



**UNIVERSIDADE
ESTADUAL DO
MARANHÃO**

UNIVERSIDADE ESTADUAL DO MARANHÃO – UEMA
CENTRO DE CIÊNCIAS TECNOLÓGICAS – CCT
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA E PRODUÇÃO
CURSO DE GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

ANTONIO MARCOS FEITOSA DA SILVA

**ANÁLISE TERMOACUSTICO EM QUEIMADOR PULSANTE PARA REDUÇÃO DA
EMIÇÃO DE FULIGEM**

SÃO LUÍS

2017

ANTONIO MARCOS FEITOSA DA SILVA

**ANÁLISE TERMOACUSTICO EM QUEIMADOR PULSANTE PARA REDUÇÃO DA
EMIÇÃO DE FULIGEM**

Projeto de trabalho de conclusão de curso apresentado à Universidade Estadual do Maranhão, para o curso de graduação em Engenharia Mecânica, como requisito para a apresentação do Trabalho de Conclusão de Curso.

Orientador: Prof. Dr. Fernando Lima de Oliveira

SÃO LUÍS
2017

Silva, Antonio Marcos Feitosa da.

Análise termoacústico em queimador pulsante para redução da emissão de fuligem. / Antonio Marcos Feitosa da Silva. – São Luís, 2017.
96f.

Monografia (Graduação) – Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual do Maranhão, 2017.

Orientador: Prof. Dr. Fernando Lima de Oliveira.

1. Chamas pulsadas. 2. Fuligem. 3. Frequência de ressonância. 4. Combustão pulsante. I. Título.

CDU 621.43

**ANÁLISE TERMOACUSTICO EM QUEIMADOR PULSANTE PARA REDUÇÃO DA
EMIÇÃO DE FULIGEM**

ANTONIO MARCOS FEITOSA DA SILVA

Monografia aprovada em: ____ de _____ de 2017.

Prof. Dr. Fernando Lima de Oliveira.
(Orientador)

Prof. Me. Flavio Nunes Pereira.
(Membro da Banca Examinadora)

Prof. Dr. Lourival Matos de Sousa Filho.
(Membro da Banca Examinadora)

A meus pais Raimunda e Domingos, a esposa Michely Soares, meus irmãos Marcos Antonio e Flavio Henrique.

AGRADECIMENTOS

A Deus todo poderoso.

Ao professor e orientador Dr. Fernando Lima de Oliveira pelos diversos esclarecimentos e discussão para o desenvolvimento do trabalho.

Em especial meu irmão Marcos Antônio, por todos os ensinamentos científico neste trabalho.

Ao professor Gilson Volpato pelos ensinamentos que contribuíram para redação do texto.

Aos meus amigos com os quais tenho compartilhado amizade e conhecimento.

À Equipe Bumba Meu Baja em especial a professora Amália Trindade por sempre apoiar o projeto.

À Universidade Estadual do Maranhão e aos professores do DEMECP – Departamento de Engenharia Mecânica e Produção.

A minha família Raimunda, Domingos, que sempre me apoiaram nessa jornada.

A minha esposa pelo companheirismo.

“Na universidade se ensina porque se pesquisa”.

Carlos Chagas Filho

RESUMO

A Combustão Pulsante é o processo de queima onde a temperatura, pressão ou outras variáveis de estado variam com o tempo, apresentando uma maior taxa de mistura entre o combustível e o oxidante. Este trabalho propõe determinar que diferentes posicionamentos de um alto falante têm influência direta no comportamento da chama. O arranjo experimental foi realizado em um queimador livre, ou seja, não há o confinamento da chama. O combustível utilizado é o gás liquefeito de petróleo (GLP), em que é excitado acusticamente por meio de um alto falante estrategicamente posicionado. Pelo método experimental determinou as frequências de ressonância a qual excitaram acusticamente o gás GLP a uma pressão de saída de 0,5 kgf/cm² e vazão mássica em 0,22 g/s. Nestas condições de operação, o queimador produziu uma chama com maior eficiência térmica e baixa emissão de fuligem. Pode-se afirmar que atuação acústica reduz a emissão de fuligem.

Palavras-chaves: chamas pulsadas, fuligem, frequências de ressonância, combustão pulsante.

ABSTRACT

Pulsating Combustion is the burning process where temperature, pressure or other state variables change over time, presenting a higher mixing ratio between the fuel and the oxidant. This work proposes to determine that different positions of a speaker have a direct influence on the behavior of the flame. The experimental arrangement was performed in a free burner, ie there is no confinement of the flame. The fuel used is liquefied petroleum gas (LPG), where it is acoustically excited through a strategically placed loudspeaker. By the experimental method, it determined the resonance frequencies which acoustically excited the LPG gas at an output pressure of 0.5 kgf / cm² and a mass flow rate of 0.22 g / s. Under these operating conditions, the burner produced a flame with higher thermal efficiency and low soot emission. It can be said that acoustic performance reduces the emission of soot.

Key words: pulsed flames, soot, resonance frequencies, pulsed combustion.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Luminosidade da chama difusiva de GLP e ar	23
Figura 2 – Funcionamento queimador pulsante chamas difusivas	26
Figura 3 – Tubo aberto - fechado.....	27
Figura 4 – Tubo fechado: fundamental e harmônicos	28
Figura 5 – Relação não linear pressão e densidade em um fluido	30
Figura 6 – Escoamento mássico elemento de fluido	31
Figura 7 – Volume de um elemento fluido forças e pressão.....	32
Figura 8 – Modelo discretizado em elementos finitos acústicos	34
Figura 9 – Esquema de um elemento acústico FLUID30	35
Figura 10 –Elementos acústicos FLUID220 3D	36
Figura 11 – Função linear e quadrática com pressão	36
Figura 12 – Feixe modelado com 2, 4 e 6 elementos	37
Figura 13 – Ferramentas disponíveis.....	38
Figura 14 – Volume elementar de balanço: conservação de massa	40
Figura 15 – Representação de um processo de geração de malha	42
Figura 16 – Exemplos de discretização estruturada	43
Figura 17 – Exemplo de malha	44
Figura 18 – Queimador pulsante	54
Figura 19 – Configurações do queimador	55
Figura 20 – Arranjo experimental das medições de frequência.....	59
Figura 21 – Dimensão do alto falante	60
Figura 22 – Arranjo experimental: medição do alto falante	61
Figura 23 – Modelos do queimador ANSYS	64
Figura 24 – Dados técnicas LAO G1	66
Figura 25 – Sistema de alimentação do queimador	67
Figura 26 – Curva de vazão x erro.....	69
Figura 27 – Modelo geométrico do queimador.....	70
Figura 28 – Domínio computacional	70
Figura 29 – Domínio computacional condições de contorno.....	72
Figura 30 – Condições de contorno: saída e interface	72
Figura 31 – Sistema de captura de imagem da chama	74

Figura 32 – Frequência x amplitude configuração 1	76
Figura 33 – Frequência x amplitude configuração 2	76
Figura 34 – Frequência x amplitude configuração 3	77
Figura 35 – Modo acústico 4º modo da configuração 1, em dB	80
Figura 36 – Modo acústico 5º modo da configuração 2, em dB	80
Figura 37 – Modo acústico 6º modo da configuração 3, em dB	81
Figura 38 – Contorno das variáveis	82
Figura 39 – Frações de poluentes	83
Figura 40 – Frações de oxidante e poluentes	83
Figura 41 – Frações de poluentes	84
Figura 42 – Contorno das variáveis temperatura	84
Figura 43 – Perfis de temperatura da chama	85
Figura 44 – Fração de massa: gases na combustão	85
Figura 45 – Fração de massa: fuligem na combustão.....	86
Figura 46 – Perfis de temperatura sobreposto a chama	86

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Comparação entre a combustão convencional e a pulsante	16
Tabela 2 – Fatores de correção de extremidade.....	28
Tabela 3 – Tipos de análise com o elemento FLUID30.....	35
Tabela 4 – Velocidade do som e erros relativos	56
Tabela 5 – Comprimento efetivo do queimador	58
Tabela 6 – Velocidade de oscilação do cone do alto falante.....	62
Tabela 7 – Etapas da metodologia para predição numérica	62
Tabela 8 – Poder calorífico dos combustíveis.....	65
Tabela 9 – Dados técnicos LAO G1.....	66
Tabela 10 – Planilha consumo de gás GLP	68
Tabela 11 – Domínio computacional discretizado.....	71
Tabela 12 – Condições de contorno usadas no CFX.....	73
Tabela 13 – Configuração de captura de imagem da chama	74
Tabela 14 – Resultado das frequências e seus harmônicos	75
Tabela 15 – Comparação das frequências configuração 1	77
Tabela 16 – Comparação das frequências configuração 2	78
Tabela 17 – Comparação das frequências configuração 3	79
Tabela 18 – Análise visual sem e com atuação acústica	88
Tabela 19 – Análise visual sem e com atuação acústica	89
Tabela 20 – Análise visual sem e com atuação acústica	89
Tabela 21 – Análise visual sem e com atuação acústica	90
Tabela 22 – Análise visual sem e com atuação acústica	90

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO	14
1.1 Justificativa	15
1.2 Objetivos	16
1.2.1 Objetivo geral	16
1.2.2 Objetivos específicos	17
1.3 Estrutura do trabalho	17
2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	19
2.1 Combustão pulsante	19
2.2 Chamas difusivas	21
2.3 Métodos numéricos aplicado a combustão	23
2.4 Base teórica para combustão pulsante	26
2.4.1 Análise acústica aplicada a combustão pulsante	27
2.4.1.1 Propagação das onda sonoras em tubo	27
2.4.1.2 Equação da onda acústica	27
2.4.1.3 Modelagem acústico software ANSYS ACT	34
2.4.2 Analise CFD aplicada a combustão pulsante	37
2.4.2.1 Método de volume finitos	39
2.4.2.2 Malhas numericas	41
2.4.2.3 Formulação matemática	45
3. MATERIAIS E MÉTODOS	54
3.1 Determinação dos modos acústico no queimador	55
3.1.1 Método analítico	55
3.1.2 Procedimento experimental	58
3.1.3 Velocidade de oscilação do cone do alto falante	59
3.1.4 Modelagem numérica do método de elementos finitos – MEF	62
3.2 Determinação do comportamento da combustão	64
3.2.1 Propriedades do gás GLP	64
3.2.2 Implementação do sistema de medição de vazão de gás GLP	65
3.2.3 Método numérico da combustão	69

3.2.4 Método experimental da combustão	73
4. RESULTADOS E DISCUSSÃO	75
4.1 Resultados analíticos e experimentais dos modos acústicos	75
4.2 Resultados numéricos modos acústicos	79
4.2.1 Campos acústico do queimador	79
4.3 Resultados numéricos da combustão.....	82
4.4 Resultados experimental da combustão.....	87
5. CONCLUSÃO	91
REFERÊNCIAS	93

1. INTRODUÇÃO

Os recursos não renováveis como os combustíveis fósseis, ainda são muito utilizados na indústria, apesar da existência de inúmeras fontes de energia alternativa limpa.

Uma das principais razões pela qual ainda se faz o uso dos combustíveis fósseis é devido ao seu alto poder calorífico, frente as outras fontes de energia alternativa. No entanto, o uso dessas fontes de energia convencionais provoca a redução da camada de ozônio, a liberação de NO_x, que contribui em 25 a 35% para a formação da chuva ácida (Browman, 1992). A emissão desses poluentes na atmosfera, também colabora com o aumento do efeito estufa, aquecimento global pela emissão de CO₂, associado a estes efeitos existe ainda uma demanda crescente de energia na indústria.

É relevante a otimização de processos já existente que minimizem as emissões de poluentes (fuligem, gases O₂; CO; CO₂; NO₂ e NO_x), com baixo custo de investimento e operação. Neste cenário, a combustão pulsante tem se mostrado uma possibilidade para conciliar a necessidade crescente da indústria que usa a combustão como fonte de energia térmica, com as novas demandas ambientais.

A combustão pulsante é o resultado da formação das ondas acústicas estacionárias nas frequências de ressonância da câmara de combustão, influenciando diretamente na queima de forma eficiente (Lopes, 2006). Nos processos convencionais, não há uma correlação das flutuações de um ponto a outro na câmara de combustão, a não ser com a da própria turbulência inerente ao escoamento, diferentemente da combustão pulsante que apresenta uma estrutura coerente (Libby e Williams, 1994).

Pesquisas tem mostrado que este tipo de combustão promove a redução das emissões de poluentes gasosos de oxidação parcial e particulados, aumentando a transferência de calor convectiva no combustor (Carvalho, 1987).

Na combustão pulsante a temperatura, pressão, ou outras variáveis de estado variam com o tempo, produzindo uma taxa de mistura entre combustível e oxidante turbulenta na região da chama, tornando o processo de queima mais eficiente (Zinn, 1986).

As investigações têm mostrado que a combustão pulsante reduz as emissões de poluentes gasosos de oxidação parcial e particulados, além de promover o aumento da transferência de calor convectiva no combustor (Carvalho, 1987). Visualmente as chamas, resultante da combustão pulsante, tem apresentado um aspecto com menor luminosidade, de coloração azulada e com redução de fuligem (Bastos, 2001).

Em estudos recentes as simulações numéricas por meio dos métodos computacionais da fluidodinâmica (dinâmica dos fluidos computacionais CFD) vem complementar os estudos nos processos de combustão em fornos e queimadores em escala industrial.

Nesta pesquisa será feita uma análise de chama difusiva sem mistura excitada acusticamente, em que são empregados os métodos numéricos (elementos finitos e volumes finitos) e experimentais na solução dos problemas físicos, objetivando determinar a influência do campo de pressão acústico que servirá de fonte de excitação para a chama. Estes resultados serão usados como parâmetro de entrada para a modelagem e resposta das chamas na combustão pulsante.

1.1 Justificativa

A reação química da combustão produz poluentes que contribuem de forma direta com o efeito estufa e aquecimento global. Estes efeitos são os principais causadores da mudança climática do planeta e tem gerado uma grande preocupação social, que por sua vez, pressiona aos governantes para elaboração de leis ambientais mais rígidas com intuito de reduzir os agentes poluidores, por esse motivo, os pesquisadores e a industrias têm interesse em desenvolver e aperfeiçoar novas técnicas que proporcionam a redução da emissão destes poluentes na atmosfera.

Pesquisas tem demonstrado que a combustão pulsante otimiza a reação química e aumenta a eficiência térmica, promovendo a redução dos contaminantes lançados na atmosfera. Os resultados comparativos entre as características da combustão convencional com a pulsante são apresentados na tabela 1.

Tabela 1 – Comparação entre a combustão convencional e a pulsante

Características	Combustão convencional	Combustão pulsante
Temperatura da chama	2000 a 2500 K	1500 a 2000 K
Potência	0,1 a 1,0 MW/m ³	10 a 50 MW/m ³
Eficiência da reação	80 a 96 %	90 a 99 %
Coeficiente transferência de calor	50 a 100 W/m ² K	100 a 500 W/m ² K
Emissão de CO	0 a 2 %	0 a 1 %
Emissão de NOx	100 a 7000 mg/m ³	20 a 70 mg/m ³
Tempo de residência	1 a 10 s	0,01 a 0,5 s

Fonte: Lopes, 2006

Desta maneira, torna-se importante saber avaliar e prever o comportamento de uma chama para então desenvolver e aperfeiçoar novas técnicas, objetivando a redução da emissão de gases poluentes na atmosfera durante o processo de queima.

Assim, podemos ressaltar que a análise da influência dos diferentes campos de pressão acústica na combustão pulsante surge como importante meio de avaliação das condições operacionais de um queimador para a redução de fuligem, utilizando como ferramenta as técnicas de construção de modelos numéricos e métodos experimentais que irá proporcionar conhecimento das variáveis temporais de processo que influencia na emissão de fuligem.

1.2 Objetivos

1.2.1 Objetivo geral

Testar se diferentes campos de pressão acústicos pulsante reduz a emissão de fuligem durante a combustão utilizando os métodos numérico e experimental.

1.2.2 Objetivos específicos

- a) Determinar pelos métodos analítico e experimental se diferentes posicionamentos do alto falante no corpo do queimador interferem nos modos acústicos, no processo, aspecto e formação da chama na combustão;
- b) Obter pelo método de elementos finitos (MEF), o campo de pressão acústico produzido pelo alto falante em diferente posicionamento;
- c) Desenvolver um modelo numérico de combustão, utilizando o CFD para a caracterização da chama e determinação das espécies químicas, na condição sem e com excitação acústica;
- d) Avaliar se os resultados do estudo experimental e numérico estão de acordo com os dados obtidos da literatura.

1.3 Estrutura do trabalho

O Trabalho proposto é dividido em 5 tópicos, sendo estes descritos da seguinte forma:

Tópico 1: é realizada uma introdução a respeito da combustão pulsante, assim como a motivação para elaboração deste trabalho. Em seguida, faz-se a justificativa da elaboração desta pesquisa, bem como os seus objetivos gerais e específicos.

Tópico 2: é o tópico mais extenso, onde apresenta a revisão bibliográfica e a fundamentação teórica. A revisão bibliográfica é iniciada mostrando as pesquisas que contribuíram para elaboração deste estudo em que os temas foram relacionados a combustão pulsante, a chamas difusivas e os numéricos aplicados a combustão pulsante. Foram ainda acrescentados, neste tópico a fundamentação acústica relacionada a combustão pulsante, em específico a propagação de ondas sonoras em tubos, e equações da onda acústicas e método de elementos finitos aplicado a acústica. Em continuidade ao tópico é apresentado o método de volume finito aplicado a combustão, em que demonstrada as principais equações usadas neste método para solução de problemas que envolve a combustão.

Tópico 3: é realizada uma explanação detalha dos arranjos experimentais e procedimentos das medições para obtenção das grandezas físicas envolvidas nos estudos, assim como os erros de medição associados as grandezas.

Tópico 4: são apresentados os resultados obtidos das simulações numéricas partir dos modelos matemáticos gerados, e os resultados experimentais dos modos acústicos, comparando com os modelos numéricos. Objetivando mostrar a contribuição e eficiência do modelo numérico na determinação do comportamento do queimador, no quesito emissão de poluentes frente a excitação acústica.

Tópico 5: Finalmente, apresenta-se as conclusões tomadas como importantes neste trabalho, a partir dos resultados obtidos na análise do queimador de chama pulsante.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

A revisão bibliográfica da análise de queimadores de chama pulsante é baseada nas literaturas, relativa combustão pulsante, chama difusiva e modelos numéricos aplicados em queimadores difusivos. Neste sentido, foram pesquisados vários trabalhos que investigaram os queimadores com chama difusiva. Buscou-se o entendimento das características dos fenômenos aplicado a acústica e na dinâmica dos fluidos computacionais aplicada a combustão pulsante.

A fundamentação teórica apresentada é relativa ao conhecimento de acústica, onde demonstram as equações da onda, a propagação do som em tubos, aplicados ao método de elemento finito. Será também apresentado conceitos e formulações matemáticas para a abordagem da Dinâmica dos Fluidos Computacionais (CFD).

2.1 Combustão pulsante

O fenômeno foi observado pela primeira vez por Byron Higgins em 1777 (Higgins, 1802), onde foi verificado que a queima difusiva de hidrogênio dentro de um tubo com extremidade inferior aberta ou fechada produzia som, denominado “*singing flame*”. O resultado demonstrou que a excitação do modo acústico do tubo ocorre na frequência fundamental, ou um de seus harmônicos.

No decorrer do tempo, a combustão pulsante tem-se mostrado como uma área de pesquisa e desenvolvimento promissora, pois pode ser encarada como uma ferramenta na geração de energia térmica que oferece algumas vantagens sobre o processo de combustão convencional. Devido à sua maior taxa de mistura entre o combustível e o oxidante a combustão torna-se mais eficiente e conseqüentemente, há uma redução na quantidade de combustível utilizado. Entre outras vantagens apresentadas, pode-se citar a diminuição nas emissões de poluentes gasosos de oxidação parcial e particulados, o aumento da transferência de calor convectiva no combustor e a exigência de uma menor demanda de investimento capital para esse processo, se comparado a outras tecnologias inovadoras (Carvalho et al., 1987). No entanto, a combustão pulsante pode proporcionar a instabilidades de combustão nas baixas e altas frequências. Estas instabilidades resultam em maior emissão acústica no ambiente e até mesmo em danos estruturais ao sistema (Pritz, 2009).

Trabalhos tem demonstrado o efeito de um campo acústico na estrutura das chamas pré misturadas, utilizando gás GLP e ar, excitados acusticamente com um alto falante. Os resultados mostram a alteração da estrutura da chama com aplicação do campo acústico, e por conseguinte, os processos físicos e químicos que ali se desenvolveram (Lacava et al.1999). Em outra pesquisa a ocorrência de uma chama difusiva turbulenta, foi observado o aumento de intensidade na transição do escoamento laminar para turbulento, quando submetida a presença de um campo acústico em ressonância com o sistema (Yoshida et al., 2001).

Em estudos de chamas difusivas pulsantes livres usando o gás GLP mostrou em determinadas combinações de frequências e amplitude, a combustão pulsante altera sensivelmente a aparência da chama, transformando-a de amarela em azul, o que denota uma melhor mistura entre combustível e oxidante e diminui as emissões de fuligem. Nesta condição a chama apresenta uma estrutura típica de chamas turbulentas. Também, foi verificado o aumento de temperatura na região de mistura provocada pela excitação acústica, aumentou consideravelmente a emissão de NO_x (Bastos et al., 2002).

Por meio da queima de uma chama difusiva pulsada de gás natural e ar, Rocha (2002) demonstrou a eficiência das pulsações acústicas em um processo de combustão, mediante a comparação entre os poluentes emitidos com e sem atuação acústica. A meta foi obter as condições de operação adequadas, onde se obtivessem baixas emissões de produtos de combustão parcial, como o CO, aliado à redução das emissões de NO_x . Os resultados mostraram que em condições estequiométricas sem pulsação, a concentração de CO foi bastante acentuada, e com a atuação acústica influiu de maneira positiva na redução desse poluente. Quanto às emissões de NO_x , no caso de atuação acústica, os resultados mostraram o aumento deste poluente.

A influência de um campo acústico na formação de poluentes da queima de um spray de álcool em um injetor centrífugo, foi investigada por Flügel em 2006. A pesquisa mostrou que a combustão em condições pulsantes modificou a estrutura da chama e melhorou a mistura ar e combustível, resultando na redução da formação de poluentes. Também se pôde perceber em determinadas condições de trabalho foi possível reduzir ao mesmo tempo a concentração de NO_x e CO. Verificou-se ainda, uma redução da emissão de NO_x , quando se intensificou a zona de recirculação a jusante do queimador, pois, o campo acústico, além de melhorar a mistura entre ar e

combustível, também favoreceu o aumento da taxa de evaporação das gotas de combustível (Flügel, 2006).

A análise da queima pulsante e não pulsante do gás GLP em um queimador de Rijke, com injeção de amônia como catalisador da reação química, apresentou uma combustão pulsante mais eficiente do que a não pulsante, pois houve menor formação de CO para o caso pulsante. Entretanto, as emissões de NO_x com e sem injeção de amônia, usada para simular a emissão de NO proveniente do combustível nitrogenado, foram maiores que na combustão não pulsante. Constatou-se ainda, o aumento da vazão de GLP para as mesmas razões de equivalência. Ocorreu o aumento da amplitude de pressão e da frequência de oscilação. A injeção de amônia não influenciou no parâmetros como amplitude, frequência e temperatura (Martins et al., 2006).

Outras pesquisas têm avaliado a influência da atuação acústica sobre chamas parcialmente pré-misturadas e confinadas de GLP com ar para certas razões de equivalências. A atuação acústica foi feita por meio de um alto falante posicionado no canal interno, ou seja, somente no fluxo de pré-mistura. A análise de gases mostrou que a presença do campo acústico afeta mais intensamente as chamas onde a quantidade de ar pré-misturado com o combustível apresenta-se em proporções menores. Os resultados também mostraram que com a presença do campo acústico, houve melhora na taxa de mistura entre o combustível e o oxidante, o que acarretou a redução da emissão de CO e da presença de fuligem (Ferreira 2007).

Portanto, devido aos resultados relevantes que a combustão pulsante tem fornecido, diversas pesquisas nesta área têm surgido, com o objetivo de colaborar com o entendimento dos fenômenos e futuras implementações práticas. Devido ao seu potencial, a combustão pulsante poderá permitir muitas vantagens, tais como: maior aproveitamento de energia dos processos de combustão, além de considerável redução nas emissões de poluentes.

2.2 Chamas difusivas

A principal característica das chamas difusivas é a queima do combustível a medida que entra em contato com o oxidante (ar atmosférico). Em que os processos

de combustão são governados pela própria taxa de interdifusão combustível e comburente.

Nas chamas difusivas não pré-misturadas o combustível é lançado ao meio oxidante, onde mistura e ignição ocorre simultaneamente. Esse processo ocorre de forma relativamente lenta em relação aos processos químicos. A taxa de reação é determinada pela taxa de difusão. A riqueza da mistura varia da linha central da chama até seu exterior entre a regiões rica e pobre da reação (Coelho et al., 2007). Quando avaliado o comportamento da velocidade de escoamento podem ser classificadas em laminares ou turbulentas.

A estrutura laminar é invariável perante o tempo (estacionária), o mecanismo predominante é a difusão molecular no processo de combustão. Nas chamas turbulentas, apresentam variações instantâneas entre concentrações, velocidades e temperaturas em diferentes locais da chama, as quais comprometem o caráter estacionário (Turns, 2000). A turbulência promove o aumento da taxa de mistura, aumenta a taxa de difusão e eleva a taxa de reação.

A luminosidade de uma chama difusiva é outra característica interessante de ser analisada. Normalmente, a luminosidade da base da chama é menos intensa e de coloração azulada, não há presença de fuligem. Nesta região, a velocidade do jato é relativamente alta, em que o ar é deslocado para frente de chama onde ocorre a mistura com o combustível, evitando zonas de combustão com temperatura elevada e deficiência local de oxidante, o que favorece a formação de fuligem (Lacava, 2004).

Em comprimentos mais elevados da chama não confinada de jatos concêntricos de GLP e ar, podem apresentar uma maior quantidade de fuligem, e uma coloração amarelada; conforme mostra a figura 1. Para combustíveis com menos propensão a formação de fuligem, o metano por exemplo, a presença de região de chama azulada é mais observada do que a amarelada devido a intensa difusão de moléculas no envelope da chama, praticamente eliminando as condições para a pirólise das moléculas de CH_4 e, conseqüentemente, a formação de micropartículas de carbono (Gitman, 1986). A presença de fuligem na região de chama irá influenciar consideravelmente o calor transferido da chama por radiação.

