



**UNIVERSIDADE FEDERAL DO CEARA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA DE TELEINFORMATICA
PROGRAMA DE PÓS - GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA DE
TELEINFORMATICA**

JAIME ALEX BOSCOV

**MODELAGEM E DESENVOLVIMENTO DE UM SISTEMA DE CONTROLE
DE COMBUSTÃO DE BIOMASSA DE BAIXO CUSTO**

FORTALEZA

2014

JAIME ALEX BOSCOV

**MODELAGEM E DESENVOLVIMENTO DE UM SISTEMA DE CONTROLE
DE COMBUSTÃO DE BIOMASSA DE BAIXO CUSTO**

Dissertação de Mestrado apresentada ao PPGETI - Programa de Pós-Graduação em Engenharia de Teleinformática, da Universidade Federal do Ceará, como parte dos requisitos para a obtenção do grau de Mestre em Engenharia de Teleinformática.

Orientador: Prof. Dr. Giovanni Cordeiro Barroso.

FORTALEZA

2014

Dados Internacionais de Catalogação na Publicação
Universidade Federal do Ceará
Biblioteca de Ciências e Tecnologia

-
- B753m Boscov, Jaime Alex.
Modelagem e desenvolvimento de um sistema de controle de combustão de biomassa de baixo custo / Jaime Alex Boscov. – 2014.
110 f. : il. color., enc. ; 30 cm.
- Dissertação (mestrado) – Universidade Federal do Ceará, Centro de Tecnologia, Departamento de Engenharia de Teleinformática, Programa de Pós-Graduação em Engenharia de Teleinformática, Fortaleza, 2014.
Área de Concentração: Sinais e Sistemas.
Orientação: Prof. Dr. Giovanni Cordeiro Barroso.
1. Sistemas de tempo discreto. 2. Caldeiras. 3. Controle digital. 4. Teleinformática. I. Título.



UNIVERSIDADE FEDERAL DO CEARÁ
CENTRO DE TECNOLOGIA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA DE TELEINFORMÁTICA
CAMPUS DO PICI, CAIXA POSTAL 6007 CEP 60.738-640
FORTALEZA – CEARÁ - BRASIL
FONE (+55) 85 3366-9467 – FAX (+55) 85 3366-9468

JAIME ALEX BOSCOV

**MODELAGEM E DESENVOLVIMENTO DE UM SISTEMA
DECONTROLE DE COMBUSTÃO DE BIOMASSA DE BAIXO CUSTO**

Dissertação submetida à Coordenação do Programa de Pós-Graduação em Engenharia de Teleinformática, da Universidade Federal do Ceará, como requisito parcial para a obtenção do grau de Mestre em Engenharia de Teleinformática.
Área de concentração: Sinais e Sistemas.

Aprovada em: 31/01/2014.

BANCA EXAMINADORA

Prof. Dr. Giovanni Cordeiro Barroso (Orientador)
Universidade Federal do Ceará

Prof. Dr. Paulo Cesar Cortez
Universidade Federal do Ceará

Prof. Dr. Amauri Oliveira
Universidade Federal da Bahia

Prof. Dr. Claudjo Marques de Sá Medeiros
Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia do Ceará

Aos meus pais, Jayme e Edwige.

AGRADECIMENTOS

Ao Professor Doutor Giovanni Cordeiro Barroso, pela orientação e apoio.

Aos professores participantes da banca, pelas contribuições consistentes e relevantes.

Ao Departamento de Engenharia de Teleinformática da UFC pela acolhida e oportunidade de desenvolvimento deste trabalho.

À empresa Infitech Automação pelo apoio ao desenvolvimento de todo o projeto.

Ao pesquisador Manuel Pereira da Costa, pelas valiosas contribuições durante a elaboração desta dissertação.

Ao Engenheiro Gustavo Alencar pela dedicação no desenvolvimento do analisador de oxigênio.

À Funcap e à Finep pelo apoio financeiro através do programa Pappo Integração.

“O começo de todas as ciências é o espanto de as coisas serem o que são.”
(Aristóteles)

RESUMO

Este trabalho apresenta a modelagem e o desenvolvimento de um sistema de combustão de biomassa de baixo custo para ser utilizado em caldeiras geradoras de vapor ou em outros processos de aquecimento que utilizam biomassa na forma de cavacos de madeira ou pellets como combustível. A qualidade do processo de combustão é avaliada pelo teor de oxigênio nos gases de escape. A partir dessa informação e da necessidade de geração de calor do sistema, desenvolveu-se uma estratégia de controle para a admissão de combustível e de ar no processo. Uma vez que os analisadores de oxigênio industriais disponíveis no mercado possuem custo elevado, projetou-se e desenvolveu-se um analisador de oxigênio de baixo custo baseado em sondas lambda de uso veicular. Foi dada atenção especial ao controle de temperatura desta sonda. O trabalho envolveu a identificação de um modelo matemático para a mesma, assim como simulações para validação e projeto de um controlador digital que garanta um controle efetivo. O instrumento foi testado em um queimador de gás liquefeito de petróleo e sua resposta foi comparada e ajustada à resposta de um analisador industrial com certificado de calibração rastreado pelo Inmetro, obtendo-se resultados bem consistentes. Em um segundo momento desenvolveu-se uma modelagem matemática simplificada de uma caldeira geradora de vapor e de um sistema de controle digital de admissão de combustível e ar. O modelo foi simulado com os parâmetros de uma caldeira real e os resultados indicaram um desempenho bastante satisfatório.

Palavras-chave: sonda lambda, combustão de biomassa, sistemas em tempo discreto, controle.

ABSTRACT

This dissertation presents a mathematical modelling and development of a low cost biomass combustion system for use in industrial boilers or other process that uses biomass as combustible for heating. The system uses the oxygen gas rate on the exhaust gases to verify the quality of the combustion process. With this information and with an information about the needs for energy on the heating process, a control strategy was developed to the biomass and air admission system. Due to the high cost of industrial oxygen analyzers, a new equipment was developed based on a vehicular lambda probe. Especial attention was given to the temperature control, including the modeling, simulation and project of a digital controller. The equipment was tested on a propane burning system and the results were compared with a calibrated and certificated industrial gas analyzer. The response curve was adjusted to improve the precision of the developed instrument. On a second moment, a simplified mathematical model was created for an industrial boiler and for a digital controller for the air and biomass admission. This model was simulated using real boiler parameters and the results achieved indicates a good performance of the system.

Keywords: lambda probe, biomass combustion, discrete time systems, control.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1: participação de energias renováveis na matriz energética mundial.	20
Figura 2: fases da combustão de uma partícula de biomassa.	27
Figura 3: massa de uma partícula de biomassa durante o processo de combustão.	28
Figura 4: exemplo de sonda lambda de uso veicular.	33
Figura 5: vista em corte de uma sonda cilíndrica e de uma planar.	34
Figura 6: diagrama esquemático de uma sonda lambda de banda larga.	37
Figura 7: resistência interna da sonda x temperatura.	38
Figura 8: diagrama de blocos do sistema.	42
Figura 9: concepção mecânica do analisador de oxigênio.	44
Figura 10: resistência x leitura conversor A/D.	48
Figura 11: resistência interna da sonda x temperatura.	49
Figura 12: leitura conversor A/D e degrau aplicado x tempo.	51
Figura 13: temperatura x tempo para entrada degrau.	51
Figura 14: temperatura x tempo para o modelo e para o sistema real.	53
Figura 15: diagrama de blocos do sistema com controle PI em malha fechada.	56
Figura 16: lugar das raízes após determinação do tempo integral em 9,4s.	58
Figura 17: resposta do modelo para entrada degrau.	58
Figura 18: resposta do modelo em tempo discreto para entrada degrau.	60
Figura 19: resposta do sistema com controle proporcional mais integral para entrada degrau.	60
Figura 20: sensor padrão e sensor em desenvolvimento instalados em um queimador a gás.	62
Figura 21: analisador de gases Eurotherm modelo Unigás 3000+.	62
Figura 22: comparação das respostas do analisador padrão e do instrumento em desenvolvimento.	63
Figura 23: comparação das respostas do analisador padrão e do equipamento desenvolvido com saída ajustada.	64
Figura 24: comparação das respostas do analisador padrão e do equipamento desenvolvido para outro conjunto de pontos de operação.	65
Figura 25: diagrama de blocos simplificado de uma caldeira geradora de vapor.	67
Figura 26: diagrama de blocos do sistema de controle de combustão.	73

Figura 27: fluxo de calor relacionado a uma partícula de biomassa em combustão.	76
Figura 28: curva interpolada de temperatura x pressão para vapor d'água saturado.	83
Figura 29: diagrama de blocos do sistema de combustão modelado com malha de realimentação.....	85
Figura 30: diagrama de blocos com a malha de realimentação e controle de admissão de ar do sistema.....	89
Figura 31: caldeira geradora de vapor modelada.....	90
Figura 32: modelo do sistema de combustão desenvolvido na ferramenta Simulink-Matlab.....	92
Figura 33: comportamento da pressão para entrada degrau no consumo ($K_p=32$ E $K_i=0,001$).	94
Figura 34: detalhe da resposta transitória para entrada degrau.....	94
Figura 35: saída do controlador para entrada degrau no consumo.....	95
Figura 36: comportamento da pressão para consumo pulsante.....	95
Figura 37: saída do controlador para consumo de vapor pulsante.....	96
Figura 38: comportamento da pressão para consumo aleatório.	96
Figura 39: saída do controlador para consumo aleatório.	97
Figura 40: modelo do sistema de admissão de ar desenvolvido na ferramenta Simulink-Matlab.....	98
Figura 41: teor de O_2 para entrada degrau de combustível.....	99
Figura 42: saída do controlador para entrada degrau.	100
Figura 43: teor de O_2 para entrada de combustível em função de consumo aleatório de vapor.	100
Figura 44: saída do controlador para consumo aleatório de vapor.	101
Figura 45: diagrama de blocos do CI Bosch CJ 125.	109
Figura 46: diagrama básico de utilização do CJ 125 sugerido pelo fabricante.....	110

LISTA DE TABELAS

Tabela 1: custo de combustível em função do poder calorífico disponível no mercado de Fortaleza-CE	39
Tabela 2: resistência e respectivas leituras do conversor A/D.	48
Tabela 3: dados extraídos do gráfico da Figura 15.	49
Tabela 4: pontos utilizados para linearização de $r=f(\text{temp})$	55

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

A/D	analógico / digital
CI	circuito integrado
CLP	controlador lógico programável
DIP	<i>dual inline package</i>
GLP	gás liquefeito de petróleo
IP	índice de proteção
LCD	display de cristal líquido
RTU	<i>remote terminal unit</i>
SMD	<i>surface mounting device</i>
SPI	<i>serial peripheral interface</i>
PI	proporcional mais integral
PWM	<i>pulse width modulation</i>
Vcc	Volts em corrente contínua

LISTA DE SÍMBOLOS

CO	monóxido de carbono
CH ₄	metano
H ₂	gás hidrogênio
m ₀	massa inicial de uma partícula de biomassa
m _c	massa do carvão residual de uma partícula de biomassa
m _f	massa das cinzas residuais de uma partícula de biomassa
t _{ig}	tempo de ignição de uma partícula de biomassa
t _c	tempo final da combustão com chama de uma partícula
t _f	tempo final da combustão do carvão residual de uma partícula
CO ₂	gás carbônico
H ₂ O	água
g	grama
O ₂	gás oxigênio
N ₂	gás nitrogênio
P	pressão
V	volume, Volts
m	massa
M	massa molar
R	constante dos gases perfeitos
T	temperatura, período de amostragem
K	Kelvin
kg	quilograma
m ³	metro cúbico
α	taxa de excesso de ar
λ	lambda (razão entre a relação ar/combustível analisada e a relação estequiométrica)
ZrO ₂	óxido de zircônio
O ⁻	íon de oxigênio
e ⁻	elétron
HC	hidrocarboneto
E	diferença de potencial

F	constante de Faraday ($9,64853399 \times 10^4 \text{ C mol}^{-1}$)
J	Joule
PO_2_{comb}	pressão parcial do gás oxigênio nos gases provenientes da combustão
PO_2_{atm}	pressão parcial do gás oxigênio na atmosfera
°C	graus Celsius
k Ω	quilo Ohms
mA	mili Amperes
Ω	Ohms
Kcal	quilocaloria
R\$	Real
Nm ³	Newton metro cúbico
Mcal	megacaloria
Hz	Hertz
<i>On-Off</i>	liga-desliga
r	resistência
r_c	resistência normalizada
a	valor do conversor analógico digital, fator de decaimento de exponencial
s	segundo
G(s)	função de transferência
K	ganho
Y(s)	resposta dinâmica de um sistema
K_d	amplitude do degrau
e	número de Euler
Ref	valor de referência
K_p	ganho proporcional
e(t)	erro em função do tempo
e_{ss}	erro em regime permanente
H(s)	função de transferência da malha de realimentação
T_i	tempo integral
®	marca registrada
ms	milissegundo

K_{pd}	ganho proporcional do controlador em tempo discreto
K_{id}	ganho integral do controlador em tempo discreto
I_p	corrente elétrica na célula de Nernst
V_{CJ125}	tensão na saída do CJ 125
O_b	teor de oxigênio em volume
und.	unidade
O_{aj}	teor de oxigênio ajustado
bar	unidade de pressão
T_l	temperatura do leito (K)
T_{comb}	temperatura inicial do combustível (K)
h	índice de convecção forçada na fornalha ($J.s^{-1}.m^{-2}.K^{-1}$)
σ	constante de Stefan-Boltzman ($5,670.10^{-8} W.m^{-2}.K^{-4}$)
ϵ	índice de absorção de irradiação da biomassa
ρ	densidade da biomassa ($kg.m^{-3}$)
q_{aq}	fluxo de calor por unidade de massa absorvido na etapa de secagem inicial ($W.kg^{-1}$)
q_{conv}	fluxo linear de calor absorvido na etapa de secagem inicial pelo efeito da convecção ($W.m^{-1}$)
q_{ir}	fluxo linear de calor absorvido na etapa de secagem inicial pelo efeito da irradiação ($W.m^{-1}$)
q_{comb}	fluxo de calor liberado na etapa de combustão ($W.kg^{-1}$)
q_m	fluxo de calor durante todo o processo de combustão ($W.kg^{-1}$)
E_m	poder calorífico do combustível utilizado ($J.kg^{-1}$)
E_{pir}	energia por unidade de massa liberada na fase de combustão dos voláteis ($J.kg^{-1}$)
E_{car}	energia por unidade de massa liberada na fase de combustão do carvão residual ($J.kg^{-1}$)
m'	vazão mássica de combustível ($kg.s^{-1}$)
π	número pi
d	diâmetro
m	metro
A_l	área por unidade de comprimento de um cilindro longo ($m^2.m^{-1}$)
W	Watt

$[n]$	índice de sequência discreta
∞	infinito
$u[n]$	degrau unitário
$*$	operador de convolução
m_{vap}	massa de vapor produzida
K_{vap}	constante que relaciona a produção de calor com a produção de vapor
t_{vap}	atraso na conversão de calor em vapor
η	rendimento energético
m_v	massa de vapor no interior da caldeira (kg)
m_{v_p}'	vazão mássica de vapor produzido ($\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$)
m_{v_c}'	vazão mássica de vapor consumido ($\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$)
P_a	unidade de pressão Pascal
Σ	somatório
K_m	constante que relaciona o sinal de entrada proveniente do controlador com uma vazão mássica de combustível
K_i	ganho integral
f_v	vazão volumétrica de ar de admissão ($\text{m}^3\cdot\text{s}^{-1}$)
f_{esteq}	vazão de ar estequiométrico demandada na combustão ($\text{m}^3\cdot\text{s}^{-1}$)
K_v	constante que relaciona o sinal de entrada do ventilador com a vazão de ar do mesmo
f_m	vazão mássica de combustível ($\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$)
O_{comb}	teor de oxigênio nos gases de escape (% vol)
t_{O_2}	atraso de resposta do analisador de oxigênio (s)
O_s	teor de oxigênio medido (% vol)
c	saída do controlador.
kgf	quilograma força
kW	quilowatt
f_{vol}	$3,49 \cdot q_{\text{comb}} / E_m$

**MODELAGEM E DESENVOLVIMENTO DE UM SISTEMA DE CONTROLE
DE COMBUSTÃO DE BIOMASSA DE BAIXO CUSTO**

Dissertação de Mestrado

Responsável: Jaime Alex Boscov

Orientador: Giovanni Cordeiro Barroso

**Departamento de Engenharia de Teleinformática
Universidade Federal do Ceará**

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO	19
1.1 Justificativas	19
1.2 Objetivos do trabalho	23
1.2.1 Estudo e desenvolvimento de um analisador de teor de oxigênio.....	23
1.2.2 Desenvolvimento de um modelo de sistema de controle de combustão de biomassa.....	24
1.3 Estrutura da dissertação.....	24
2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA E VISÃO GERAL DAS TECNOLOGIAS UTILIZADAS	26
2.1 O processo de combustão da biomassa	26
2.2 Monitoramento do processo de combustão.....	30
2.2 Excesso de ar ideal	32
2.3 Análise de teor de oxigênio	33
2.4 Estrutura física do sensor de zircônio	34
2.5 Sensor de titânio	36
2.6 Sensor de zircônio de banda larga.....	36
2.7 Utilização de biomassa em caldeiras geradoras de vapor	38
3. ESPECIFICAÇÕES E SOLUÇÕES PARA O PROJETO DO ANALISADOR DE OXIGÊNIO.....	41
3.1 Arquitetura do sistema	41
3.2 Especificações técnicas	42
3.3 Projeto eletrônico	45
3.4 Operação da sonda.....	46
3.5 Modelagem do sistema	50
3.6 Projeto do controlador	54
3.7 Implementação do controlador.....	59
3.8 Análise dos resultados	65
4. MODELAGEM E PROJETO DO SISTEMA DE CONTROLE DE COMBUSTÃO ..	67
4.1 Operação de caldeiras convencionais.....	68
4.2 Projeto do sistema de controle de combustão.....	70
4.3 Controle de qualidade de queima.....	70

4.4 Controle de pressão na linha.....	72
4.5 Arquitetura do sistema	72
4.6 Sistema de controle.....	74
4.7 Modelagem do sistema de admissão de combustível	74
4.7.1 Modelagem do processo de combustão.....	75
4.7.2 Determinação dos fluxos de calor nas três fases da combustão consideradas no modelo	77
4.7.3 Modelagem do processo de produção de vapor	81
4.7.4 Modelagem do alimentador de combustível	84
4.7.5 Modelagem do controlador.....	85
4.8 Modelagem do sistema de admissão de ar	85
4.8.1 Modelagem do ventilador	86
4.8.2 Modelagem do processo de combustão no que diz respeito ao teor de oxigênio	87
4.8.3 Modelagem do analisador de oxigênio	88
4.8.4 Modelagem do controlador de admissão de ar	89
4.9 Simulação do modelo	89
4.9.1 Modelo do sistema de admissão de combustível	90
4.9.2 Modelo do sistema de admissão de ar	97
5. CONCLUSÕES, CONTRIBUIÇÕES E TRABALHOS FUTUROS	102
REFERÊNCIAS.....	105
ANEXO A	109

1. INTRODUÇÃO

Neste capítulo são apresentadas as justificativas que motivaram o desenvolvimento deste trabalho, assim como os objetivos a serem alcançados e a estrutura da dissertação.

1.1 Justificativas

A biomassa é uma fonte de energia renovável que produz baixas emissões de poluentes (A. Demirbas 2003), (Demirbas, Balat e Balat, Energy Conversion and Management 2009), (R. Saidura 2011) e as principais disponibilidades são de origem florestal e de sobras de culturas vegetais diversas. Apesar de o senso comum relacionar a queima de madeira florestal a prejuízos ao meio ambiente, a exploração com manejo adequado dessa fonte de energia produz impactos sócio ambientais bastante positivos. Pelo prisma ambiental, há a substituição de combustíveis fósseis, que acrescentam carbono e diversos poluentes ao meio ambiente, por um combustível renovável que possui balanço de carbono zero, uma vez que o carbono presente na madeira é proveniente da fixação de carbono da atmosfera através da fotossíntese executada pelos vegetais. Obviamente, esse balanço só existe se não há degradação permanente das áreas exploradas. Já a biomassa proveniente de poda ou sobra de diversas culturas vegetais corresponde a uma fração considerável de biomassa disponível que muitas vezes é simplesmente considerada um resíduo indesejável e é descartada de maneira inadequada na natureza.

Uma vez que a biomassa é um eventual substituto dos combustíveis fósseis, é importante determinar as principais diferenças entre os dois tipos de combustíveis (A. Demirbas 2003), que podem ser resumidas em:

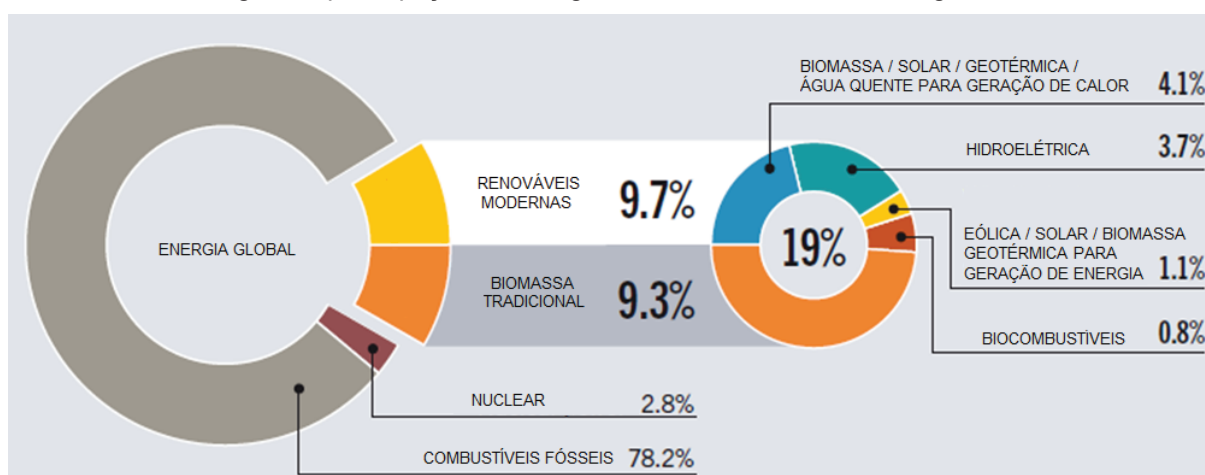
- a) biomassa possui menor teor de Carbono, maior teor de oxigênio e conseqüentemente menor poder calorífico que os combustíveis fósseis;
- b) biomassa possui menos minerais poluentes em sua composição que os combustíveis fósseis;
- c) biomassa geralmente possui menor densidade e maior variabilidade em sua forma, o que dificulta o transporte e o manejo;

- d) a produção de biomassa geralmente é dispersa geograficamente, o que traz desafios logísticos consideráveis; e
- e) os investimentos necessários para exploração da biomassa são pequenos, permitindo sua exploração de maneira distribuída e em pequena escala.

A composição básica da biomassa em termos de elementos químicos é bastante uniforme, independentemente da origem vegetal (C. Telmo a 2010). Esta característica permite a elaboração de sistemas que podem se adaptar às diversas utilizações de biomassa. As características com maior variabilidade são a umidade, que, no caso da madeira, pode variar de 12% a 60% e a densidade, que pode variar de 200 kg/m³ a 1.200 kg/m³ (C. Telmo a 2010).

Há uma tendência mundial de aumento da utilização de biomassa na matriz energética. Na Figura 1 é mostrado o panorama em 2011, quando 9,3% da matriz energética mundial foram oriundos da biomassa utilizada de modo tradicional, através da combustão, chegando a cerca de 30% da matriz em países em desenvolvimento (Demirbas, Balat e Balat, Energy Conversion and Management 2009), (R. Saidura 2011). No Brasil, estima-se que a biomassa é responsável por 13,9% da matriz energética (Vidal e Hora 2011).

Figura 1: participação de energias renováveis na matriz energética mundial.



Fonte: *Renewables 2013 Global Status Report - REN 21*.

Em função das características de dispersão e variabilidade de forma e tamanho da biomassa, a sua disponibilidade e custo são muito suscetíveis a

circunstâncias regionais, por isso seu uso deve ser estudado para cada região geográfica. O semiárido nordestino, região que se confunde com o bioma da caatinga e tem uma extensão de aproximadamente 800.000 km², possui um potencial natural para produção de biomassa (Drumond, et al. 2008) oriunda da poda de culturas como caju e carnaúba e de manejo florestal de maneira sustentável, podendo vir a ser um importante fator regional de desenvolvimento socioeconômico.

Atualmente a geração de energia a partir da biomassa na forma de lenha é a segunda fonte energética da região. Cerca de 25% da energia consumida pelos setores industrial e comercial da Região Nordeste têm origem na biomassa florestal, gerando cerca de 900 mil empregos diretos e indiretos (Gariglio, et al. 2010).

O potencial de utilização dessa matriz é muito maior, mas não é bem aproveitado por diversas razões, notadamente a ausência de políticas públicas que incentivem o manejo sustentável dos recursos florestais, incentivos para utilização da biomassa provenientes de culturas diversas e falta de uma cultura de aproveitamento da biomassa. As atuais políticas ambientais priorizam a conservação *strictu sensu*, impulsionando a criação de unidades de conservação de diversos tipos e desconsiderando o uso sustentável como estratégia de conservação. Organismos internacionais como a FAO (*Food and Agricultural Organization of the United Nations*) e IUCN (*International Union for Conservation of Nature*) possuem diversos estudos e programas que incentivam o uso sustentável dos recursos florestais nas regiões em desenvolvimento em todo o mundo. Infelizmente a exploração da caatinga atualmente é realizada de maneira descontrolada, com estimativas de 80% de exploração na forma de desmatamento (Gariglio, et al. 2010), prática que deverá ser combatida de maneira mais contundente em função do novo código florestal brasileiro de 2012 e da maior atenção da sociedade civil com a questão ambiental.

Especificamente sobre a caatinga, estima-se que entre 30% e 50% da cobertura florestal encontra-se degradada, estando bem mais aberta e mais baixa que originalmente, pelo desmatamento repetido, para usos diversos como lenha, agricultura e pecuária (Gariglio, et al., 2010). Outra parte menor está muito degradada, com arbustos esparsos e largos trechos de solo descoberto e compõe as áreas consideradas em processo de desertificação (SAMPAIO e SAMPAIO 2002).

Outra fonte expressiva de biomassa na região nordeste provém da cultura do caju. Estima-se a existência de 650.000 ha de área plantada (Embrapa 2013) que

necessitam de poda anual, gerando uma quantidade enorme de biomassa. Além disso, está em curso um processo de renovação dos espécimes plantados, com retirada das árvores antigas já exauridas e substituição pelo caju anão precoce, de maior produtividade. Este processo de renovação conta inclusive com apoio técnico e econômico do poder público, no âmbito do Pronaf (Programa Nacional de Fortalecimento da Agricultura Familiar). Considerando-se uma média de 4m^3 de madeira por árvore, com uma densidade média de 120 árvores/ha (informação obtida junto ao Sincaju-Sindicato dos produtores de caju do estado do Ceara) e renovação de 50% da área plantada, chega-se a um potencial de produção de $1,56 \times 10^8 \text{ m}^3$ de biomassa apenas no processo de renovação, com potencial energético de até $1,8 \times 10^8 \text{ GJ}$. Para efeito de comparação, esse valor equivale a cerca de 10% do consumo de energia elétrica no Brasil em 2012 (Empresa de Pesquisa Energética 2013).

Claro que há enormes desafios para o aproveitamento desse potencial, especialmente os desafios logísticos, econômicos e tecnológicos. De qualquer maneira fica evidenciado o enorme potencial de aproveitamento energético da biomassa na região.

A exploração racional e eficiente dessa matriz energética é um assunto relativamente recente e muito pouco explorado, havendo diversas oportunidades de desenvolvimento tecnológico e econômico relacionadas ao tema.

A grande maioria das técnicas de utilização da biomassa na região possui pouca tecnologia associada, comprometendo o rendimento dos processos de queima. A utilização de madeira na forma de toras com queima passiva tem um rendimento energético estimado de cerca de 15% e um processo de queima em grelha fixa em uma caldeira convencional tem um rendimento de cerca de 30% (Dornburg e Faaij 2001). Já um processo de gaseificação de biomassa em larga escala para utilização em turbinas a gás geradoras de energia pode chegar a um rendimento energético superior a 90% (Demirbas e Mustafa Balat 2009).

A principal utilização de biomassa sólida nas indústrias de transformação da região nordeste do Brasil é para a geração de vapor, geralmente através de caldeiras convencionais que utilizam lenha em toras com baixa eficiência.

Dados do setor industrial americano (Dan Einstein 1999) indicam que a geração de vapor é responsável por uma parcela expressiva do consumo energético das indústrias, com destaque para 57% do consumo para indústria de processamento

de alimentos, 81% para o setor de papel e celulose, 42% para indústria química, entre outros. Extrapolando-se para o consumo de energia para aquecimento em geral, chega-se a cerca de 50% de toda a energia consumida em países industrializados (Demirbas, Balat e Balat 2009). Considerando a indústria nacional, o óleo combustível, utilizado essencialmente para geração de vapor, corresponde a quase 1% do custo total de produção (Confederação Nacional da Indústria-Gerência executiva de pesquisa e competitividade 2013).

Sob esse panorama fica evidente o potencial de crescimento da biomassa como fonte de energia renovável, assim como a necessidade do aumento da produtividade dos processos de queima de biomassa, com destaque para a produção de vapor na indústria de transformação.

1.2 Objetivos do trabalho

Este trabalho visa desenvolver um sistema capaz de aumentar a eficiência do processo de queima de biomassa na indústria, reduzindo custos com o combustível e podendo até viabilizar a substituição de óleo combustível e gás natural por biomassa em queimadores industriais. Para tanto, os objetivos específicos são a modelagem e o desenvolvimento de um analisador de teor de oxigênio em gases de escape de queimadores industriais e a modelagem de um sistema de baixo custo para controle de admissão de biomassa e ar em queimadores de uso industrial, notadamente para aplicações em caldeiras geradoras de vapor.

O trabalho foi dividido em duas etapas principais, sendo a primeira o estudo e desenvolvimento de um analisador de teor de oxigênio em gases de escape de processos de combustão e, a segunda, o desenvolvimento de um modelo de sistema de controle de combustão de biomassa, com controle de admissão de combustível e ar.

