos mesmos tais como os sistemas de automação residencial.

A aplicação dedicada é uma solução destinada a resolver um problema ou um conjunto de problemas específicos, limitados a um uso não genérico de produção em massa. São geralmente parte de uma solução maior, desempenhando funções restritas que fazem parte de um conjunto tecnológico.

Os CLP's possuem arquiteturas típicas de computadores, com entradas e saídas analógicas e digitais, as quais podem ser aplicadas em praticamente todas as tarefas de controle.

A configuração básica do CLP é mostrada na Figura 28.

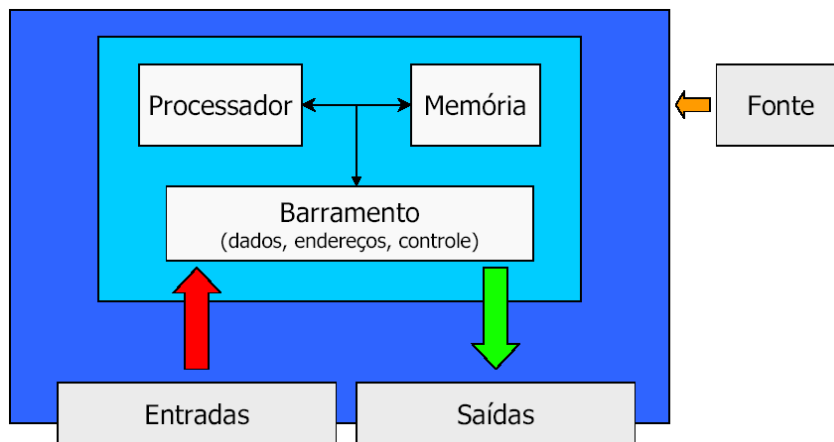


Figura 28 – Arquitetura básica do CLP [5]

A solução do problema proposto empregando um CLP precisará de interfaces externas e sensores adequados. Geralmente os CLP's possuem entradas para termopares, PT-100 e outros tipos de sensores de temperatura.

Para serem funcionais os CLP's fazem uso de linguagens de programação e recursos, os quais variam de acordo com o modelo e o fabricante.

7.3.2 Sistemas de Supervisão e Controle Predial - SSCP

O software de controle pode ser executado em um servidor ou em máquinas de controle e supervisão predial como uma rotina adicional. Da mesma forma que na solução com o uso de CLP's serão necessárias interfaces para condicionar os sinais provenientes dos sensores de temperatura e de irradiação solar.

A desvantagem deste tipo de solução é que o software de controle utiliza recursos de processamento do sistema digital.

Existem também soluções de automação residencial que possuem funções genéricas de gerenciamento energético, principalmente de energia elétrica, as quais podem ser adaptadas para sistemas térmicos.

Alguns sistemas SSCP existentes no mercado possuem interfaces de gerenciamento térmico voltados à eficiência energética.

8 PROJETO DE CONTROLE COM SISTEMA DEDICADO

Sistemas dedicados são soluções desenvolvidas especialmente para resolver problemas específicos em dadas aplicações. Por serem concebidos desta forma são especializados no que fazem, sem se preocuparem em ser genéricos, apresentando as melhores relações custo-benefício no mercado.

Produtos dedicados são excelentes opções de sistemas de controle, porém apresentam um custo de desenvolvimento superior às soluções elaboradas com a combinação de produtos existentes.

A solução para o problema do controle de temperatura com foco na eficiência energética do hotel em questão, será baseada em um produto eletrônico dedicado especializado no controle e gerenciamento térmico de sistemas de água quente centralizados.

8.1 Microcontroladores

Os microcontroladores surgiram como uma solução mais completa e de menor custo em relação aos microprocessadores, os quais são dispositivos com maiores níveis de integração e sofisticação, e são utilizados em aplicações genéricas de alto poder de processamento.

Pelo baixo custo, robustez e versatilidade, os microcontroladores se tornaram rapidamente uma solução versátil para a indústria. Atualmente, são usados em uma infinidade de produtos, desde controladores sofisticados até brinquedos.

Poder de processamento, capacidades de memória, grande número de interfaces integradas e recursos de emulação em tempo real fazem dos microcontroladores núcleos de soluções eficientes para sistemas de controle, supervisão e gerenciamento de processos.

Em controles dedicados de maior complexidade podem ser utilizados os DSP's (Digital Signal Processors) ou processadores digitais de sinais, os quais são microcontroladores dotados de recursos de hardware e software (micro programas

internos) orientados ao processamento matemático de sinais.

Atualmente existe no mercado uma grande variedade de microcontroladores com arquiteturas de 8,16 e 32 bits incorporando uma ampla diversidade de interfaces, tais como comparadores de tensão, conversores analógicos/digitais (A/D), conversores digitais/analógicos (D/A), interfaces touch screen, I²C, SPI, CAN, RS-232/485, UART, EUSART, PWM, relógios em tempo real (Real-Time Clock and Calendar - RTCC) entre outros.

Da mesma forma que os microprocessadores, os microcontroladores possuem uma arquitetura de fabricação, sendo classificados pela forma como o dispositivo processa os dados internamente.

Quanto ao processamento das instruções necessárias à execução de um programa, os microcontroladores podem ser classificados em CISC (Complex Instruction Set Computer) em RISC (Reduced Instruction Set Computer) ou em RISC/CISC, também conhecida como arquitetura híbrida por possuir características de ambas.

Devido à complexidade no processamento de uma grande quantidade de instruções de comprimento variável, a arquitetura CISC faz uso de uma estrutura de micro código ou micro programa, ao passo que o RISC executa as instruções de forma mais racional, acessando simultaneamente dados e programas geralmente em um ciclo de máquina. Através da forma com que acessam dados e programas, os microcontroladores são classificados em:

- Arquitetura Von Neumann
- Arquitetura Harvard
- Arquitetura Harvard modificada

Na arquitetura Von Neumann existe um único barramento para dados e programa enquanto na arquitetura Harvard dados e programas são acessados em barramentos separados. A arquitetura Harvard modificada reúne as características de ambas, tais como permitir que a memória de programa possa ser acessada como se fosse memória de dados.

Trata-se de um recurso importante para resolver a limitação do espaço fixo destinado a escrita e leitura de dados na arquitetura Harvard original.

8.2 Microcontroladores RISC

Para o presente projeto será adotado um microcontrolador RISC de 8 bits, com arquitetura Harvard modificada e periféricos destinados a leitura dos sensores de temperatura, irradiação solar e comunicação.

Para o controlador proposto podem ser utilizados diversos modelos de microcontroladores de vários fabricantes com as mais diversas configurações e arquiteturas de hardware. No entanto como se trata de um projeto dedicado, o qual pode se tornar futuramente um produto comercial é importante a escolha de um componente com boa relação custo-benefício.