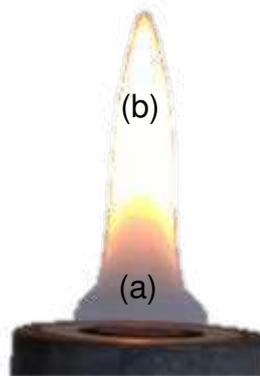


Figura 1 – Luminosidade da chama difusiva de GLP e ar
 a) Região de luminosidade baixa, b) Região de luminosidade alta
 Fonte: autor

2.3 Métodos numéricos aplicado a combustão

As dinâmicas dos fluidos computacionais (CDF) têm sido usadas vastamente por pesquisadores nas modelagens numérica de queimadores difusivos. O objetivo é a investigação das propriedades da chama, campo de escoamento da combustão, emissões de poluentes e mecanismos de estabilidade da chama.

Nas pesquisas envolvendo as simulações numéricas por combustão têm sido empregados vários modelos de turbulência dentre eles pode-se destacar: *standard k-Epsilon*, *Reynolds Stress Model (RSM)*, *Realizable k-Epsilon* e o *RNG k-Epsilon*. Para os modelos de combustão em chamas convencionais por difusão os utilizados tem sido a *Probability Density Function*, *Laminar Flamelet Model (PDF / LFM)* e o *Eddy Dissipation Model (EDM)*, (Reis, 2013).

Cowell e Smith (1999) comentaram que o modelo de turbulência *RNG k-Epsilon* apresentou soluções com razoável precisão para predição dos componentes de instabilidade de chama pré-misturada em um combustor.

Os modelos de turbulência *standard k-Epsilon* e o *RST* foram usados para avaliar qualitativamente as características do escoamento do gás dentro do combustor, os campos de fluxo da combustão em conjunto com efeito rotacional (*swirl*). Foi verificada na pesquisa que o modelo *k-Epsilon* não conseguiu reproduzir a natureza subcrítica do fluxo isotérmico, as previsões deste modelo mostraram erroneamente uma tendência geral da distribuição de velocidade tangencial média para um perfil de vórtice forçado. No entanto, o modelo *RST* apresentou melhores

resultados para as intensidades de turbulência previstas quando comparados as medidas obtidas do modelo *k-Epsilon* (German e Mahmud, 2005).

O estudo numérico do efeito rotacional (swirl) em uma chama de um queimador difusivo coaxial, incluindo a transferência de calor por radiação, foi apresentado por Gassouimi et al (2009). Os modelos utilizados foram o *standard k-Epsilon* para turbulência e o *Eddy Dissipation Model* (EDM) para combustão.

Os modelos de turbulência *Eddy-Viscosity* e o *Eddy Dissipation* (EDM) foram comparados usando um queimador difusivo. No presente trabalho a interface turbulenta entre o combustível e o ar foi avaliada por meio de quatro modelos de viscosidade turbulenta, *Standard k-Epsilon*, *Realizable k-Epsilon*, *Standart k-Omega* e o *SST k-Omega*. A comparação entre a predição dos quatro modelos de turbulência foi baseada no gradiente espacial da temperatura, no qual foram julgadas as medidas obtidas experimentalmente. Foi empregado para a solução das equações do transporte das espécies químicas o modelo *eddy dissipation*. Os modelos de turbulência *Standard k-Epsilon* e o *Realizable k-Epsilon* reproduziram o melhor resultado das medições em termos de previsão da temperatura local da chama (Saqr e Waid, 2011).

O modelo *eddy dissipation* (EDM) foi implementado no código livre de dinâmica dos fluidos computacional *Open FOAM*. O resultado foi validado através de modelagem de uma chama por difusão de metano, por meio da comparação dos resultados experimentais e também com simulações do *Fluent*. O resultado, referente ao perfil de temperatura ao longo da câmara de combustão, calculado numericamente pelo *Open FOAM*, foi satisfatório em comparação com os dados experimentais, apesar de terem sempre valores mais elevados. Em comparação com resultados provenientes do código *Fluent*, o resultado pelo *Open Foam* foi mais próximo dos dados experimentais (Kassem et al., 2011).

A análise numérica de uma chama difusiva turbulenta normal, envolvendo uma mistura metano e ar estabilizado por um queimador coaxial, foi implementada. Neste estudo foi investigado o efeito da variação da velocidade do ar em um queimador difusivo. O modelo de turbulência usado para a modelagem numérica foi o *standard k-Epsilon*. Para o modelo de reação de combustão, liberação de calor e emissão de NO_x foi aplicado o modelo *eddy dissipation* (EDM), (Riahi et al., 2013).

O modelo numérico de turbulência RNG *k-Epsilon* foi empregado para avaliação do efeito rotacional (*swirl*) de um queimador difusivo. Este modelo foi usado por ser um modelo recomendado especialmente para zonas com vórtices. A modelagem numérica da combustão proposto foi o modelo *Probability Density Function* (PDF), conforme resultados da análise este é um excelente modelo para predição dos valores das frações resultantes das misturas da combustão, e para valores das temperaturas (Santos et al., 2016).

De acordo com os estudos levantados, a dinâmica dos fluidos computacionais (CFD) tem sido vastamente usada para elaboração de modelos numéricos de queimadores difusivos, com o objetivo de prever o comportamento de uma chama. Pelos estudos apresentados o modelo de turbulência *k-Epsilon*, tem sido amplamente utilizado nas simulações numéricas por combustão, por melhor reproduzir os resultados experimentais. Dentre os modelos de combustão em chama apresentados nos estudos acima para simulações do transporte de espécies químicas pode-se destacar o *Eddy Dissipation Model* (EDM). Este modelo é o mais adequado para resolver condições turbulentas, uma vez que utiliza o modelo *Reynolds Average Navier Stokes* (RANS) para resolver as equações, sendo o modelo perfeitamente aplicado em queimadores não pré misturados.

Nesta seção foram apresentados o levantamento bibliográfico sobre os estudos relacionados a combustão pulsante, chamas difusivas e os métodos numéricos aplicados a combustão, juntamente com a contribuição de cada autor para este projeto. Das contribuições abordadas pelos diversos autores, para determinação dos efeitos do campo acústico sobre a estrutura e alterações da formação de poluentes da chama pode-se destacar o estudo apresentado por Flügel, que trata a resposta acústica de um queimador com diversas alterações de suas configurações. Este estudo foi de fundamental importância para a determinação analítica modos acústicos do queimador, assim como, para o estudo do comportamento da chama frente a estas variações.

O trabalho apresentado por Reis também contribuiu com a modelagem numérica da dinâmica dos fluidos computacionais aplicadas a queimadores, apresentando uma metodologia para modelagem de queimadores e câmaras de combustão. Os estudos apresentados por estes autores foram de fundamental importância para elaboração deste trabalho.

2.4 Base teórica para combustão pulsante

A operação de um queimador pulsante de chamas difusivas se dar pelo processo de queima de uma mistura entre combustível e comburente, onde a massa de combustível é impulsionada por ondas acústicas, similar as ondas longitudinais (ressonador de Helmholtz), em um sistema massa mola e amortecedor (MKC) conforme mostrado na figura 2. A massa corresponde o gás contida no tubo, a rigidez da mola é a compressibilidade do gás e por último o amortecimento é a atenuação promovida pela viscosidade (efeitos de fluxos lineares e não-lineares) (Pritz et al., 2012).

O gás é injetado no interior do corpo do queimador a qual é submetido pelo atuador acústico a movimentos de compressão e decompressão, causando uma perturbação da molécula do gás. Na extremidade superior do queimador possui uma ancora onde ocorre a mistura do gás com ar atmosférico que flui para região de chama devido à convecção natural. As moléculas do gás proveniente da pulsação atingem com maior facilidade as superfícies rígidas, destroem a camada limite e transferem mais rapidamente sua energia.

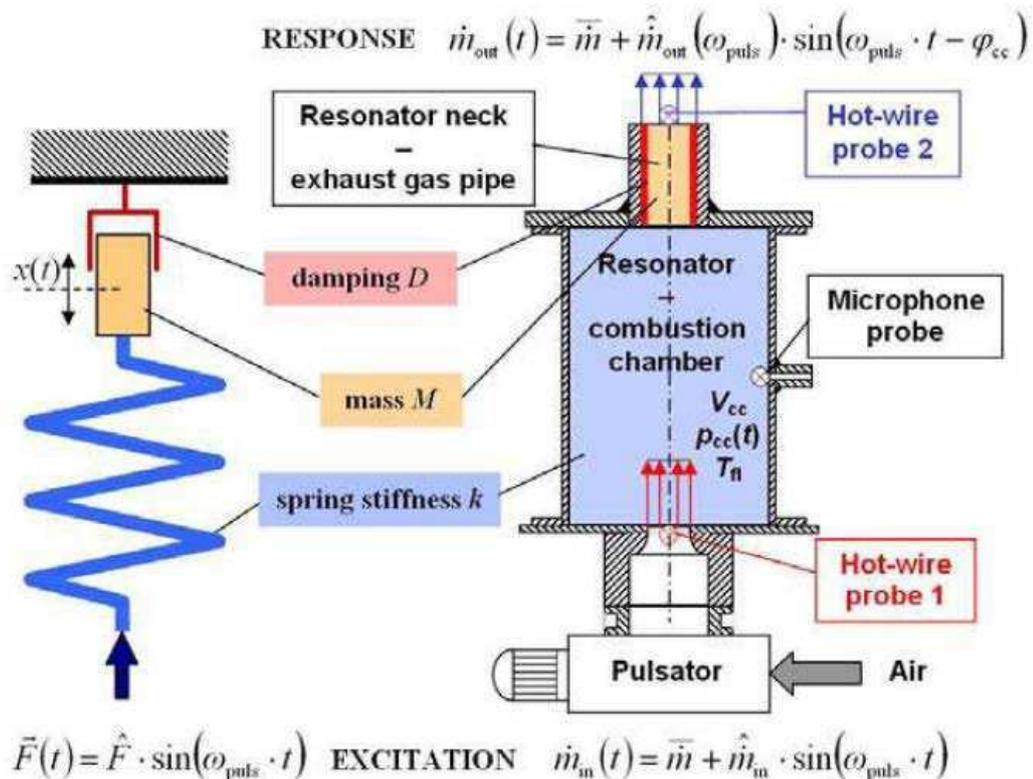


Figura 2 – Funcionamento queimador pulsante chamas difusivas

Fonte: Pritz et al., 2012

2.4.1 Análise acústica aplicada a combustão pulsante

2.4.1.1 Propagação das ondas sonoras em tubo

A propagação das ondas sonoras em tubos onde nível de pressão sonora não cai com a distância da fonte que irradia dentro de um tubo metálico com parede espessa e o comprimento de onda muito maior que o diâmetro, a propagação sonora ao longo deste tubo se dará na forma de ondas planas. Nesta situação, o nível de pressão sonora será uniforme em qualquer seção transversal e constante ao longo do tubo (Bistafa, 2006).

Ocorrem também um fenômeno denominado ressonância que está diretamente relacionada ao comprimento do tubo, diâmetro e extremidade estes se dão como um nó de pressão em tubos abertos e ventres de pressão em tubos fechados.

No tubo fechado em uma extremidade é aberta em outra o ar fica livre para se deslocar no antinós de deslocamento, sendo o comprimento de onda fundamental quatro vezes o comprimento do tubo. Logo, os comprimentos de onda e as frequências harmônica ímpares, são expressos pela equação 2.1 e as ondas acústicas estão representadas na figura 3.

$$f_n = \frac{v}{\lambda_n} = \frac{nv}{4L} = nf; \text{ onde } n = 1,3,5... \quad (2.1)$$

Onde, fn é a frequências de ressonância do tubo em [Hz], v a velocidade de propagação de uma onda sonora [m/s], L o comprimento do tubo [m], n o número de harmônicos das frequências de ressonância do tubo, λ o comprimento de onda [m].

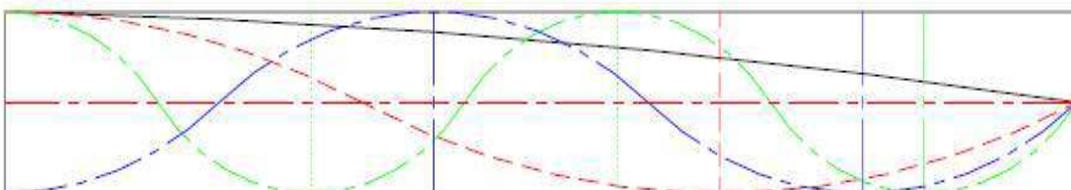


Figura 3 – Tubo aberto - fechado
Fonte: Flügel, 2004

O tubo fechado em ambas as extremidades não há deslocamento de ar em suas extremidades nó de pressão e os antinós ocorrem o deslocamento máximo, logo o comprimento de onda da fundamental é igual a duas vezes o comprimento do tubo, sendo seu harmônico fundamental múltiplo da demais frequência são expressos pela equação 2.2 e as ondas acústica são apresentadas pela figura 4.

$$f_n = \frac{v}{\lambda_n} = \frac{nv}{2L} = nf; \text{ onde } n=1,2,3... \quad (2.2)$$

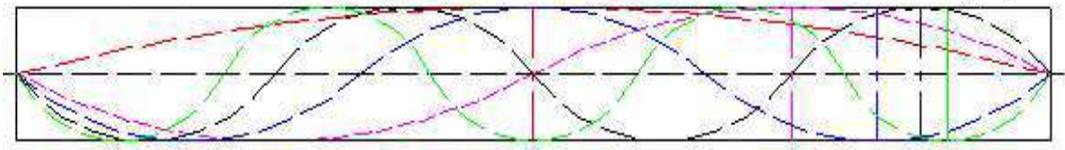


Figura 4 – Tubo fechado: fundamental e harmônicos
Fonte: Flügel, 2004

Para o caso de um tubo aberto, existe um nó de pressão próximo de cada extremidade. Considerando que a onda sonora no tubo é uma onda unidimensional, esta hipótese é válida para um diâmetro de tubo muito menor que o comprimento de onda, logo o nó de pressão está muito próximo a extremidade aberta do tubo, outro efeito que influencia nos valores analíticos é devido ao atrito. Na prática, os antinós e o nó de pressão estão ligeiramente afastados da extremidade aberta do tubo. Logo, é necessário fazer uma correção no comprimento do tubo que é da ordem de grandeza do seu diâmetro (Tipler, 2012).

Essa correção se faz necessária quando se deseja comparar os dados experimentais com os teóricos. Em Silva, 2016 são apresentados alguns dos modelos de fatores de correção que foram adotados, ver tabela 2; onde r corresponde ao raio interno da tubulação do queimador.

Tabela 2 – Fatores de correção de extremidade

Modelos propostos	Fator de correção	Aceitação
Onorati	$l_{cf} = 0,3r$	$f < 500$
Rayleigh	$l_{cf} = 0,85r$	$500 < f < 1500$
Onorati	$l_{cf} = r$	$f > 1500$

Fonte: Silva, 2016

A velocidade de propagação do som num determinado meio é independente da frequência de propagação, depende apenas das propriedades do meio. Para o caso de um gás ideal, pode-se determinar a velocidade de propagação de uma onda sonora, usando a equação 2.3 (Tipler, 2012).

$$v = \sqrt{\frac{\gamma RT}{M}} \quad (2.3)$$

Onde, T é a temperatura dada em escala absoluta [K], R a constante universal dos gases ideais [8,314J/mol K] e M a massa molar do gás [0,029kg/mol].

2.4.1.2 Equação da onda acústica

A onda acústica é constituída por uma oscilação da pressão que se propaga num meio elástico. O som é propagado no meio em forma de ondas longitudinais que envolvem sucessivas compressão e rarefação.

As principais grandezas físicas envolvidas na propagação sonora são a pressão sonora e a velocidade.

A pressão sonora pode ser definida como sendo a diferença entre a pressão total e a pressão média do meio fluido. De forma semelhante, a velocidade de escoamento é definida como sendo a diferença entre a velocidade total e a velocidade média de escoamento.

Com o objetivo de avaliar a propagação de uma onda sonora são estabelecidas as seguintes equações: equação da quantidade de massa, equação de Euler e equação de estado (Pasqual, 2005).

- **Equação de estado**

Para equação de estado de um gás perfeito descreve o comportamento termodinâmico através das três variáveis de estado que é definida como: pressão, densidade e temperatura conforme as equações 2.4 e 2.5.

$$P = \rho RT \quad (2.4)$$

Onde, P é a pressão dada em [Pa], ρ densidade em [kg/m^3], R constante universal dos gases ideais, cujo valor é $8,314$ [$\text{J}/\text{mol K}$] e T é a Temperatura em [K].

A equação para um processo adiabático reversível e isentrópico é.

$$\frac{P}{P_0} = RT \left(\frac{\rho}{\rho_0} \right)^\gamma \quad (2.5)$$

Onde, P_0 é a pressão em [Pa], ρ_0 densidade em [kg/m^3], γ é a relação entre os calores específicos e a pressão a volume constantes, respectivamente c_p e c_v .

O módulo de elasticidade volumétrica é o quociente que relaciona pequenas variações de pressão a pequenas deformações volumétricas de um elemento fluido. Este coeficiente pode ser derivado de um gráfico que relaciona as pequenas variações da pressão de um gás em função de densidade, ver figura 5.

Onde, P é a pressão instantânea do fluido e P_0 pressão de equilíbrio. Nota-se que para pequenas variações de pressão em torno de um ponto de equilíbrio, a relação com a densidade permanece linear. Desta forma obtém a equação 2.6.

$$P = \delta P = \left(\frac{\partial P}{\partial \rho} \right)_0 \delta \rho \quad (2.6)$$

Onde, ∂P e $\partial \rho$ são as variações finitas de pressão e densidade respectivamente.

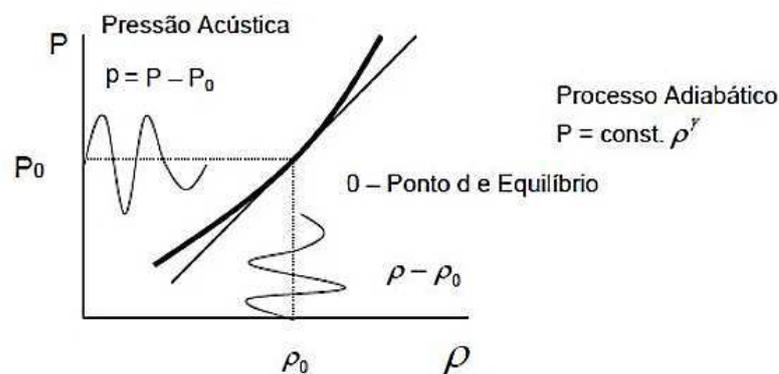


Figura 5 – Relação não linear pressão e densidade em um fluido
Fonte: Nunes, 2001

Para determinar o módulo de elasticidade volumétrico deve-se considerar a conservação de massa para obter a variação da pressão em função da variação

volumétrica. Desta forma, se for considerado um volume em equilíbrio a conservação da massa é dada pelas equações 2.7 e 2.8.

$$\rho V = \rho_0 V_0 \quad (2.7)$$

$$\frac{\delta V}{V} = \frac{\delta \rho}{\rho} \quad (2.8)$$

A equação 2.6 pode ser reescrita da seguinte forma.

$$p = -\rho \left(\frac{\partial P}{\partial \rho} \right)_0 \left(\frac{\delta V}{V} \right) \quad (2.9)$$

Onde, $-\rho \left(\frac{\partial P}{\partial \rho} \right)_0$ representa o módulo compressibilidade β . No caso do processo adiabático, P/ρ^γ é constante; por conseguinte $-\rho \left(\frac{\partial P}{\partial \rho} \right)_0 = \gamma P_0$ logo, tem-se a equação 2.10 que expressa de forma linear a lei de estado em meio fluido.

$$P = \gamma P_0 \frac{(\rho - \rho_0)}{\rho_0} \quad (2.10)$$

• Equação de conservação de massa

Para equação da conservação de massa deriva-se o fluxo de massa através do volume de controle do fluido a qual mostra uma relação entre densidade e deformação volumétrica conforme mostra a figura 6.

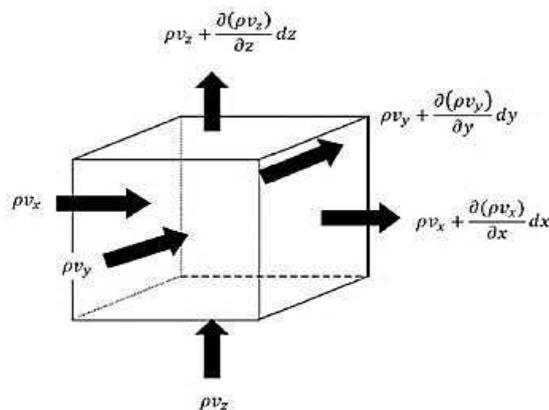


Figura 6 – Escoamento mássico elemento de fluido
Fonte: Nunes, 2001

A diferença entre a taxa de massa que entra e a que sai do elemento é igual à variação da densidade do fluido no volume conforme equação 2.11.

$$\left[\frac{\partial(\rho v_x)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v_y)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho v_z)}{\partial z} \right] dV = -\frac{\partial \rho}{\partial t} dV \quad (2.11)$$

A equação da continuidade, onde v_x, v_y e v_z são as componentes da velocidade v no sistema cartesiano. Para pequenas variações da densidade pode ser simplificada vista na equação 2.12.

$$\rho \left(\frac{\partial v_x}{\partial x} + \frac{\partial v_y}{\partial y} + \frac{\partial v_z}{\partial z} \right) + \frac{\partial \rho}{\partial t} = 0 \quad (2.12)$$

• Equação de Euler

Na Equação de Euler será desconsiderado os efeitos da viscosidade e o fluido será tratado como sendo invíscido. Considerando um elemento do fluido $dV = dxdydz$, que se move com o fluido de massa dm terá a força líquida $d\mathbf{F}$ no elemento, que será acelerado de acordo com a segunda lei de Newton $d\mathbf{F} = \mathbf{a}dm$.

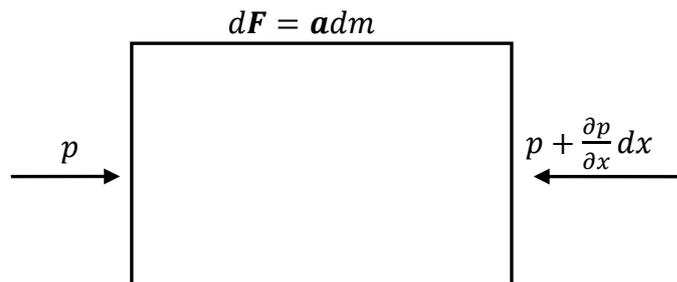


Figura 7 – Volume de um elemento fluido forças e pressão
Fonte: Paula, 2003

Na ausência de viscosidade, a força exercida no elemento fluido na direção x , ver figura 7, é dada por:

$$dF_x = \left[p - \left(p + \frac{\partial p}{\partial x} dx \right) \right] dydz = -\frac{\partial p}{\partial x} dV \quad (2.13)$$

As expressões análogas para df_y e df_z , permitem escrever o vetor de força $d\mathbf{F} = df_x \mathbf{i} + df_y \mathbf{j} + df_z \mathbf{k}$, que pode ser expresso na equação 2.14.

$$d\mathbf{F} = -\nabla p dV \quad (2.14)$$

Onde, $dm = \rho dV$, substituindo na equação 2.14 na segunda lei de Newton, $d\mathbf{F} = \mathbf{a} dm$ e considerando $\mathbf{a} = \frac{dv}{dt} = \frac{\partial v}{\partial t}$, têm-se a equação 2.15.

$$\rho_0 \frac{\partial v}{\partial t} = -\nabla p \quad (2.15)$$

Esta é a equação não linear de Euler, válida para processos acústicos de pequena amplitude.

- **Equação de Onda linear**

Para se obter a equação de onda linear deve-se combinar as três equações (2.10), (2.12) e (2.15) de forma a obter uma única equação diferencial com apenas uma variável dependente. Para este procedimento aplica-se a divergente da equação (2.15) e obtemos a equação 2.16, onde ∇^2 , é o operador Laplaciano.

$$\rho_0 \nabla \frac{\partial v}{\partial t} = -\nabla(\nabla p) = -\nabla^2 p \quad (2.16)$$

Derivando a equação 2.12 no tempo o resultado é expresso abaixo.

$$\frac{\partial^2 \rho}{\partial t^2} + \rho_0 \nabla \frac{\partial v}{\partial t} = 0 \quad (2.17)$$

A partir das equações 2.16 e 2.17, pode-se escrever a equação 2.18.

$$\nabla^2 p = \frac{\partial \rho^2}{\partial t^2} \quad (2.18)$$

Utilizando a equação 2.10 para eliminar a densidade do fluido chega-se a seguinte expressão.

$$\frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} - \nabla^2 p = 0 \quad (2.19)$$

Onde, P é a pressão acústica ($P(x, y, z, t)$), t o tempo e c a velocidade de fase para ondas acústicas nos fluidos.

A equação 2.19 é a equação da onda linearizada, sem perdas, para a propagação do som nos fluidos.

2.4.1.3 Modelagem acústico software ANSYS ACT

O método de elementos finitos é um método de aproximação numérica que analisa os fenômenos físicos nos meios contínuos através de equações diferenciais parciais, onde necessita de uma condição de contorno e condições iniciais. O domínio é discretizado em malhas (elementos finitos) e dividido em subdomínios denominado nós (Pascal, 2005). A convergência dos resultados e o tempo computacional estão diretamente relacionados com o número de elementos finitos utilizados.

Existem vários tipos de análise que estão disponíveis para a realização de testes acústicos e vibração sendo alguns deles: a) análise modal calcula as frequências naturais e o modo de um sistema acústico ou estrutural, ou um sistema estrutural-acústico combinado. Os resultados podem ser usados para resposta harmônica, transiente ou análise de espectro de resposta; b) análise harmônica calcula a resposta acústica ou de vibração de um sistema devido a força de excitação senoidal (deslocamento, pressão acústica), onde a excitação é contínua em frequência constante; c) análise transiente calcular a resposta em função do tempo de um sistema a excitação varia no tempo e d) análise random calcula a resposta de um sistema devido à aplicação de frequência e espectro de amplitude de excitação.

