



INSTITUTO FEDERAL DE EDUCAÇÃO, CIÊNCIA E TECNOLOGIA DE MINAS GERAIS -
CAMPUS BETIM
BACHARELADO EM ENGENHARIA DE CONTROLE E AUTOMAÇÃO

LUIZ HENRIQUE PEREIRA CARVALHO

**PROJETO DE SISTEMA DE CONTROLE DE
TEMPERATURA AMBIENTE PARA A IGREJA
COMUNIDADE CONECTE**

Betim - MG

2023

PROJETO DE SISTEMA DE CONTROLE DE TEMPERATURA AMBIENTE PARA A IGREJA COMUNIDADE CONECTE

Trabalho de conclusão de curso apresentado à banca examinadora do curso de Engenharia de Controle e Automação, do Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia de Minas Gerais *Campus* Betim, como parte dos requisitos para obtenção do título de Bacharel em Engenharia de Controle e Automação.

Orientador Prof. Dr. Leandro Freitas de
Abreu

FICHA CATALOGRÁFICA

C331p Carvalho, Luiz Henrique Pereira
Projeto de sistema de controle de temperatura ambiente para a
Igreja Comunidade Conecte / Luiz Henrique Pereira Carvalho. – 2023.

74 f. : il.

Trabalho de conclusão de curso (Bacharelado em
Engenharia de Controle e Automação) - Instituto Federal de
Educação, Ciência e Tecnologia de Minas Gerais, Câmpus Betim,
2023.

Orientador: prof. Dr. Leandro Freitas de Abreu

1. Controle de temperatura. 2. Eficiência energética. 3. Economia
de energia. 4. Automação. I. Carvalho, Luiz Henrique Pereira. II.
Título.

CDU: 681.5

Luiz Henrique Pereira Carvalho

**PROJETO DE SISTEMA DE CONTROLE DE TEMPERATURA
AMBIENTE PARA A IGREJA COMUNIDADE CONECTE**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado à banca examinadora do curso de Engenharia de Controle e Automação do Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia de Minas Gerais Campus Betim, como parte dos requisitos para obtenção do título de Bacharel em Engenharia de Controle e Automação.

Betim, 14 de dezembro de 2023.

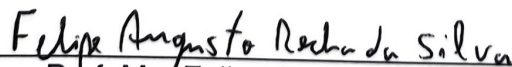
BANCA EXAMINADORA



Prof. Dr. Leandro Freitas
DAUTI – IFMG Campus Betim (orientador)



Prof. Dr. Arthur Hermano Rezende Rosa
DAUTI – IFMG Campus Betim



Prof. Me. Felipe Augusto Rocha da Silva
DMEC – IFMG Campus Betim

Resumo

Apresenta-se neste trabalho um projeto de sistema de controle de temperatura ambiente para a Igreja Comunidade Conecte. Para tanto, são apresentadas três estratégias de controle diferentes para um sistema de condicionamento de ar, visando uma maior eficiência de energia elétrica e melhor conforto térmico para os frequentadores do templo. A partir de ensaios práticos e coleta de dados, pode-se obter um modelo matemático do sistema em análise e, com este, projetar os controladores *on-off*, PI e PI com a adição de uma ação antecipativa de tempo, controle *feedforward*. Analisou-se o desempenho dos controladores para atingir uma temperatura ambiente desejada com e sem perturbação através de simulações computacionais. Por fim, é estimada ainda a economia de energia elétrica feita com a utilização das técnicas de controle propostas. O sistema de controle projetado pode ser estendido a outros processos e sistemas de naturezas diversas.

Palavras-chave: Controle de temperatura, estratégias de controle, economia de energia.

Abstract

This paper presents a project for an ambient temperature control system for the Comunidade Conecte Church. Three different control strategies for an air conditioning system are proposed with the aim of achieving greater electrical energy efficiency and improved thermal comfort for the temple attendees. Through practical tests and data collection, a mathematical model of the analyzed system is obtained. Using this model, on-off, PI, and PI controllers with the addition of anticipatory time action (feedforward control) are designed. The controllers' performance is analyzed for achieving the desired ambient temperature with and without disturbance through computer simulations. Finally, the estimated energy savings achieved by implementing the proposed control techniques are discussed. The designed control system can be extended to other processes and systems of various natures.

Keywords: Temperature control, control strategies, energy savings.

Lista de Figuras

Figura 2.1 – Princípio da conversão de energia.	17
Figura 2.2 – Diagrama de pressão por Entalpia de um fluido refrigerante	18
Figura 2.3 – Carga térmica e as formas de propagação de calor num ambiente fechado . . .	19
Figura 2.4 – Condicionador de ar do tipo janela visto no interior e exterior de um quarto.	20
Figura 2.5 – Condicionador de ar do tipo <i>split</i> teto.	20
Figura 2.6 – Condicionador de ar do tipo central.	21
Figura 2.7 – Transferência de calor das unidades interna e externa do condicionador de ar <i>split</i> piso-teto.	22
Figura 2.8 – Unidades Evaporadora (interna) e condensadora (externa) do ar condicionado <i>split</i> piso-teto.	22
Figura 2.9 – Resposta ao degrau típica de um sistema de primeira ordem com constante de tempo τ e degrau aplicado no instante $t = 0$	24
Figura 2.10–Diagrama de blocos de um controlador <i>on-off</i> com intervalo diferencial. . .	25
Figura 2.11–Diagrama de blocos de um sistema de malha fechada com controle PID. . .	26
Figura 2.12–Diagrama de blocos de um sistema de malha fechada com <i>feedback</i> e <i>feed-forward</i> em cascata.	27
Figura 3.1 – Vista via satélite da Igreja Comunidade Conecte.	30
Figura 3.2 – Templo da igreja Comunidade Conecte.	30
Figura 3.3 – (a) Etiqueta de especificações técnicas na unidade condensadora. (b) Etiqueta de especificações técnicas na unidade evaporadora.	31
Figura 3.4 – Evaporadora do condicionador de ar <i>split</i> piso-teto do segundo andar.	31
Figura 3.5 – Posição dos sensores durante os dois testes.	35
Figura 3.6 – Funcionamento interno do sensor DHT11.	36
Figura 3.7 – Pinagem do sensor DHT11 e circuito elétrico do módulo.	37
Figura 3.8 – Módulo NodeMCU com o ESP-8266-12E.	37
Figura 3.9 – Pinagem NodeMCU com o ESP-8266-12E.	38
Figura 3.10–Multímetro ANENG9002 com o termopar do tipo K.	38
Figura 4.1 – Resposta ao degrau de amplitude $A=60\text{Hz}$ aplicado no instante 2442 segundos.	40
Figura 4.2 – Resposta ao degrau de amplitude $A=60\text{Hz}$ aplicado no instante 2332 segundos.	41
Figura 4.3 – Comparativo entre a resposta ao degrau do ensaio de identificação da planta e do modelo matemático do sistema.	42
Figura 4.4 – Recorte do teste de identificação do modelo da perturbação para evidenciar a parcela referente ao teste de perturbação.	43
Figura 4.5 – Comparativo entre a resposta ao degrau do ensaio de identificação da perturbação e do modelo matemático da perturbação.	44
Figura 4.6 – Diagrama de blocos do sistema em malha aberta.	45

Figura 4.7 – Comparativo entre a resposta ao degrau do ensaio do dia 28/11 e do modelo matemático do sistema.	46
Figura 5.1 – Diagrama de blocos do sistema com controle <i>on-off</i> em malha fechada utilizado na simulação.	48
Figura 5.2 – Resposta ao degrau do sistema em malha fechada com controle <i>on-off</i>	48
Figura 5.3 – Sinal gerado pela ação do controle <i>on-off</i>	49
Figura 5.4 – Diagrama de blocos do sistema com o controlador PI.	50
Figura 5.5 – Resposta ao degrau do sistema em malha fechada com controle PI.	50
Figura 5.6 – Sinal gerado pela ação do controle PI.	51
Figura 5.7 – Diagrama de blocos do sistema com o controlador <i>feedforward</i> adicionado.	51
Figura 5.8 – Resposta ao degrau do sistema em malha fechada com controle PI.	52
Figura 5.9 – Sinal gerado pela ação do controle PI.	52
Figura 6.1 – Comparativo das respostas ao degrau dos sistemas com as três estratégias de controle, sem perturbação.	54
Figura 6.2 – Comparativo dos sinais de controle das três estratégias, sem perturbação.	55
Figura 6.3 – Comparativo das respostas a perturbação dos sistemas com as três estratégias de controle.	56
Figura 6.4 – Comparativo dos sinais de controle das três estratégias com perturbação.	56
Figura 6.5 – Temperatura ambiente simulada do segundo andar durante um cenário de culto.	58
Figura 6.6 – Sinal de alimentação do compressor simulada, com os diferentes controladores, durante um cenário de culto.	58
Figura 6.7 – Inversor de frequência WEG, linha CFW500.	59
Figura A.1 – Comparativo das respostas ao degrau simuladas do sistema controlado com o atraso de tempo por aproximação de Padé	67
Figura A.2 – Diagrama de blocos do sistema com o controlador PID.	67
Figura A.3 – Comparativo dos controladores PI, PI com <i>feedforward</i> e PID.	68
Figura A.4 – Comparativo da ação de controle dos controladores PI, PI com <i>feedforward</i> e PID.	68
Figura A.1 – Condições internas para verão de acordo com a NBR 6401.	69
Figura B.1 – Temperatura Máxima mensal e anual (°C) das cidades de Minas Gerais.	70
Figura B.2 – Umidade Relativa do Ar Compensada Mensal e Anual (%) das cidades de Minas Gerais.	71
Figura B.3 – Pressão ao Nível Médio do Mar Mensal e Anual (hPa) das cidades de Minas Gerais.	71
Figura C.1 – Valores típicos de calor liberado por pessoas de acordo com a NBR 16401-1	72
Figura D.1 – Infiltração de ar pelas portas abertas	73
Figura G.1 – Especificações técnicas dos inversores de frequência WEG, linha CFW500.	77

Lista de Tabelas

Tabela 3.1 – Parâmetros utilizados no cálculo de carga térmica por pessoas e infiltração de ar.	32
Tabela 3.2 – Carga térmica da perturbação máxima do sistema condicionamento de ar. . .	35
Tabela 4.1 – Momentos do teste realizado no dia 20/11.	40
Tabela 4.2 – Momentos do teste realizado no dia 25/10.	40
Tabela 4.3 – Parâmetros de modelagem coletados no teste do dia 20/11.	41
Tabela 4.4 – Parâmetros de modelagem da perturbação coletados no teste do dia 25/10. .	43
Tabela 4.5 – Momentos do teste realizado no dia 28/11.	45
Tabela 6.1 – Parâmetros de comparação de desempenho dos controladores.	54
Tabela 6.2 – Parâmetros de comparação de desempenho dos controladores com perturbação.	56
Tabela 6.3 – Estimativa do consumo de energia elétrica, do gasto mensal e economia mensal e anual para o uso do condicionador de ar do segundo andar do templo com os controladores projetados.	58
Tabela A.1 – Parâmetros do controlador PID.	68

Sumário

Lista de Figuras	7
Lista de Tabelas	9
1 INTRODUÇÃO	12
1.1 Justificativa	12
1.2 Objetivos	13
1.2.1 Objetivos Gerais	13
1.2.2 Objetivos Específicos	13
2 CONCEITOS GERAIS E REVISÃO DE LITERATURA	15
2.1 Termodinâmica	15
2.1.1 Leis da Termodinâmica	16
2.1.2 Ciclos de refrigeração	18
2.1.3 Carga térmica	19
2.2 Sistemas de condicionamento de ar	19
2.2.1 Sistema condicionador de ar do tipo split piso-teto	21
2.3 Modelagem Matemática de sistemas dinâmicos	23
2.3.1 Técnicas de modelagem caixa preta - Métodos Determinísticos	23
2.4 Técnicas de controle	24
2.4.1 Controle Liga-Desliga (On-off)	24
2.4.2 Controle Proporcional, Integral e Derivativo	25
2.4.3 Controle Antecipativo Feedforward	26
2.5 Conforto térmico e normas brasileiras	27
3 MATERIAIS E MÉTODOS	29
3.1 Características do Sistema de Condicionamento de ar da Igreja Comunidade Conecte	29
3.1.1 Modos de Operação e Controle	30
3.2 Carga térmica da igreja	32
3.2.1 Carga térmica dos ocupantes	32
3.2.2 Carga térmica de infiltração por abertura de porta	33
3.3 Instrumentação incorporada ao sistema para obtenção do modelo	35
4 MODELAGEM MATEMÁTICA DO SISTEMA CONDICIONADOR DE AR DO SEGUNDO ANDAR DO TEMPLO	39
4.1 Ensaio para identificação da planta	39
4.2 Ensaio para identificação da perturbação	40
4.3 Identificação do modelo da planta	41
4.4 Identificação do modelo da perturbação	42
4.5 Validação do modelo matemático	44

5 PROJETO DOS CONTROLADORES	47
5.1 Controle On-Off	47
5.2 Controle PI	47
5.3 Controle Feedforward	50
6 RESULTADOS	53
6.1 Análise de desempenho dos controladores sem perturbação	53
6.2 Análise de desempenho dos controladores com perturbação	55
6.3 Economia estimada no consumo de energia elétrica	57
6.4 Retorno financeiro estimado para implementação do projeto	59
7 CONCLUSÕES	60
7.1 Propostas futuras	61
8 Referências	62
APÊNDICE A Projetos de Controle com atraso de tempo por aproximação de Padé	66
A.1 Atraso de tempo por aproximação de Padé	66
A.2 Controle PID	66
ANEXO A Tabela 1 da ABNT NBR 6401:1980 com as condições internas recomen-	
dadas para os espaços internos durante o verão.	69
ANEXO B Normal Climatológica do Brasil 1991-2020.	70
ANEXO C Tabela C.1 da ABNT NBR 16401-1:2008 com as taxas típicas de calor	
liberado por pessoas de acordo com o nível de atividade.	72
ANEXO D Tabela 8 da ABNT NBR 6401:1980 contendo a estimativa de vazão de	
infiltração de ar pelas portas abertas.	73
ANEXO E Especificações técnicas do sensor DHT11 retirado do <i>datasheet</i> da fabri-	
cante.	74
ANEXO F Código utilizado na modelagem matemática no Arduino IDE	75
ANEXO G Especificações técnicas dos inversores de frequência WEG, linha CFW500.	77

1 INTRODUÇÃO

A crescente valorização de ambientes internos confortáveis e adequados tem ganhado relevância em variados contextos, englobando desde espaços residenciais e comerciais até locais de culto. O controle de temperatura tornou-se um fator fundamental para proporcionar conforto térmico e bem-estar às pessoas que frequentam esses espaços.

A Igreja Comunidade Conecte, uma entidade que congrega fiéis para práticas religiosas e eventos sociais reconhece a importância de estabelecer um ambiente acolhedor que amplifique o conforto e a concentração durante reuniões religiosas e eventos comunitários. Desta forma, a igreja já dispõe de três máquinas de condicionamento de ar como parte de seus esforços para garantir o conforto dos membros da congregação. Estas máquinas impactam consideravelmente no custo de energia elétrica mensal do templo, além de terem um sistema de controle simples e sensível a perturbações como abertura de portas e janelas, entrada e saída de pessoas, equipamentos eletroeletrônicos, dentre outras.

Este estudo tem como objetivo principal explorar a implementação de um sistema de controle de temperatura ambiente na Igreja Comunidade Conecte, com base em estratégias de engenharia de controle. O foco será em aprimorar as condições térmicas do local e reduzir no custo mensal da utilização das máquinas. Os resultados simulados obtidos serão avaliados, enfatizando os benefícios tangíveis de proporcionar um ambiente mais confortável para os frequentadores e energeticamente mais eficiente. Além disso, este estudo contribuirá para a ampliação do conhecimento no campo da Engenharia de Controle e Automação, ressaltando a aplicabilidade desses conceitos em ambientes diversos e reforçando o papel da tecnologia na melhoria da qualidade de vida das pessoas.

1.1 JUSTIFICATIVA

A Igreja Comunidade Conecte desempenha um papel significativo na vida espiritual e social de seus membros. Como local de reuniões de fé e reflexão, a igreja busca proporcionar um ambiente que facilite a conexão entre os fiéis e fortaleça o sentido de comunidade. Portanto, a climatização adequada emerge como uma preocupação que vai além do conforto físico, abrangendo a experiência espiritual e emocional dos frequentadores.

Edifícios de grande ocupação, como igrejas, frequentemente enfrentam desafios no gerenciamento da temperatura interna devido às variações climáticas externas e ao grande número de pessoas reunidas. Além disso, o posicionamento inadequado das máquinas no local e o subdimensionamento da sua capacidade de resfriamento pode dificultar ainda mais o controle térmico interno. Em aplicações deste porte, os sistemas de condicionamento de ar costumam utilizar motores de maior potência que, com isso, possuem um consumo de energia elétrica

elevado, impactando no valor mensal da conta de energia elétrica do estabelecimento.

Comumente são observadas reclamações feitas por membros da Comunidade Conecte quanto a temperatura interna do templo. No início do culto costumam alegar que o ambiente está quente demais e mais ao final do culto que está frio demais. Por se tratar de um ambiente religioso, o desconforto térmico prejudica a imersão espiritual dos fiéis, podendo influenciar negativamente a participação ativa nos cultos e atividades religiosas. Além disso, em conversas com o pastor da igreja, foi possível identificar um aumento expressivo na conta de energia elétrica com a utilização destas máquinas, principalmente em meses mais quentes.

Diante dessa realidade, o presente trabalho se justifica pelo seu propósito de explorar a implementação de um sistema de controle de temperatura ambiente personalizado para a Igreja Comunidade Conecte, utilizando as máquinas já existentes no local. A abordagem envolve a adaptação das práticas de climatização às características arquitetônicas e funcionais da igreja, de modo a garantir um conforto térmico mais constante e com pouca sensibilidade a perturbação.

Desta forma, além da oportunidade de aplicação dos conceitos e estratégias de controle aprendidos ao longo do curso, este trabalho também poderá impactar positivamente a comunidade local. Por se tratar de uma demanda comum em diferentes ambientes, como igrejas, escolas, prédios e lojas comerciais, dentre outros, a relevância deste projeto pode se estender também para além dos limites da Igreja Comunidade Conecte, inspirando melhorias similares em outros espaços.

1.2 OBJETIVOS

1.2.1 Objetivos Gerais

Analisar e projetar um controle de temperatura de um sistema de condicionamento de ar de zona única para o espaço do segundo andar do templo da Igreja Comunidade Conecte, utilizando a máquina já instalada no local, visando otimizar o conforto térmico e o consumo de energia elétrica.

1.2.2 Objetivos Específicos

- Desenvolver um modelo matemático capaz de descrever a dinâmica do sistema de condicionamento de ar;
- Pesquisar, comparar e selecionar a estratégia de controle de temperatura mais adequada às necessidades da igreja, para atingir uma robustez maior na manutenção da temperatura ambiente e um consumo menor de energia elétrica;
- Desenvolver uma proposta de projeto de controle personalizado para o segundo andar do templo da Comunidade Conecte;

- Avaliar e validar o desempenho do sistema de controle projetado por meio de simulações computacionais;
- Estimar e avaliar a viabilidade da implementação prática do sistema de controle na máquina de condicionamento de ar de zona única instalada no segundo andar do templo.

2 CONCEITOS GERAIS E REVISÃO DE LITERATURA

Este capítulo busca explorar os princípios físicos fundamentais relacionados ao funcionamento de um sistema de condicionamento de ar, bem como realizar uma revisão abrangente da literatura existente no campo da termodinâmica. Além dos conhecimentos necessários para compreender o funcionamento do sistema, também serão apresentadas neste capítulo as técnicas de controle a serem utilizadas no presente trabalho, juntamente com as estratégias de modelagem matemática. Por fim, uma vez que a percepção térmica pode ser subjetiva, o desenvolvimento do projeto de controle será baseado nas recomendações feitas pelas normas brasileiras e internacionais de avaliação de conforto térmico.

2.1 TERMODINÂMICA

Os engenheiros aplicam princípios derivados da termodinâmica e de outras disciplinas da engenharia, como a mecânica dos fluidos e a transferência de calor e massa, para analisar e criar sistemas com o propósito de atender às necessidades humanas. Ao longo do século XX, as aplicações da termodinâmica na engenharia foram fundamentais para promover melhorias significativas na qualidade de vida, impulsionando avanços cruciais em áreas como aviação, exploração espacial, transporte terrestre, geração e distribuição de eletricidade, edificações equipadas com sistemas de aquecimento e refrigeração, e aprimoramento das práticas médicas (MORAN & SHAPIRO, 2018).

De maneira resumida, a termodinâmica é a disciplina científica que investiga as transferências de energia, a realização de trabalho e as substâncias envolvidas nesses processos, originadas de um sistema, corpo ou máquina para seus arredores. A análise experimental constitui a base desse campo da física, representando uma abordagem precisa para esclarecer dúvidas e realizar resoluções (SILVA, 2019).

A troca de energia térmica de um corpo para outro ocorre devido a diferença de temperatura entre eles. Tal fenômeno é denominado como transferência de calor e pode ser quantificado em unidades de energia como Joules (J) ou calorias (cal), sendo a primeira a adotada pelo Sistema Internacional de Unidades (SI).

A transferência de calor pode se dar através de condução, convecção ou radiação térmica. No caso da condução, essa transferência de energia é possível em sólidos, líquidos e gases. Pode-se conceber a condução como o processo no qual a energia é transferida das partículas mais energéticas de uma substância para aquelas adjacentes que possuem menor energia, resultante das interações entre essas partículas. (MORAN & SHAPIRO, 2018).

Já a transferência por radiação térmica é emitida pela matéria como resultado de mudanças na configuração eletrônica dos átomos ou moléculas no seu interior. Segundo os autores Moran e

Shapiro, a energia é transportada por ondas eletromagnéticas (ou fótons) e, diferente da condução, a radiação térmica não necessita de nenhum meio para propagar-se, e pode até mesmo ocorrer no vácuo.

Por fim, tem-se ainda a transferência de calor por convecção, ocorrendo através da movimentação de massas de fluido aquecido, que se tornam menos densas e sobem, enquanto o fluido mais frio desce para ocupar seu lugar.

Na transferência de calor existe ainda uma diferenciação entre as mudanças de temperatura e fase dos materiais. Quando ocorre mudança de temperatura de um corpo sem que este passe por uma mudança de estado físico (sólido, líquido ou gasoso), o calor transferido é nomeado como calor sensível. Por outro lado, quando a transferência de calor resulta em uma mudança no estado físico do material, o calor envolvido neste processo é nomeado como calor latente. As expressões matemáticas que quantificam as parcelas sensível e latente de calor são respectivamente:

$$Q = mc, \quad (2.1)$$

$$Q = mL, \quad (2.2)$$

com Q sendo a quantidade de calor do sistema, expresso em Joules; m sendo a massa do corpo em análise expressa em quilogramas; c sendo o calor específico expresso em Joules por grama por grau Celsius; a mudança de temperatura desejada em graus Celsius; e L sendo a latência de estado físico.

O calor térmico específico é uma propriedade física microscópica que descreve a capacidade de um material de absorver ou liberar calor, sendo especificamente a quantidade de calor necessário para que ocorra uma variação de 1 °C em cada grama da substância. Esta é uma característica exclusiva da natureza deste material.

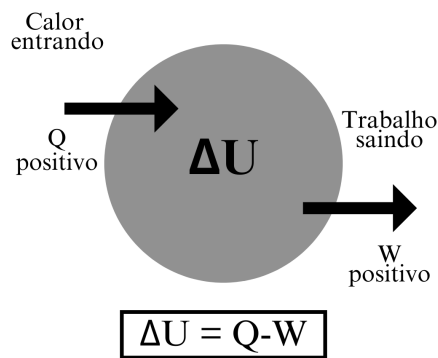
2.1.1 Leis da Termodinâmica

A termodinâmica estabelece quatro leis fundamentais: a lei zero, a primeira, a segunda e a terceira. A lei zero trata do equilíbrio de temperatura entre dois corpos (A e B) quando em contato com um terceiro corpo (C). Enquanto a primeira lei aborda a conservação de energia, a segunda baseia-se na crescente desordem da entropia no sistema. A terceira e última lei, por sua vez, explora a entropia alcançando um nível zero, ou seja, examina o comportamento do grau de desordem em condições mínimas (SILVA, 2019).

A primeira lei da termodinâmica aborda o conceito de conservação de energia, indicando que, mesmo diante de transformações termodinâmicas ou transferências dentro do sistema, a quantidade total de energia permanece constante. Em outras palavras, a energia persiste em sua

forma original, mantendo-se inalterada, mesmo quando sujeita a forças físicas. Isso significa que a energia nunca desaparece e está imune à destruição (MORAN & SHAPIRO, 2009). Dessa forma, esta é definida como Lei da Conservação de Energia e foi formulada principalmente por Rudolf Clausius (1850), físico e matemático alemão, e James Joule (1847), físico britânico. Nos sistemas termodinâmicos, a energia total pode ser transferida como trabalho ou calor, sendo este trabalho a transferência de energia entre sistemas ou corpos devido a diferença de pressão e volume, e calor, conforme mencionado na seção anterior.