1.2.1 Estudo e desenvolvimento de um analisador de teor de oxigênio

Para este desenvolvimento foram estudados vários tipos de sensores. Uma pesquisa indicou a adequação das sondas lambda à base de óxido de zircônio, que se dividem em sondas para uso industrial e sondas para uso veicular. Essas últimas

são elementos sensores acessíveis e muito robustos. Como essas sondas não são preparadas para utilizações de uso genérico, desenvolveu-se um hardware para condicionamento da sonda e adaptação da mesma para aplicação com combustão de biomassa. Esta etapa do desenvolvimento envolveu o projeto e fabricação de placas eletrônicas microprocessadas, softwares embarcados e estruturas mecânicas.

1.2.2 Desenvolvimento de um modelo de sistema de controle de combustão de biomassa

Para esta etapa foi elaborado um modelo matemático simplificado do processo de combustão em um queimador e do processo de produção de vapor em uma caldeira. Projetou-se um sistema de controle de admissão de ar e combustível, simulado com dados reais de uma caldeira geradora de vapor.

1.3 Estrutura da dissertação

A dissertação está dividida em cinco capítulos. No capítulo 1 são apresentadas as justificativas e motivações para estudo e desenvolvimento de um sistema de controle de combustão de biomassa. Também são apresentados os objetivos do trabalho, incluindo uma descrição sucinta dos produtos finais a serem desenvolvidos e testados, como o analisador de oxigênio e o sistema de controle de combustão propriamente dito.

No capítulo 2 são apresentadas a revisão bibliográfica das tecnologias utilizadas e suas aplicações. Uma ênfase especial é dada para os processos de combustão de biomassa e para as aplicações de sondas lambda, elemento sensor principal do analisador de oxigênio.

No capítulo 3 são apresentadas a arquitetura do analisador de oxigênio, seus requisitos e especificações técnicas principais, além de todo o processo da criação e validação do equipamento. Este capítulo é dividido nos seguintes tópicos:

- a) visão geral do sistema projetado;
- b) arquitetura do sistema;
- c) aplicação da sonda lambda;
- d) desenvolvimento do hardware do analisador de oxigênio;

- e) desenvolvimento do software do analisador de oxigênio; e
- f) ajustes e montagem final do analisador de oxigênio.

No capítulo 4 são apresentadas a modelagem e o projeto do sistema de controle de combustão, com os resultados da simulação e análise de desempenho do modelo.

No capítulo 5 são analisados os resultados obtidos, com algumas análises de desempenho e potencial de melhoria dos produtos e soluções descritos, além dos desdobramentos deste trabalho, com as próximas etapas a serem estudadas e desenvolvidas.

2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA E VISÃO GERAL DAS TECNOLOGIAS UTILIZADAS

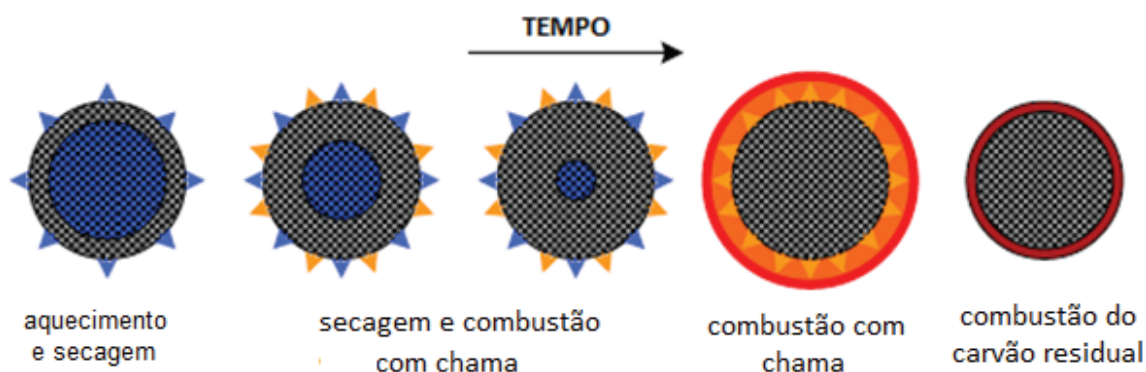
Neste capítulo são descritos o processo de combustão de biomassa e alguns parâmetros e tecnologias utilizados para monitoramento do consumo de oxigênio nas reações de queima.

2.1 O processo de combustão da biomassa

Os processos físico-químicos presentes nas reações de combustão são complexos e de difícil modelagem (Collazo e Porteiro 2012), (Zhang, et al. 2012), (Y. Haseli 2011), mas de maneira geral correspondem à oxidação do carbono e do hidrogênio presentes na biomassa para formação de CO_2 , H_2O e calor, com a presença de outros subprodutos secundários. O oxigênio necessário à reação provém principalmente do ar e em menor escala da própria biomassa.

O processo de combustão de biomassa ocorre em algumas fases principais (A. Demirbas 2003), (Manoel, et al. 2008). Primeiramente ocorre o aquecimento e secagem, fase na qual ocorre o aquecimento da biomassa e a evaporação da umidade contida em seu interior. Em seguida há a pirólise ou volatilização, quando ocorre a liberação dos gases inflamáveis contidos no sólido. Na sequência há a combustão dos voláteis, fase na qual os gases formados no processo de pirólise reagem com o oxigênio numa reação exotérmica tendo como produtos principais $\text{CO}_2 + \text{H}_2\text{O} + \text{calor}$ (produtos hipotéticos para uma reação ideal estequiométrica). Em seguida ocorre a combustão do carvão residual, fase de oxidação do carvão após a combustão de todos os voláteis. Ao final da pirólise, a biomassa torna-se uma massa sólida composta de carvão e cinzas. As partículas de menores dimensões são arrastadas pelos gases e saem na chaminé com a denominação de particulados. Uma fração do carbono e cinzas consegue gasificar nesse processo e entra no escoamento na forma de CO , CH_4 , H_2 e outros gases. Uma parcela desses gases reage com o oxigênio excedente da fase de combustão, o que é denominado de pós combustão, a última fase do processo de queima.

Figura 2: fases da combustão de uma partícula de biomassa.



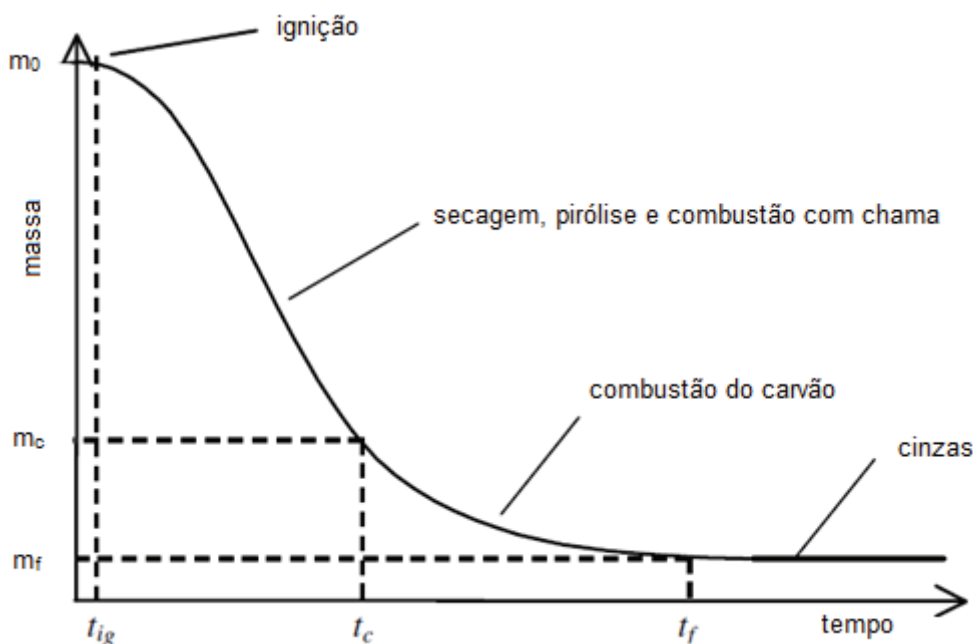
Fonte: *Modelling and Control of a Stoker Firing System* (Hansen e Lantow 2008).

Há uma sobreposição das fases de combustão como observado na Figura 2, na qual pode-se identificar o processo de secagem (umidade na cor azul), o de combustão dos voláteis (cor laranja) ocorrendo concomitantemente ao processo de secagem, a combustão dos voláteis já com a biomassa sem umidade e a combustão do carvão residual (vermelho). Quanto maior a dimensão da partícula de biomassa, maior a sobreposição das fases em função do gradiente térmico que se estabelece entre a porção interior e as camadas mais periféricas da partícula.

A fase principal é sem dúvida a combustão propriamente dita, na qual há de fato a oxidação dos voláteis e do carvão residual e a geração de grande quantidade de calor. O maior rendimento teórico dessa reação se dá quando todo o combustível é oxidado e todo o comburente é consumido em uma reação estequiométrica. As reações de combustão dos voláteis ocorre em uma velocidade consideravelmente maior que a combustão do carvão residual (Kanury 1994), sendo responsável por cerca de 2/3 da energia liberada no processo de combustão (GARCIA 2010).

Na Figura 3 pode-se observar a evolução da massa de uma partícula de madeira durante o processo de combustão, no qual m_0 é a massa inicial da partícula, m_c a massa do carvão residual (após a pirólise) e m_f a massa das cinzas residuais. Os tempos t_{ig} , t_c e t_f indicam respectivamente o tempo de ignição (surgimento de chamas), o final da combustão com chama e o final da combustão do carvão residual.

Figura 3: massa de uma partícula de biomassa durante o processo de combustão.



Fonte: *Combustion characteristics of biomass fuels* (Kanury 1994).

A perda de massa é bastante acelerada na fase de combustão dos voláteis e menor na combustão do carvão, com reflexos na liberação de calor em cada fase. Por outro lado, a perda de volume é bastante reduzida na fase de combustão dos voláteis e bastante acentuada na combustão do carvão residual.

A composição química da biomassa em termos de massa tem pouca variabilidade e se aproxima muito da composição média da madeira, que pode ser dada em base seca por cerca de 50,2 % de carbono, 6,2 % de hidrogênio, 43,5 % de oxigênio e 0,1 % de nitrogênio (Jenkins, et al. 1998), (R. Saidura 2011), (C. Telmo a 2010). Em função disto, o potencial calorífico é bastante semelhante, independentemente da origem. O principal fator de influência desse potencial é a umidade, uma vez que a água contida na biomassa não participa diretamente das reações de combustão e a evaporação desta consome parte da energia liberada na reação, havendo uma variação de cerca de 100% do poder calorífico quando a umidade varia entre 10% e 50% (Saidura, et al. 2011), (Ragland e Aerts 1991).

Considerando a composição química média da biomassa conforme exposto anteriormente e considerando que todo o carbono e hidrogênio são oxidados

em CO₂ e H₂O, pode-se realizar um balanço do ar necessário ao processo de combustão.

Ignorando-se as reações químicas intermediárias e considerando-se as massas molares do oxigênio, hidrogênio e carbono e o fato de que o oxigênio presente na biomassa também participa da reação de combustão, pode-se estabelecer o balanço estequiométrico da reação para avaliar o consumo de ar necessário por unidade de massa de combustível.

Utilizando-se a composição química da madeira apresentada anteriormente, conclui-se que em um quilograma de madeira há cerca de 502g de Carbono, 435g de oxigênio e 62g de hidrogênio. Como a massa molar do oxigênio é 16g, do carbono é 14g e do hidrogênio é 1g, conclui-se que em um quilograma de madeira há 41,8 Mols de carbono, 27,2 Mols de oxigênio e 6,2 Mols de hidrogênio.

Em uma reação de combustão estequiométrica todo o carbono e hidrogênio são oxidados para formação de CO₂ e H₂O. Cada átomo de carbono necessita de dois átomos de oxigênio para formação de gás carbônico e cada dois átomos de hidrogênio necessitam de um átomo de oxigênio para formação de água. Desta forma, para oxidar 41,8 Mols de carbono e 6,2 Mols de hidrogênio, são necessários respectivamente 83,6 e 3,1 Mols de oxigênio, totalizando uma demanda de 86,7 Mols de oxigênio. A própria madeira possui 27,2 Mols de oxigênio para cada quilograma, de maneira que são necessários 59,5 Mols adicionais, ou 952g, de origem externa, para completar a reação. Geralmente esse oxigênio adicional é proveniente do ar, que possui uma composição aproximada em volume de 21 % de O₂, 78% de N₂ e 1% de CO₂.

Considerando-se o ar um gás perfeito, pode-se calcular a composição em termos de massa a partir da equação geral dos gases, dada por

$$PV = \frac{m}{M} RT, \quad (1)$$

na qual P é a pressão em atm, V o volume em litros, R é a constante universal dos gases perfeitos (0,082 atm.l.mol⁻¹.K⁻¹), m é a massa em gramas e M é a massa molar do gás.

Aplicando-se a fórmula 1 para um litro de ar com 21% de oxigênio em volume, à pressão atmosférica e temperatura de 300K, obtém-se 0,273g de oxigênio.

Dessa forma, os 952g de oxigênio necessários à combustão de 1 kg de biomassa correspondem a cerca de 3,49 m³ de ar nas condições apresentadas.

2.2 Monitoramento do processo de combustão

A eficácia do processo de combustão para geração de calor está relacionada a alguns fatores, com destaque para as características físico-químicas do combustível, a relação combustível/comburente e aspectos construtivos do queimador.

As características físico-químicas do combustível mais relevantes são o poder calorífico em base seca, a granulometria e a umidade. O poder calorífico em base seca é função da composição química do combustível, a granulometria influencia na homogeneidade da mistura ar/combustível e a umidade tem grande influência no poder calorífico real do combustível, uma vez que toda a água deve ser evaporada no processo de queima.

A relação combustível/comburente é fundamental para obtenção da reação de combustão o mais próximo possível da estequiometria. Na prática não se pode obter a relação estequiométrica em combustão de madeira e seus derivados em função da falta de homogeneidade do combustível e de sua mistura irregular com o ar, havendo dessa forma a necessidade de excesso de ar para queima completa do combustível.

Os aspectos construtivos do queimador são fundamentais para garantir uma mistura combustível/comburente a mais homogênea e estável possível. Em sistemas de grelha fixa, nos quais há um empilhamento das partículas de biomassa na câmara de combustão, ocorre um empacotamento das partículas, o que dificulta a circulação e homogeneização da mistura (Bruch, Peters e Nussbaumer 2003). Já em queimadores de leito fluidizante, as partículas de biomassa são de pequenas dimensões e são suspensas em um fluxo ascendente de ar, o que garante uma ótima mistura ar combustível e, conseqüentemente, elevado índice de rendimento.

Esta dissertação se detém na relação combustível/comburente que, em última análise, é conseqüência dos outros aspectos citados. Dessa forma se pretende obter o máximo de eficiência de um processo de aquecimento que utiliza um

determinado tipo de queimador e combustível, controlando-se apenas aspectos relacionados à mistura ar/combustível.

A entrada de ar em um processo de combustão, mesmo em equipamentos industriais, ocorre em vários pontos, principalmente em equipamentos mal conservados, o que traz desafios consideráveis para medição exata desta vazão. A medição do fluxo do combustível também é complexa em função da não homogeneidade do mesmo, seja em função de aspectos físicos como granulometria, densidade e umidade, como em relação a aspectos químicos, como poder calorífico e composição química. Desta forma é praticamente inviável avaliar a relação combustível/comburente através da medição direta do consumo destes dois elementos. Uma solução para esta questão é a análise dos gases de escape (Bazzo 1995), que permite uma avaliação indireta da relação combustível/comburente, mesmo sem a informação do fluxo de cada um destes insumos.

Como já mencionado, todo o processo de combustão de biomassa deve ser realizado com algum nível de excesso de ar, ou seja, deve ser adicionado mais ar no queimador do que o necessário para a reação de combustão estequiométrica.

Considerando que todo o oxigênio é consumido em uma reação estequiométrica de combustão, os gases de escape não possuem nenhum teor desse gás. Dessa forma todo oxigênio existente nos gases de escape é proveniente do excesso de ar.

Uma vez que o ar utilizado no processo possui cerca de 20,9% de oxigênio, o excesso de ar pode ser dado pela fórmula (Bazzo 1995)

$$\alpha = \frac{O_2}{(0,209 - O_2)}, \quad (2)$$

na qual α é a taxa de excesso de ar e O_2 é o teor de oxigênio nos gases de escape. Isolando O_2 , tem-se

$$O_2 = \frac{0,209\alpha}{(1 + \alpha)}. \quad (3)$$

Dessa forma, conhecido o teor de oxigênio dos gases de escape, pode-se inferir o excesso de ar.

Para excesso de ar entre 15% e 60%, considerado ideal para o processo de queima de biomassa (Collazo e Porteiro 2012), o teor de oxigênio nos gases de escape se situa entre 2,78% e 7,84%.

2.2 Excesso de ar ideal

Um excesso de ar muito baixo causa a emissão de voláteis com alto valor energético, com destaque para o CO, fruto da combustão incompleta, o que provoca uma diminuição relevante do rendimento do processo de combustão.

Já um excesso de ar acima do ideal provoca a perda de calor adicional pela chaminé (por arraste) e, principalmente, a diminuição da temperatura dos gases em função da diluição do calor com a massa de ar em excesso. Esta queda de temperatura diminui a eficiência do processo de aquecimento, uma vez que o rendimento deste processo se relaciona diretamente com o gradiente de temperatura entre o gás de aquecimento e o material a ser aquecido (Wyllen e Sonntag 1976), ou seja, o excesso de ar pode garantir a queima completa do combustível e aumentar a eficiência do processo de combustão, mas pode comprometer a eficiência do processo de aquecimento pela redução da temperatura dos gases provenientes da câmara de combustão. Outro fator relevante relacionado a um grande excesso de ar é o aumento da emissão de NO_x, altamente poluente e item relevante nos padrões de regulação de emissões (Winter, Wartha e Hofbauer 1999), (Klason e Bai 2007), (Dias, Costa e Azevedo 2004).

Posto isso, infere-se que o excesso de ar ideal é aquele em que se encontra o compromisso entre o aumento da eficiência do processo de combustão em decorrência da redução de voláteis não oxidados no escape e a diminuição da eficiência do processo de aquecimento em função da redução da temperatura e da perda de calor pela chaminé.

Na prática o que importa é o rendimento do processo de aquecimento, pois é o que gera energia ou trabalho útil.

2.3 Análise de teor de oxigênio

Existem alguns métodos para avaliação do teor de oxigênio em gases, sendo o mais comum a utilização de sensores a base de óxido de zircônio (ZrO_2) e a base de óxido de titânio (TiO_2), sendo o tipo a base de zircônio o mais utilizado. Este tipo de sensor, também chamado de sonda lambda, foi desenvolvido em 1976 pela empresa Robert Bosch GmbH para ser utilizado no controle de combustão de motores de combustão interna. Atualmente é utilizado em praticamente todos os veículos automotores existentes. Essas sondas produzem uma tensão de saída relacionada ao nível de oxigênio presente nos gases de escape (Jakobsson 2007), o que permite uma avaliação indireta da relação ar/combustível. Essa relação é descrita pelo número λ , que denota a razão entre a relação ar/combustível analisada e a relação estequiométrica (quando a mistura ar combustível é ideal para queima completa de todo o combustível). Dessa forma, para $\lambda < 1$ tem-se uma mistura rica (excesso de combustível) e para $\lambda > 1$ tem-se uma mistura pobre (excesso de ar ou oxigênio).

As primeiras sondas desenvolvidas e utilizadas até hoje são as chamadas de banda estreita ou de saída discreta, que se caracterizam por ter uma saída altamente não linear com alta sensibilidade para lambda próximo da unidade, ou seja, quando a relação ar/combustível está próxima da estequiometria. Na prática essa sonda tem uma saída discreta que informa se a mistura ar/combustível é pobre ou rica e, portanto, não é adequada para avaliação da relação ar/combustível propriamente dita. Pode-se visualizar um exemplo de sonda lambda para uso veicular na Figura 4.

Figura 4: exemplo de sonda lambda de uso veicular.

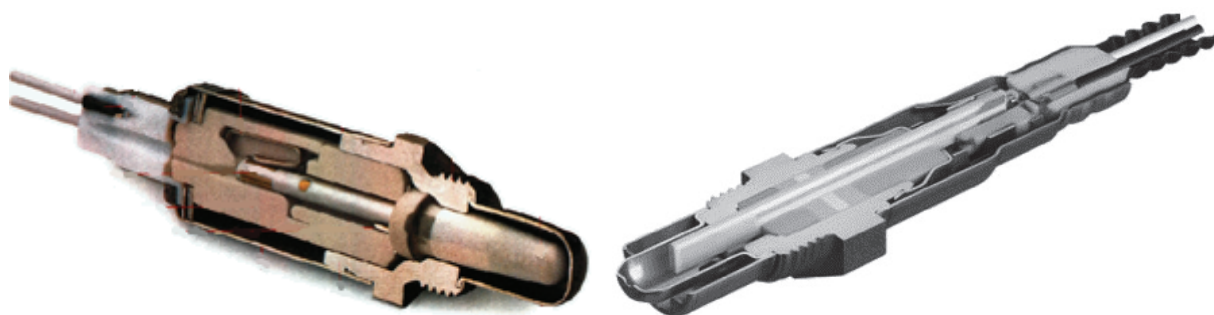


Fonte: *Bosch-Online sensor catalogue - Lambda sensors LSU 4.9 catalog.*

2.4 Estrutura física do sensor de zircônio

Os sensores a base de óxido de zircônio são constituídos por camadas cerâmicas sobrepostas. Os primeiros sensores desenvolvidos tinham uma concepção tubular e os atuais são na maioria de configuração planar, ou seja, compostos por camadas planas sobrepostas. Na Figura 5 podem-se observar vistas em corte destes dois tipos de sonda.

Figura 5: vista em corte de uma sonda cilíndrica e de uma planar.



Fonte: Bosch.

Uma das superfícies do sensor é exposta ao gás a ser analisado. A outra é exposta a um gás de referência, geralmente o ar. O elemento sensor é acondicionado em um invólucro metálico para proteção contra particulados e choques mecânicos. Pequenos furos na carcaça permitem a entrada do gás a ser analisado. Esse gás não entra em contato diretamente com o elemento sensor, mas com uma camada de proteção, composta de uma cerâmica porosa que permite a difusão do gás, mas impede a passagem de elementos particulados que poderiam comprometer a vida útil do sensor. Após a camada de proteção há o eletrodo catalítico (catodo), composto essencialmente de platina porosa e aditivos catalíticos. A próxima camada é composta pelo eletrólito, composto de uma cerâmica a base de óxido de zircônio (ZrO_2) estabilizado com óxido de ítrio. Do outro lado do sensor há o anodo, também constituído de platina porosa e muitas vezes não há a camada de proteção, uma vez que não há contato com uma atmosfera agressiva.

O gás a ser medido e o gás de referência se difundem pelas camadas de proteção e atingem os eletrodos catalíticos, onde há uma dissociação das moléculas

de O_2 em íons O^{2-} . O dióxido de zircônio, quando aquecido, tem a capacidade de difundir íons de oxigênio através de interstícios existentes na estrutura cerâmica no qual está moldado. A tendência dos íons é se movimentarem da região com maior concentração de íons para a região com menor concentração, ou seja, da superfície de platina em contato com o ar atmosférico (alto teor de oxigênio) para a superfície em contato com o gás analisado (baixo teor de oxigênio). Essa migração de íons faz com que um eletrodo seja carregado positivamente (catodo) e outro negativamente (anodo), de modo que o sensor se comporta como uma célula galvânica. As reações que ocorrem nos dois eletrodos podem ser descritas por $O_2 + 4e^- \rightarrow 2O^{2-}$ (doação de íons) e $O^{2-} \rightarrow O_2 + 4e^-$ (recepção de íons).

Os íons de oxigênio também reagem com moléculas redutoras (principalmente H_2 , CO e HC) doando elétrons e também gerando um potencial, o que permite que o sensor responda também para gases provenientes de combustão com mistura rica, ou seja, com falta de oxigênio e excesso de combustível.

As semi-reações de oxidação e redução são, deste modo, acompanhadas por um movimento de elétrons, através do núcleo cerâmico de óxido de zircônio, do catodo para o anodo, criando assim uma diferença de potencial, função da diferença de concentrações de oxigênio entre os dois meios. Essa relação é descrita pela equação de Nernst, dada por (Atkins e Jones 2001)

$$E = -\frac{R \cdot T}{4 \cdot F} \ln \left(\frac{PO_{2 \text{ comb}}}{PO_{2 \text{ atm}}} \right), \quad (4)$$

na qual E é a diferença de potencial gerada entre os eletrodos da sonda (V), R é a constante universal dos gases ($8,314472 \text{ JK}^{-1}\text{mol}^{-1}$), F é a constante de Faraday ($9,64853399 \times 10^4 \text{ C mol}^{-1}$), T é a temperatura absoluta da sonda (K), $PO_{2 \text{ comb}}$ é a pressão parcial de oxigênio nos gases de combustão e $PO_{2 \text{ atm}}$ é a pressão parcial de oxigênio na atmosfera.

No caso da pressão nos gases de combustão ser igual à pressão atmosférica, $PO_{2 \text{ comb}}$ pode ser substituído pelo teor de oxigênio nos gases de combustão e $PO_{2 \text{ atm}}$ pelo teor de oxigênio na atmosfera ($\approx 20,9\%$). Este fenômeno só ocorre a temperaturas superiores a 300°C , temperatura a partir da qual o núcleo cerâmico passa a ser condutor de íons O^{2-} . Como em muitos casos a temperatura dos

gases da combustão está abaixo desse patamar, e como a acurácia do sensor está diretamente ligada à temperatura, a maioria das sondas lambda comerciais são dotadas de resistências de aquecimento controladas externamente.

2.5 Sensor de titânio

Diferentemente do sensor de zircônio, o sensor de titânio não gera uma diferença de potencial, pois trata-se de um sensor do tipo resistivo. Quanto maior a concentração de oxigênio, maior a resistência do sensor, que pode variar entre cerca de 2 e 20 k Ω . Esse sensor tem uma resposta mais rápida que o de zircônio, mas o custo de fabricação é sensivelmente mais elevado.

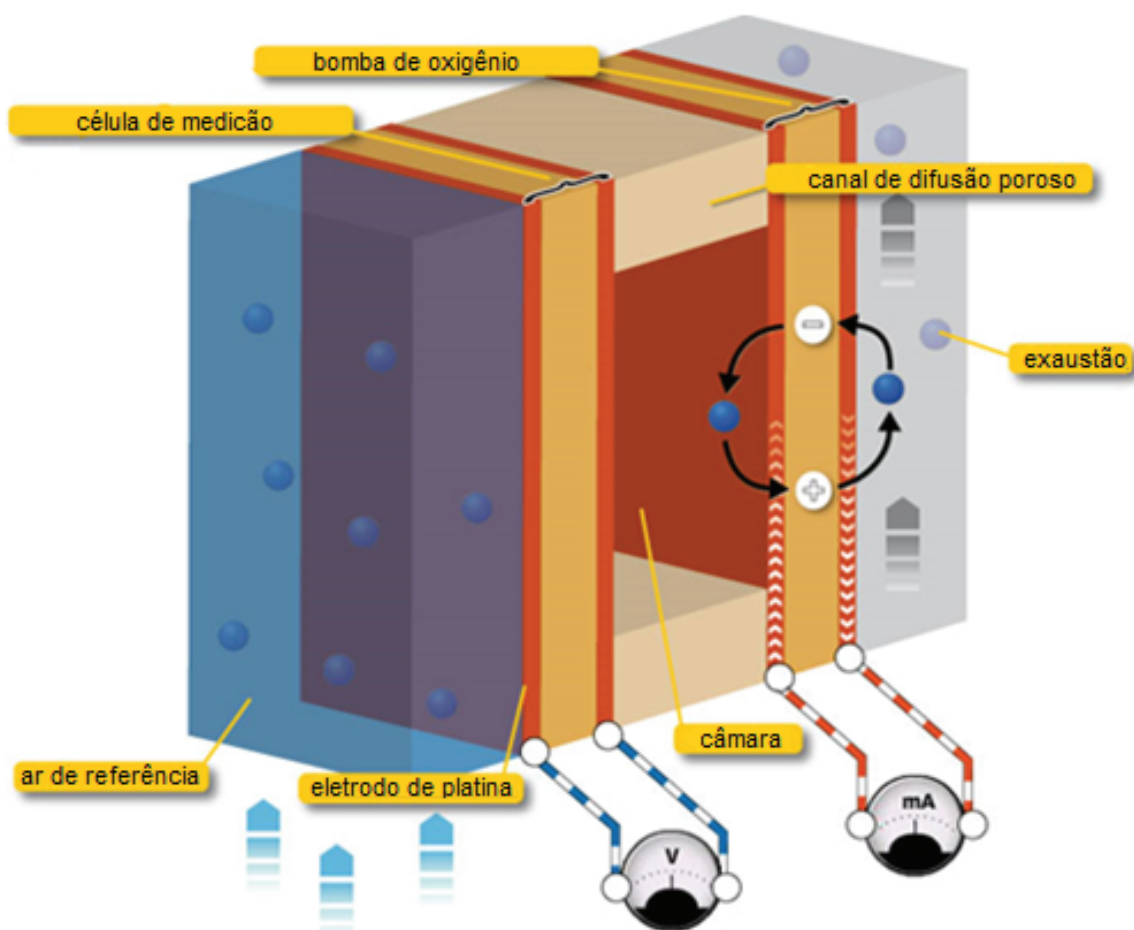
2.6 Sensor de zircônio de banda larga

Lançado comercialmente pela empresa NGK em 1992, a sonda lambda de banda larga representou um grande avanço tecnológico para a indústria automobilística. O sensor permite uma avaliação real da mistura ar combustível, contornando a característica discreta das sondas convencionais. Sua saída não chega a ser linear, mas permite uma boa avaliação da mistura com lambda a partir de 0,65 até o ar puro. Este tipo de sensor é fundamental para controle efetivo da combustão em motores de alta performance, motores ciclo Diesel e motores alimentados com gás natural que trabalham com misturas não estequiométricas. Também evitam oscilações na mistura, inevitáveis quando se utiliza uma sonda com comportamento discreto e com uma banda morta como elemento sensor.