Na figura 8, o modelo sólido é discretizado em elementos finitos que simulam a propagação de ondas acústicas.

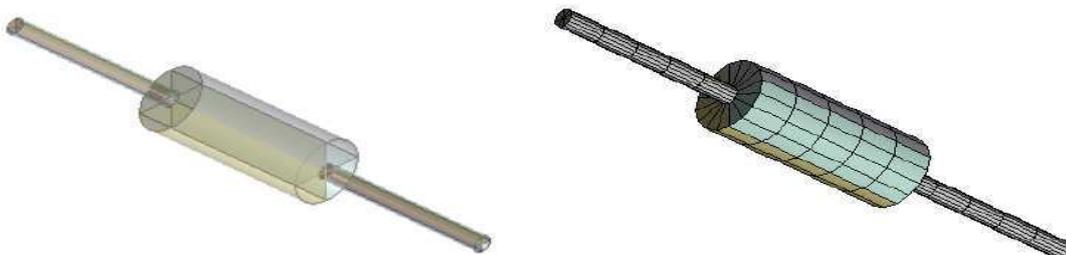


Figura 8 – Modelo discretizado em elementos finitos acústicos
Fonte: Howard ,2014

Existem vários tipos de elementos que estão disponíveis em softwares comerciais, mas discutiremos neste trabalho o ANSYS ACT FLUID30 e o FLUID220.

O FLUID30 é um elemento acústico 3D linear de formato cubo, cunha, pirâmide e tetraédrico definido por 8 nós, conforme a figura 9.

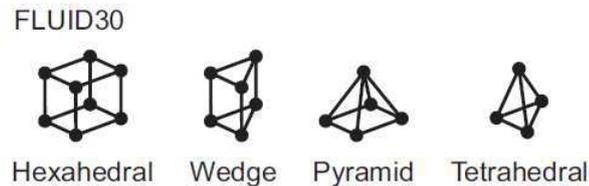


Figura 9 – Esquema de um elemento acústico FLUID30
Fonte: Howard ,2014

Cada nó tem um grau de liberdade de pressão e três graus de liberdade de translação ao longo dos eixos x, y e z. Para o FLUID30 recomenda 12 elementos por comprimento de onda para elemento linear. A tabela 3 lista os tipos de análise que podem ser realizados usando o elemento FLUID30.

Tabela 3 – Tipos de análise com o elemento FLUID30

Tipo de análise	Método	Não FSI	Sim FSI
Modal	Sem amortecimento ou simétrico	Sim	Sim
Modal	Amortecido ou Assimétrico	Sim	Sim
Harmônica	Completo	Sim	Sim
Harmônica	Soma modal	Sim	Não
Transiente	Completo	Sim	Sim
Transiente	Som Modal	Não	Não

Fonte: Howard ,2014

As propriedades do material podem ser descritas em termos de temperatura e pressão uniformes e não uniformes . Observa que em um sistema com uma temperatura não uniforme (variação de temperatura e pressão) causa uma alteração na velocidade do som do fluido, nas frequências de ressonância, impedâncias e resposta acústica do sistema (Howard, 2014).

O elemento FLUID220 é de ordem superior ao FLUID30 com 20 nós. A figura 10 mostra as configurações geométricas.

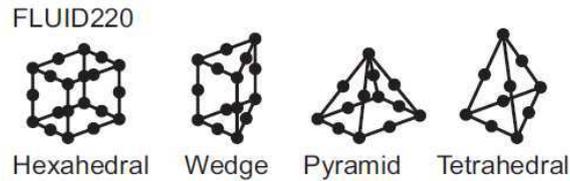


Figura 10 –Elementos acústicos FLUID220 3D
Fonte: Howard ,2014

As características e capacidades deste elemento são semelhantes ao FLUID30 ,o que difere é a função que no primeiro é linear (pressão varia linearmente através do elemento) e o segundo tem uma função quadrática (pressão através do elemento de formulação quadrática). A figura11 mostra uma distribuição de pressão $p(x)$ ao longo de x onde são representa as 3 curvas das funções.

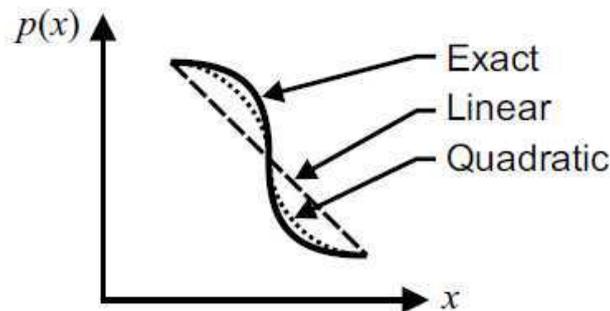


Figura 11 – Função linear e quadrática com pressão
Fonte: Howard ,2014

O método dos elementos finitos modela a distribuição da pressão com um elemento acústico que tenha uma função linear FLUID30, esse pode não representa muito bem a distribuição de pressão. A solução seria usar pelo menos 4 elementos para modelar esta distribuição de pressão. Já para a função quadrática FLUID220, para modelar esta distribuição de pressão, como pode ver na figura11, representa uma aproximação mais exata da distribuição de pressão que o elemento de função linear, em contrapartida, pode levar maior tempo e custo computacional. Recomenda que pelo menos 6 elementos por comprimento de onda para o elemento FLUID220 (Howard, 2014).

É importante observar ao modelar um domínio acústico usando a análise de elementos finitos é considerar a densidade de malha. Malhas reduzidas pode levar a resultados imprecisos ou malha excessiva pode aumentar computacinamento a analise. A densidade de malha é baseada no número de elementos por comprimento

de onda. A figura 12 mostra usando 2, 4 e 6 elementos onde os nós estão alinhados de modo visto na coluna esquerda, onde foram compensados pela metade o espaçamento dos elementos.

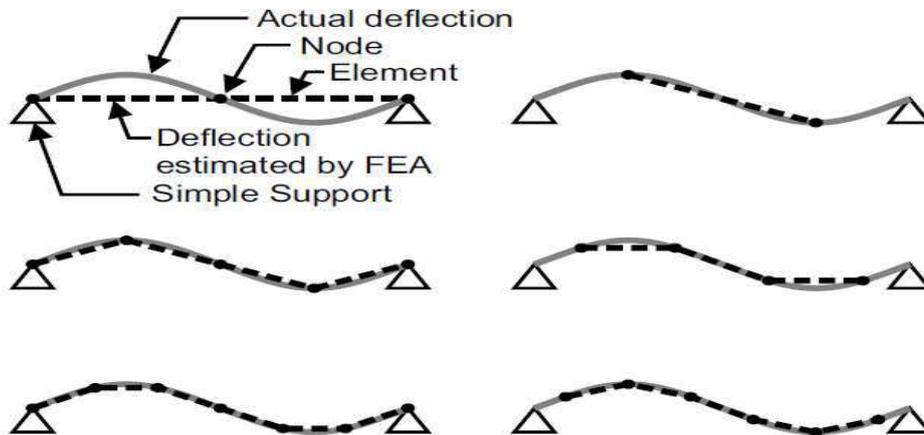


Figura 12 – Feixe modelado com 2, 4 e 6 elementos
Fonte: Howard ,2014

Nem sempre é possível prever a resposta, se nós e os elementos estão em locais adequados para resolver a sistema e obter resultados precisos, recomenda que use de 6 a 12 elementos por comprimento de onda (Marburg, 2002).

Um outro processo para determinar e discretizar o tamanho do elemento segundo Lofrano et.al;(2005) é estabelecer o tamanho máximo de 20% do comprimento de onda ou cinco elementos por comprimento de onda.

2.4.2 Análise CFD aplicada a combustão pulsante

Na resolução de um problema físico duas abordagens são possíveis: a experimental e a teórica. Os métodos analíticos e numéricos formam a classe dos métodos teóricos, pois objetivam resolver as equações diferenciais que formam o modelo matemático.

A investigação experimental que utiliza medições reais é o método mais confiável para se conseguir informações de um problema físico. Entretanto, apresenta um alto custo e muitas vezes não pode ser executado por motivo de segurança. Já os métodos numéricos, por sua vez, não apresentam restrição neste aspecto, podendo resolver problemas complexos envolvendo geometrias igualmente complexas e gerando resultados com grande rapidez. No entanto, apresentam dois níveis de erros

que podem estar presentes na solução numérica quando os resultados são comparados com a realidade de um problema físico. O primeiro nível estão os erros numéricos, resultado da má solução das equações diferenciais. Para detectá-los os resultados devem ser comparados, com outras soluções analíticas ou numéricas, esse procedimento é chamado de validação numérica. O segundo nível estão os erros associados ao uso de equações diferenciais que não representam adequadamente o fenômeno. Para esta verificação é necessário realizar uma validação física, objetivando a comparação do modelo matemático com o modelo físico.

A figura 13, mostra de forma resumida as ferramentas disponíveis para o tratamento de problema físico.

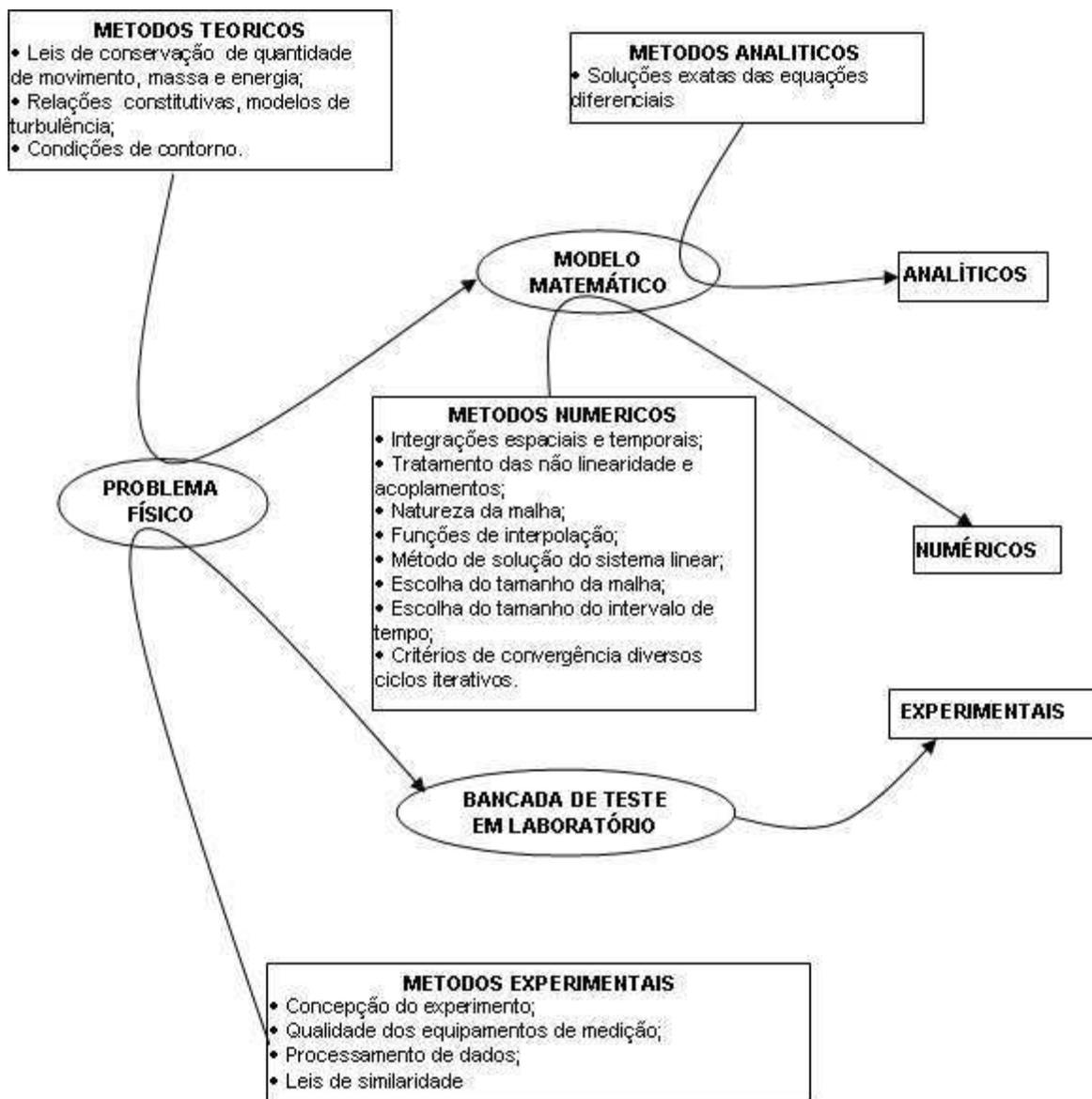


Figura 13 – Ferramentas disponíveis
Fonte: Maliska, 2014

Os métodos tradicionais para a solução numérica de equações diferenciais, são os métodos de diferenças finitas (MDF), de volumes finitos (MVF) e os de elementos finitos (MEF).

Historicamente, o MEF sempre foi empregado para a área estrutural na solução de problemas de elasticidade com características lineares e malhas não estruturadas do tipo triangular, que permitem a solução envolvendo geometria complexas. Enquanto, os métodos MDF e o MVF são empregados para a área da mecânica dos fluidos, onde os escoamentos são altamente não lineares, por envolverem as equações de Navier-Stokes.

Esses dois últimos métodos embora pareçam semelhantes, para algumas situações, mas apresenta diferença, o MDF é simplesmente a substituição do operador diferencial pelo seu correspondente numérico, enquanto MVF realiza um balanço de conservação da propriedade para cada volume elementar para obter a correspondente equação aproximada. Portanto, tanto o MDF como o MEF não trabalham com volumes de controle e sim apenas com os pontos da malha, e com consequência não são conservativos em nível discreto.

O que se tem observado é a utilização do MVF para soluções de problemas que envolvam escoamento, a sua escolha tem sido em função da robustez, devido às características conservativas. Por este motivo focaremos os nossos estudos na utilização do MVF para a realização da modelagem numérica de uma chama difusiva.

2.4.2.1 Método de volume finitos

A unidade fundamental do domínio é o volume de controle (VC), a sua geometria é dependente do tipo de malha utilizada. Como o domínio possui um número finito de regiões, o número de VC gerados, logicamente, deverá também ser finito.

Para obter as equações aproximadas no método de volumes finitos, deve-se satisfazer a conservação da propriedade em nível de volume elementar. Existem duas maneiras para obter estas equações: a) realização dos balanços da propriedade, nos volumes elementares, ou volumes finitos e b) realização da integração das equações na forma conservativa no espaço e no tempo, sobre o volume elementar.

Para exemplificar as conexões entre as equações aproximadas usadas no método de volumes finitos e as equações diferenciais na forma conservativa, iremos

deduzir a equação diferencial que representa a conservação da massa. Considere um volume elementar bidimensional e regime permanente, ver a figura 14.

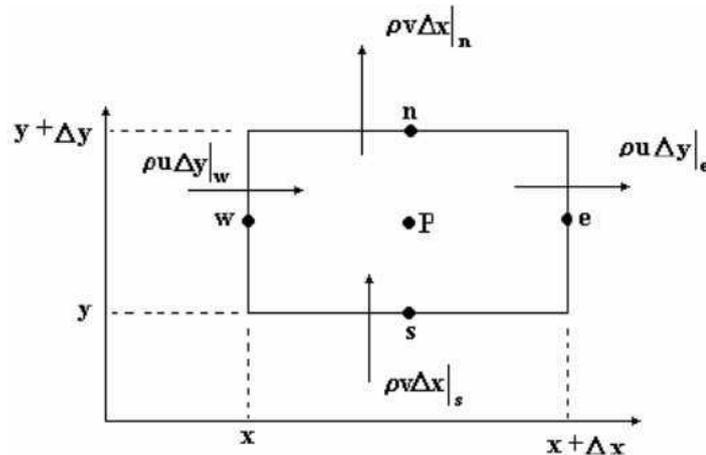


Figura 14 – Volume elementar de balanço: conservação de massa
Fonte: Maliska, 2014

O balanço de massa no volume elementar mostrado na figura 16 é dado por.

$$\dot{m}_e - \dot{m}_w + \dot{m}_n - \dot{m}_s = 0 \quad (2.20)$$

Em termos das velocidades, para um volume elementar no sistema de coordenadas cartesianas temos.

$$\rho u \Delta y|_e - \rho u \Delta y|_w + \rho v \Delta x|_n - \rho v \Delta x|_s = 0 \quad (2.21)$$

Dividindo-se a equação 2.21 por $\Delta y \Delta x$ e aplicando o limite chegamos a equação diferencial escrita na forma conservativa.

$$\frac{\partial}{\partial x}(\rho u) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho v) = 0 \quad (2.22)$$

A equação 2.22 é a equação de conservação de massa para um volume finito. Para obter a aproximação numérica da equação da conservação de massa infinitesimal é por meio da integração da referida equação no volume elementar.

Realizando a integração sobre o volume, obtêm.

$$\int_w^e \int_s^n \left[\frac{\partial}{\partial x} (\rho u) + \frac{\partial}{\partial y} (\rho v) \right] dy dx = 0 \quad (2.23)$$

Desmembrando a equação 2.23 tem-se.

$$\int_s^n [\rho u|_e - \rho u|_w] dy + \int_w^e [\rho v|_n - \rho v|_s] dx = 0 \quad (2.24)$$

O fluxo é avaliado no meio da face do VC e representa a média da variação da propriedade na face, assim pode-se escrever.

$$\rho u \Delta y|_e - \rho u \Delta y|_w + \rho v \Delta x|_n - \rho v \Delta x|_s = 0 \quad (2.25)$$

Ambas as formulações, tanto pela equação de balanço, como pela equação diferencial, obtêm a mesma resposta. A equação 2.25 é a própria equação 2.21, entretanto a obtenção das equações aproximadas através das equações diferenciais na forma conservativa é aconselhada, pois nem sempre é fácil de se deduzir equações de balanço.

2.4.2.2 Malhas numéricas

A formulação de um método numérico visa obter equações aproximadas que descrevam o modelo associado ao fenômeno, ou seja, não se dispondo da descrição analítica do modelo, deve-se dispor de equações que aproximem a solução da equação ou do conjunto de equações diferenciais com maior acuracidade possível, de acordo com a complexidade exigida pela análise do fenômeno. Um outro ponto importante é a discretização do domínio de cálculo.

A solução integral do modelo matemático, na forma diferencial, descreve um *continuum* dentro das fronteiras do domínio de cálculo como se vê na figura 15. A obtenção de todos os valores que a função pode assumir exigiria a avaliação de um número infinito de pontos. Para se evitar este tipo de inconveniente, o domínio de cálculo pode ser dividido em um número de pontos finitos. Este tipo de procedimento torna um domínio contínuo em um domínio discreto.

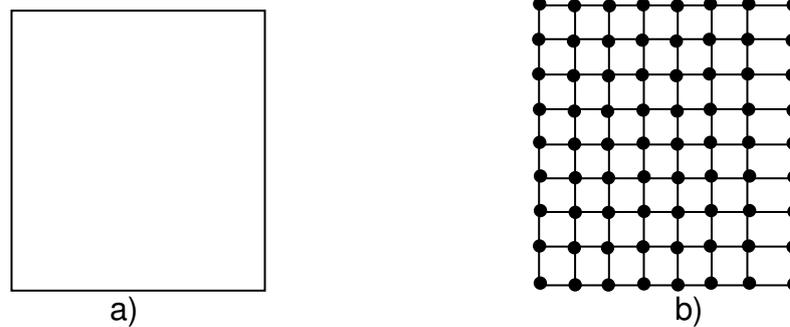


Figura 15 – Representação de um processo de geração de malha
 a) domínio contínuo, b) domínio discretizado (malha)
 Fonte: Maliska, 2014

Existem diversas maneiras de discretizar o domínio. A discretização gera malhas que podem ser ou não uniformes e estruturadas. O número de pontos e o tipo de malha adequada dependerão tanto do fenômeno abordado, quanto do nível de precisão requerida para a solução do problema.

Desta forma, pode-se enfatizar os tipos de malha que podem ser adotados para a discretização de um domínio qualquer. São elas (Maliska, 2014):

a) Malhas estruturadas: quando os volumes de controle são obtidos com uma discretização que segue um sistema de coordenadas globais. Os volumes da malha possuem uma determinada lei de construção e sempre o mesmo número de vizinhos. Normalmente, isto implica na utilização de uma numeração ordenada a fim de se obter matrizes diagonais. As malhas estruturadas podem ainda ser subdivididas em generalizadas e cartesianas. As malhas estruturadas generalizadas, seguem um sistema coordenado generalizado, normalmente coincidente com a fronteira do domínio, ver figura 16(a). As malhas estruturadas cartesianas possuem como padrão o sistema coordenado cartesiano, ver figura 16(b).

b) Malhas não-estruturadas: são aquelas malhas que não obedecem a nenhuma lei de construção e onde os volumes de controle não se alinham com um determinado sistema de coordenadas. Elas apresentam como grande atrativo a facilidade de adaptatividade e discretização de geometrias irregulares com cantos e saliências. Entretanto apresentam a dificuldade de ordenação o que dá origem a matrizes mais esparsas o que requer maior tempo computacional e algoritmos de resolução do sistema de equações mais elaborados, ver figura 16(c).

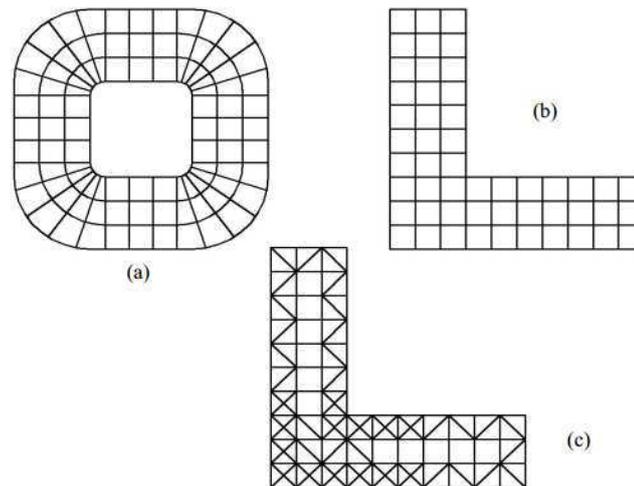


Figura 16 – Exemplos de discretização estruturada
 a) generalizada, b) cartesiana e c) não-estruturada com dois tipos de elementos
 Fonte: Maliska, 2014

A característica mais atraente da formulação dos volumes finitos de controle é que a solução resultante é tal que a conservação integral de grandezas como massa, quantidade de movimento e energia é atendida para qualquer grupo de volumes de controle do domínio de cálculo. Esta característica é válida para qualquer número de pontos da malha, e mesmo para uma malha não refinada, a solução terá balanços integrais exatos.

Para geometrias em três dimensões, as células mais utilizadas são as hexaédricas e tetraédricas. Os outros tipos de células para geometrias tridimensionais são em forma de prisma, pirâmide e poliedro (Reis, 2013). A figura 17 apresenta exemplos de malhas com células no formato hexaédricas, poliédricas e tetraédricas.

A maioria dos problemas práticos em engenharia envolvem geometrias complexas, a criação de malhas estruturadas para esta condição, por exemplo, consiste de elementos hexaédricos, onde irá requerer tempo de processamento para criação das malhas extremamente altas. Assim, para geometrias complexas deve-se empregar malhas não estruturadas, por exemplo, com células tetraédricas. Quando a geometria é complexa a malha tetraédrica pode ser criada com muito menos células que uma malha similar com elementos hexaédricos, pois permite agrupamento de células em determinadas regiões do domínio do escoamento. Malhas estruturadas hexaédricas fazem com que células sejam colocadas em regiões aonde não são necessárias, como pode ser visualizado. Uma vantagem para o uso de elementos hexaédricos em algumas situações, é que permitem uma razão de aspecto muito

maior do que células tetraédricas. O uso de uma razão de aspecto elevada em uma célula tetraédrica afeta a simetria da célula, o que pode levar a problemas de imprecisão e convergência. Assim, a célula hexaédrica é indicada para uma geometria relativamente simples em que o escoamento se adapta bem a forma da geometria, tal como o escoamento em um duto longo (Reis, 2013).

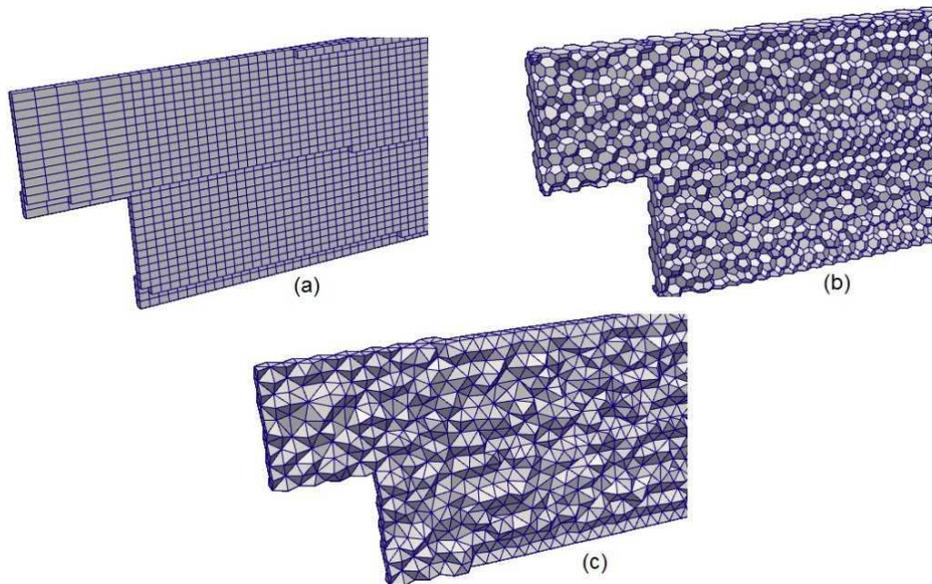


Figura 17 – Exemplo de malha
 a) hexaédricas, b) poliédricas e c) tetraédricas
 Fonte: Symscape, 2013

De forma resumida, a seguinte prática é recomendada para problemas tridimensionais (ANSYS, 2010):

- ✓ Para geometrias simples: malhas hexaédricas;
- ✓ Para geometrias moderadamente complexas: malhas hexaédricas não estruturadas;
- ✓ Para geometrias relativamente complexas: malhas tetraédricas com camadas de células em prisma;
- ✓ Para geometrias extremamente complexas: malhas tetraédricas puras.