Figura 2.1 – Princípio da conversão de energia.



Fonte: Do autor.

A segunda Lei da Termodinâmica, concebida por Clausius e William Thomson (1851), também conhecido como Lord Kelvin, define a direção preferencial dos processos termodinâmicos e postula que a entropia de um sistema isolado tende a aumentar com o tempo. Sendo entropia (S) uma grandeza física, esta é capaz de mensurar a quantidade de energia indisponível num sistema termodinâmico, e pode ser quantificada através do quociente da variação da quantidade de calor (Q) pela temperatura (T) do sistema. Por este postulado é definida a direção da transferência espontânea de calor, que ocorre necessariamente do corpo de maior temperatura para o de menor.

A terceira Lei da Termodinâmica, estruturada por Walther Nernst (1906), físico e químico alemão, postula um ponto de referência absoluto da entropia, obtido através da diminuição da temperatura de um sistema ou corpo até o zero absoluto 0 K (-273,15°C). Neste ponto, a entropia deste sistema tende a um valor mínimo constante.

Por fim, a Lei zero, estipula que se dois sistemas estão em equilíbrio separadamente com um terceiro sistema, então eles estão em equilíbrio térmico entre si, mesmo que não estejam em contato direto um com o outro. Este postulado permite a definição de escalas comparativas de temperatura em diferentes unidades e é fundamental para a medição desta grandeza.

2.1.2 Ciclos de refrigeração

A refrigeração é caracterizada como o processo de transferência ou transmissão de calor de locais com temperaturas baixas para aqueles com temperaturas mais elevadas. Esse sistema geralmente envolve uma máquina e um fluido específico, conhecidos como refrigerador (responsável por realizar o processo termodinâmico) e refrigerante (fluido que atua em conformidade com o refrigerador), respectivamente (MILLER & MILLER, 2014).

O ciclo de refrigeração é um processo termodinâmico que descreve como um sistema de refrigeração ideal opera. Este é composto por quatro componentes principais, sendo eles o evaporador, compressor, condensador e o dispositivo de expansão.

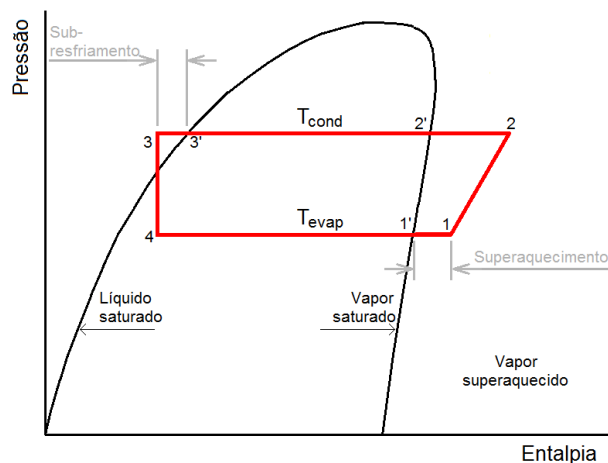
O ciclo se inicia no compressor, onde é feito a compressão do fluido refrigerante aumentando sua pressão e temperatura expressivamente. O vapor quente e pressurizado é encaminhado para o condensador, onde é resfriado. Geralmente, o condensador é instalado na parte externa do sistema de refrigeração. Nesse estágio, o calor é liberado do refrigerante para o ambiente externo, fazendo com que o gás se condense e retorne ao estado líquido.

O refrigerante líquido de alta pressão sai do condensador e passa por um dispositivo de expansão, a válvula de expansão. Este dispositivo reduz abruptamente a pressão do refrigerante e, por consequência, o fluido sofre uma drástica queda de temperatura, tornando-se muito mais frio do que estava no início.

Em seguida, o refrigerante é passa por um tubo ou serpentina instalada na parte interna do ambiente, a unidade evaporadora, e o calor é absorvido do ambiente circundante. À medida que o calor é absorvido, o refrigerante evapora. Esta mudança de estado físico, do líquido para o gasoso, cria um resfriamento no ambiente.

Por fim, o ciclo se reinicia, com o fluido refrigerante com baixa pressão e temperatura retornando ao evaporador para absorver mais calor ambiente. Na figura 2.2 pode-se observar um diagrama Pressão por Entalpia de um ciclo de refrigeração.

Figura 2.2 – Diagrama de pressão por Entalpia de um fluido refrigerante



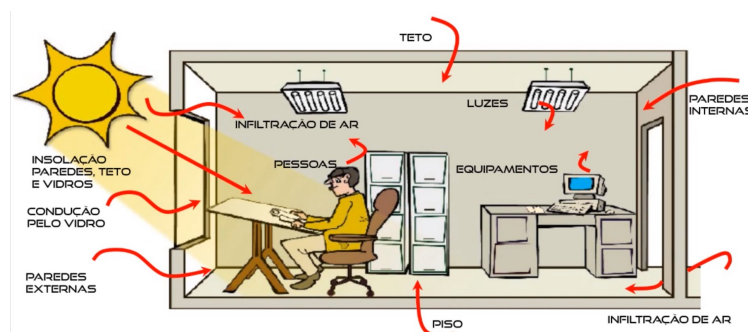
Fonte: Santos (2015).

2.1.3 Carga térmica

A carga térmica em um espaço refere-se à totalidade de todos os tipos de calor presentes nesse ambiente específico. Uma explicação mais tangível indica que o resfriamento em um local ocorre devido à remoção de calor sensível e latente originados desse recinto específico (SILVA, 2019). Este parâmetro pode ser afetado por diversas variáveis, como a temperatura externa do local, insolação, quantidade de pessoas presentes no ambiente, equipamentos eletroeletrônicos em uso, material de construção e estrutura do local, dentre outros.

Para realizar o dimensionamento correto da carga térmica total de um ambiente é necessário calcular separadamente as cargas térmicas externas, internas e de ventilação. Na carga externa tem-se a parcela devido à condução, convecção, radiação e à infiltração. Na carga interna, por sua vez, tem-se a parcela devido à presença humana, iluminação artificial, a motores e equipamentos elétricos. Por fim, a carga de ventilação é composta pelo calor sensível a ser removido e o total de ar insuflado.

Figura 2.3 – Carga térmica e as formas de propagação de calor num ambiente fechado



Fonte: Rigas Refrigeração (2018).

2.2 SISTEMAS DE CONDICIONAMENTO DE AR

Os sistemas de condicionamento de ar, também referido como sistemas de condicionador de ar, é um conjunto de componentes e equipamentos projetados para controlar temperatura, umidade e circulação do ar em ambientes fechados. São amplamente utilizados em residências, edifícios comerciais, industriais e em veículos para melhorar o conforto humano, controlar e assegurar as condições térmicas apropriadas para processos industriais, químicos de conservação.

Esses sistemas podem adotar configurações de expansão direta ou indireta. Num sistema de expansão ou evaporação direta, a expansão ocorre diretamente no ambiente a ser resfriado. O condicionador recebe a carga térmica de ar frio ou quente diretamente do espaço a ser condicionado, seja por meio direto ou através de dutos. Em um sistema de expansão indireta, o condicionador utiliza um fluido secundário para remover a carga térmica transmitida pelo ar frio ou quente. Em outras palavras, o fluido de transferência não é o mesmo utilizado no

ciclo primário (BATISTA, 2006). O presente trabalho se dedicará a estudos de sistemas de condicionador de ar de expansão direta, como é o caso de modelos do tipo janela, *split* e central.

Na categoria de sistemas de expansão direta destaca-se o condicionador de ar do tipo janela. Este possui as unidades de evaporação e condensação no mesmo gabinete, um ruído sonoro maior e tende a consumir mais energia para funcionar, devido a sua menor capacidade de refrigeração.

Figura 2.4 – Condicionador de ar do tipo janela visto no interior e exterior de um quarto.



Fonte: Escola do HVAC (Adaptado).

Os modelos *split* são a proposta mais versátil e eficiente, sendo composto por duas unidades instaladas na parte interna e externa do espaço e, por isso, é caracterizado por ser mais silencioso que a opção anteriormente apresentada. Sua instalação separada permite a utilização de motores maiores, uma vez que o ruído produzido por estes não afetará os usuários, possibilitando assim que atinjam capacidades maiores de refrigeração em relação ao modelo de janela. Entretanto, devido a sua estrutura separada e porte, possui um custo de instalação maior. Existem ainda outros tipos de modelos de *split*, com funcionalidades similares, porém instalados de maneiras diferentes, como é o caso do *split* cassette, instalado no teto, *multi-split*, com vários evaporadores conectados em um único condensador, *split* piso-teto, *split* quatro lados, dentre outros.

Figura 2.5 – Condicionador de ar do tipo *split* teto.



Fonte: André (Adaptado).

Para aplicações em grandes espaços e edifícios a solução mais viável costuma ser a

utilização de sistemas condicionador de ar central, capazes de atender uma carga térmica maior. Este modelo utiliza dutos de ar posicionados ao longo de todo o interior do local e distribui o ar resfriado de forma uniforme para diferentes salas. Para uma demanda em grande porte é necessário utilizar maquinários maiores, com a instalação feita na parte externa aos ambientes climatizados. Devido seu porte e capacidade de refrigeração, possuem um custo de aquisição, instalação e manutenção maiores do que os modelos anteriores.

Figura 2.6 – Condicionador de ar do tipo central.



Fonte: PMC condicionador de ar (Adaptado).

2.2.1 Sistema condicionador de ar do tipo split piso-teto

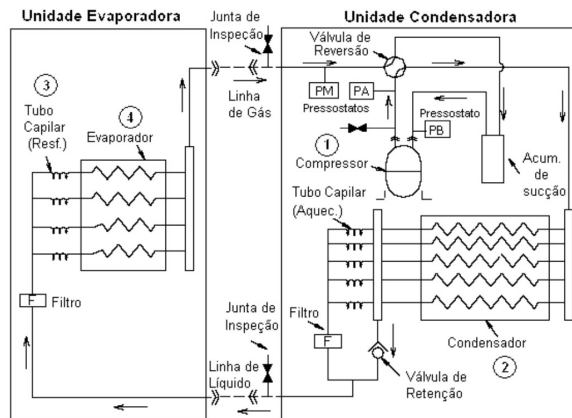
Para este trabalho o modelo de condicionador de ar a ser estudado com mais detalhamento será o *split* piso-teto, por ser o modelo encontrado na Comunidade Conecte. Este é um modelo que permite a instalação tanto no piso na posição vertical quanto no teto na posição horizontal, devido à forma construtiva versátil da bandeja de captação de água instalada na base do aparelho.

Além disso, conforme mencionado anteriormente, este é um equipamento formado por duas unidades trocadoras de calor, sendo a unidade interna funcionando como evaporadora e a unidade externa como condensadora. Estas unidades são interligadas através da tubulação frigorígena, composta por dois tubos de cobre de diâmetros diferentes, por onde o fluido refrigerante é transportado.

O funcionamento físico desta máquina é o mesmo descrito na Seção 2.1.2. Vale ressaltar que, para estas máquinas *split*, tem-se conectado à saída da unidade evaporada, através de uma tubulação de cobre, um compressor do tipo *scroll*. Além disso, na unidade condensadora é instalado um ventilador para maximizar a transferência de calor do fluido superaquecido com o ambiente externo. Na unidade evaporadora, por sua vez, também é instalado um segundo ventilador, com o objetivo de maximizar a transferência de calor do fluido resfriado com o ambiente interno.

Sabendo que a densidade do ar tende a aumentar à medida que a temperatura do mesmo diminui, as evaporadoras de condicionador de ar são comumente instaladas na parte superior dos ambientes internos. Dessa forma, o ar de temperatura maior no ambiente interno sobe, facilitando a sua troca pelo ar de temperatura menor que sai do condicionador de ar. Além

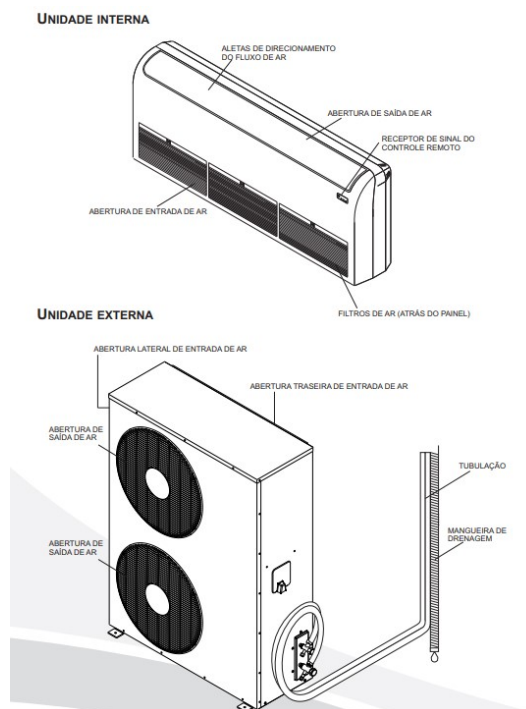
Figura 2.7 – Transferência de calor das unidades interna e externa do condicionador de ar *split* piso-teto.



Fonte: Batista (2006).

disso, posicionando a máquina próximo ao teto o controle de temperatura do ambiente tende a ficar mais homogêneo devido ao movimento de convecção que o ar com diferentes temperaturas realiza.

Figura 2.8 – Unidades Evaporadora (interna) e condensadora (externa) do ar condicionado *split* piso-teto.



Fonte: Manual de Operação Elgin (2015).

2.3 MODELAGEM MATEMÁTICA DE SISTEMAS DINÂMICOS

Os sistemas reais não lineares podem ser representados por um conjunto de equações matemáticas que descrevem sua dinâmica de maneira satisfatória para uma aplicação específica. É importante destacar que não há apenas um modelo matemático único para um determinado sistema, pois a complexidade e a precisão variam de acordo com a aplicação e as características específicas da dinâmica em questão (OGATA, 2010).

Os modelos matemáticos podem ser categorizados de diversas formas, incluindo classificações como estáticos e dinâmicos, discretos e contínuos, lineares e não lineares, determinísticos e estocásticos, monovariáveis e multivariáveis, paramétricos e não paramétricos, entre outras (BATISTA, 2006).

Os modelos matemáticos de um sistema real podem ser derivados utilizando princípios da física subjacentes ao processo ou a partir de dados experimentais. A modelagem fenomenológica, que se baseia na física do processo, é conhecida como modelagem de caixa branca. A modelagem empírica, que utiliza dados de entrada e saída diretamente obtidos do processo, é referida como modelagem de caixa preta. Além disso, há a modelagem de caixa cinza, que incorpora informações adicionais do processo, não presentes nos dados utilizados para a identificação do modelo (BATISTA, 2006)

2.3.1 Técnicas de modelagem caixa preta - Métodos Determinísticos

Para obter o modelo do sistema em análise utilizando métodos determinísticos é necessário submeter a planta a uma entrada ao degrau de amplitude A . Observando a resposta ao degrau aplicado, é necessário analisar se esta apresenta um comportamento sobreamortecido ou subamortecido. Para os casos em que o resultado obtido no teste ao degrau for sobreamortecido, pode-se aproximar o modelo a um sistema de primeira ordem. Por outro lado, caso este apresente oscilações, o modelo que melhor o representará será o de segunda ordem.

Para os sistemas identificados com uma resposta típica de um de primeira ordem, tem-se como possível modelo:

$$\frac{Y(s)}{U(s)} = \frac{K e^{-\tau_d s}}{\tau s + 1}, \quad (2.3)$$

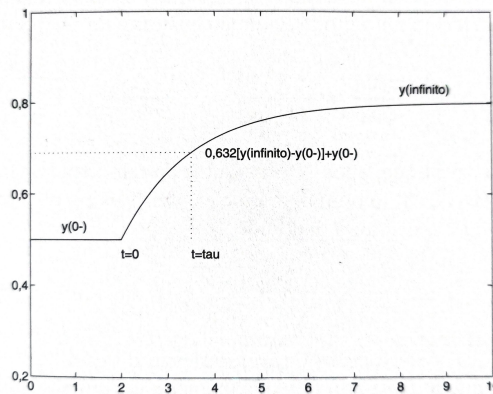
em que, K é o ganho do sistema, τ é a constante de tempo e τ_d o atraso puro de tempo da resposta do sistema. Estes dois parâmetros podem ser obtidos através da análise gráfica da resposta ao degrau. Tendo conhecimento do valor inicial da saída do sistema antes do degrau, $y(0)$, do valor da saída em estado estacionário, $y(\infty)$ e da amplitude A do degrau, pode-se calcular os parâmetros do modelo aproximado pelas equações (2.4) e (2.5).

$$K = \frac{y(\infty) - y(0)}{A} \quad (2.4)$$

$$y(\tau) = 0,632(y(\infty) - y(0)) + y(0) \quad (2.5)$$

Sabendo o valor de $y(\tau)$, é possível obter τ verificando no gráfico da resposta ao degrau. É importante enfatizar que, por definição τ é equivalente ao tempo entre o início do teste e o momento em que a saída do sistema atinge aproximadamente 63,2% da resposta ao degrau.

Figura 2.9 – Resposta ao degrau típica de um sistema de primeira ordem com constante de tempo τ e degrau aplicado no instante $t = 0$.



Fonte: Aguirre (2015).

2.4 TÉCNICAS DE CONTROLE

2.4.1 Controle Liga-Desliga (On-off)

Num sistema de controle de duas posições, o componente de atuação possui apenas duas posições fixas, frequentemente representadas como ligado e desligado (*on-off*). O controle de duas posições, ou *on-off*, é uma abordagem relativamente simples e econômica, sendo amplamente empregado em sistemas de controle tanto domésticos quanto industriais devido à sua eficácia e custo acessível (OGATA, 2010).

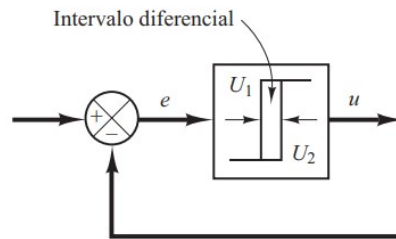
Entretanto, devido a esse tipo de acionamento, a aplicação desta técnica em sistemas que utilizam motores elétricos como atuadores pode ser energeticamente ineficiente, uma vez que a cada acionamento a corrente de partida elevada pode aumentar o consumo de energia elétrica e, dependendo da frequência dos acionamentos, reduzir a vida útil da máquina.

$$u_{on-off}(t) = \begin{cases} u_{max}, & \text{se o erro for maior que } 0 \\ u_{min}, & \text{se o erro for menor que } 0 \end{cases} \quad (2.6)$$

Para evitar o acionamento excessivo do atuador na manutenção da saída em estado estacionário, pode-se utilizar intervalo diferencial com uma tolerância aceitável de variação na

saída. Com este, o controlador mantém o valor atual até que o sinal de erro atuante tenha variado ligeiramente além do valor zero.

Figura 2.10 – Diagrama de blocos de um controlador *on-off* com intervalo diferencial.



Fonte: Ogata (2010).

2.4.2 Controle Proporcional, Integral e Derivativo

O controle proporcional, integral e derivativo (PID) é uma estrutura de controle clássica largamente utilizada no setor industrial atualmente. Esta técnica é composta por três parâmetros a serem projetados, cada qual com sua função e efeito no sistema controlado.

A relação entre a saída e a entrada do compensador é referida como ganho proporcional, representado por K . À medida que o ganho do compensador aumenta, o erro de estado estacionário diminui, no entanto, o tempo de acomodação tende a aumentar, podendo, em determinadas situações, levar à instabilidade do sistema. O oposto ocorre quando o ganho é reduzido (atenuado). Esse tipo de compensador, por não introduzir polos ou zeros adicionais ao sistema principal, atua apenas ajustando o ganho original do sistema (ARAÚJO, 2007).

O segundo fator desta técnica é a parcela integrativa I que, por sua vez, é proporcional à integral do sinal de erro. Quando aplicado ao sistema, este fator tem o efeito de reduzir ou eliminar o erro em estado estacionário. Como o termo integral isolado acumula erros do passado, valores elevados para este parâmetro do controlador pode provocar o efeito colateral de aumento no sobressinal, fazendo com que o sistema se torne instável.

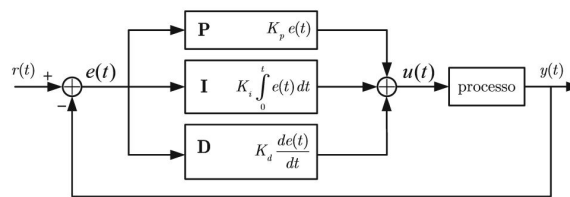
Tem-se ainda o parâmetro derivativo D desta técnica de controle, que é caracterizado por melhorar o período transitório do sistema, sendo este um fator proporcional à taxa de variação do erro. Assim, esta parcela do controlador é responsável por melhorar o amortecimento, reduzindo o máximo sobressinal e diminuindo o tempo de assentamento. Por agir de forma preditiva, este parâmetro de controle tem um efeito estabilizante no sistema. Entretanto, se o erro em regime estacionário for constante, o parcela D do controlador não é capaz de anulá-lo, afinal atua apenas na sua variação.

Logo, o controle PID é o somatório das ações de controle proporcional, integral e derivativa. Dessa forma, realizando o dimensionamento correto dos três parâmetros sintonizados, esta técnica se aproveita das vantagens de cada uma de suas componentes.

O PID é expresso matematicamente, no domínio do tempo, por uma equação diferencial de segunda ordem, (2.7), no qual $u(t)$ é o sinal na saída do controlador, K_p é o ganho proporcional, $e(t)$ o sinal de erro atuante, K_i é ganho integrativo obtido através do quociente do ganho proporcional pelo tempo integrativo e K_d é o ganho derivativo obtido através do produto do ganho proporcional pelo tempo derivativo:

$$u(t) = K_p e(t) + K_i \int_0^t e(t) dt + K_d \frac{de(t)}{dt} \quad (2.7)$$

Figura 2.11 – Diagrama de blocos de um sistema de malha fechada com controle PID.



Fonte: UTFPR (Adaptado).

No domínio da frequência, aplicando a transformada de Laplace em (2.7), tem-se a seguinte função de transferência para o controlador PID:

$$\frac{U(s)}{E(s)} = K_p + \frac{K_i}{s} + K_d = K_p \left(\frac{1 + T_i s + T_i T_d s^2}{T_i s} \right) \quad (2.8)$$

2.4.3 Controle Antecipativo Feedforward

A técnica de compensação de perturbações usando controle *feedforward* é empregada em conjunto com o controle em malha fechada para aprimorar a capacidade do sistema em rejeitar essas perturbações. Quando a perturbação pode ser medida e a dinâmica de sua influência no sistema é conhecida, é possível implementar ações de controle antes que ela impacte a saída do processo. Um compensador *feedforward* ideal, capaz de rejeitar completamente a perturbação, pode ser projetado com base no conhecimento das dinâmicas tanto do processo quanto da perturbação (RAMOS & JÚNIOR, 2020).

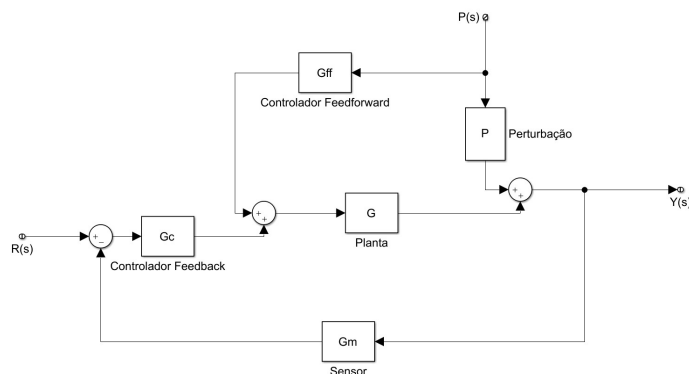
Em um sistema em malha fechada com controle *feedback*, como o ilustrado pela Figura 2.11, a ação de controle frente a perturbações é mais lenta do que quando utilizado um controle *feedforward*, uma vez que é necessário que o efeito da perturbação ocorra na saída para, então, ser medido através da realimentação e, por fim, ser tratado pelo controlador. Esse tipo de realimentação é denominada negativa, porque a ação de controle *feedback* reage em oposição a variação da saída da planta.

Por outro lado, em contraste com o controle realimentado, a ação de controle por alimentação direta, *feedforward*, mede a perturbação ao sistema e age de forma corretiva antes que esta

afete o processo. Entretanto, para tal é necessário ter conhecimento da dinâmica da perturbação e realizar medições desta em tempo real.

Integrando as propriedades de um sistema de controle com realimentação e alimentação direta, é possível criar um sistema que opera de maneira corretiva e antecipatória, aumentando sua robustez contra perturbações. Nessa configuração, o controle *feedforward* é empregado para minimizar os efeitos de distúrbios mensurados, ao passo que o controle *feedback* atua na correção de imprecisões no modelo do processo, erros de medição e distúrbios não mensurados. Na Figura 2.12 é possível ver um diagrama de blocos de um sistema com dois controles em cascata.

