



**UNIVERSIDADE FEDERAL DO MARANHÃO
CENTRO DE CIÊNCIAS EXATAS E TECNOLOGIA
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA**



**ANÁLISE NUMÉRICA DA INFLUÊNCIA DO NÚMERO DE *SWIRL* NA
FORMAÇÃO DE ZONAS DE RECIRCULAÇÃO EM UM COMBUSTOR PARA
APLICAÇÃO EM TURBINAS A GÁS**

ARTHUR FRANÇA MARTINS

**São Luís
2022**

ARTHUR FRANÇA MARTINS

**ANÁLISE NUMÉRICA DA INFLUÊNCIA DO NÚMERO DE *SWIRL* NA FORMAÇÃO DE
ZONAS DE RECIRCULAÇÃO EM UM COMBUSTOR PARA APLICAÇÃO EM TURBINAS A
GÁS**

Trabalho de Conclusão de Curso
apresentado à coordenação curso de
Engenharia Mecânica, como requisito
para obtenção do título Bacharel em
Engenharia Mecânica.

Orientador:

Prof. Dr. Dener Silva de Almeida.

**São Luís
2022**

ARTHUR FRANÇA MARTINS

ANÁLISE NUMÉRICA DA INFLUÊNCIA DO NÚMERO DE *SWIRL* NA FORMAÇÃO DE ZONAS DE RECIRCULAÇÃO EM UM COMBUSTOR PARA APLICAÇÃO EM TURBINAS A GÁS

Trabalho aprovado. São Luís - MA ___ de ____ 2022

BANCA EXAMINADORA

Prof. Dr. Dener Silva de Almeida - UFMA/Orientador

Prof. Dr. Glauber Cruz - UFMA/Engenharia Mecânica

Prof. Dr. Dalmo Inacio Galdez Costa - UFMA/Engenharia Mecânica

Ficha gerada por meio do SIGAA/Biblioteca com dados fornecidos pelo(a) autor(a).
Diretoria Integrada de Bibliotecas/UFMA

Martins, Arthur França.

ANÁLISE NUMÉRICA DA INFLUÊNCIA DO NÚMERO DE SWIRL NA
FORMAÇÃO DE ZONAS DE RECIRCULAÇÃO EM UM COMBUSTOR PARA
APLICAÇÃO EM TURBINAS A GÁS / Arthur França Martins. -
2022.

25 p.

Orientador(a): Dener Silva de Almeida.

Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do
Maranhão, São Luís, MA, 2022.

1. CFD. 2. Swirler. 3. Turbina a Gás. I. Almeida,
Dener Silva de. II. Título.

RESUMO

As turbinas a gás são amplamente utilizadas para geração de energia e propulsão aeronáutica. Estes equipamentos fazem uso de dispositivos *swirler* para obtenção de estruturas de recirculação no escoamento visando a adição da componente azimutal ao fluxo axial. Tal análise consiste em desenvolver e simular um modelo CAD via CFD para melhor compreender as estruturas de recirculação formadas no interior de um modelo de combustor, bem como os fatores que levaram à geração de instabilidades de combustão na câmara estudada. Os resultados indicam que, principalmente, altos números de *swirl* levam a estruturas de recirculação mais homogêneas, que são preponderantes para atenuar as oscilações de pressão.

Palavras-chave: Turbina a Gás; Swirler; CFD.

ABSTRACT

Gas turbines are widely used for power generation and aeronautical propulsion. These equipments make use of swirler devices to obtain recirculation structures in the flow aiming at the addition of the azimuthal component to the axial flow. This analysis consists of developing and simulating a CAD model via CFD to better understand the recirculation structures formed within a combustor model, as well as the factors that led to the generation of combustion instabilities in the studied chamber. The results indicate that, mainly, high numbers of swirl lead to more homogeneous recirculation structures, which are preponderant to attenuate pressure oscillations.

Keywords: gas Turbine, Swirler, CFD.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 – Escoamento ao Longo da Câmara de Combustão Estudada.	3
Figura 2.1 – Modelo de Câmara de Combustão com Respektivas Dimensões.	6
Figura 2.2 – Amplitude de Oscilação Termoacústica Experimental.	8
Figura 2.3 – Malha Empregada na Simulação..	9
Figura 3.1 – Influência da razão L/D no escoamento.	11
Figura 3.2 – Influência do número de Reynolds no escoamento.	12
Figura 3.3 – Influência do número de <i>swirl</i> no escoamento.	13
Figura 3.4 – Comparação entre a configuração com maior (a) e menor (b) amplitudes de pressão.	14

LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1 – Configuração dos Modelos para Simulação	8
--	---

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	1
2	METODOLOGIA	5
3	RESULTADOS	11
4	CONCLUSÃO	16
	REFERÊNCIAS	17

1 INTRODUÇÃO

A turbina a gás é considerada uma das maiores invenções do século XX, com seu desenvolvimento iniciado antes da Segunda Guerra Mundial, porém, com aplicação voltada para geração de energia. Estes equipamentos eram pouco competitivos pois apresentava baixa potência e eficiência térmica. No início do século XXI, no entanto, as turbinas a gás eram capazes de produzir até 500 MW com eficiência térmica acima de 40%, tornando-se amplamente usada na geração de energia. Já o desenvolvimento visando aplicação em propulsão de aeronaves ocorreu durante a Segunda Guerra Mundial com o intuito de desenvolver aeronaves militares de alta velocidade. Sabe-se que os primeiros motores não eram duráveis, apresentavam baixa confiabilidade e pouco eficientes, o que resultou em aplicações em aeronaves civis apenas na década de 50 (SARAVANAMUTTOO et al., 2008)