2.4.2.3 Formulação matemática

Na simulação do escoamento turbulento em regime permanente as equações médias de Reynolds e Navier-Stokes foram resolvidas, incluindo as equações da continuidade, conservação de quantidade de movimento, energia cinética turbulenta e a de taxa de dissipação turbulenta. Além, do domínio de análise nos orifícios do queimador a montante da região de reação química, o domínio completo inclui a região de combustão, de modo a assegurar que os balanços de massa e energia fossem consistentes. As equações de conservação de espécies químicas foram também utilizadas.

Consideram-se as seguintes hipóteses para o problema estudado:

- ✓ Processo em regime permanente;
- ✓ Negligenciam-se os efeitos gravitacionais;
- ✓ Pressão de referência é 101.325 kPa;
- ✓ Escoamento é assumido adiabático;
- ✓ Fluido comporta-se como gás ideal;
- ✓ Escoamento é turbulento.

- **Conservação de massa e espécies**

Conservação da massa total.

$$\nabla \cdot (\rho V) = 0 \quad (2.26)$$

Conservação de massa para espécies k .

$$\nabla(\rho(V + \psi_K Y_K)) = \omega_k \quad (2.27)$$

Na qual ψ_K e ω_k são velocidade de difusão de massa e taxa de reação para espécies k , respectivamente. O termo difusivo na equação é submetido a:

$$\sum_{K=1}^N Y_K \psi_K = 0 \quad (2.28)$$

e a taxa de reação é regida por:

$$\sum_{K=1}^N \omega_K = 0 \quad (2.29)$$

- **Conservação de quantidade de movimento**

Para um escoamento com reação:

direção X;

$$\nabla(\rho uV) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} + \rho \sum_{K=1}^N Y_K f_{Kx} \quad (2.30)$$

direção Y;

$$\nabla(\rho vV) = -\frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yy}}{\partial y} + \rho \sum_{K=1}^N Y_K f_{Ky} \quad (2.31)$$

- **Conservação de energia**

A equação de energia foi derivada baseada em Poinot et al. (2005) e Peters (2004).

$$\nabla(V(\rho E + p)) = \nabla(k_e \nabla T - \sum_{k=1}^N h_k \psi_k + (\bar{\tau}V)) + \sum_{K=1}^N \frac{h_k}{M_k} \omega_K \quad (2.32)$$

Sendo:

$$E = h - \frac{p}{\rho} + \frac{V^2}{2} \quad (2.33)$$

$$h = \sum_{K=1}^N Y_K \int_{T_1}^{T_2} C_{pK} dT \quad (2.34)$$

$$\bar{\tau} = \mu \left[2S - \frac{2}{3} \delta \nabla \nabla \right] \quad (2.35)$$

$$S = \frac{1}{2} (\nabla V + \nabla V^T) \quad (2.36)$$

- **Equação diferencial geral**

Como as equações diferenciais relevantes têm variáveis que obedecem a um princípio generalizado de conservação, se for considerado que a variável dependente é ϕ , pode-se criar uma equação generalizado do tipo (PATANKAR, 1980).

$$\frac{\partial}{\partial x}(\rho\phi) + \text{div}(\rho u\phi) = \text{div}(\Gamma \text{grad}\phi) + S \quad (2.37)$$

A qual Γ é o coeficiente de difusão e S é o termo fonte, sendo específicas para significado particular de ϕ .

Os termos na equação são, em sequência, o termo transiente, convectivo, difusivo e o termo fonte. A variável ϕ pode representar diferentes grandezas, tais como: fração mássica de espécies químicas, entalpia ou temperatura, a velocidade em uma determinada direção ou a energia cinética turbulenta. De acordo com a grandeza que ϕ representa, Γ e S devem ter um significado físico coerente.

A percepção de que as equações diferenciais relevantes para transferência de calor e massa, escoamento de fluido, turbulência e outros fenômenos correlatos podem ser casos particulares da equação geral. É uma grande economia de tempo. Ao se elaborar uma sequência de instruções para se resolver a equação 2.37, é suficiente fazê-la de uma forma geral que pode ser repetidamente utilizada para diferentes significados de ϕ , com apropriadas expressões para Γ e S para condições iniciais e de contorno. Este é o conceito, um método numérico geral para soluções das equações, aplicado para os códigos numéricos existentes.

- **Modelos de turbulência**

O modelo *standard k - ε*, proposto por Launder (1972). Para as aplicações do presente estudo, escoamento turbulento em orifícios e combustão turbulenta, também tem sido o mais utilizado. É um modelo semi empírico, pois para a derivação das equações foi levado em conta, considerações empíricas e fenomenológicas. Tem como premissa que o escoamento deve ser plenamente turbulento e que os efeitos da viscosidade molecular são desprezíveis. Portanto, é válido somente para escoamentos plenamente turbulentos.

Escoamentos turbulentos são caracterizados por flutuações na velocidade, que promovem mistura e flutuações em grandezas como energia, quantidade de

movimento e concentrações de espécies. Nos modelos de turbulência é aplicado o conceito de Reynolds de análise média das variáveis RANS, no qual as variáveis da solução exata ou instantânea das equações de Navier-Stokes são decompostas em valores médios ao longo do tempo e em componentes flutuantes (ANSYS, 2010) equação 2.38.

$$u_i = \bar{u}_i + u'_i \quad (2.38)$$

Onde, \bar{u}_i a componente de valor médio; u'_i é flutuante para $i = 1,2,3$. Variáveis escalares equação 2.39.

$$\phi_i = \bar{\phi}_i + \phi'_i \quad (2.39)$$

Onde, ϕ é a variável escalar como: pressão, temperatura, concentração de espécie.

Substituindo estas expressões para as variáveis de escoamento nas equações instantâneas da continuidade da quantidade de movimento e considerando-se um tempo médio de análise das equações (não representando mais a variável média com a barra), tem-se na representação tensorial cartesiana:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\rho}{\partial x_i} (\rho u_i) = 0 \quad (2.40)$$

$$\begin{aligned} \frac{\rho}{\partial x_i} (\rho u_i) + \frac{\rho}{\partial x_j} (\rho u_i u_j) = & -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\rho}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u_l}{\partial x_l} \right) \right] \\ & + \frac{\partial}{\partial x_i} (-\overline{\rho u'_i u'_j}) \end{aligned} \quad (2.41)$$

As equações acima são denominadas equações médias de Reynolds para Navier Stokes (RANS). Têm a mesma forma que as equações instantâneas de Naviers Stokes, porém as variáveis agora têm seus valores médios ao longo do tempo. Os termos adicionais que aparecem representam os efeitos da turbulência, sendo que o termo das tensões de Reynolds, $-\overline{\rho u'_i u'_j}$, deve ser desenvolvido.

Como descrito por Hinze (1975), Boussinesq relacionou o termo $-\rho \overline{u'_i u'_j}$ com os gradientes de velocidade média da seguinte maneira, assumindo isotropia.

$$-\rho \overline{u'_i u'_j} = \mu_t \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \left(\rho k + \mu_j \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \right) \delta_{ij} \quad (2.42)$$

Este termo é usado nos modelos de turbulência *Spalart Allmaras*, modelos $k - \epsilon$ e modelos $k - w$. No caso dos modelos $k - \epsilon$, é necessária a resolução de duas equações adicionais de transporte, uma para a energia cinética turbulenta k e outra para a taxa de dissipação turbulenta ϵ . A variável μ_t é computada como uma função de $k - \epsilon$.

Já no modelo RSM utiliza-se das equações de transportes exatas para o transporte das tensões de Reynolds, $-\rho \overline{u'_i u'_j}$.

$$\begin{aligned} & \overbrace{\frac{\partial}{\partial t} (\rho \overline{u'_i u'_j})}^{1^\circ} + \overbrace{\frac{\partial}{\partial x_k} (\rho u_k \overline{u'_i u'_j})}^{2^\circ} = - \overbrace{\frac{\partial}{\partial x_k} [\rho \overline{u'_i u'_j u'_k} + p(\delta_{kj} \overline{u'_i} + \delta_{ik} \overline{u'_j})]}^{3^\circ} \\ & + \overbrace{\frac{\partial}{\partial x_k} \left[\mu \frac{\partial}{\partial x_k} (\overline{u'_i u'_j}) \right]}^{4^\circ} - \overbrace{\rho (\overline{u'_i u'_k} \frac{\partial u_j}{\partial x_k} + \overline{u'_j u'_k} \frac{\partial u_i}{\partial x_k})}^{5^\circ} - \overbrace{\rho \beta (g_i \overline{u'_j \theta}) + (g_j \overline{u'_i \theta})}^{6^\circ} \\ & + \overbrace{\rho \left(\frac{\partial u'_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u'_j}{\partial x_i} \right)}^{7^\circ} - \overbrace{2\mu \frac{\partial u'_i}{\partial x_k} \frac{\partial u'_j}{\partial x_k}}^{8^\circ} - \overbrace{2\rho \Omega_k (\overline{u'_j u'_m} \epsilon_{ikm} + \overline{u'_i u'_m} \epsilon_{jkm})}^{9^\circ} + \overbrace{S}^{10^\circ} \quad (2.43) \end{aligned}$$

Onde, o 1º termo transiente; 2º termo convectivo; 3º termo difusão turbulenta; 4º termo difusão molecular; 5º termo produção de tensão 6º termo produção de empuxo; 7º termo esforço de pressão; 8º termo dissipação; 9º termo produção pela rotação do sistema e o 10º termo fonte.

- **Modelagem da região próxima à parede**

Escoamentos turbulentos são afetados significativamente pela presença de paredes, pois a velocidade média de escoamento é afetada pela condição de não escorregamento que tem que ser satisfeita na parede. Muito próximo à parede há um

amortecimento viscoso que reduz as flutuações de velocidade. Entretanto, à medida que se distancia da parede a turbulência é aumentada rapidamente pela geração de energia cinética turbulenta devido aos elevados gradientes na velocidade (ANSYS, 2010).

A modelagem próxima a parede pode impactar significativamente a precisão das soluções numéricas, já que as paredes são fonte de criação de vorticidade e turbulência, sendo que perto das mesmas as variáveis têm elevados gradientes. Portanto, uma modelagem adequada da situação física próxima às paredes determina o sucesso da simulação de um escoamento turbulento. Os modelos de turbulência $k - \epsilon$ e o RSM são, por sua concepção, válidos para escoamento nas regiões que não tenham influência das paredes. Assim, é necessário fazer com que esses modelos sejam adequados para o escoamento próximo às paredes.

As funções de parede padrão (*standard wall functions*) são baseadas no trabalho de *Lauder e Spalding* (1974) e têm sido largamente utilizadas para escoamento industriais. São representadas pela lei da parede (*law-of-the-wall*).

$$U^* = \frac{1}{k} \ln(Ey^*) \quad (2.44)$$

Na qual;

$$U^* \equiv \frac{U_p C_\mu^{\frac{1}{4}} k_p^{\frac{1}{2}}}{\frac{\tau_w}{\rho}} \quad (2.45)$$

é a velocidade adimensional.

$$y^* \equiv \frac{\rho C_\mu^{\frac{1}{4}} k_p^{\frac{1}{2}}}{\mu} \quad (2.46)$$

Onde, E a distância adimensional da parede a constante empírica igual a 9,793; k a constante de Von Kármán de valor 0,4187; U_p a velocidade média do fluido no centroide P próximo à parede; k_p a energia cinética turbulenta no centroide P

próximo à parede; y_p distância do ponto P à parede; μ a viscosidade dinâmica do fluido.

As funções de parede padrão e funções de não equilíbrio podem ser usadas para malhas refinadas próximo à parede com $y_+ < 11,225$, porém deve se evitar seu uso porque não têm precisão nesta região, pois modelos turbulentos usados na subcamada laminar não são capazes de levar em conta efeitos do baixo número de Reynolds. O tratamento aprimorado (*enhanced wall treatment*) deve ser usado nestes casos. Deve-se procurar também dimensionar a malha, de modo a se evitar que as células adjacentes à parede sejam localizadas na camada de mistura (intermediária). Não deve ser nem tanto refinada, nem tanto grosseira, para que seja evitado $5 < y_+ < 30$ (ANSYS, 2010).

- **Modelo de combustão**

O modelo baseia-se no princípio de que a reação é controlada pela mistura de combustível e oxidante. No caso de chamas por difusão, a combustão ocorre na interface entre o combustível e o oxidante. Por esta razão, a taxa de mistura depende fortemente da turbulência que controla a reação química. É um modelo importante para o uso na indústria, onde recursos de supercomputadores e software de cinética química detalhada não estão disponíveis, pois em alguns problemas de engenharia não são requeridos. O EDM é também uma grande ferramenta para investigar os efeitos da turbulência diretamente na reação química. Por isto, este modelo de combustão é largamente utilizado e está disponível nos principais códigos comerciais de CFD, como *Fluent*, *CFX*.

O efeito da intensidade da turbulência em chamas e a formação de NO_x e fuligem pode ser estimada pelo EDM, condição limitada em outros modelos (Kassem, 2011). Modelagem de efeitos rotacionais, o *swirl*, tem utilizado o EDM para investigar o efeito do de injeção de ar com movimento rotacional no jato de combustível.

Quando modelos de turbulência baseados no conceito *eddy-viscosity* são considerados, o que afetará significativamente o resultado é a equação ϵ do modelo de turbulência, já que todos os modelos *eddy-viscosity* têm equações similares para k , que é derivada da equação de tensões de *Reynolds Stress Equation*. Outro importante fator que implicitamente afeta o cálculo da escala de tempo da reação turbulenta é o método de cálculo da viscosidade turbulenta. Portanto, passa a ser

importante comparar os modelos de turbulência com relação à precisão do EDM em simular as chamas por difusão. Neste sentido foi demonstrado por Saqret al. (2011) que o modelo *Realizable k – ε* apresenta resultados superiores que os outros modelos para simular distribuições de temperatura, pois tem melhor predição da taxa de dissipação turbulenta da energia cinética turbulenta.

No EDM, a taxa líquida de produção de espécies i devido a uma reação r , denominada $w_{i,r}$ é calculada pelo menor valor das equações 2.47 e 2.48, a qual a taxa de reação química é governada pela escala de tempo de mistura, $\frac{\epsilon}{k}$. (ANSYS, 2010; Magnussen et al.,1976).

$$w_{i,r} = v'_{i,r} M_{w,i} A \rho \frac{\epsilon}{k} \min \left(\frac{y_R}{v'_{R,r} M_{w,R}} \right) \quad (2.47)$$

$$w_{i,r} = v'_{i,r} M_{w,i} A B \rho \frac{\epsilon}{k} \left(\frac{\sum_p y_p}{\sum_j^N v''_{j,r} M_{w,R}} \right) \quad (2.48)$$

Onde, y_p a fração mássica de qualquer espécie dos produtos; y_R fração mássica de um dos reagentes; A constante empírica de valor 4; B constante empírica de valor 0,5. (Reis 2013)

- **Modelagem da formação de fuligem**

A fuligem é composta por partículas de carbono menores que 500 Å (10^{-10} m), temperatura de 1400 a 1700 K, mistura rica (pouco oxigênio na corrente de combustível). Essas são formadas durante a combustão de hidrocarbonetos que provoca a luminescência amarela na queima (Reis, 2013).

Para resolver as equações de transporte de fração mássica de fuligem Y_{soot} , concentração de núcleos de radical normalizada b_{nuc}^* . Utiliza-se o modelo de Moss-Brookes (Brookes, 1999), formulada nas equações abaixo.

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho Y_{soot}) + \nabla(\rho \vec{v} Y_{soot}) = \nabla \left(\frac{\mu_t}{\sigma_{soot}} \nabla Y_{soot} \right) + \frac{\partial M}{\partial t} \quad (2.49)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho b_{nuc}^*) + \nabla(\rho \vec{v} b_{nuc}^*) = \nabla \left(\frac{\mu_t}{\sigma_{nuc}} \nabla b_{nuc}^* \right) + \frac{1}{N_{norm}} \frac{\partial M}{\partial t} \quad (2.50)$$

Sendo, Y_{soot} fração mássica de fuligem; M concentração mássica de fuligem [kg/M^3]; b_{nuc}^* concentração de núcleos de radical normalizada [$\frac{N}{\rho N_{norm}}$]; N densidade de partículas de fuligem [$\text{partículas}/\text{M}^3$]; N_{norm} 10^{15} partículas.

Pode-se observar que as duas equações têm a forma da equação geral diferencial, com os termos transiente, convectivo, difusivo e fonte, respectivamente.

A taxa de produção de partículas de fuligem, sujeita à nucleação proveniente dos produtos de combustão (primeiro termo) e à coagulação no regime molecular (segundo termo), é dada por.

$$\frac{dN}{dt} = C_{\alpha} N_A \left(\frac{X_{prec} P}{RT} \right)^l \exp \left\{ -\frac{T_{\alpha}}{T} \right\} - C_{\beta} \left(\frac{24RT}{\rho_{soot} N_A} \right)^{\frac{1}{2}} d_p^{\frac{1}{2}} N^2 \quad (2.51)$$

Os termos C_{α} , C_{β} e l são constantes empíricas do modelo. N_A é o número de Avogadro e X_{prec} é a fração molar do precursor da fuligem (para metano o precursor é considerado o acetileno). A densidade mássica da fuligem, ρ_{soot} é assumida como $1800 \text{ kg}/\text{m}^3$ e d_p é o diâmetro médio da partícula de fuligem. O termo fonte para concentração mássica de fuligem é dado pela expressão.

$$\frac{dM}{dt} = M_p C_{\alpha} \left(\frac{X_{prec} P}{RT} \right)^l \exp + C_{\gamma} \left(\frac{X_{sgs} P}{RT} \right)^m \exp \left\{ -\frac{T_{\gamma}}{T} \right\} \left[(\pi N)^{\frac{1}{3}} \left(\frac{6M}{\rho_{soot}} \right)^{\frac{2}{3}} \right]^n - C_{oxid} C_w \eta_{coll} \left(\frac{X_{OH} P}{RT} \right) \sqrt{T} (\pi N)^{\frac{1}{3}} \left(\frac{6M}{\rho_{soot}} \right)^{\frac{2}{3}} \quad (2.52)$$

O primeiro termo representa a nucleação, o segundo o crescimento superficial e o terceiro a oxidação. Os termos: C_{γ} , C_{oxid} , C_w , m e n são constantes empíricas adicionais. A constante M_p é igual a $144 \text{ kg}/\text{kgmol}$, e a massa de uma partícula de fuligem incipiente, assumida como consistindo de 12 átomos de carbono; X_{sgs} é a fração molar das espécies em crescimento superficial.

3. MATERIAIS E MÉTODOS

Nesta seção é demonstrado o arranjo experimental que é realizado em um queimador livre, ou seja, não há o confinamento da chama. O combustível utilizado é o gás GLP, em que é excitado acusticamente por meio de um alto falante que foram instalados em 3 configurações diferente no corpo do queimador. Com a finalidade de determinar a configuração que forneça a melhor condição de excitar seus modos acústicos e o escoamento do combustível, com a menor energia utilizada no alto falante. Pequenas melhorias na eficiência e desempenho de energia do queimador podem ter impactos significativos em uma operação contínua, ainda mais, se poderem ser reaplicadas em outros sistemas de combustão.

O queimador mostrado na figura 18, possui uma entrada de alimentação de combustível de 4,5 mm de diâmetro, em que permite a injeção do gás dentro do corpo do queimador de seção circular, cujo o diâmetro interno é de 28 mm reduzindo para 17 mm e comprimento de 320 mm. Na base do tubo está inserido um alto-falante a uma distância de 60 mm da injeção de gás. O gás é conduzido até região central da extremidade superior do tubo, onde está montado um disco de ancoragem de chama.

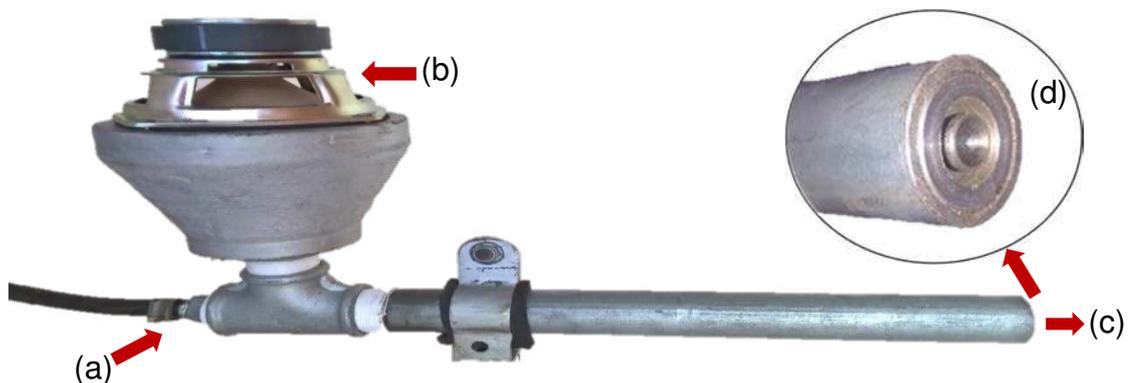


Figura 18 – Queimador pulsante

a) entrada de gás GLP, b) alto falante, c) saída de gás GLP, d) disco de ancoragem

Fonte: autor

A figura 18(d) dar mais detalhes da saída do queimador: A dimensão do disco de ancoragem de chama é de 11,5 mm de diâmetro onde a passagem do gás se faz pela abertura de seção circular de 123,11 mm², produz dentro do corpo do

queimador um escoamento laminar (jato difusivo) de número de Reynolds igual a 1006 e o número de Mach incompressível aproximadamente $1,97 \times 10^{-3}$.

De forma geral estão descritas as seguintes etapas metodológicas: a) determinação dos modos acústico no queimador das 3 configurações de forma analítica, experimental e numérica; b) determinação do comportamento da combustão com e sem atuação acústica pelo método experimental e numérico.

A figura 19 apresenta as 3 configurações do posicionamento do alto falante no queimador. A configuração da figura 19(a) é a mais utilizada em outros trabalhos em virtude de sua facilidade de montagem. Na configuração da figura 19(b) o alto falante foi posicionado radialmente no corpo do queimador, próximo da entrada de alimentação de combustível, simulando tubo fechado e aberto. Por fim, a configuração da figura 19(c) é semelhante a configuração 19(b), com a diferença em que sua extremidade foi acoplada um ressonador com volume 2,4 litros, com o objetivo de simular um tubo aberto - aberto.

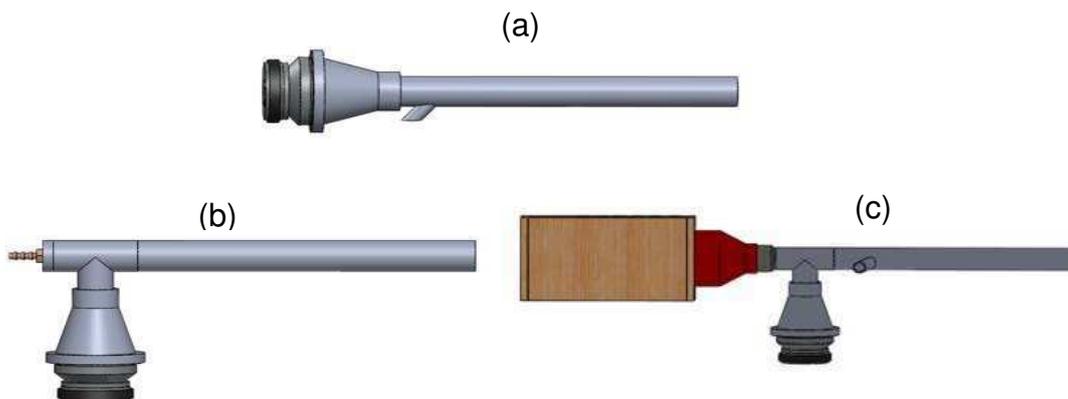


Figura 19 – Configurações do queimador
a) configuração 1, b) configuração 2, c) configuração 3
Fonte: autor

3.1 Determinação dos modos acústico no queimador

3.1.1 Método analítico

A princípio, não se sabe o comportamento acústico do queimador nas 3 diferentes configurações, se ele se comporta como um tubo fechado - aberto em uma de suas extremidade (1/4 de onda) ou aberto - aberto em suas extremidades (1/2 onda). Sendo necessário determinar as frequências naturais da montagem, pelo

método analítico, utilizando a teoria de ondas estacionárias. Os resultados obtidos das frequências de ressonância do corpo do queimador foram usados como ponto inicial para determinar as frequências experimental. Outra condição importante foi manter nas 3 configurações o comprimento e o diâmetro do corpo do queimador.

As frequências de ressonância foram calculadas baseadas na velocidade de propagação de uma onda sonora equação 3.1, considerando um gás ideal (Tipler, 2012).

$$v = \sqrt{\frac{\gamma RT}{M}} \quad (3.1)$$

Onde; T é a temperatura é dada em escala absoluta [K]; R a constante universal dos gases ideais [8,314J/mol K]; M a massa molar do gás [0,029kg/mol]; γ a constante adimensional que depende do tipo de gás, para moléculas diatômicas [1,4]. As incertezas foram calculadas, conforme apresentada pela equação 3.2.

$$\sigma_v^2 = \left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)^2 \sigma_T^2 = \left(\frac{1}{2} \left(\frac{\gamma RT}{M}\right)^{-\frac{1}{2}} \left(\frac{\gamma R}{M}\right) \sigma T\right)^2 \quad (3.2)$$

Onde, σv o desvio padrão relativo a velocidade [m/s]; σT o desvio padrão relativo a temperatura [K].

A velocidade de propagação da onda sonora foi determinada substituindo o valor medido da temperatura na equação 3.1 e corrigidos na equação 3.2 as incertezas. Os resultados das velocidades e os erros relativos estão apresentados na tabela 4.

Tabela 4 – Velocidade do som e erros relativos

Medições temperatura	Temperatura [k]	Incerteza da temperatura ($\pm k$)	Velocidade do som [m/s]	Incerteza da velocidade do som (\pm m/s)
1	302,0	1,0	348,2	0,6
2	302,0	1,0	348,2	0,6
3	297,0	1,0	345,3	0,6
4	296,0	1,0	344,7	0,6
Média	299,3	1,0	346,6	0,6

Fonte: dados da pesquisa

Os estudos de ondas confinadas no espaço, como as ondas sonoras em um tubo, demonstram que existem certas frequências para as quais a superposição resulta em um padrão estacionário de vibração, ou seja, um modo de oscilação com nós e antinós e que podem se comporta como um tubo fechado - aberto (1/4 de onda) ou aberto - aberto (1/2 onda).