Figura 2.12 – Diagrama de blocos de um sistema de malha fechada com *feedback* e *feedforward* em cascata.



Fonte: Do autor.

2.5 CONFORTO TÉRMICO E NORMAS BRASILEIRAS

Como dito no início deste trabalho, o controle de temperatura ambiente em espaços fechados visa o conforto das pessoas situadas no local. Segundo a ASHRAE Standard 55, norma americana que estabelece parâmetros para o conforto térmico e qualidade do ar interno em edifícios, conforto térmico é definido como “A condição da mente que expressa satisfação com o ambiente térmico”. Para tal é necessário que o ambiente atinja uma temperatura em que ocorra uma troca de calor com o corpo humano sem maiores esforços, de forma que o corpo não perca calor de maneira perceptível pelo indivíduo.

Atualmente, a avaliação do conforto térmico em ambientes internos é predominantemente conduzida com base nas orientações estabelecidas pela norma americana ASHRAE 55, que se concentra exclusivamente nas condições térmicas ambientais para a ocupação humana. No contexto brasileiro, as normas específicas utilizadas para a avaliação do conforto térmico em espaços internos incluem a Norma Regulamentadora NR 17 – Ergonomia (NR 17, 1990), e a parte dois da NBR 16401 – Instalações de ar-condicionado – sistemas centrais e unitários, revisada em 2006 e última publicada em 2008 (LABEEE, 2013).

A NBR 16401 (2008) representa uma revisão que invalidou e substituiu a antiga NBR 6401 de 1980. Essa norma tem como foco o projeto de instalações de condicionador de ar (parte 1), os parâmetros relacionados ao conforto térmico em ambientes condicionados (parte 2) e a qualidade do ar interior (parte 3). Sua base é essencialmente derivada do ASHRAE Handbook Fundamentals de 2005 (ASHRAE, 2005). A norma estabelece faixas de temperaturas operativas internas que variam de 22,5°C a 25,5°C (para uma umidade relativa de 65%) e de 23,0°C a 26,0°C (para uma umidade relativa de 35%). (LABEEE, 2013).

A ABNT NBR 6401:1980 possui uma tabela com recomendações para o ajuste de temperatura de acordo com o ambiente e atividade exercida por ele, anexo A. Pode-se utiliza-la como base para definir a temperatura alvo de controle em templos religiosos. Esta tabela não consta na NBR 16401 e, portanto, não foi atualizada por ela.

3 MATERIAIS E MÉTODOS

O presente capítulo dedica-se à descrição detalhada dos materiais, métodos e ensaios empregados na modelagem do sistema de condicionamento de ar do segundo andar da igreja Comunidade Conecte. Para alcançar esse intento, é imprescindível a compreensão minuciosa dos instrumentos utilizados, dos procedimentos adotados e dos ensaios realizados durante o desenvolvimento do projeto.

Ao longo deste capítulo, serão apresentados os dispositivos empregados para a coleta de dados, as metodologias adotadas na realização dos ensaios para obtenção dos modelos matemáticos capazes de descrever a dinâmica do sistema de condicionamento de ar. Cada componente e etapa do processo será discutido de maneira a oferecer uma visão abrangente das escolhas feitas e das estratégias implementadas para atingir os objetivos propostos.

3.1 CARACTERÍSTICAS DO SISTEMA DE CONDICIONAMENTO DE AR DA IGREJA COMUNIDADE CONECTE

O edifício da igreja Comunidade Conecte localiza-se em Contagem (coordenadas -19.9411687700276 -44.02907265229032), com a fachada voltada para do sul. A igreja é dividida em duas áreas, o prédio principal e as salas. As salas são locais onde acontecem o ensino direcionado para crianças de até 12 anos. Estão situadas no fundo do prédio principal e podem ser acessadas através de um corredor lateral esquerdo externo ao templo. As salas são áreas não climatizadas e totalmente isoladas do templo. No prédio principal da igreja, onde ocorrem os cultos, o templo é dividido ainda em dois andares. Ambos são isolados do ambiente externo através de paredes de alvenaria estrutural, janelas e portas de vidro. O acesso ao segundo andar é feito através de uma escada localizada no corredor lateral direito externo ao ambiente climatizado do templo. O templo possui capacidade máxima para cerca de 160 pessoas, sendo 100 comportadas no primeiro andar e mais 60 pessoas no segundo andar.

No templo, os três condicionadores de ar foram instalados de forma a atender uma única zona, sendo dois instalados no primeiro andar, de forma que um atenda a entrada do templo, outro o púlpito, e um terceiro instalado no segundo andar.

O condicionador de ar instalado na igreja é o *split* piso-teto - frio da fabricante nacional ELGIN S.A., modelo ELGIN ECO PEFI60B2NC (condensadora OUFE60B3NA), com capacidade de refrigeração de 17,58 kW (60000 BTU/h). Suas unidades possuem uma alimentação nominal de 220V e frequência nominal de 60Hz. Este modelo utiliza como fluido refrigerante o composto R-410A, que é uma mistura de gases a base de hidrofluorcarbono (HFC) azeotrópica, ou seja, mantém sua composição constante durante a evaporação ou destilação.

Figura 3.1 – Vista via satélite da Igreja Comunidade Conecte.



Fonte: Google Maps (Adaptado).

Figura 3.2 – Templo da igreja Comunidade Conecte.



Fonte: Do autor.

No segundo andar, a evaporada está instalada a 2,75 metros do chão, o que resulta em uma má distribuição do ar resfriado para o ambiente. Entretanto, não é possível posicioná-la mais alta, por causa do baixo pé direito do andar. Como o segundo andar não é isolado do primeiro, o ar resfriado gerado pela máquina desta zona pode facilmente ser direcionado para o primeiro andar e não ser capaz de climatizar este setor específico. Logo, é importante que as máquinas situadas no primeiro andar estejam em funcionamento com uma temperatura alvo de no mínimo igual a da evaporadora do segundo andar, de modo a minimizar a troca de calor por convecção devido ao movimento das massas de ar fria e quente nos diferentes ambientes do templo.

3.1.1 Modos de Operação e Controle

Cada unidade de condicionamento de ar possui um controle individual para sua zona impondo ciclos Liga-Desliga no compressor trabalhando na frequência nominal. Um termostato

Figura 3.3 – (a) Etiqueta de especificações técnicas na unidade condensadora. (b) Etiqueta de especificações técnicas na unidade evaporadora.

ELGIN <small>PRODUZIDO NO POLO INDUSTRIAL DE MARACÁ</small> <small>CONEXA & ASSOCIADA</small>					
MODELO UNIDADE EXTERNA: OUE60B3NA CONDICIONADOR DE AR SPLIT - FRIO					
PARA UNIDADE INTERNA	KTFI60B2IC	KEFI60B2NC	PTFI60B2ID	PEFI60B2NC	KPFI60B2NA
CAPACIDADE DE REFRIGERAÇÃO	17580 W (60000 Btu/h)	17580 W (60000 Btu/h)	17580 W (60000 Btu/h)	17580 W (60000 Btu/h)	17580 W (60000 Btu/h)
ALIMENTAÇÃO ELÉTRICA	220V 3~	220V 3~	220V 3~	220V 3~	220V 3~
FREQUÊNCIA	60 Hz	60 Hz	60 Hz	60 Hz	60 Hz
CORRENTE MÁXIMA	19,4 A	19,7 A	20,7 A	22,1 A	20,5 A
MASSA DE REFRIGERANTE	2440 g	2000 g	2465 g	2770 g	2240 g
REFRIGERANTE	R-410A	R-410A	R-410A	R-410A	R-410A
MASSA	87,5 kg	87,5 kg	87,5 kg	87,5 kg	86,5 kg
GRAU DE PROTEÇÃO	IPX4	IPX4	IPX4	IPX4	IPX4
DISPOSITIVO DE EXPANSÃO	.100(PISTON)	.130(PISTON)	.100(PISTON)	.115(PISTON)	.110(PISTON)
DIMENSÕES (A x L x P) mm	1162 x 869 x 325	1162 x 869 x 325	1162 x 869 x 325	1162 x 869 x 325	1162 x 869 x 325
PRESSÃO MÁXIMA (MPa)	3,79 (Descarga) 1,72 (Sucção)	3,79 (Descarga) 1,72 (Sucção)	3,79 (Descarga) 1,72 (Sucção)	3,79 (Descarga) 1,72 (Sucção)	3,79 (Descarga) 1,72 (Sucção)
DISJUNTOR	25 A	25 A	25 A	25 A	25 A

COMPRESSOR PROTEGIDO TERMICAMENTE
ARC 1 981 90 0745 00 - Rev.01

(a)



(b)

Fonte: Do autor.

Figura 3.4 – Evaporadora do condicionador de ar *split* piso-teto do segundo andar.



Fonte: Do autor.

instalado na evaporadora mede a temperatura do ar que chega acima da mesma. Baseado na medida deste termostato é controle do compressor e do ventilador do condensador para variar a temperatura do fluido refrigerante e, constantemente, a temperatura ambiente.

Neste condicionador de ar pode-se variar a temperatura alvo de 16 °C a 31 °C, além de ser possível também alterar a vazão do ar resfriado que entra no ambiente interno mudando a velocidade do ventilador do evaporador, sendo disponíveis as opções velocidade baixa, média e alta. Pode-se ainda variar a posição das aletas que direcionam o fluxo de ar resfriado, sendo possível escolher sua posição ou deixar em modo oscilatório, variando de forma contínua da

posição mais fechada (direcionando para baixo) para a posição mais aberta (direcionando o ar para frente). Todas estas configurações podem ser alteradas pelo controle remoto de pequeno alcance.

3.2 CARGA TÉRMICA DA IGREJA

Para o desenvolvimento do projeto de controle do sistema de condicionamento de ar para o segundo andar do templo da Comunidade Conecte não é necessário realizar o cálculo detalhado da carga térmica total da igreja. Esta análise da carga térmica total do local é utilizada para o dimensionamento das máquinas condicionadoras de ar a serem instaladas. Como este trabalho será realizado utilizando as máquinas já instaladas no templo, o detalhamento do dimensionamento da capacidade total de refrigeração destas não é interessante para o projeto de controle, uma vez que não se pretende propor a troca das máquinas e sim uma melhoria de desempenho das mesmas.

Entretanto, dimensionar a quantidade de calor transmitida pelos ocupantes do segundo andar do templo e as cargas de infiltração de abertura da porta deste andar pode auxiliar na compreensão do impacto da perturbação no sistema. Estas duas componentes podem variar ao longo dos cultos e influenciar negativamente no desempenho do condicionar de ar, agindo como uma perturbação ao sistema.

Para calcular a carga térmica dos ocupantes e de infiltração por abertura de porta é necessário definir alguns parâmetros de projeto. A temperatura e umidade interna do local serão escolhidas baseada na Tabela 1 da ABNT NBR 6401:1980, Anexo A. A temperatura e umidade externa, por sua vez, serão escolhidas com base nos valores normais climatológicos do Brasil coletados de 1991 a 2020 pelo estação de Belo Horizonte do INMET (Instituto Nacional de Meteorologia), Anexo B, que fornece uma média de todos os dados coletados no ano.

Parâmetros de projeto	Ambiente Interno	Ambiente externo
Temperatura	24,0 °C	27,3°C
Umidade Relativa do ar	50 %	63,7 %

Tabela 3.1 – Parâmetros utilizados no cálculo de carga térmica por pessoas e infiltração de ar.

3.2.1 Carga térmica dos ocupantes

Baseando-se nas equações apresentadas por Silva (2019), pode-se calcular a quantidade de calor latente e sensível gerado pelas pessoas a partir de (3.1), no qual $Q_{pessoas}$ é a carga térmica total proveniente das pessoas no recinto, Q_S é a carga térmica sensível por pessoa, Q_L a carga latente por pessoa e N a quantidade de pessoas ocupantes no local:

$$Q_{pessoas} = N(Q_S + Q_L) \quad (3.1)$$

Pela Tabela C.1 da NBR 16401-1:2008, Anexo C, considerando os ocupantes do templos exercendo a atividade "parado em pé", o calor sensível liberado pelas pessoas é de 75 W e o calor latente de 55 W. Logo, pela Equação (3.1), tem-se a seguinte carga térmica adicional ao ambiente com a entrada de 60 pessoas no segundo andar do templo:

$$Q_{pessoas} = 75 \cdot 60 + 55 \cdot 60 = 7800W = 26621BTU/h \quad (3.2)$$

3.2.2 Carga térmica de infiltração por abertura de porta

As cargas de infiltração referem-se a qualquer fluxo de ar externo que se desloca em direção a um espaço específico, aproveitando as diversas aberturas, tais como brechas, frestas e portas/janelas, presentes nesse ambiente. Essa entrada de ar externo pode contribuir para o aumento da variação térmica no local (SILVA, 2019).

Para o dimensionamento da carga térmica provocada pela infiltração do ar externo ao abrir a porta que dá acesso ao segundo andar do templo é necessário examinar a vazão de infiltração no momento de abertura. A Tabela 8 da norma NBR 6401 define valores de vazão de ar por infiltração para portas em uso de até 0,90 metros e de 0,90 metros até 1,80 metros, Anexo D. A porta do segundo andar tem 80 cm (medido via trena), logo a vazão de ar quando aberta por uma pessoa é de $4 \text{ m}^3/h$, considerando o local como sendo "restaurantes" e a porta como sendo do tipo "vai-e-vem". No início de um culto com lotação máxima, esta porta pode ser aberta aproximadamente 60 vezes, logo, a vazão de infiltração de porta aberta total deve ser a quantidade por abertura multiplicada pela frequência em que foi aberta, conforme é demonstrado em (3.3).

$$V_{p_i} = 60 \cdot 4 = 120\text{m}^3/h \quad (3.3)$$

Seguindo ainda a metodologia apresentada por Silva (2019), pode-se calcular a quantidade de calor sensível e latente de infiltração pela porta aberta por:

$$Q_{porta} = Q_{S_p} + Q_{L_p} = 0,29V_{p_i}(T_{ext} - T_{in}) + 0,71V_{p_i}(Ue_{ext} - Ue_{in}), \quad (3.4)$$

onde Q_{porta} corresponde a carga térmica da abertura da porta, Q_{S_p} a carga térmica sensível e Q_{L_p} a carga latente, V_{p_i} a vazão de infiltração da porta aberta, T_{ext} a temperatura externa, T_{in} a temperatura interna, Ue_{ext} a umidade específica para a temperatura externa e Ue_{in} a umidade específica para a temperatura interna.

A umidade específica, também conhecida como umidade absoluta específica, é uma medida da quantidade de umidade presente em uma unidade de massa de ar. Ela é expressa em termos de massa de vapor d'água por unidade de massa de ar seco e pode ser calculada por:

$$Ue = \frac{0,622ea}{P_{atm} - (0,378ea)}, \quad (3.5)$$

em que ea é a pressão atual de vapor e P_{atm} a pressão atmosférica. A pressão ea é um valor obtido pela cálculo de pressão saturada de vapor, es , multiplicado pela umidade relativa do ar, UR , para as temperaturas estipuladas. Logo, calcula-se ea da seguinte maneira:

$$ea = es \cdot UR = 0,6108 \cdot 10^{\frac{7,5T}{237,3+T}} \cdot UR \quad (3.6)$$

Utilizando os valores de projeto expressos na Tabela 3.1, pode-se então calcular a pressão ea interna e externa pela Equação (3.6):

$$ea_{in} = 0,6108 \cdot 10^{\frac{7,5 \cdot 24}{237,3+24}} \cdot 50\% = 1,49kPa \quad (3.7)$$

$$ea_{ext} = 0,6108 \cdot 10^{\frac{7,5 \cdot 27,3}{237,3+27,3}} \cdot 60\% = 2,13kPa \quad (3.8)$$

Com esses valores, pode-se agora calcular a umidade específica de ar para o ambiente interno e externo a partir de (3.5), considerando a pressão atmosférica de Belo Horizonte como sendo de 101550 Pa, pela Normal Climatológica do Brasil 1991-2020 do INMET, Anexo B.

$$Ue_{in} = \frac{0,622 \cdot 1,49 \cdot 10^3}{101550 - (0,378 \cdot 1,49 \cdot 10^3)} = 9,17g/m^3 \quad (3.9)$$

$$Ue_{ext} = \frac{0,622 \cdot 2,13 \cdot 10^3}{101550 - (0,378 \cdot 2,13 \cdot 10^3)} = 13,15g/m^3 \quad (3.10)$$

Por fim, após calcular todos os parâmetros necessários, é possível calcular a carga térmica proveniente da infiltração de ar pela abertura da porta do segundo andar pela Equação (3.4).

$$Q_{porta} = 0,29 \cdot 120(27,3 - 24,0) + 0,71 \cdot 120(13,15 - 9,17) = 527,93W = 1801BTU/h \quad (3.11)$$

Portanto, a partir dos cálculos desta seção, pode-se considerar que a carga térmica referente a perturbação em lotação máxima do sistema de condicionamento de ar no segundo andar da igreja é de 28422 BTU/h, Tabela 3.2. Sabendo que a potência máxima de refrigeração do condicionador de ar instalado no segundo andar é de 60000 BTU/h, a perturbação em cultos de lotação máxima pode consumir cerca de 47% da capacidade de refrigeração da máquina.

Carga térmica dos ocupantes	26621 BTU/h
Carga térmica por abertura de porta	1801 BTU/h
Carga total da perturbação	28422 BTU/h

Tabela 3.2 – Carga térmica da perturbação máxima do sistema condicionamento de ar.

3.3 INSTRUMENTAÇÃO INCORPORADA AO SISTEMA PARA OBTENÇÃO DO MODELO

Para modelar o sistema de condicionador de ar da igreja é necessário realizar medições da temperatura ambiente monitorando-a por todo o período de teste. Este monitoramento em tempo real também é essencial para o funcionamento do controlador projetado. Para tal, posicionou-se dois sensores de temperatura do tipo termo-higrômetro de modo que o primeiro medidor estivesse centro do segundo andar e o segundo medidor a 1,60 metros a direita do primeiro, conforme é mostrado na Figura 3.5. Além disso, utilizou-se, no momento dos testes de obtenção do modelo matemático, um terceiro sensor de temperatura do tipo termopar conectado ao multímetro ANENG9002 para medir a temperatura externa do templo.

Figura 3.5 – Posição dos sensores durante os dois testes.



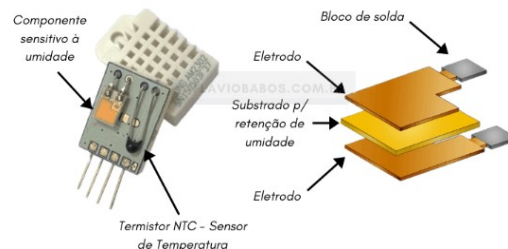
Fonte: Do autor.

O sensor selecionado para coletar as medidas internas do templo é o termo-higrômetro DHT11. Sua escolha foi feita devido ao baixo custo de aquisição, R\$12,00 a unidade, e facilidade de implementação. Este pode ser alimentado por uma tensão contínua de 3V a 5,5V, e suporta correntes de 0,5mA a 2,5mA. Para realizar as medições, utiliza um termistor NTC e um sensor capacitivo para medir, respectivamente, a temperatura e umidade ambiente. Ambos já disponibilizados para venda com o ajuste de medição feito por fábrica. As especificações técnicas deste sensor, retiradas do *datasheet* da fabricante, se encontram no Anexo E.

O termistor NTC é um dispositivo elétrico cuja a resistência é inversamente proporcional à variação de temperatura. O sensor capacitivo, por sua vez, é composto por dois eletrodos separados por um material dielétrico cuja capacitância é sensível à variação de umidade ambiente.

O DHT11 possui um controlador de 8 bits que converte os valores analógicos de temperatura e umidade medidos em um sinal digital serial de 40 bits e envia ao microcontrolador através do pino de dados (Data). Segundo o *datasheet* do sensor, este sinal é composto por 8 bits separados para a parte inteira da leitura de umidade, 8 bits para os valores decimais de umidade, 8 bits separados para os valores inteiros de temperatura, seguidos de 8 bits para os valores decimais de temperatura e, por fim, 8 bits para verificação da integridade do sinal.

Figura 3.6 – Funcionamento interno do sensor DHT11.



Fonte: Flávio Babos (2022).

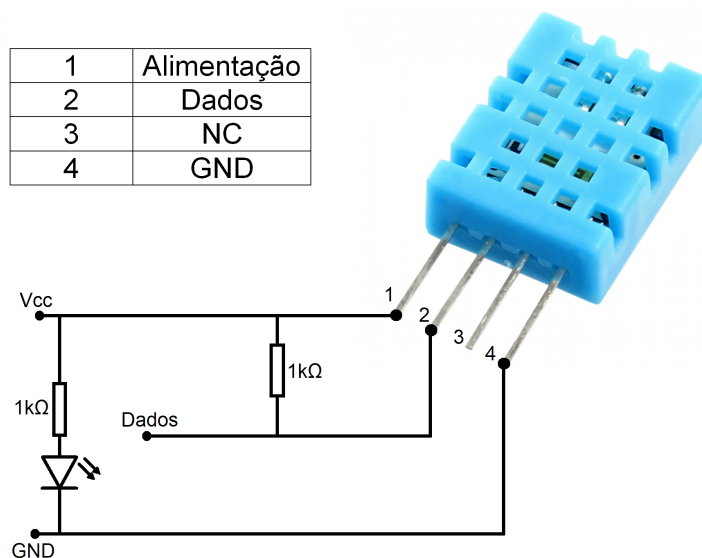
Para facilitar o uso do sensor no processo de medição da temperatura da igreja, optou-se por adquiri-lo no formato de um módulo pré-fabricado. Este módulo é composto basicamente pelo DHT11 soldado a uma pequena placa de circuito impresso, onde também são soldados pinos para facilitar a conexão com o microcontrolador e um LED vermelho indicando que o sensor está alimentado, além de um resistor de pull-up no terminal de dados.

O processamento das medições realizadas foi feito através do módulo NodeMCU, com o microcontrolador ESP-8266-12E, desenvolvido pela empresa chinesa Espressif Systems. A escolha deste foi feita exclusivamente por já possui-lo no estoque pessoal de componentes, excluindo o custo de aquisição de um novo para este projeto.

O chip ESP-8266-12E é um SoC (System on Chip) de único núcleo de 32-bits com protocolo TCP/IP integrado e clock de 80Mhz a 160Mhz. Este possui uma memória flash de 16Mb, Wi-fi integrado padrão 802.11b/g/n, um único conversor Analógico/Digital de 10-bits, e onze pinos entrada/saída digitais em nível lógico de 3,3V. O chip pode ser alimentado por uma tensão de 2,5V a 3,6V e possui um consumo de 80mA.

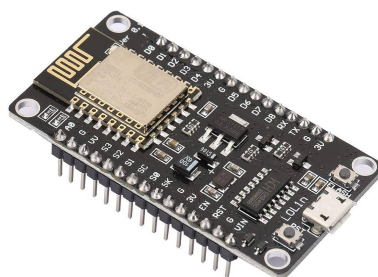
O NodeMCU é uma placa de desenvolvimento dotada de uma estrutura mínima necessária para operar o microcontrolador ESP8266 de forma prática e rápida. Nele é soldado um regulador de tensão de 3,3V, modelo AMS1117, o chip CP2102 para realizar a comunicação serial USB com o computador, e a entrada micro USB, por onde é feito a programação do ESP. Além disso, são posicionados na placa pinos macho para acesso as portas digitais, alimentação, comunicação e ao conversor ADC.

Figura 3.7 – Pinagem do sensor DHT11 e circuito elétrico do módulo.



Fonte: Do autor.

Figura 3.8 – Módulo NodeMCU com o ESP-8266-12E.



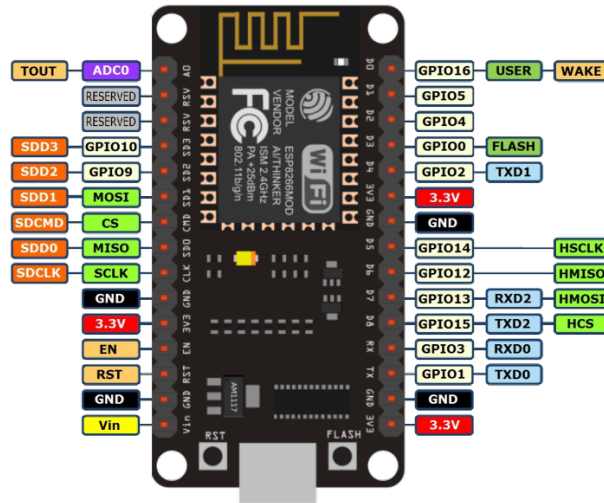
Fonte: SZDoit (Adaptado).