Tradicionalmente, as turbinas a gás fazem emprego de combustores que utilizam chamas difusivas devido ao desempenho confiável e a razoável estabilidade (HUANG; YANG, 2009). Neste tipo de configuração os reagentes são misturados dentro da câmara de combustão e a reação ocorre próxima a estequiometria (quantidade mínima de oxidante para combustão completa), obtendo-se, desta forma, a formação de uma chama estável na zona primária do combustor. Posteriormente, quantidades adicionais de ar são injetadas nas demais zonas da câmara de combustão com vistas à uma temperatura adequada às pás da turbina. No entanto, devido a reação ocorrer próximo a estequiometria, este tipo de combustor é caracterizado pela produção de altos níveis de NO_x (SUNG, 2007).

Para redução deste poluente é largamente utilizado o conceito *LP* (do inglês *Lean Premixed*). As câmaras *LP* operam com mistura pobre como forma de diminuir a emissão de óxidos de nitrogênio. Estas câmaras pré-misturam combustível e oxidante antes de sofrerem ignição, evitando dessa maneira a formação de zonas com mistura estequiométrica e, conseqüentemente, zonas de alta temperatura que formam NO_x (LEFEBVRE; BALLAL, 2010). Entretanto, segundo Richards e Janus (1998) e Lefebvre e Ballal (2010) as câmaras *LP* são mais suscetíveis à presença de instabilidades de combustão devido sua forma de funcionamento.

As instabilidades de combustão, segundo Lieuwen (2006), são oscilações de grande amplitude apresentando um ou mais modos acústicos que ocorrem no combustor. Estas instabilidades surgem em processos de geração de energia, combustão e propulsão, sistemas de caldeiras e aquecimento e fornos industriais. De maneira geral, tais instabilidades são excitações espontâneas desenvolvidas por um *loop* de operação entre um processo de combustão e um dos modos acústicos naturais do combustor, sendo assim, trata-se da ressonância que ocorre entre o modo acústico do processo de combustão com o modo de oscilação natural do

combustor (LIEUWEN; YANG, 2005). Para LANG e VORTMEYER (1987), é necessária adição de calor para sustentar uma oscilação de pressão, de modo que estas oscilações devem estar sincronizadas (em fase). Desse modo, as oscilações autossustentadas na câmara de combustão resultam da presença de mais de uma frequência de oscilação na câmara de combustão e que diferentes formas de superposição ocorrem dependentes das amplitudes das diferentes frequências. Em geral, a presença de instabilidades acarretam problemas como a fadiga térmica e mecânica, bem como a redução de eficiência e aumento de emissões de motores de turbinas a gás (KHEIRKHAH et al., 2017).

Outro conceito potencial para reduzir ambas as emissões de NO_x , CO e UHC (hidrocarbonetos não queimados) é o sistema de combustão *RQL* (do inglês *Rich-Quench-Lean*), sendo baseado na ocorrência da combustão em duas diferentes zonas intermediadas por um rápido resfriamento através da inserção de ar (INGENITO et al., 2014). A primeira zona é caracterizada por combustão rica (razão de equivalência tipicamente 1,2; 1,6 chegando até 1,8), enquanto que a segunda zona apresenta combustão pobre (razão de equivalência entre 0,5 e 0,7). Os produtos de combustão, que ainda apresentam grande quantidade de combustível, devem fluir e sofrer um rápido resfriamento em direção à zona de combustão pobre para evitar formação de NO_x . Todavia, um mecanismo de resfriamento extremamente rápido e eficiente é de difícil implementação, dificultando a operação deste sistema.

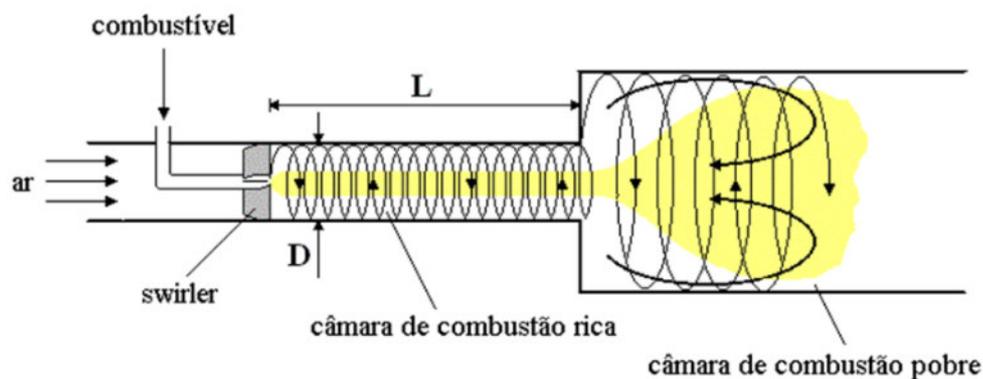
Percebe-se, então, que o padrão do escoamento de ar da zona primária é de fundamental importância, não apenas para a estabilidade aerodinâmica e da chama, mas também para o desempenho de uma turbina a gás. Diferentes padrões de escoamento são empregados, mas é comum utilizar escoamentos com uma componente tangencial de velocidade (*swirl flow*) originados através de dispositivos conhecidos como *swirlers*, para controlar a intensidade, o tamanho e a forma de uma chama em turbinas a gás. Este dispositivo tem amplo emprego em combustão de turbinas a gás devido a capacidade de formar estruturas de recirculação. Escoamentos com alto número de *swirl* ($S' = 0,6$), número adimensional que quantifica a intensidade da zona de recirculação, produzem um gradiente de pressão na direção radial, sustentando o ar na parede do combustor. Com a diminuição da força centrífuga, o ar desloca-se para o centro da câmara e formando *CTRZ* (do inglês *Central Toriodal Recirculation Zone*). Além disso, pode haver o surgimento de uma Zona Cônica de Recirculação (do inglês *Cone Recirculation Zone* ou simplesmente *CRZ*) quando há uma expansão súbita do combustor (GUPTA et al., 1984).