No tubo fechado em uma extremidade e aberta em outra o ar fica livre para se deslocar no antinós de deslocamento, sendo o comprimento de onda fundamental quatro vezes o comprimento do tubo. Logo, os comprimentos de onda e as frequências harmônica ímpares, são expressos pela equação 3.3 .

$$f_n = \frac{v}{\lambda_n} = \frac{nv}{4L} = nf; \text{ onde } n = 1,3,5... \quad (3.3)$$

Onde, f_n é a frequências de ressonância do tubo em [Hz], v a velocidade de propagação de uma onda sonora [m/s], L o comprimento do tubo [m], n o número de harmônicos das frequências de ressonância do tubo, λ o comprimento de onda [m].

Para um tubo com as duas extremidades abertas ou fechadas as frequências naturais são calculas pela equação 3.4.

$$f_n = \frac{v}{\lambda_n} = \frac{nv}{2L} = nf; \text{ onde } n = 1,2,3... \quad (3.4)$$

De posse dos valores das velocidades determinadas pela equação 3.1, foi calculada analiticamente as frequências de ressonância do corpo do queimador em seguida, foi inserido o erro relativo da velocidade, utilizando na equação 3.5, onde; σ é a propagação de erros.

$$\sigma f_n^2 = \left(\frac{\partial f}{\partial v} \sigma v \right)^2 + \left(\frac{\partial f_n}{\partial L} \sigma L \right)^2 \quad (3.5)$$

Segundo Tipler (2012), para o caso de um tubo aberto, existe um nó de pressão próximo de cada extremidade. Considerando que a onda sonora no tubo é uma onda unidimensional, esta hipótese é válida para um diâmetro de tubo muito menor que o comprimento de onda, desta forma o nó de pressão está muito próximo a extremidade aberta do tubo. Existe a necessidade de fazer uma correção no

comprimento do tubo (ΔL), que é da ordem de grandeza do seu diâmetro. Portanto, o comprimento efetivo do tubo é dado pela equação 3.6.

$$L_{ef} = L + \Delta L \quad (3.6)$$

Onde; L_{ef} o comprimento efetivo do tubo [m]; L o comprimento do tubo [m]; ΔL a correção de extremidade do tubo [m].

O resultado para o comprimento efetivo com correção de efeito de extremidade, conforme apresentando anteriormente, na tabela 2 do item 2.4.1.1 estão apresentados abaixo na tabela 5.

Tabela 5 – Comprimento efetivo do queimador

Métodos	correção de extremidade [m]	Aceitação
Onorati	$l_{ef} = 0,513$	$f < 500$
Rayleigh	$l_{ef} = 0,517$	$500 < f < 1500$
Onorati	$l_{ef} = 0,519$	$f > 1500$

Fonte: dados da pesquisa

3.1.2 Procedimento experimental

Para obtenção dos modos acústicos do corpo do queimador foram realizadas uma varredura na faixa de frequência de 100 a 2700 Hz com passo de 5 Hz, próximos aos valores de frequência obtidos analiticamente. Este procedimento foi reaplicado para as 3 configurações mostrado da figura 19.

No ensaio foi utilizado um medidor de nível de pressão sonora, fabricante da *Brüel & Kjaer*, modelo 2260 *Investigator*, com microfone modelo 4189 de campo livre de 1/2 polegada de diâmetros tipo 1 e precisão de $\pm 1,0$ dB. Durante a medição foi usado um filtro tipo passa banda de 1/3 de oitava.

O medidor de nível de pressão sonora foi posicionado a uma altura de 1,28 m e distância de 5 cm da extremidade superior aberta do corpo do queimador, conforme apresentado na figura 20.

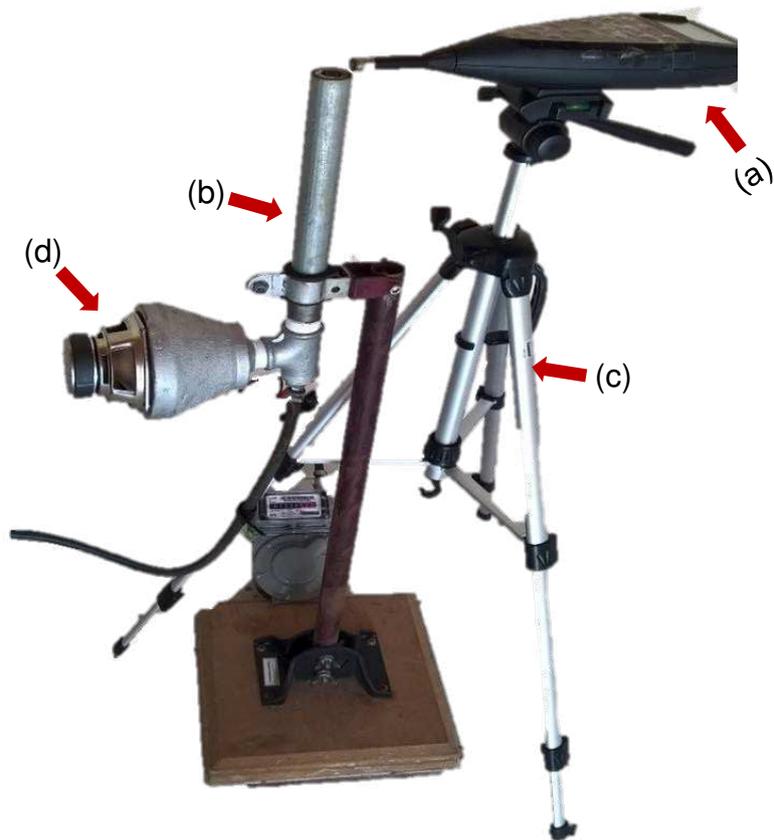


Figura 20 – Arranjo experimental das medições de frequência
 a) medidor *Brüel & Kjaer*, modelo 2260 *Investigator*, b) configuração 2,
 c) suporte, d) alto falante
 Fonte: autor

A forma como se posicionado o medidor de nível de pressão sonora pode ocasionar uma perturbação ao campo acústico no ponto de medição, criando obstáculos a propagação das ondas sonoras. No entanto, para minimizar essa não conformidade foi utilizado medidor de nível sonoro com microfone de 1/2 polegada unidirecional, em que a direção de incidência das ondas sonoras e a perturbação do campo acústico, devido a presença do medidor, são desprezíveis.

Os procedimentos de medição de nível de pressão sonora seguiram a orientação das normas ISO-3744:1994 e ISO-3746:1995 que definem os métodos de ensaios para máquinas e equipamentos em geral.

3.1.3 Velocidade de oscilação do cone do alto falante

A velocidade de oscilação do cone do alto falante sem distorção senoidal foi determinada com o objetivo de obter o valor da velocidade inicial de excitação acústica para a parametrização da simulação numérica.

O alto falante utilizado foi o *Eastech* de 4,5 polegadas de diâmetro, resistência 6 Ohms, potência 25 watts RMS, deslocamento máximo do cone do alto falante 3 mm Pico, e resposta de frequência na faixa de 50 a 5000 Hz. A figura 21 apresenta informações dimensionais do alto falante.

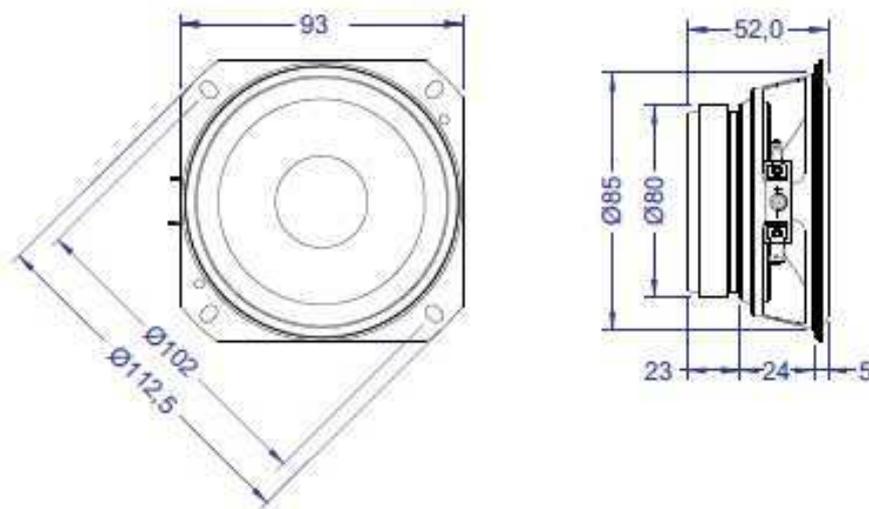


Figura 21 – Dimensão do alto falante

Fonte: Eastech, 2017

O procedimento experimental para determinar a velocidade de oscilação do cone do alto falante seguiu as etapas listadas:

a) realizado a montagem do alto falante em um painel de compensado naval dimensões: 650 x 650 x 18 mm, com a função de isolar as ondas sonoras emitidas pelo cone da parte frontal com o fundo, desta forma, evita-se o cancelamento acústico. A figura 22 mostra o arranjo experimental para a medição de velocidade de oscilação do alto falante:

b) utilizando um relógio comparador tipo apalpador posicionou-se no centro do cone do alto falante, o apalpador, ver figura 22(a). Com o auxílio de um gerador de sinais emitiu uma senoide de 100 Hz e tensão de 2,96 Volts [AC], figura 22(b). De posse do osciloscópio e multímetro tomou nota dos valores de tensão e o deslocamento do cone do alto falante a qual estão ilustrados na tabela 6;

c) para determinar a velocidade do cone sem distorção, usou-se a equação do movimento harmônico simples do deslocamento, registrados na da tabela 6. A taxa de variação desta equação nos fornece a velocidade, conforme mostra as equações 3.7, 3.8 e 3.9.

$$x = X * \sin(\omega * t + \phi) \quad (3.7)$$

$$\omega = 2 * \pi * f \quad (3.8)$$

$$\frac{dx}{dt} = v \quad (3.9)$$

Onde; X é deslocamento do cone avançado [mm]; t é o tempo [s]; v a velocidade [mm/s]; ω a frequência angular [rad/s]; Φ é ângulo de fase [rad].

Desenvolvendo equação 3.9 na equação 3.7 e 3.8 ,para o tempo $t = 0$ e $\phi = 0$, a qual temos a amplitude máximo, desta forma obtemos a equação 3.10.

$$\frac{dx}{dt} = X * \sin(\omega * t + \phi) \quad \square \quad V = X * \omega * \cos(\omega * t + \phi) \quad \square \quad V = X * \omega \quad (3.10)$$

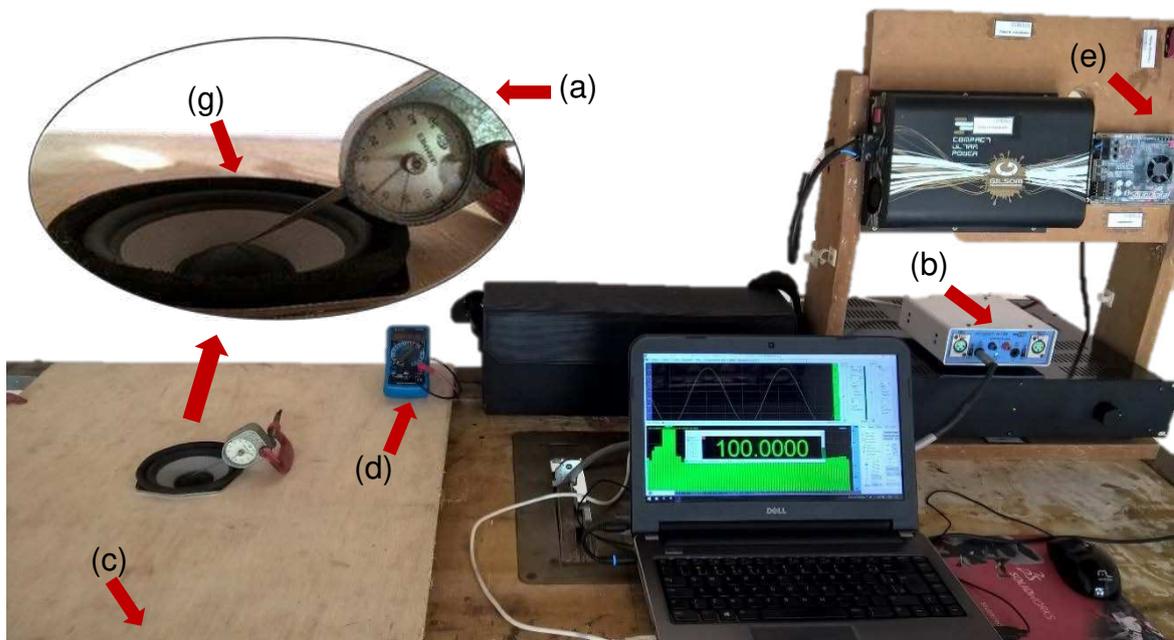


Figura 22 – Arranjo experimental: medição do alto falante
a) relógio comparador tipo apalpador, b) osciloscópio, c) painel compensado naval, d) multímetro, e) amplificador e g) alto falante

Fonte: autor

Por fim, determinamos o valor da velocidade de oscilação do cone do alto falante, conforme resultados mostrados na tabela 6.

Tabela 6 – Velocidade de oscilação do cone do alto falante

Nº Medições	Deslocamento	Erro deslocamento	Tensão	Erro Tensão	Frequência	Velocidade angular	Velocidade	Incerteza velocidade
	[mm]	[± mm]	[V CA]	[± AC]	[Hz]	[rad/s]	[mm/s]	[± mm/s]
1	3,43	0,01	2,70	0,2	100	628,32	2.154,50	6,28
2	3,56		2,80		100	628,32	2.234,30	
3	3,81		2,80		100	628,32	2.393,89	
4	3,45		2,70		100	628,32	2.170,46	
5	3,81		2,80		100	628,32	2.393,89	
Média	3,61		2,76		100	628,32	2.269,41	

Fonte: dados da pesquisa

3.1.4 Modelagem numérica do método de elementos finitos – MEF

O estudo do método numérico consiste na análise modais via elementos finitos das configurações, em que um alto falante é fixado em 3 posições diferentes no corpo do queimador (figura 19). Objetivando prever o comportamento acústico das geometrias quando excitados por meio do alto falante onde a propagação da onda sonora ocorre no interior da cavidade.

A tabela 7 apresenta as etapas da metodologia adotadas neste trabalho para predição numérica dos modos acústicos do queimador utilizando o software ANSYS ACT.

Tabela 7 – Etapas da metodologia para predição numérica (continua)

Etapas	Descrição
1ª – Construir modelo geométrico	<ul style="list-style-type: none"> Utilizar ferramenta CAD para elaboração da modelo geométrico do queimador

Tabela 7 – Etapas da metodologia para predição numérica
(continuação)

Etapas	Descrição
2ª – Definir tipo de elemento	<ul style="list-style-type: none"> • Utilizar os elementos tipo FLUID30 e FLUID220 nas análises tridimensionais
3ª – Construir modelo acústico	<ul style="list-style-type: none"> • Fazer a modelagem do volume do interior da cavidade para as três configurações. Figura 23 ilustra os modelos geométrico e numérico do interior do queimador
4ª – Definir as propriedades do material	<ul style="list-style-type: none"> • Inserir valores de densidade do ar, 1,2041 kg/m³, pressão de referência 2×10^{-5} e velocidade de propagação do som $v = 346,6$ m/s. Velocidade obtida pelo método analítico
5ª – Construir a malha	<ul style="list-style-type: none"> • Subdividir o domínio fluído em elementos discretos, seguindo a regra de, pelo menos, seis elementos por comprimento de onda
6ª – Definir condições de contorno	<ul style="list-style-type: none"> • Para simular a excitação acústica na entrada do sistema, insere-se amplitude de velocidade normal a face da superfície, onde é acoplado o alto falante, ver figura 23(b)
7ª – Realizar análise harmônica do modelo	<ul style="list-style-type: none"> • Inserir o range de frequência de 100 a 2700 Hz distribuídos em intervalos de 520Hz, para então o software resolver a equação da onda acústica

Tabela 7 – Etapas da metodologia para predição numérica (conclusão)

Etapas	Descrição
8ª – Obter o campo de pressão acústica no corpo do queimador	<ul style="list-style-type: none"> Obter o valor do campo de pressão acústica para o corpo do queimador
9ª – comparar os modos acústica obtidos pelo método numérico com os experimentais	<ul style="list-style-type: none"> Plotar os gráficos dos modos acústicos obtidos numericamente e comparar com os resultados dos métodos analíticos e experimental

Fonte: dados da pesquisa,2017

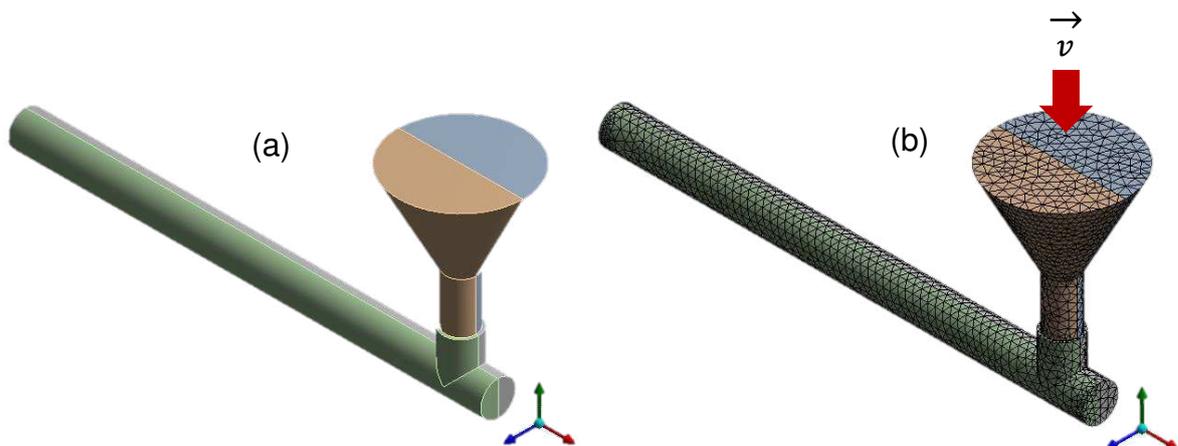


Figura 23 – Modelos do queimador ANSYS
a) Modelo geométrico, b) modelo numérico 3D
Fonte: autor,2017

3.2 Determinação do comportamento da combustão

3.2.1 Propriedades do gás GLP

O gás GLP foi utilizado como combustível para o estudo da combustão no queimador. Tem em sua composição química, 60% de propano (C_3H_8) e 40% de butano (C_4H_{10}) em seu volume, liquefaz a pressões na faixa de 600 kPa a 1200 kPa, a pressão de vapor a 37,8 °C é 1,47 MPa e o ponto de ebulição de 95% a 101,325

kPa é 2 °C segundo Garcia (2002). Quando confinado o GLP apresenta 85% em estado líquido e 15% em vapor por unidade de volume.

A tabela 8 apresenta o poder calorífico de alguns combustíveis, valores extraídos de Turns (1996), com exceção de (*) e (#) extraídos de Borman e Ragland (1998) e Carvalho (2002), respectivamente. Podemos observar que o propano e butano, em destaque apresentam maior poder calorífico.

Onde os termos são: poder calorífico dos combustíveis superior (PCS), poder calorífico inferior (PCI), (g) composto como gás, (l) líquido e (s) sólido.

Tabela 8 – Poder calorífico dos combustíveis

Composto	Fórmula	PCS [kJ/kmol]	PCI [kJ/kmol]
n-Butano (g)	C₄H₁₀	2879205	2659082 #
n-Butano (l)	C₄H₁₀	2857702	2637579 #
Propano (g)	C₃H₈	2216192	2039708
Etano (g)	C ₂ H ₆	1557180	1424670
Eteno (g)	C ₂ H ₄	1408764	1320508
Etanol (l)	C ₂ H ₅ OH	1364728	1232938 *
Acetileno (g)	C ₂ H ₂	1297998	1253850
Metano (g)	CH ₄	888448	800256
Metanol (l)	CH ₃ OH	725216	637280 *

Fonte: Turns et al., 1996

3.2.2 Implementação do sistema de medição de vazão de gás GLP

Para a realização da medição de vazão foi utilizado o medidor de vazão fabricante LAO, modelo G1 com selo de certificação emitido pelo Instituto Nacional de Metrologia, Qualidade e Tecnologia – IMETRO e atendendo as especificações técnicas da norma NBR 12727.

O princípio de funcionamento do medidor de vazão se dá pelo enchimento dos canais comunicantes localizado entre quatro câmaras internamente e ao serem preenchidas, movimentam os diafragmas que coordenam a carga e descarga do sistema, acionando a válvula rotativa de movimento do sistema de integração (LAO,

2017). A tabela 9 e a figura 24 mostra o medidor de vazão com as suas principais características.

Tabela 9 – Dados técnicos LAO G1

Tipo de gás [m ³ /h]	Vazão Máxima [m ³ /h]	Vazão Mínima [m ³ /h]	Vazão início de funcionamento [m ³ /h]	Pressão de trabalho [kPa]	Capacidade cíclica [dm ³]
Ar	1,6	0,016	0,002	50	0,4
Gás natural	2,3	0,016	0,002	50	0,4
GLP	1,4	0,016	0,002	50	0,4

Fonte: LAO, 2017

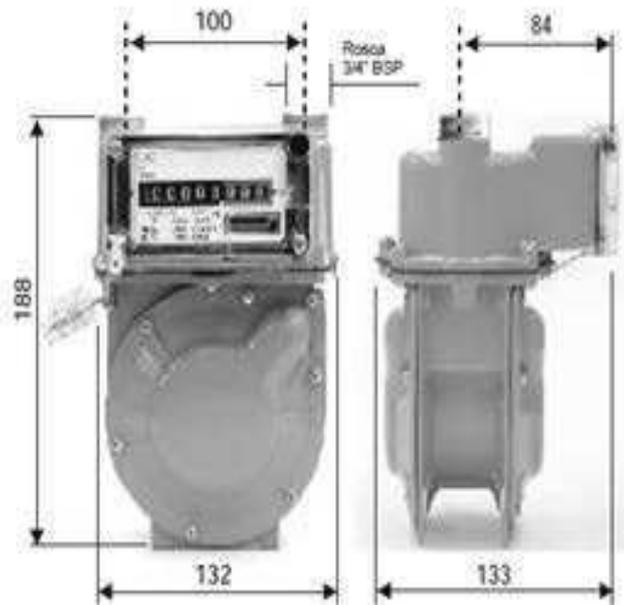


Figura 24 – Dados técnicas LAO G1

Fonte: LAO, 2017

O arranjo do sistema de alimentação do queimador é composto por um botijão P2 de 2 kg, contendo gás GLP. Acoplado ao botijão existe uma válvula reguladora de pressão com ajuste de escala monométrica de 0 a 7 kgf/cm² e um manômetro. Estes possuem incerteza de $\pm 5\%$ e são calibrados para metano (condições normais de pressão e temperatura). Na saída da válvula reguladora foi instalado o medidor de vazão em serie com o sistema de alimentação de gás GLP, ver figura 25.

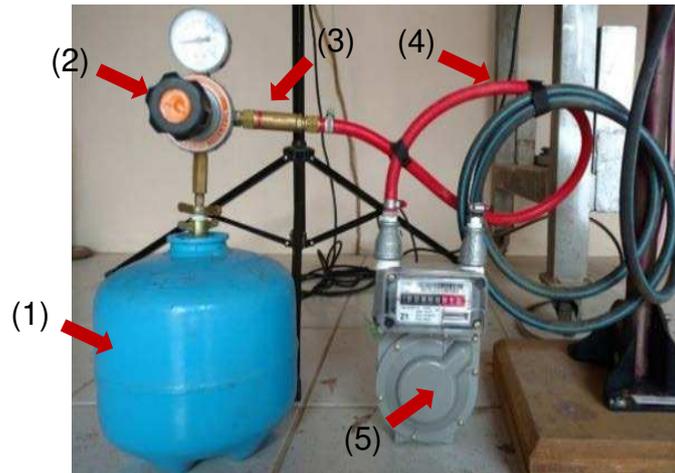


Figura 25 – Sistema de alimentação do queimador
 1) cilindro gás GLP pressurizado 2 kg-P2, 2) válvula reguladora de pressão, 3) válvula corta chama, 4) conexão flexível 3/8", 5) medidor de vazão
 Fonte: autor ,2017

O procedimento da medição da vazão consistiu no ajuste da pressão de saída do botijão gás GLP para o valor $0,5 \text{ kgf/cm}^2$. O gás foi direcionado para a entrada do medidor de vazão por meio das conexões e mangueiras de 3/8 de polegadas de diâmetro e conforme há o consumo de gás GLP dentro do queimador, o mostrador indica o fluxo consumido. No entanto, para se obter um valor de vazão é necessário inserir a grandeza tempo.

Nas etapas seguintes será abordado o procedimento adotado para as medições da vazão do gás GLP e as determinações das incertezas relativas ao processo de medição.

As medições de vazão no medidor LAO G1, seguiram as seguintes condições de operação: válvula reguladora de vazão na posição aberta em 4 %, pressão de saída do gás ajustada em $0,5 \text{ kgf/cm}^2$, e o cronômetro na posição zero.

Foi registrado a leitura inicial indicada no mostrador de vazão, em seguida foi pressurizado o sistema de alimentação conforme descrito nas condições citadas anteriormente, foi iniciado o procedimento da medição do consumo de gás GLP para o tempo de 60 s. Transcorrido o tempo, foi realizado a despressurização do sistema. Este procedimento foi repetido para uma coleta de sete amostras.

Os valores gerados foram registrados em uma planilha (valores iniciais, valores finais e os tempos cronometrados). A determinação das incertezas estatística para as grandezas vazão e tempo foram determinadas usando cálculo de erros relativos, conforme procedimento abordados por Vuolo (1996). A determinação das

incertezas das medições e os valores do consumo de gás estão apresentados na tabela 10 e para determinação da vazão foi usada a equação 3.11 e 3.12.

$$\dot{m} = \frac{m}{t} \quad (3.11)$$

O valor do erro relativo da vazão é dada pela equação 3.12.

$$\sigma \dot{m}^2 = \left(\frac{\partial \dot{m}}{\partial m} \sigma m \right)^2 + \left(\frac{\partial \dot{m}}{\partial t} \sigma t \right)^2 \quad (3.12)$$

Onde; \dot{m} a vazão mássica em função do tempo [g/s]; t o tempo [s]; $\sigma \dot{m}$ o desvio padrão relativo a vazão [g/s]; σm o desvio padrão relativo a massa [g]; σt o desvio padrão relativo ao tempo [s].