A programação deste dispositivo é feita através do Arduino IDE (Integrated Development Environment). Este software é um ambiente de desenvolvimento em C++ para placas Arduino, porém pode ser adaptado para programar o ESP8266 através da instalação de uma biblioteca de mesmo nome na IDE.

Para realizar medições da temperatura do ambiente externo, o termopar do multímetro da Aneng pode atender a demanda proposta. A escolha deste foi feita exclusivamente por já possui-lo no estoque pessoal de componentes, excluindo o custo de aquisição de um novo para este projeto.

Este tipo de sensor de temperatura consiste em dois condutores metálicos diferentes (geralmente fios) unidos em uma extremidade, chamada de junção de medição. A outra extremidade de cada condutor está separada e conectada a um circuito de medição. O funcionamento básico de um termopar é baseado no fenômeno conhecido como efeito Seebeck. Quando dois metais diferentes estão conectados em uma junção e essa junção é mantida a uma temperatura diferente, uma diferença de potencial elétrico é gerada entre as extremidades abertas dos metais.

Figura 3.9 – Pinagem NodeMCU com o ESP-8266-12E.



Fonte: Eletrogate (2018).

O termopar utilizado neste projeto foi do tipo k (cromel-alumel).

Figura 3.10 – Multímetro ANENG9002 com o termopar do tipo K.



Fonte: ABRA (2023).

4 MODELAGEM MATEMÁTICA DO SISTEMA CONDICIONADOR DE AR DO SEGUNDO ANDAR DO TEMPLO

Realizou-se dois testes em dias diferentes para se obter os dados necessários para desenvolver o modelo matemático do sistema. O primeiro ocorreu no dia 25 de outubro de 2023, enquanto que o segundo ocorreu em 20 de novembro. Em ambos os testes os sensores foram posicionados conforme a Figura 3.5.

Utilizando o ESP8266, foi desenvolvido um código para coletar as medidas de temperatura e salva-las a cada 2 segundos em uma planilha .csv numa unidade de memória externa do controlador. A gravação destes dados foi feita através de um módulo leitor de cartão SD. O código desenvolvido para a coleta dos dados pode ser encontrada no Anexo F.

Conforme explicado no início deste capítulo, a abertura da segunda dificulta o controle isolado desta zona sem que as máquinas do primeiro andar estejam funcionando. Logo, em ambos os testes ligou-se as duas máquinas do primeiro andar antes de ligar a do segundo. Além disso, em ambos os ensaios a igreja estava vazia, com todas as 16 lâmpadas de LED (cuja potência é 40 W) no forro do teto acesas, os equipamentos eletrônicos de som situados no púlpito permaneceram desligados, as janelas e portas de vidro fechadas, o condicionador de ar na função refrigeração, a velocidade do ventilador do evaporador configurado para médio e a aleta fixa na posição mais aberta possível.

Em cada teste obteve-se um conjunto de dados para a determinação dos modelos empíricos da planta e da perturbação através da estratégia em caixa preta. Os modelos foram obtidos a partir de ensaios de resposta ao degrau cuja precisão é suficiente para um desempenho satisfatório do sistema de controle proposto neste trabalho.

4.1 ENSAIO PARA IDENTIFICAÇÃO DA PLANTA

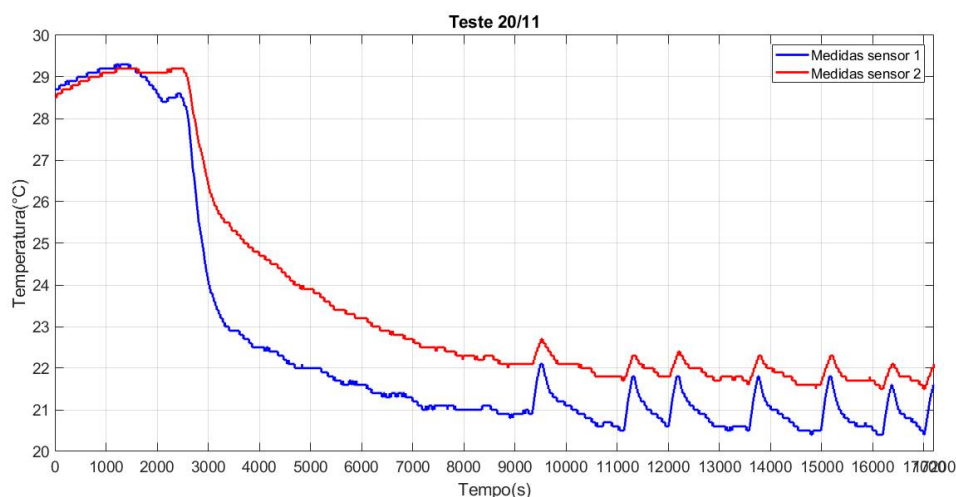
Primeiramente, mediu-se a temperatura ambiente do segundo andar sem nenhum condicionador de ar ligado. Após 20 minutos, ligou-se as duas máquinas do primeiro andar, configurando em ambas a temperatura alvo para 24°C. Em seguida, após mais 20 minutos, foi ligado o condicionador de ar do segundo andar, configurando sua temperatura alvo para o menor valor possível, 16°C, afim de evitar que o controle liga-desliga presente na máquina seja acionado e possa interferir no teste. No horário deste teste, entre 09:00 e 13:00, a temperatura externa medida pelo termopar do multímetro ANENG9002 foi de 27 °C.

Mesmo configurando a menor temperatura alvo possível, o condicionador de ar ainda acionou o controle liga-desliga no instante 9364 s, quando a temperatura medida pelo sensor 2 atingiu 22,1 °C. A temperatura indicada na evaporada, entretanto, estava indicando 23 °C, e

Ensaio para identificação da planta	Início	Fim	Duração
Condição inicial	0	1218 s	20 min 18 s
Resfriamento 1º andar	1218 s	2442 s	20 min 24 s
Teste ao degrau	2442 s	17202 s	246 min 00 s

Tabela 4.1 – Momentos do teste realizado no dia 20/11.

Figura 4.1 – Resposta ao degrau de amplitude $A=60\text{Hz}$ aplicado no instante 2442 segundos.



Fonte: Do autor.

permaneceu assim até o fim do teste.

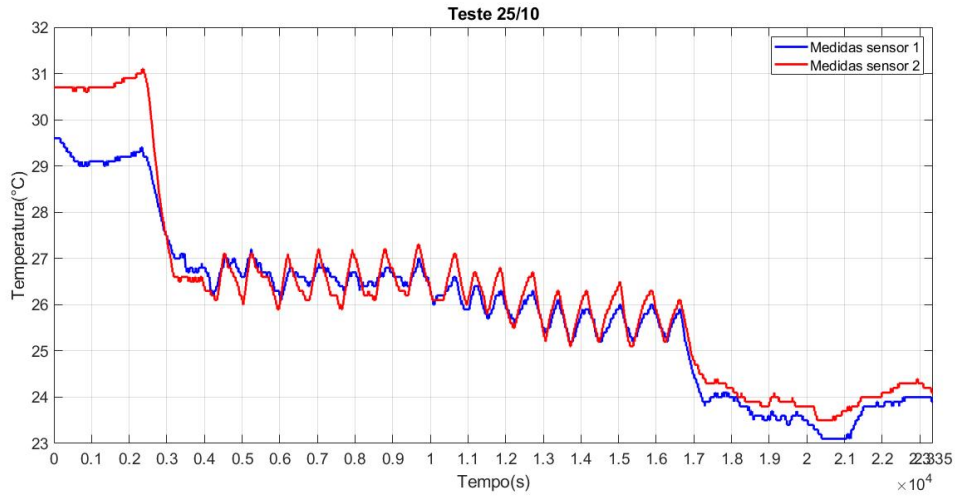
4.2 ENSAIO PARA IDENTIFICAÇÃO DA PERTURBAÇÃO

Para este teste, mediu-se a temperatura ambiente do segundo andar sem nenhum condicionador de ar ligado. Após 15 minutos, ligou-se as duas máquinas do primeiro andar, configurando em ambas a temperatura alvo para 24°C . Em seguida, após mais 20 minutos, foi ligado o condicionador de ar do segundo andar, configurando sua temperatura alvo para 24°C . Após cerca de 25 minutos, no instante 3890 s, o controle liga-desliga da máquina foi acionado. Manteve-se o sistema nestas condições até o instante 16790 s, quando foi configurado uma nova temperatura alvo de 20°C . Esta nova configuração foi feita para que fosse possível perceber com mais clareza a perturbação gerada pela abertura da porta no instante 20412 s. No horário deste teste, entre 12:30 e 19:00, a temperatura externa medida pelo termopar do multímetro ANENG9002 foi de 33°C .

Ensaio para identificação da perturbação	Início	Fim	Duração
Condição inicial	0 s	934 s	15 min 34 s
Resfriamento 1º andar	934 s	2332 s	23 min 18 s
Teste ao degrau	2332 s	16790 s	240 min 58 s
perturbação	20412 s	22730 s	33 min 12 s

Tabela 4.2 – Momentos do teste realizado no dia 25/10.

Figura 4.2 – Resposta ao degrau de amplitude $A=60\text{Hz}$ aplicado no instante 2332 segundos.



Fonte: Do autor.

Este teste precisou ser interrompido às 19:00 devido ao início de uma chuva intensa no local. Portanto, não foi possível mensurar a dinâmica do sistema após o fechamento da porta.

4.3 IDENTIFICAÇÃO DO MODELO DA PLANTA

Utilizando as medidas coletadas pelo sensor 2, posicionado no centro do segundo andar, nota-se que a resposta ao degrau é semelhante a uma resposta típica de sistemas lineares invariantes no tempo de primeira ordem. Sendo assim, um possível modelo para este sistema pode ser da Equação (2.3), com os parâmetros K , τ e τ_d sendo obtidos através das equações (2.4) (2.5).

Utilizando as ferramentas de análise gráfica do Matlab e analisando as medidas coletadas pelo sensor 2, os parâmetros de maior interesse para a obtenção do modelo matemático se encontram na Tabela 4.3. Para a amplitude A do degrau, considerou-se a frequência nominal, 60 Hz, da tensão alternada de alimentação do compressor da máquina, cuja a partida é feita de forma direta.

Parâmetros	Valores do sensor 2
$y(0)$	29,2 °C
$y(\infty)$	21,7 °C
A	De 0 Hz a 60 Hz

Tabela 4.3 – Parâmetros de modelagem coletados no teste do dia 20/11.

$$K = \frac{21,7 - 29,2}{60 - 0} = \frac{-7,5}{60} = -0,125 \quad (4.1)$$

$$y(\tau) = 0,632(21,7 - 29,2) + 29,2 = 24,46 = 24,5^\circ\text{C} \quad (4.2)$$

Analisando a resposta ao degrau, exposta na Figura 4.1, observa-se que o instante em que a temperatura medida atinge 24,5 °C é 4286 s. Logo, a constante de tempo do modelo é:

$$\tau = 4286 - 2442 = 1844s \quad (4.3)$$

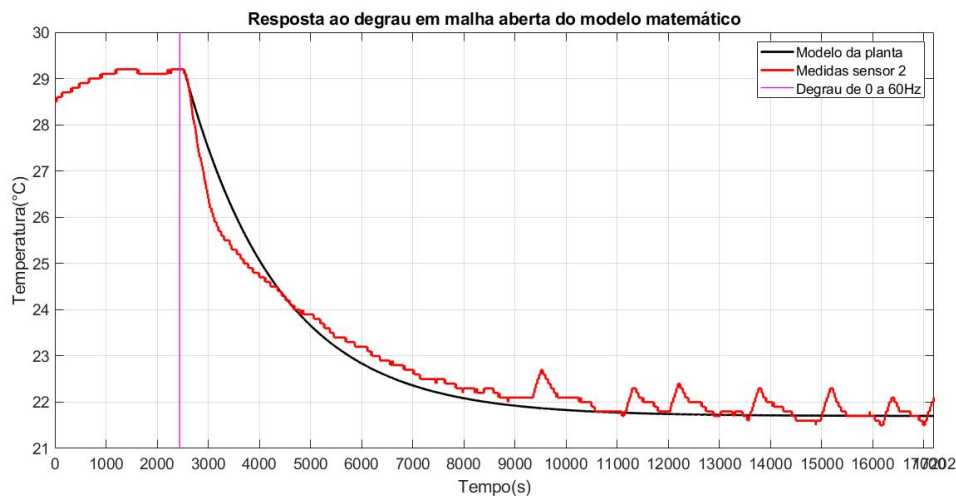
Pelo gráfico, Figura 4.1, o sistema começou a reagir no instante 2526 s. Sendo assim, sabendo que o degrau foi aplicado no instante 2442 s, o atraso puro de tempo do modelo é:

$$\tau_d = 2526 - 2442 = 84s \quad (4.4)$$

Portanto, a função de transferência do sistema de condicionamento de ar em malha aberta é:

$$\frac{Y(s)}{U(s)} = \frac{-0,125e^{-84s}}{1844s + 1} \quad (4.5)$$

Figura 4.3 – Comparativo entre a resposta ao degrau do ensaio de identificação da planta e do modelo matemático do sistema.



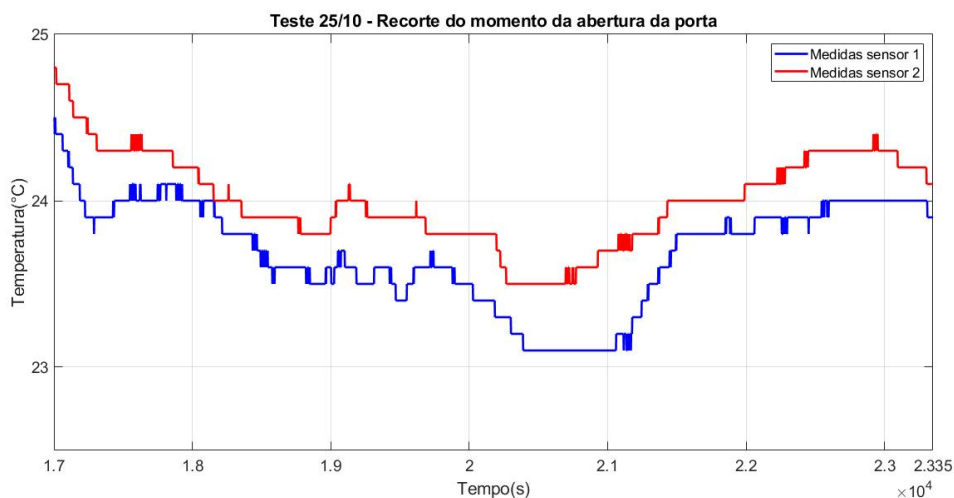
Fonte: Do autor.

4.4 IDENTIFICAÇÃO DO MODELO DA PERTURBAÇÃO

O ensaio feito no dia 25/10 foi realizado com o objetivo de modelar uma perturbação mais comum do sistema, que seria a abertura da porta para a entrada de pessoas. Dessa forma, no instante 20412 s foi aberto a porta do segundo andar e, durante aproximadamente 30 minutos, manteve-a aberta.

Aproximando mais especificamente no momento do início da perturbação até o final do teste, pode-se observar na Figura 4.4 o impacto desta na temperatura interna do segundo andar. A temperatura ambiente interna, após 33 minutos de porta aberta teve uma alteração de 0,8 °C.

Figura 4.4 – Recorte do teste de identificação do modelo da perturbação para evidenciar a parcela referente ao teste de perturbação.



Fonte: Do autor.

Nota-se que o comportamento é similar a resposta ao degrau de um sistema de primeira ordem. A amplitude do degrau de entrada pode ser considerado como a temperatura externa medida pelo termopar do multímetro no instante do teste, sendo de 32 °C às 18:00.

Sendo assim, também pode ser utilizado como modelo a Equação (2.3). Então, análogo ao feito na seção anterior, definindo os parâmetros K , τ e τ_d através da análise gráfica da resposta ao degrau do sistema medida pelo sensor 2, pode-se obter um bom modelo que represente a perturbação do sistema feita pela abertura da porta.

Utilizando novamente as ferramentas de análise gráfica do Matlab e analisando as medidas coletadas pelo sensor 2, os parâmetros de maior interesse para a obtenção do modelo matemático da perturbação se encontram na Tabela 4.4.

Parâmetros	Valor do sensor 2
$y(0)$	23,5 °C
$y(\infty)$	24,3 °C
A	0 a 32°C

Tabela 4.4 – Parâmetros de modelagem da perturbação coletados no teste do dia 25/10.

$$K_p = \frac{24,3 - 23,5}{32 - 0} = \frac{0,8}{32} = 0,025 \quad (4.6)$$

$$y_p(\tau_p) = 0,632(24,3 - 23,5) + 23,5 = 24,01 = 24,0^\circ C \quad (4.7)$$

Analisando a resposta ao degrau, exposta na Figura 4.4, observa-se que o instante em que a temperatura medida atinge 24,0 °C é 21432 s. Logo, a constante de tempo do modelo é:

$$\tau_p = 21432 - 20412 = 1020s \quad (4.8)$$

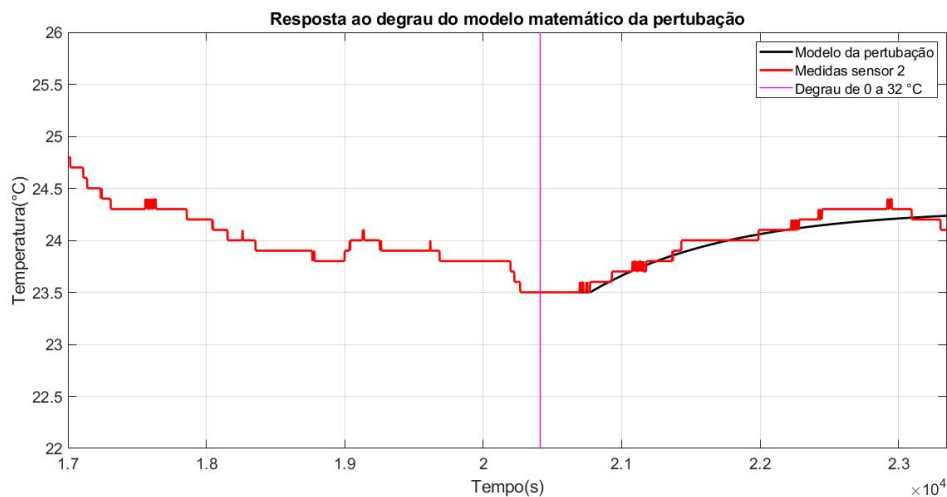
Também pelo gráfico, Figura 4.4, o sistema começou a reagir no instante 20772 s. Sendo assim, sabendo que o degrau da perturbação foi aplicado no instante 20412 s, o atraso puro de tempo do modelo é:

$$\tau_{dp} = 20772 - 20412 = 360s \quad (4.9)$$

Desse modo, a função de transferência capaz de descrever a perturbação gerada pela abertura da porta do segundo andar é:

$$\frac{Y_p(s)}{U_p(s)} = \frac{0,025e^{-360s}}{1020s + 1} \quad (4.10)$$

Figura 4.5 – Comparativo entre a resposta ao degrau do ensaio de identificação da perturbação e do modelo matemático da perturbação.



Fonte: Do autor.

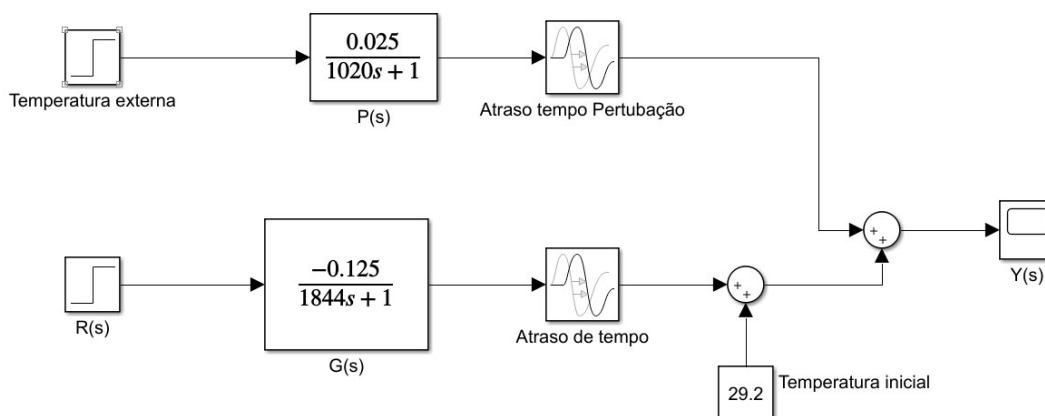
Com o modelo da planta e da perturbação, respectivamente as equações (4.5) e (4.10), criou-se o diagrama de blocos do sistema em malha aberta utilizando o software Simulink do Matlab, Figura 4.6.

4.5 VALIDAÇÃO DO MODELO MATEMÁTICO

A validação desempenha um papel crucial no processo de modelagem. Para garantir a qualidade de um modelo, é essencial passar por uma fase de validação. O objetivo é avaliar se o modelo é considerado suficientemente bom para o propósito desejado (BATISTA, 2006).

É importante compreender como o modelo será aplicado para poder determinar se ele abrange ou não as características necessárias. Essa necessidade surge do fato de que, por definição, nenhum modelo representará o sistema físico em todos os seus aspectos. Assim, dado que o modelo provavelmente representa o sistema apenas em alguns aspectos, ele será

Figura 4.6 – Diagrama de blocos do sistema em malha aberta.



Fonte: Do autor.

considerado válido se incorporar as características fundamentais do sistema relevantes para a aplicação específica (AGUIRRE, 2015).

Uma abordagem comum para validar um modelo é comparar a simulação do modelo com dados medidos. É fundamental tomar o cuidado de não utilizar os mesmos dados que foram empregados na obtenção do modelo durante o processo de validação. A razão para essa precaução é simples: ao ter um modelo derivado de um conjunto específico de dados, é desejável avaliar a generalidade do modelo. Em outras palavras, é importante determinar se o modelo é eficaz para explicar um conjunto diferente de dados observados provenientes do mesmo sistema (AGUIRRE, 2015).

Sendo assim, uma vez que os dados coletados no dia 20/11 foram utilizados para a obtenção do modelo do sistema, foi necessário realizar um terceiro ensaio no dia 28/11. Assim como o realizado no ensaio de identificação da planta, neste último ensaio configurou-se a temperatura alvo para a mínima, 16°C, com velocidade de ventilação média e a aleta da evaporada posicionada na posição mais aberta possível. O teste foi realizado entre 14:00 e 16:30 e a temperatura externa no momento do teste foi de 30 °C.

Teste 28/11	Início	Fim	Duração
Resfriamento 1º andar	0 s	524 s	8 min 44 s
Teste ao degrau	524 s	10538 s	166 min 54 s

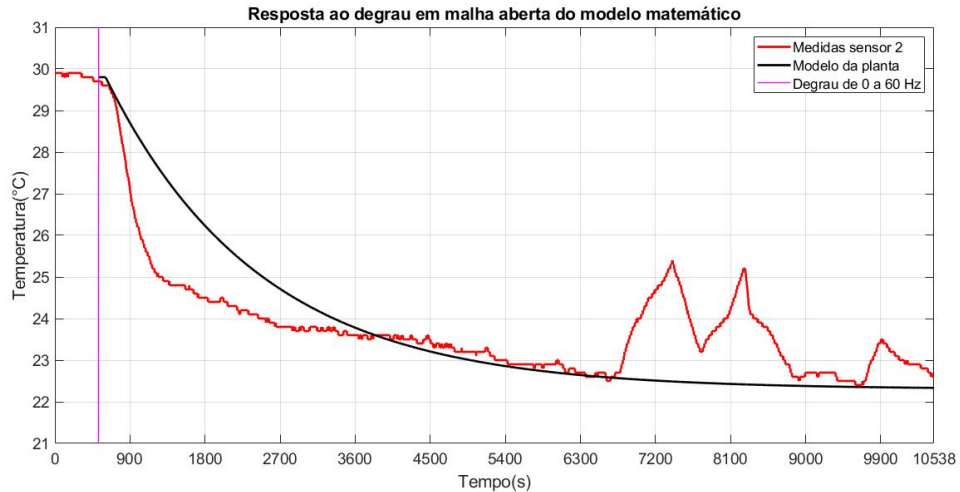
Tabela 4.5 – Momentos do teste realizado no dia 28/11.

Novamente foi observado que o condicionador de ar acionou o controle liga-desliga de forma incorreta. Após o termostato da evaporadora medir 23°C o controle da máquina iniciou os ciclos de liga-desliga. Neste momento, instante 6660 s, a temperatura lida pelo sensor 2, posicionado no centro do andar, mediu 22,5°C.

Submetendo o modelo da função de transferência do sistema, Equação (4.5), ao degrau

de amplitude A sendo a frequência nominal e considerando a condição inicial do teste sendo $29,8^{\circ}\text{C}$, pode-se então validá-lo comparando-o com os dados do ensaio realizado no dia 28/11, conforme é mostrado na Figura 4.7.

Figura 4.7 – Comparativo entre a resposta ao degrau do ensaio do dia 28/11 e do modelo matemático do sistema.