A concepção física se aproxima de dois sensores planares convencionais separados por uma cavidade interna, conforme pode ser observado na Figura 6. Um dos sensores, localizado entre o ar de referência e a cavidade, avalia a concentração de oxigênio no interior da cavidade e fornece uma saída convencional (discreta). Aplica-se uma corrente no outro sensor, localizado entre a cavidade e os gases de exaustão, de forma que o mesmo funcione como uma bomba de oxigênio, difundindo oxigênio para dentro ou para fora da cavidade. Essa migração ocorre por difusão

molecular ou por difusão Knudsen¹. A taxa de migração molecular de oxigênio depende, além da corrente aplicada, da capacidade de difusão da célula e do gradiente de concentração de oxigênio entre a superfície em contato com o gás analisado (exaustão) e a cavidade. Um controlador externo monitora a sonda que avalia a concentração de oxigênio na cavidade e modula a corrente na bomba de oxigênio visando manter a concentração de oxigênio em um valor fixo na cavidade, através da injeção ou retirada de oxigênio. Dessa forma, a corrente impressa na bomba de oxigênio para manter esse equilíbrio é proporcional à concentração de oxigênio (ou ao déficit dele) nos gases analisados.

Figura 6: diagrama esquemático de uma sonda lambda de banda larga.

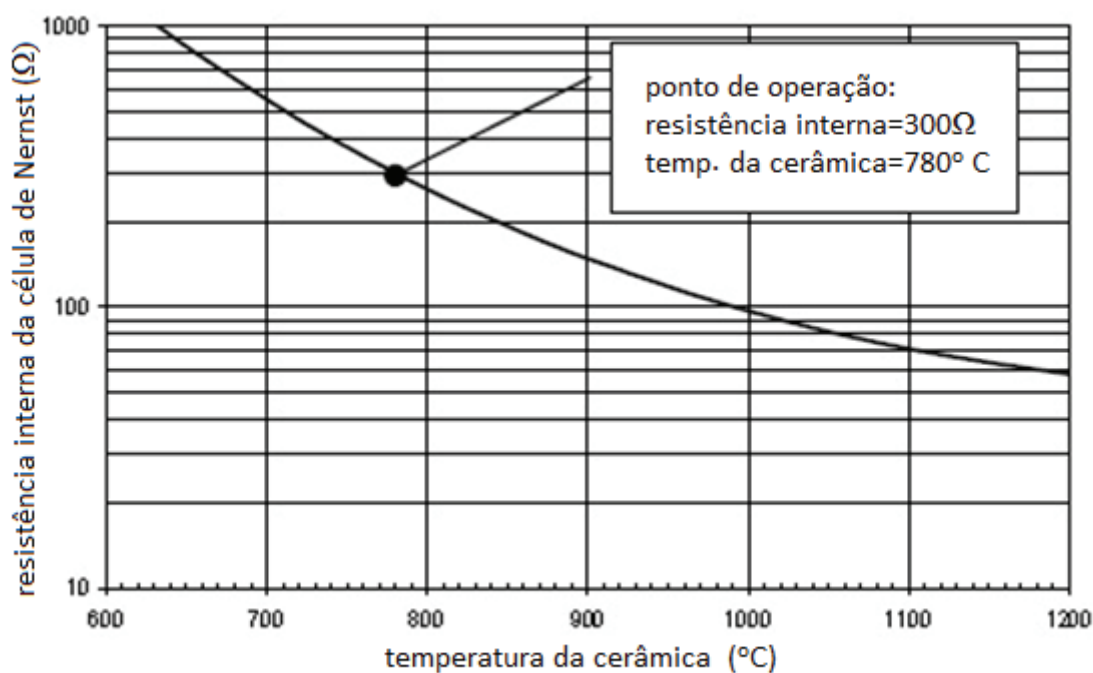


Fonte: NGK catalogue.

¹ **Difusão de Knudsen** é um meio de difusão que ocorre em um poro longo com um diâmetro estreito (2–50 nm). Martin Hans Christian Knudsen foi um físico e oceanógrafo dinamarquês.

Como a difusão Knudsen é essencialmente relacionada com a temperatura, um efetivo controle de temperatura interno da sonda é fundamental para o bom funcionamento da mesma. Para tanto, é necessário alguma forma de avaliar essa temperatura interna. Isso é realizado através da medição da resistência da célula de Nernst, cujo valor depende da temperatura. A relação entre a resistência interna e a temperatura da célula de Nernst de uma sonda Bosch LSU 4.9 é ilustrada na Figura 7. Esta sonda é muito semelhante ao modelo de fabricação NGK e foi utilizada para o desenvolvimento deste trabalho, em função da maior disponibilidade de documentação técnica.

Figura 7: resistência interna da sonda x temperatura.



Fonte: *LSU4.9 TechProductInfo Bosch*, 2005.

2.7 Utilização de biomassa em caldeiras geradoras de vapor

As caldeiras geradoras de vapor que utilizam biomassa são constituídas basicamente de uma fornalha, onde ocorrem as principais reações de combustão, e a caldeira propriamente dita, onde há troca de calor para o aquecimento e evaporação da água para produção de vapor. Os gases de combustão são expelidos por uma chaminé. Há diversos modelos construtivos, mas os processos são basicamente os

mesmos, com superfícies de troca de calor entre os gases provenientes da combustão em alta temperatura e a água a ser evaporada.

A utilização de biomassa para produção de vapor em caldeiras industriais no Brasil está se popularizando em função do aumento do custo de combustíveis fósseis, com destaque para o gás natural e óleo combustível, que tiveram um aumento de cerca de 75% entre 2006 e 2012 (Indústria 2013).

Na Tabela 1 pode-se verificar os custos atuais na região metropolitana de Fortaleza dos combustíveis mais utilizados na geração de vapor.

Tabela 1: custo de combustível em função do poder calorífico disponível no mercado de Fortaleza-CE.

Combustível	Preço	Poder calorífico	Preço energia
óleo combustível	R\$ 1,05/kg	9.750 kcal/kg	0,1077 R\$/Mcal
gás natural	R\$ 1,23/m ³	9.065 kcal/Nm ³	0,1357 R\$/Mcal
lenha com 26% de umidade	R\$ 0,14/kg	3.000 kcal/kg	0,0467 R\$/Mcal

Fonte: Companhia de Gás do Ceará-Cegás, mercado de lenha de Fortaleza (Junho de 2013) e tabela de poder calorífico Alborg Industries.

Em função desse panorama, a maioria dos estabelecimentos industriais da região nordeste do Brasil que produz vapor utiliza biomassa como matéria prima, principalmente na forma de lenha em toras, e em menor escala na forma de lenha picada (cavaco).

As caldeiras que utilizam biomassa podem ser desde as mais simples, com alimentação manual de combustível e sem nenhum controle automático de qualidade de queima, até as mais sofisticadas, com alimentação automática de combustível, combustão em dois estágios e controle de admissão e de exaustão de ar para maximização do rendimento.

A diferença de investimentos entre um modelo e outro é expressiva, viabilizando a automação completa apenas para caldeiras de grande capacidade (Dan Einstein 1999).

Neste contexto, os usuários de pequenos equipamentos acabam utilizando modelos com pouca tecnologia embarcada, minimizando os custos de investimento, mas aumentando os custos operacionais e aumentando as emissões de poluentes.

Esta dissertação descreve justamente o desenvolvimento de um sistema de baixo custo capaz de viabilizar a instrumentação e automação dessas caldeiras convencionais, responsáveis pela geração de vapor na grande maioria dos estabelecimentos industriais da região nordeste do Brasil. Nos próximos capítulos são descritas as soluções técnicas adotadas e desenvolvidas para a modelagem, projeto e construção deste sistema. O capítulo 3 trata especificamente sobre o desenvolvimento do analisador de oxigênio de gases de escape e o capítulo 4 trata da modelagem e simulação de um sistema de controle de admissão de ar e biomassa em um queimador utilizado em uma caldeira convencional.

3. ESPECIFICAÇÕES E SOLUÇÕES PARA O PROJETO DO ANALISADOR DE OXIGÊNIO

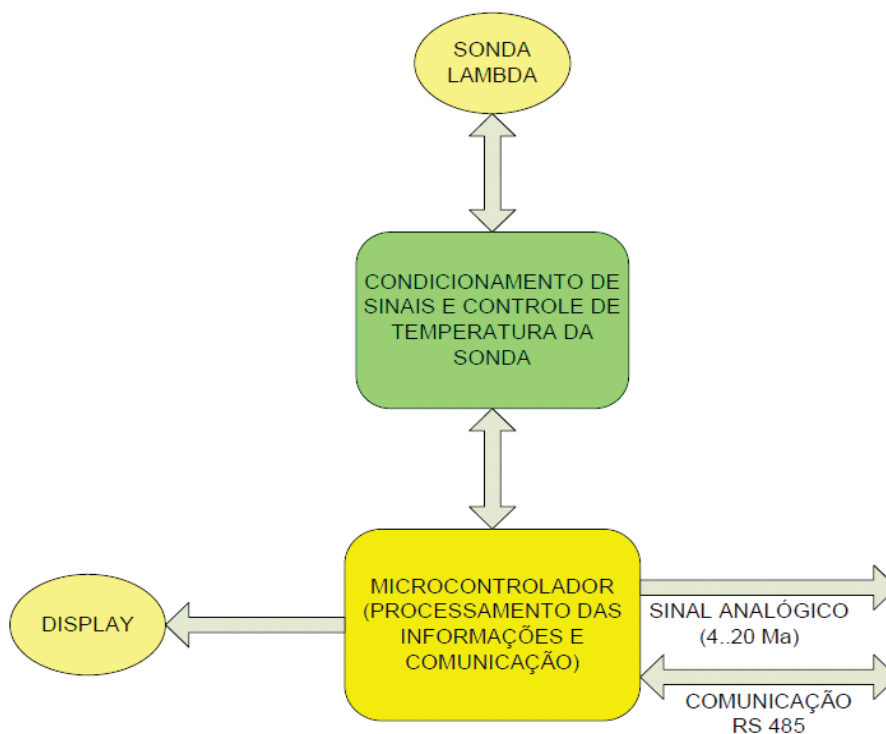
Este capítulo trata do desenvolvimento de um analisador de oxigênio de uso industrial de baixo custo que pode ser aplicado em qualquer processo que envolva combustão. Os primeiros analisadores de oxigênio para uso industrial surgiram na década de 1990 e possuem custo elevado até a atualidade, o que inibe fortemente a sua utilização. Procura-se o desenvolvimento de um produto bastante acessível, que se possa utilizar em diversos processos de queima de biomassa que, atualmente, são realizados sem controle e com baixa eficiência.

O medidor de teor de oxigênio nos gases de escape da combustão é um elemento primordial no sistema de controle de queima, pois, como já mencionado, permite inferir a mistura ar/combustível presente no processo, independentemente da qualidade da biomassa, do sistema de alimentação de combustível, do sistema de ventilação e dos aspectos construtivos do queimador ou fornalha. Obter essa relação ar/combustível por método direto, através da medição das duas grandezas é extremamente complexo e inviável na prática. Desta forma, projetou-se e construiu-se um analisador, utilizando-se como elemento primário uma sonda lambda de uso veicular de banda larga. Trata-se de um elemento robusto, adequado para utilização com processos de queima que geram particulados (motores ciclo Diesel) e com baixo custo de aquisição, em função de sua fabricação em larga escala. Uma vez que o projeto adapta um sensor de aplicação específica (automotiva) para uma outra aplicação (queima de biomassa em ambiente industrial), uma série de estudos e adequações são necessários.

3.1 Arquitetura do sistema

A arquitetura do sistema na forma de diagrama de blocos é ilustrada na Figura 8.

Figura 8: diagrama de blocos do sistema.



Fonte: próprio autor.

Partindo da sonda lambda, um hardware dedicado é responsável pela amplificação e condicionamento do sinal de saída do sensor para processamento do mesmo no microcontrolador, responsável pela interpretação dos dados e pelo controle de temperatura da sonda. Outra função básica do microcontrolador é estabelecer os sinais de saída padronizados para leitura externa, prover uma porta de comunicação serial, além de comandar uma interface humano-máquina, capaz de indicar visualmente os dados do processo.

3.2 Especificações técnicas

As especificações técnicas do equipamento foram determinadas a partir dos requisitos operacionais do sistema, que foram divididos em condições ambientais de operação, requisitos de desempenho do equipamento e requisitos de comunicação. As condições de operação (ambientais) são:

- a) instalação em chaminés de aço ou alvenaria;
- b) temperatura do fluido de processo (gases de escape) típico na faixa entre 150°C e 250°C, podendo alcançar 700 °C em casos extremos;

- c) atmosfera potencialmente corrosiva; e
- d) instalação ao tempo, sujeito a intempéries.

Os requisitos de desempenho são:

- a) faixa de medição de oxigênio entre 0% ($\lambda \geq 1$) e 21%;
- b) erro máximo de 2% do fundo de escala; e
- c) resolução de 0,1% de teor de oxigênio.

Os requisitos de comunicação são:

- a) necessidade de interface local (indicador alfanumérico);
- b) possibilidade de conexão direta a controladores de processo de uso genérico; e
- c) necessidade de comunicação digital (rede de dados).

Em função dos requisitos operacionais estabeleceram-se as seguintes especificações mecânicas:

- a) instrumento tipo monobloco intrusivo cilíndrico com fixação por flange para instalação direta em chaminés;
- b) comprimento da haste variável conforme aplicação em chaminés de alvenaria ou de aço;
- c) caixa para acondicionamento da placa eletrônica com grau de proteção IP 65²;
- d) sistema de isolamento térmico para proteção do módulo eletrônico através de estrutura tipo labirinto mecânico para diminuição da condução de calor entre o cilindro e a caixa de componentes, além da utilização de material isolante; e
- e) conexões elétricas através de conectores a parafusos e passagem de cabos através de prensa cabos de nylon de 3/8'.

Também foram determinadas as seguintes especificações eletrônicas e lógicas:

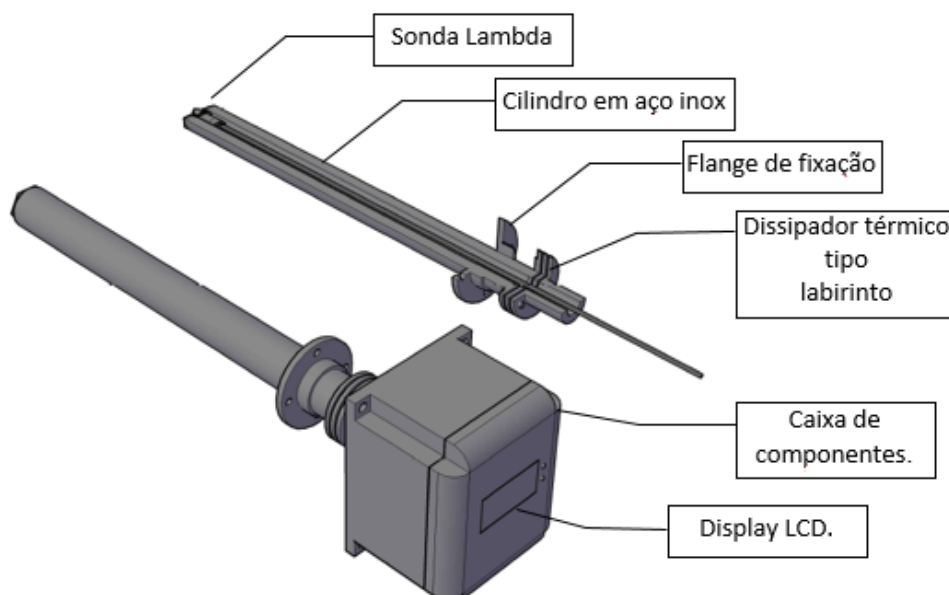
- a) utilização de sonda lambda de banda larga Bosch LSU 4.2 ou 4.9;
- b) condicionamento de sinais com circuito integrado CJ 125 Bosch;
- c) microcontrolador ATXMEGA 16-16AI;
- d) dois relés de saída para alarme;

² IP (índice de proteção), conforme norma NBR 6146. IP 65 se refere a um invólucro totalmente protegido contra penetração de poeira e contra jatos d'água provenientes de qualquer direção.

- e) alimentação 24 Vcc;
- f) display LCD 2x16 caracteres com backlight;
- g) porta de comunicação RS 485 isolada galvanicamente;
- h) taxa de transmissão de 19.200 bps;
- i) protocolo de comunicação MODBUS RTU³;
- j) saída analógica padronizada 4 a 20 mA para valor de teor de oxigênio entre 0% e 21%; e
- k) disponibilização via porta de comunicação dos seguintes parâmetros e comandos:
 - valor λ e de concentração de O²;
 - temperatura da sonda;
 - registros de alarmes e diagnóstico; e
 - colocação da sonda em modo de calibração.

A partir das especificações elaborou-se o projeto mecânico e eletrônico, cuja concepção mecânica é ilustrada na Figura 9.

Figura 9: concepção mecânica do analisador de oxigênio.



Fonte: próprio autor.

³ MODBUS é um protocolo de comunicação de dados utilizado em sistemas de automação industrial criado em 1979 pela empresa Modicon e atualmente livre de taxas de licenciamento.

3.3 Projeto eletrônico

Os circuitos principais do hardware foram desenvolvidos a partir de sugestões do próprio fabricante da sonda. Identificou-se um circuito integrado (Bosch CJ 125) muito útil para o sistema, visto tratar-se de um componente desenvolvido especificamente para condicionamento de sinais de sondas lambda modelos LSU 4.2 e LSU 4.9 de fabricação Bosch. As principais funções desse CI são:

- a) controlar a bomba de oxigênio em função da célula de Nernst para correto funcionamento da sonda;
- b) avaliar a resistência interna da célula de Nernst e disponibilizá-la em uma porta analógica para realimentação da temperatura interna da sonda;
- c) avaliar a corrente impressa na bomba de oxigênio e disponibilizar em uma saída analógica o valor de λ ;
- d) disponibilizar diagnóstico da sonda através de comunicação serial padrão SPI; e
- e) ler uma resistência de referência para calibração da saída analógica referente à temperatura interna da sonda.

O diagrama de blocos do CI CJ125 e um diagrama de circuitos básico de aplicação sugerido pelo fabricante do CI CJ125 podem ser observados no anexo A.

A partir dos diagramas sugeridos e dos requisitos estabelecidos, especificou-se os componentes e projetou-se um hardware protótipo (placa de circuito impresso) de simples face com componentes tipo DIP (*dual inline package*) para facilitar a montagem e testes iniciais.

Após montagem do protótipo e testes de laboratório identificou-se uma série de falhas de concepção e montagem, o que motivou diversas alterações no diagrama eletrônico original. Implementou-se as modificações no próprio hardware original e, após verificação da funcionalidade dos circuitos, elaborou-se uma segunda versão do hardware, desta vez utilizando tecnologia SMD (*Surface Mounting Device*), o que permitiu a fabricação de uma placa mais compacta (8cm x 6cm) e mais confiável.

3.4 Operação da sonda

Uma vez montado o protótipo do equipamento, foram iniciados os primeiros testes em laboratório. Observou-se que quando o controle da sonda era realizado via CI CJ 125, o sistema de comunicação e o sistema de aquecimento da sonda estavam operacionais, mas o sinal referente ao teor de oxigênio apresentava instabilidade e erros grosseiros de medição. Uma análise mais apurada revelou que o controle de temperatura interno da sonda não era efetivo.

O hardware desenvolvido possui um circuito de potência modulado por largura de pulso (PWM) que permite a modulação da tensão de alimentação de uma resistência interna de aquecimento da sonda. Foi utilizada uma frequência baixa (30 Hz) para evitar a emissão de ruídos que poderiam interferir no funcionamento do equipamento. Como trata-se de um sistema de aquecimento que possui certa capacidade térmica, não são necessárias frequências altas. Essa resistência é montada como uma das camadas do sensor planar, o que garante um aquecimento bastante rápido da camada sensora. A resistência interna da camada sensora varia em função da temperatura, o que permite uma leitura indireta da temperatura e, conseqüentemente, o fechamento de uma malha de controle de temperatura.

Primeiramente foi elaborado um algoritmo de controle de temperatura bastante simples, tipo *On-Off*, que se mostrou ineficaz, causando grande instabilidade no sinal de retorno da temperatura (disponibilizada pelo CI CJ 125) e no próprio sinal de saída do sensor, devido à alta sensibilidade do elemento sensor no que se refere ao processo de aquecimento.

A partir deste ponto esforços foram dispendidos para um refinamento do controle de temperatura da sonda. O primeiro passo foi a identificação do sistema para elaboração de um modelo matemático que pudesse servir de base para o projeto de um controlador de temperatura em malha fechada eficiente.

A primeira aproximação que se pode fazer é assumir que a sonda possui uma capacidade térmica e há uma entrada de calor através da resistência de aquecimento e uma saída de calor através da convecção com os gases no entorno da sonda. A modelagem da perda de calor por convecção é um tanto complexa, pois depende da temperatura dos gases no entorno da sonda e da velocidade e turbulência dos mesmos. Todo o estudo foi realizado em um ambiente controlado, com

temperatura ambiente e convecção natural. Como a perda de calor para o ambiente está diretamente relacionada ao gradiente de temperatura entre a sonda e o ambiente, é de se esperar que a perda diminua quando a sonda for utilizada em uma chaminé, cuja temperatura poderá se situar na faixa entre 150°C e 250°C. De qualquer maneira, como a temperatura da sonda deve permanecer próximo dos 780°C, muito acima da temperatura dos gases, espera-se que o controle projetado para operação em temperatura ambiente seja adequado para operação em temperatura de trabalho. A realimentação do sistema deve superar essa simplificação do modelo.

Para identificação do sistema, optou-se pela análise da resposta do mesmo a uma entrada degrau. A variável de entrada é a tensão aplicada na resistência de aquecimento. A taxa de calor introduzida na sonda varia com o quadrado da tensão aplicada e é inversamente proporcional à resistência de aquecimento, que varia consideravelmente em função da temperatura. Dessa forma a resposta do sistema a variações da tensão de entrada deve ser estudada em uma faixa próxima à temperatura de trabalho da sonda, pois certamente a dinâmica é distinta em outras faixas.

Para estudo da resposta do sistema é necessário o levantamento de uma curva da temperatura em função do tempo para uma entrada degrau de tensão. O sistema não permite a leitura direta da temperatura da sonda, mas sim de uma grandeza referente a resistência interna da célula de Nernst, que por sua vez varia com a temperatura interna. Essa grandeza é medida pelo CI CJ125 e disponibilizada através de uma porta analógica que, por sua vez, é lida por um conversor analógico digital (A/D) do microcontrolador. O ponto de ajuste (*set point*) ideal de temperatura em termos dessa grandeza indireta é definido através da colocação do CJ125 em modo de calibração. Neste modo de operação, o CI converte o valor de uma resistência externa (com valor igual à resistência da sonda no ponto ótimo de operação) em uma tensão disponibilizada em sua saída analógica para armazenamento no microcontrolador como ponto de ajuste. A documentação disponível não informa uma função que relacione a tensão da saída analógica do CJ125 com a resistência medida. Para contornar essa questão utilizaram-se quatro valores de resistência de calibração e registrou-se o valor lido no conversor A/D (10 bits de resolução) do microcontrolador conectado à saída analógica do CJ125, conforme pode ser observado na Tabela 2.

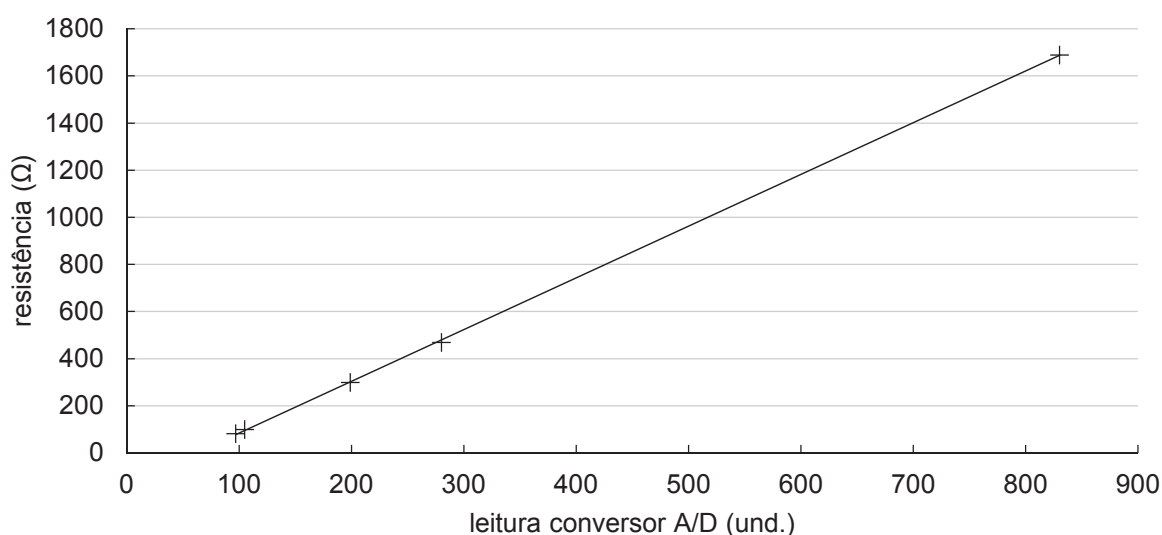
Tabela 2: resistência e respectivas leituras do conversor A/D.

resistência(Ω)	82,5	100	300	470	1690
leitura A/D (und.)	97	105	199	280	830

Fonte: próprio autor.

Foi evidenciada uma relação linear entre a resistência e o valor lido, como pode ser observado na Figura 10.

Figura 10: resistência x leitura conversor A/D.



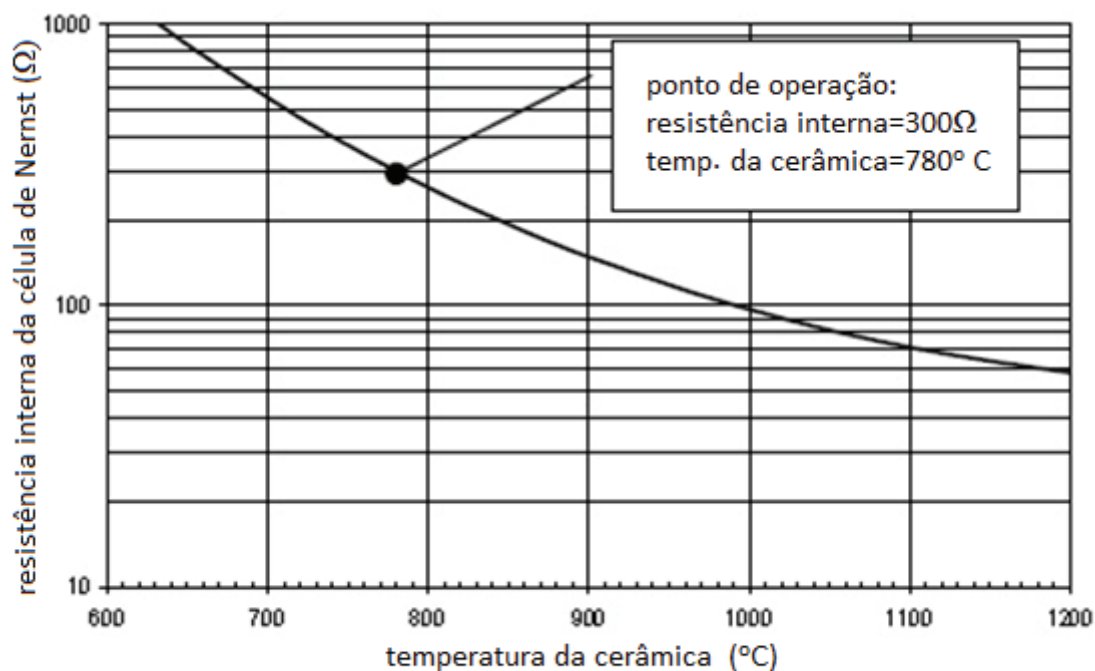
Fonte: próprio autor.

Utilizando-se um método numérico, obteve-se a função que relaciona o valor da resistência (r) com a leitura no conversor A/D do microcontrolador (a), dada por

$$r = 2,1996 a - 139,3115 . \quad (5)$$

A relação entre a temperatura da sonda e a resistência interna da mesma é apresentada na Figura 11, fornecida pelo fabricante do equipamento.

Figura 11: resistência interna da sonda x temperatura.



Fonte: *LSU4.9 TechProductInfo Bosch*, 2005.

Para permitir o mapeamento da temperatura interna da sonda em função da resistência da célula de Nernst de maneira contínua foi necessária a interpolação de pontos extraídos da curva da Figura 11. Foram considerados os dados da Tabela 3, situados entre 635 e 845°C.

Tabela 3: dados extraídos do gráfico da Figura 11.

temperatura(°C)	635	655	690	710	740	780	845
resistência(Ω)	1000	800	600	500	400	300	200

Fonte: próprio autor.

Para melhorar a performance dos métodos numéricos de interpolação, a variável resistência interna(r) foi normalizada da seguinte maneira:

$$r_c = \frac{r - \text{média}(r)}{\sigma(r)}, \quad (6)$$

em que r_c é a resistência normalizada, média (r) equivale a $542,8571\Omega$ e σ (desvio padrão) equivale a $281,9997\Omega$.