O microcontrolador deverá possuir recursos adicionais que mesmo não sendo utilizados no momento são importantes para futuras expansões. Trata-se de uma decisão fundamental em qualquer projeto de produto uma vez que está ligada a custos de desenvolvimento e a vida útil do mesmo.

8.3 Requisitos de projeto – Hardware

Com base na Figura 33 é possível estabelecer as especificações básicas do microcontrolador a ser utilizado:

- Mínimo de 10 canais A/D sendo 8 utilizados e o restante Disponibilizados como reserva para futuras expansões.
- Canais A/D com resolução mínima de 10 bits
- Interface RS-232/485 integrada
- Driver para display LCD integrado
- Mínimo de 4K words de memória de programa flash
- Espaço de 256 bytes para memória EEPROM
- Espaço mínimo de 256 bytes para memória RAM

O microcontrolador **PIC16F1933** da Microchip® atende aos requisitos mínimos.

A Figura 29 mostra o diagrama de blocos do microcontrolador escolhido:

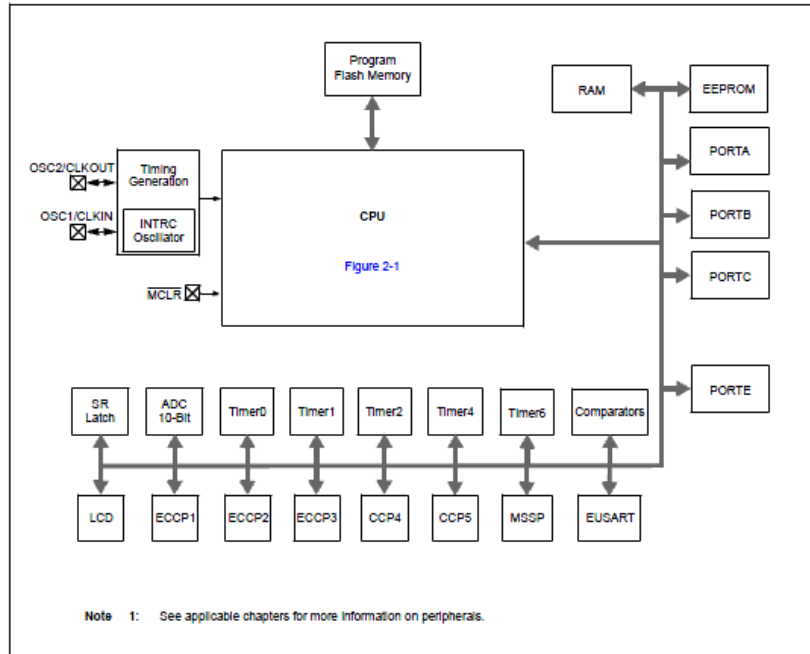


Figura 29 – Arquitetura microcontrolador PIC16F1933 [24]

A Figura 30 apresenta um resumo do hardware do **PIC16F1933** com destaque para as 25 entradas e saídas, 11 canais A/D de 10 bits, o driver LCD e a EUSART (Enhanced Universal Synchronous Asynchronous Receiver Transmitter) utilizada para a implementação do canal de comunicação RS-232/485.

PIC16(L)F193X/194X Family Types

Device	Data Sheet Index	Program Memory Flash (words)	Data EEPROM (bytes)	Data SRAM (bytes)	I/O's(2)	10-bit ADC (ch)	CapSense (ch)	Comparators	Timers (8/16-bit)	EUSART	MSSP (I ² C™/SPI)	ECCP	CCP	LCD (Com/Seg/Total)	Debug ⁽¹⁾	XLP
PIC16(L)F1933	(1)	4096	256	256	25	11	8	2	4/1	1	1	3	2	4/16/60 ⁽³⁾	I/H	Y

Figura 30 –Hardware PIC16F1933 [24] – Resumo parcial.

8.4 Periféricos

A maioria dos periféricos utilizados no projeto fazem parte do hardware do microcontrolador PIC16F1933, inclusive o driver para display de cristal líquido LCD (Liquid Crystal Display).

O driver LCD utiliza recursos do sistema, que dependendo do caso podem fazer falta para outras funções. Neste caso o ideal é utilizar um módulo LCD matricial com processamento gráfico integrado e iluminação de fundo (backlight) para possibilitar a visualização com baixa iluminação ambiente.

8.4.1 Circuito integrado relógio/calendário

O controlador necessita de um sistema de relógio/calendário com memória não volátil e capacidade de funcionamento em casos de quedas de energia elétrica na rede de alimentação. O backup de energia é necessário para manter o sistema temporizador funcionando ininterruptamente para que as decisões do algoritmo de controle baseadas nos horários e datas possam ser tomadas corretamente.

Existem microcontroladores que incorporam o RTCC (Real Time Clock and Calendar) para tal finalidade. Uma vez que o PIC 16F933 não possui o RTCC incorporado será utilizado um componente específico para tal finalidade.

No projeto deverá ser prevista uma alimentação suplementar (backup) com bateria de lítio 3V para manter o relógio/calendário operando em situações de falta de energia elétrica.

O circuito integrado **HT1380A/1381A** fabricado pela empresa Holtek Semiconductor Inc. atende às especificações. Trata-se de um componente de baixo custo com recursos completos de relógio/calendário com horas, minutos, segundos, dia do mês, da semana e anos.

A Figura 31 mostra o diagrama de blocos do componente:

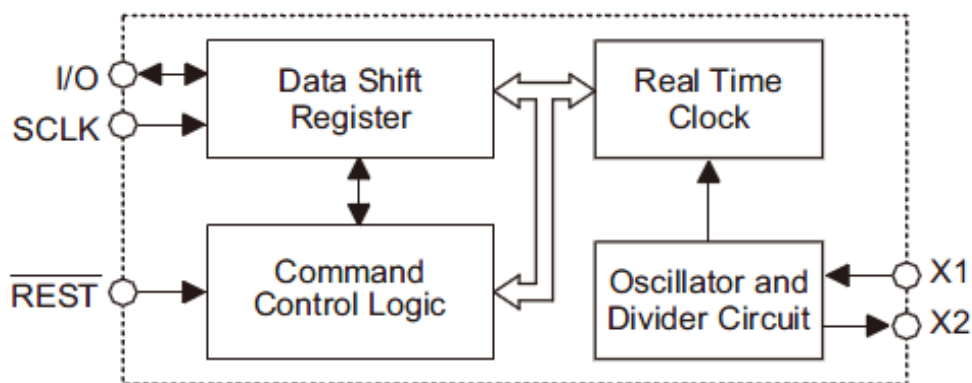


Figura 31 – Serial Timekeeper Chip HT1380A/1381A [25].