Fonte: Do autor.

Analisando o comparativo dos resultados expostos na Figura 4.7, pode-se observar um comportamento não linear no sistema real no início do ensaio. Tal comportamento resulta numa divergência em relação ao modelo obtido pelo ensaio do dia 20/11, que parece ter uma constante de tempo maior que a do sistema real. Entretanto, o comportamento geral do sistema é bastante satisfatória e pode atender a aplicação deste trabalho.

5 PROJETO DOS CONTROLADORES

Através do modelo matemático obtido é possível desenvolver o controlador e analisar seu desempenho através da simulação computacional do software Matlab. Para definir a estratégia de controle mais adequada, pode-se projetar um controle utilizando três técnicas diferentes e, ao final, comparar seus resultados simulados.

Logo, esta seção se dedica ao desenvolvimento dos controladores *on-off*, PI e feedforward em cascata com PI. A temperatura alvo para todos os controladores será a recomendada pela ABNT NBR 6401, Anexo A, que é de 24 °C.

5.1 CONTROLE ON-OFF

O projeto deste controlador foi feito baseando-se no comportamento do controle da máquina ao longo do ensaio realizado no dia 25/10. Observando o comportamento do controlador da máquina durante este ensaio foi possível perceber que o ciclo de liga e desliga tem uma variação na saída de 1,3°C em torno da temperatura final média. Portanto, os parâmetros do controle *on-off* podem ser observados na Equação (5.1).

$$u_{on-off}(t) = \begin{cases} u_{max} = 60Hz; & \text{se } e(t) > +0,65 \\ u_{min} = 0Hz; & \text{se } e(t) < -0,65 \end{cases} \quad (5.1)$$

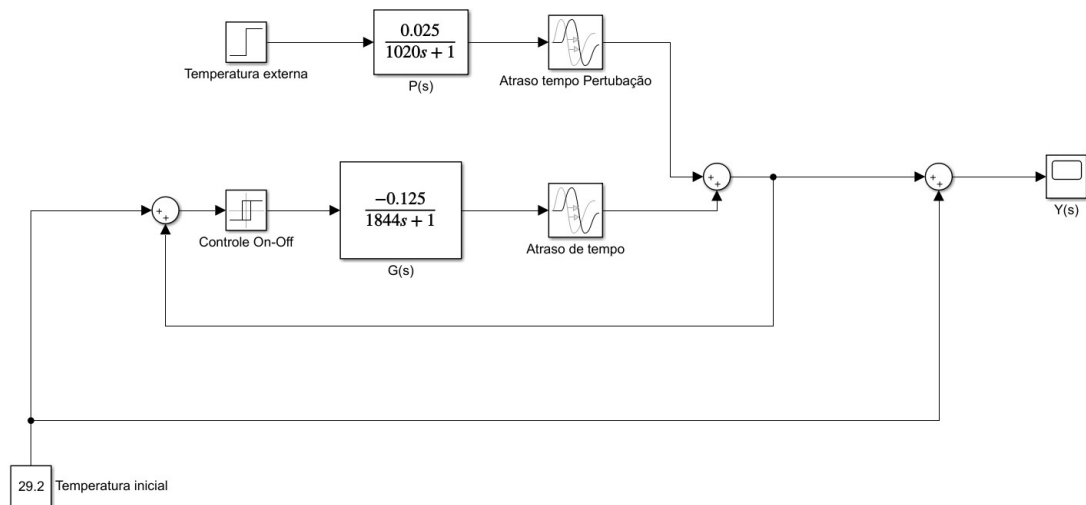
A Figura 5.1 mostra o diagrama de blocos do sistema em malha fechada com este controle liga-desliga utilizado na simulação do modelo feita no software Simulink do Matlab. Utilizando este sistema, gerou-se a resposta ao degrau com a temperatura alvo em 24°C, inicialmente sem aplicar a perturbação, conforme é exibido na Figura 5.2. A Figura 5.3 mostra o sinal gerado para o compressor do condicionador de ar pela ação deste controlador.

5.2 CONTROLE PI

Tendo em vista que o algoritmo de controle PI (Proporcional e Integral) se adequa bem na regulação de sistemas de aquecimento, ventilação e ar-condicionado (BATISTA, 2006), esta estratégia pode gerar uma melhora de desempenho significativa para o sistema em análise.

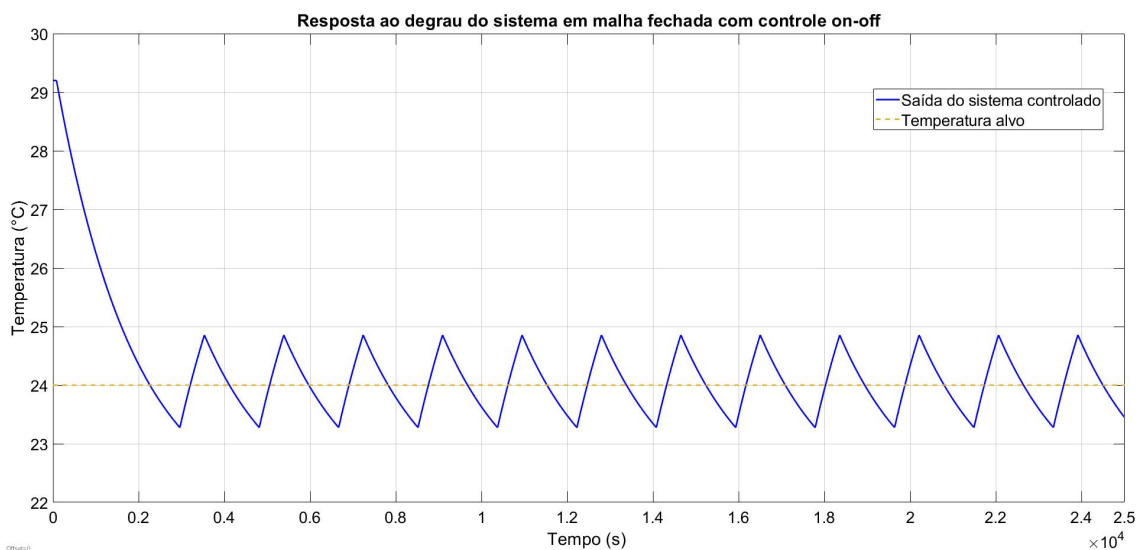
Dessa forma, utilizando a equação clássica de controle demonstrada na Equação (2.8), e realizando a sintonia do controlador PI através do método da síntese direta, foi possível projetar um controle PI. Este método de sintonia escolhido estabelece uma relação direta entre o processo e o controlador resultante. Para aplicá-lo, é necessário definir os parâmetros da resposta em

Figura 5.1 – Diagrama de blocos do sistema com controle *on-off* em malha fechada utilizado na simulação.



Fonte: Do autor.

Figura 5.2 – Resposta ao degrau do sistema em malha fechada com controle *on-off*.



Fonte: Do autor.

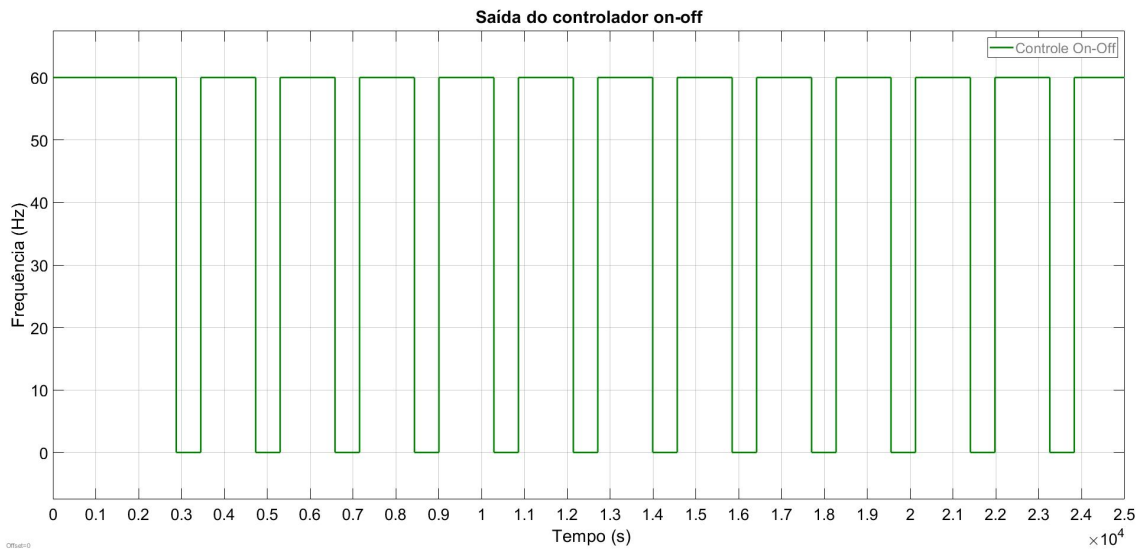
malha fechada desejada. Para funções de transferência em malha fechada de sistemas de primeira ordem os parâmetros K_p e τ_i podem ser definidos por:

$$\frac{Y(s)}{R(s)} = \frac{G_c(s)G(s)}{1 + G_c(s)G(s)} \Rightarrow G_c(s) = \frac{1}{G(s)} \frac{\frac{Y(s)}{R(s)}}{1 - \frac{Y(s)}{R(s)}} \quad (5.2)$$

Tendo conhecimento que a planta $G(s)$ é de primeira ordem, substituindo na equação anterior, obtém-se:

$$G_c(s) = \frac{\tau s + 1}{K(\tau_c + \tau_d)} = \frac{\tau}{K(\tau_c + \tau_d)} \left(1 + \frac{1}{\tau s}\right) \quad (5.3)$$

Figura 5.3 – Sinal gerado pela ação do controle *on-off*.



Fonte: Do autor.

Pode-se observar que esta equação de controle tem a estrutura de um PI, cujos os parâmetros K_p e T_i são:

$$K_p(s) = \frac{\tau}{K(\tau_c + \tau_d)} \quad (5.4)$$

$$T_i = \tau \quad (5.5)$$

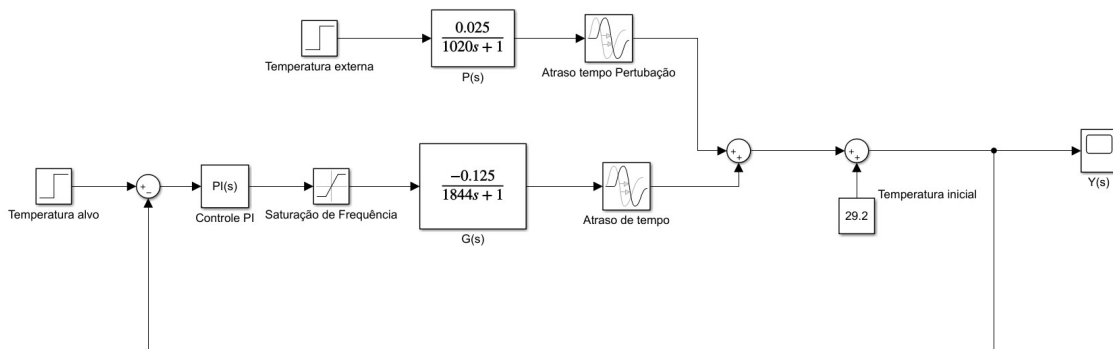
Conhecendo o ganho K , a constante de tempo τ e o atraso de tempo τ_d pela equação da planta $G(s)$, Equação (4.5), pode-se calcular os parâmetros do controlador PI de forma a se obter uma constante de tempo desejada para malha fechada τ_c correspondente à metade da constante de tempo em malha aberta.

$$K_p(s) = \frac{1844}{-0,125(922 + 84)} = -14,66 \quad (5.6)$$

$$T_i = 1844s \quad (5.7)$$

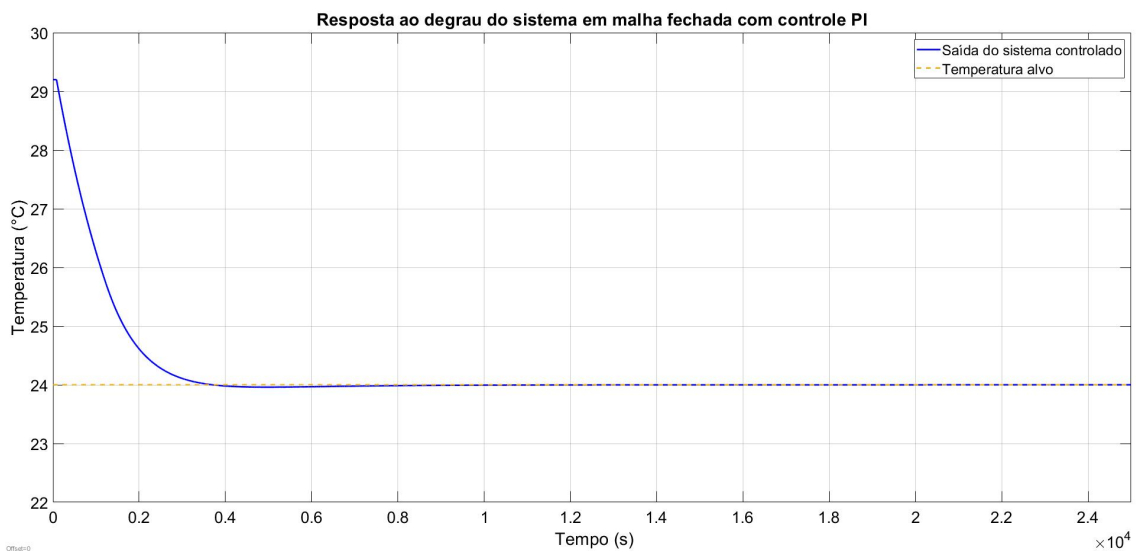
Sendo assim, pelo Simulink do Matlab, gerou-se a resposta ao degrau, sem perturbação, do sistema com o controle PI, Figura 5.5, utilizando o diagrama de blocos expresso na Figura 5.4. Para tornar este sistema implementável, foi necessário adicionar limitador de frequência para o sinal gerado pela ação de controle PI. Este limitador impede que o controlador submeta o compressor do condicionador de ar a uma frequência maior que 60Hz e menor que 0Hz, uma vez que estas são as limitações de funcionamento do motor, conforme é mostrado na Figura 5.9.

Figura 5.4 – Diagrama de blocos do sistema com o controlador PI.



Fonte: Do autor.

Figura 5.5 – Resposta ao degrau do sistema em malha fechada com controle PI.



Fonte: Do autor.

5.3 CONTROLE FEEDFORWARD

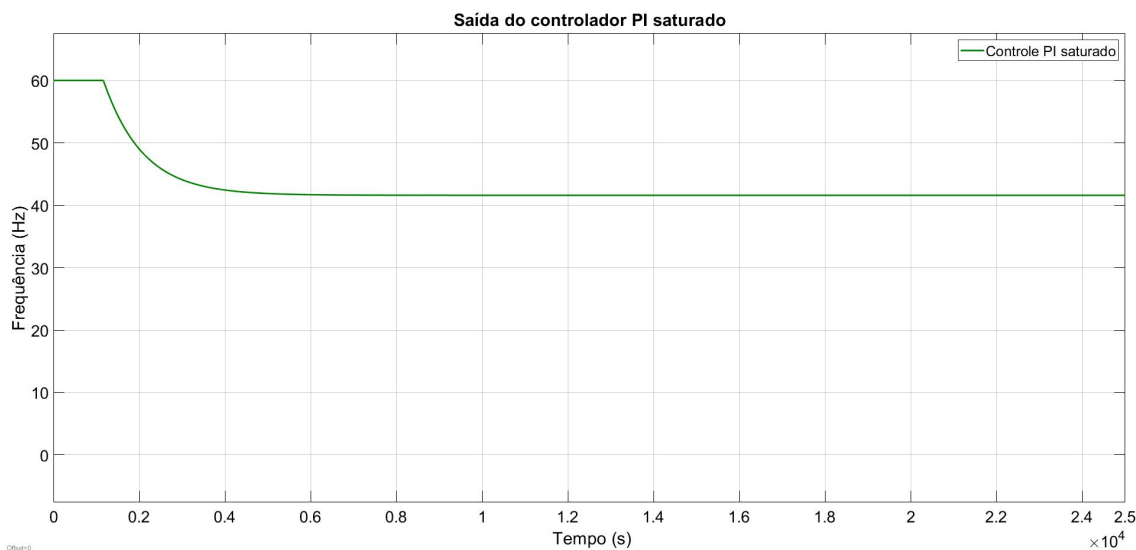
Para melhorar a robustez do controle e diminuir sua sensibilidade a perturbação, pode-se utilizar a técnica de controle *feedforward* em situações onde esta perturbação é previsível e mensurável e, a partir da monitorização desta perturbação, pode-se compensá-la antes que a mesma afete o sistema. No caso do sistema deste trabalho, a abertura da porta que dá acesso ao segundo andar pode afetar a temperatura do ambiente interno. Utilizando um sensor de temperatura posicionado na parte externa do templo e uma chave de fim de curso na porta do segundo andar, pode-se monitorar a perturbação no sistema gerada pelo ato de abrir a porta.

O controlador desta técnica, $G_{c_{ff}}(s)$, pode ser obtido através da seguinte relação:

$$G_{c_{ff}}(s) = \frac{-G_p(s)}{G(s)} \quad (5.8)$$

Sabendo o modelo da perturbação provocada pela abertura da porta do segundo andar,

Figura 5.6 – Sinal gerado pela ação do controle PI.



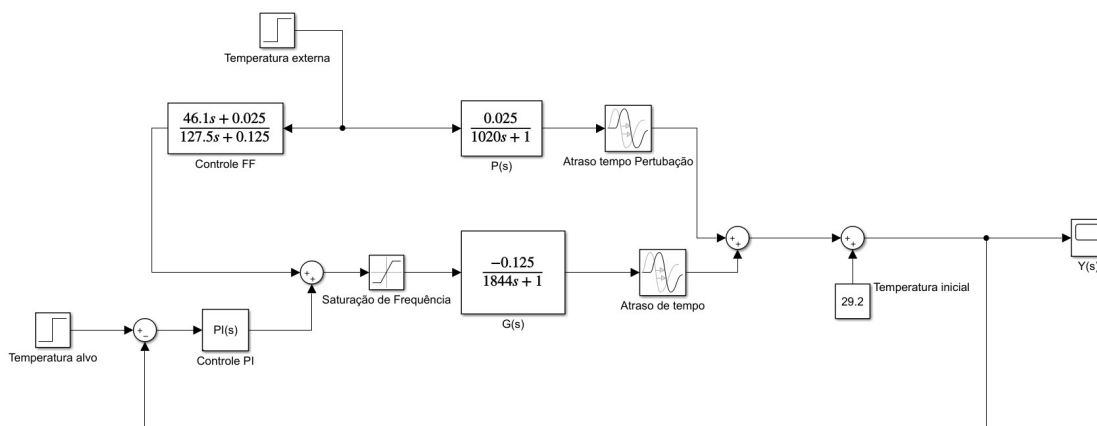
Fonte: Do autor.

Equação (4.10), a função de transferência do controlador *feedforward* é:

$$G_{c_{ff}}(s) = \frac{-\frac{0,025}{1020s+1}}{\frac{-0,125}{1844s+1}} = \frac{46,1s + 0,025}{127,5s + 0,125} \quad (5.9)$$

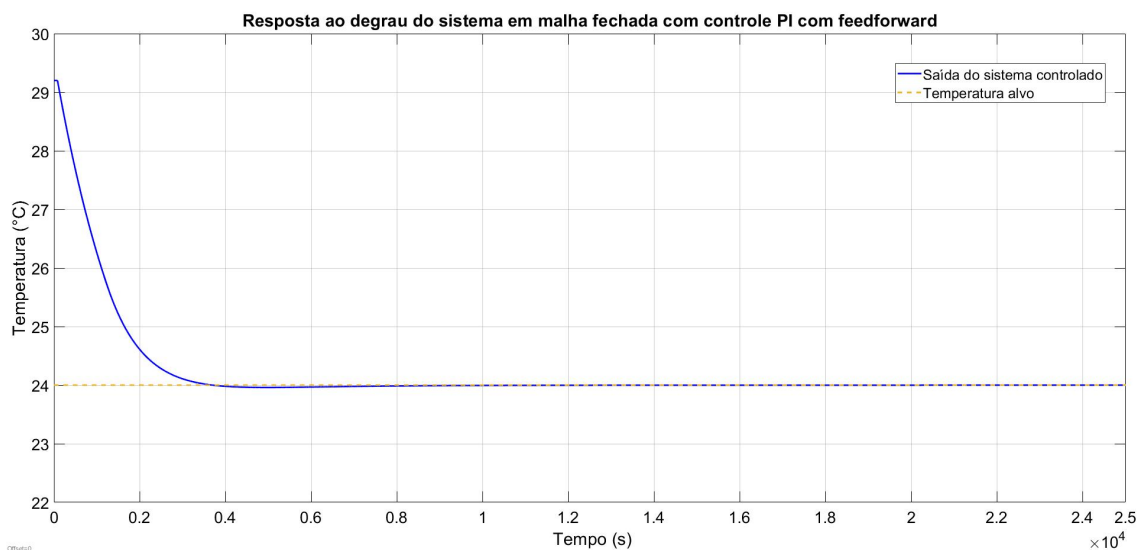
Ainda pelo Simulink do Matlab, gerou-se a resposta ao degrau, sem perturbação, do sistema com o controle PI e *feedforward* em cascata, Figura 5.8, utilizando o diagrama de blocos expresso na Figura 5.7. Foi mantido o limitador de frequência como dispositivo de segurança para impedir que os controladores gerem um sinal de frequência para o compressor fora de suas especificações técnicas, proporcionando assim uma ação de controle como a expressa na Figura 5.9.

Figura 5.7 – Diagrama de blocos do sistema com o controlador *feedforward* adicionado.



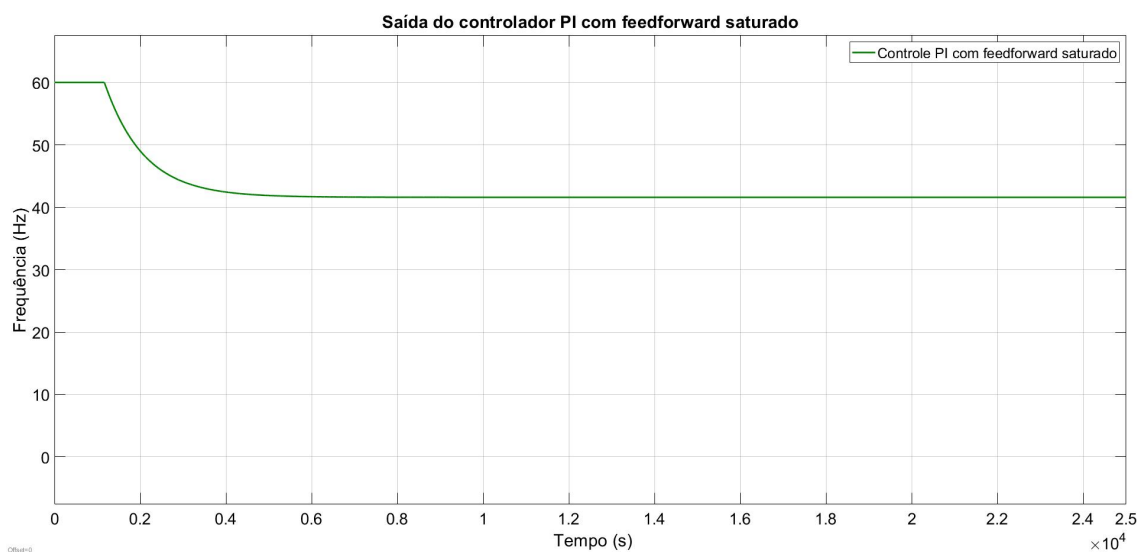
Fonte: Do autor.

Figura 5.8 – Resposta ao degrau do sistema em malha fechada com controle PI.



Fonte: Do autor.

Figura 5.9 – Sinal gerado pela ação do controle PI.



Fonte: Do autor.

Nota-se que sem a presença da perturbação o comportamento do sistema com o controle de alimentação direta *feedforward* é o mesmo do sistema com apenas o controle PI, uma vez que a parcela antecipativa age apenas na presença de perturbações.

6 RESULTADOS

Em grande parte dos sistemas de condicionamento de expansão direta, o controle da temperatura é executado utilizando ciclos de ativação/desativação do compressor. As notáveis oscilações de temperatura ocorridas durante esses ciclos têm o potencial de comprometer a manutenção das condições desejadas de conforto térmico (BATISTA, 2006).

Nos ensaios realizados com baixa carga térmica no ambiente (templo vazio), foi identificado uma diferença de até 1 °C de diferença entre os sensores 1 e 2, cuja posição é de 1,60 metros de distância na horizontal, conforme exposto na Figura 3.5. Essa disparidade entre os sensores ocorre devido à má distribuição do ar no interior do ambiente, em consequência das limitações da máquina condicionadora de ar. Tal problema dificulta na definição da melhor estratégia de controle capaz de manter uma condição uniforme de conforto térmico percebido em qualquer uma das 60 cadeiras posicionadas no segundo andar da igreja. Dessa forma, as análises de desempenho dos controles serão feitas com base na dinâmica observada no centro do espaço, posição do sensor 2.