Através de métodos numéricos obteve-se um polinômio para relacionar a temperatura com a resistência da célula normalizada, com média de erro de 0,31% para os pontos interpolados. A função obtida é

$$\text{temp} = -10,3780r_c^3 + 32,1357r_c^2 - 64,4045r_c + 698,2408. \quad (7)$$

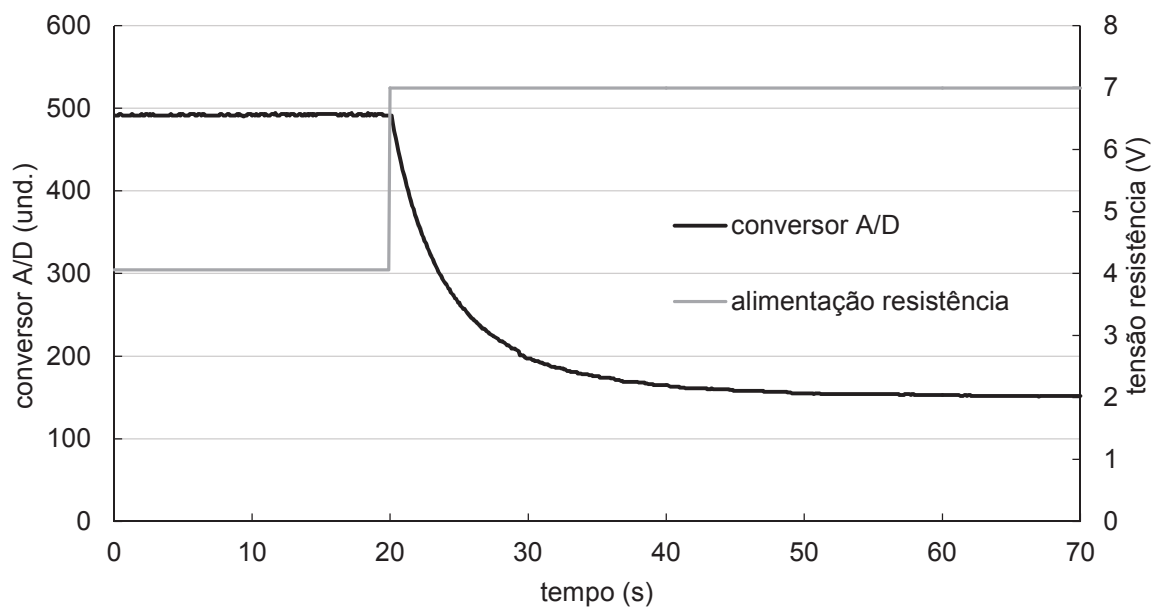
A partir de (5), (6) e (7) pode-se estabelecer uma função analítica que relaciona a temperatura da sonda com a leitura do conversor analógico digital do microcontrolador na faixa de temperatura estudada ($\text{temp}=f(a)$).

3.5 Modelagem do sistema

Definiu-se toda a modelagem do sistema em tempo contínuo, assim como o projeto do controlador. Após definição dos ganhos realizou-se uma conversão para tempo discreto para implementação das lógicas em um sistema digital.

Foi montada uma plataforma de teste capaz de registrar o valor lido no conversor analógico digital (a) em função do tempo (t) e também o instante em que é aplicado o degrau à sonda. Apesar da natureza discreta desta plataforma de aquisição de dados, o período de amostragem é da ordem de centenas de vezes menor que a principal constante de tempo do sistema e a resolução do conversor A/D permite a medição da temperatura na ordem de décimo de grau, o que permite a avaliação dos dados como se fossem em tempo contínuo, sem erros relevantes. Como o mapeamento disponível da temperatura é restrito à faixa de 635°C a 845°C , a sonda foi estabilizada em cerca de 650°C com a aplicação de uma tensão constante de $4,06\text{V}$ (determinada empiricamente) e então foi aplicado um degrau adicional de $2,93\text{V}$ (determinado empiricamente) que elevou a temperatura até cerca de 850°C . Os dados de tensão do degrau aplicado e da leitura na entrada analógica do microcontrolador em função do tempo podem ser observados na Figura 12.

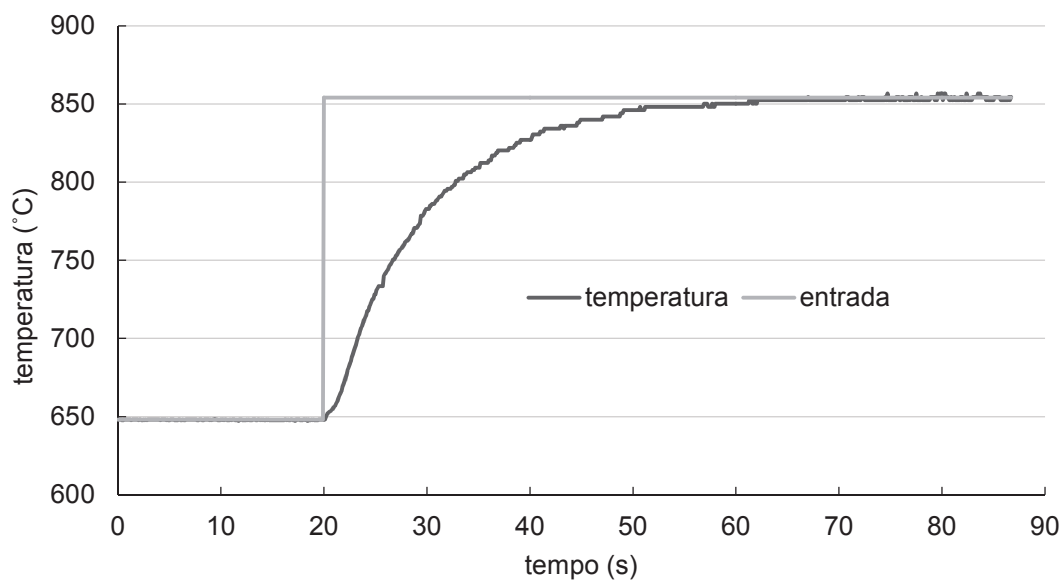
Figura 12: leitura conversor A/D e degrau aplicado x tempo.



Fonte: próprio autor.

Aplicando-se as equações (5), (6) e (7) com os valores da leitura da entrada analógica do microcontrolador (a), obtém-se a curva de temperatura em função do tempo, conforme Figura 13, na qual foi desenhado o degrau de entrada já multiplicado pelo ganho do sistema.

Figura 13: temperatura x tempo para entrada degrau.



Fonte: próprio autor.

A resposta se aproxima de uma resposta de um sistema de primeira ordem e o atraso de transporte se mostrou desprezível (cerca de 0,2 s). A pequena deformação da curva de resposta no início da aplicação do degrau indica uma dinâmica de ordem superior, mas com ganho e constantes de tempo desprezíveis. Dessa forma o sistema foi tratado inicialmente como de primeira ordem. A função de transferência de um sistema de primeira ordem é tipicamente

$$G(s) = \frac{K}{T_s + 1} . \quad (8)$$

A resposta $Y(s)$ ao degrau de amplitude K_d é dada por

$$Y(s) = \frac{K_d}{s} G(s) + Y_0 , \quad (9)$$

em que Y_0 é a condição inicial. Substituindo $G(s)$,

$$Y(s) = \frac{K_d}{s} \cdot \frac{K}{T_s + 1} + Y_0 . \quad (10)$$

Decompondo em frações parciais:

$$Y(s) = \frac{K_d K}{s} - \frac{K_d K}{s + 1/T} + Y_0 \quad (11)$$

e fazendo a transformada de Laplace inversa, obtém-se a resposta do sistema em função do tempo.

$$y(t) = y(0) + K_d K \cdot (1 - e^{-t/T}) . \quad (12)$$

A amplitude do degrau (K_d) é de 2,93 V. O ganho do sistema (K) pode ser facilmente identificado em função da variação de amplitude da resposta em tempo

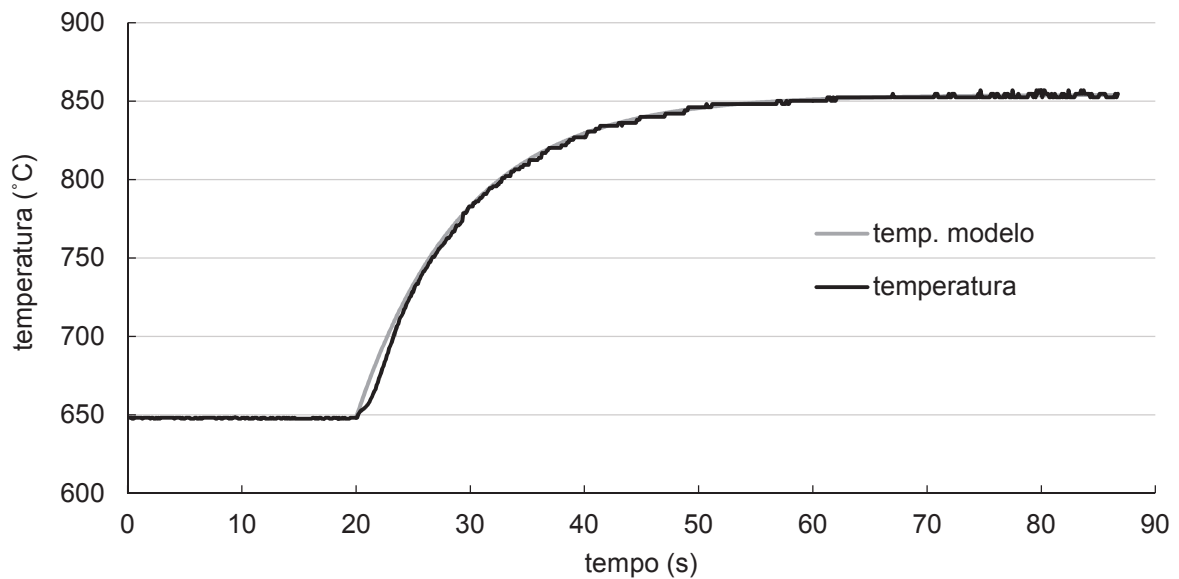
infinito ao degrau de amplitude K_d . Como a amplitude da resposta é de $204\text{ }^\circ\text{C}$ e equivale a $K_d.K$, conclui-se que $K=69,62\text{ }^\circ\text{C.V}^{-1}$.

A constante de tempo (T) de um sistema de primeira ordem pode ser obtida verificando-se o instante em que o sistema atinge 63,2% da resposta a um degrau ($t=T$). Observa-se que esse patamar é obtido em 9,4 s e, portanto,

$$y(t) = 650 + 204.(1 - e^{-t/9,4}) . \quad (13)$$

Sobrepondo-se a curva de resposta ao degrau do modelo (respeitando-se as condições iniciais) à curva obtida experimentalmente, pode-se observar a consistência do modelo identificado (veja Figura 14).

Figura 14: temperatura x tempo para o modelo e para o sistema real.



Fonte: próprio autor.

Finalmente pode-se escrever a função de transferência $G(s)$ da sonda para as condições de teste.

$$G(s) = \frac{69,62}{9,4s + 1} . \quad (14)$$

3.6 Projeto do controlador

As premissas para o projeto do controlador são obter respostas rápidas, com estabilidade e limitação de um eventual sobressinal. O fato de o sistema ser essencialmente de primeira ordem com atraso de transporte desprezível permite que seja utilizado um controlador simples, do tipo proporcional e integral em malha fechada.

Deve-se levar em consideração que o controlador será implementado em um microcontrolador com software de baixo nível e, portanto, todas as simplificações matemáticas possíveis deverão ser consideradas. Em função disso será utilizada a leitura do conversor A/D como variável controlada, considerando como *set point* o valor de referência informado pelo CI CJ 125 em modo de calibração, ou seja, o valor de leitura do conversor A/D que corresponde à temperatura ótima de trabalho da sonda. Com isso evita-se a necessidade de implementação do mapeamento da temperatura real em função da leitura do conversor A/D no firmware do equipamento.

Porém, a análise de desempenho do sistema deve ser realizada em termos da temperatura da sonda. Para contornar esse problema, foi criado um modelo do sistema de controle da sonda em que a referência é dada em termos da leitura do conversor A/D, mas a saída é dada em temperatura da sonda. Esta abordagem permite a definição dos ganhos do controlador (que utiliza como entrada a leitura do conversor A/D) a partir da análise de resposta de temperatura da sonda, que de fato é a grandeza de interesse.

Para criação desse modelo é necessário a obtenção da leitura do conversor A/D em função da temperatura. Interpolando-se os dados da Tabela 2 por uma função linear, obtém-se a leitura do conversor A/D (a) em função da resistência interna da célula de Nernst (r), dada por

$$a = 0,4554r + 61,513 . \quad (15)$$

Basta então realizar o mapeamento da resistência interna em função da temperatura. Pode-se utilizar o mesmo método já descrito para obtenção da temperatura em função da leitura do conversor A/D, mas o resultado seria uma função não linear. Para não introduzir não linearidades no modelo, o que dificultaria a

utilização de técnicas de projeto de controladores, optou-se pela aproximação dessa função a uma reta que passa pelo ponto ótimo de operação e é aproximadamente tangente a curva real neste ponto, garantindo linearidade e boa aderência na região próxima à temperatura de trabalho ideal. Uma boa aproximação para esta reta é definir sua inclinação através da interpolação linear dos dois pontos adjacentes ao ponto de operação ótimo e deslocá-la para que passe sobre este ponto. A Tabela 4 indica os pontos considerados para esta análise.

Tabela 4: pontos utilizados para linearização de $r=f(\text{temp})$.

Ponto	1	2	3
temperatura(°C)	740	780	845
resistência(Ω)	400	300	200

Fonte: próprio autor.

A Inclinação da reta considerando-se os pontos 1 e 3 é de -1,9048. Definindo a passagem da reta pelo ponto 2 chega-se a equação da mesma, dada por

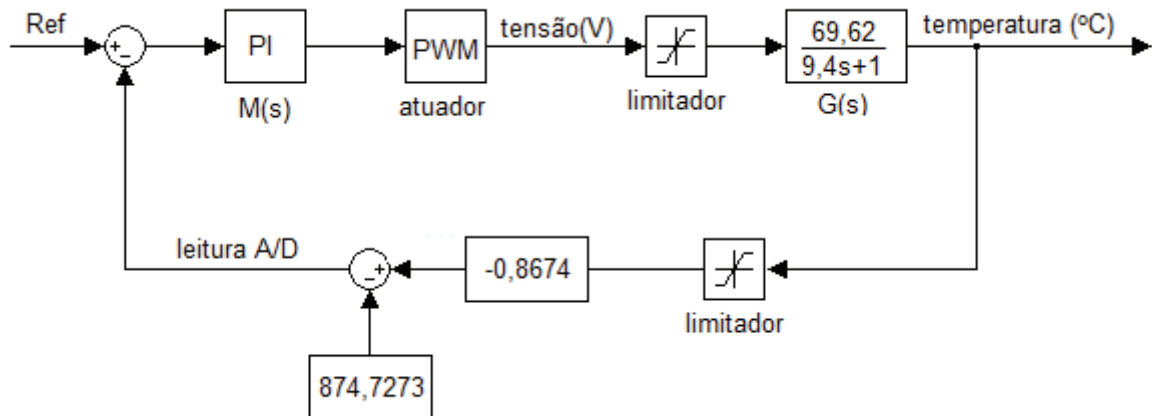
$$r = -1,9048 \text{ temp} + 1785,7143 . \quad (16)$$

Substituindo-se (18) em (17) define-se a leitura do conversor A/D em função da temperatura, dada por

$$a = -0,8674 \text{ temp} + 874,7273 . \quad (17)$$

A tensão máxima de alimentação da resistência de aquecimento é de 12 V e, portanto, foi acrescentado um elemento limitador após o atuador. Para finalizar o modelo, foram introduzidas as condições iniciais para efetuar as simulações na faixa de temperatura mapeada (veja Figura 15).

Figura 15: diagrama de blocos do sistema com controle PI em malha fechada.



Fonte: próprio autor.

Com o modelo concluído pode-se selecionar os ganhos do controlador.

A saída do controlador proporcional é dada pela equação:

$$m(t) = K_p e(t), \quad (18)$$

em que $e(t)$ é o erro e K_p é o ganho proporcional.

Quanto maior o ganho proporcional, mais rápida é a resposta do sistema. Porém, ganhos muito elevados podem causar instabilidades decorrentes do atraso de transporte e de componentes de ordem superior que foram desprezados. Como primeiro critério de seleção do ganho K , optou-se pela utilização do teorema do valor final para entrada em degrau com imposição de um erro máximo em regime permanente de 10% da amplitude do degrau.

O erro em regime permanente (e_{ss}) para uma entrada de referência R em um sistema com função de transferência $G(s)$ e realimentação definida por $H(s)$ é dado por (Ogata, Modern Control Engineering 2002)

$$e_{ss} = \lim_{s \rightarrow 0} \frac{sR(s)}{1 + G(s)H(s)}. \quad (19)$$

Para entrada degrau de amplitude 130°C , o erro em regime permanente é dado por

$$e_{ss} = \lim_{s \rightarrow 0} \frac{s}{1 + G(s)H(s)} \cdot \frac{130}{s}. \quad (20)$$

Substituindo valores e simplificando chega-se a

$$e_{ss} = \lim_{s \rightarrow 0} \frac{9,4s + 1}{9,4s + 1 - 60,3884 \cdot K_p} \cdot 130 = \frac{130}{1 - 60,3884 \cdot K_p} \quad (21)$$

Impondo $e_{ss} = 13^\circ\text{C}$, obtém-se $K_p = -0,149$.

A ação de um controlador PI é dada por:

$$m(t) = K_p e(t) + \frac{K_p}{T_i} \int_0^t e(t) dt, \quad (22)$$

em que $m(t)$ é a saída do controlador, $e(t)$ é o erro entre o valor de referência e a variável controlada, K_p é o ganho proporcional e T_i é o tempo integral. A função de transferência equivalente é dada por

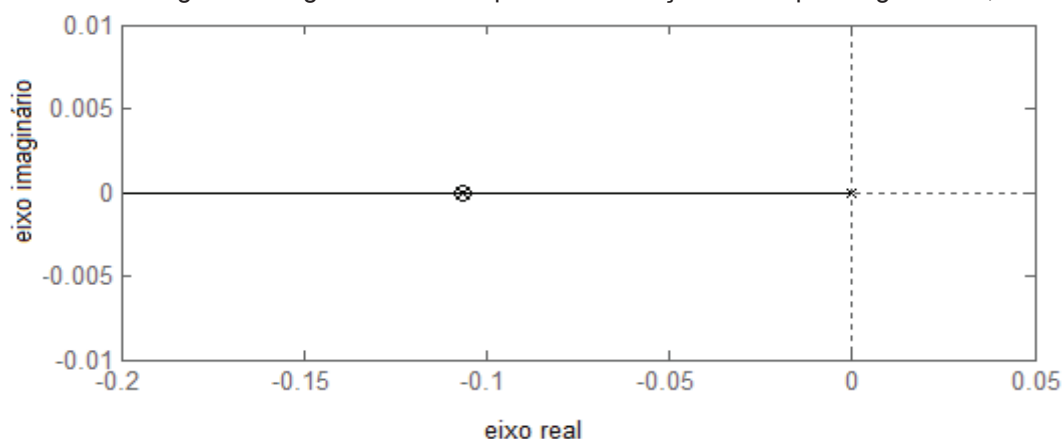
$$M(s) = \frac{K_p (T_i s + 1)}{T_i s} \quad (23)$$

O sistema passa a ter a seguinte função de transferência em malha aberta:

$$G(s) = \frac{K_p (T_i s + 1)}{T_i s} \cdot \frac{69,62}{9,4s + 1} \quad (24)$$

Uma vez que a sobretemperatura pode comprometer a vida útil da sonda e até danificá-la, optou-se pelo conservadorismo na escolha do tempo integral. A primeira abordagem para seleção deste parâmetro é o cancelamento de um pólo e um zero, o que garante a ausência de oscilações na resposta transitória, como pode ser observado no diagrama do lugar das raízes com $T_i = 9,4\text{s}$ e com o efetivo cancelamento de um pólo e um zero.

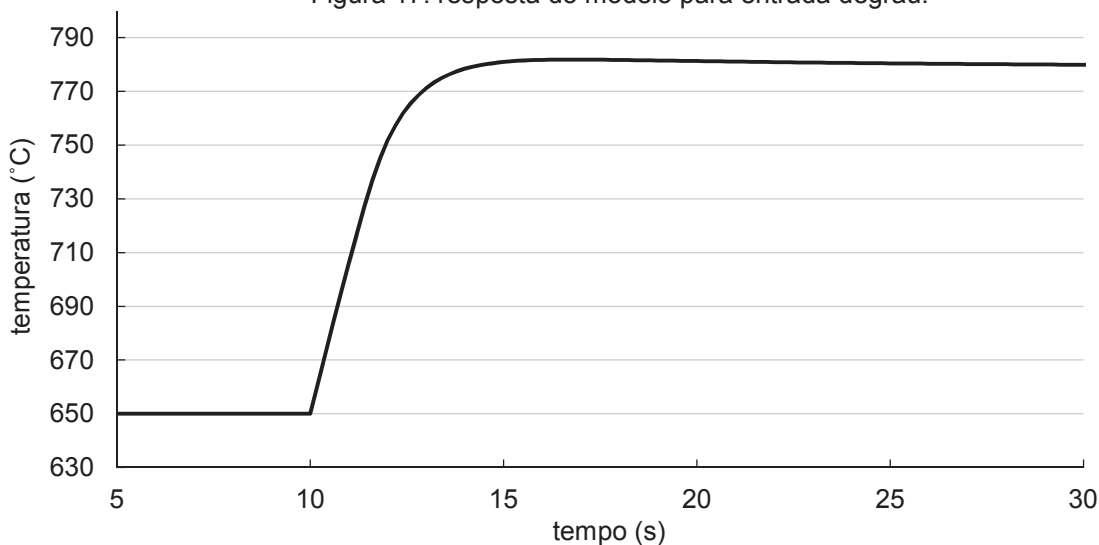
Figura 16: lugar das raízes após determinação do tempo integral em 9,4s.



Fonte: próprio autor.

Uma vez selecionados os ganhos do controlador realizou-se a simulação da modelagem com a ferramenta Simulink/Matlab®. A Figura 17 mostra a resposta do modelo a uma entrada degrau de 130°C a partir da condição inicial de 650°C, na qual pode-se observar um pequeno sobressinal de cerca de 2°C. Análises da simulação indicam que esse desvio decorre da saturação da saída do controlador, que atrasa ligeiramente a resposta do sistema e potencializa a ação integral do controlador. De qualquer forma a resposta do sistema se aproxima de uma resposta criticamente amortecida e o tempo de acomodação é de cerca de 6 segundos. Uma vez que o ponto de ajuste da temperatura é sempre fixo, este sobressinal não deve ocorrer durante a operação normal da sonda.

Figura 17: resposta do modelo para entrada degrau.



Fonte: próprio autor.

3.7 Implementação do controlador

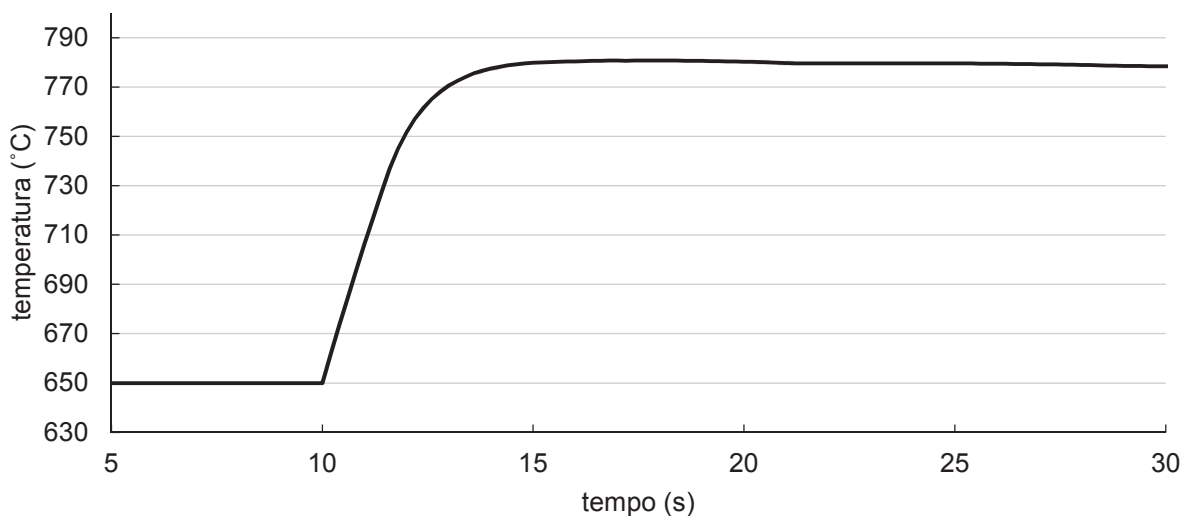
A seguir foi implementado o controle no microcontrolador do equipamento. Como trata-se de um sistema em tempo discreto, foi necessária a conversão do controlador em tempo contínuo para um controlador em tempo discreto. Para simplificar essa conversão foi selecionado um período de amostragem bastante reduzido (100 ms), da ordem de um centésimo da principal constante de tempo do sistema (9,4 s). Esse período reduzido permite desprezar o atraso inerente a sistemas discretos (Ogata, Discrete Time Control Systems 2005) e permite a aproximação do controlador em tempo contínuo para um controlador em tempo discreto apenas alterando os ganhos do mesmo. Para essa implementação utilizou-se uma conversão dos ganhos do controlador em tempo contínuo para um controlador em tempo discreto dado por (Medeiros 2012):

$$K_{pd} = K_p - \frac{K_p T}{T_i}, \text{ e} \quad (25)$$

$$K_{id} = \frac{K_p T}{T_i}, \quad (26)$$

em que K_{pd} é o ganho proporcional e K_{id} é o ganho integral (K_p/T_i) do controlador em tempo discreto. Para verificação do projeto do sistema digital realizou-se uma simulação com o controlador definido em tempo discreto, com a inclusão de um quantizador na malha de realimentação (leitura do conversor A/D). A Figura 18 apresenta o resultado da simulação para as mesmas condições ensaiadas para o controlador em tempo contínuo. As não linearidades referentes a sistemas discretos acrescentaram alterações desprezíveis na curva de resposta, validando assim as técnicas de projeto utilizadas.

Figura 18: resposta do modelo em tempo discreto para entrada degrau.

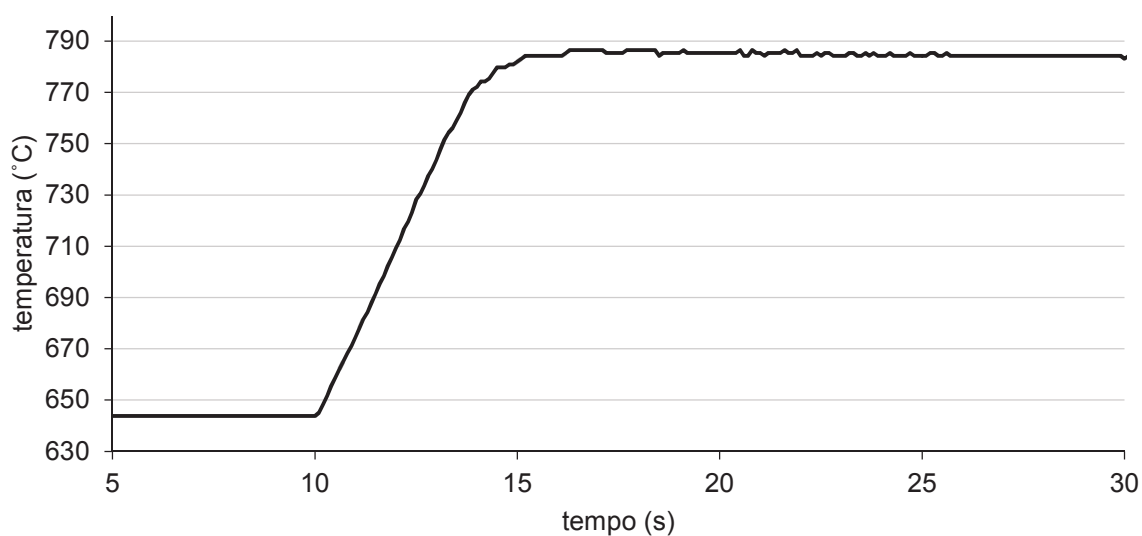


Fonte: próprio autor.

Concluído o projeto do controlador implementou-se o mesmo no firmware do equipamento. Para verificação do desempenho do sistema real foram estabelecidas as condições iniciais utilizadas na simulação (temperatura inicial de cerca de 650 °C atingida com a aplicação de 4,06V na resistência de aquecimento).

Para obtenção de uma curva mais fidedigna da temperatura real em função do tempo foram utilizadas as equações (5), (6) e (7), que permitem o mapeamento da temperatura em função da leitura do conversor A/D. Na Figura 19 pode-se observar a resposta do sistema real.

Figura 19: resposta do sistema com controle proporcional mais integral para entrada degrau.



Fonte: próprio autor.

Pode-se observar a efetividade do sistema de controle para as condições de ensaio. A resposta foi muito semelhante à resposta do modelo simulado. Pode-se notar que a resposta do sistema real é um pouco mais lenta que a do modelo, provavelmente em função do aumento da impedância da resistência de aquecimento em função de sua temperatura, fazendo com que a potência fornecida seja menor que a prevista no modelo, já que o levantamento da dinâmica do sistema foi realizado com tensões aplicadas na resistência de aquecimento entre 4 e 8 V, e no experimento realizado a resistência é alimentada pela tensão máxima de 12 V durante quase toda a rampa de subida observada na Figura 19.

A seguir o sistema foi submetido a uma condição de operação real em um queimador alimentado por gás liquefeito de petróleo (GLP). Nessas condições a temperatura ambiente da sonda é bastante superior à temperatura dos ensaios de laboratório e também há um processo de convecção forçada em função da expulsão dos gases de combustão. O sistema foi submetido no instante $t=0$ ao *set point* de operação (780° C) e foram coletados os dados do conversor analógico digital e mapeada a temperatura real. Não foram observadas alterações perceptíveis na resposta do sistema.

Uma vez finalizado o controle de temperatura da sonda, partiu-se para a análise do sinal de saída da mesma e para a calibração dessa saída para a utilização prática do analisador de oxigênio. Para tanto foram implementadas no firmware do equipamento as equações que relacionam a saída em tensão amplificada do CI CJ 125 com o teor de oxigênio dos gases analisados. Essas equações são fornecidas pelo fabricante da sonda e do CI CJ 125 (Bosch 2005) e correspondem a

$$I_p = 274,6365.(V_{CJ125} - 1,5) \quad e \quad (27)$$

$$O_b = \frac{I_p + 0,035}{0,1221}, \quad (28)$$

em que I_p é a corrente na célula de Nernst em miliamperes, V_{CJ125} é a tensão na saída do CJ 125 em Volts e O_b é o teor de oxigênio em percentual de volume.

Para análise qualitativa, o analisador em desenvolvimento foi instalado em paralelo com um analisador de referência em um queimador a gás com ventilação forçada controlada, conforme pode ser observado na Figura 20.

Figura 20: sensor padrão e sensor em desenvolvimento instalados em um queimador a gás.



Fonte: próprio autor.

O padrão de referência é um equipamento de fabricação Eurotherm modelo Unigás 3000+, ilustrado na Figura 21, que possui certificado de calibração rastreado pelo Inmetro. Os erros máximos apresentados no certificado são todos menores de 0,2% do fundo de escala em todas as faixas de medição.