O emprego do *swirler* aliados a uma alta velocidade de ar pode levar a formação de uma estrutura denominada Ruptura de Vórtice (do inglês *Vortex Breakdown* ou *VB*). Leibovich (1978) caracteriza tal estrutura como um distúrbio resultando em um ponto de estagnação interno, seguido por fluxo reverso em uma região de extensão axial ao fluxo, permitindo desta forma a estabilização da chama. Por sua vez, o *Precessing Vortex Core (PVC)* se desenvolve quando um núcleo de vórtice central girar em torno do eixo de simetria a uma frequência bem

definida. Este fenômeno está ligado à ruptura de vórtices e escoamentos com elevado número de Reynolds, localizando-se no limite da zona de fluxo reverso (HUANG; YANG, 2009).

O conceito aqui estudado foi proposto por Almeida (2007) e Almeida (2011). A Figura 1.1, utiliza conceitos dos sistemas *RQL* e *LP*, porém sem a adição estagiada de ar como ocorre em combustores *RQL* e sem a pré-mistura dos reagentes inerente às câmaras de combustão do tipo *LP*, sendo empregado o dispositivo *swirler* como ancorador de chama. Desta forma, obtém-se a minimização dos problemas operacionais característicos destes sistemas e a redução de poluentes é obtida mediante o controle da dinâmica do processo, o que por sua vez, proporciona vantagens em relação ao método convencional.

Figura 1.1 – Escoamento ao Longo da Câmara de Combustão Estudada.



Fonte: Disponível em Almeida (2007)

Segundo Almeida (2007), nesta configuração o combustível (gás natural veicular) e o ar são injetados diretamente em uma câmara primária, sendo o combustível injetado através de uma lança central e o ar que participa do processo global de combustão atravessa um dispositivo *swirler*. Devido à presença do *swirler*, apenas pequena parte do escoamento de ar interage com jato de combustível que ocupa a região central da câmara (zona rica). O ar não participante desta primeira zona de combustão forma uma camada protetora da parede da câmara (*film cooling*). Ao término da zona primária, há uma expansão do diâmetro da câmara, (câmara secundária) e, conseqüentemente, o escoamento rotativo de ar tende a se expandir na direção radial, criando uma zona de baixa pressão na região central da câmara. Esta zona origina uma intensa zona de recirculação misturando o ar remanescente com os produtos de combustão da zona primária (efeito *quench*). Esta zona de recirculação propicia condições favoráveis para uma mistura homogênea de combustão pobre através da intensa mistura entre os reagentes.

Apesar da redução de NO_x proporcionada por esta montagem experimental, observa-se que para determinadas condições de operação à ocorrência de instabilidades acústicas de

combustão. Desta forma, o presente estudo consiste em analisar, numericamente, os resultados obtidos, experimentalmente, por Almeida (2007) e Almeida (2011) para melhor compreensão do campo de escoamento com as estruturas de circulação formadas e influência sobre a geração de instabilidades em uma situação sem reações químicas.

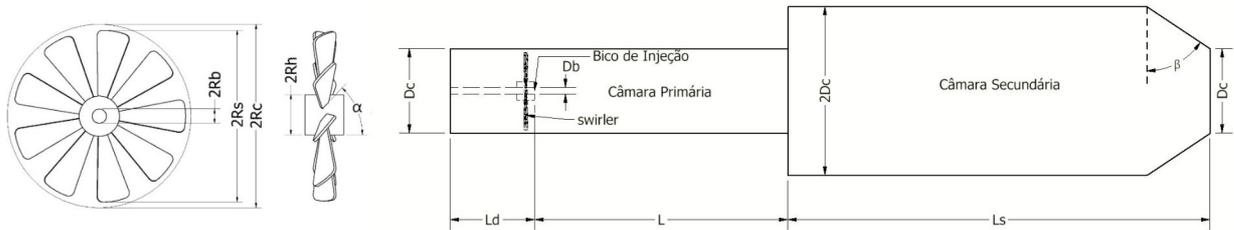
2 METODOLOGIA

Este trabalho tem por base o experimento desenvolvido por Almeida (2007), onde a zona primária possui comprimento variável, isto é, $L = 10, 20$ e 30 cm, e diâmetro único $D_c = 10$ cm. Já a zona secundária apresenta $L_s = 50$ cm e diâmetro igual a duas vezes o diâmetro da câmara primária (20 cm de diâmetro), e um bocal em sua saída, com diâmetro inicial de 20 e final de 10 cm. A inclinação da parede do bocal é de $\beta = 56,31^\circ$. Toda a câmara de combustão foi construída em aço inox.