Conforme dito no capítulo anterior, os ensaios realizados foram a resposta ao degrau com a frequência nominal do compressor. No teste do dia 25/10 a temperatura alvo foi ajustada para 24 °C, porém é possível observar, pela Figura 4.2, que o controle *on-off* da máquina apresentou um erro de até 3,2 °C nos extremos dos ciclos de liga/desliga, o que implica num desconforto térmico considerável para os membros.

Tendo em vista que as simulações deste trabalho foram realizadas utilizando um atraso puro de tempo ideal e não implementável, foi analisado o impacto da adição de um atraso de tempo por aproximação de Padé nos projetos de controladores desenvolvidos. Para verificar o desempenho do controlador mais adequado para esta aplicação, projetou-se um quarto controlador utilizando a estratégia de controle PID. Os resultados obtidos com estas implementações são apresentados no Apêndice A.

6.1 ANÁLISE DE DESEMPENHO DOS CONTROLADORES SEM PERTURBAÇÃO

Para analisar o comportamento do sistema, sem a presença de perturbações, com as diferentes estratégias de controle utilizadas no capítulo anterior, plotou-se no mesmo gráfico as três respostas ao degrau, conforme pode ser visto na Figura 6.1. Analisando a dinâmica da saída pode-se observar que a constante de tempo se mantém a mesma em todos os casos, inclusive para o sistema em malha aberta e sem controle. Este comportamento é resultado da saturação da ação de controle, que impede que o motor seja submetido a uma frequência maior que a sua nominal. Caso o motor fosse capaz de trabalhar em frequências mais altas do que sua nominal

sem afetar sua vida útil, seria possível diminuir o tempo gasto para resfriar o andar.

Já o tempo de acomodação mostrou-se ligeiramente menor com o controle *on-off*, considerando uma tolerância $\pm 3\%$ da resposta em regime permanente. Entretanto, o erro em estado estacionário, por sua vez, se mostrou diferente, sendo maior com o controle *on-off* e nulo tanto com o controle PI quanto para o PI com o *feedforward* em cascata. Para os sistema com a ação de controle PI, observou-se um pequeno sobressinal na saída, também devido à limitação da frequência máxima.

Os parâmetros utilizados para comparar o desempenho dos controladores se encontram na Tabela 6.1, sendo τ o tempo gasto para atingir 63,2% do valor em regime permanente e acomodação sendo o tempo gasto para que a resposta do sistema se estabilize dentro de $\pm 3\%$ em regime permanente.

Figura 6.1 – Comparativo das respostas ao degrau dos sistemas com as três estratégias de controle, sem perturbação.



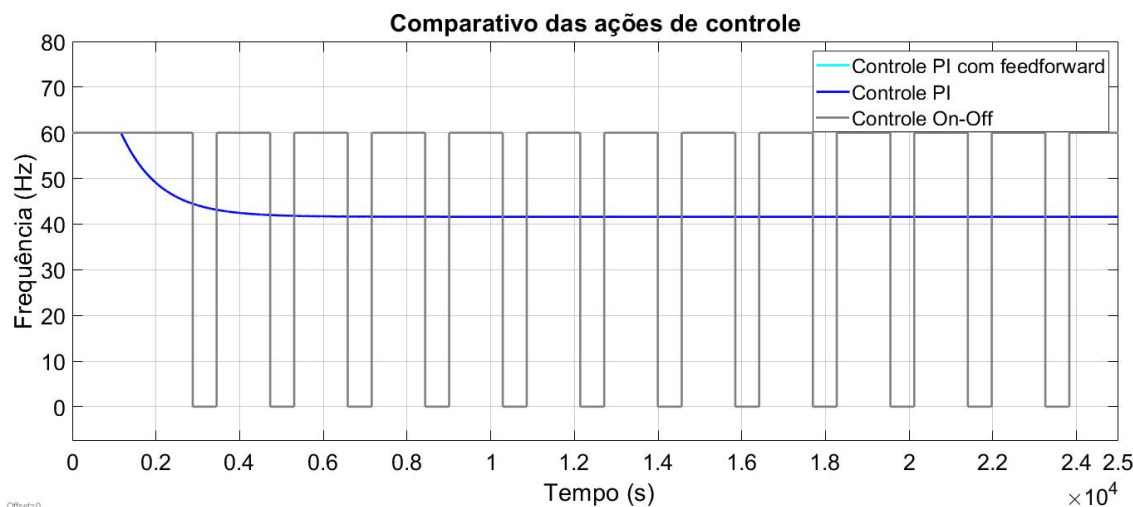
Fonte: Do autor.

Parâmetros	τ	Acomodação	Erro estacionário	Sobressinal
Controle <i>On-Off</i>	1148 s	1756 s	$\pm 0,8$ °C	3,33%
Controle PI	1148 s	1900 s	0,00 °C	0,16%
Controle PI com <i>feedforward</i>	1148 s	1900 s	0,00 °C	0,16%

Tabela 6.1 – Parâmetros de comparação de desempenho dos controladores.

Ainda sem perturbação, pode-se analisar também a ação de controle das três técnicas. Mesmo com o saturador limitando os controladores para trabalhar entre as frequências 0 Hz e 60 Hz, observou-se um melhor desempenho nos sistemas com o controlador PI, uma vez que este gera um sinal de controle menos agressivo do que o controlador *on-off*. Na Figura 6.2 é possível ver o comparativo dos sinais de controle das três estratégias.

Figura 6.2 – Comparativo dos sinais de controle das três estratégias, sem perturbação.



Fonte: Do autor.

6.2 ANÁLISE DE DESEMPENHO DOS CONTROLADORES COM PERTURBAÇÃO

Submetendo o sistema a perturbação da abertura da porta por 20 minutos, a partir do instante 10000 s, com a temperatura externa sendo de 32°C, pode-se observar uma diferença na forma como as três estratégias trabalham para anula-la. Com o controle *on-off* a presença da perturbação resultou em um prolongamento de um ciclo liga-desliga em 2 minutos, cuja duração, outrora de 30 minutos e 50 segundos, passou a ser, no intervalo da perturbação, de 32 minutos e 50 segundos. Por consequência deste prolongamento, o sistema permaneceu com uma temperatura maior que a referência por mais tempo.

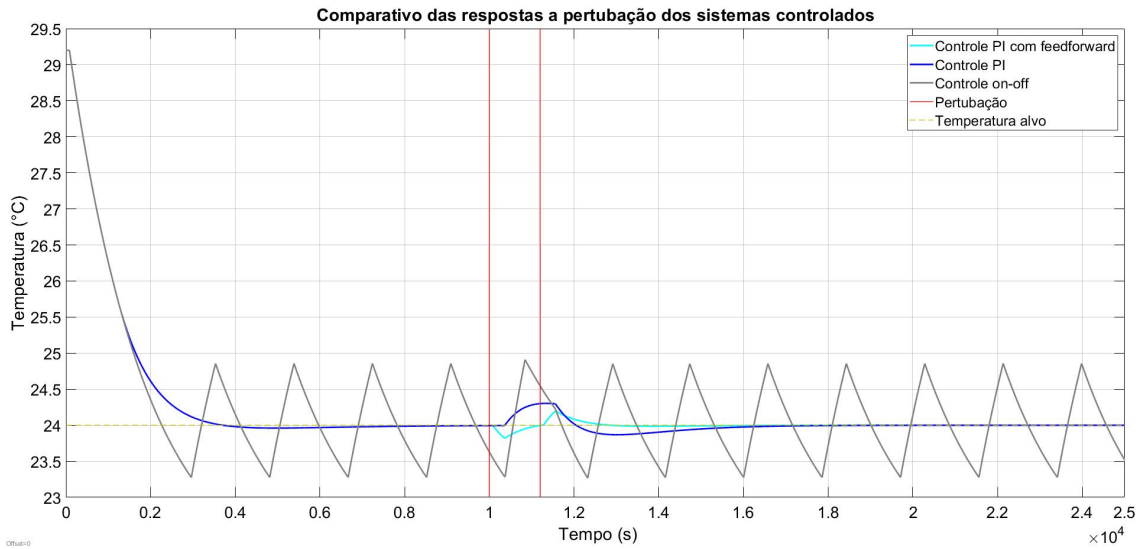
Já o controle PI conseguiu minimizar mais o efeito da perturbação na temperatura do ambiente interno do templo, apresentando um erro máximo de 0,3°C, porém demora um tempo considerável para voltar a condição de erro nulo. Com a perturbação iniciando no instante 10000 s, o efeito na saída só foi observado 360 s após a abertura da porta. Sendo assim, após o instante 10360 s, o controle PI demorou 133 minutos para voltar a condição de erro nulo em relação a referência de 24°C.

Já com a ação de controle antecipativa *feedforward*, a temperatura ambiente é afetada menos ainda, chegando a um erro máximo de $\pm 0,18^\circ\text{C}$. Além disso, o controlador consegue retornar para a condição de erro nulo mais rápido do que apenas com o controle PI, uma vez que o controle *feedforward* inicia sua ação após 84 s da abertura da porta e já atua de forma a compensar a influência da perturbação antes que esta comece a ocorrer. Dessa forma, com a parcela antecipativa o controlador demorou 100 minutos para voltar a condição de erro nulo.

Na Figura 6.3 pode-se observar o efeito na saída ao submeter o sistema a abertura da porta, enquanto na Figura 6.4 é possível ver como os controladores trabalham para reprimir tal

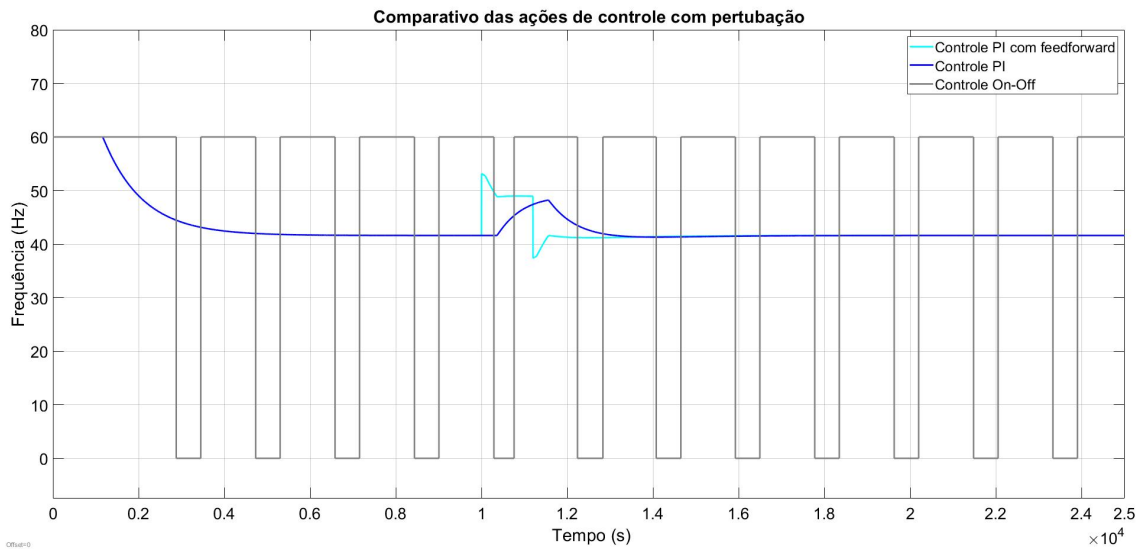
perturbação ao sistema. Na Tabela 6.2 observa-se o comparativo de desempenho dos sistemas no tratamento da perturbação.

Figura 6.3 – Comparativo das respostas a perturbação dos sistemas com as três estratégias de controle.



Fonte: Do autor.

Figura 6.4 – Comparativo dos sinais de controle das três estratégias com perturbação.



Fonte: Do autor.

Estratégia	Erro máximo com a perturbação
Controle <i>On-Off</i>	0,91°C
Controle PI	0,30°C
Controle PI com <i>feedforward</i>	0,18°C

Tabela 6.2 – Parâmetros de comparação de desempenho dos controladores com perturbação.

Logo, o controle PI conseguiu reduzir 67,0% do efeito da perturbação e o controle PI com *feedforward* reduziu 80,2% em comparação com o observado com o controle *on-off*.

6.3 ECONOMIA ESTIMADA NO CONSUMO DE ENERGIA ELÉTRICA

É difícil mensurar a economia real em energia elétrica analisando apenas os resultados simulados dos controladores projetados. Entretanto, para tal, pode-se utilizar o cálculo de energia, E , de um sinal $x(\tau)$ em um dado intervalo de 0 a t pela equação:

$$E = \int_{-\infty}^{\infty} x^2(t) dt \quad (6.1)$$

A área sob o sinal $x(t)$ pode ser vista como uma possível indicação de seu tamanho, já que essa medida leva em consideração tanto a amplitude quanto a duração do sinal. No entanto, essa abordagem tem suas limitações, pois mesmo para um sinal grande $x(t)$, as áreas positivas e negativas podem se anular, sugerindo erroneamente um sinal de magnitude pequena. Essa limitação pode ser corrigida ao definir o tamanho do sinal como a área sob $x^2(t)$, a qual é sempre positiva. Essa medida pode ser denominada como energia do sinal E_x , estabelecida para um sinal real por (LATHI, 2008)

Dessa forma, considerando um cenário de culto, em que o condicionador de ar do segundo andar do templo seja ligado às 17:30, no início do ensaio da banda, e permaneça assim até às 21:30, 30 minutos após o final culto com a temperatura alvo configurada para 24°C. Considerando ainda uma perturbação de abertura de porta de 30 minutos, com a temperatura externa sendo de 32°C, iniciando no instante 5400 s (no início do culto às 19:00), representando a chegada das pessoas, e no instante 12600 s, às 21:00, representando a saída das pessoas, a temperatura ambiente simulada do segundo andar apresentou a dinâmica indicada na Figura 6.5 para cada controlador.

Uma vez que o controle de velocidade de um inversor de frequência em sua forma mais simples é feito variando a frequência e a tensão aplicadas ao motor mantendo uma razão V/f constante (controle escalar) (MORAES & MIRANDA), para estimar o consumo em energia elétrica com os controladores projetados, foi considerado que a tensão a ser gerada pelo inversor de frequência com 60Hz é de 220V e com 0 Hz de 0 V. Logo, estima-se que a ação de controle com as diferentes estratégias de controle gere uma tensão de alimentação do motor conforme demonstrado na Figura 6.7.

Portanto, a partir desta, pode-se então calcular a energia do sinal num cenário de culto utilizando a Equação (6.1). Sabendo que a Igreja Comunidade Conecte realiza 3 cultos por semana com a duração de 4 horas cada um, considerando o período de ensaio da banda, e preço do kW é de R\$0,952740 (valor retirado da conta de energia elétrica da igreja no mês de novembro de 2023), o gasto mensal do uso de um condicionador de ar por mês pode ser calculado pela Equação (6.2). Assim, é expressado na Tabela 6.3 o consumo e gasto mensal estimado do uso da máquina do segundo andar.

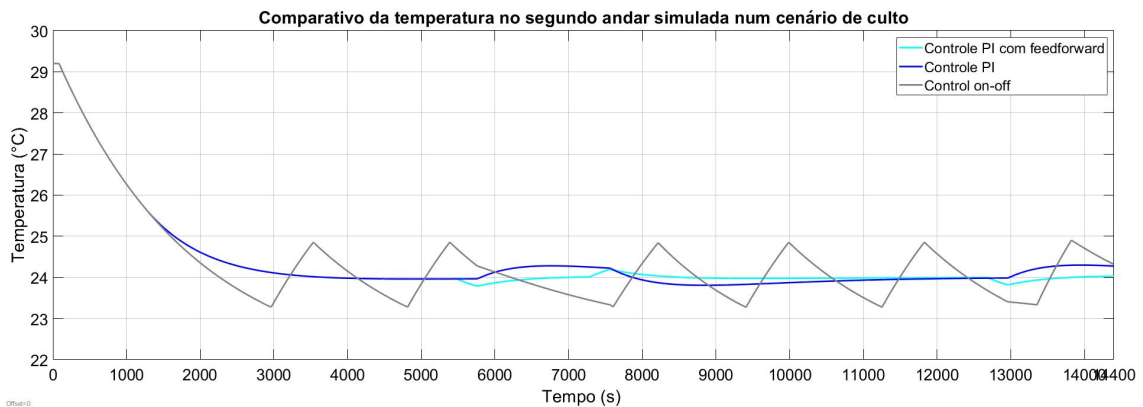
$$Gasto = Consumo \cdot (horas \cdot cultos \cdot semanas) \cdot R\$0,9527 \quad (6.2)$$

Estratégia	Consumo	Gasto mensal	Economia mensal	Economia anual
Controle On-Off	7,41 kWh	R\$339,87	R\$0,00 (0%)	R\$0,00
Controle PI	5,65 kWh	R\$258,38	R\$81,49 (-24,0%)	R\$977,88
Controle PI com <i>feedforward</i>	5,79 kWh	R\$264,78	R\$75,09 (-22,1%)	R\$901,08

Tabela 6.3 – Estimativa do consumo de energia elétrica, do gasto mensal e economia mensal e anual para o uso do condicionador de ar do segundo andar do templo com os controladores projetados.

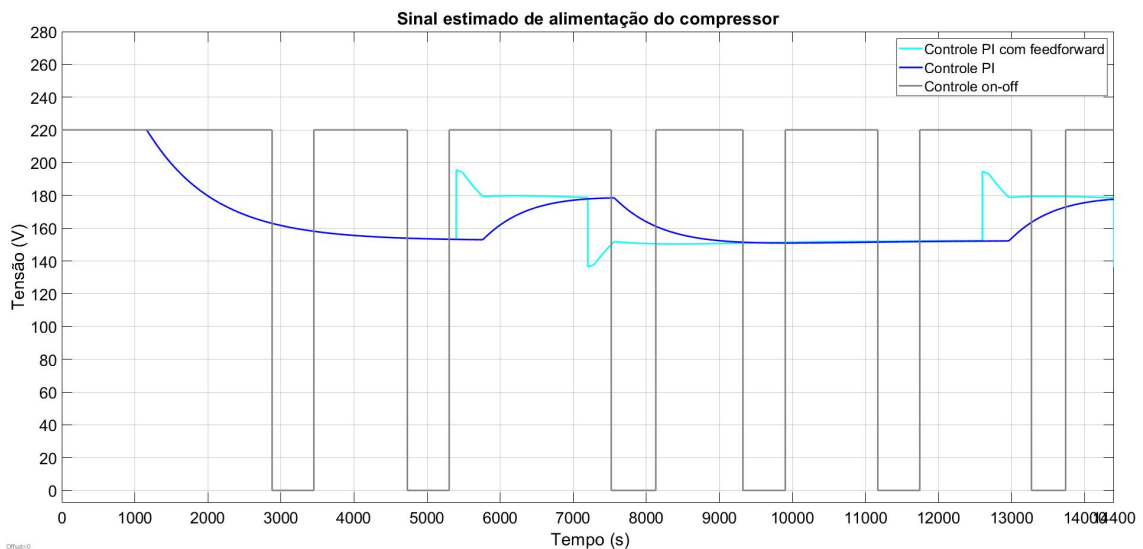
Dessa forma, é esperado que a implementação do controle PI resulte em uma economia de 24,0% e do gasto em energia elétrica mensal da igreja e a aplicação do controle PI com *feedforward* resulte em 22,1% de economia em relação a estratégia de controle *on-off*.

Figura 6.5 – Temperatura ambiente simulada do segundo andar durante um cenário de culto.



Fonte: Do autor.

Figura 6.6 – Sinal de alimentação do compressor simulada, com os diferentes controladores, durante um cenário de culto.



Fonte: Do autor.

6.4 RETORNO FINANCEIRO ESTIMADO PARA IMPLEMENTAÇÃO DO PROJETO

Pelas especificações da unidade condensadora do condicionador de ar instalado na igreja, Figura 3.3 , tem-se que a corrente máxima do motor é de 22,1 A. Logo, a partir deste parâmetro, pode-se escolher um inversor de frequência para uma possível implementação do projeto na igreja. Uma boa alternativa é o inversor de frequência trifásico da marca WEG, modelo CFW500C24P0T2DB20, cuja a corrente nominal de saída é de 24A e a tensão de alimentação é de 220V, conforme é indicado no Anexo G. Este equipamento possui um custo de R\$5850,00 comprando na empresa ViaBrasil Online.

Figura 6.7 – Inversor de frequência WEG, linha CFW500.



Fonte: Catálogo WEG.

Com a economia de energia elétrica anual estimada para o uso do controle PI com *feedforward* sendo de aproximadamente R\$901,08, pela Tabela 6.3, o tempo médio estimado para que se tenha um retorno financeiro do investimento de implementação do controlador com o inversor de frequência é de 6 anos.

7 CONCLUSÕES

Comparar diferentes estratégias de controle em sistemas reais é mais complexo do que o feito em simulações, uma vez que, mesmo mantendo as mesmas diretrizes de ensaio, dificilmente será possível obter as mesmas condições climáticas (BATISTA, 2006). Ainda assim, é possível observar uma melhora expressiva do sistema ao aplicar tanto o controle PI quanto o controle PI com o *feedforward* em cascata.

Conforme indicado na tabela 6.1 os controladores PI e PI com *feedforward* conseguiram atingir um erro nulo em estado estacionário, podendo proporcionar para o templo uma temperatura que de fato seja a desejada. Já o controle *on-off* projetado apresentou um erro de $\pm 0,8^{\circ}\text{C}$, o que representa 3,33% da temperatura desejada.

Como a ação dos controladores foi limitada a no máximo a frequência nominal do compressor, não foi possível diminuir a constante de tempo do sistema e nem o seu tempo de acomodação, uma vez que, para tal, é necessário submeter o motor do compressor a frequências mais altas, o que pode afetar negativamente na sua vida útil ou até mesmo danificá-lo. Logo, o tempo gasto para que o sistema atinja 63,2% da resposta permaneceu sendo de 19 minutos e 8 segundos para todas as estratégias.

O tempo de acomodação da saída para valores de até 3% foi menor com o controle *on-off*, devido a sua ação de controle ser mais agressiva. Para este controle obteve-se um tempo de 29 minutos e 16 segundos, enquanto que para os controladores com a ação PI observou-se um tempo de 31 minutos e 40 segundos, uma diferença pequena e aceitável, tendo em vista a melhora obtida com o erro em regime permanente.

Na presença de uma perturbação, como a abertura da porta do segundo andar do templo, foi observado uma atenuação de 67% do efeito na temperatura interna do espaço com a aplicação da técnica PI em relação ao controle *on-off*. Já com a ação antecipativa, observou-se ainda uma melhora de 80,2% na atenuação do efeito da perturbação na saída do sistema, em relação ao controle *on-off*.

Por fim, estimou-se que o consumo de energia elétrica do motor do compressor presente na unidade condensadora do condicionador de ar com o controlador PI foi de 24,0% menor do que o estimado com a utilização do controle *on-off*. Já com a adição da parcela *feedforward*, a economia calculada foi de 22,1%.

Portanto, após todas as análises feitas, pode-se concluir que a estratégia de controle mais adequada para esta aplicação é a com controle PI com a parcela antecipativa de tempo *feedforward*. Esta técnica apresenta um erro em estado estacionário menor que a com controle *on-off* e uma robustez a perturbações maior em comparação ao controle PI isolado. Entretanto, o custo energético para uma melhor manutenção da temperatura interna na presença da perturbação

é 1,9% maior do que o gasto com o controlador PI. Ainda assim, sabendo que o controle com *feedforward* atenuou o efeito da perturbação por infiltração de ar na abertura de porta 13,2% a mais do que o observado com o controle PI, gastando 1,9% a mais de energia em comparação, pode-se considerar que o controle PI com *feedforward* é a técnica mais adequada para o controle de temperatura interna da igreja Comunidade Conecte.

7.1 PROPOSTAS FUTURAS

Pode-se ainda melhorar o desempenho do controlador antecipativo modelando a dinâmica da alteração da carga térmica do ambiente com a adição de 60 pessoas ao segundo andar (capacidade máxima suportada). Com um sensor de temperatura posicionado na parte externa do templo (podendo ser no corredor que dá acesso ao segundo andar) e uma chave fim de curso na porta do andar, é possível monitorar a perturbação gerada tanto pela abertura da porta e quanto pela adição de pessoas ao local. Tendo o modelo matemático é praticável antecipar não só a influência da infiltração de ar pela abertura da porta, como também do calor produzido pelas pessoas no local, podendo melhorar ainda mais o desempenho do controle PI com *feedforward*.

Uma segunda proposta é o desenvolvimento de um protótipo de inversor de frequência utilizando componentes eletrônicos compatíveis com a corrente máxima do compressor do condicionador de ar instalado no templo. Realizando o projeto eletrônico e confeccionando a placa de circuito pode-se melhorar o *payback* financeiro estimado, barateando o custo do inversor de frequência a ser utilizado.