Tabela 10 – Planilha consumo de gás GLP

Nº de Medições	Inicial	Final	Consumo	Consumo médio	Tempo	Tempo médio	Erro cronometro	Vazão média	Incerteza vazão
	x10 ² [g]	x10 ² [g]	[g]	[g]	[s]	[s]	[±s]	[g/s]	[±g/s]
1	2,78	2,97	19,10	13,34	59,84	60,19	0,16	0,22	0,08
2	2,97	3,09	11,50		60,42				
3	3,09	3,22	13,50		60,32				
4	3,22	3,33	10,75		60,36				
5	3,33	3,47	14,00		60,74				
6	3,47	3,58	11,00		60,04				
7	3,58	3,72	13,50		59,58				

Fonte: dados da pesquisa

A vazão volumétrica, inicialmente determinada apresentou um valor de $8,86 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$ foi transformado em vazão mássica cujo valor foi de $0,22 \pm 0,08 \text{ g/s}$. A escolha foi baseada nos testes experimentais, iniciais e com base na literatura, conforme apresentado em Oliveira (2007), que foi de $0,14 \text{ g/s}$. A válvula reguladora

de pressão estava ajustada em 0,5 kgf/cm² e válvula de fluxo aberta em 4%. A instalação do medidor de vazão proporcionou uma de perda de pressão no sistema de alimentação de gás de 50,00 para 49,95 kPa, correspondente a um valor de perda de carga de 0,1%. Outro fator determinante para a escolha do valor da vazão foi a presença de uma chama estável permitindo realizar os ensaios.

O fabricante apresentou uma curva de resposta da vazão x erro, ver figura 26 e ao comparar o valor obtido da vazão volumétrica determinado pelo procedimento da medição e feito as devidas transformações de unidades, verificou-se que o valor determinado é de 0,32 m³/h, cujo valor está dentro da faixa de erro de medição do instrumento.

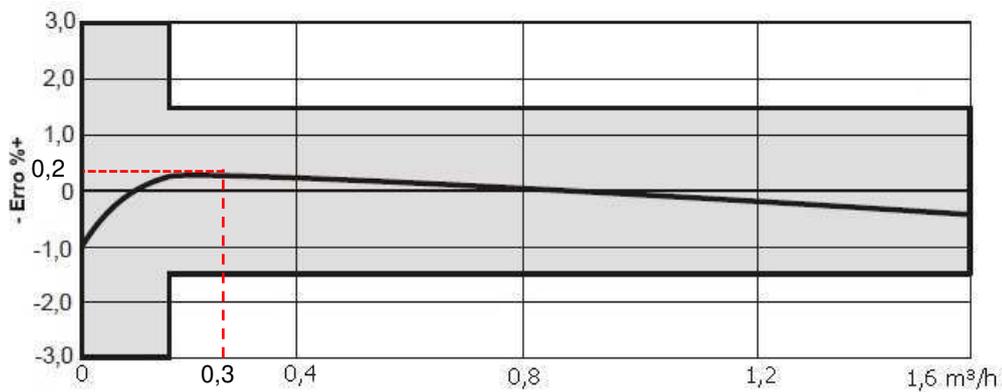


Figura 26 – Curva de vazão x erro
Fonte: LAO, 2017

3.2.3 Método numérico da combustão

As literaturas estudadas aos métodos numéricos apontam o método de volumes finitos como o mais adequado para a modelagem da combustão no queimador. A elaboração do modelo numérico, primeiramente consistiu na criação de um modelo geométrico na plataforma CAD em escala real. Adicionalmente, foi adaptada na geometria uma câmara de combustão (figura 27c) com as dimensões de 90 mm diâmetro lado maior, 30 mm o diâmetro lado menor e comprimento das gargantas 60 mm cada, sendo que o comprimento total é de 450 mm, com volume de 1,35 litros, para que o domínio computacional fosse estendido até a altura da chama, possibilitando a sua análise, ver figura 27.

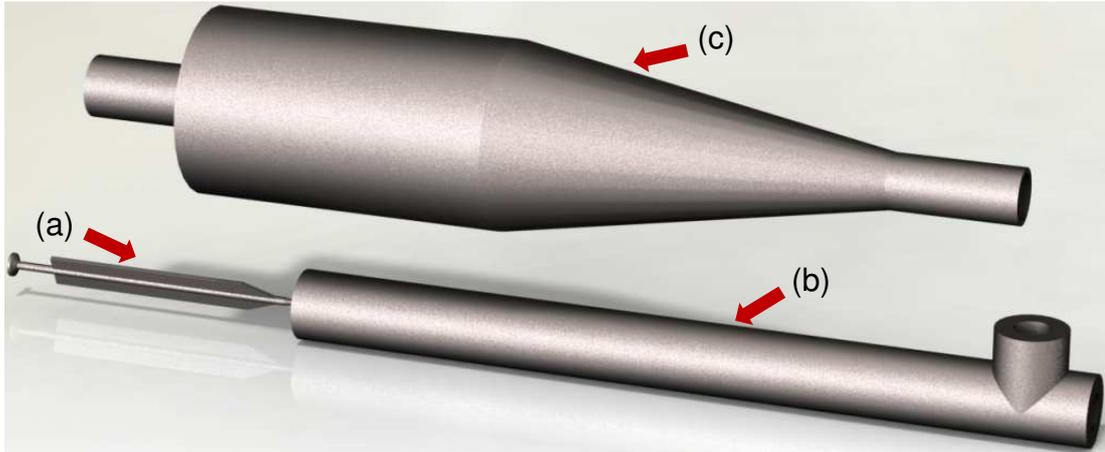


Figura 27 – Modelo geométrico do queimador
 a) difusor; b) corpo do queimador; c) câmara de combustão
 Fonte: autor

O software usado para criação da malha de volumes finitos foi o CFX – Mesh, disponível no pacote Ansys Workbench R16.2 versão estudantil. Este software utiliza elementos tetraédricos e prismáticos para a geração de malhas, ver figura 28.

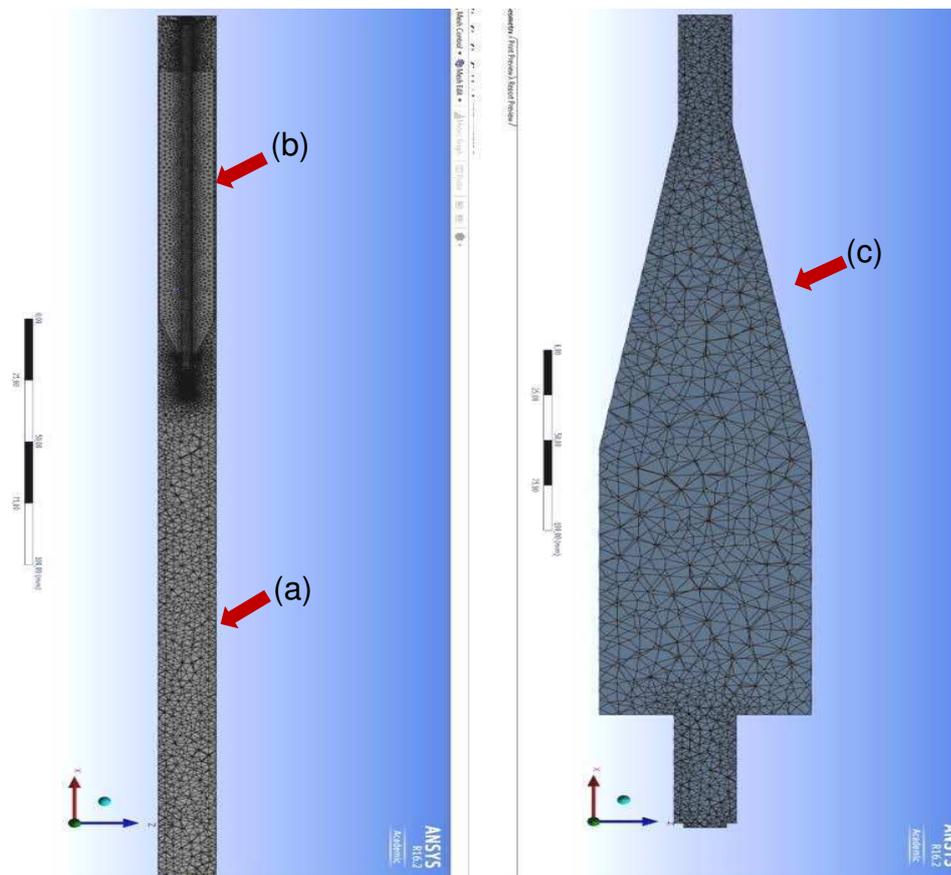


Figura 28 – Domínio computacional
 a) corpo do queimador, b) difusor e c) câmara de combustão
 Fonte: autor

A tabela 11 apresenta a estatística do domínio computacional discretizado para cada componente do queimador. Observa-se que o difusor foi a geometria onde se exigiu maior quantidade de elementos e nós devido a sua maior complexidade de detalhes.

Tabela 11 – Domínio computacional discretizado

Componente	Estatística da malha
Difusor	Número de nós: 8908
	Número de elementos piramidais: 15636
Corpo do queimador	Número de nós: 5059
	Número de elementos piramidais: 9944
Câmara de combustão	Número de nós: 5748
	Número de elementos tetraédrico: 26914

Fonte: autor

A etapa seguinte envolve a solução das equações: conservação de massa e espécies, momento, Navier-Stokes (RANS) e conservação de energia, conforme apresentado no tópico fundamentação teórica. A solução destas equações traz informações da velocidade do gás em escoamento pelo corpo do queimador, temperatura da chama, além de informações referente a fuligem e entre outras grandezas física.

As referências teóricas mostram que as melhores condições de contorno a serem usadas, ou seja que fornecem uma solução mais estáveis são: a vazão mássica ou velocidade de entrada e a pressão estática na saída. As propriedades de estado do gás, bem como os parâmetros de contorno na entrada e na saída dos componentes do queimador conforme as figuras 29 e 30.

- ✓ Entrada: condição de entrada definida foi a vazão mássica, sendo esta grandeza determinada experimentalmente no valor de $0,22 \pm 0,08$ g/s, ver tabela 10;
- ✓ Parede: condição de contorno tipo parede utilizada é a sem deslizamento ("*no slip*"), em que a velocidade próxima a parede é zero, ou seja, $U = 0$;
- ✓ Interface: condição de interface entre domínios (região de transição) constituindo da superfície de intersecção dos domínios envolvidos. Para

o modelo em estudo a conexão configurada entre o domínio queimador e a câmara de combustão é do tipo conexão geral ("*general connection*").

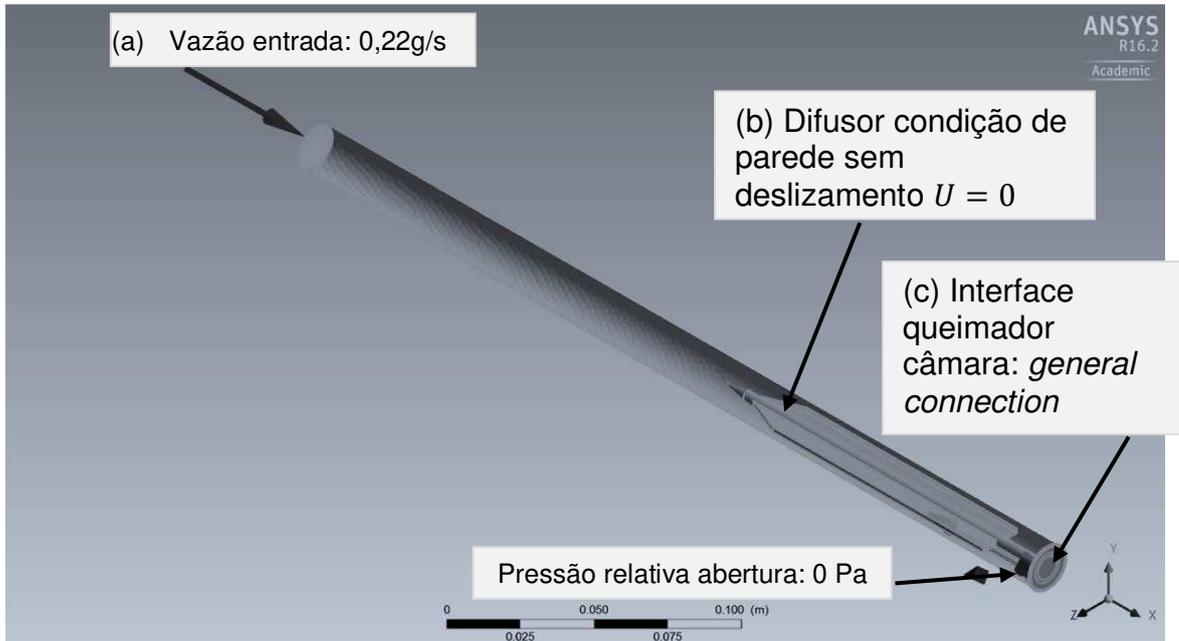


Figura 29 – Domínio computacional condições de contorno
a) entrada, b) parede e c) interface
Fonte: autor

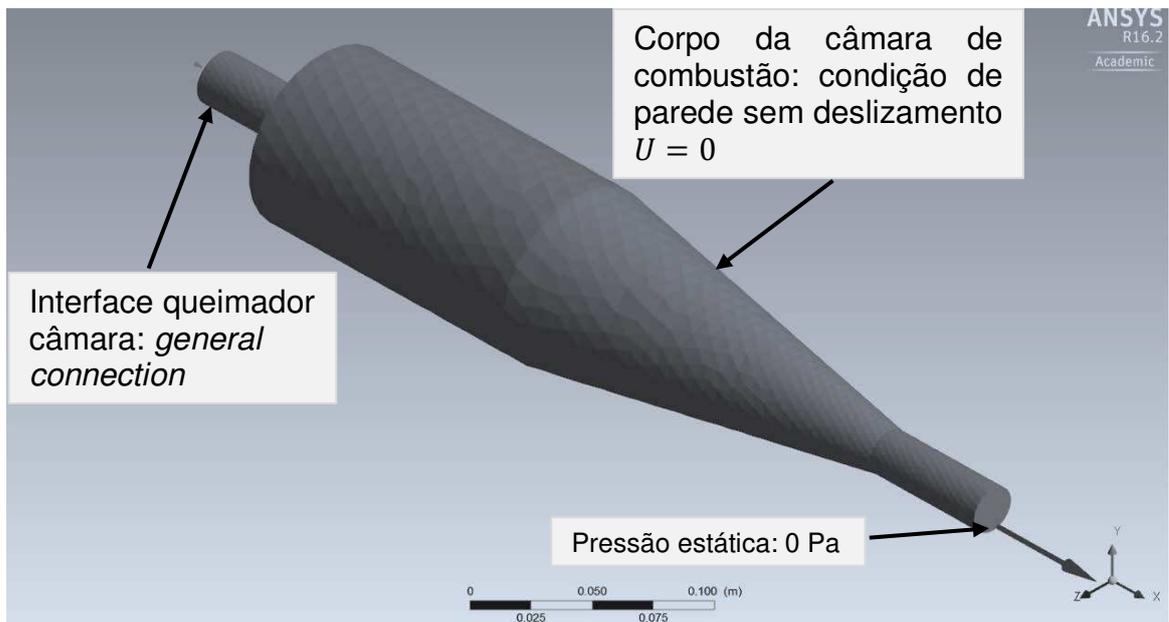


Figura 30 – Condições de contorno: saída e interface
Fonte: autor

As parametrizações usadas no domínio computacional foram especificadas no CFX solver do seguinte modo: ver tabela 12.

Tabela 12 – Condições de contorno usadas no CFX

Domínio fluido	Material criado
a) Modelo de turbulência: <i>k-epsilon</i> b) Modelo de combustão: eddy dissipation model - Magnussem c) Modelo de fuligem d) Temperatura: 303,45 K e) Constraint componente: N ₂ f) Modelo de transferência de calor: Thermal energy	a) Material criado: GLP b) Propriedades da mistura: Reacting mixture c) Grupo de material: Gas phase combustion d) Lista de reação: Butane air WD2, propane air WD2
Entrada de ar	Entrada de combustível
a) Condições de contorno: Opening b) Fração de massa: O ₂ = 0,232 c) Direção do escoamento: Normal a condição de contorno	a) Tipo condições de contorno: Inlet 0,22 g/s de gás GLP b) Fração de massa: C ₃ H ₈ = 0,53 c) Fração de massa: C ₄ H ₁₀ = 0,48 d) Massa e Momento: Mass flow rate
Critério de solução	Saída
a) Esquema de advecção: High resolution b) Número máximo de interações: 600 c) Erro residual: 10 ⁻⁶	a) Tipo de condição de contorno: Outlet b) Massa e momento: Average static pressure c) Pressão relativa: 0 Pa

Fonte: dados da pesquisa

3.2.4 Método experimental da combustão

O objetivo do experimento é registrar o comportamento visual da chama sem e com atuação acústica, sendo que com atuação acústica utilizou-se os modos acústicos determinado experimentalmente no tópico procedimento experimental da seção 3.1.2. Também registrar a coloração e luminosidade da chama, além da presença da fuligem.

As imagens foram obtidas por meio de uma câmera digital fabricante SONY, modelo *Cyber Shot* DSC W 610, com as seguintes características: a) dispositivo de imagem CCD colorido de 7,76 mm do tipo (1/2,3), b) sensor ótico da câmera de 14,5 Megapixels na horizontal, c) lente com zoom de $4 \times \text{foco} = 4,7 \text{ mm}$ a $18,8 \text{ mm}$.

A câmera fotográfica foi posicionada a uma altura de 1,15 m por meio de um tripé e distância da lente da câmera fotográfica de 20 cm da extremidade superior do corpo do queimador. O arranjo experimental é apresentado na figura 31.



Figura 31 – Sistema de captura de imagem da chama
Fonte: autor

Já na tabela 13, mostra as configurações utilizadas com o queimador em operação para registrar as imagens das chamas, a fim de determinar a melhor faixa de operação.

Tabela 13 – Configuração de captura de imagem da chama

Tensão AC imposta ao alto falante [V]	Vazão [g/s]	Pressão [kgf/cm ²]	Com atuação acústica						
			Frequências [Hz]	Frequências [Hz]	Frequências [Hz]	Frequências [Hz]	Frequências [Hz]	Frequências [Hz]	Frequências [Hz]
0,5	0,05	0,25	370,0	690,0	1135,0	1585,0	1910,0	2445,0	2605,0
1,0	0,11	0,50							
1,5	0,16	0,75							
2,0	0,22	1,00							
7,8	0,05	0,25							

Fonte: dados da pesquisa

4. RESULTADOS E DISCUSSÃO

Para definir o comportamento acústico do queimador nas 3 configurações (figura 19, tópico 3: Materiais e métodos) foi necessário determinar os modos das frequências de ressonância pelos métodos analítico, numérico e experimental, haja vista, que nestas frequências o queimador apresenta melhor eficiência térmica, com redução na quantidade de emissão de poluentes.

4.1 Resultados analíticos e experimentais dos modos acústico

Os resultados analíticos das frequências de ressonância para as 3 configurações do queimador, considerando o comportamento do tubo fechado - aberto e tubo aberto - aberto, foram obtidos a partir da manipulação das equações 3.3, 3.4 e 3.6. Os valores das frequências de ressonância estão apresentados na tabela 14.

Tabela 14 – Resultado das frequências e seus harmônicos

n	Tubo de ¼ de onda fechado - aberto		Tubo de ½ onda aberto - aberto	
	Frequência [Hz] sem efeito extremidade	Frequência [Hz] com efeito extremidade	Frequência [Hz] sem efeito extremidade	Frequência [Hz] com efeito extremidade
1	170,9	170,1	341,9	340,2
2	-	-	683,9	674,7
3	512,9	506,0	1025,8	1012,1
4	-	-	1367,8	1349,5
5	854,9	843,4	1709,7	1681,2
6	-	-	2051,7	2017,5
7	1196,8	1180,8	2393,6	2353,7

Fonte: dados da pesquisa

Os resultados apresentados na tabela 14 permitiram fazer uma comparação com os resultados dos métodos experimental e numérico para as configurações em estudo.

Os gráficos das figuras 32, 33 e 34 mostram os 7 primeiros harmônicos das frequências de ressonância do corpo do queimador pelos métodos analítico, experimental e numérico.

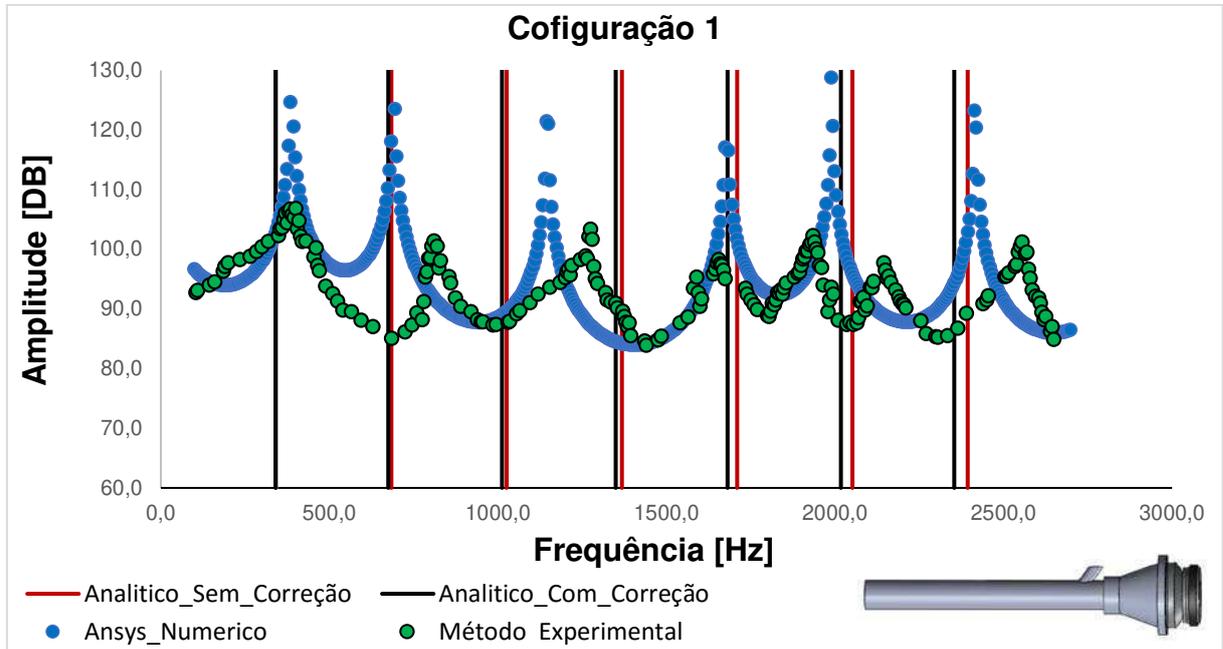


Figura 32 – Frequência x amplitude configuração 1
Fonte: autor

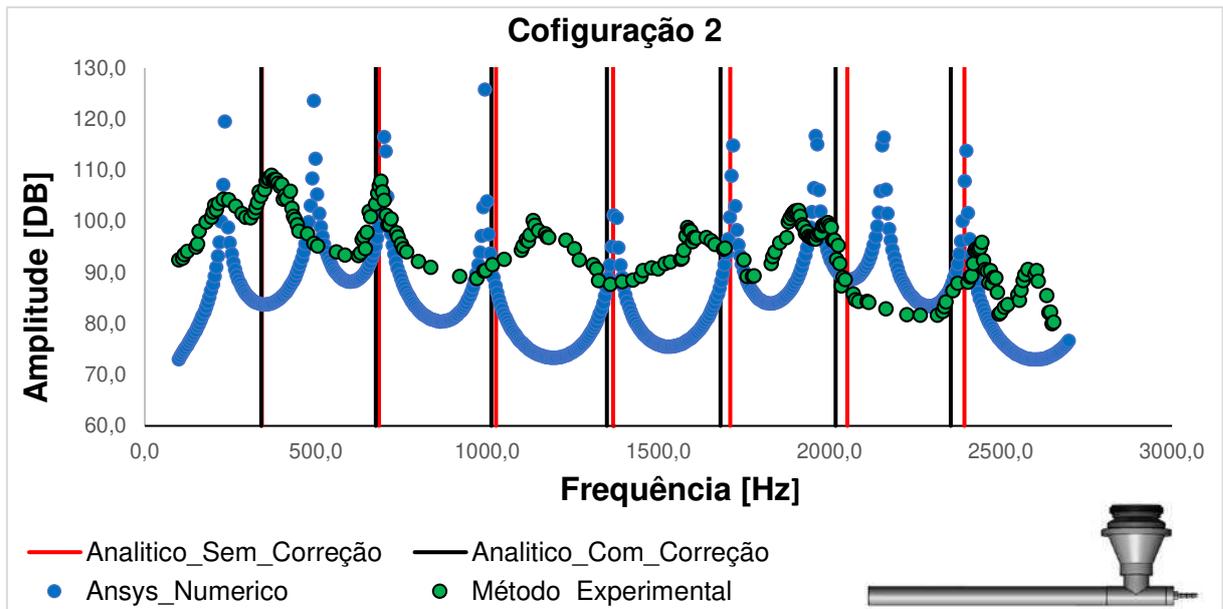


Figura 33 – Frequência x amplitude configuração 2
Fonte: autor

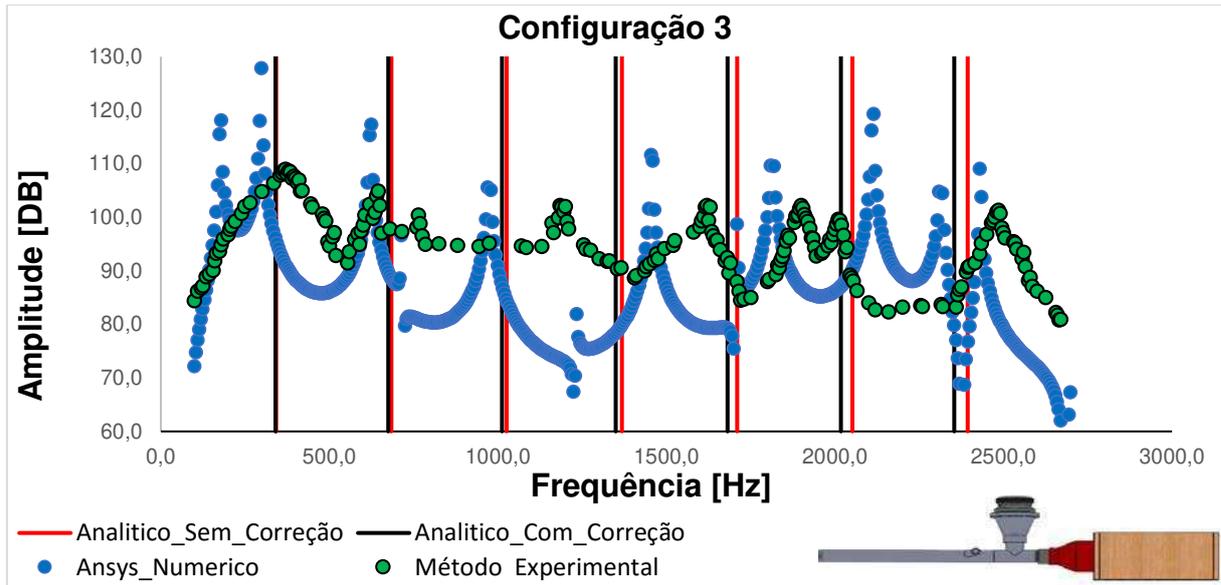


Figura 34 – Frequência x amplitude configuração 3
Fonte: autor

Os resultados obtidos pelos métodos numérico e experimental demonstraram que o tubo do queimador tem o comportamento aberto - aberto.