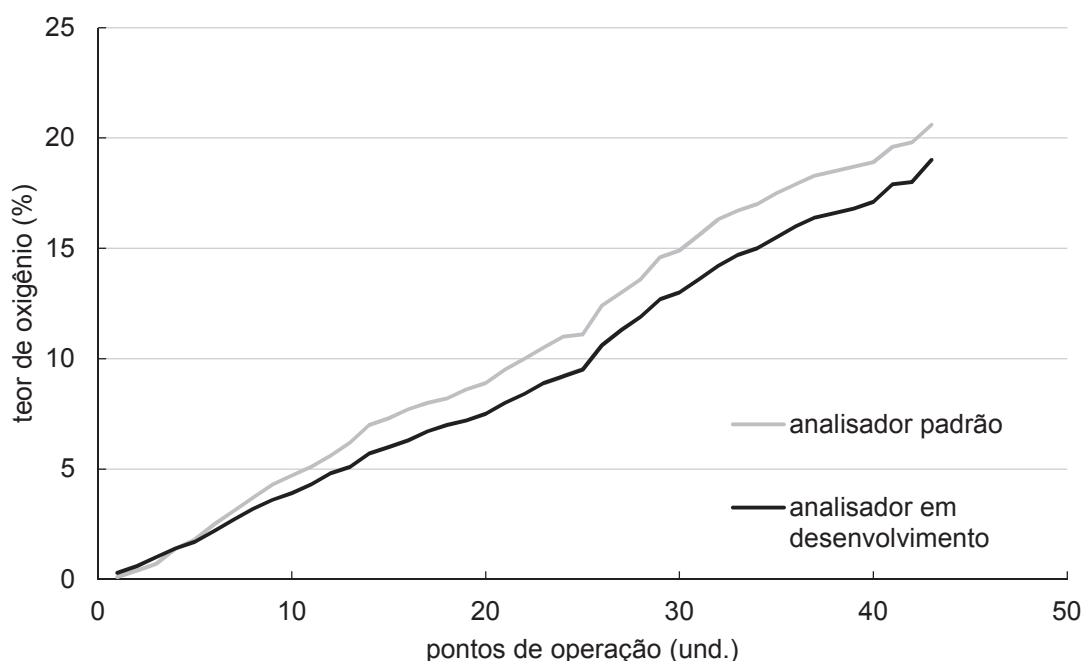
Figura 21: analisador de gases Eurotherm modelo Unigás 3000+.



Fonte: Eurotherm.

Foram coletados dados em diversos pontos de operação com teor de oxigênio variando de 0 a 21 % para comparação das curvas de resposta do analisador padrão e do analisador em desenvolvimento. Como a definição do ponto de operação do queimador é bastante difícil, não foi possível obter pontos de teor de oxigênio igualmente espaçados. Porém foi coletada uma quantidade suficiente de pontos para comparação das curvas de resposta. As respostas dos dois analisadores para diversos pontos de operação utilizados são apresentados na Figura 22.

Figura 22: comparação das respostas do analisador padrão e do instrumento em desenvolvimento.



Fonte: próprio autor.

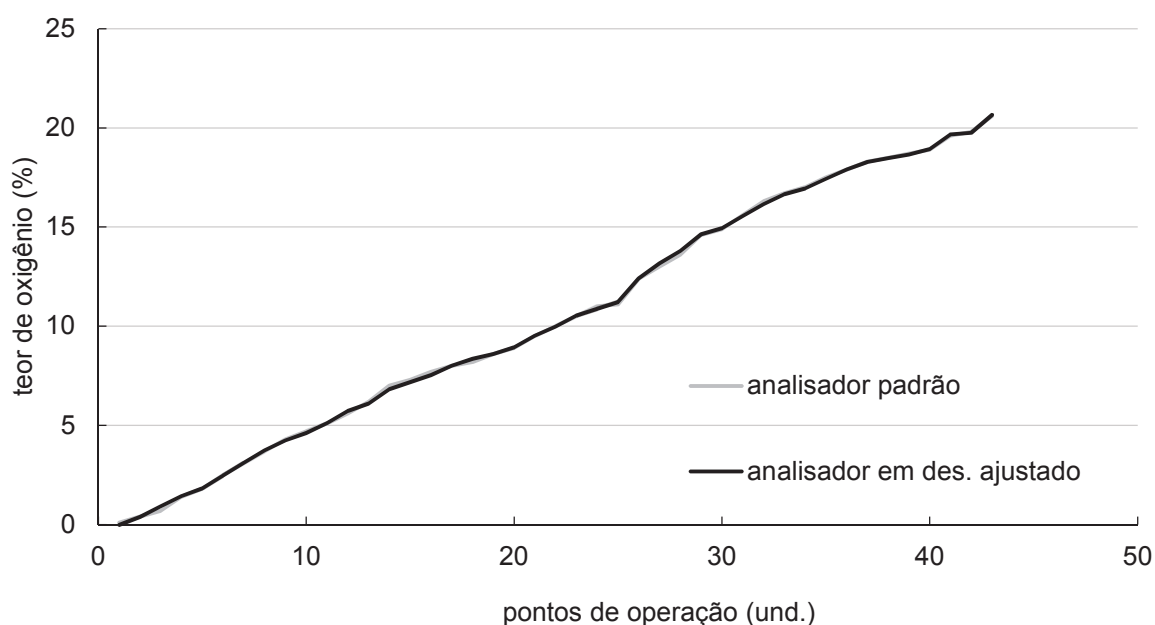
Percebe-se uma forte correlação entre os dados. Partiu-se para a obtenção de uma equação de ajuste para aproximação das respostas dos dois instrumentos. O critério adotado foi a obtenção da equação de menor grau que, aplicada aos dados do equipamento em desenvolvimento, garanta um erro médio menor que 2% do fundo de escala (0,42% de teor de oxigênio) e máximo de 5% do fundo de escala (1,05 % de teor de oxigênio) em relação às medidas do analisador de referência. Através de métodos numéricos obteve-se uma equação de segundo grau (26) que garantiu um erro médio de 0,33% e erro máximo de 0,95% em relação ao fundo de escala.

$$O_{aj} = -0,121 \cdot O_b^2 + 1,3384 \cdot O_b - 0,4143, \quad (29)$$

em que O_{aj} é o teor de oxigênio ajustado e O_b é o teor de oxigênio medido pela sonda em percentual de volume.

A comparação entre a resposta do instrumento padrão e a resposta do instrumento em desenvolvimento já ajustada pela equação (25) é apresentada na Figura 23.

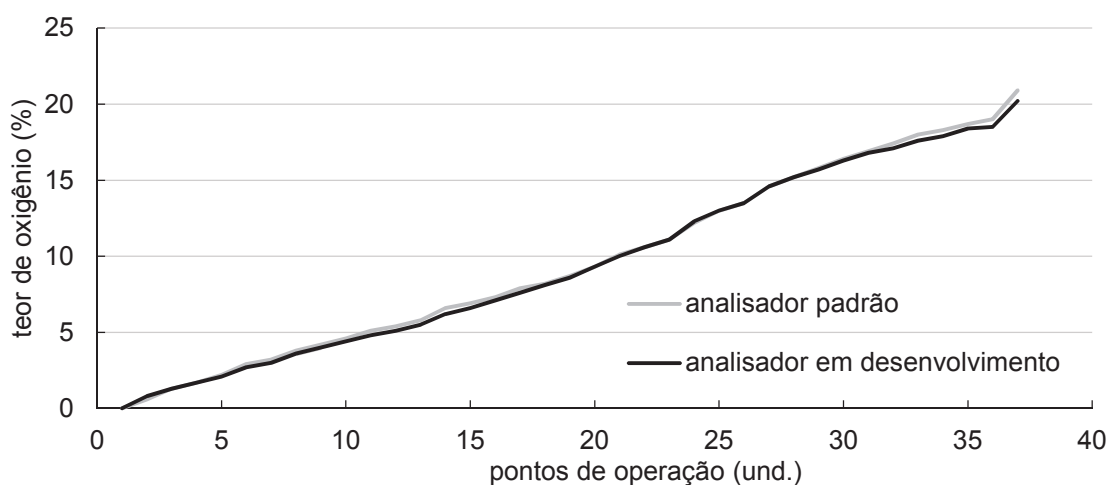
Figura 23: comparação das respostas do analisador padrão e do equipamento desenvolvido com saída ajustada.



Fonte: próprio autor.

Para certificação do método de ajuste da curva do analisador, foram realizadas novas aquisições de dados. As respostas do analisador padrão e do analisador desenvolvido para uma nova série de pontos de operação do queimador são apresentadas na Figura 24.

Figura 24: comparação das respostas do analisador padrão e do equipamento desenvolvido para outro conjunto de pontos de operação.



Fonte: próprio autor

3.8 Análise dos resultados

A análise dos dados obtidos em campo referentes ao desempenho do analisador de oxigênio indica que os métodos utilizados para identificação do sistema e projeto do controlador de temperatura da sonda foram realmente eficazes, com desempenho totalmente satisfatório, uma vez que o erro médio de todas as medidas realizadas com o instrumento em relação ao analisador padrão para toda a faixa de medição ficou em 2,44% e em 0,88% quando calculado em relação ao fundo de escala (21% de oxigênio). O erro máximo encontrado em relação ao fundo de escala foi de 2,38%. As respostas do sistema real são muito semelhantes às respostas do modelo, apesar das simplificações utilizadas na modelagem do sistema. Observou-se um tempo de resposta do instrumento menor que 2 segundos, o que pode ser considerado uma resposta bastante rápida, visto que os macro parâmetros dos processos de combustão industriais variam em uma escala de tempo da ordem de dezenas de segundos. O sistema de controle projetado e implementado se mostrou robusto o suficiente para garantir um bom desempenho em condições reais de utilização, apesar das limitações das condições de operação da sonda na fase de projeto.

A modelagem do sistema de controle em malha fechada utilizando-se uma grandeza indireta como referência e a grandeza real como variável analisada pode

ser replicada para outras situações nas quais o sistema disponibiliza apenas uma grandeza indireta, mas é possível relacioná-la analiticamente com a grandeza real a ser controlada. Nessa situação, é possível realizar todo o projeto de controle através da análise da grandeza real no modelo matemático e posteriormente implementar o controle utilizando apenas a grandeza indireta, o que pode trazer grandes simplificações na elaboração de algoritmos de controle em baixo nível.

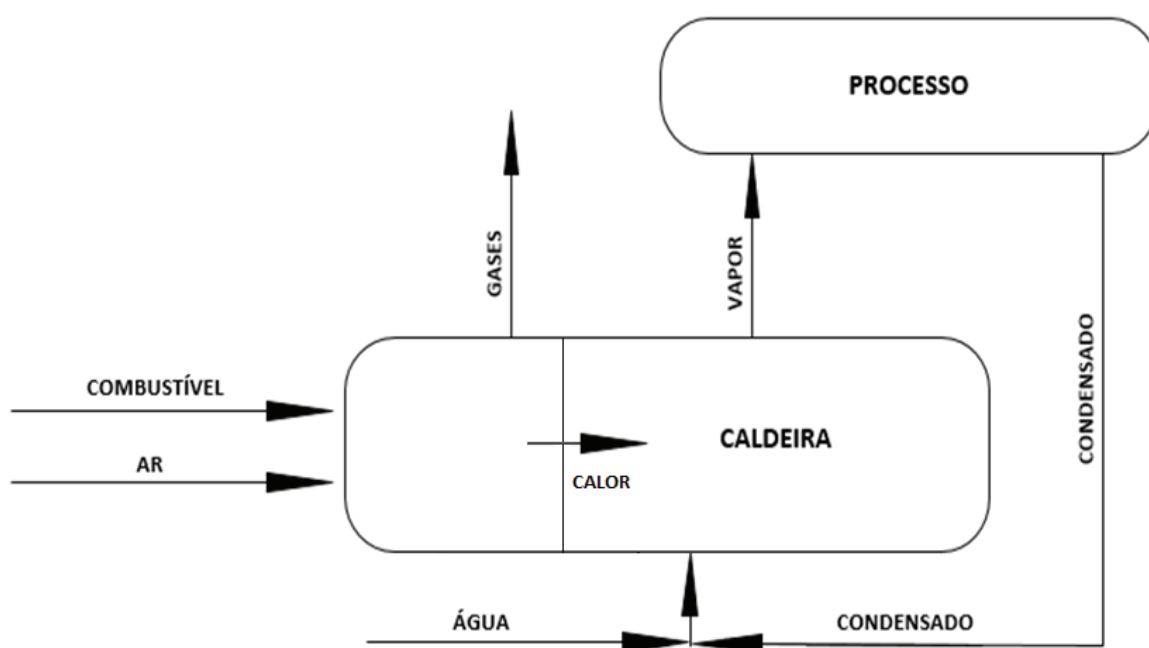
Em relação ao analisador de teor de oxigênio, obteve-se respostas consistentes do equipamento e, ao mesmo tempo, o método de ajuste da curva de saída do mesmo se mostrou eficiente, aproximando de maneira inequívoca a resposta do instrumento desenvolvido à resposta de um analisador padrão calibrado e rastreado pelo Inmetro. A aplicação do equipamento em um ambiente industrial com temperaturas acima de 40 °C comprovou a robustez do mesmo apesar de indicar sua propensão a falhas em função de ruídos provenientes de conversores de frequência, problema sanado a partir da utilização de cabos e painéis blindados e devidamente aterrados, além da separação e afastamento dos cabos de alimentação das fontes de ruídos.

4. MODELAGEM E PROJETO DO SISTEMA DE CONTROLE DE COMBUSTÃO

O sistema de controle de combustão de biomassa é projetado para utilização em caldeiras geradoras de vapor, porém pode ser utilizado em qualquer processo industrial no qual haja combustão de biomassa primária com intuito de gerar calor.

Existem diversos modelos construtivos de caldeiras geradoras de vapor, mas todas possuem essencialmente o mesmo princípio de funcionamento. Esses aspectos construtivos têm forte influência em sua eficiência energética, mas não serão tratados neste trabalho. A Figura 25 mostra um modelo simplificado de uma caldeira.

Figura 25: diagrama de blocos simplificado de uma caldeira geradora de vapor.



Fonte: próprio autor.

Em linhas gerais, o processo de combustão gera calor para vaporização da água, que é condensada no processo industrial e reaproveitada novamente na caldeira. As perdas de vapor ou condensado são compensadas por nova adição de água no sistema. Não há contato direto entre os gases de escape e a água/vapor do processo.

4.1 Operação de caldeiras convencionais

Nas caldeiras convencionais que utilizam biomassa geralmente há uma fornalha acoplada à caldeira propriamente dita. Nessa fornalha ocorre o processo de combustão sobre uma grelha, que pode ser fixa ou móvel. O material em combustão sobre a grelha é chamado de leito e na grande maioria dos casos a admissão da biomassa é realizada pela parte superior do leito.

Esse processo de admissão de combustível geralmente é realizado de maneira manual e a admissão de ar/exaustão dos gases de combustão é realizada através de moto-ventiladores e/ou exaustores com velocidades fixas, sempre superdimensionadas para garantir excesso de ar no processo. Nos modelos mais simples há apenas um exaustor responsável pela tiragem, ou seja, pela sucção de gases pela chaminé. A entrada de ar geralmente é realizada por uma abertura abaixo da grelha de queima e pela abertura de alimentação de combustível, com cada entrada fazendo o papel de ar primário e secundário de maneira bastante irregular e ineficiente.

O resultado é um baixo rendimento da operação com grande desperdício de biomassa, uma vez que o processo de queima não é estável e geralmente é realizado com a relação combustível/comburente fora da faixa ideal, com elevada perda de calor pela chaminé e pela diluição do calor nos gases da combustão. A admissão de combustível é realizada em bateladas com intervalos geralmente de 20 a 45 minutos, conforme observações realizadas em algumas caldeiras em operação. Esse regime causa uma instabilidade no processo de queima, culminando com períodos de falta de oxigênio e períodos de excesso de oxigênio nas reações de combustão.

O processo de controle manual de admissão de combustível utiliza como variável controlada a pressão na linha de vapor e a estimativa de consumo de vapor. A princípio o operador da caldeira adiciona combustível quando a pressão de vapor cai abaixo de um valor limite e a quantidade admitida é proporcional à estimativa de consumo de vapor naquele momento. Vale lembrar que essa estimativa é puramente baseada na experiência operacional do caldeireiro visto não haver medidores de vazão de vapor. Quando há um excesso de combustível ou uma queda no consumo de vapor, a tendência é o aumento da pressão no interior da caldeira. Nesses casos

um pressostato (equipamento de segurança obrigatório) desliga automaticamente o exaustor de tiragem, atenuando drasticamente o processo de combustão, o que reduz significativamente a transferência de calor e, conseqüentemente, a produção de vapor. Nessas ocasiões ocorre uma grande diminuição de rendimento do equipamento, pois os processos de combustão não cessam por completo, havendo uma continuidade das reações de pirólise, com geração de voláteis de alto valor energético que são liberados na atmosfera. Além da perda energética relacionada aos gases não oxidados, há um aumento expressivo dos poluentes liberados na atmosfera.

Uma vez que o trabalho visa aperfeiçoar o processo de combustão, optou-se pela realização de todo o estudo de rendimento do processo de geração de vapor em função do aproveitamento do potencial energético do combustível utilizado, negligenciando-se aspectos construtivos ou de manutenção das caldeiras que têm impacto significativo no rendimento das mesmas. Pretende-se obter uma melhoria do rendimento do processo de aquecimento em decorrência de melhorias no processo de combustão. Como o processo de combustão é responsável por praticamente toda a energia inserida no sistema, o aumento da eficiência desse processo tem impacto direto na eficiência global do sistema.

Para uma combustão efetiva e virtualmente completa é necessário um excesso de ar, conforme explicitado na seção 2.2. Para se alterar o valor desse excesso basta variar a vazão de ar de admissão na fornalha, o que pode ser feito através da modulação de velocidade dos moto-ventiladores de entrada ou exaustores de tiragem ou ainda através do ajuste de *dampers* que regulam o fluxo de ar.

Outro aspecto relacionado à qualidade da combustão se refere à admissão do combustível. Como mencionado, a admissão em bateladas prejudica a estabilidade do processo de queima com conseqüências imediatas na relação ar-combustível, podendo inclusive acarretar o desligamento da tiragem em função de excesso de produção de calor, com impacto significativo no rendimento do sistema. Para viabilizar a admissão automática de combustível é imperativa a utilização de lenha em cavaco ou pellets, o que permite a utilização de alimentadores de fuso ou concha com velocidade variável.

O fluxo de combustível necessário para alimentação da fornalha é função da necessidade de calor (Janez Oman 2000), que está relacionada à demanda de

vapor. Para garantir o suprimento de vapor, a caldeira deve manter uma pressão mínima de trabalho. Quanto maior o consumo, maior a tendência de queda de pressão por falta de produção de vapor. Por isso a operação manual visa sempre a manutenção da pressão mínima de trabalho, com adição de combustível sempre que há a percepção de queda nesta pressão.

4.2 Projeto do sistema de controle de combustão

O projeto proposto consiste na criação de um sistema de baixo custo para automação dos processos de alimentação de combustível e ar em caldeiras geradoras de vapor alimentadas com biomassa, especificamente cavacos de madeira ou pellets, visando uma aumento do rendimento energético em função da melhoria da qualidade de combustão. Sob essa ótica, é proposto um sistema de controle simplificado, com minimização da instrumentação necessária.

O sistema proposto tem como funções principais controlar a qualidade da combustão, através do controle de tiragem e admissão de ar realizada através de moto ventiladores e exaustores com velocidade variável, visando a manutenção da taxa de excesso de ar ideal e também controlar a admissão de combustível, realizada por fusos transportadores de velocidade variável, visando a manutenção da pressão na linha de vapor.

Essas duas funções de controle são tratadas inicialmente de maneira independente e posteriormente são estudadas as interações entre os dois processos. Essa divisão e independência facilita a modelagem, projeto e parametrização do sistema.

4.3 Controle de qualidade de queima

Trata-se de um sistema em malha fechada cuja variável controlada é o teor de oxigênio nos gases de escape e a variável manipulada é a vazão de ar no sistema, função da velocidade do moto-ventilador de admissão ou exaustor de tiragem. Propõe-se a utilização de um controlador do tipo proporcional mais integral. O ponto de ajuste da variável controlada é o teor de oxigênio relacionado com o excesso de ar ideal.

O primeiro desafio é justamente a determinação do excesso de ar ideal para o equipamento estudado nas condições de operação. A literatura indica alguns estudos bastante complexos (Menghini, et al. 2008), (Yang, Sharifi e Swithenbank 2004), que permitem determinar o excesso de ar ideal para aplicações específicas. As publicações genéricas se limitam a especificar faixas recomendadas muito abrangentes, em função da diversidade de fatores que influenciam essa variável.

Neste contexto propõe-se um método empírico simples e a princípio inédito que pode ser utilizado em virtualmente qualquer sistema de aquecimento.

A troca de calor entre dois fluidos ou gases depende essencialmente do gradiente de temperatura entre os fluidos e da resistência térmica entre eles, o que depende principalmente da área de troca e da condutividade térmica da interface, além de fatores relacionados à convecção (Wyllen e Sonntag 1976). Uma vez que o sistema físico de troca é estático, pode-se considerar os parâmetros de condutividade da interface constantes. Mantida a temperatura de um dos fluídos constante e sem grandes variações no processo de convecção, a taxa de troca de calor depende essencialmente da temperatura do outro fluido ou gás.

Uma vazão constante de um combustível uniforme na fornalha possui um potencial de geração de calor também uniforme. Desta forma, pode-se obter a maior taxa de transferência de calor entre os gases da combustão e o fluido de aquecimento para esse potencial energético fixo. Mantendo-se a temperatura do fluido de aquecimento constante, avalia-se a temperatura dos gases de escape para diversos valores de excesso de ar, gerando-se uma curva de temperatura dos gases de escape em função do excesso de ar. Em função do compromisso entre combustão dos voláteis e diluição da temperatura decorrente do excesso de ar (explorado na seção 2.2), espera-se que essa curva apresente um máximo justamente no ponto de excesso de ar ideal, pois, nessa situação, a mesma vazão de combustível gera mais calor útil, uma vez que, apesar da temperatura do fluido de aquecimento ser constante, mais calor é trocado já que a temperatura dos gases de combustão, mesmo após as trocas de calor, é mais elevada.

Esse levantamento deve ser realizado com vazão mássica de combustível próxima das condições nominais de operação do equipamento, pois as características de homogeneização da mistura combustível/ar são diretamente influenciadas pela

altura e compactação do leito (Bruch, Peters e Nussbaumer 2003), tendo efeito no nível de excesso de ar ideal.

Em termos práticos, para realização desse levantamento em uma caldeira geradora de vapor, o seguinte procedimento deve ser seguido:

- a) seleciona-se uma vazão de combustível próxima da nominal do processo;
- b) seleciona-se um excesso de ar certamente abaixo do ponto ideal, como 10%, por exemplo;
- c) mantém-se a caldeira em pressão constante, como, por exemplo, na pressão atmosférica, o que garante que a temperatura do fluido de aquecimento se mantenha constante, independentemente da taxa de transferência de calor;
- d) após o processo entrar em regime permanente, registra-se a temperatura dos gases de escape; e
- e) incrementa-se o excesso de ar e repete-se os passos de “c” a “e” até observar-se uma diminuição da temperatura dos gases de escape e se identificar o ponto máximo da curva.

4.4 Controle de pressão na linha

Trata-se de um sistema em malha fechada cuja variável controlada é a pressão na linha de vapor e a variável manipulada é a admissão de combustível, função da velocidade do fuso de alimentação. O ponto de ajuste da variável controlada é justamente a pressão nominal de operação da caldeira. A proposta é a utilização de um controlador do tipo proporcional mais integral.

Rotinas específicas para partida e parada do equipamento devem ser criadas, visto tratarem-se de situações com circunstâncias bastante específicas e transitórias.

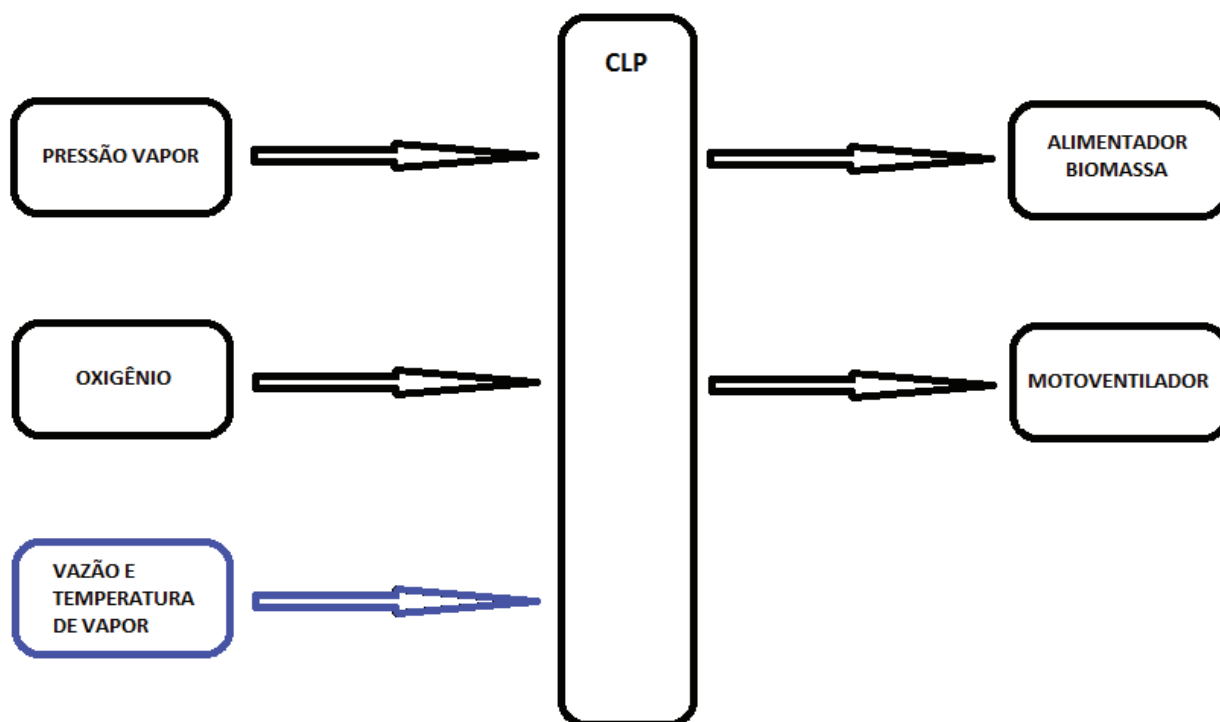
4.5 Arquitetura do Sistema

O elemento de controle do sistema é um controlador lógico programável de uso industrial (CLP). As entradas principais do sistema são a pressão da linha de

vapor e o teor de oxigênio dos gases de escape. As saídas principais são a alimentação de combustível (biomassa) e admissão de ar no processo.

O teor de oxigênio é avaliado pelo analisador desenvolvido no âmbito desta dissertação, enquanto que a pressão de vapor é avaliada por um transmissor de pressão de uso industrial. A alimentação de combustível é realizada por um fuso alimentador que garante uma vazão mássica de combustível diretamente proporcional à velocidade do fuso. A vazão de ar é aproximadamente proporcional a velocidade do ventilador axial de admissão de ar, conforme as leis dos ventiladores (Departamento de Engenharia Mecânica 2012). A Figura 26 indica a arquitetura simplificada do sistema. Há um elemento opcional, que é o monitoramento da vazão e da temperatura de vapor, o que permitiria avaliar o rendimento total do sistema, uma vez que o potencial energético do combustível seja conhecido. No contexto deste trabalho, este transmissor não é utilizado.

Figura 26: diagrama de blocos do sistema de controle de combustão.



Fonte: próprio autor.

4.6 Sistema de controle

Como já mencionado, são implementadas duas malhas de controle, sendo uma para admissão de combustível e outra para admissão de ar. Uma vez que o sistema a ser implementado é do tipo digital, toda a modelagem é realizada em tempo discreto. Desenvolveu-se uma modelagem genérica que, apesar de ser ensaiada com parâmetros de uma planta específica, pode ser facilmente adaptada para outras situações operacionais. Nesse contexto a modelagem leva em conta uma série de aproximações para que a mesma não perca sua generalidade. Espera-se que o fechamento das malhas de controle e os ajustes empíricos a serem realizados na etapa de ensaios superem eventuais desvios de comportamento da planta real.

4.7 Modelagem do sistema de admissão de combustível

A variável controlada é a pressão de vapor na linha de saída, que depende de diversos fatores. Um deles é a demanda por vapor. Trata-se da principal variável envolvida e é sobre a qual não se tem nenhum controle, pois depende do processo produtivo no qual a caldeira está inserida. Outro aspecto relevante é a produção de vapor, que depende dos aspectos construtivos da caldeira e do sistema de geração de calor (combustão) e, finalmente, a capacidade de armazenamento de vapor no interior da caldeira, que tem função de pulmão e suaviza as alterações na pressão em função de perturbações no consumo e na produção de vapor.

Partindo-se do pressuposto que o sistema de admissão de ar sempre proverá a quantidade necessária de ar para garantir o excesso de ar teórico ideal, pode-se supor que a produção de calor é proporcional à vazão mássica de combustível em regime permanente, desde que o combustível mantenha suas características de potencial calorífico estáveis. Essa suposição é plausível apenas para regime permanente, pois o processo de combustão possui atrasos consideráveis e toda alteração de vazão de combustível provoca efeitos transitórios, em função da utilização de calor proveniente de combustível já em combustão para aquecimento e secagem do combustível em admissão e em função da complexidade do processo de combustão de biomassa descrita no capítulo 2.

Por essa ótica, é bastante razoável supor que nos primeiros instantes após a admissão de uma vazão maior de combustível, a geração de calor diminua transitoriamente. Pela mesma ótica, é razoável supor que a produção de calor aumente transitoriamente sempre que se diminua a vazão de combustível, o que caracteriza o processo como um sistema de fase não mínima.

Uma vez que não há controle sobre os aspectos construtivos da caldeira, o controle se limita a admissão de combustível e a dinâmica da caldeira é descrita através da modelagem simplificada do processo de combustão e do processo de geração de vapor.