8 Referências

BATISTA, Ana Paula. **Monitoração e Controle de Processos Térmicos em Edificações por meio de um Sistema Distribuído**. 2006. 129 p. Dissertação de mestrado — Universidade Federal de Minas Gerais, Belo Horizonte, 2006. Disponível em: <https://repositorio.ufmg.br/bitstream/1843/BUOS-8D4JV7/1/221m.pdf>. Acesso em 28 ago. 2023.

CORRÊA, Marcelo V. **Identificação não-linear caixa-cinza: Uma revisão e novos resultados**. Orientador: Luiz A. Aguirre. 2004. Dissertação (Mestrado) - Centro Universitário do Leste de Minas Gerais-Unileste-MG, Minas Gerais, 2004. Disponível em: https://www.researchgate.net/publication/250987528_Identificacao_nao-linear_caixa-cinza_uma_revisao_e_novos_resultados. Acesso em 28 ago. 2023.

BORGNAKKE, Claus; E. SONNTAG, Richard. **Fundamentals of Thermodynamics**. 8. ed. Michigan: JOHN WILEY & SONS, INC, 2013. 614 p.

ARAÚJO, Fábio M U de. **Sistemas de controle**. Natal: [s. n.], 2007. 96 p. Disponível em: <https://pt.scribd.com/document/40630861/Sistemas-de-Controle-UFRN>. Acesso em 28 ago. 2023.

UMANS, Stephen D. **Máquinas elétricas de Fitzgerald e Kingsley** [recurso eletrônico] / Stephen D. Umans ; tradução: Anatólio Laschuk. – 7. ed. – Dados eletrônicos. – Porto Alegre : AMGH, 2014.

ANDRÉ, Samuel dos Santos. **Análise das perdas térmicas nas tubulações de um ar condicionado split**. 2019. 69 p. Monografia de graduação — Universidade Federal da Paraíba, João Pessoa, 2019. Disponível em: <https://repositorio.ufpb.br/jspui/bitstream/123456789/25339/1/versaofinalTCC-13.pdf>. Acesso em 11 set. 2023.

SILVA, Luís André O. **Dimensionamento de central de ar condicionado para conforto ambiental em uma igreja**. 2019. 69 p. Monografia de graduação — Universidade Estadual do Maranhão, São Luís, 2019. Disponível em: <https://repositorio.uema.br/bitstream/123456789/1165/1/VERS%C3%83O%20OFICIAL%20FINAL%20DO%20TCC%20-%20LU%C3%8DS%20ANDR%C3%89.pdf>. Acesso em 11 set. 2023.

CAMPOS, Bruno Henrique Costa Caldas de. **Plataforma para análise do controle escalar V/f constante**. 2016. 56 p. Trabalho de Conclusão de Curso de graduação — Universidade Tecnológica Federal do Paraná, Cornélio Procópio, 2016. Disponível em: https://repositorio.utfpr.edu.br/jspui/bitstream/1/27295/1/CP_COELT_2016_2_12.pdf. Acesso em 20 set. 2023.

MILLER, Rex; MILLER, Mark R. **Ar-condicionado e refrigeração**. 2. ed. [S. l.]: LTC. 816 p.

MORAES, Ronan M. de; MIRANDA, Geraldo C. **Controle de rotação de motor utilizando inversores de frequência**. 2014. 32 p. Relatório do trabalho de conclusão de curso — Universidade do Vale do Paraíba, São José dos Campos, 2014. Disponível em: <https://biblioteca.univap.br/dados/000014/000014ee.pdf>. Acesso em 20 set. 2023.

SANTOS, Alexandre & SOUZA, Heraldo & CANTÃO, Mauricio & GASPAR, Pedro. (2015). **Analysis of temperatures for geothermal heat pumps application in Paraná**. University of Beira Interior, Covilhã, Portugal, 2015. Disponível em: https://ubibliorum.ubi.pt/bitstream/10400.6/7280/1/Open%20Engineering_1.pdf. Acesso em 25 set. 2023.

LATHI, B. P. **Sinais e sistemas lineares** / B. P. Lathi ; tradução Gustavo Guimarães Parma. — 2. ed. Porto Alegre : Bookman, 2008. 853 p.

SILVA, M. A. S; JUNIOR, I. S. Q. **Acionamento e controle de velocidade de motores de indução trifásicos com inversor de frequência**. 2021. 10 p. Trabalho de conclusão de curso — Universidade federal rural do semiárido, Mossoró, 2021. Disponível em: <https://repositorio.ufersa.edu.br/server/api/core/bitstreams/689da64b-5fee-4770-83b8-3fd634166d34/content>. Acesso em 30 set. 2023.

SUETAKE, Marcelo; DA SILVA, Ivan Nunes; DOEDTEL, Alessandro. **Controlado escalar fuzzy V/f de velocidade de motores de indução trifásicos**. 2007. 6 p. Universidade Tecnológica Federal do Paraná, Cornélio Procópio, 2007. Disponível em: https://fei.edu.br/sbai/sbai2007/docs/30887_1.pdf. Acesso em 30 set. 2023.

MORAN, Michael J.; SHAPIRO, Howard N.; BOETTNER, Daisie D.; BAILEY, Margaret B. **Princípios de termodinâmica para engenharia**. 8. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2018. 1417 p.

WEG. **CFW500 - Inversor de frequência**. 20. ed. Jaraguá do Sul: LTC, 2022. 32 p.

ELGIN. **Manual de instalação condinadores de ar Split piso-teto PEFC/PEQC**. 02. ed. Grande São Paulo: LTC, 2015. 28 p.

BOJORGE, Ninoska. **Introdução ao Controle Antecipatório**. 2015. 19 p. Universidade Federal Fluminense, Niterói, 2015. Disponível em: https://www.professores.uff.br/ninoska/wp-content/uploads/sites/57/2017/08/Aula_24_Control_FForward_1sem2015.pdf. Acesso em 12 out. 2023.

OGATA, Katsuhiko. **Engenharia de controle moderno** / Katsuhiko Ogata; tradutora DE SOUZA, Heloísa Coimbra; revisor técnico Eduardo Aoun Tannuri. 5. ed. São Paulo : Pearson Prentice Hall, 2010.

RAMOS, Egydio Tadeu Gomes; JUNIOR, George Acioli. **Projeto de Controle Feedforward Utilizando Desigualdades Matriciais Lineares**. 2020. 6 p. Artigo científico — Universidade Federal de Campina Grande, Campina Grande, PB, 2020. Disponível em: https://www.sba.org.br/open_journal_systems/index.php/cba/article/view/1446/1246. Acesso em 15 out. 2023.

ABNT. **Instalações de ar-condicionado - Sistemas centrais e unitários - Parte 2: Parâmetros de conforto térmico**, NBR 16401-2. Rio de Janeiro: Associação Brasileira de Normas Técnicas, 2008.

ABNT. **Instalações de ar-condicionado - Sistemas centrais e unitários - Parte 1: Projetos das instalações**, NBR 16401-1. Rio de Janeiro: Associação Brasileira de Normas Técnicas, 2008.

ABNT. **Instalações centrais de ar-condicionado para conforto - Parâmetros básicos de projeto**, NBR 6401. Rio de Janeiro: Associação Brasileira de Normas Técnicas, 1980.

LABEEE. **Revisão da NBR 16401-2**, 2021. Santa Catarina: Laboratório de Eficiência Energética em Edificações, 2021. Disponível em: <https://labeee.ufsc.br/pt-br/node/808#:~:text=Atualmente%2C%20a%20avalia%C3%A7%C3%A3o%20de%20conforto,environmental%20conditions%20for%20human%20occupancy>). Acesso em 27 out. 2023.

AGUIRRE, Luis Antonio. **Introdução à Identificação de Sistemas. Técnicas Lineares e Não**

Lineares: Teoria e Aplicação. 4. ed. Belo Horizonte: Editora UFMG, 2015. 774 p.

RIGAS, Refrigeração. **Parcelas da Carga Térmica do Ar Condicionado.** YouTube, 11 de agosto de 2018. Disponível em: <https://www.youtube.com/watch?v=r48XpbUcWG0>. Acesso em: 15 de dezembro de 2023.

APÊNDICE A – Projetos de Controle com atraso de tempo por aproximação de Padé

A.1 ATRASO DE TEMPO POR APROXIMAÇÃO DE PADÉ

Nos ensaios de identificação da planta e perturbação foram observados um período de tempo morto antes que o sistema apresentasse uma resposta ao estímulo do degrau na entrada. A representação deste atraso puro de tempo como expoente do número e nas simulações não é implementável em sistemas reais, pois não é possível expressá-lo por meio de funções de transferências racionais. Contudo, para contornar este problema, pode-se utilizar a aproximação de Padé, sendo esta uma função racional de grau n que se aproxima a expansão em série de Taylor.

$$e^{-\tau_d s} \approx R_n(s) = \frac{Q_n(-\tau_d s)}{Q_n(\tau_d s)} \quad (\text{A.1})$$

A partir da Equação A.1, considerando uma aproximação de primeira ordem, o atraso de tempo por aproximação de Padé no modelo da planta é de:

$$e^{-84s} \approx \frac{-84s + 2}{84s + 2} \quad (\text{A.2})$$

Já para o modelo matemático da perturbação por infiltração de ar por abertura de porta, tem-se a seguinte aproximação de primeira ordem:

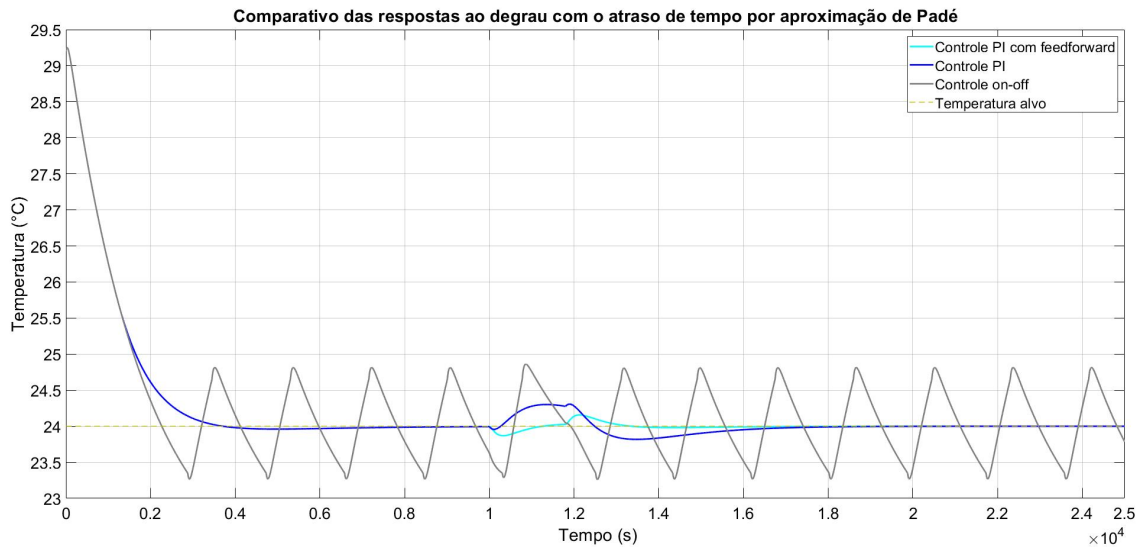
$$e^{-360s} \approx \frac{-360s + 2}{360s + 2} \quad (\text{A.3})$$

Adicionando este atraso de tempo aproximado ao sistema simulado no Simulink, trocando os blocos de atraso de tempo pelas equações A.2 e , é possível perceber, pela Figura A.1, que a aproximação de Padé consegue representar bem a dinâmica do atraso da planta e da perturbação. As pequenas diferenças observadas em comparação com a utilização de uma representação ideal do atraso puro de tempo são consequências da simplificação feita aproximação de primeira ordem.

A.2 CONTROLE PID

Com o intuito de avaliar qual controlador é mais apropriado para a aplicação em análise, pode-se contrastar o desempenho do sistema ao empregar o controlador Proporcional-Integral (PI), o controlador PI em conjunto com o *feedforward* e o controlador Proporcional-Integral-Derivativo (PID). Para tal, projetou-se o controlador PID utilizando a ferramenta simulatória

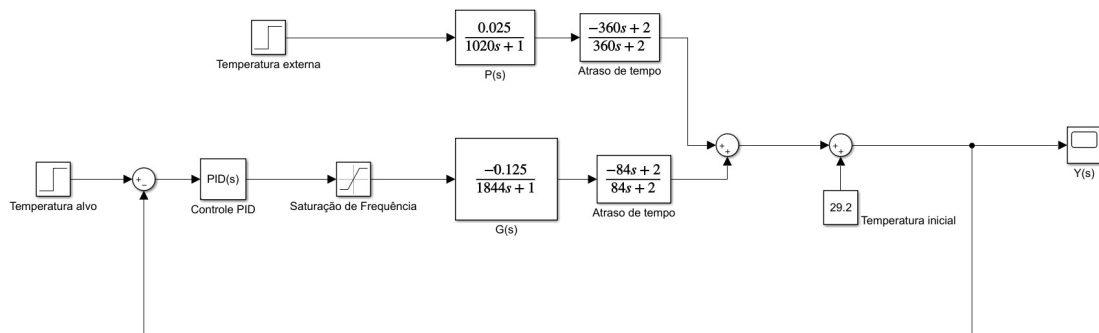
Figura A.1 – Comparativo das respostas ao degrau simuladas do sistema controlado com o atraso de tempo por aproximação de Padé



Fonte: Do autor.

PID Tuning do Matlab para realizar a sintonia de seus parâmetros. Assim como o realizado com os outros controladores, foi adicionado na saída do controlador um saturador de frequência para assegurar que o compressor não receba uma ação de controle com frequências superiores a 60 Hz e inferiores a 0 Hz. O diagrama de blocos do controlador PID projetado pode ser observado na Figura A.2.

Figura A.2 – Diagrama de blocos do sistema com o controlador PID.



Fonte: Do autor.

Através da observação da resposta ao degrau, os parâmetros do controlador PID que resultaram na resposta mais adequada para o sistema de condicionamento de ar foram os expressos na Tabela A.1.

Comparando as respostas ao degrau do sistema, com o atraso de tempo por aproximação de Padé de primeira ordem, controlado por pelos controladores desenvolvidos, é possível observar pela Figura A.3 que a estratégia PI com a parcela antecipativa apresenta um desempenho melhor por apresentar um menor sobressinal e uma atenuação maior e mais rápida da perturbação por

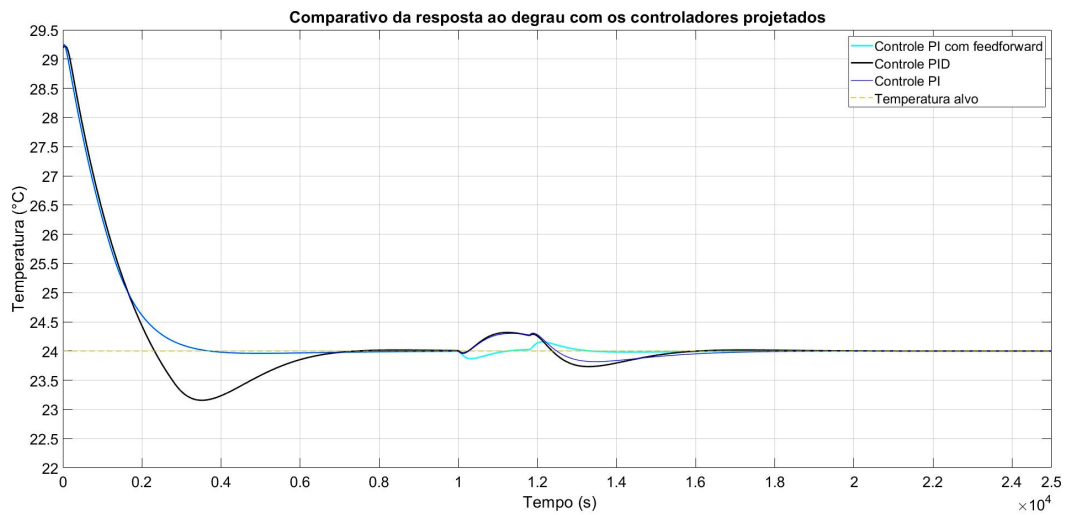
K	-12.651
K_i	-0.01254
K_d	1112.0460

Tabela A.1 – Parâmetros do controlador PID.

infiltração de ar por abertura de porta. Com a limitação da frequência máxima de 60Hz para o compressor do condicionador de ar, o controlador PID teve seu desempenho comprometido.

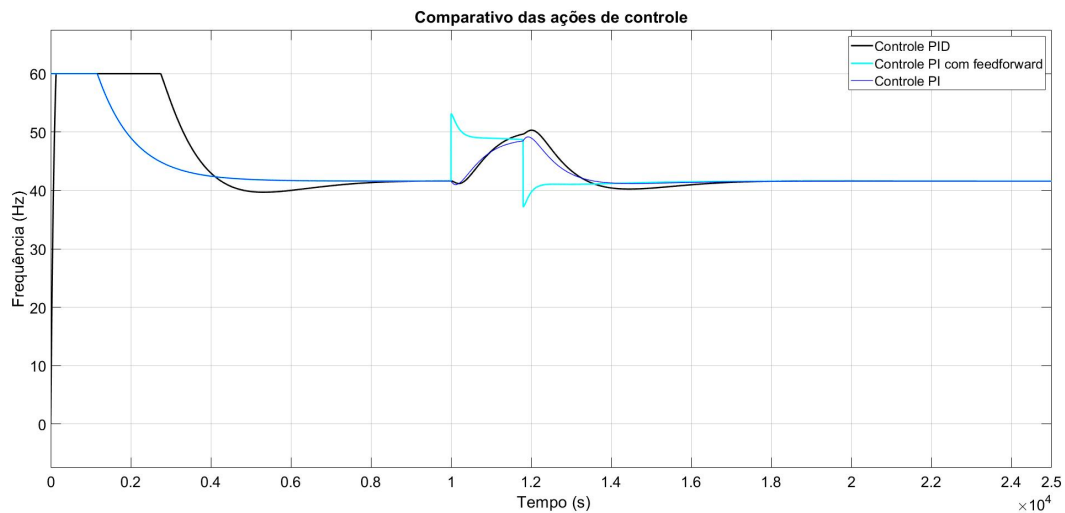
Observando a ação de controle destes controladores pela Figura A.4, nota-se que o PID foi o mais afetado pela saturação de frequência ao iniciar o ensaio simulado. Com a abertura da porta, o controle PID mostrou uma resposta mais rápida na rejeição da perturbação em relação ao controle PI.

Figura A.3 – Comparativo dos controladores PI, PI com *feedforward* e PID.



Fonte: Do autor.

Figura A.4 – Comparativo da ação de controle dos controladores PI, PI com *feedforward* e PID.



Fonte: Do autor.

ANEXO A – Tabela 1 da ABNT NBR 6401:1980 com as condições internas recomendadas para os espaços internos durante o verão.

Figura A.1 – Condições internas para verão de acordo com a NBR 6401.

Tabela 1 - Condições internas para verão

Finalidade	Local	Recomendável		Máxima	
		(A) TBS (°C)	(B) UR (%)	(A) TBS (°C)	(B) UR (%)
Conforto	Residências Hotéis Escritórios Escolas	23 a 25	40 a 60	26,5	65
Lojas de curto tempo de ocupação	Bancos Barbearias Cabeleireiros Lojas Magazines Supermercados	24 a 26	40 a 60	27	65
Ambientes com grandes cargas de calor latente e/ou sensível	Teatros Auditórios Templos Cinemas Bares Lanchonetes Restaurantes Bibliotecas Estúdios de TV	24 a 26	40 a 65	27	65
Locais de reuniões com movimento	Boates Salões de baile	24 a 26	40 a 65	27	65
Ambientes de Arte	Depósitos de livros, manuscritos, obras raras	21 a 23 ^(C)	40 a 50 ^(C)	-	-
	Museus e galerias de arte	21 a 23 ^(C)	50 a 55 ^(C)	-	-
Acesso	Halls de elevadores	-	-	28	70

^(A) TBS = temperatura de bulbo seco (°C).

^(B) UR = umidade relativa (%).

^(C) * = condições constantes para o ano inteiro.

Fonte: ABNT NBR 6401:1980.

ANEXO B – Normal Climatológica do Brasil 1991-2020.

Figura B.1 – Temperatura Máxima mensal e anual (°C) das cidades de Minas Gerais.

Normal Climatológica do Brasil 1991-2020															
Temperatura Máxima Mensal e Anual (°C)															
Código	Nome da Estação	UF	Janeir	Fevereiro	Março	Abril	Mai	Junh	Julh	Agost	Setembr	Outubr	Novembr	Dezembr	Ano
83442	ARACUAI	MG	33,7	34,7	33,7	32,6	30,9	29,8	29,6	31,0	32,8	34,0	32,3	32,8	32,3
83579	ARAXA	MG	28,3	28,8	28,1	27,8	26,0	25,3	25,5	27,6	29,0	29,4	27,9	28,1	27,7
83384	ARINOS	MG	32,4	32,8	32,4	32,2	31,1	30,5	30,7	32,5	34,7	35,0	32,4	32,0	32,4
83582	BAMBUI	MG	30,1	30,5	29,9	29,3	27,3	26,5	26,9	28,8	30,1	30,8	29,7	29,7	29,1
83587	BELO HORIZONTE	MG	28,7	29,1	28,4	27,6	25,7	24,9	24,9	26,3	27,9	28,7	27,7	28,2	27,3
83533	BOM DESPACHO	MG	31,0	31,4	30,7	30,2	28,1	27,5	28,0	29,8	31,2	31,6	30,2	30,5	30,0
83589	C. DO MATO DENTRO	MG	30,3	30,6	29,7	28,6	26,4	25,5	25,6	27,0	28,7	29,7	28,8	29,6	28,4
83514	CAPIROPOLIS	MG	30,7	31,1	31,2	31,2	29,4	28,8	29,4	31,7	33,2	33,3	31,8	31,3	31,1
83592	CARRATINGA	MG	29,6	30,3	29,6	28,2	26,3	25,6	25,6	26,7	27,8	28,6	28,1	29,0	28,0
83485	CARBONITA	MG	30,1	30,5	29,7	28,7	27,0	26,1	26,1	27,6	29,4	30,3	28,9	29,4	28,7
83538	DIAMANTINA	MG	25,8	26,1	25,6	24,8	22,9	22,0	-	23,2	24,8	25,6	24,7	25,3	-
83635	DIVINOPOLIS	MG	-	30,9	30,1	29,3	27,0	26,5	26,9	28,6	30,2	30,7	29,2	29,8	-
83581	FLORESTAL	MG	30,4	31,1	30,4	29,7	27,6	-	-	28,8	30,2	30,8	29,7	30,0	-
83488	ITAMARANDIBA	MG	28,2	28,6	27,9	26,8	25,1	24,1	-	25,2	27,0	27,9	27,1	27,7	-
83395	JANAUBA	MG	32,3	33,1	32,5	32,3	31,3	30,0	29,9	31,0	33,0	33,9	32,1	31,7	31,9
83386	JANUARIA	MG	31,7	32,1	31,8	32,0	31,4	30,7	30,6	32,0	34,1	34,7	31,9	31,2	32,0
83692	JUIZ DE FORA	MG	27,3	28,0	26,9	25,4	22,7	22,2	22,3	23,3	24,4	25,4	25,3	26,7	25,0
83452	JURAMENTO	MG	30,3	30,7	30,4	30,0	29,0	28,1	28,0	29,3	31,2	32,1	30,2	29,8	29,9
83687	LAVRAS	MG	29,0	29,5	28,8	27,8	25,3	24,6	25,0	26,8	28,1	28,8	28,0	28,6	27,5
83683	MACHADO	MG	29,4	29,7	29,0	28,1	25,4	24,6	25,0	27,0	28,4	29,1	28,5	29,2	27,8
83388	MONTE AZUL	MG	31,3	32,1	31,7	31,4	30,4	29,1	29,0	30,2	32,3	33,0	31,1	31,0	31,1
83437	MONTE CLAROS	MG	30,4	30,9	30,4	30,2	29,2	28,4	28,3	29,6	31,6	32,3	30,1	30,0	30,1
83479	PARACATU	MG	30,5	30,8	30,3	30,0	28,7	28,0	28,3	30,1	32,0	32,5	30,5	30,0	30,1
83737	PASSA QUATRO	MG	-	29,1	28,2	27,0	24,2	23,8	24,0	25,6	26,8	27,2	27,2	28,1	-
83531	PATOS DE MINAS	MG	28,8	29,4	28,8	28,5	27,0	26,3	26,6	28,6	30,2	30,4	28,6	28,5	28,5
83483	PIRAPORA	MG	31,5	32,4	31,8	31,5	30,3	29,6	29,8	31,3	33,3	33,9	31,8	31,2	31,5
83570	POMPEU	MG	30,6	31,4	30,5	-	-	27,5	27,9	29,6	31,2	31,9	30,3	30,2	-
83441	SALINAS	MG	31,8	32,5	31,9	31,0	29,6	28,5	28,4	29,8	31,9	32,9	31,0	31,2	30,9
83736	SAO LOURENCO	MG	29,0	29,4	28,7	27,7	24,8	24,2	24,5	26,4	27,7	28,5	28,1	28,8	27,3
83586	SETE LAGOAS	MG	29,8	30,4	29,7	29,1	-	26,7	27,0	28,5	30,0	30,5	-	29,2	-
83492	TEOFILO OTONI	MG	32,6	33,2	32,4	-	-	28,2	27,6	28,6	29,9	31,4	30,6	31,7	-
83577	UBERABA	MG	30,0	30,6	30,3	30,0	28,0	27,5	28,0	30,1	31,4	31,8	30,3	30,1	29,8
83428	UNAI	MG	31,8	32,1	31,7	31,5	30,4	29,9	30,1	31,9	34,2	34,4	31,7	31,5	31,8
83642	VICOSA	MG	28,9	29,8	28,7	27,5	25,0	24,3	24,4	25,9	26,8	27,7	27,3	28,4	27,1

Fonte: INMET (2020).