Definido o comportamento do queimador, aberto - aberto, realizou uma análise das configurações comparando os resultados dos métodos experimental e analítico.

A tabela 15 compara os resultados dos métodos, experimental e analítico das frequências de ressonância do corpo do queimador para a configuração 1.

Tabela 15 – Comparação das frequências configuração 1

n	Frequência experimental [Hz]	Frequência analítica corrigida [Hz]	Diferença experimental x analítica [%]
1	385,0	340,2	11,6
2	810,0	674,7	16,7
3	1275,0	1012,1	20,6
4	1650,0	1349,5	18,9
5	1935,0	1681,2	13,1
6	2145,0	2017,5	5,9
7	2555,0	2353,7	7,9

Fonte: dados da pesquisa

Os resultados da tabela 15 mostram os erros do método analítico na faixa de 5,9 a 20,6% quando comparados com os modos acústicos obtidos experimentalmente. Podemos inferir que este erro está relacionado ao fato de que o método analítico não leva em consideração as variações de diâmetro ao longo do tubo.

A tabela 16 apresenta e compara os resultados dos métodos experimental e analítico para a configuração 2 do queimador.

Tabela 16 – Comparação das frequências configuração 2

n	Frequência experimental [Hz]	Frequência analítica corrigida [Hz]	Diferença experimental x analítico [%]
1	370,0	335,1	8,0
2	690,0	670,2	2,2
3	1135,0	1005,4	10,8
4	1585,0	1340,5	14,9
5	1910,0	1675,6	11,9
6	2445,0	2010,8	17,5
7	2605,0	2345,9	9,6

Fonte: dados da pesquisa

Os erros relativos do método analítico estão na faixa de 2,2 a 17,5% quando comparados com os modos acústicos obtidos experimentalmente.

Por fim, a tabela 17 mostra os resultados dos modos acústicos das frequências de ressonância do corpo do queimador para a configuração 3, obtidos pelos métodos experimental e analítico.

Os erros relativos do método analítico estão na faixa de 0,3 a 17,2% quando comparados com os modos acústicos obtidos experimentalmente. Faixa de erro menor quando comparado com os outros dois resultados.

Tabela 17 – Comparação das frequências configuração 3

n	Frequência experimental [Hz]	Frequência analítica corrigida [Hz]	Diferença experimental x analítica [%]
1	375,0	335,1	9,3
2	645,0	670,2	4,4
3	1200,0	1005,4	15,7
4	1630,0	1340,5	17,2
5	1900,0	1675,6	11,5
6	2010,0	2010,8	0,3
7	2485,0	2345,9	5,3

Fonte: dados da pesquisa

4.2 Resultados numéricos modos acústicos

Nesta seção serão apresentados os resultados das análises harmônicas para determinação dos modos acústicos via elementos finitos. A análise foi empregada para comparar os resultados experimentais da medição dos modos acústicos para as 3 configurações do queimador.

A análise harmônica dos modos acústicos servirá de base para a escolha da melhor configuração do queimador, para tanto, será considerado principalmente as frequências em que se tem maior energia do sinal acústico.

4.2.1 Campos acústico do queimador

A distribuição de pressão no interior da cavidade é dada pelos modos acústicos excitados. Para a realização deste estudo foi necessário determinar analiticamente os modos das frequências de ressonância, haja vista, que nestas frequências o queimador apresenta melhor eficiência térmica, com redução na quantidade de emissão de poluentes. Os resultados foram mostrados nos gráficos das figuras 32, 33 e 34.

A extração dos resultados levou em consideração o nível de pressão sonora no interior da cavidade do corpo do queimador, em que se obteve maior amplitude de energia. Na figura 35, configuração 1, foi observado que o maior pico de energia ocorreu na frequência de 1677,1 Hz (4º modo). Na configuração 2, ver figura

36 a frequência foi de 1375 Hz (5º modo) e na configuração 3, figura 37, a frequência de maior intensidade ocorreu em 1815 Hz (6º modo).

As respostas harmônicas da cavidade do corpo do queimador para as configurações em estudos são mostradas figuras 35, 36 e 37.

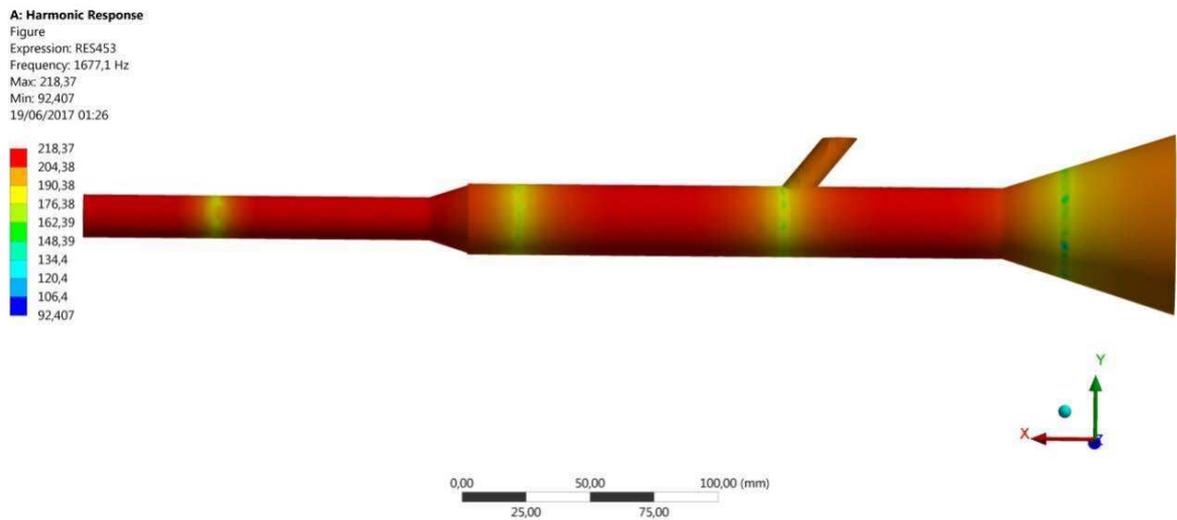


Figura 35 – Modo acústico 4º modo da configuração 1, em dB
 Fonte: autor

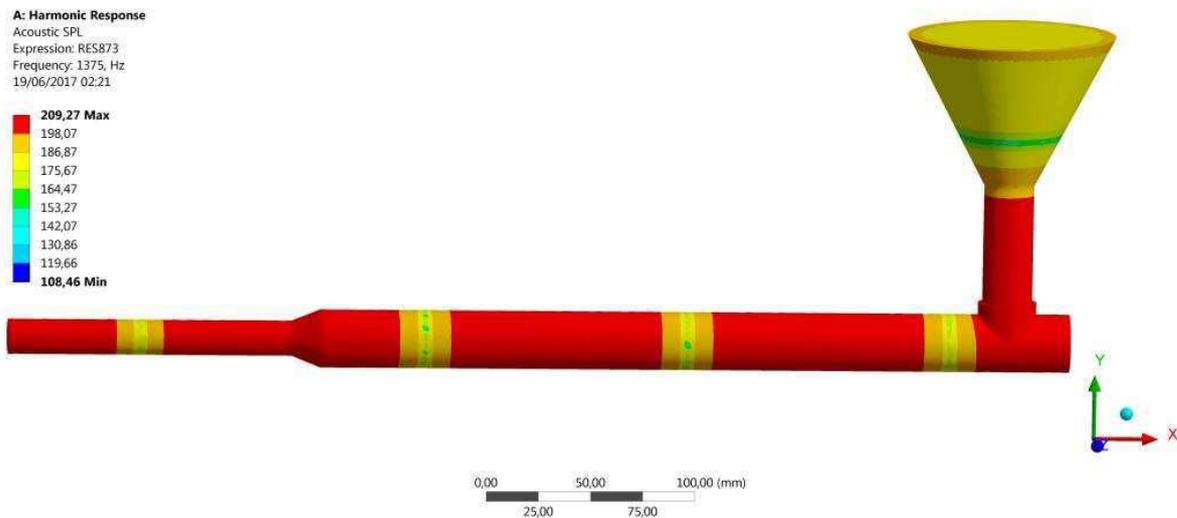


Figura 36 – Modo acústico 5º modo da configuração 2, em dB
 Fonte: autor

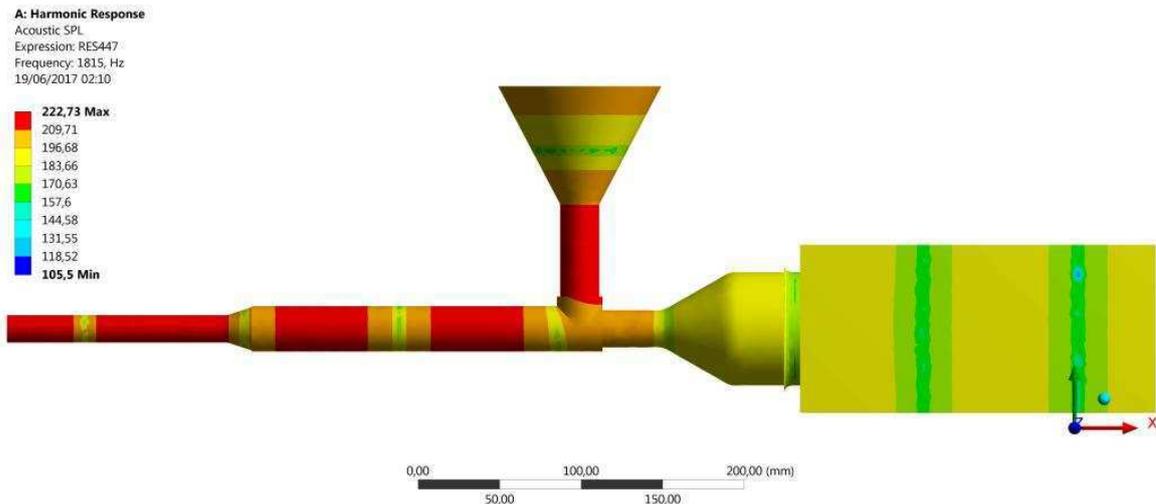


Figura 37 – Modo acústico 6º modo da configuração 3, em dB
 Fonte: autor

No modelo das cavidades acústicas apresentadas pelas figuras 35 a 37 é observado a região onde estão localizadas o nó de pressão, destacado na cor vermelha e a região de baixa pressão nos antinós, identificadas pelas cores verdes, em que comprova o comportamento acústico do queimador nas 3 configurações como sendo de tubo aberto-aberto.

Após analisar os gráficos das 3 configurações das figuras 32 a 34, e as tabelas 15 a 17 pode-se inferir que a melhor configuração é a 2, por apresentar maiores amplitudes de energia [dB] nos 2 primeiros modos acústicos, sendo que a configuração 2 tem no primeiro modo acústico um ganho de 2,3 dB e em relação a configuração 1, já em relação a configuração 3, o ganho é de 1 dB. Para o segundo modo acústico o ganho em dB da configuração 2 em relação a configuração 1 é de 6,5 dB e para a configuração 3 é de 3,1 dB. Já as frequências correspondentes ao terceiro, quarto e quinto harmônico possuem um comportamento diferente, apresentando baixas amplitudes de energia. Desta forma, as frequências dos 2 primeiros modos da configuração 2 terão maior influência na mudança do comportamento da chama e poderão ser utilizados no processo de combustão.

A configuração 2 também apresentou valores de erro relativo nos 2 modos acústicos menores do que em outras configurações, valores bem próximos dos calculados analiticamente. Outra vantagem desta configuração, no caso a configuração 2, devido ao alto falante ser fixado radialmente ao corpo do queimador essa disposição permite que o gás GLP seja injetado axissimétrico pela extremidade

inferior do corpo do queimador, evitando assim uma região de turbulência na entrada de gás.

4.3 Resultados numéricos da combustão

Com a configuração 2 do queimador definida como sendo ideal para o estudo, foi realizado uma análise numérica da chama para melhor compreensão das grandezas envolvidas, onde foram determinadas a velocidade de escoamento do gás GLP no interior do queimador, a temperatura ao longo da chama e emissão de fuligem proveniente da combustão da chama.

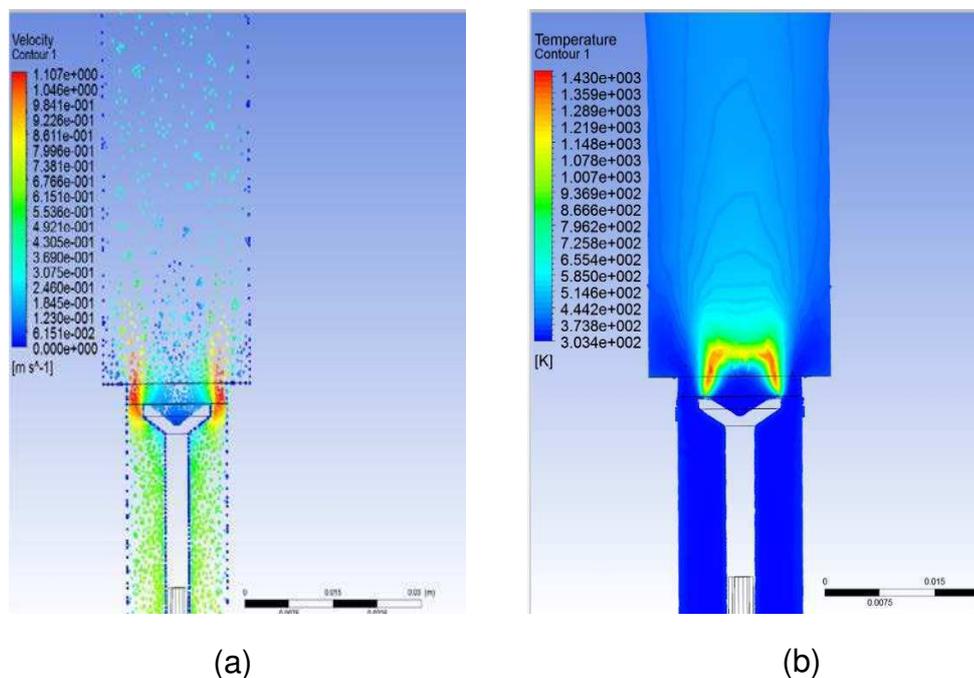


Figura 38 – Contorno das variáveis
a) Velocidade; b) Temperatura
Fonte: autor

A figura 38(a) mostra a distribuição da velocidade na saída do queimador, em que é verificado um rápido aumento na saída próximo ao difusor com valor máximo de 1,107 m/s e entrada de vazão mássica de 0,22 g/s de gás GLP. Este aumento foi devido a geometria do difusor e expansão do gás.

A distribuição de temperatura é verificada na figura 38(b), em que é observado as temperaturas mais elevada no centro do queimador, nesta região ocorre

a combustão completa dos gases com despreendimento de calor e a medida que se afasta do centro haverá redução da temperatura da chama.

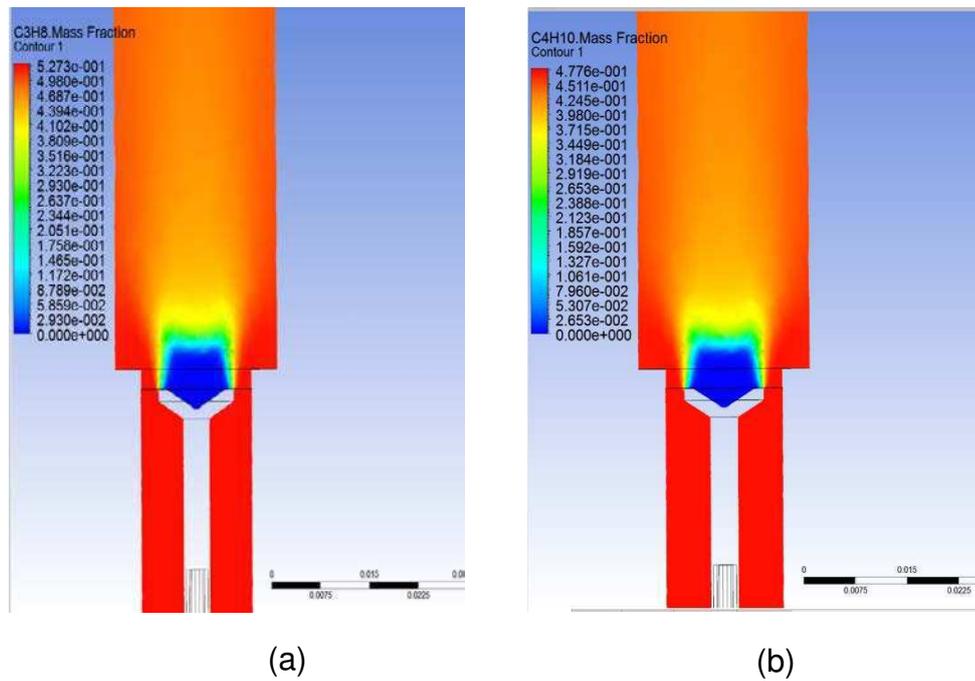


Figura 39 – Frações de poluentes
a) Frações de Propano; b) Frações de Butano
Fonte: autor

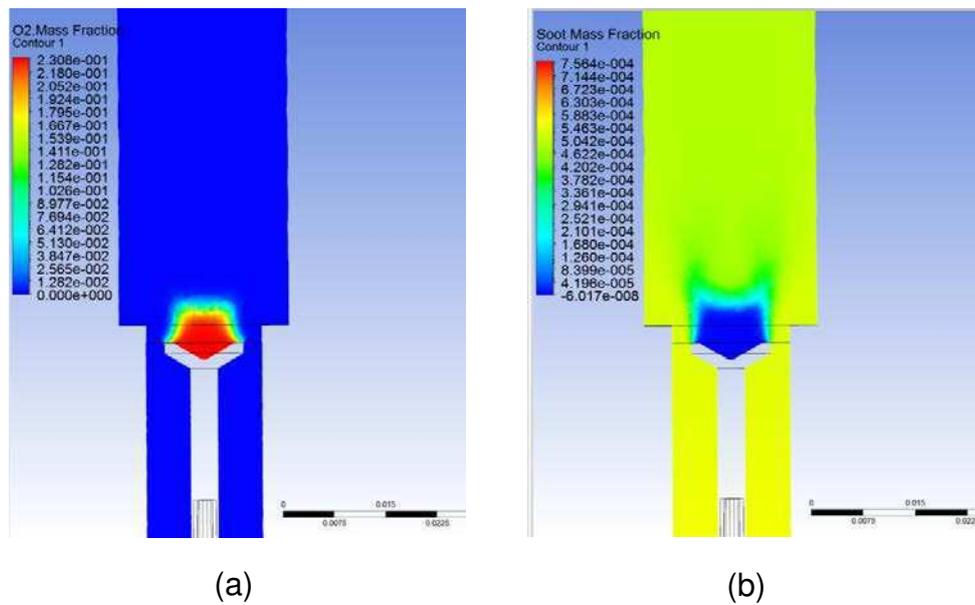


Figura 40 – Frações de oxidante e poluentes
Frações de oxigênio; b) Frações de fuligem
Fonte: autor

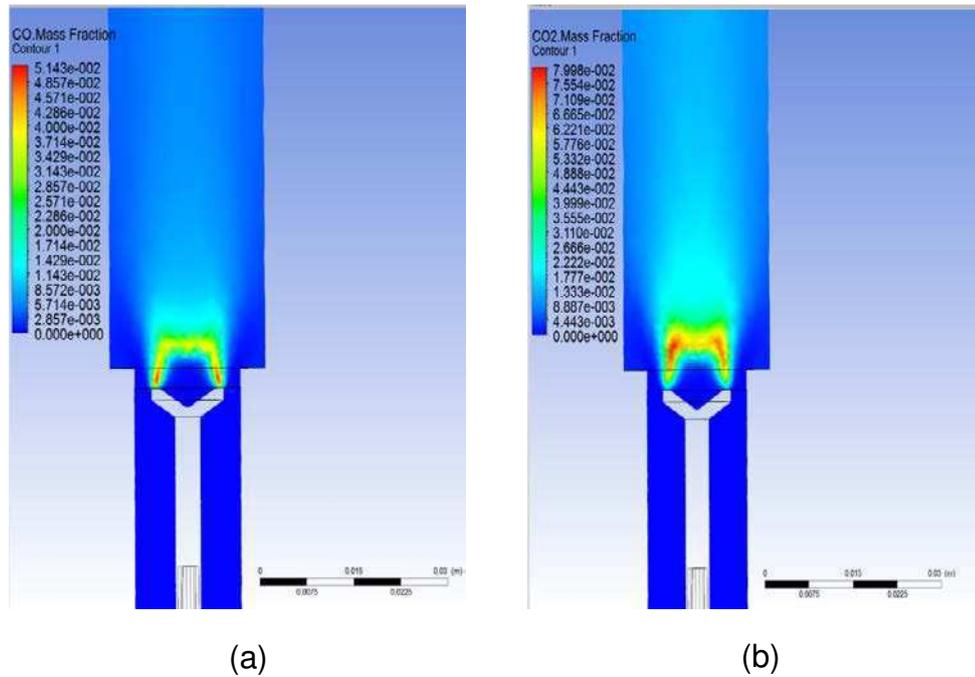


Figura 41 – Frações de poluentes
 a) Frações de Monóxido de Carbono; b) Frações de Dióxido de Carbono
 Fonte: autor

A figura 39 mostra a tendência de aumento das frações de massa de propano e butano a medida que se afasta da ancora do queimador. Já a figura 40 as frações de oxidante e de fuligem. É verificado na figura 40(a) o aumento do consumo de oxigênio rapidamente no centro próximo a ancora do queimador devido a combustão completa. Também é observado na figura 40(b) uma baixa formação de fuligem na ancora do queimador, região onde corresponde a combustão mais eficiente, a medida em que a chama se distancia da base da ancora a quantidade de fuligem aumenta. Na figura 41 é as frações de Monóxido de Carbono e Dióxido de Carbono.

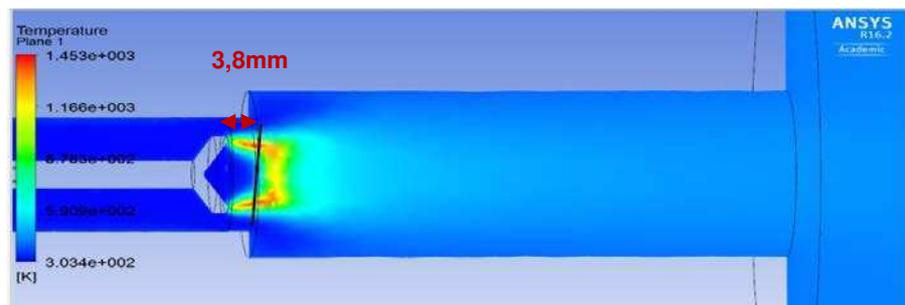


Figura 42 – Contorno das variáveis temperatura
 Fonte: autor

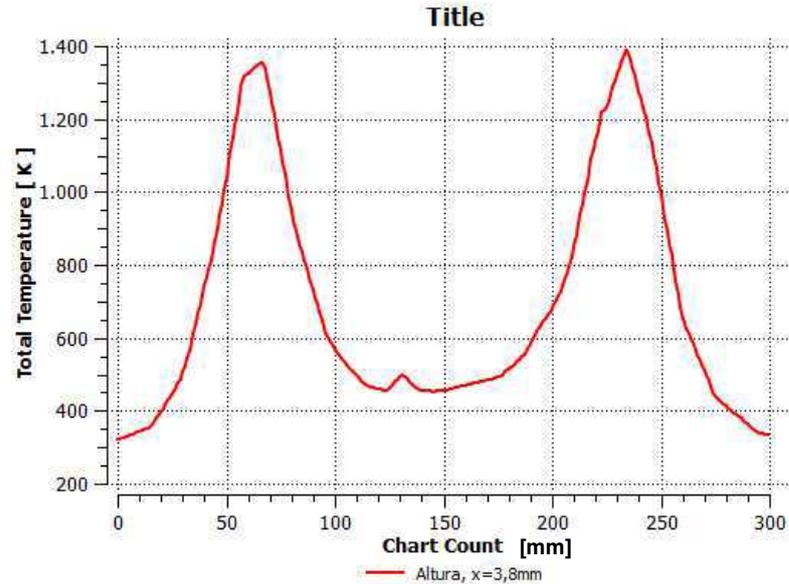


Figura 43 – Perfis de temperatura da chama
Fonte: autor

Nas figuras 43 mostra o gráfico extraído numericamente do perfil de temperatura da chama, previsão computacional de valor de 1179 °C (1453 k) a uma distância de 3,8 mm conforme a figura 42; a uma taxa de fluxo de 0,22 g/s na base do disco ancorador de chama do queimador.