4.7.1 Modelagem do processo de combustão

O processo de combustão é modelado no que se refere à produção de calor em função da vazão mássica de combustível. Esta modelagem se concentra no processo já em regime, ignorando-se as peculiaridades do início do processo de combustão e aquecimento inicial da caldeira.

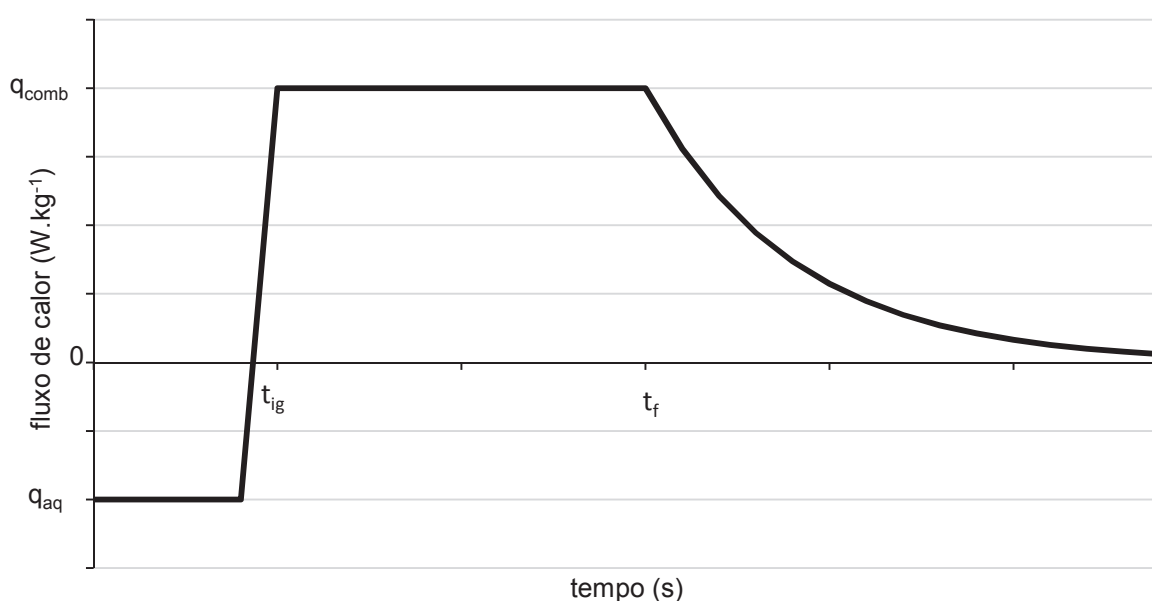
Neste contexto são assumidas as seguintes premissas:

- a) as variações de vazão mássica de combustível são pequenas e portanto não acarretam grandes alterações na temperatura do leito;
- b) a temperatura do leito de combustão é constante e, portanto, o tempo de aquecimento e secagem de cada partícula de combustível é constante;
- c) as características físico químicas do combustível são uniformes; e
- d) o sistema de ventilação é sempre capaz de suprir a quantidade necessária de oxigênio ao processo de combustão.

Conforme exposto no Capítulo 2, a combustão se dá principalmente nas fases de aquecimento e secagem, pirólise/combustão dos voláteis e combustão do carvão residual, etapas estas que se sobrepõem parcialmente. Na etapa de aquecimento e secagem há absorção de calor e nas etapas de combustão há liberação de calor, sendo esta mais intensa na combustão de voláteis e menos intensa na combustão do carvão residual, com cerca de 2/3 da energia liberada em função da combustão de voláteis e 1/3 em função da combustão do carvão residual (Kanury 1994). Apesar da heterogeneidade das reações de combustão, o comportamento do

fluxo de calor liberado por uma partícula de biomassa durante a combustão propriamente dita pode ser aproximado pelo comportamento da sua perda de massa, uma vez que o poder calorífico das reações de combustão que ocorrem durante todo o processo possuem valores da mesma ordem de grandeza. Diversos estudos indicam uma perda de massa acentuada durante o processo de pirólise e uma perda de massa com queda com aspecto exponencial na fase de queima do carvão residual, como pode ser visto na Figura 3. Visando facilitar a modelagem e simulação do sistema, propõe-se modelar o fluxo de calor proveniente de uma partícula de biomassa em combustão por uma sequência de três modelos lineares invariantes no tempo, sendo um com absorção uniforme de calor para a fase de aquecimento e secagem sem chama, outro com fluxo constante de calor durante a pirólise e queima com chama e um terceiro com queda exponencial do fluxo de calor durante a fase final de oxidação do carvão residual. Espera-se que a realimentação do sistema supere as evidentes simplificações do modelo proposto. A Figura 27 indica de maneira qualitativa a liberação de calor em função do tempo do modelo proposto de combustão de uma partícula de biomassa, sendo t_{ig} o tempo de ignição, t_r o instante em que cessa a combustão com chama, q_{aq} a taxa de calor de aquecimento e secagem por unidade de massa e q_{comb} a taxa de calor liberado durante a fase de chama por unidade de massa.

Figura 27: fluxo de calor relacionado a uma partícula de biomassa em combustão.



Fonte: próprio autor.

Todos os parâmetros do modelo são determinados de maneira literal para posterior simulação com parâmetros numéricos obtidos empiricamente ou analiticamente.

Em função da complexidade da modelagem da combustão de uma partícula de biomassa, os tempos de ignição e de final de pirólise serão obtidos através de observação visual da combustão de uma partícula no queimador para condição de operação próxima da nominal. Para definição da exponencial que representa a última fase de combustão é considerada a relação de liberação de energia entre as fases de pirólise e combustão do carvão residual.

4.7.2 Determinação dos fluxos de calor nas três fases da combustão consideradas no modelo

Sendo:

- a) t_{ig} o tempo de secagem inicial e ignição dos voláteis (s);
- b) t_f o tempo de finalização da combustão de voláteis e início da combustão do carvão residual (s);
- c) T_1 a temperatura do leito (K);
- d) T_{comb} a temperatura inicial do combustível (K);
- e) h o índice de convecção forçada na fornalha ($J.s^{-1}.m^{-2}.K^{-1}$);
- f) σ a constante de Stefan-Boltzman ($5,670.10^{-8} W.m^{-2}.K^{-4}$);
- g) ϵ o índice de absorção de irradiação da biomassa;
- h) ρ a densidade da biomassa ($kg.m^{-3}$);
- i) q_{laq} o fluxo linear de calor absorvido na secagem inicial ($W.m^{-1}$);
- j) q_{conv} o fluxo linear de calor absorvido na etapa de secagem inicial pelo efeito da convecção ($W.m^{-1}$);
- k) q_{ir} o fluxo linear de calor absorvido na etapa de secagem inicial pelo efeito da irradiação ($W.m^{-1}$);
- l) q_{aq} o fluxo de calor absorvido na etapa de secagem inicial ($W.kg^{-1}$);
- m) q_{comb} o fluxo de calor liberado na etapa de combustão ($W.kg^{-1}$);
- n) q_m o fluxo de calor durante todo o processo de combustão ($W.kg^{-1}$);

- o) E_m o poder calorífico do combustível utilizado por unidade de massa ($J.kg^{-1}$);
- p) E_{pir} a energia por unidade de massa liberada na fase de combustão dos voláteis ($J.kg^{-1}$);
- q) E_{car} a energia por unidade de massa liberada na fase de combustão do carvão residual ($J.kg^{-1}$); e
- r) m' a vazão mássica de combustível ($kg.s^{-1}$).

4.7.2.1 Determinação do fluxo de calor absorvido durante a secagem por unidade de massa

A partícula de biomassa é modelada como um cilindro longo, cujo comprimento é muito maior que o diâmetro (pellet padrão) e parte-se da premissa que o aquecimento de uma partícula de biomassa se dá por convecção forçada com os gases fluindo pelo leito e pela irradiação do meio, que é bastante significativa em função das altas temperaturas do leito e do seu entorno.

Modelando a partícula de biomassa como um cilindro longo, pode-se calcular o fluxo de calor por unidade de comprimento da partícula. A área de absorção por unidade de comprimento da partícula é dada por

$$A_l = \pi \cdot d \quad m^2 \cdot m^{-1}, \text{ na qual } d \text{ é o diâmetro do cilindro.} \quad (30)$$

O fluxo linear de calor para aquecimento em função da convecção é dado por

$$q_{conv} = h \cdot A_l \cdot (T_1 - T_{comb}) \quad W \cdot m^{-1}. \quad (31)$$

O fluxo linear de calor em função da irradiação é dado por

$$q_{ir} = \epsilon \cdot \sigma \cdot A_l \cdot (T_1^4 - T_{comb}^4) \quad W \cdot m^{-1}. \quad (32)$$

O fluxo linear total de calor no processo de aquecimento é dado por

$$q_{laq} = q_{conv} + q_{ir} \quad W \cdot m^{-1}. \quad (33)$$

A massa linear da partícula é dada por

$$m_l = \pi \cdot d^2/4 \cdot \rho \quad \text{kg.m}^{-1}. \quad (34)$$

Conclui-se que a taxa de absorção de calor na fase de aquecimento, antes da ignição é dado por:

$$q_{aq} = q_{laq} / m_l \quad \text{W.kg}^{-1}, \quad (35)$$

e que a energia absorvida durante este processo é dada por

$$E_{aq} = q_{aq} \cdot t_{ig} \quad \text{J.kg}^{-1}. \quad (36)$$

4.7.2.2 Estimativa do fluxo de calor liberado na fase de combustão por unidade de massa

Os valores de fluxo de calor liberado durante a combustão são definidos em função do poder calorífico teórico do combustível, do calor de aquecimento absorvido e dos tempos obtidos empiricamente para início e final da combustão dos voláteis. Entre t_i e t_f , o fluxo de calor é constante e pode ser dado por

$$E_{pir} = q_{comb} \cdot (t_f - t_i) \quad \text{J.kg}^{-1}. \quad (37)$$

O fluxo de calor na fase de combustão do carvão residual pode ser dado por

$$E_{car} = \int_{t_f}^{\infty} q_{comb} \cdot e^{-a(t-t_f)} dt \quad \text{e, portanto,}$$

$$E_{car} = q_{comb} \frac{1}{a} \quad \text{J.kg}^{-1}, \quad (38)$$

em que “a” pode ser considerado o fator de decaimento da exponencial.

Como $E_{car} = 0,5 \cdot E_{pir}$ (Kanury 1994),

$$q_{comb} \frac{1}{a} = 0,5 \cdot q_{comb}(t_f - t_i) \quad \text{e, portanto,}$$

$$a = \frac{1}{0,5 \cdot (t_f - t_i)}. \quad (39)$$

Dado o modelo exposto na Figura 27, pode-se escrever o seguinte balanço energético:

$$E_m = -E_{aq} + E_{pir} + E_{car}. \quad \text{Como } E_{car} = 0,5 \cdot E_{pir},$$

$$E_m = -E_{aq} + 1,5 \cdot E_{pir} \quad \text{e, portanto, } E_{pir} = (E_m + E_{aq})/1,5.$$

Então:

$$q_{comb}(t_f - t_i) = \frac{E_m + E_{aq}}{1,5} \quad \text{ou,}$$

$$q_{comb} = \frac{E_m + E_{aq}}{1,5(t_f - t_i)}. \quad (40)$$

Considerando um período de amostragem de T segundos e aproximando t_i e t_f a múltiplos de T, pode-se definir o modelo em tempo discreto como

$$q_m[n] = (q_{aq} \cdot u[n] \text{ p/ } n < t_i/T + q_{comb} \cdot u[n] \text{ p/ } t_i/T < n < t_f/T + q_{comb} \cdot e^{-a \cdot (n-t_f/T) \cdot T} \text{ p/ } n > t_f/T) * m'[n], \quad (41)$$

no qual n é índice da amostra ($n=0, 1, 2, 3, \dots, \infty$), $u[n]$ é a função degrau unitário e "*" é o operador de convolução. Para facilitar as simulações pode-se reescrever a equação (41) da seguinte forma:

$$q_m[n] = (q_{aq} \cdot u[n] - q_{aq} \cdot u[n-t_i/T] + q_{comb} \cdot u[n-t_i/T] - q_{comb} \cdot u[n-t_f/T] + q_{comb} \cdot e^{-a \cdot [n-t_f/T] \cdot T}) * m[n]. \quad (42)$$

Através da transformada Z obtém-se a função de transferência que relaciona a produção de calor com a introdução de massa no queimador, dado por

$$\frac{Q_m(z)}{M(z)} = \frac{q_{aq}}{1 - z^{-1}} - z^{-\frac{t_i}{T}} \frac{q_{aq}}{1 - z^{-1}} + z^{-\frac{t_i}{T}} \frac{q_{comb}}{1 - z^{-1}} - z^{-\frac{t_f}{T}} \frac{q_{comb}}{1 - z^{-1}} + z^{-\frac{t_f}{T}} \frac{q_{comb}}{1 - e^{-aT} z^{-1}}. \quad (43)$$

4.7.3 Modelagem do processo de produção de vapor

Os gases de combustão trocam calor com a água da caldeira causando sua ebulição e produção de calor. Para modelagem da produção de vapor partiu-se das premissas de que o sistema opera com vapor saturado e de que a perda de calor pela chaminé e a produção de vapor é proporcional à produção de calor na fornalha, ou seja, o rendimento térmico da caldeira é sempre constante, apesar de ocorrer uma diminuição do rendimento para pontos de operação abaixo do nominal em caldeiras reais.

A partir das premissas estabelecidas, pode-se modelar a produção de vapor m_{vap} ($\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$) simplesmente como uma constante que relaciona a produção de calor com a produção de vapor, considerando um atraso de transporte t_{vap} múltiplo de T . Dessa forma tem-se que

$$m_{\text{vap}}[n] = K_{\text{vap}} \cdot q_m[n - t_{\text{vap}}/T]. \quad (44)$$

Através da transformada Z encontra-se a função de transferência que relaciona a produção de vapor com a produção de calor no queimador, dada por

$$\frac{M_{\text{vap}}(z)}{Q_m(z)} = K_{\text{vap}} \cdot z^{-\frac{t_{\text{vap}}}{T}}. \quad (45)$$

Considerando η o rendimento energético da caldeira e o calor latente da água para evaporação de $2.256 \cdot 10^3 \text{ J}\cdot\text{kg}^{-1}$, então

$$K_{\text{vap}} = 4,4326 \times 10^{-7} \times \eta \text{ kg}\cdot\text{J}^{-1}. \quad (46)$$

4.7.3.1 Modelagem do comportamento da pressão do vapor

Para essa modelagem são adotadas as premissas de que a caldeira produz apenas vapor saturado e que o volume da fase gasosa no interior da caldeira é constante. A quantidade de vapor acumulada no interior da caldeira é função da diferença entre a produção e o consumo de vapor. Modelando-se o vapor pela equação geral dos gases perfeitos, pode-se relacionar a pressão diretamente com a massa e temperatura de vapor no interior da caldeira.

Sendo:

- a) R a constante universal do vapor d'água ($0,461 \text{ N.m.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$) (Wylen e Sonntag 1976);
- b) V o volume da fase gasosa no interior da caldeira (m^3);
- c) P a pressão de trabalho da caldeira (Pa);
- d) T a temperatura de trabalho da caldeira (K);
- e) m_v a massa de vapor no interior da caldeira (kg);
- f) m_{vp}' a vazão mássica de vapor produzido (kg.s^{-1}); e
- g) m_{vc}' a vazão mássica de vapor consumido (kg.s^{-1}).

A equação geral dos gases perfeitos é dada por

$$P = \frac{m_v RT}{V}. \quad (47)$$

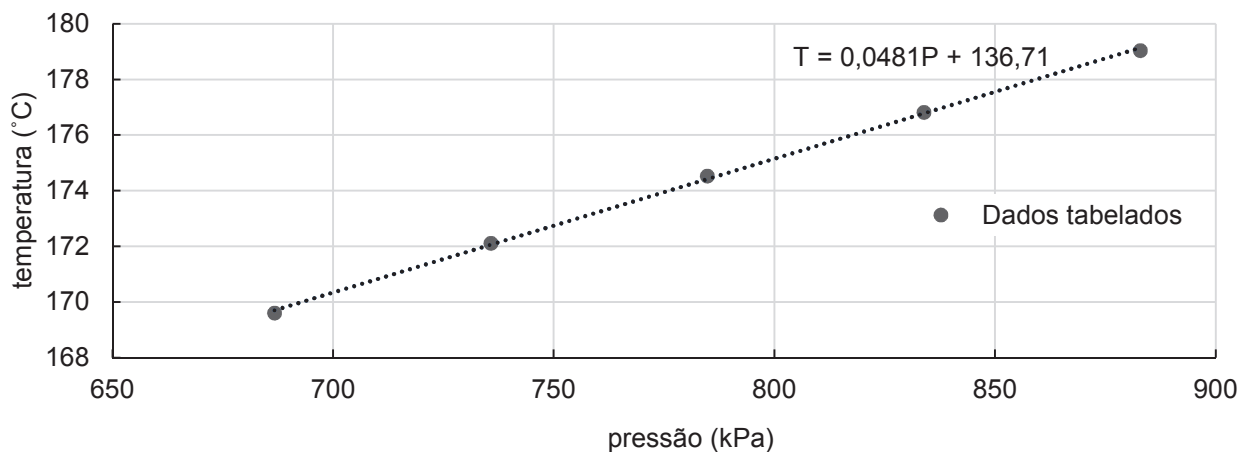
Como o vapor é saturado, a relação entre P e T é conhecida e, portanto, pode-se calcular P em função de m_v .

No caso real, com a diminuição da massa de vapor no interior da caldeira a pressão cai e a temperatura também, alterando o ponto de saturação, o que acelera o processo de evaporação, compensando em parte o vapor consumido e não permitindo uma queda mais acentuada da pressão, atenuando assim a variação da pressão em função da variação no consumo de vapor. Com o aumento da massa de vapor no interior da caldeira o efeito é o inverso. Neste contexto o modelo sugerido é mais conservador, desprezando o efeito de aceleração ou retardamento do processo de evaporação quando há um aumento ou diminuição da pressão e temperatura na

caldeira, pois considera-se uma relação direta entre a produção de calor na fornalha e a produção de vapor (40). Caso o modelo se comporte bem com essa abordagem, espera-se que no caso real o comportamento seja ainda mais estável em função desse fenômeno de autorregulação.

Das tabelas de vapor saturado (Wyllen e Sonntag 1976), obteve-se uma equação de 1º grau (48) por interpolação que relaciona a pressão com a temperatura do vapor saturado na faixa de 7 a 9 bar com ótima aderência, como pode ser verificado na Figura 28.

Figura 28: curva interpolada de temperatura x pressão para vapor d'água saturado.



Fonte: próprio autor.

$$T = 4,81 \cdot 10^{-5} \cdot P + 409,71, \text{ para } P \text{ em Pa e } T \text{ em K.} \quad (48)$$

Substituindo (48) em (47) encontra-se uma equação que relaciona P com m_v , dada por

$$P = \frac{m_v R (4,8 \cdot 10^{-5} P + 409,71)}{V}. \text{ Isolando } P, \text{ chega-se a}$$

$$P = \frac{m_v R \cdot 409,71}{V - m_v R \cdot 4,8 \cdot 10^{-5}}. \quad (49)$$

A massa de vapor no interior da caldeira é dada por

$$m_v = \int_0^{\infty} (m'_{vp} - m'_{vc}) dt. \quad (50)$$

O equivalente em tempo discreto é dado por

$$m_v = \sum_{n=0}^k (m'_{vp}[n] - m'_{vc}[n]). \quad (51)$$

Através da transformada Z obtém-se a função de transferência que relaciona a massa de vapor no interior da caldeira com a produção e consumo de vapor, dada por

$$M_v(z) = \frac{1}{1 - z^{-1}} \cdot (M'_{vp}(z) - M'_{vc}(z)), \quad (52)$$

e a pressão pode ser obtida através da equação (49).

4.7.4 Modelagem do alimentador de combustível

O alimentador de combustível é constituído basicamente por um fuso que descarrega uma quantidade uniforme de combustível por revolução. Assumindo que sua resposta é instantânea pode-se modelá-lo por uma constante que relaciona o sinal de entrada proveniente do controlador com uma vazão mássica de combustível. Portanto

$$\frac{m'[n]}{c[n]} = K_m. \quad (53)$$

Através da transformada Z obtém-se a função de transferência que relaciona a vazão mássica de combustível com o sinal de entrada do alimentador, dada por

$$\frac{M'(z)}{C(z)} = K_m. \quad (54)$$

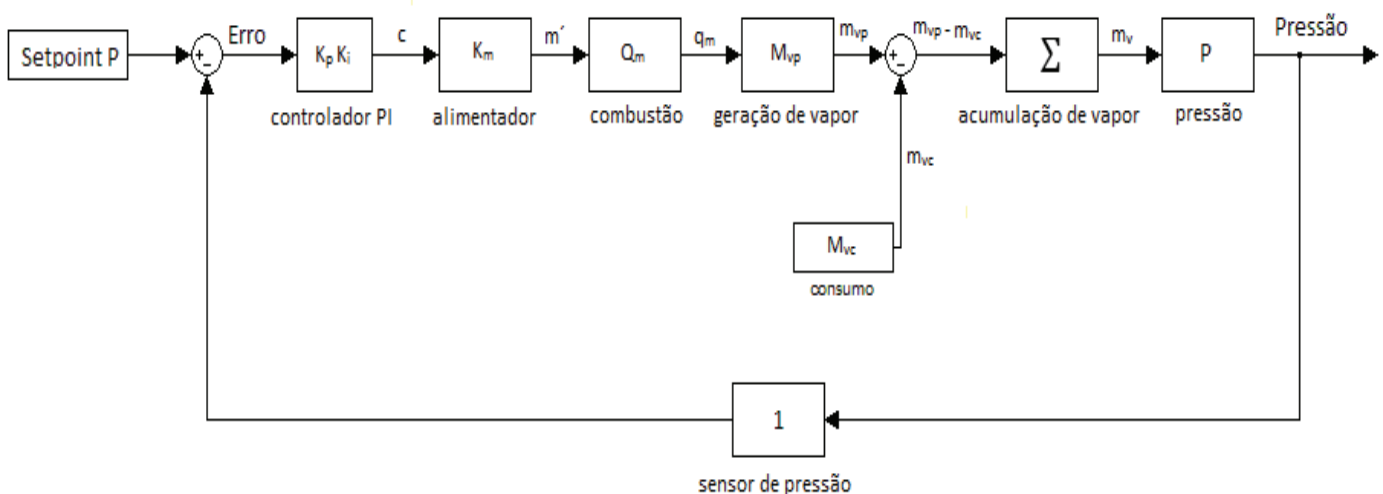
4.7.5 Modelagem do controlador de admissão de combustível

A proposta é utilizar um controlador proporcional mais integral. Sendo $E[n]$ a entrada do controlador, sua saída $C[n]$ é dada por:

$$C[n] = K_p E[n] + K_i \sum_{n=0}^k E[n]. \quad (55)$$

Na Figura 29 pode-se observar o diagrama de blocos simplificado do sistema modelado.

Figura 29: diagrama de blocos do sistema de combustão modelado com malha de realimentação.



Fonte: próprio autor.

4.8 Modelagem do sistema de admissão de ar

Para esta modelagem foram admitidas as seguintes premissas:

- o ventilador é modelado como uma constante K_v , que relaciona o sinal de entrada com a vazão de saída de ar, ou seja, admite-se que a resposta do ventilador é instantânea;
- no modelo não é considerada a relação entre o ar primário e o ar secundário, pois essa relação é regida pelo projeto do queimador

(quando houver injeção secundária) e, portanto, é avaliada apenas a vazão total de ar;

- c) as variações de pressão de ar no processo são desprezadas, considerando-se a vazão mássica de ar diretamente proporcional à vazão volumétrica;
- d) o analisador de oxigênio é modelado como um sistema de resposta instantânea com um atraso de transporte fixo, estabelecido empiricamente para a vazão nominal de ar de admissão; e
- e) o processo de combustão é modelado como um consumidor de oxigênio proporcional ao consumo de massa ou produção de calor do mesmo, aproveitando-se assim grande parte da modelagem já realizada no tópico anterior.

Considerando:

- a) f_v a vazão volumétrica de ar de admissão ($\text{m}^3.\text{s}^{-1}$);
- b) f_{esteq} a vazão de ar estequiométrica demandada na combustão ($\text{m}^3.\text{s}^{-1}$);
- c) K_v a constante que relaciona o sinal de entrada do ventilador com a vazão de ar do mesmo;
- d) f_m a vazão mássica de combustível ($\text{kg}.\text{s}^{-1}$);
- e) t_{ig} o atraso na ignição do combustível (s);
- f) O_{comb} o nível de oxigênio dos gases de escape (% vol);
- g) t_{O_2} o atraso de resposta do analisador de oxigênio (s);
- h) O_s o teor de oxigênio medido (% vol);
- i) T o período de amostragem (1 s);
- j) n o índice de amostragem; e
- k) c a saída do controlador.

4.8.1 Modelagem do ventilador

A modelagem do ventilador pode ser dada por

$$\frac{f_v[n]}{c[n]} = K_v. \quad (56)$$

Através da transformada Z obtém-se a função de transferência que relaciona a vazão de ar de admissão em relação ao sinal de entrada do ventilador, dada por

$$\frac{Fv(z)}{C(z)} = K_v. \quad (57)$$

4.8.2 Modelagem do processo de combustão no que diz respeito ao teor de oxigênio

O teor de oxigênio decorre da diferença entre o oxigênio fornecido pelo sistema de ventilação e o consumido pelo processo de combustão. Neste modelo é considerado que o consumo de oxigênio é proporcional a produção de calor durante o processo de queima. Esta talvez seja a aproximação mais crítica realizada, uma vez que o padrão de combustão só se mantém uniforme se for garantido o excesso de ar suficiente e constante ao longo de todo o processo. Um eventual aumento de ventilação ocasiona um aumento na frente de chama, o que torna o consumo de combustível e a produção de calor mais acelerada, enquanto que uma diminuição tem o efeito inverso, ambas situações não previstas na modelagem. De qualquer maneira espera-se que o sistema de admissão de ar responda de maneira rápida o suficiente para que os efeitos transitórios não sejam de fato muito relevantes e que o processo de combustão ocorra essencialmente com o excesso de ar desejado. Neste contexto, propõe-se manter esta simplificação e, após a análise dos dados experimentais, avaliar a conveniência de se aprimorar ou não a modelagem.

Na modelagem da combustão realizada na seção anterior, partiu-se do pressuposto que a produção de calor do combustível é proporcional a sua perda de massa sólida. Uma vez que o poder calorífico por unidade de massa seca do combustível é conhecido e sabe-se, da seção 2.1, quanto de volume de ar por unidade de massa de combustível é necessário para o processo de queima, pode-se, a partir do modelo de produção de calor do combustível, determinar-se um modelo que representa o consumo de ar na reação de combustão em função do fluxo de massa de combustível.

Da seção 2.1 deriva-se a equação $f_{\text{esteq}} = 3,49 \cdot q_{m2}/E_m$ (m^3), sendo q_{m2} o fluxo de calor fornecido pelo combustível dado pela equação (42) sem a parte do aquecimento. Portanto,

$$f_{\text{esteq}} = 3,49/E_m \cdot (q_{\text{comb}} \cdot u[n-t_i/T] - q_{\text{comb}} \cdot u[n-t_f/T] + q_{\text{comb}} \cdot e^{-a(n-t_f/T) \cdot T}) * m[n], \text{ ou}$$

$$f_{\text{esteq}} = f_{\text{vol}} \cdot u[n-t_i/T] - f_{\text{vol}} \cdot u[n-t_f/T] + f_{\text{vol}} \cdot e^{-a(n-t_f/T) \cdot T}) * m[n], \quad (58)$$

$$\text{na qual } f_{\text{vol}} = 3,49 \cdot q_{\text{comb}} / E_m. \quad (59)$$

Através da transformada Z obtém-se a função de transferência que relaciona o consumo volumétrico de ar em relação a vazão mássica do combustível, dada por

$$\frac{F_{\text{comb}}(z)}{M(z)} = z^{-\frac{t_i}{T}} \frac{f_{\text{vol}}}{1 - z^{-1}} - z^{-\frac{t_f}{T}} \frac{f_{\text{vol}}}{1 - z^{-1}} + z^{-\frac{t_f}{T}} \frac{f_{\text{vol}}}{1 - e^{-aT} \cdot z^{-1}}. \quad (60)$$

Da equação (2) conclui-se que o teor de oxigênio nos gases de escape é dado por

$$O_{\text{comb}} = \frac{0,209(f_v - f_{\text{esteq}})}{f_v}. \quad (61)$$

4.8.3 Modelagem do analisador de oxigênio

Como estabelecido nas premissas, o analisador é modelado como tendo uma resposta instantânea com atraso de transporte. Portanto, a resposta do equipamento pode ser dada por

$$O_s[n] = O_{\text{comb}}[n - t_{O_2}/T]. \quad (62)$$

Através da transformada Z obtém-se a função de transferência que relaciona o sinal de saída do analisador de oxigênio com o teor de oxigênio, dada por

$$\frac{O_s(z)}{O_2(z)} = z^{-\frac{t_{O_2}}{T}}. \quad (63)$$

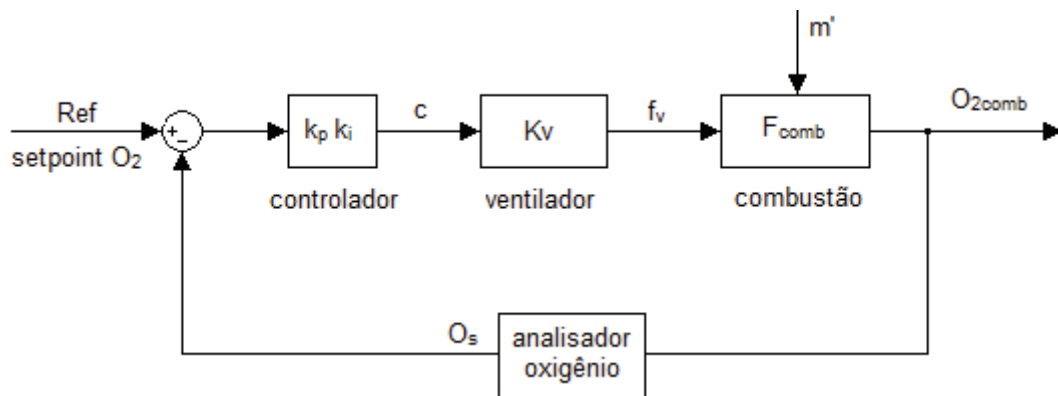
4.8.4 Modelagem do controlador de admissão de ar

A proposta é utilizar um controlador proporcional mais integral. Sendo $E[n]$ a entrada do controlador, sua saída $C[n]$ é dada por

$$C[n] = K_p E[n] + K_i \sum_{n=0}^k E[n]. \quad (64)$$

O diagrama de blocos com a malha de controle de admissão de ar do sistema pode ser verificado na Figura 30.