8.4.2 Comunicação serial RS-232/485

Para minimizar problemas relativos a distâncias de transmissão será adotado o padrão diferencial RS485, incluído nos periféricos do **PIC16F1933**. Este canal de comunicação será responsável pela transmissão e recepção de dados entre o controlador e o servidor do hotel.

Dados como taxas de ocupação, reservas programadas serão utilizadas pelo controlador para preparar o sistema de água quente com elevações de temperatura em determinados horários para atender picos de demandas, com o mínimo dispêndio de energia.

Os parâmetros de controle poderão ser alterados mediante acesso com senha de qualquer máquina em rede, possibilitando ainda a visualização de relatórios e gráficos do comportamento térmico da instalação.

Para tanto, o sistema de informática do estabelecimento deverá rodar aplicativos para ler e transmitir informações ao controlador.

A formatação da comunicação entre o controlador e o servidor deverá ser especificada posteriormente.

8.4.3 Driver para motor de passo

Para a substituição do controle manual de temperatura por um sistema automático, faz-se necessária a utilização de atuador mecânico sobre o controle giratório de temperatura do aquecedor a óleo.

Motores de passo permitem o acionamento e a detecção da posição do rotor em malha aberta através da simples contagem dos pulsos enviados ao motor. O **PIC16F1933** possui recursos PWM para tal finalidade, podendo acionar um circuito de potência na configuração ponte H ou similar.

Para economizar recursos e espaço na placa, o ideal é utilizar circuitos integrados específicos tais como o **DRV8800** da Texas Instruments®, cujo diagrama de blocos é mostrado na Figura 32:

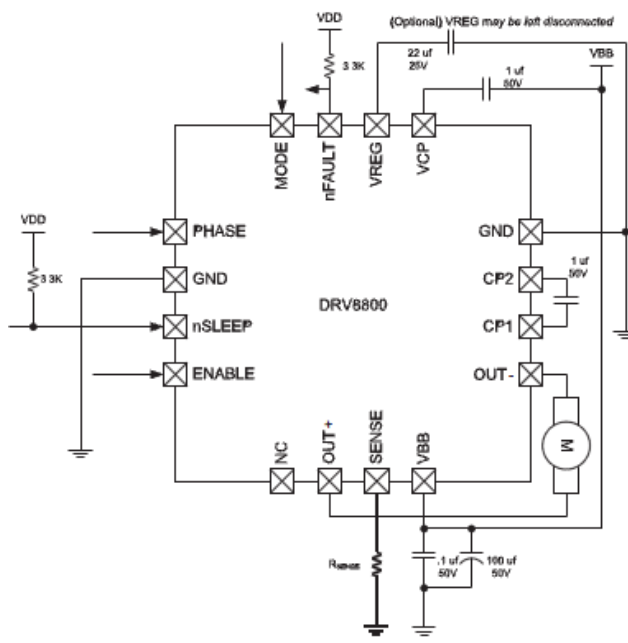


Figura 32 – Driver para motor de passo DRV8800 [26]

8.4.4 Sensor de irradiação solar

Este periférico deverá ser instalado próximo aos painéis solares e tem por finalidade fornecer níveis relativos de irradiação solar para possibilitar ao controlador

a verificação da eficiência do aquecedor solar térmico.

Não é necessária precisão, apenas uma saída proporcional à irradiação solar no local. A calibração e a linearização podem ser feitas pelo controlador uma única vez, com as placas de captação limpas.

O nível de referência é obtido comparando a temperatura na saída do coletor com a irradiação medida. O valor será utilizado pelo controlador para medir de forma aproximada a eficiência do sistema solar térmico, disparando alarmes quando o valor cair abaixo do nível crítico programado.

O sensor de irradiação pode ser elaborado utilizando um simples circuito com fotodiodo, gerando níveis de tensão ou corrente proporcionais a irradiação recebida.

8.5 Hardware

O controlador proposto deverá ser um produto robusto, compacto, de baixo custo e operação simples. A fonte de alimentação chaveada deverá ter a capacidade mínima de corrente de 1 ampère, sendo bi-volt automática operando de 85 à 240 Volts.

O sistema eletrônico deverá ser tolerante a ruídos, surtos e interferências eletromagnéticas de acordo com as normas de compatibilidade.

Amplificadores de precisão deverão ser utilizados no subsistema analógico, devendo ser precedidos por circuitos condicionadores de sinal com alta rejeição de ruídos.

Os sensores de temperatura deverão ser de precisão e dotados de blindagem para proteção mecânica e elétrica.

A placa de circuito impresso, deverá ser elaborada de acordo com técnicas para prevenir interferências eletromagnéticas e obedecer as normas de compatibilidade.

O diagrama de blocos do controlador é mostrado na Figura 33:

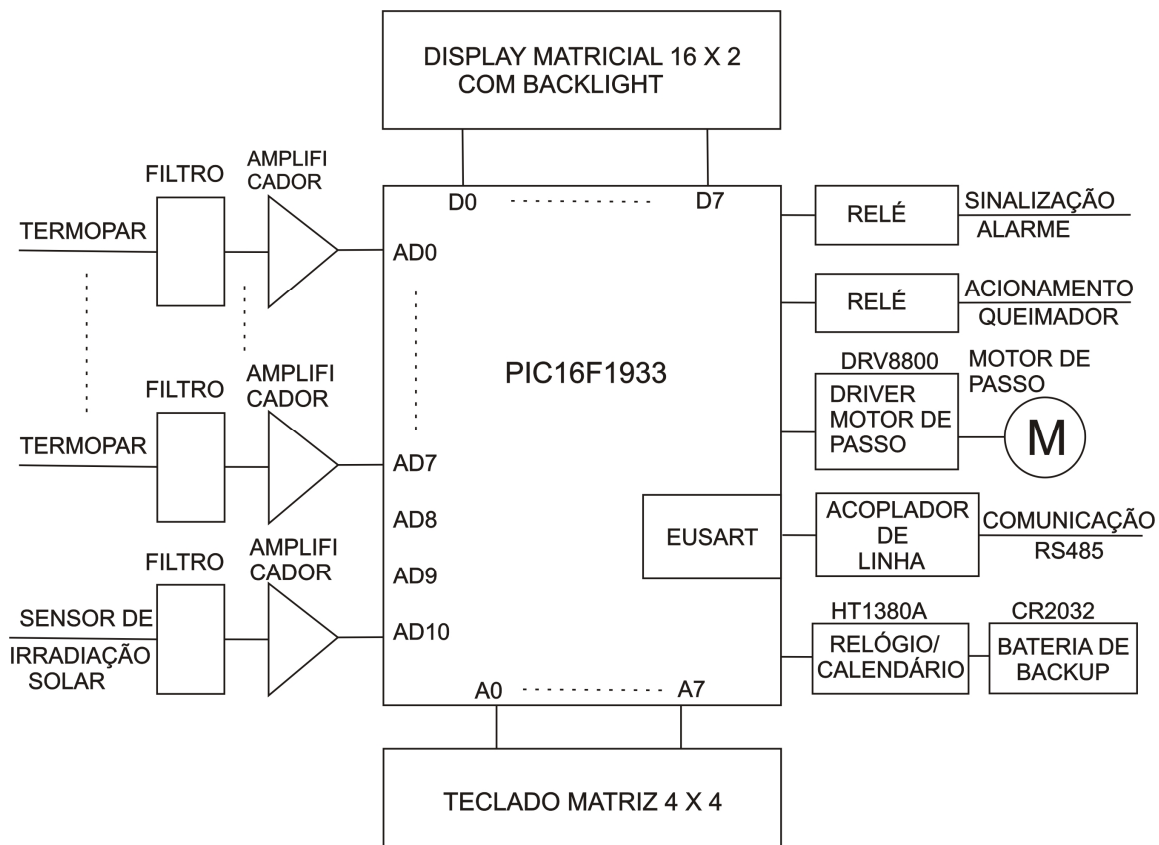


Figura 33 – Diagrama de blocos do sistema dedicado.

O microcontrolador **PIC16F1933** recebe informações das entradas de temperatura, irradiação solar e dados, acionando as saídas de acordo com a programação estabelecida. Os sensores de temperatura podem ser termopares ou PT-100 acondicionados em condutores blindados para evitar interferências.

O comando para ligar e desligar a chama do aquecedor é feito através da saída ACIONAMENTO DO QUEIMADOR, enquanto o controle do nível da chama deverá ser obtido com a adaptação do motor de passo no eixo do regulador manual de óleo diesel.

A saída SINALIZAÇÃO E ALARME tem por finalidade acionar dispositivos visuais e/ou sonoros alertando sobre eventuais problemas no sistema térmico.

A EUSART (Enhanced Universal Synchronous Asynchronous Receiver Transmitter) é um módulo incorporado ao microcontrolador e utilizado para a comunicação com o servidor via interface RS485.

O subsistema relógio calendário fornece informações de data e horário para a

tomada de decisões que dependem do tempo, podendo ser acessado remotamente para ajustes por meio da interface RS-485.

8.6 Software

O Programa principal, cujo fluxograma é mostrado na Figura A2 do Anexo A executa as tarefas gerais do sistema tais como ler o teclado, atualizar o display e atender as solicitações da comunicação serial RS-485.

Ações de alarme e controle são executadas na rotina Algoritmo de Controle mostrado na Figura A3 do mesmo anexo.

Esta rotina encarrega-se da comparação das variáveis de entrada com os parâmetros programados, gerando ações de controle sobre o aquecedor diesel e monitorado o desempenho do aquecedor solar.

O algoritmo de controle terá como objetivo manter o valor médio da temperatura o mais próximo possível do recomendado de $48,9^{\circ}\text{C}$ (120°C) para o conforto e a economia no consumo de óleo, precavendo-se contra quedas de temperatura por picos de consumo e demanda. Para tanto utiliza informações de horários, taxas de ocupação e reservas, obtidas do servidor do hotel através da interface RS485.

Dessa forma, o sistema pode ser preparar, elevando a temperatura em determinados horários para atender às solicitações previstas. Caso alguma reserva de grupo seja cancela o controlador irá ajustar-se à nova condição.

Os picos eventuais de demanda podem ser detectados por meio da variação (derivada) da temperatura em relação ao tempo, conforme mostrado na Figura 27. Através da inclinação da curva temperatura em relação ao tempo, o sistema poderá alterar a potência térmica do aquecedor com base no tempo de respostas ao degrau de aquecimento mostrado na Figura 18.

Ao perceber que a inclinação da curva temperatura x tempo excede o valor crítico programado o controlador liga o aquecedor na potência ideal sem esperar que a temperatura diminua até o mínimo ajustado. Desta forma a ação de controle antecipa-se pela tendência da curva economizando tempo no processo de aquecimento.

A intensidade da chama e o calor inserido no sistema, será calculado para fornecer a mínima energia possível para atingir a temperatura ideal no menor tempo

possível, mantendo o perfil de temperatura dentro das especificações.

Para a comunicação com o servidor é necessária instalação de software de leitura de dados em padrão a ser definido, permitindo inclusive a geração de relatórios periódicos do perfil de temperaturas do sistema de água quente, com históricos diários, semanais, mensais e anuais.

9 VIABILIDADE ECONÔMICA DO PROJETO

Para justificar a implantação o sistema precisa ser viável economicamente. Os benefícios ao longo da vida útil dos equipamentos utilizados na solução deverão suplantam o valor do investimento e eventuais custos de manutenção no período.

As variáveis envolvidas na tomada de decisão são:

- Investimento inicial no sistema de controle e supervisão
- Economia com mão de obra
- Retorno financeiro com a economia de energia
- Benefícios com o aumento da confiabilidade do sistema

Os retornos com o aumento da confiabilidade são subjetivos podendo ficar fora da análise, sendo considerados como retornos extras.

A economia com mão de obra é conhecida, em torno de R\$ 100,00 por mês, aproximadamente R\$ 1200,00 por ano. Este valor corresponde ao custo por hora por funcionário dedicado à função de ajuste manual de temperatura do aquecedor.

A economia com o óleo diesel usado no aquecimento da água para atender a demanda, não pode ser calculada com facilidade uma vez que depende de fatores tais como taxas de ocupação, épocas do ano e da contribuição do sistema de aquecimento solar, que por sua vez depende de variáveis climáticas.

9.1 Metodologia utilizada para cálculo de viabilidade econômica

Pelo fato do valor do investimento necessário não ser conhecido, será adotado o cálculo do valor máximo de custo para zerar o VPL (Valor Presente Líquido).

Este valor determina qual o custo máximo admissível para o projeto, considerando um período de 10 anos e uma taxa mínima de atratividade de 10% ao ano.

A recuperação do investimento pode ser calculada pelo método do Valor Presente Líquido (VPL), no qual o valor do projeto é comparado no instante inicial com os benefícios monetários auferidos com a implantação do sistema de controle ao longo da vida útil do equipamento.

Para isso é utilizado o Fator de Recuperação de Capital (FRC) série uniforme [23], conforme mostrado na Figura 34:

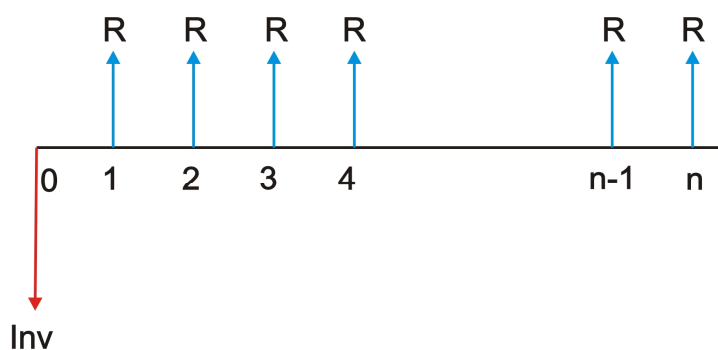


Figura 34 – Fluxo de caixa generalizado para o projeto proposto.