Os parâmetros adimensionais que controlam a dinâmica dos escoamentos são: número de Reynolds do jato de combustível (Re_{comb}) que caracteriza o nível de turbulência do jato de combustível; número de *swirl* do escoamento de ar (S'), parâmetro que quantifica a intensidade da zona de recirculação; e a razão comprimento/diâmetro da câmara primária (L/D) que caracteriza a disponibilidade espacial para mistura dos reagentes na zona de combustão primária. A influência do número de Reynolds, para um determinado número de *swirl* e razão L/D , foi observada variando-o através da troca do diâmetro do orifício de saída do injetor de gás natural. Foram utilizados diâmetros de 2,35 mm ($Re = 50.000$), 3,20 mm ($Re = 40.000$) e 7,8 mm ($Re = 15.000$). O número de *swirl* foi modificado através da alteração do ângulo entre as pás do *swirler* e a influência da razão L/D foi observada alterando-se o comprimento L da câmara primária (ALMEIDA, 2007).

Para a simulação optou-se por construir um tubo de mesmo diâmetro da câmara primária, mas com comprimento L_d de 10 cm. Este tubo tem por função acomodar o *swirler* e a lança de combustível como também permitir um desenvolvimento inicial das correntes de ar que serão introduzidas na câmara. Todas estas referências geométricas são apresentadas na Figura 2.1. Os modelos são agrupados em cinco configurações distintas levando em conta os três números adimensionais mencionados que fazem referência a geometria da câmara, ou seja, um bico injetor com 2,35 mm de diâmetro será representado por $Re = 50.000$; a câmara primária de 10 cm de comprimento será representada por $L/D = 1$ e, finalmente, o ângulo do *swirler* de 50° por $S' = 1,06$.

Figura 2.1 – Modelo de Câmara de Combustão com Respectivas Dimensões.



Fonte: Adaptada de Almeida (2007)

Os *swirlers* surgem como forma de estabilizar a chama e atenuar instabilidades através da homogeneização da mistura devido da presença de zonas de recirculação. O *swirler* utilizado neste trabalho, (Figura 2.1) é semelhante ao usado por Almeida (2007). Este dispositivo é composto por 9 pás retas de espessura $T = 1,4 \text{ mm}$ e apresenta um diâmetro máximo $D_s = 94 \text{ mm}$ e diâmetro do eixo no qual as pás foram montadas de $D_h = 22 \text{ mm}$. No centro do *swirler* há o bico injetor de combustível com diâmetro D_b . Como discutido, um *swirler* provoca a geração de zonas de recirculação, que por sua vez representa turbulência descrita por um número adimensional denominado Número de *Swirl*, S' , definido por Couto et al. (1995) por meio da Equação 2.1.

$$S' = \frac{S'_s}{1 + M_r} \quad (2.1)$$

Onde S'_s e M_r são dados respectivamente por:

$$S'_s = \frac{G\phi}{(R_c - R_h) \cdot G'_x} \quad (2.2)$$

$$M_r = \frac{(\rho_{ar}/\dot{m}_{ar}^2) \cdot (\dot{m}_{comb}^2/\rho_{comb}) \cdot (R_c^2 - R_h^2)}{R_b^2} \quad (2.3)$$

Onde ρ e \dot{m} representam a massa específica e vazão mássica dos componentes da reação com índices indicando sua origem (ar ou combustível). Além disso, a razão $G\phi/G'_x$ é obtida por:

$$\frac{G\phi}{G'_x} = \frac{2}{3} \cdot \frac{CB \cdot \tan \alpha \cdot (R_s^3 - R_h^3)}{(R_c^2 - R_h^2)} \quad (2.4)$$

Sendo CB (coeficiente de bloqueio) e α o ângulo das pás do *swirler*. CB é definido como:

$$CB = \frac{1}{1 - \sigma} \quad (2.5)$$

Com σ sendo:

$$\sigma = \frac{A_s - A_{ef}}{A_{s,c} - A_s} \quad (2.6)$$

Onde $A_{s,c}$ é a área entre o *swirler* e a parede da câmara; A_s é a área circular ocupada pelo *swirler*; e A_{sf} , obtida abaixo, a área de escoamento efetivo do *swirler*.

$$A_{ef} = 2(R_s - R_h) \cdot (K - 2T) \cdot \cos \alpha \quad (2.7)$$

De modo que K corresponde a:

$$K = \cos(\pi/2Z) \cdot [R_s \cdot \sin(\pi/Z) + R_h \cdot \tan(\pi/Z)] \quad (2.8)$$