Figura 30: diagrama de blocos com a malha de realimentação e controle de admissão de ar do sistema.



Fonte: próprio autor.

4.9 Simulação do modelo

Para simulação do modelo são consideradas as características da caldeira geradora de vapor disponibilizada para testes. Trata-se de uma caldeira flamotubular vertical com capacidade de produção nominal de 200 kg de vapor a 8 kgf.cm⁻² por hora, projetada inicialmente para operar com lenha e adaptada para utilizar um queimador de pellets ou cavacos de madeira com potência de 17kW. O volume total da caldeira é de 45 litros, sendo o volume da fase gasosa entre 15 e 25 litros. A Figura 31 ilustra a caldeira em questão.

Figura 31: caldeira geradora de vapor modelada.



Fonte: Próprio autor.

4.9.1 Modelo do sistema de admissão de combustível

Para essa simulação foram considerados parâmetros levantados empiricamente, parâmetros estimados e parâmetros calculados no processo de modelagem.

Os parâmetros identificados empiricamente são:

- a) combustível tipo pellet;
- b) $d = 8\text{mm}$;
- c) $t_{ig} = 10\text{ s}$;
- d) $t_f = 40\text{ s}$; e
- e) $V = 20\text{ l}$.

Os parâmetros estimados são:

- a) $E_m = 18.000\text{ kJ.kg}^{-1}$ (dado fornecido pelo fabricante);
- b) $\rho = 1.100\text{ kg.m}^{-3}$ (dado fornecido pelo fabricante);
- c) Capacidade do alimentador = 32kg.h^{-1} ;

- d) $T_1 = 1373 \text{ K}$;
- e) $T_{\text{comb}} = 373 \text{ K}^{(4)}$;
- f) $h = 29,1 \text{ J.s}^{-1}.\text{m}^{-2}.\text{K}^{-1}$ (considerando-se uma convecção forçada moderada);
- g) $\varepsilon = 0,8$;
- h) $\eta = 0,7$ (rendimento estimado para caldeiras de pequeno porte); e
- i) $t_{\text{vap}} = 5 \text{ s}$.

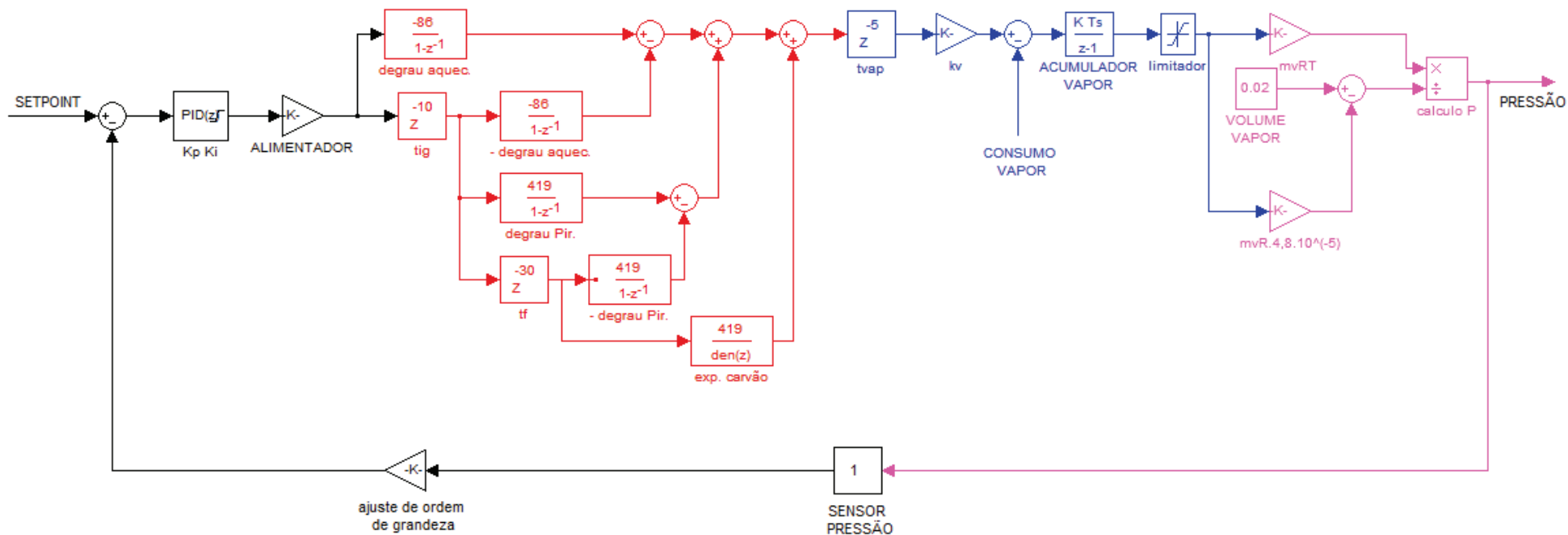
Os parâmetros calculados são:

- a) $q_{\text{aq}} = 86 \text{ kW.kg}^{-1}$ (calculado a partir das equações 30 a 35);
- b) $q_{\text{comb}} = 419 \text{ kW.kg}^{-1}$ (calculado a partir da equações 40);
- c) $a = 0,9355$ (calculado a partir da equação 39); e
- d) $K_{\text{vap}} = 3,12382.10^{-7} \text{ kg.J}^{-1}$ (calculado a partir da equação 46).

O modelo foi simulado com auxílio do software Simulink do Matlab. A Figura 32 ilustra o modelo introduzido no simulink, no qual a produção de calor aparece na cor vermelha, a produção e acúmulo de vapor na cor azul e o cálculo da pressão no interior da caldeira na cor magenta.

⁴ Despreza-se a fase de aquecimento da superfície da partícula e considera-se que até antes da ignição dos voláteis a temperatura não ultrapassa a temperatura de ebulição da água pois é razoável considerar que até o momento de ignição o processo de evaporação da água inibe a formação dos voláteis altamente inflamáveis (THUNMAN, et al. 2002).

Figura 32: modelo do sistema de combustão desenvolvido na ferramenta Simulink-Matlab.



Fonte: próprio autor.

As seguintes limitações foram introduzidas no modelo:

- a) há um limitador de massa total no interior da caldeira correspondente a massa de vapor quando a pressão atinge o valor máximo e ocorre a abertura da válvula de segurança (9 kgf.cm^{-2});
- b) só pode haver consumo quando a pressão no interior da caldeira for superior a 6 kgf.cm^{-2} ; e
- c) a saída do controlador varia de 0 a 100% correspondente a vazão do alimentador ($0 \text{ a } 8,88 \cdot 10^{-3} \text{ kg.s}^{-1}$).

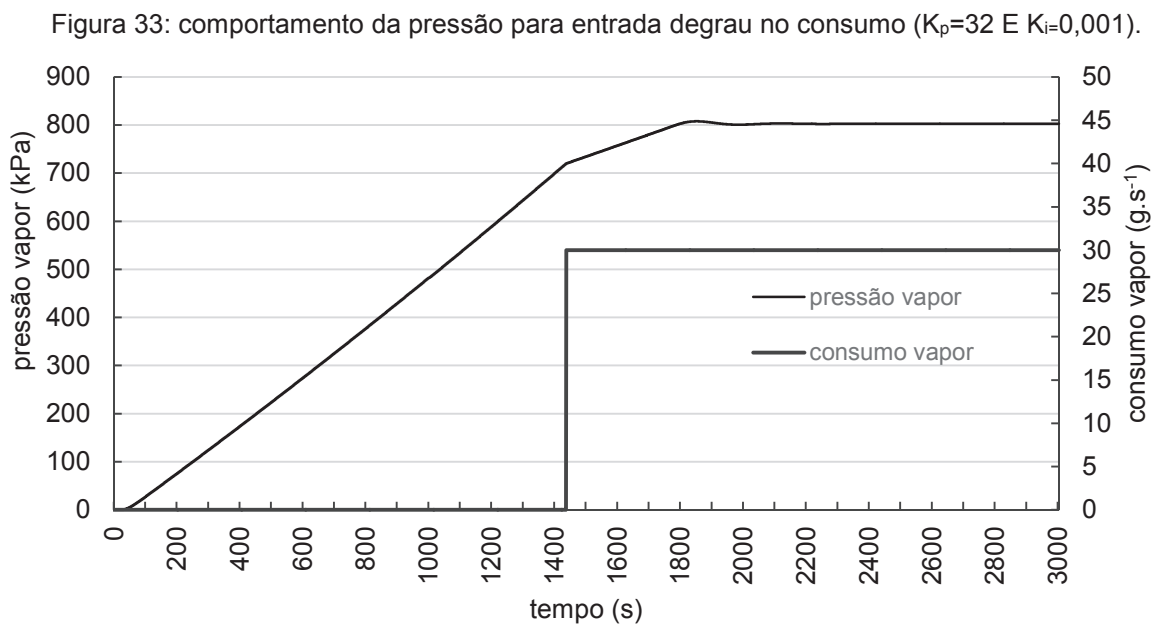
Com o modelo pronto passou-se à determinação dos parâmetros do controlador PI. Primeiramente definiu-se um ganho proporcional que garante uma resposta relativamente rápida e posteriormente introduziu-se um fator integral para anular o erro em regime permanente inerente a controladores proporcionais. O período de amostragem utilizado foi de um segundo, compatível com as constantes de tempo do sistema.

Como primeiro critério de seleção do ganho K_p , foi estabelecido que o sistema tenha um erro estacionário para entrada degrau de consumo de vapor (degrau de 60% da capacidade nominal a partir da pressão mínima) de no máximo 5%, que o sobressinal da pressão para essa entrada em relação à pressão em regime permanente seja no máximo 5% e que o amortecimento garanta uma estabilização em menos de 300 s. Esse critério garante uma resposta sensivelmente rápida, com bom amortecimento e com um erro em regime permanente que pode ser facilmente compensado com a ação integral do controlador. A definição do ganho K_p foi realizada empiricamente através de aproximações sucessivas da simulação. O ganho encontrado foi de $32^{(5)}$, que garantiu um erro estacionário de cerca de 2,3% do ponto de ajuste, sobressinal máximo de 0,1% do ponto de ajuste e tempo de estabilização de cerca de 300 s (critério crítico).

O critério para definição do ganho integral foi a eliminação do erro estacionário sem comprometimento das outras especificações da resposta. O ganho encontrado foi de 0,001, pois foi verificado que ganhos integrais mais substanciais causavam grande instabilidade ao sistema em função das respostas lentas e do caráter acumulativo do controlador integral. A Figura 33 ilustra o comportamento da

⁵ A pressão foi multiplicada por 10^{-4} para ficar na mesma ordem de grandeza da saída do controlador.

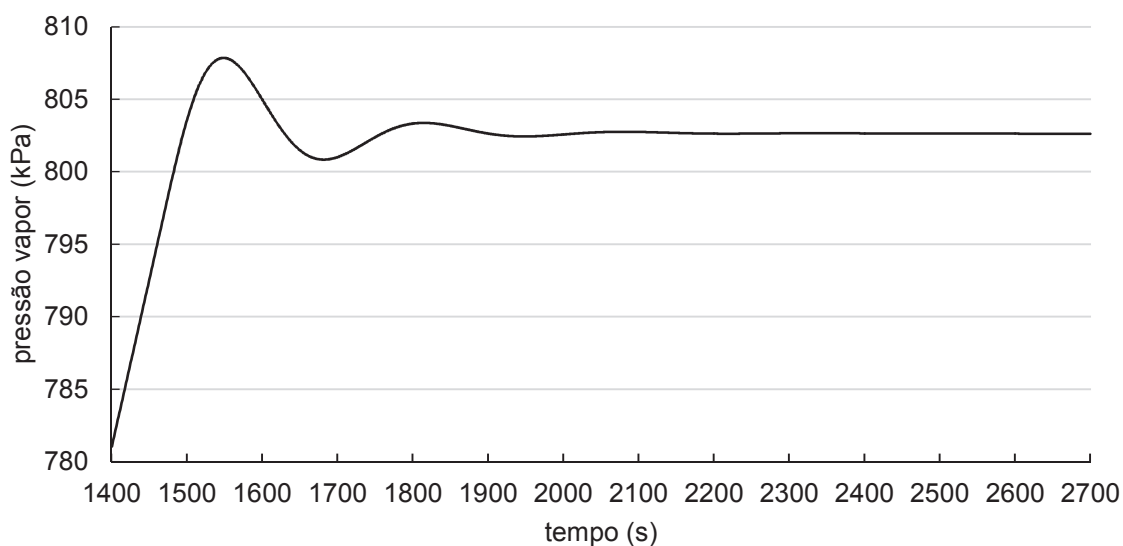
pressão de vapor e do consumo de vapor para o caso de entrada degrau do consumo com amplitude de 60% do consumo nominal a partir do momento em que a pressão atinge 720 Kpa e com o controlador já com os ganhos ajustados ($K_p=32$ E $K_i=0,001$).



Fonte: próprio autor.

Na Figura 34 pode-se verificar detalhes da resposta transitória do sistema a partir do instante de aplicação do degrau.

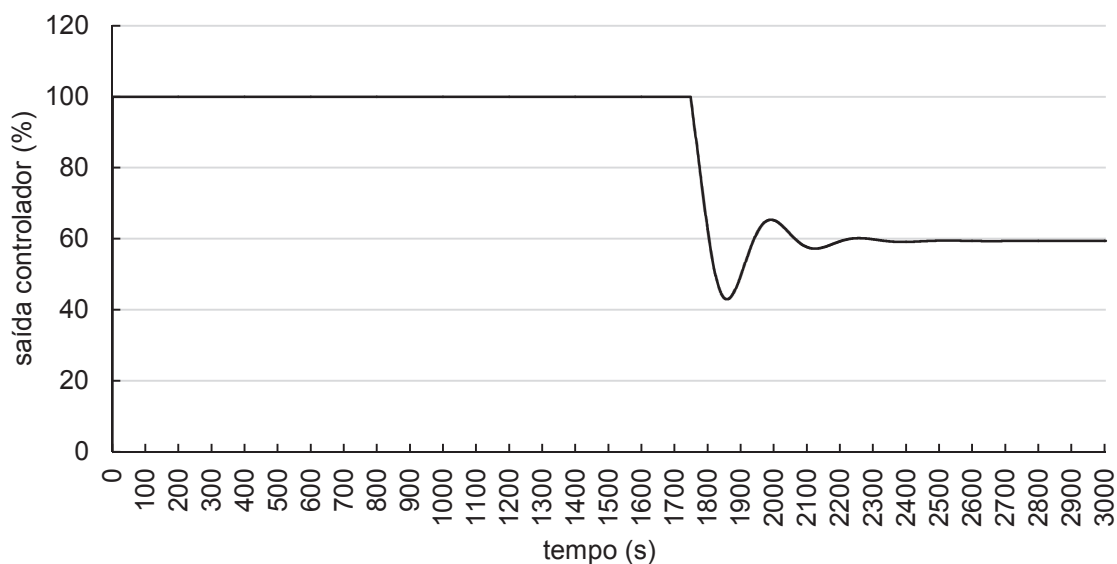
Figura 34: detalhe da resposta transitória para entrada degrau.



Fonte: próprio autor.

A Figura 35 ilustra a saída do controlador para essa aplicação do degrau.

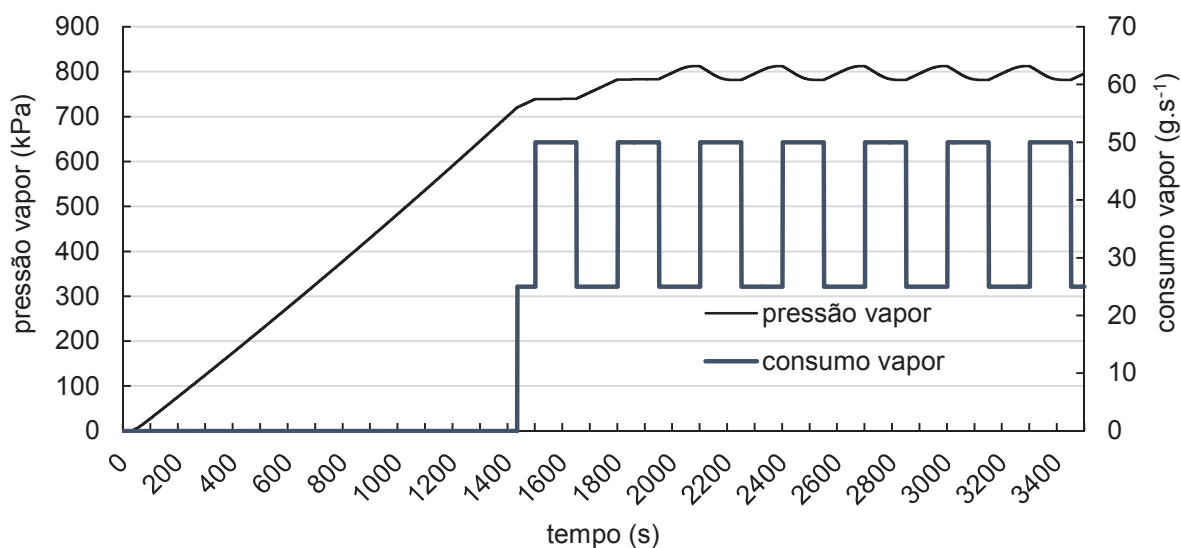
Figura 35: saída do controlador para entrada degrau no consumo.



Fonte: próprio autor.

A próxima simulação avalia o desempenho do sistema projetado em uma condição operacional na qual o consumo varia de modo pulsante, com variação de 50 a 100% da capacidade nominal da caldeira a cada 5 minutos. A Figura 36 ilustra o comportamento da pressão para essa condição de operação.

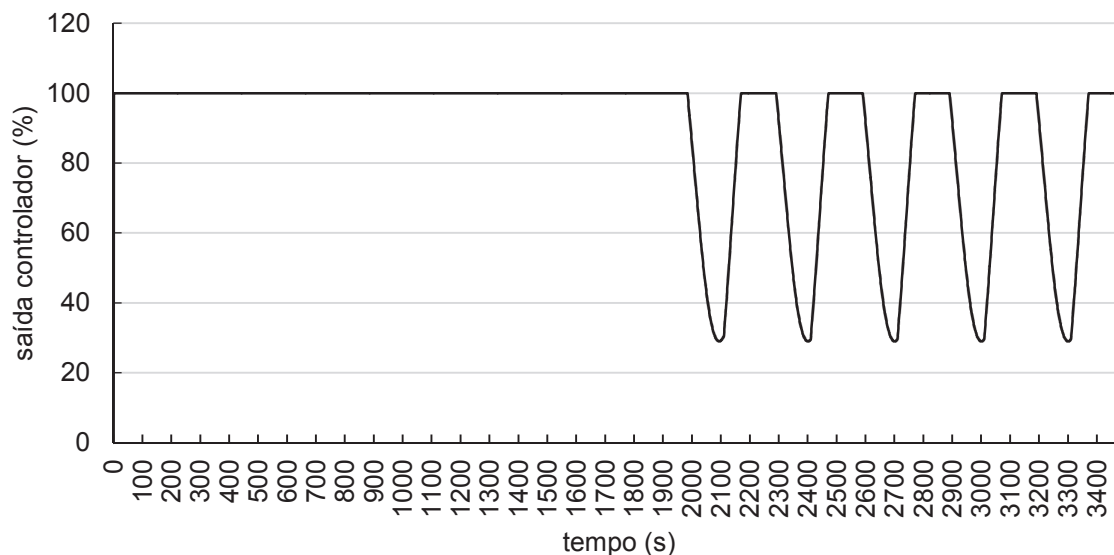
Figura 36: comportamento da pressão para consumo pulsante.



Fonte: próprio autor.

Já a Figura 37 ilustra a saída do controlador para esta situação.

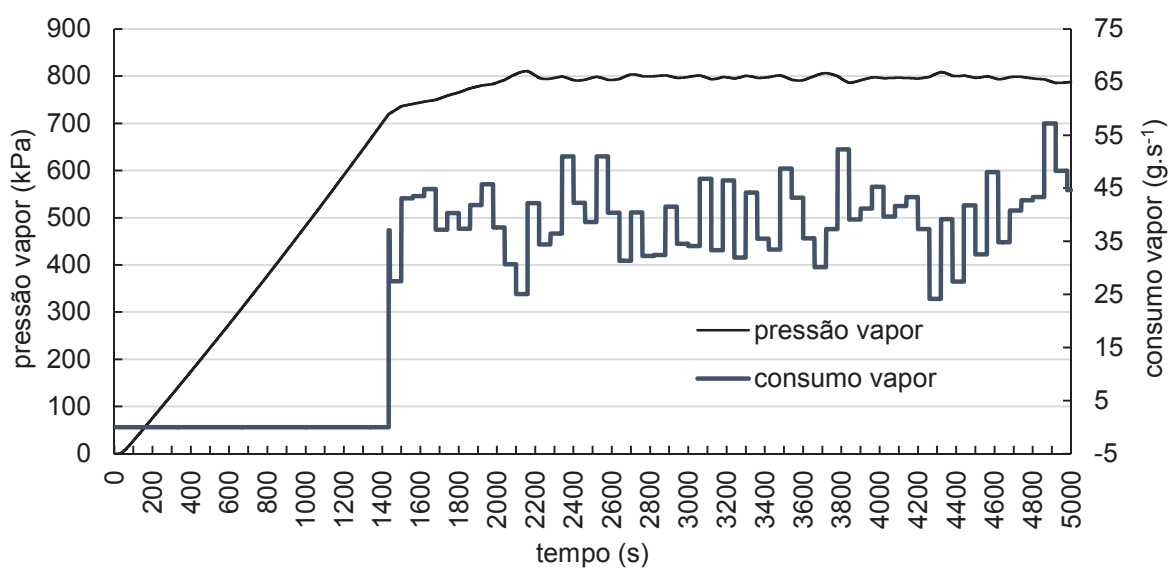
Figura 37: saída do controlador para consumo de vapor pulsante.



Fonte: próprio autor.

Por último foi simulado o sistema com um consumo variando a cada minuto aleatoriamente entre 40 e 110% da capacidade nominal da caldeira. O resultado pode ser verificado na Figura 38.

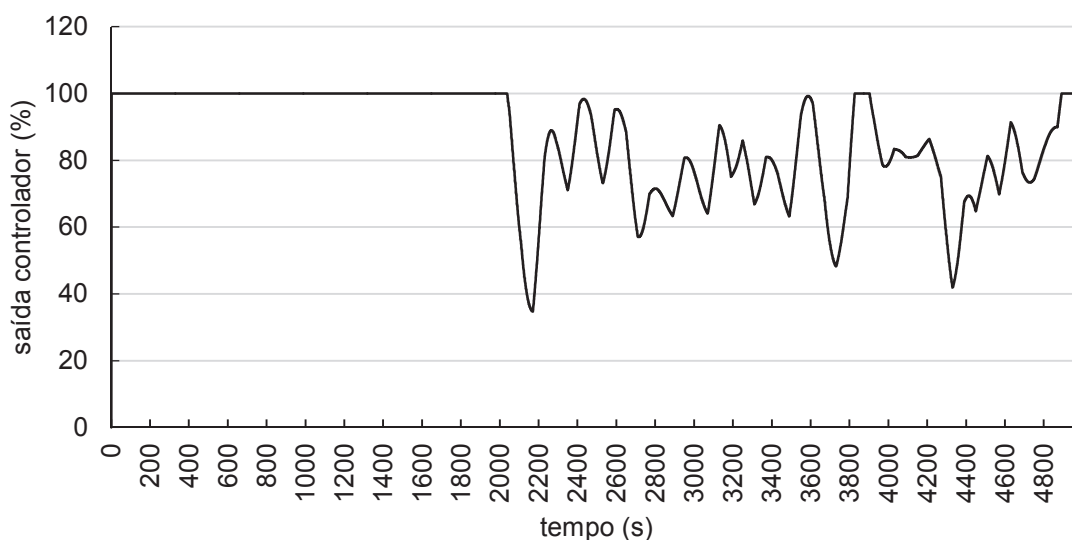
Figura 38: comportamento da pressão para consumo aleatório.



Fonte: próprio autor.

Na Figura 39 pode ser verificado o sinal de saída do controlador para esta situação.

Figura 39: saída do controlador para consumo aleatório.



Fonte: próprio autor.

4.9.2 Modelo do sistema de admissão de ar

Para simulação do modelo foi estimado um excesso de ar ideal que no caso real deve ser levantado empiricamente, conforme já descrito anteriormente.

Os parâmetros levantados empiricamente são:

- a) $t_{O_2} = 3$ s;
- b) $t_{ig} = 10$ s; e
- c) $t_f = 40$ s.

Os parâmetros estimados são:

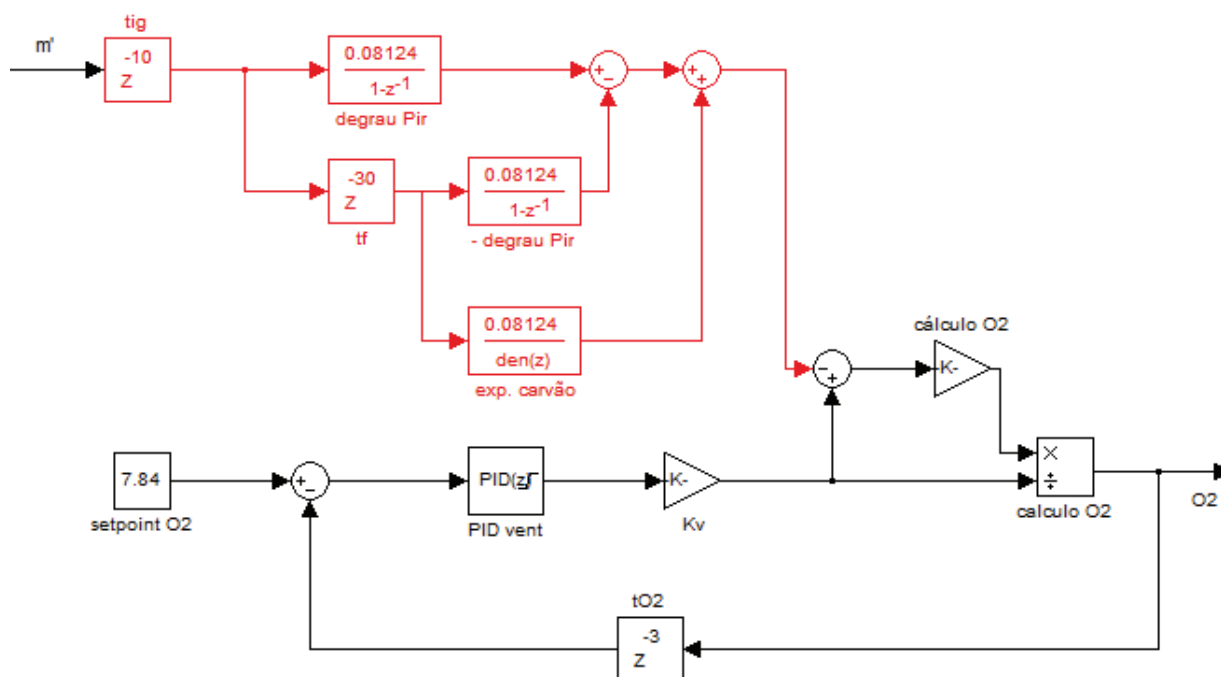
- a) capacidade do alimentador de $32 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1}$;
- b) $\alpha = 60\%$; e
- c) vazão máxima do ventilador = 120% da vazão necessária para vazão mássica máxima de combustível em regime permanente.

Os parâmetros calculados são:

- a) setpoint $O_2 = 7,84\%$ (calculado a partir da equação 3);
- b) $K_v = 5,956 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$, para saída do controlador de 0 a 100; e
- c) $f_{vol} = 0,08124 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ (calculado a partir da equação 55).

O modelo foi simulado com auxílio do software Simulink do Matlab. A Figura 40 ilustra o modelo introduzido no simulink, no qual pode-se observar a modelagem do consumo de oxigênio na cor vermelha e o controle de admissão e cálculo do teor de oxigênio em preto.

Figura 40: modelo do sistema de admissão de ar desenvolvido na ferramenta Simulink-Matlab.



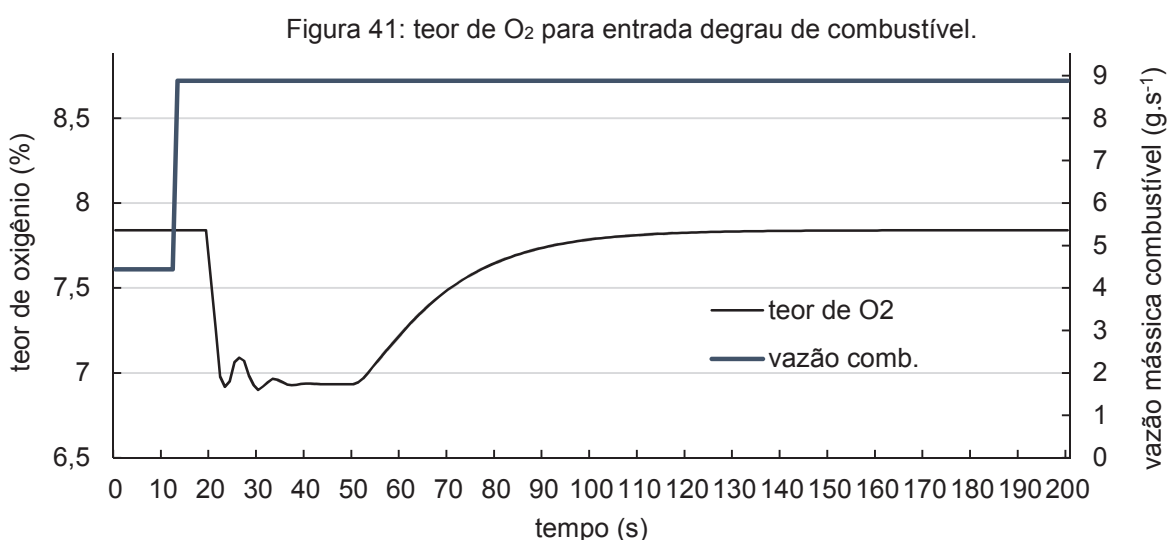
Fonte: próprio autor.