Onde:

Inv é o investimento em valores monetários

R é o retorno líquido em valores monetários

n é o período da vida útil do equipamento em unidades de tempo

i é a taxa de juros no período

O retorno líquido **R** é o somatório dos seguintes fatores:

- Economia com mão de obra, R\$1.200,00 por ano.
- Economia com óleo diesel obtida com gerenciamento dinâmico do sistema de aquecimento através do controlador.

- Economia com óleo diesel obtida com a manutenção do sistema em temperatura 3°C abaixo da atual, ao longo de 10 anos.
- Benefícios com o aumento da confiabilidade do sistema.

A economia devido ao gerenciamento automatizado comparado ao sistema manual é de difícil cálculo porque depende de fatores climáticos, de taxas de ocupação e de variáveis não determinísticas. Neste caso os ganhos podem ser estimados em relação ao consumo atual, que corresponde a uma média de 1500 litros de óleo diesel por mês.

Os benefícios com o aumento na confiabilidade do sistema não serão considerados sendo tratados como ganhos extras.

O valor base usado como parâmetro inicial de avaliação será a economia com óleo diesel ao armazenar a água quente em uma temperatura 3°C inferior ao ajuste atual no período de dez anos.

9.2 Economia de combustível na solução proposta

O valor do retorno **R**, mostrado na Figura 34 pode ser atribuído exclusivamente à economia de combustível com o sistema operando 3°C abaixo do ajuste atual, mantendo o perfil de temperatura e o conforto térmico do estabelecimento.

Trata-se do retorno mais conservador, uma vez que os ganhos com o gerenciamento eletrônico da energia do hotel e a confiabilidade não estão sendo computados.

A economia anual com a nova proposta é de 1420 litros de combustível, de acordo com os consumos calculados em 6.6.3 e a economia com mão de obra é de R\$ 1200,00 por ano.

Adotando-se o valor R\$ 2,60 por litro de óleo diesel, se tem:

$$D_v = 1420 \frac{l}{ano} \cdot 2,60 \frac{R\$}{l} + 1200 \frac{R\$}{ano} = \frac{R\$4893,00}{ano} \quad (26)$$

Sendo D_v o ganho monetário com energia e pessoal, adotando-se a nova proposta. A viabilidade econômica pode ser calculada através do Valor Presente Líquido, que consiste na soma algébrica do Investimento **Inv** com o Fator do Valor Atual **FVA** série uniforme, o qual é a reflexão no período inicial dos valores **R** da série uniforme aplicados à taxa de juros **i** no período.

O valor atual correspondente aos retornos parcelados em **n** períodos aplicados à uma taxa de juros **i** é dado por [23]:

$$P = R \cdot \left[\frac{(1 + i)^n - 1}{i \cdot (1 + i)^n} \right] \quad (27)$$

Onde:

P é valor atual dos retornos em valores monetários

R é o retorno líquido periódico em valores monetários

n é o período da vida útil do equipamento em unidades de tempo

i é a taxa de juros no período

Para a situação proposta, com $n=10$ anos e $i=10$ ao ano se tem:

$$P = R\$ 4893,00 \cdot \left[\frac{(1 + 0,1)^{10} - 1}{0,1 \cdot (1 + 0,1)^{10}} \right] = R\$ 30065,00 \quad (28)$$

A equação 28 pode ser escrita como $P = R \cdot FVA$ [23], sendo **FVA** o Fator do Valor Atual série uniforme.

O Valor Presente Líquido **VPL** é a soma algébrica do valor atual **P** e do investimento **Inv** dado pela equação 30:

$$\mathbf{VPL = - Inv + P} \quad (29)$$

O critério de viabilidade do investimento se baseia no sinal de **VPL**. Quando positivo o investimento será viável economicamente, se negativo torna o empreendimento economicamente inviável no período e taxa de juros especificados.

O custo máximo para o projeto ser viável ocorre quando VPL é nulo:

$$0 = - \text{Inv} + \text{R\$ } 30.065,00 \quad (30)$$

De acordo com a equação 30, para ser viável economicamente, o valor máximo do investimento **Inv** é de R\$ 30.065,00. Quanto menos custar em relação a este valor mais atrativo será a alternativa.

Considerando-se que a automação proporcione uma economia conservadora de 5% no consumo anual de combustível, no gerenciamento eletrônico do consumo de água quente, o valor máximo do investimento passa para **R\$ 35595,00** de acordo com as equações 27 e 30. O retorno adicional está baseado no consumo médio anual de 1500 litros de combustível por mês.

Com base no resultado, a decisão de implementar ou não a solução, pode ser tomada com simples comparação do investimento máximo com orçamentos para execução do projeto.

O valor monetário da variável **R** não se deve exclusivamente à redução nos gastos com óleo diesel, mas também com a redução nos gastos com mão de obra.

Ganhos de confiabilidade podem ser calculados ou estimados com metodologias apropriadas e convertidos em valores monetários para serem incorporados à variável **R**, os retornos com a estratégia de controle podem ser estimados com base no consumo atual, ou calculados em um estudo específico.

O custo do investimento estará relacionado ao sistema de controle adotado e a disponibilidade no mercado. Sistemas dedicados como o proposto, não existentes no mercado como produtos prontos necessitam de desenvolvimento, cujo custo pode ser relativamente elevado para uma solução única.

Soluções fazendo uso de controladores comerciais não específicos para esta finalidade terão custos de adaptação de hardware para soluções baseadas em Controladores Lógicos Programáveis (CLP's) e de hardware e software para soluções baseadas nos Sistemas de Controle e Supervisão Predial (SCSP).

10 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Os principais resultados da pesquisa envolvem o diagnóstico, o entendimento e as soluções para o problema apresentado. As medições de temperatura, embora limitadas pelas restrições impostas pela necessidade de intervenções não invasivas, forneceram dados suficientes para o modelo térmico do sistema. As leituras foram feitas diretamente no display do termostato digital instalado. Medidas de temperatura da água nas tubulações do sistema solar e no trocador de calor foram realizadas através do termômetro digital duplo canal **Lutron TM-905**.

Os tempos de resposta ao aquecimento e ao resfriamento, obtidos através de simulações baseadas em medições, são resultados fundamentais para o projeto do sistema de controle, uma vez que o mecanismo de correção e antecipação do algoritmo de controle utilizará estes valores como variáveis de controle.