Duas correntes de ar foram empregadas neste trabalho, a saber: a corrente de ar primário que consiste no ar admitido pela câmara primária (na montagem experimental tal corrente de ar é fornecida por dois sopradores de ar com vazão mássica de ar máxima de 100 g/s sendo as simulações realizadas com vazão contida na Tabela 2.1) e o ar secundário consiste no ar injetado pelo bico injetor de combustível (na montagem experimental utiliza-se gás natural veicular a uma vazão mássica constante e igual a 1 g/s, sendo aqui substituído por uma corrente secundária de ar, caracterizando assim simulação à frio). A velocidade do escoamento da primeira corrente de ar (ar primário) é obtida através da vazão mássica de ar de admissão da câmara primária, portanto, a expressão da vazão mássica foi aplicada na área compreendida entre o diâmetro da câmara primária D_c e o diâmetro do bico injetor de combustível, denominado D_b através da equação 2.1. Por sua vez, a velocidade da segunda corrente ar (ar secundário) tem como base o Re do jato de combustível (Re_{comb}). Dessa forma, assume-se que tal corrente apresenta o mesmo Número de Reynolds do jato de combustível proveniente do bico injetor, matematicamente:

$$V_{ar,1} = \frac{4\dot{m}_{ar}}{\pi\rho_{ar}(D_c^2 - D_b^2)} \quad (2.9)$$

$$V_{ar,2} = \frac{\mu_{ar} Re_{comb}}{\rho_{ar} D_b} \quad (2.10)$$

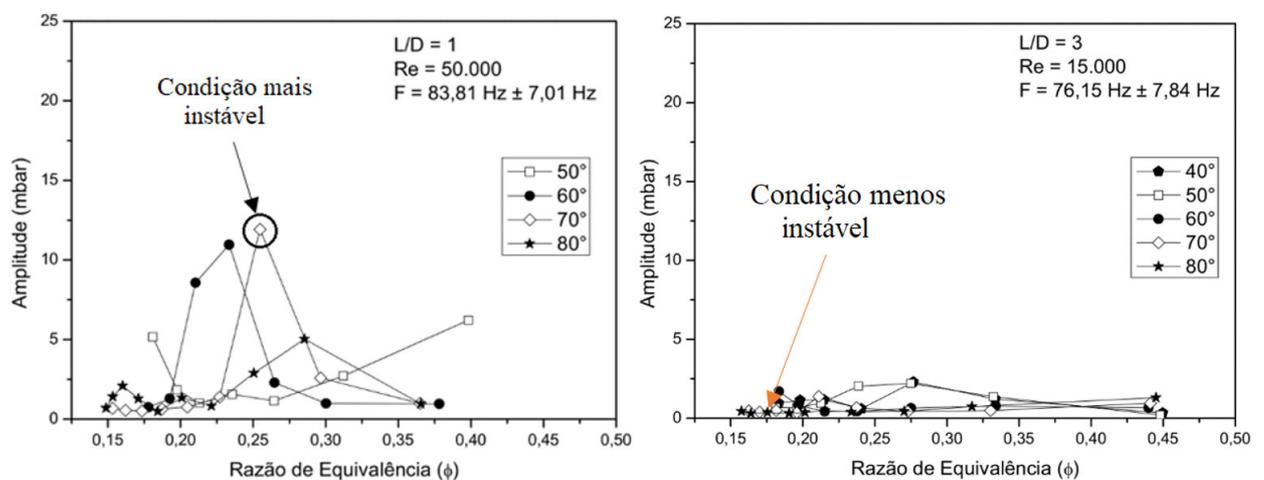
Onde ρ_{ar} e μ_{ar} representam, respectivamente, a massa específica e a viscosidade dinâmica do ar, e valem respectivamente $0,76226 \text{ kg/m}^3$ e $1,04 \times 10^{-5} \text{ Pa} \cdot \text{s}$ de acordo com o modelo experimental de Almeida (2007).

As configurações para simulação presentes na Tabela 2.1, foram escolhidas com base nos resultados para amplitude de oscilação de instabilidades de combustão da Figura 2.2, em que Almeida (2007) apresentou a condição mais instável com amplitude de pressão igual a $11,93 \text{ mBar}$ e a condição menos instável com menor amplitude igual $0,30 \text{ mBar}$. Nota-se que o maior pico de pressão está associado a um relativamente baixo número de swirl ($S' = 1,06$), alto número de Reynolds ($Re = 50.000$) e menor razão comprimento/diâmetro ($L/D = 1$), enquanto que o modelo com menor pico de pressão apresenta alto número de swirl ($S' = 34,4$), baixo número de Reynolds ($Re = 15.000$) e maior razão comprimento/diâmetro ($L/D = 3$). Portanto, as cinco configurações escolhidas para a simulação contemplam estes dois modelos extremos mais três modelos intermediários.