Uma vez que o processo de combustão não pode cessar durante a operação do equipamento, definiu-se que o ventilador nunca opera com uma velocidade inferior a 30% da capacidade máxima.

Com o modelo pronto passou-se à determinação dos parâmetros do controlador PI através da análise da resposta do sistema a uma entrada degrau. Uma vez que o modelo só faz sentido quando já há um processo de combustão na fornalha com o leito na temperatura de trabalho, o degrau aplicado se refere a alteração brusca da massa de combustível de 50% para 100% da capacidade do alimentador.

Nas primeiras simulações foi constatado a grande sensibilidade do sistema a um ganho puramente proporcional do controlador. Mesmo para pequenos ganhos o sistema se mostrou bastante instável com saturação do controlador tanto em seu nível máximo como mínimo, provavelmente em função da simplificação do modelo que

prevê resposta imediata do ventilador. Em função disto optou-se pela seleção do ganho integral para depois selecionar-se o ganho proporcional. Se iniciou por ganhos pequenos e aumentou-se até obtenção de uma resposta com um bom compromisso entre velocidade de resposta e amortecimento para entrada degrau. Após a seleção do ganho integral, aumentou-se gradativamente o ganho proporcional para melhoria da resposta até o limite de comprometimento do amortecimento. Os ganhos selecionados foram $K_i = 1$ e $K_p = 2.5$ ⁽⁶⁾. A Figura 41 ilustra o comportamento do nível de oxigênio para uma entrada degrau na vazão de combustível no sistema.

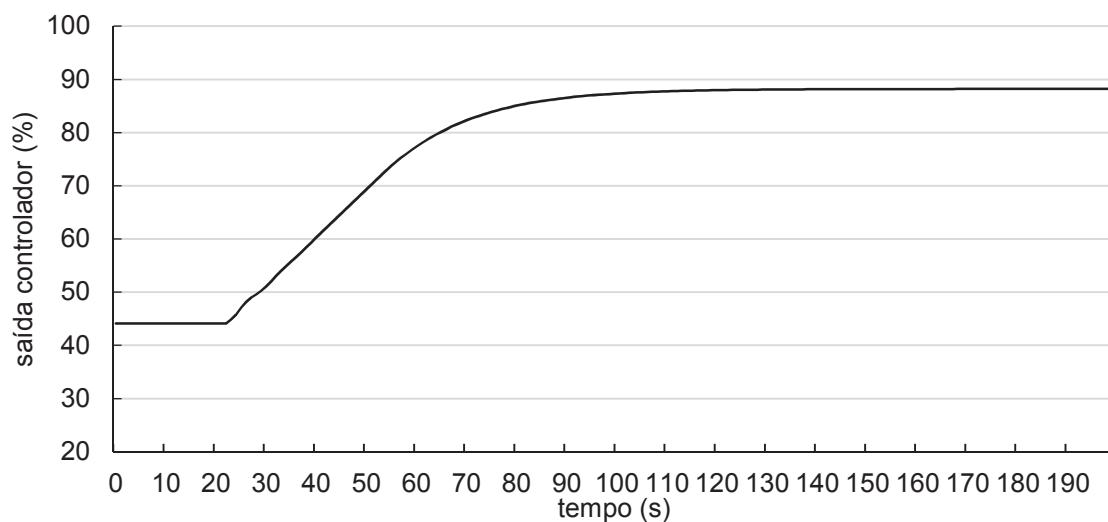


Fonte: próprio autor.

A Figura 42 ilustra a saída do controlador para a entrada degrau estudada.

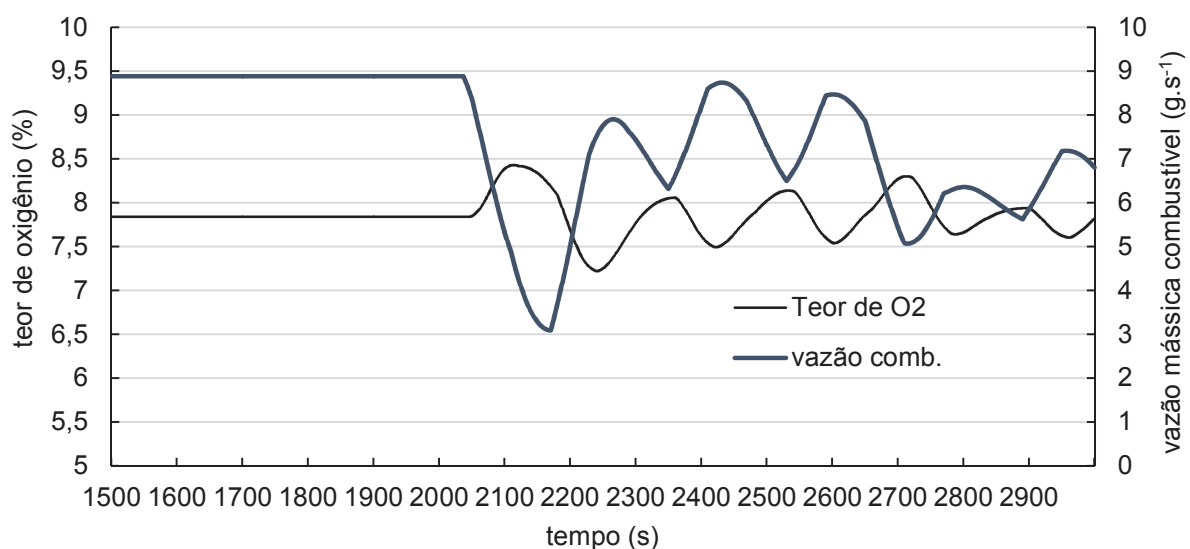
⁶ O nível de oxigênio foi multiplicado por 100 para ficar na mesma ordem de grandeza da saída do controlador.

Figura 42: saída do controlador para entrada degrau.



Fonte: próprio autor.

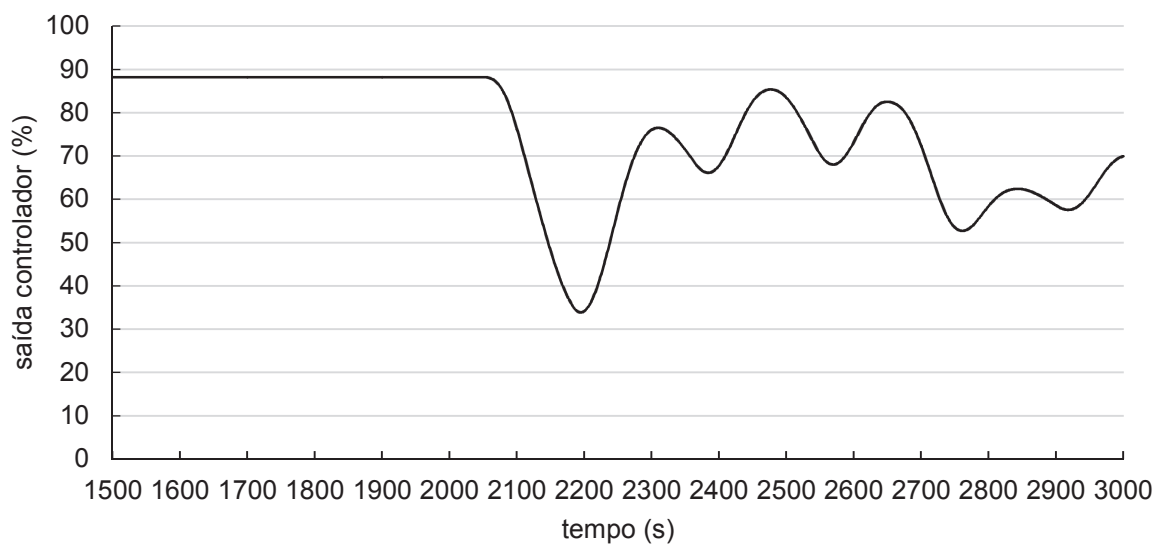
Para verificação do desempenho do sistema, foi realizada uma simulação utilizando o fluxo de massa para consumo de vapor aleatório utilizado na simulação do sistema de admissão de combustível. Na Figura 43 pode ser observado o comportamento do teor de oxigênio nos gases de escape para esta situação.

Figura 43: teor de O₂ para entrada de combustível em função de consumo aleatório de vapor.

Fonte: próprio autor.

Figura 44 pode ser observada a saída do controlador para a situação de consumo de vapor aleatório.

Figura 44: saída do controlador para consumo aleatório de vapor.



Fonte: próprio autor.

5. CONCLUSÕES, CONTRIBUIÇÕES E TRABALHOS FUTUROS

Nesta dissertação foi proposta a modelagem e o desenvolvimento de um sistema de controle de combustão de biomassa de baixo custo. Para tanto, desenvolveu-se um analisador de oxigênio baseado em uma sonda lambda veicular. Para um bom funcionamento da sonda é imperativo o controle preciso de temperatura do elemento sensor. A modelagem do sistema de controle de temperatura em malha fechada utilizou uma grandeza indireta (resistência interna) como referência e a grandeza real (temperatura) como variável controlada, visto que obteve-se uma relação analítica entre essas duas grandezas. Nesta situação, é possível realizar todo o projeto de controle através da análise da grandeza real no modelo matemático e posteriormente implementar o controle utilizando apenas a grandeza indireta, o que pode trazer grandes simplificações na elaboração de algoritmos de controle em baixo nível. Essa metodologia pode ser replicada para outras situações nas quais o sistema disponibiliza apenas uma grandeza indireta, porém é possível relacioná-la analiticamente com a grandeza real a ser controlada.

O analisador de oxigênio se mostrou eficaz, com uma resposta rápida e precisa em relação ao teor de oxigênio dos gases de escape de um processo de combustão. O mesmo foi testado e aprovado em uma caldeira geradora de vapor alimentada com biomassa em um ambiente industrial. O erro médio de todas as medidas realizadas com o instrumento em relação a um analisador padrão calibrado para toda a faixa de medição ficou em 2,44% e em 0,88% quando calculado em relação ao fundo de escala (21% de oxigênio). O erro máximo encontrado em relação ao fundo de escala foi de 2,38%. A instalação do mesmo requer alguns cuidados, como utilização de cabos blindados e aterrados e distanciamento de fontes geradoras de ruídos eletromagnéticos como conversores de frequência. A princípio o instrumento pode ser utilizado em qualquer processo de combustão de biomassa. O baixo custo do mesmo (cerca de 20% de um modelo industrial tradicional) permite que seja utilizado em processos tradicionalmente pouco monitorados e com pouca tecnologia embarcada, como os de fabricação de cerâmica vermelha. Desta forma vislumbra-se a possibilidade deste equipamento ter valor comercial.

Como trabalhos futuros pode-se mencionar adaptações principalmente na parte mecânica e a elaboração produção de documentação técnica detalhada que

possibilite a produção em série, como também o desenvolvimento de modelos simplificados sem display e apenas com uma saída analógica, além do desenvolvimento de um modelo para montagem em painel, no qual apenas a sonda lambda é instalada diretamente na área de processo.

A modelagem matemática desenvolvida para o processo de combustão e geração de vapor tem caráter inédito e se caracteriza pela simplicidade, o que favorece muito a elaboração de simulações diversas. O próximo passo é a validação ou aprimoramento do mesmo através da análise de dados coletados a partir de ensaios com uma caldeira geradora de vapor real. Uma vez validado, este modelo pode ser utilizado em diversas situações e sua simplicidade pode facilitar desenvolvimento de diversos sistemas relacionados ao processo de combustão e de geração de vapor.

O sistema de controle proposto para o sistema de admissão de combustível se mostrou eficaz nas simulações realizadas com o modelo matemático desenvolvido, provendo respostas rápidas e estáveis quando o sistema é submetido a mudanças abruptas no regime de trabalho. Espera-se que, uma vez que o modelo responde bem a entradas tipo degrau e aleatória do consumo de vapor, o sistema tenha um bom desempenho em situações reais, quando as variações de consumo geralmente não são tão bruscas, apesar da existência de fenômenos transitórios como a entrada de água para reposição do nível da caldeira e operações de purga.

O tipo de controle proposto para o sistema de admissão de ar também se mostrou eficaz nas simulações realizadas com o modelo matemático desenvolvido, provendo respostas satisfatórias quando o sistema fica sujeito a mudanças abruptas no regime de trabalho. A grande sensibilidade do sistema e tendência a instabilidade quando se utilizam ganhos mais expressivos indica que talvez deva-se utilizar outro tipo de controlador, com um comportamento mais preditivo. Uma vez que o sistema possui a informação da vazão mássica de combustível, um controlador que utilize essa informação pode ter respostas mais rápidas e precisas, pois o reflexo da alteração da vazão de massa no teor de oxigênio dos gases de escape só é percebido com um atraso relativamente grande em função das peculiaridades do processo de combustão de biomassa.

De toda forma espera-se que o sistema projetado funcione de maneira eficaz quando aplicado a um sistema real.

Este trabalho continua em desenvolvimento, com uma série de atividades complementares. Está em processo de aquisição um queimador de pellets ou cavacos de madeira para ser adaptado à fornalha da caldeira estudada. Assim que o conjunto estiver operacional, serão realizados os ensaios de campo para validação do modelo desenvolvido. Serão ensaiados desde o método para verificação do excesso de ar ideal como os modelos do sistema de controle de admissão de ar e combustível da fornalha. Com o sistema real serão identificados eventuais problemas decorrentes de situações transitórias como entrada de água na caldeira para reposição do nível e operação de purga, além das questões relacionadas a partida e parada do equipamento.

Assim que o sistema de controle de combustão for validado, pretende-se adaptar a solução a uma caldeira industrial de grande porte já dotada de alimentador motorizado de combustível, para que se possa verificar o desempenho da solução para uma situação diferenciada, visto que o objetivo final do projeto é o desenvolvimento de um sistema de combustão facilmente adaptável para diversas condições operacionais.

REFERÊNCIAS

- Atkins, Peter, e Loretta Jones. *Princípios de Química*. Porto Alegre: Bookman, 2001.
- Bazzo, Edson. “Geração de vapor.” UFSC, 1995.
- Bosch. “LSU4.9 Planar Wide Band Lambda Sensor Technical Product Info.” 2005.
- Boscov, Jaime A. “ Sistema automático de monitoramento e controle da combustão utilizando sonda lambda.” *Relatório técnico parcial - Infitech Automação*. 2013.
- . “Controle de temperatura de sonda lambda de uso veicular aplicada em um sensor de teor de oxigênio para uso em sistemas de combustão de biomassa.” *SBAI 2013*. Fortaleza, 2013.
- Bruch, Christian, Bernhard Peters, e Thomas Nussbaumer. “Modelling wood combustion under fixed bed conditions.” Vol. 82. *Fuel*, 2003.
- C. Telmo a, J. Lousada b, N. Moreira. “Proximate analysis, backwards stepwise regression between gross calorific value, ultimate and chemical analysis of wood.” University of Trás-os-Montes and Alto Douro (UTAD), Forestry Department, 2010.
- Clara Serrano, Henar Portero, Esperanza Monedero. “Pine chips combustion in a 50 kW domestic biomass boiler. .” Instituto de Investigación en Energías Renovables, Parque Científico y Tecnológico de Albacete, Universidad de Castilla-La Mancha, 2013.
- Collazo, J., e J. Porteiro. “Numerical modeling of the combustion of densified wood under fixed-bed conditions.” 2012.
- Collazo, J., J. Porteiro, J.L. Míguez, E. Granada, e M.A. Gómez. “Numerical simulation of a small-scale biomass boiler.” Escola de Ingeniería Industrial, Universidad de Vigo, 2012.
- Confederação Nacional da Indústria-Gerência executiva de pesquisa e competitividade. “Indicador de custos industriais. (Janeiro de 2013).” 2013.
- Dan Einstein, Ernst Worrell, Marta Khrushch. “Steam Systems in Industry: Energy Use and Energy Efficiency Improvement Potentials. .” Lawrence Berkeley National Laboratory., 1999.
- . “Steam Systems in Industry: Energy Use and Energy Efficiency Improvement Potentials.” Lawrence Berkeley National Laborator, 1999.

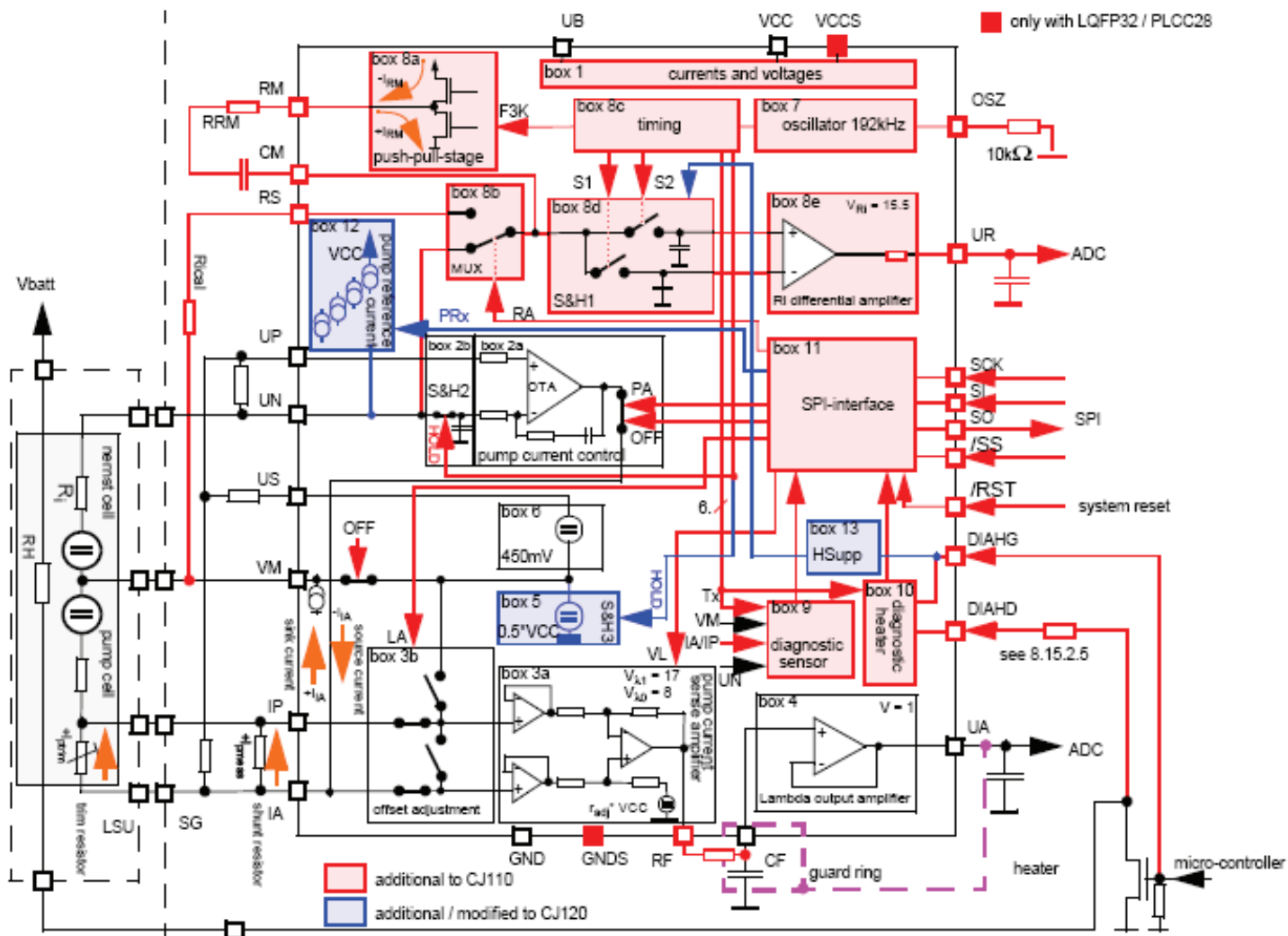
- Demirbas, Ayhan. "Combustion characteristics of different biomass fuels. ." Department of Chemical Engineering, Selcuk University, Konya, Turkey., 2003.
- Demirbas, M. Fatih, e Havva Balat. Mustafa Balat. "Potential contribution of biomass to the sustainable energy development." Sila Science and Energy Company, University Mahallesi, 2009.
- Demirbas, M. Fatih, Mustafa Balat, e Havva Balat. "Energy Conversion and Management." Vols. Vol.50(7), pp.1746-1760. 2009.
- Departamento de Engenharia Mecânica. "Ventiladores: Conceitos Gerais, Classificação, Curvas Características e as 'Leis dos Ventiladores'." Unicamp, 2012.
- Dias, J., M. Costa, e J.L.T. Azevedo. "Test of a small domestic boiler using different pellets." Vol. 27. Biomass and Bioenergy, 2004.
- Dornburg, Veronika, e André P.C. Faaij. "Efficiency and economy of wood-fired biomass energy systems in relation to scale regarding heat and power generation using combustion and gasification technologies." Department of Science, Technology and Society, University of Utrecht, 2001.
- Drumond, Marcos Antônio, Ismael Eleotério Pires Oliveira, Visêlido Ribeiro de Oliveira, e Ivan André Alvarez. "Produção e distribuição de biomassa de espécies arbóreas no semi-árido brasileiro." Vol. 32. Revista Árvore, 2008.
- Embrapa. *Cultivo do cajueiro.*
<http://sistemasdeproducao.cnptia.embrapa.br/FontesHTML/Caju/CultivodoCajueiro/>. 2013.
- Empresa de Pesquisa Energética. *Consumo mensal de energia elétrica por classe (regiões e subsistemas) - 2004-2013.* Ministério de Minas e Energia. 2013.
- GARCIA, D. P. "Caracterização química, física e térmica de pellets de madeiraproduzidos no Brasil." Dissertação FEG/UNESP, 2010.
- Gariglio, Maria Auxiliadora, Everardo Valadares de Sá Barretto Sampaio, Luis Antônio Cestaro, e Paulo Yoshio Kageyama. "Uso sustentável e conservação dos recursos florestais da caatinga." Serviço Florestal Brasileiro, 2010.
- Hansen, Heine, e Louis Schultz Lantow. "Modelling and Control of a Stoker Firing System." *Master Thesis - Aalborg University.* 2008.
- Indústria, Confederação Nacional da. "Indicador de custos industriais." Gerência-executiva de pesquisa e competitividade., 2013.

- Jakobsson, Thommy. "Model Based Evaluation of UEGO Performance and Sensitivity." Tese de mestrado, Linkopings universitet, Suécia., 2007.
- Janez Oman, Matiek Tacer, Matija Tuma. "Overfeed fixed-bed combustion." Faculty of Mechanical Engineering, Agkereva, Ljubljana, Slovenia., 2000.
- Jenkins, B.M., L.L. Baxter, T.R. Miles Jr., e T.R. Miles. "Combustion properties of biomass." Department of Biological and Agricultural Engineering, University of California, 1998.
- Kanury, A.M. "Combustion characteristics of biomass fuels." 1994.
- Klason, T., e X.S. Bai. "Computational study of the combustion process and NO formation in a small-scale wood pellet furnace." Vol. 86. Fuel, 2007.
- Manoel, Gonçalo Rendeiro, et al. "Combustão e Gasificação de Biomassa Sólida. Soluções Energéticas para a Amazônia." Vol. 1ª Edição. Ministério de Minas e Energia, 2008.
- Medeiros, C. M. "Apostila Controle Digital." 2012.
- Menghini, D., F.S. Marra, C. Allouis b, e F. Beretta. "Effect of excess air on the optimization of heating appliances for biomass combustion." Vol. 32. Experimental Thermal and Fluid Science, 2008.
- Ogata, Katsuhiko. "Discrete Time Control Systems ." Vols. -2th edition. Prentice Hall, 2005.
- . "Modern Control Engineering ." Vols. -4th edition. . Prentice Hall, 2002.
- R. Saidura, E.A. Abdelaziza, A. Demirbasb, M.S. Hossaina, S. Mekhilefc. "A review on biomass as a fuel for boilers. Department of Mechanical Engineering, ." University of Malaya, Sirnak University, 2011.
- Ragland, K. W., e D. J. Aerts. "Properties of Wood for Combustion Analysis." Vol. 37. Bioresource Technology , 1991.
- Saidura, R., E.A. Abdelaziz, A. Demirbas, M.S. Hossain, e S. Mekhilef. "A review on biomass as a fuel for boilers." Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2011.
- SAMPAIO, E. V. S. B., e Y. SAMPAIO. "Desertificação: conceito, causas, conseqüências e mensuração." Ed. Universitária UFPE, 2002.
- THUNMAN, H., B. LECKNER, F. NIKLASSON, e F. JOHNSON. "Combustion of Wood Particles—A Particle Model for Eulerian Calculations." Vol. 129. COMBUSTION AND FLAME , 2002.

- Vidal, André Carvalho Foster, e André Barros da Hora. "Perspectivas do setor de biomassa de madeira para a geração de energia." Vol. 33. BNDES Setorial, 2011.
- Winter, F., C. Wartha, e H. Hofbauer. "NO and N₂O formation during the formation during the combustion of wood, straw, malt, waste and peat." Vol. 70. *Bioresour Technol* 1999, 1999.
- Wylen, Gordon J. Van, e Richard E. Sonntag. "Fundamentos da termodinâmica clássica." Edgar Blucher, 1976.
- Y. Haseli, J.A. van Oijen, L.P.H. de Goey. "A detailed one-dimensional model of combustion of a woody biomass particle. *Combustion Technology*." Eindhoven University of Technology, Department of Mechanical Engineering, 2011.
- Yang, Y.B., V.N. Sharifi, e J. Swithenbank. "Effect of air flow rate and fuel moisture on the burning behaviours of biomass and simulated municipal solid wastes in packed beds." Vol. 83. *Fuel*, 2004.
- Yin, C, SK, Kær, L Rosendahl, e SL Hvid. "Co-firing straw with coal in a swirlstabilized dual-feed burner: Modelling and experimental validation." *Bioresource Technology*. Vol. 101. 2010.
- Zhang, Xiaohui, Qun Chen, Richard Bradford, Vida Sharifi, e Jim Swithenbank. "Experimental investigation and mathematical modelling of wood combustion in a moving grate boiler." *Fuel Processing Technology*. Vol. 91. 2012.

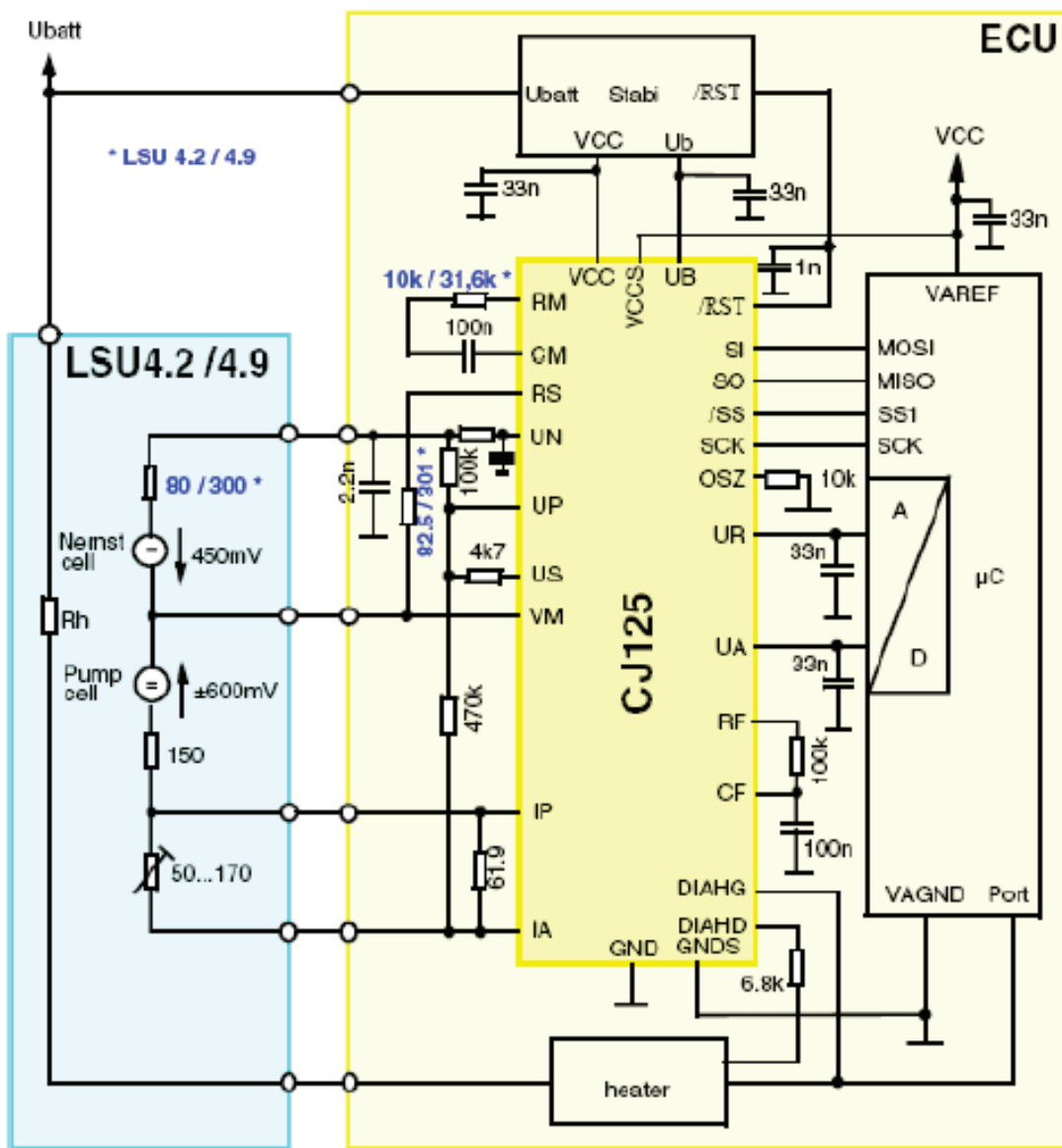
ANEXO A

Figura 45: diagrama de blocos do CI Bosch CJ 125.



Fonte: Product Information Lambda Probe Interface IC - CJ125 – Bosch.

Figura 46: diagrama básico de utilização do CJ 125 sugerido pelo fabricante.



Fonte: *Product Information Lambda Probe Interface IC - CJ125 – Bosch.*