O consumo energético obtido a partir do equacionamento do sistema é outro aspecto importante, bem com os custos associados ao uso do aquecimento a óleo diesel. A importante contribuição do aquecimento solar térmico é outro destaque, com a redução de gastos com óleo diesel e a possibilidade de uso de um aquecedor de baixa potência, mesmo que isto signifique dificuldades no controle em função dos elevados tempos de resposta ao aquecimento.

Por se tratar de um projeto funcional, o controlador dedicado é outro item relevante no trabalho. Juntamente com os algoritmos de controle e o hardware de baixo custo. Isto faz com que a solução apresentada forneça uma base tecnológica para o desenvolvimento de um produto comercial, especializado na eficiência energética de sistemas térmicos em hotéis e similares.

A solução poderá ser aplicada em quaisquer sistemas centralizados de água quente, novos ou instalados ou em reformas envolvendo conceitos de “retrofit”.

Variações no software permitem o controle de sistemas de aquecimento de água em aplicações residenciais e industriais.

Apesar do controle manual, os requisitos de conforto térmico do hotel são atendidos. Mesmo sem o foco na eficiência energética, o entendimento do comportamento dinâmico do sistema, proporcionado pela experiência adquirida, é fundamental para que os ajustes sejam feitos corretamente. A experiência acumulada ao

longo do tempo poderá ser utilizada na programação dos parâmetros básicos do controlador, permitindo que o algoritmo de controle adapte-se ao perfil energético do estabelecimento.

Controles adaptativos podem ser empregados, tendo inclusive a capacidade de aprendizagem, tornando-se mais eficiente com o tempo de uso.

11 CONCLUSÃO

As conclusões obtidas com o presente trabalho envolvem aspectos teóricos e práticos, principalmente no que se refere às interações entre a termodinâmica, a hotelaria, o conforto térmico e os custos energéticos envolvidos, a saber:

Existe grande similaridade entre os sistemas térmicos e elétricos, sendo estes regidos pelos mesmos modelos físicos e matemáticos em muitos aspectos.

Devido à impedância térmica, os sistemas de aquecimento de água não respondem instantaneamente às excitações, sendo os atrasos na propagação do calor proporcionais a constante térmica do sistema.

Sistemas centralizados de água quente baseados em combustíveis fósseis consomem muita energia para manter a água aquecida. As perdas de energia aumentam com a diferença de temperatura entre o fluido e o meio externo devido às deficiências no isolamento térmico.

O consumo de energia em hotéis e similares depende de variáveis determinísticas tais como as perdas passivas para o meio e de variáveis estocásticas representadas por taxas de ocupação e variações climáticas.

O sistema de controle voltado para a eficiência energética deverá operar em malha fechada, com a realimentação sendo abastecida com variáveis de controle, tais como temperaturas, taxas de ocupação e reservas programadas. O controlador deverá ser dotado de linha de comunicação bidirecional com o servidor do hotel para tarefas de controle e programação.

Os custos envolvidos na execução do projeto estão dentro do esperado, com a atratividade do projeto aumentada quando forem considerados os retornos com o gerenciamento dinâmico da energia térmica e a confiabilidade do sistema proposto.

12 RECOMENDAÇÕES E PERSPECTIVAS FUTURAS

A eficiência energética do sistema de água quente do hotel estudado pode ser melhorada eliminando-se perdas diretas de conversão possivelmente nos trocadores de calor e no aquecedor solar

O presente trabalho pode ser expandido utilizando-se processos estocásticos no tratamento das variáveis aleatórias de taxas de ocupação e de variáveis climáticas. O uso de controladores Fuzzy [2] também pode trazer benefícios no controle de temperaturas em sistemas com demandas térmicas não determinísticas.

Modelos físicos e matemáticos mais precisos podem ser obtidos através de medições de temperatura em outros pontos da instalação, considerando situações de carga térmica conhecida.

Cada estabelecimento de hospedagem possui um perfil próprio de consumo de energia, podendo o presente trabalho ser expandido para englobar também o controle da energia elétrica, já que existem estabelecimentos que utilizam aquecimento elétrico de água.

Entradas do controlador podem ser utilizadas para monitorar o consumo de energia elétrica e o consumo de água no estabelecimento, aplicando os mesmos conceitos de eficiência para reduzir custos.