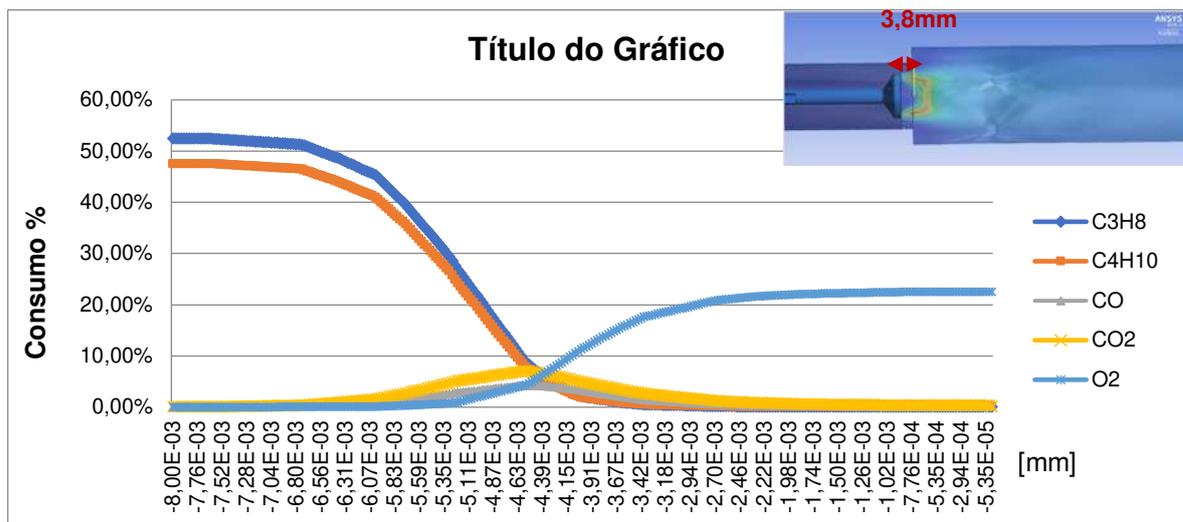


Figura 44 – Fração de massa: gases na combustão
Fonte: autor

O gráfico da figura 44 mostra o consumo em percentual das frações utilizadas na combustão. As frações de Propano (C3H8) e Butano (C4H10) medida que se aproximam radialmente em direção da ancora da chama do queimador o seu consumo reduz drasticamente de 50% para aproximadamente 0%, pois estão sendo

consumidos. Observa-se também que há um aumento de 8% das frações de Monóxido de Carbono (CO) e o Dióxido de Carbono (CO₂) que são produtos gerados do processo de combustão. Por último a linha do gráfico que representa o Oxigênio (O₂) há um crescente superior a 20% pois o oxidante estar sendo arrastado para a combustão e misturado ao combustível (GLP).

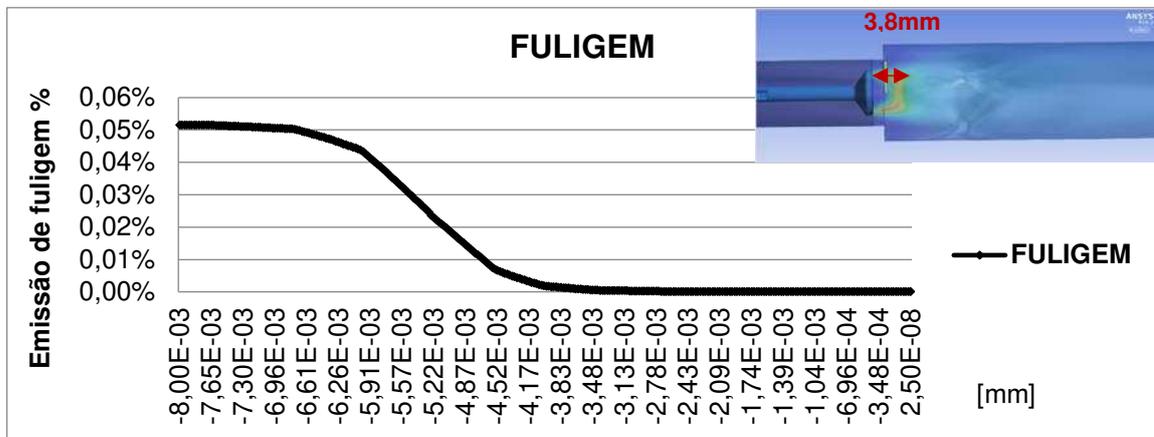


Figura 45 – Fração de massa: fuligem na combustão

Fonte: autor

O gráfico da figura 45 mostra o percentual de emissão de fuligem resultante da combustão. Onde a medida que se aproximam radialmente em direção da ancora da chama do queimador reduz drasticamente de 0,05% para aproximadamente 0%. Esse comportamento é desejável, pois quando se aproximam do centro da chama há uma menor emissão de fuligem devido a queima entre o oxidante e o combustível ser mais completa.

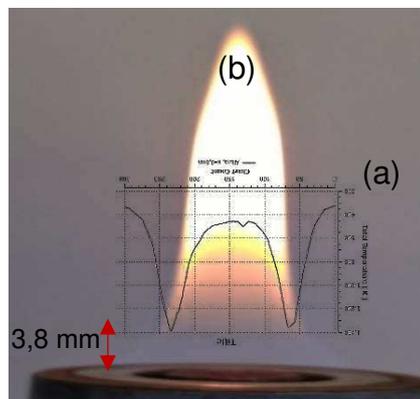


Figura 46 – Perfis de temperatura sobrepostos a chama

a) gráfico figura 39, b) chama difusiva laminar

Fonte: autor

As figuras 43 e 46 mostram os gráficos extraído numericamente do perfil de temperatura que se sobrepõe à chama. Eles estão dispostos de forma

axissimétrico, de tal maneira que a temperatura em suas extremidades é menor devido à transferência de calor para as paredes frias (o ar). A temperatura mais elevada é registrada na extremidade interna do cone, uma vez que a mistura obtém quantidade adequada de oxigênio para a combustão completa ar-combustível. Já ao centro da chama há uma descida (mergulho) drástico na temperatura. Isso ocorre porque a mistura rica da câmara de mistura que sai como um jato, não tem oxigênio suficiente para a combustão. Assim, há combustão incompleta nesta região levando à formação de monóxido de carbono.

4.4 Resultados experimental da combustão

Com a finalidade de registrar o comportamento da chama do queimador em operação com as configurações definidas nas frequências coincidente com os modos acústicos, ver tabelas 18 a 22. Foi realizado o procedimento de captura das imagens, a qual essas imagens foram separadas em 4 configurações e analisadas visualmente os aspectos das chamas. Este ensaio foi realizado, após determinar pelo o método analítica, numérico e experimental os modos das frequências de ressonância e da metodologia para a medição de vazão e combustão.

As moléculas do gás GLP ao serem injetadas no corpo do queimador, sem e com a atuação acústica é conduzido até o disco de ancoragem da chama onde ocorre a reação química entre o ar (convecção) e o gás GLP. Conforme observado na figura 37 e nas tabelas 18 a 22, onde as chamas apresentaram uma luminosidade na coloração amarela, ocasionado pela presença de fuligem gerada durante o processo de queima do combustível. É verificado também, que a base da chama está localizada próximo ao disco de ancoragem do queimador.

Quando há excitação acústica no corpo do queimador, por um alto falante com uma amplitude de tensão imposta por um amplificador de acordo com as tabelas abaixo, provoca uma agitação nas moléculas do combustível. As frequências de excitação imposta correspondem aos modos acústicos, onde as frequências 370, 690 e 1135 Hz, ver tabelas 18(b), (c) e (d) a 22(b), (c) e (d). Nestas figuras são observados o aumento da velocidade do jato de combustível atingindo um ponto onde a chama é distanciada da saída do ponto de injeção. É importante observar que não ocorrem o fenômeno denominado *Lifted flame*. A chama ainda exhibe uma zona de reação

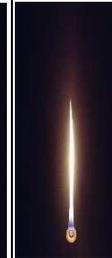
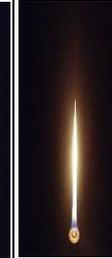
química na região da saída do queimador, é verificado também a presença de vórtice na região luminosa da chama e a ocorrência de ruído mais intenso.

Na base da chama é visto um escoamento laminar com a redução da luminosidade, perdendo parcialmente a coloração amarelada para uma coloração azulada, este fenômeno ocorreu por ter maior energia acústica nas frequências utilizadas.

Nas chamas avaliadas nas tabelas 18(e), (f) e (h) a 22(e), (f), (g) e (h) apresentaram uma chama com luminosidade amarela e brilho intenso com um alto índice de fuligem. A excitação acústica imposta pelo alto falante nas frequências de 1585, 1910, 2445 e 2605 Hz, não houve mudanças significativas no aspecto da chama.

A configuração da tabela 18 apresentou a melhor configuração nas razões de tensão, vazão e pressão onde ocorre uma mistura magra, ou seja, com o menor percentual de gás GLP, e menor tensão imposta ao alto falante produziu uma maior energia de oscilação do gás combustível e com maior eficiência.

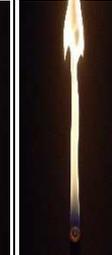
Tabela 18 – Análise visual sem e com atuação acústica

Tensão AC [V]	Vazão [g/s]	Pressão [kgf/cm ²]	Sem atuação acústica	Com atuação acústica						
				Frequências [Hz]	Frequências [Hz]	Frequências [Hz]	Frequências [Hz]	Frequências [Hz]	Frequências [Hz]	Frequências [Hz]
0,50 imposta no alto falante	1 % abertura da válvula	0,05	0	370	690	1135	1585	1910	2445	2605
			(a)	(b)	(c)	(d)	(e)	(f)	(g)	(h)
										

Fonte: autor

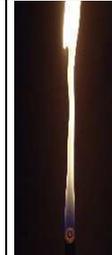
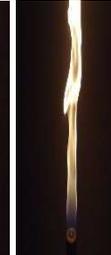
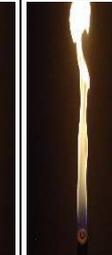
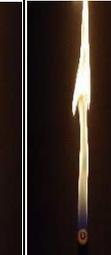
As configurações das tabelas de 19 e 20 não apresenta diferenças significativas entre elas. A melhor alternativa é reduzir a pressão acústica e a vazão para obter melhor eficiência do sistema.

Tabela 19 – Análise visual sem e com atuação acústica

Tensão AC [V]	Vazão [g/s]	Pressão [kgf/cm ²]	Sem atuação acústica	Com atuação acústica						
				Frequências [Hz]	Frequências [Hz]	Frequências [Hz]	Frequências [Hz]	Frequências [Hz]	Frequências [Hz]	Frequências [Hz]
				(a)	(b)	(c)	(d)	(e)	(f)	(g)
1,00 imposta no alto falante	2 % abertura da válvula 0,11	0,50								

Fonte: autor

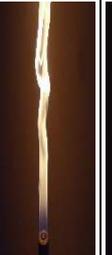
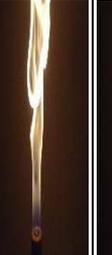
Tabela 20 – Análise visual sem e com atuação acústica

Tensão AC [V]	Vazão [g/s]	Pressão [kgf/cm ²]	Sem atuação acústica	Com atuação acústica						
				Frequências [Hz]	Frequências [Hz]	Frequências [Hz]	Frequências [Hz]	Frequências [Hz]	Frequências [Hz]	Frequências [Hz]
				(a)	(b)	(c)	(d)	(e)	(f)	(g)
1,50 imposta no alto falante	3 % abertura da válvula 0,16	0,75								

Fonte: autor

A configuração da tabela 21 apresentou o pior resultado onde uma mistura rica, ou seja, com o maior percentual de gás GLP, produziu uma maior taxa de fuligem.

Tabela 21 – Análise visual sem e com atuação acústica

Tensão AC [V]	Vazão [g/s]	Pressão [kgf/cm ²]	Sem atuação acústica	Com atuação acústica						
				Frequências [Hz]	Frequências [Hz]	Frequências [Hz]	Frequências [Hz]	Frequências [Hz]	Frequências [Hz]	Frequências [Hz]
2,00 imposta no alto falante	4 % abertura da válvula	0,22	0	370	690	1135	1585	1910	2445	2605
			(a)	(b)	(c)	(d)	(e)	(f)	(g)	(h)
		1,00								

Fonte: autor

Tabela 22 – Análise visual sem e com atuação acústica

Tensão AC [V]	Vazão [g/s]	Pressão [kgf/cm ²]	Sem atuação acústica	Com atuação acústica						
				Frequências [Hz]	Frequências [Hz]	Frequências [Hz]				
7,78 imposta no alto falante	1 % abertura da válvula	0,05	0	370	690	1135	1585	1910	2445	2605
			(a)	(b)	(c)	(d)	(e)	(f)	(g)	(h)
										

Fonte: autor

A configuração da tabela 22 apresenta uma mistura magra, ou seja, com o menor percentual de gás GLP, também o aumento da tensão de 7,8 volts imposta ao alto falante produziu uma maior energia de oscilação do gás GLP, provocando um deslocamento da chama até a sua extinção (*blowoff*) sendo o ponto máximo de energia fornecida pelo sistema acústico na combustão.

5. CONCLUSÃO

Com a análise termoacústico em queimadores pulsantes em chamas difusivas sem mistura foi possível demonstrar que os diferentes campos de pressão acústicos reduzem a emissão de fuligem durante a combustão pulsada.

No estudo foram testadas 3 configurações de montagem do atuador acústico no corpo do queimador, em que os resultados obtidos pelos métodos analítico, experimental e numéricos demonstram que o posicionamento do alto falante interfere de forma determinante nos modos acústicos no que tange a energia da onda acústica e sua forma.

Os resultados numéricos usando o método de elementos finitos para determinação da pressão sonora nas cavidades do corpo do queimador mostraram um comportamento de forma de onda semelhante ao do método experimental, a exceção da configuração 3, em que apresentou distorção dos harmônicos da onda. No entanto, essa distorção é atribuída a montagem de uma caixa de desacoplamento (ressonador de volume 2,4 l), que produziu um efeito de amortecimento da onda e que foi amplificado no método numérico. Referente ao comparativo das frequências entre os métodos analítico e experimental foi observado uma diferença de no máximo 20,6%, isso porque, no método analítico não foi levado em consideração as variações do diâmetro da cavidade do corpo queimador, que culminou neste desvio.

Os métodos numérico e experimental permitiram a análise para a escolha da melhor da configuração do queimador, considerando os critérios da intensidade da energia acústica e as frequências. Como foi observado pelo método experimental, que em baixa frequência o atuador acústico produz maior energia com grandes deslocamentos, e por conseguinte maior capacidade de excitação do gás durante a combustão pulsante. Desta forma, optou-se pela escolha da configuração 2 em que o atuador está posicionado radialmente em uma estrutura do tipo flange, adaptada no corpo do queimador com a alimentação de gás injetado axialmente ao seu corpo.

Para avaliação da performance da configuração escolhida foi realizada a modelagem numérica da combustão via CFD identificando as principais grandezas físicas envolvidas na combustão, em especial a temperatura. Como não foi possível fazer a validação numérica por meio de métodos experimentais, buscou-se alguns estudos em queimadores semelhantes, no qual foi relatado registro de temperatura

mais alta de 1600°C realizados em experimentos (Devadiga e Rao, 2013). A previsão numérica computacional apresentou um valor de temperatura de 1179°C (1453k) diferença em termos percentuais de 26%, aos resultados experimentais do estudo de Devadiga e Rao. O estudo numérico também apresentou uma baixa emissão de fuligem, próximo a ancora no centro da chama e um aumento deste poluente a medida que se afasta do centro da ancora do queimador.

Foi observado também que as frequências acústicas (575 Hz e 600Hz) demonstraram uma ação mais eficiente. A maior sensibilidade da chama para a frequência determinada deve ser associada ao fenômeno da ressonância entre a frequência da onda e a frequência natural do queimador.

Houve também o surgimento dos efeitos Lifted flame, blowoff e a presença de fuligem na frente da chama, detectada pelo aspecto visual, foi possível observar na base da chama uma coloração de aspecto azulado, mostrando uma redução de poluentes, quando comparado sem a excitação acústica nas mesmas condições de pressão e vazão.

Por fim, podemos afirmar que pequenas melhorias mesmas que seja sutil na eficiência e desempenho do queimador podem gerar impactos significativos em uma operação contínua, ainda mais, se essas melhorias forem reaplicadas em outros sistemas de combustão industrial.

REFERÊNCIAS

- ARGACHOY, C.; PIMENTA, A. P. **Phenomenological model of particulate matter emission from direct injection diesel engines**. J. Braz. Soc. Mech. Sci. & Eng, v. 27, n. 3, Rio de Janeiro, 2004.
- BASTOS, V.H. **Investigação de chamas pulsantes difusivas livres**. São José dos Campos. Dissertação (Mestrado em Combustão e Propulsão) - Instituto Nacional de Pesquisas Espaciais, 2001. No prelo.
- BISTAFA, S.R. **Acústica aplicada ao controle de ruído**. Editora Edgard Blücher, 1ª Ed. São Paulo – Brasil, 2006.
- BOTURA, C.A. **Estudo e projeto de um controlador usando lógica difusa aplicada ao controle ativo de um combustor tipo tubo de Rijke**. 94f.1998. (Mestrado em Transmissão e Conversão de Energia) – UNESP. Guaratinguetá.
- BORMAN, G.L., RAGLAND, K.W.; **Combustion Engineering**, McGraw – Hill, 1998.
- CARL, Q; BENJAMIN, S.C.; (2014), **Acoustic Analyses Using MATLAB and ANSYS**, CRC Press, ISBN 9781482223255.
- CARVALHO, J.; LACAVALA, P. T.; **Emissões em processos de combustão**, Editora Unesp, 1ª Ed. São Paulo – Brasil, 2003.
- CARVALHO, Jr., J.A.; MILLER, N.; DANIEL B.R.; ZINN B.T. **Combustion characteristics of unpulverized coal under pulsating and non-pulsating conditions**. *Fuel*, v. 66, n. 1, 1987.
- CARVALHO, Jr.; **Combustão Básica, Apostila, 9th Brazilian Congress of Thermal Engineering and Sciences**, Caxambú, 2002.
- DEVADIGA, A., NAGESWARA, R.T.; "Optimizing Bunsen burner Performance Using CFD Analysis." *International Journal of Modern Engineering Research (IJMER)* 1.3: 2773-2785.

DIESEL, F. N. **Fundamentos Teóricos e Numéricos da Análise Acústica**. Disponível em: < <http://www.esss.com.br/blog/2017/02/fundamentos-teoricos-e-numericos-da-analise-acustica/> >. Acesso em: 22 fevereiro 2017.

DUBEY, R. K.; BLACK, D. L.; McQUAY, M. Q. The effect of acoustics on an ethanol spray flame in a propane-fired pulse combustor. **Combustion and flame**, v. 110, n. 1-2, 1997.

FERREIRA, D. S. **Queimadores pulsantes para baixas emissões de poluentes**. 165 f. 2001. Dissertação (Mestrado em Ciências) – Universidade Estadual Paulista, Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá, Guaratinguetá.

FERREIRA, M.A. **Abordagem teórica e experimental de combustores do tipo Rijke**. 1997. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) – Universidade Estadual Paulista, Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá, Guaratinguetá.

FLÜGEL, A. **Avaliação experimental de diferentes configurações para queimadores pulsantes**, São José dos Campos-SP, 2004.

FLÜGEL, A. D. **Investigação Experimental da Influência do Campo Acústico na Queima de Spray**. 177f. 2006. Dissertação (Mestrado em Ciências) – Instituto Tecnológico de Aeronáutica, São José dos Campos.

GASSOUIMI, T.; GUEDRI, K.; SAID, R. **Numerical study of the swirl effect on a coaxial jet combustion flame including radiative heat transfer. Numerical Heat Transfer, Part A**, v. 56, p. 897-913, 2009.

GERMAN, A.E.; MAHMUD, T. **Modelling of non-premixed swirl burner flows using a** investigations of turbulent asymmetric vortex flames. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, v.38, p. 352-362, 2011b.

HIGGINS, B. (1802). **On the Sound Produced by a Current of Hydrogen Gas Passing Through a Tube**, *Journal of Natural Philosophy, Chemistry and the Arts*, Vol.1, pp. 129-131

IEC 34-9, **“Rotation electrical machines – Noise limits”**, International Electrotechnical Commission – IEC,1990.

ISO 3744, “**Acoustics – Determination of sound power levels of noise sources using sound pressure – Engineering methods in an essentially free field over a reflecting plane**”, International Organization for Standardization – ISO, 1994.

ISO 3745, “**Acoustics – Determination of sound power levels of noise sources – Precision methods for anechoic and semi-anechoic rooms**”, International Organization for Standardization – ISO, 1977.

ISO 3746, “**Acoustics – Determination of sound power levels of noise sources using sound pressure – Survey methods using an enveloping measurement surface over a reflecting plane**”, International Organization for Standardization – ISO, 1995.

KASSEM, H. I., et al. **Implementation of the Eddy Dissipation model of turbulent non-premixed combustion in Open FOAM**. International Communications in Heat and Mass Transfer, v. 38, p. 363-367, 2011.

KASSEM, H. I.; SAQR, K. M.; ALY, H. S., SIES M. M., WAHID, M. A. **Implementation of Reynolds-stress turbulence closure**. Fuel, v. 84, p. 583-594, 2005.

KEELE Jr., D. B., “**Low-Frequency Loudspeaker Assessment by Nearfield Sound-Pressure Measurement**”, J. Audio Eng. Soc., vol 22, p. 154-162 (Apr. 1974).

LACAVA, P.T.; FERREIRA, D.S.; CARVALHO JR., J.A.; Caldeiras Pires, A. **Efeito da frequência e amplitude de oscilação no formato de chamas pré-misturadas pulsadas**. [CDROM]. In: Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica - COBEM, 15., Águas de Lindóia, nov. 1999. Anais. Rio de Janeiro: ABCM, 1999.

LIBBY, P.A.; WILLIAMS, F.A., 1994. **Turbulent Reacting Flows Academic Press**, New York.

LOFRANO, M.; ARRUDA, J. R.; LÓPEZ, L. M. **Numerical Optimization of Transmission Loss in Compressor Mufflers**. Congress and Exposition in Noise Control Engineering. Rio de Janeiro: [s.n.].2005.

LOPES, S. (2006). **Contribuição à modelagem, simulação, implantação e controle inteligente de sistemas de combustão** - Tese de Doutorado. Vitória: Universidade Federal do Espírito Santo.

MARTINS, C. A., CARVALHO, Jr, J. A., VERAS, C. A. G., FERREIRA, M. A., Lacava, P. T., 2006. **Experimental Measurements of the NO_x and CO Concentrations Operating in Oscillatory and Non-Oscillatory Burning Conditions.** *Fuel*, v. 85, n. 1, p. 84-93.

MOURA, T.M., 1981. **Análise numérica dos fenômenos de onda em coletores de admissão de motores de combustão interna.** 2013 Campinas, São Paulo -SP.

OLIVEIRA, F. L. **Presença de Fuligem não pré-misturadas com excitação acústica.** 2007. 97f. Tese de mestrado – Instituto Tecnológico de Aeronáutica, São José dos Campos-SP.

Pasqual, A. M. **Análise de sistemas reativos para controle de ruído em dutos pelo método dos elementos finitos.** 111f. 2005. Dissertação (Mestrado em Engenharia de Estruturas) – Universidade Federal de Minas Gerais. Belo Horizonte.

Paula, M. A. R. **Estudo do acoplamento acústico-estrutural de uma estrutura do tipo casca cilíndrica uniforme.** 162f. 2003. Dissertação (Mestrado em Projeto e Fabricação) – Universidade Federal de Itajubá. Itajubá.

PRITZ, B. **Large Eddy Simulation of the Pulsating, Non-Reacting Flow in Combustion Chambers.** 2009. Available from: <http://www.intechopen.com/books/advanced-fluid-dynamics/stability-investigation-of-combustion-chambers-with-le>.

PRITZ, B; GABI, M. **Stability Investigation of Combustion Chambers with LES,** 2012. *Advanced Fluid Dynamics*, Prof. Hyoung Woo Oh (Ed.), ISBN: 978-953-51-0270-0, In Tech, Available from: <http://www.intechopen.com/books/advanced-fluid-dynamics/stability-investigation-of-combustion-chambers-with-le>.

REIS, L.C. B. S. **Análise do escoamento turbulento por um queimador industrial a gás utilizando dinâmica dos fluidos computacional.** 2013. 173. Tese (doutorado) Universidade Estadual Paulista, Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá, 2013.

RIahi, K. et al. in **Global Energy Assessment: Toward a Sustainable Future,** 1203–1306 (Cambridge Univ. Press and IIASA, 2013).

ROCHA, A. M. A. **Análise experimental em chamas difusivas pulsadas de gás natural.** 118f. 2002. Dissertação (Mestrado em Propulsão e Combustão) -Instituto Nacional de Pesquisas Espaciais, São José dos Campos.

SANTOS, T. P., et al. **Numerical Modelling of Swirling Diffusive Flames.** Published by EDP Sciences, 2016.

SAQR, K. M.; ALY, H. S., SIES M. M., WAHID, M. A. **Computational and experimental the Eddy Dissipation model of turbulent non-premixed combustion in OpenFOAM.** International Communications in Heat and Mass Transfer, v. 38, p. 363-367, 2011.

SILVA, G. C. C. **Estudo analítico e numérico do desempenho acústico de silenciadores reativos na presença de escoamento médio incompressível.** 147f. 2006. Dissertação (Integridade de Materiais da Integridade da Engenharia) - Universidade de Brasília, Brasília.

STEFFEN, M. **Six boundary elements per wavelength: is that enough?** Journal of Computational Acoustics, 10(1):25-51, 2002. doi:10.1142/S0218396X02001401.

URNS, S.R.; **An Introduction to Combustion, Concepts and Applications,** McGraw-Hill, 1996.

TYNDALL, J. **"On Sounding and Sensitive Flames"**, Physical Sciences, The Royal Institution Library of Science, Vol. 2, 1970.

WOOD, A. **Acoustics.** New York, NY, Dover, 1996.

YOSHIDA, H.; KODA, M.; KOBAYASHI, P. K. **Super-mixing combustion enhanced by resonance between micro-shear layer and acoustic excitation.** International Journal of Heat and Fluid Flow, v. 22, n. 3, 2001.

ZINN, B.T. **Pulsating combustion.** In: **Advanced Combustion Methods**, ed. F.J. Weinberg, Academic Press. 1986.