Tabela 2.1 – Configuração dos Modelos para Simulação

Modelo	L/D	Re	S'	$\dot{m}_{ar} \text{ (g/s)}$
1	3	15.000	34,4	88,09
2	3	50.000	1,06	44,89
3	1	50.000	34,4	88,09
4	1	15.000	1,06	71,79
5	1	50.000	1,06	41,81

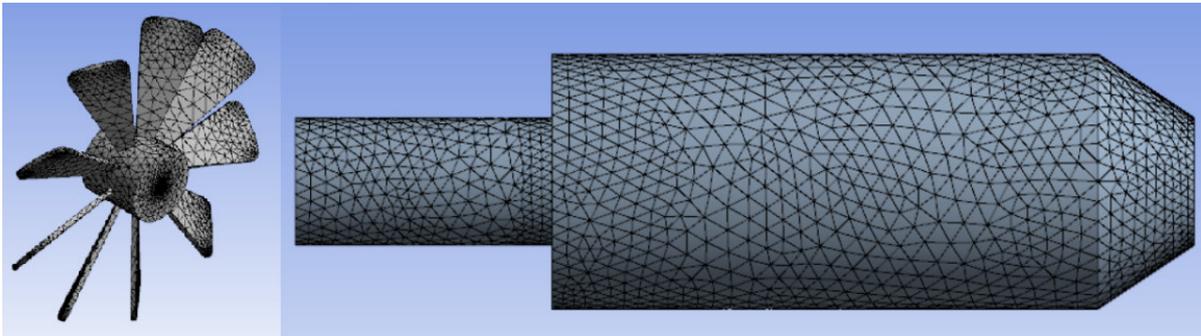
Figura 2.2 – Amplitude de Oscilação Termoacústica Experimental.



Fonte: Adaptada de Almeida (2007)

Os modelos CAD foram desenhados no software de modelagem 3D *Inventor da Autodesk™*. Esta escolha ocorre porque este software exige baixos requisitos mínimos para funcionamento quando comparados a outros no mercado e também pelo fato de ser um software já consolidado. Já para a simulação numérica propriamente dita, ocorreu no pacote *CFX®* do software *ANSYS®*. O motivo da escolha reside na precisão e confiabilidade de um software também consolidado. Após obtenção dos modelos CAD, estes são exportados em formato **.igs* para facilitar a identificação durante a importação pelo pacote *CFX®*. Depois da importação dos modelos, a malha foi construída com elemento tetragonal, pois este elemento apresenta maior facilidade em se adequar a vários tipos de geometria, como algumas pequenas curvas do *swirler*. A malha, representada na Figura 2.3 apresenta em média 367000 nós e 260000 elementos com *skewness* (0, o elemento está perfeito e 1, o elemento está totalmente deformado) máximo de 0,97 e médio de 0,29.

Figura 2.3 – Malha Empregada na Simulação..



Brewster et al. (1999), ao compilar vários trabalhos com relação a simulação em combustores de turbinas a gás, notou que o modelo de turbulência $\kappa - \epsilon$ é o mais empregado para solução dos diversos problemas e geometrias analisadas. Trabalhos mais atuais como o de Torzkadeh et al. (2016) reportam o emprego de modelos como $\kappa - \epsilon$, $\kappa - \omega$ e também o *SST* (do inglês *Shear Stress Transport*) em simulações em câmaras de combustão que apresentam *swirlers* como ancoradores de chama. Sendo assim, realizou-se a simulação numérica do escoamento no presente trabalho mediante Equações de Média de Reynolds e Navier-Stokes (do inglês *Reynolds Averaged Navier-Stokes*) ou simplesmente *RANS*, cujas equações são obtidas através de médias das equações de Navier-Stokes e da continuidade. O elemento da modelagem *RANS* é representado por tensões de Reynolds ou tensões turbulentas que descrevem os efeitos de flutuações turbulentas de pressão e velocidades. Dentro do modelo *RANS*, a técnica utilizada em todas as simulações do presente trabalho foi a *SST*, tendo como base os trabalhos já citados. Tal método (*SST*) combina o modelo de turbulência $\kappa - \epsilon$ cuja eficiência está na corrente de fluxo livre já que seu pressuposto é que os fluxos são totalmente turbulentos e que os efeitos da viscosidade molecular podem ser negligenciados; e precisão do modelo de turbulência $\kappa - \omega$ nas proximidades da parede, cuja aplicação se deve a presença de separação da camada limite e solução da região viscosa próxima a parede (GALEAZZO, 2016). Por fim, o

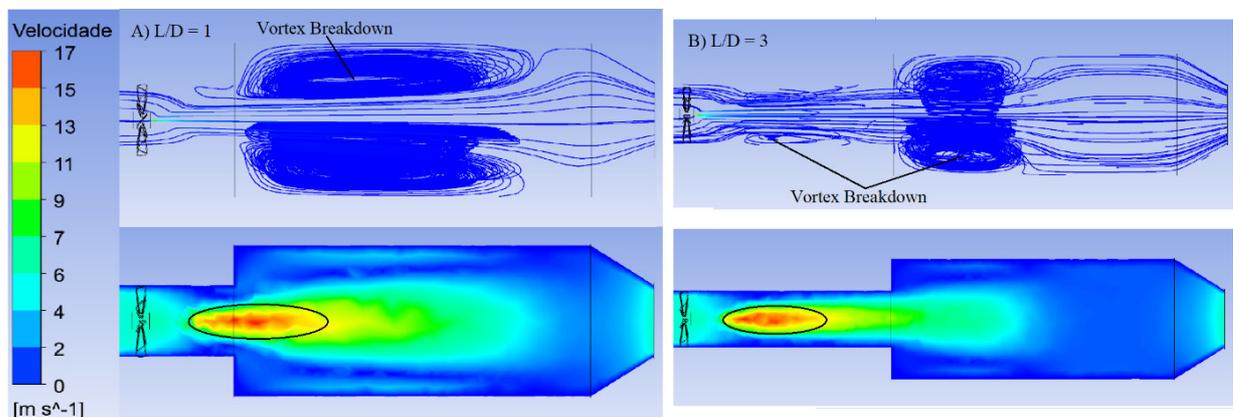
critério de parada para as iterações consiste no erro de resíduo RMS inferior a 1×10^{-4} ou 300 iterações.