ANEXO A

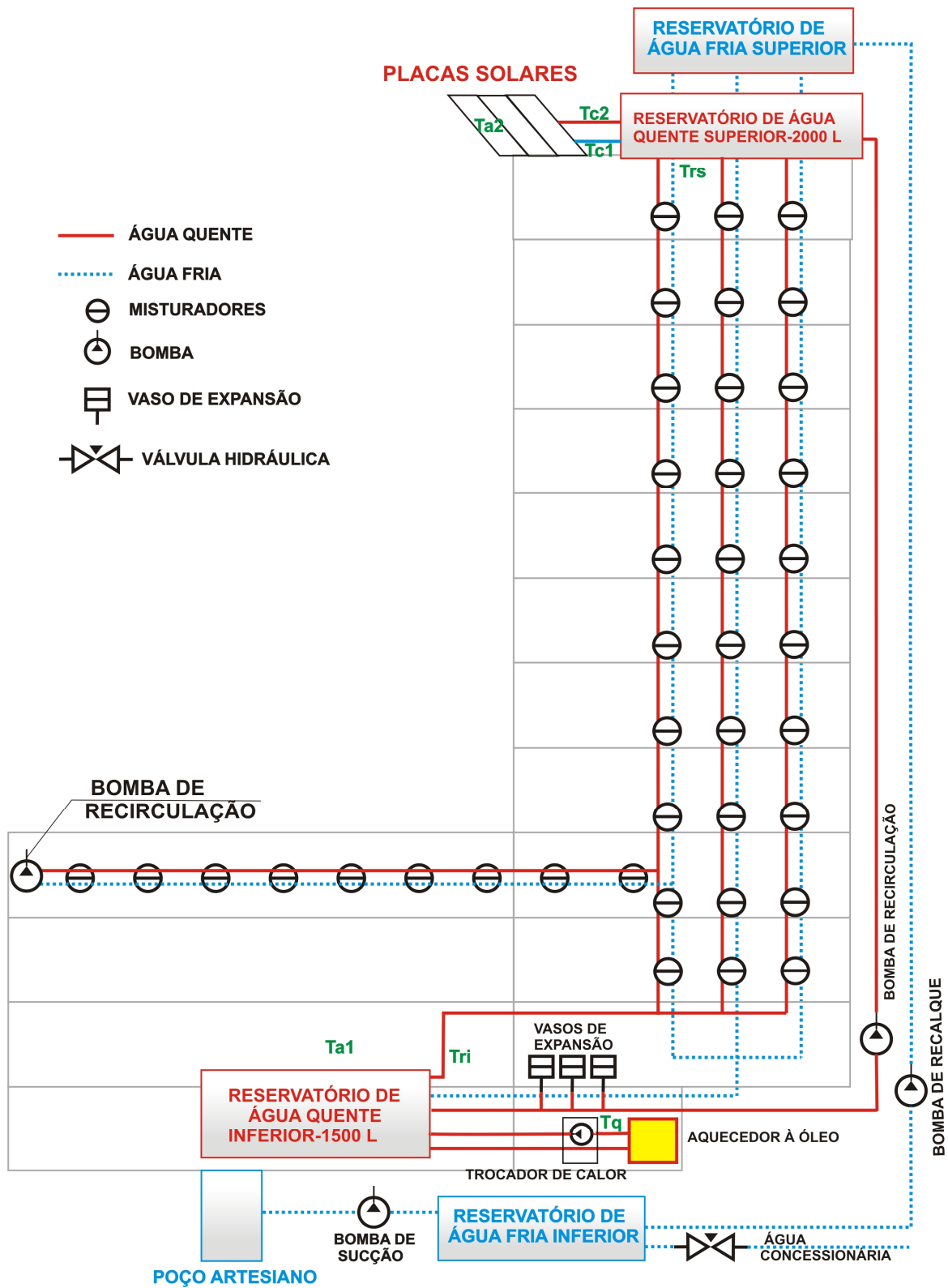


Figura A1 – Sistema térmico da edificação

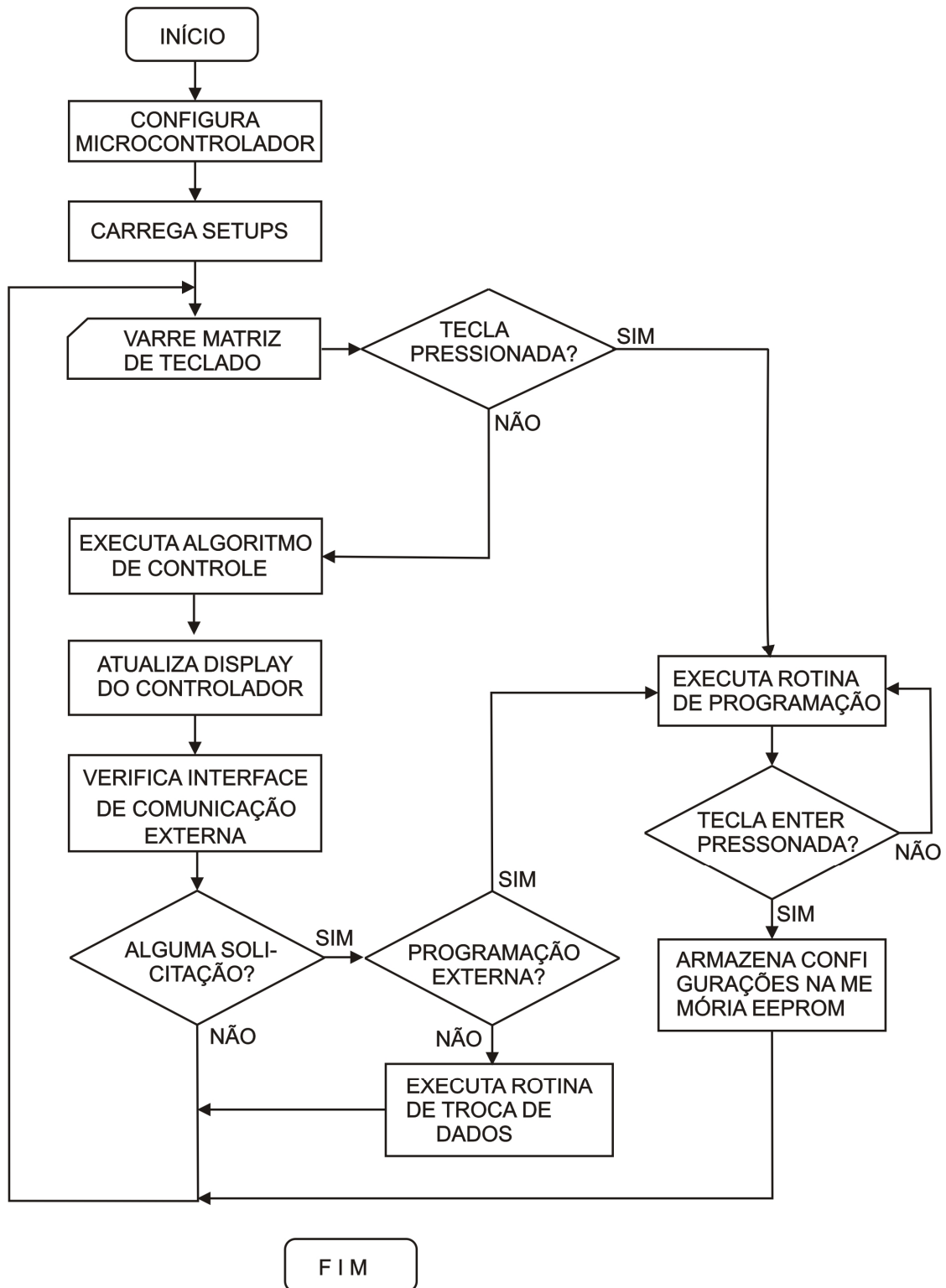


Figura A2– Fluxograma do programa principal

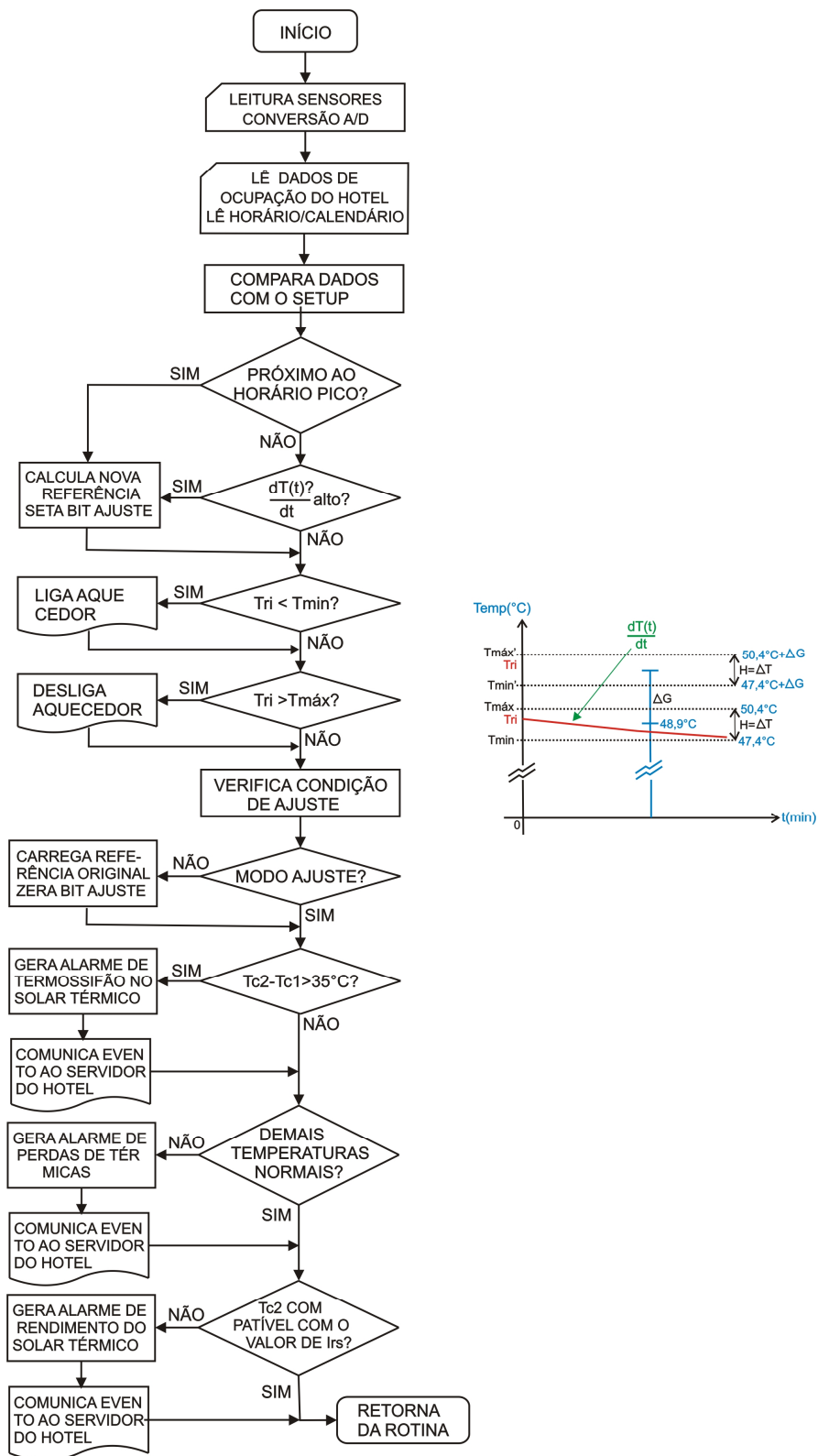


Figura A3 – Fluxograma do algoritmo de controle

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] – Hildebrandt, Jacson L., Battistel, Orildo Luis - Modelo para Transmissão de Calor em Condutor Cilíndrico
- [2] - Antônio Leite e Ênio Pereira - Controle de Processo Térmico Multivariável Visando a Racionalização de Energia - Universidade de Brasília – 2003.
- [3] – NBR-15220 - Desempenho térmico de edificações Partes 1 e 2
- [4] – Instalação Predial de Água Quente – Adolar Ricardo Bohn - UFSC
- [5] - Princípios de Automação Industrial - Geomar M. Martins - UFSM - 2007
- [6] - Martins, Rangel, Silva, Lira - Construção de um Protótipo para o Controle de Temperatura - Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia da Paraíba
- [7] - Revista da Faculdade de Letras-Geografia I Série, Vol. V, Porto 1989
- [8] - Sistemas de Aquecimento de Água para Edifícios através da associação Energia Solar e Gás Natural – COMGÁS - ABRINSTAL
- [9] – Lafay, Jean-Marc Stephane - Análise Energética de Sistemas de Aquecimento de Água com Energia Solar e Gás – UFRGS - 2005
- [10] - Russi, Madalena - Projeto e Análise da Eficiência de um Sistema Solar Misto de Aquecimento de Água e de Condicionamento Térmico de Edificações Para Santa Maria – Rs - UFSM 2012
- [11] - Vidyapeetham, Amrita Vishwa - Newton's Law of Cooling (Theory)
- [12] - http://www.antoniolima.web.br.com/aulas/Mat-Prop_Ter.html
- [13] – Departamento de Energia dos Estados Unidos <http://www.energy.gov/>
- [14] – Energy Star - Electric Tankless Water Heating: Competitive Assesment - Global Energy Partners, LLC
- [15] - Bohn, Adolar Ricardo - instalação predial de Água Quente - Universidade Federal de Santa Catarina - Centro Tecnológico - Departamento de Engenharia Civil