Figura B.2 – Umidade Relativa do Ar Compensada Mensal e Anual (%) das cidades de Minas Gerais.

Normal Climatológica do Brasil 1991-2020															
Umidade Relativa do Ar Compensada Mensal e Anual (%)															
Código	Nome da Estação	UF	Janeiro	Fevereiro	Março	Abril	Maior	Junho	Julho	Agosto	Setembro	Outubro	Novembro	Dezembro	Ano
83442	ARACUAI	MG	66,0	62,2	65,4	64,7	63,8	62,2	58,9	53,8	51,2	53,3	65,2	69,4	61,3
83579	ARAXA	MG	79,3	77,7	79,3	75,6	72,9	69,6	63,6	57,5	59,6	67,0	76,6	80,4	71,6
83384	ARINOS	MG	70,5	69,5	72,6	68,9	66,0	62,1	55,6	48,3	45,0	52,1	69,0	73,0	62,7
83582	BAMBUI	MG	82,3	79,7	82,7	81,9	81,9	81,8	78,8	71,9	69,6	72,5	79,6	82,7	78,8
83689	BARBACENA	MG	82,4	-	-	82,8	83,0	81,0	77,5	72,3	73,6	77,0	83,0	83,6	-
83587	BELO HORIZONTE	MG	69,3	66,2	68,6	66,3	64,3	62,6	58,4	54,0	55,3	59,9	68,5	71,0	63,7
83533	BOM DESPACHO	MG	76,3	75,2	77,5	75,3	74,6	72,7	68,0	62,0	62,4	66,8	74,9	78,1	72,0
83639	CAPARAO	MG	-	77,5	80,5	81,1	81,7	81,6	79,5	75,9	73,7	75,2	78,3	79,4	-
83514	CAPINOPOLIS	MG	82,2	81,1	80,1	73,9	69,2	65,2	57,3	49,9	53,1	62,1	73,1	79,1	68,9
83592	CARATINGA	MG	77,3	75,2	78,9	80,4	80,8	80,0	75,6	69,9	67,5	69,1	75,9	79,0	75,8
83485	CARBONITA	MG	71,1	69,7	72,6	72,7	73,2	71,7	67,4	60,7	57,2	61,2	71,6	74,2	68,6
83536	CURVELO	MG	71,9	69,3	71,7	69,8	67,8	64,7	60,4	54,1	52,5	57,5	69,9	73,9	65,3
83635	DIVINOPOLIS	MG	-	69,1	72,1	69,7	69,6	68,2	60,9	53,5	53,5	59,3	69,5	73,2	-
83334	FORMOSO	MG	71,2	70,8	73,0	68,6	62,9	57,5	51,5	45,7	-	52,8	70,5	72,0	-
83488	ITAMARANDIBA	MG	77,3	76,2	78,7	79,2	79,2	78,7	-	69,7	66,2	68,5	77,2	78,9	-
83395	JANUUBA	MG	68,0	64,0	66,2	62,8	-	56,8	53,4	48,6	47,4	50,4	65,1	71,3	-
83986	JANUARIA	MG	-	72,5	74,7	70,5	65,3	60,3	54,3	48,1	45,3	50,4	69,7	74,5	-
83692	JUIZ DE FORA	MG	81,4	79,1	82,2	81,9	81,8	80,6	77,6	73,8	74,3	77,5	83,3	82,9	79,7
83452	JURAMENTO	MG	76,2	75,3	78,4	77,2	74,0	71,2	67,2	61,1	57,6	60,3	73,1	77,7	70,8
83687	LAVRAS	MG	76,4	74,5	76,2	73,4	73,9	72,5	66,9	60,5	61,3	66,2	73,7	76,7	71,0
83683	MACHADO	MG	81,2	79,4	80,6	79,5	79,7	79,6	75,1	67,5	67,0	71,3	76,8	80,2	76,5
83388	MONTE AZUL	MG	67,5	63,4	65,6	61,5	57,7	56,3	52,6	48,4	46,6	49,8	63,6	68,9	58,5
83437	MONTES CLAROS	MG	70,4	68,2	72,1	69,6	65,7	62,3	57,0	50,6	47,6	53,3	69,1	73,5	63,3
83479	PARACATU	MG	76,9	75,8	78,2	75,0	72,6	69,1	63,4	55,9	54,7	60,3	74,3	78,7	69,6
83531	PATOS DE MINAS	MG	79,1	76,3	79,2	74,8	70,5	66,4	60,0	51,3	53,1	61,6	75,2	79,9	69,0
83393	PEDRA AZUL	MG	-	69,6	72,7	74,8	75,6	75,7	74,1	69,3	65,1	65,2	72,8	72,9	-
83570	POMPEU	MG	73,6	70,0	74,4	70,5	68,6	64,7	58,6	51,4	53,5	58,0	70,1	75,0	65,7
83441	SALINAS	MG	74,6	71,8	74,4	73,7	72,7	69,5	65,4	59,3	56,5	59,6	72,9	76,7	68,9
83736	SAO LOURENCO	MG	78,4	77,7	78,8	77,5	79,5	80,2	75,7	68,3	66,2	70,2	74,5	77,8	75,4
83586	SETE LAGOAS	MG	73,7	70,6	73,5	71,7	-	67,5	62,1	55,5	55,3	60,1	-	75,5	-
83492	TEOFILO OTONI	MG	70,2	68,4	72,1	-	-	75,0	73,5	68,9	66,4	65,6	72,8	73,5	-
83577	UBERABA	MG	78,1	76,4	77,2	72,5	70,2	67,1	59,9	50,8	54,4	61,4	71,0	76,6	68,0
83428	UNAI	MG	71,8	70,9	73,1	69,4	66,3	61,3	54,7	47,2	46,6	54,8	70,6	73,2	63,3
83642	VICOSA	MG	80,1	78,9	82,4	82,3	83,4	83,5	80,8	74,8	72,2	74,1	79,5	81,3	79,4

Fonte: INMET (2020).

Figura B.3 – Pressão ao Nível Médio do Mar Mensal e Anual (hPa) das cidades de Minas Gerais.

Normal Climatológica do Brasil 1991-2020															
Pressão ao Nível Médio do Mar (PNMM) Mensal e Anual (hPa)															
Código	Nome da Estação	UF	Janeiro	Fevereiro	Março	Abril	Maior	Junho	Julho	Agosto	Setembro	Outubro	Novembro	Dezembro	Ano
83442	ARACUAI	MG	1.012,8	1.013,0	1.013,2	1.014,7	1.016,6	1.018,9	1.019,8	1.019,2	1.016,8	1.014,0	1.012,8	1.012,5	1.015,4
83579	ARAXA	MG	1.012,5	1.013,1	1.013,5	1.014,8	1.017,0	1.019,0	1.019,5	1.018,1	1.015,5	1.013,3	1.012,2	1.012,3	1.015,1
83384	ARINOS	MG	1.012,4	1.012,8	1.012,9	1.014,0	1.015,9	1.018,0	1.018,5	1.017,4	1.014,5	1.012,2	1.011,7	1.012,0	1.014,4
83582	BAMBUI	MG	1.011,7	1.012,4	1.013,0	1.014,5	1.016,9	1.019,2	1.019,9	1.018,6	1.015,9	1.013,2	1.011,7	1.011,3	1.014,9
83689	BARBACENA	MG	1.013,8	1.014,6	1.015,0	1.016,8	1.019,1	1.021,1	1.022,1	1.021,0	1.018,8	1.016,2	1.014,3	1.013,4	1.017,2
83587	BELO HORIZONTE	MG	1.012,6	1.013,2	1.013,6	1.015,0	1.017,1	1.019,4	1.020,2	1.019,1	1.016,6	1.014,1	1.012,7	1.012,2	1.015,5
83589	C. DO MATO DENTRO	MG	1.012,8	1.013,4	1.014,0	1.015,6	1.017,8	1.020,3	1.021,2	1.020,3	1.017,6	1.014,8	1.013,1	1.012,6	1.016,1
83514	CAPINOPOLIS	MG	1.011,2	1.011,8	1.012,0	1.013,3	1.015,6	1.017,2	1.017,6	1.016,1	1.013,6	1.011,6	1.010,9	1.010,8	1.013,5
83592	CARATINGA	MG	1.013,0	1.013,5	1.013,8	1.015,4	1.017,6	1.020,0	1.020,9	1.020,2	1.017,9	1.015,1	1.013,3	1.012,6	1.016,1
83538	DIAMANTINA	MG	1.015,1	1.015,7	1.016,0	1.017,3	1.019,4	1.022,2	-	1.022,5	1.019,8	1.017,4	1.015,3	1.014,8	-
83488	ITAMARANDIBA	MG	1.013,4	1.013,9	1.014,1	1.015,8	1.017,9	1.020,3	1.021,2	1.020,4	1.017,8	1.015,0	1.013,5	1.013,0	1.016,4
83386	JANUARIA	MG	1.011,6	1.011,9	1.011,9	1.012,8	1.014,7	1.016,9	1.017,9	1.016,7	1.013,9	1.011,5	1.011,0	1.011,4	1.013,5
83692	JUIZ DE FORA	MG	1.013,8	1.014,6	1.015,2	1.017,1	1.019,2	1.021,1	1.021,9	1.021,4	1.019,1	1.016,6	1.014,7	1.013,6	1.017,4
83687	LAVRAS	MG	1.012,8	1.013,2	1.013,8	1.015,5	1.017,9	1.020,1	1.020,7	1.019,5	1.016,8	1.014,2	1.012,6	1.012,1	1.015,8
83683	MACHADO	MG	1.014,6	1.015,3	1.015,9	1.017,8	1.020,2	1.022,5	1.022,9	1.021,8	1.019,0	1.016,4	1.014,7	1.014,0	1.017,9
83388	MONTE AZUL	MG	1.012,7	1.012,8	1.013,0	1.013,6	1.015,5	1.017,9	1.018,8	1.018,1	1.015,5	1.013,1	1.012,2	1.012,5	1.014,6
83437	MONTES CLAROS	MG	1.012,0	1.012,4	1.012,7	1.013,9	1.015,7	1.018,1	1.018,7	1.018,0	1.015,1	1.012,4	1.011,6	1.011,8	1.014,4
83479	PARACATU	MG	1.011,7	1.012,0	1.012,3	1.013,7	1.015,8	1.017,9	1.018,4	1.017,1	1.014,2	1.011,8	1.011,1	1.011,2	1.013,9
83531	PATOS DE MINAS	MG	1.012,2	1.012,8	1.013,1	1.014,3	1.016,3	1.018,2	1.018,6	1.017,3	1.014,9	1.012,7	1.011,8	1.011,9	1.014,5
83393	PEDRA AZUL	MG	1.013,4	1.013,4	1.013,4	1.014,9	1.016,9	1.019,4	1.020,4	1.019,9	1.017,5	1.014,8	1.013,2	1.012,9	1.015,8
83483	PIRAPORA	MG	1.011,2	1.011,7	1.012,1	1.013,3	1.015,3	1.017,7	1.018,1	1.017,0	1.014,2	1.011,7	1.010,9	1.011,1	1.013,7
83570	POMPEU	MG	1.011,4	1.012,0	1.012,4	1.013,8	1.016,1	1.018,3	1.018,9	1.017,7	1.014,8	1.012,4	1.011,1	1.011,0	1.014,2
83441	SALINAS	MG	1.012,7	1.013,0	1.013,2	1.014,5	1.016,5	1.018,9	1.019,7	1.018,9	1.016,4	1.013,8	1.012,6	1.012,5	1.015,2
83736	SAO LOURENCO	MG	1.013,9	1.015,5	1.015,8	1.017,9	1.020,5	1.023,2	1.023,8	1.022,4	1.019,3	1.016,5	1.014,7	1.013,8	1.018,1
83492	TEOFILO OTONI	MG	1.012,4	1.013,3	1.013,3	-	-	1.019,5	1.020,9	1.020,2	1.017,8	1.015,2	1.013,1	1.012,4	-
83577	UBERABA	MG	1.010,9	1.011,5	1.011,9	1.013,3	1.015,6	1.017,4	1.018,0	1.016,4	1.013,9	1.011,6	1.010,4	1.010,4	1.013,4
83642	VICOSA	MG	1.013,4	1.014,0	1.014,4	1.016,1	1.018,4	1.021,0	1.021,9	1.020,8	1.018,5	1.015,7	1.013,7	1.012,9	1.016,7

Fonte: INMET (2020).

ANEXO C – Tabela C.1 da ABNT NBR 16401-1:2008 com as taxas típicas de calor liberado por pessoas de acordo com o nível de atividade.

Figura C.1 – Valores típicos de calor liberado por pessoas de acordo com a NBR 16401-1

Tabela C.1 — Taxas típicas de calor liberado por pessoas

Nível de atividade	Local	Calor total (W)		Calor Sensível (W)	Calor latente (W)	% Radiante do calor sensível	
		Homem adulto	Ajustado M/F ^a			Baixa velocidade do ar	Alta velocidade do ar
Sentado no teatro	Teatro matinê	115	95	65	30		
Sentado no teatro, noite	Teatro noite	115	105	70	35	60	27
Sentado, trabalho leve	Escritórios, hotéis, apartamentos	130	115	70	45		
Atividade moderada em trabalhos de escritório	Escritórios, hotéis, apartamentos	140	130	75	55		
Parado em pé, trabalho moderado; caminhando	Loja de varejo ou de departamentos	160	130	75	55	58	38
Caminhando, parado em pé	Farmácia, agência bancária	160	145	75	70		
Trabalho sedentário	Restaurante ^b	145	160	80	80		
Trabalho leve em bancada	Fábrica	235	220	80	140		
Dançando moderadamente	Salão de baile	265	250	90	160	49	35
Caminhando 4,8 km/h; trabalho leve em máquina operatriz	Fábrica	295	295	110	185		
Jogando boliche ^c	Boliche	440	425	170	255		
Trabalho pesado	Fábrica	440	425	170	255	54	19
Trabalho pesado em máquina operatriz; carregando carga	Fábrica	470	470	185	285		
Praticando esportes	Ginásio, academia	585	525	210	315		

NOTA 1 Valores baseados em temperatura de bulbo seco ambiente de 24 °C. Para uma temperatura de bulbo seco ambiente de 27 °C, o calor total permanece o mesmo, porém o calor sensível deve ser reduzido em aproximadamente 20 %, e o calor latente aumentado correspondentemente. Para uma temperatura de bulbo seco ambiente de 21 °C, também o calor total permanece o mesmo, porém o calor sensível deve ser aumentado em aproximadamente 20 %, e o calor latente reduzido correspondentemente.

NOTA 2 Valores arredondados em 5 W.

^a O valor do calor ajustado é baseado numa porcentagem normal de homens, mulheres e crianças para cada uma das aplicações listadas, postulando-se que o calor liberado por uma mulher adulta é aproximadamente 85 % daquele liberado por um homem adulto, e o calor liberado por uma criança é aproximadamente 75 % daquele liberado por um homem adulto.

^b O ganho de calor ajustado inclui 18 W para um prato de comida individual (9 W de calor sensível e 9 W latente).

^c Considerando uma pessoa por cancha realmente jogando boliche, e todas as demais sentadas (117 W), paradas em pé ou caminhando lentamente (231 W).

Fonte:

Adaptado de 2005 ASHRAE *Fundamentals Handbook*, Capítulo 30, "Nonresidential Cooling and Heating Load Calculations", Tabela 1.

Fonte: ABNT NBR 16401:2008.

ANEXO D – Tabela 8 da ABNT NBR 6401:1980 contendo a estimativa de vazão de infiltração de ar pelas portas abertas.

Figura D.1 – Infiltração de ar pelas portas abertas

Tabela 8 - Infiltração de ar		
A) Pelas frestas		
Tipo de abertura	Observação	m ³ /h por metro de fresta ^(A)
Janelas		
- comum		3,0
- basculante		3,0
- guilhotina com caixilho de madeira	Mal ajustada	6,5
	Bem ajustada	2,0
- guilhotina com caixilho metálico	Sem vedação	4,5
	Com vedação	1,8
Portas	Mal ajustada	13,0
	Bem ajustada	6,5
B) Pelas portas		
Local	m ³ /h por pessoa	
	Porta giratória (1,80 m)	Porta de vai-e-vem (0,90 m)
Bancos	11	14
Barbearias	7	9
Drogarias e Farmácias	10	12
Escritórios de corretagem	9	9
Escritórios privados	-	4
Escritórios em geral	-	7
Lojas em geral	12	14
Restaurantes	3	4
Lançonetes	7	9
C) Pelas portas abertas		
Porta até 90 cm	- 1 350m ³ /h	
Porta de 90 cm até 180 cm	- 2 000 m ³ /h	

^(A) Largura da fresta considerada de 4,5 mm.

Notas: a) Os valores das infiltrações pelas frestas são baseados na velocidade de 15 km/h para o vento.

b) Os valores das infiltrações pelas portas são baseados em:

- infiltrações de 2,2 m³/h e 3,4 m³/h, por pessoa que transpõe, respectivamente, porta giratória e porta vai-e-vem;
- velocidade de vento nula; a infiltração, devida ao vento, pode ser desprezada no caso do resfriamento do ar, mas deve ser considerada no caso do aquecimento;
- porta ou portas vai-e-vem situadas em única parede externa.

c) Os valores das infiltrações pelas portas abertas são baseados em:

- ausência de ventos;
- somente uma porta aberta em uma parede externa.

d) No caso de resfriamento, deve-se considerar com o valor mínimo da infiltração 1,5 renovações por hora de ar nos ambientes condicionados; entretanto, para grandes volumes com pequena ocupação em ambientes praticamente estanques, este limite pode ser reduzido a 1,5 para 1.

Fonte: ABNT NBR 6401:1980.

ANEXO E – Especificações técnicas do sensor DHT11 retirado do *datasheet* da fabricante.

Detailed Specifications:

Parameters	Conditions	Minimum	Typical	Maximum
Humidity				
Resolution		1%RH	1%RH	1%RH
			8 Bit	
Repeatability			± 1%RH	
Accuracy	25°C		± 4%RH	
	0-50°C			± 5%RH
Interchangeability	Fully Interchangeable			
Measurement Range	0°C	30%RH		90%RH
	25°C	20%RH		90%RH
	50°C	20%RH		80%RH
Response Time (Seconds)	1/e(63%)25°C, 1m/s Air	6 S	10 S	15 S
Hysteresis			± 1%RH	
Long-Term Stability	Typical		± 1%RH/year	
Temperature				
Resolution		1°C	1°C	1°C
		8 Bit	8 Bit	8 Bit
Repeatability			± 1°C	
Accuracy		± 1°C		± 2°C
Measurement Range		0°C		50°C
Response Time (Seconds)	1/e(63%)	6 S		30 S

Fonte: AOSONG.

ANEXO F – Código utilizado na modelagem matemática no Arduino IDE

```
#include <DHT.h>
#include <SD.h>
#include <SPI.h>

#define DHT1PIN 4
#define DHT2PIN 0
#define DHT3PIN 2
#define DHTTYPE DHT11
#define chipSelect 15

DHT dht1(DHT1PIN, DHTTYPE);
DHT dht2(DHT2PIN, DHTTYPE);
DHT dht3(DHT3PIN, DHTTYPE);
File dataFile;
float temperatura1, temperatura2, temperatura3;
int i=0;
String leitura = “ ”;

void setup() {
    Serial.begin(115200);
    Serial.println("Inicializando o cartão SD...");
    pinMode(DHT1PIN, INPUT);
    pinMode(DHT2PIN, INPUT);
    pinMode(DHT3PIN, INPUT);
    dht1.begin();
    dht2.begin();
    dht3.begin();

    if (!SD.begin(chipSelect)){
        Serial.println("Falha, verifique a conexão do SD");
    }
}
```

```

        return;
    }
    Serial.println("Cartão SD conectado. Iniciando o teste...");
}

void loop() {
    dataFile = SD.open("teste1.csv", FILE_WRITE);
    temperatura1 = dht1.readTemperature();
    temperatura2 = dht2.readTemperature();
    temperatura3 = dht3.readTemperature();
    leitura = String(i) + ";" + String(temperatura1) + ";" + String(temperatura2) + ";" +
String(temperatura3) + ";";

    if(dataFile){
        if(i==0){
            dataFile.println("Teste modelagem do sistema");
            dataFile.println("Tempo;Sensor1;Sensor2;Sensor3");
        }
        Serial.println(leitura);
        dataFile.println(leitura);
        dataFile.close();
    }
    i=i+2;
    delay(2000);
}

```

ANEXO G – Especificações técnicas dos inversores de frequência WEG, linha CFW500.

Figura G.1 – Especificações técnicas dos inversores de frequência WEG, linha CFW500.

CFW500 Versão IP20 ou NEMA1 - 200-240 V

Inversor de frequência CFW500				Máximo motor aplicável ¹⁾								
				Regime de sobrecarga normal (ND)			Regime de sobrecarga pesada (HD)					
Referência	Rede de alimentação (V)	Tamanho	Corrente nominal de saída (A)		IEC		UL		IEC		UL	
					60 Hz 220 V ca cv	60 Hz 220 V ca kW	60 Hz 230 V ca HP	60 Hz 220 V ca cv	60 Hz 220 V ca kW	60 Hz 230 V ca HP		
			ND	HD								
CFW500A01P6S2	Monofásico	220-240	A	-	1,6	-	-	-	0,25	0,18	0,33	
CFW500A02P6S2				-	2,6	-	-	-	0,5	0,37	0,75	
CFW500A04P3S2				-	4,3	-	-	-	1,0	0,75	1,5	
CFW500A07P0S2				-	7,0	-	-	-	2,0	1,5	2,0	
CFW500B07P3S2	Monofásico ou trifásico		B	-	7,3	-	-	-	2,0	1,5	2,0	
CFW500B10P0S2				-	10	-	-	-	3,0	2,2	3,0	
CFW500A01P6B2				A	-	1,6	-	-	-	0,25	0,18	0,33
CFW500A02P6B2					-	2,6	-	-	-	0,5	0,37	0,75
CFW500A04P3B2	-	4,3	-		-	-	1,0	0,75	1,5			
CFW500B07P3B2	-	7,3	-		-	-	2,0	1,5	2,0			
CFW500B10P0B2	Trifásico	220-240	B	-	10	-	-	-	3,0	2,2	3,0	
CFW500A07P0T2				A	-	7,0	-	-	-	2,0	1,5	2,0
CFW500A09P6T2			-		9,6	-	-	-	3,0	2,2	3,0	
CFW500B16P0T2			B	-	16	-	-	-	5,0	3,7	5,5	
CFW500C24P0T2				C	-	24	-	-	-	7,5	5,5	7,5
CFW500D28P0T2			D		-	28	-	-	-	10	7,5	10
CFW500D33P0T2				-	33	-	-	-	12,5	9,2	12,5	
CFW500D47P0T2				-	47	-	-	-	15	11	15	
CFW500E56P0T2				E	70	56	-	-	-	20	15	20
CFW500F77P0T2			F		77	64	30	22	30	25	18,5	25
CFW500F88P0T2				88	75	30	22	30	30	22	30	
CFW500F0105T2				105	88	40	30	40	30	22	30	
CFW500G0145T2				G	145	115	50	37	50	40	30	40
CFW500G0180T2			180		145	60	45	60	50	37	50	
CFW500G0211T2			211		180	75	55	75	60	45	60	

Nota: 1) As potências informadas são orientativas e válidas para motores WEG. As potências de motores são baseadas nos motores trifásicos WEG W22 IR3 Premium, 4 polos, nas tensões 220 V ou 230 V. As correntes de motores podem variar de acordo com a velocidade e fabricante, portanto, utilize as referências acima somente como orientação. O dimensionamento correto do CFW500 deve ser feito com base na corrente do motor a ser utilizado.

Fonte: Catálogo WEG.