3 RESULTADOS

Nessa seção são apresentados os resultados obtidos bem como a descrição e discussão dos mesmos. Simulações foram realizadas com o objetivo de analisar, numericamente, a influência dos parâmetros operacionais, mais notadamente o número de *swirl*, em uma geometria de câmara de combustão para turbinas a gás, com vistas em uma melhor compressão das estruturas de recirculação formadas (campo de escoamento) e influência no surgimento de instabilidades de combustão. A análise tem como ponto de partida a utilização de resultados já obtidos experimentalmente por Almeida (2007) e Almeida (2011). As configurações para simulação listadas na Tabela 2.1 foram escolhidas com base na Figura 2.2. A primeira e a última representam as configurações nas quais se observou a menor e a maior amplitude de oscilação, respectivamente, durante execução de experimentos por Almeida (2007). As demais são de caráter comparativo, cuja função é demonstrar a influência de cada adimensional no padrão de escoamento.

Inicialmente comparou-se a influência da razão L/D sobre o campo de escoamento, mantendo-se um número de *swirl* próximo de 1,06 (correspondendo à inclinação das pás *swirler* em 50°) e $Re_{comb} = 50000$.

Figura 3.1 – Influência da razão L/D no escoamento.

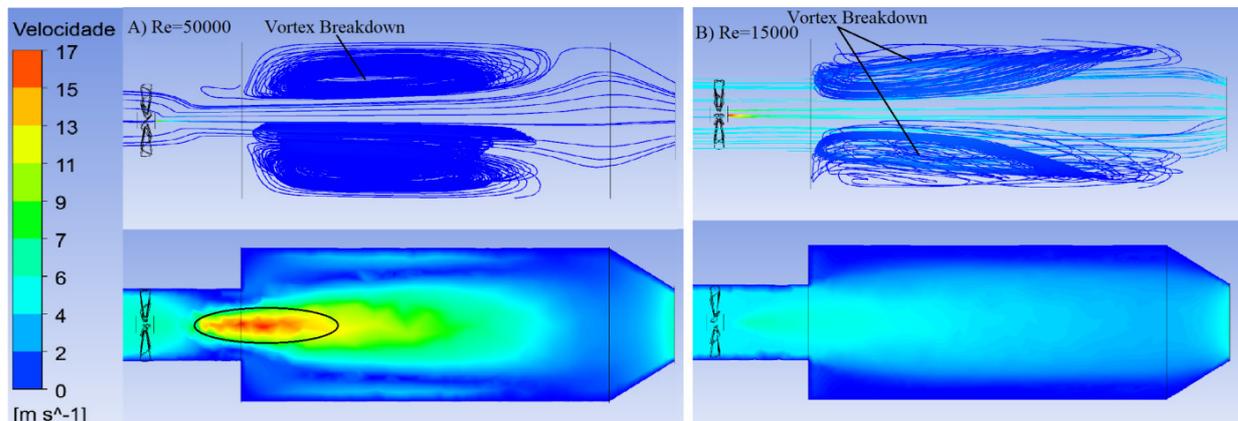


A Figura 3.1 mostra a presença de uma alta velocidade através de uma zona vermelha que se encontra na saída da câmara primária e entrada da câmara secundária (Figura 3.1A) e no interior da câmara primária (Figura 3.1B), ou seja, é facilmente perceptível que não há mudança significativa na velocidade máxima do campo de escoamento mesmo aumentando L/D de 1 para 3, porém percebe-se que há uma redução da velocidade local na câmara secundária. Isto ocorre devido ao acréscimo de comprimento que a mistura de ar primário e secundário deve percorrer. Além disso, a Figura 3.1B ilustra a presença de um *vortex breakdown* no interior

da zona primária. Esta presença torna-se problemática em aplicação envolvendo combustão pois induz, segundo Benim e Syed (2015), a presença de *flashback* (propagação em sentido contrário da chama), já que esta quebra de vórtice arrasta a chama em direção ao bico injetor.