- [16] - Bottamedi, Mariana Garnica - Avaliação da Eficiência Energética de Hotéis de Quatro Estrelas em Florianópolis: Aplicação do Programa de Etiquetagem de Edificações - Universidade Federal de Santa Catarina Programa de Pós-Graduação em Arquitetura e Urbanismo
- [17] - Pereira, Francisca Félix e Coutinho, Coutinho - Hotelaria: Da Era Antiga aos Dias Atuais - Revista Eletrônica Aboré - Publicação da Escola Superior de Artes e Turismo Edição 03/2007 - ISSN 1980-6930

- [18] - Assis, Regina Cardona e De Conto, Suzana Maria - Eficiência Energética em Meios de Hospedagem: Crenças e Práticas - Pontifícia Universidade Católica do Rio Grande do Sul – PUC/RS - Universidade de Caxias do Sul - UCS
- [19] – Desoer, Charles L. e Kuh, Ernest S. – Teoria Básica de Circuitos – Editora Guanabara Dois – 1979
- [20] – Hayt Jr, William Hart e Kemmerly, Jack E. – Análise de Circuitos em Engenharia – Mc Graw Hill do Brasil - 1973
- [21] – Ogata, Katsuhiko – Engenharia de Controle Moderno – Editora Prentice/Hall do Brasil – Rio de Janeiro – 1982
- [22] - Abrava - Associação Brasileira de Refrigeração, Ar Condicionado, Ventilação e Aquecimento - Manual de Capacitação dm Projetos de Sistemas de Aquecimento Solar - Edição Abril de 2008
- [23] – Hess, Marques, Paes e Puccini – Engenharia Econômica – 20ª Edição – Editora Bertrand do Brasil – Rio de Janeiro – 1988
- [24] – Datasheet PIC 16F1933 - Microchip Technology Inc.-2355 West Chandler Blvd.-Chandler, Arizona, USA 85224-6199
- [25] - Datasheet HT1380A/1381A - Holtek Semiconductor Inc.- 4F-2, No. 3-2, YuanQu St., Nankang Software Park, Taipei 115, Taiwan
- [26] - Datasheet DRV8800 - Texas Instruments Inc. - 12500 TI Boulevard - Dallas, Texas 75243 USA
- [27] - Atlas Solarimétrico do Brasil - Banco de dados solarimétricos - Coordenador Chigueru Tiba... et al.- Recife - Ed. Universitária da UFPE, 2000.