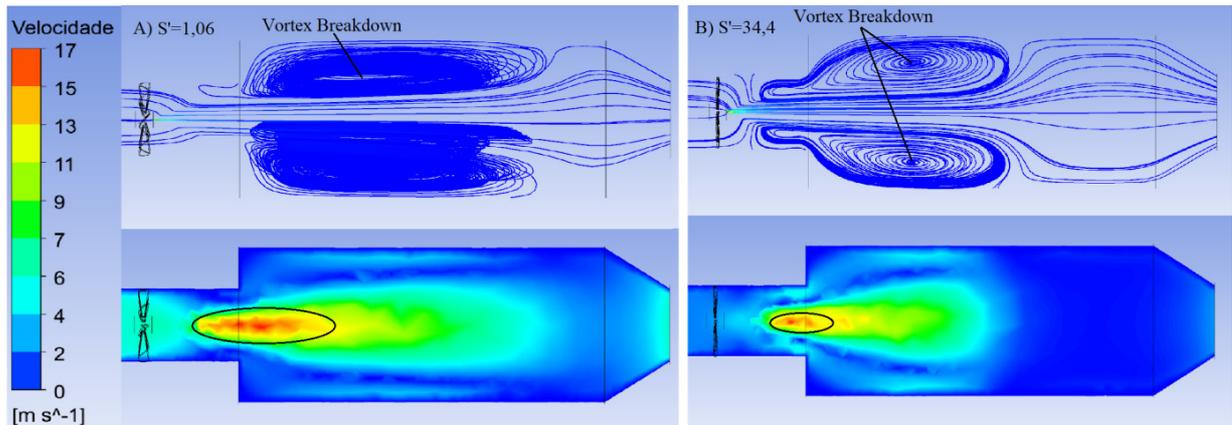
A Figura 3.2 mostra a influência da alteração do número de Reynolds sobre a estrutura de recirculação formada na região secundária através da mudança de $Re = 50000$ (Figura 3.2A) para $Re = 15000$ (Figura 3.2B). Nesta situação, manteve-se a razão $L/D = 1$ e o número de *swirl* em torno de $S' = 1,06$. A mudança no campo de escoamento é facilmente identificada pela redução significativa do campo de velocidade em todo o modelo através do desaparecimento da zona vermelha. Percebeu-se que esta redução no número de Reynolds permitiu com que a zona de recirculação se estendesse em direção a saída da câmara secundária, de modo que houvesse uma maior área de contato e interação entre o ar proveniente da câmara primária e o ar do jato de ar secundário. Desta forma, evidenciou-se que um alto número de Reynolds deformou e reduziu o tamanho da zona de recirculação devido ao gradiente de velocidade entre o ar de admissão da câmara primária e o ar expelido pelo bico injetor de combustível.

Figura 3.2 – Influência do número de Reynolds no escoamento.



A influência do número de *Swirl* sobre as zonas de recirculação é exibida na Figura 3.3. Para tanto, varia-se o número de *swirl* de $S' = 1,06$ (Figura 3.3) para $S' = 34,4$ (Figura 3.3) mantendo constante a razão $L/D = 1$ e $Re = 50000$.

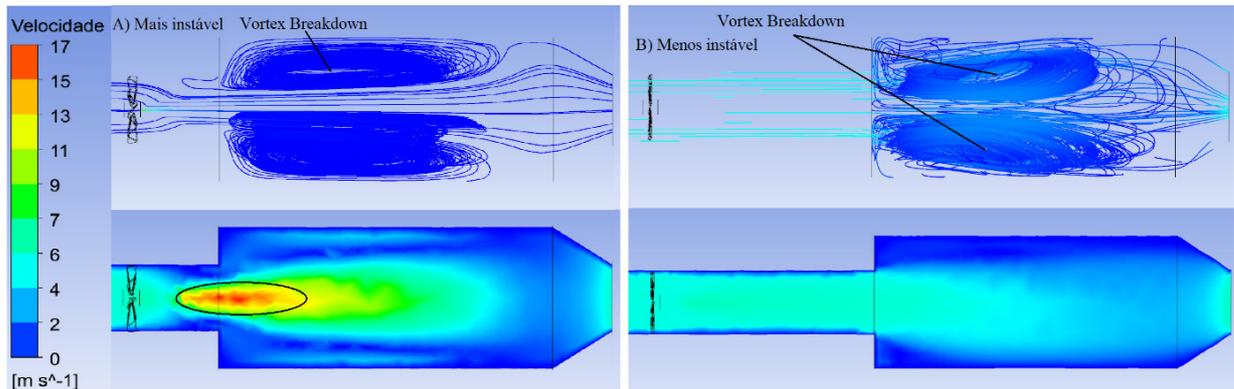
Figura 3.3 – Influência do número de *swirl* no escoamento.



Notou-se que o aumento do número de *swirl* por intermédio do aumento do ângulo das pás do *swirler*, causa uma diminuição da região de alta velocidade na saída da câmara primária resultando em uma considerável diminuição do campo de velocidade no interior da câmara secundária (redução da zona verde e ciano), além de gerar as zonas de recirculação altamente definidas e simétricas. Tal fenômeno coincidiu com os resultados de Gupta et al. (1984), no tocante à diminuição da velocidade axial em detrimento do aumento da velocidade tangencial do escoamento devido ao aumento do ângulo entre as pás do *swirler*. Sendo assim, a mistura com maior velocidade tangencial apresentou uma maior força centrífuga e, por sua vez, uma maior aderência na parede do combustor, que ao sair da zona primária e sofrer expansão ao entrar na zona secundária provocou um aumento no tamanho da zona de recirculação devido ao maior gradiente de pressão entre o centro geométrico da câmara de combustão e o ar circulando a parede do combustor.

A Figura 3.4 apresenta uma comparação entre o comportamento das estruturas de recirculação para aquelas condições de operação que apresentaram maior ($Re = 50000$, $L/D = 1$ e $S' = 1,06$) e menor ($Re = 15000$, $L/D = 3$ e $S' = 33,5$) amplitude de oscilação durante ensaios realizados por Almeida (2007). Nessa condição, o escoamento não apresentou zonas de alta velocidade, as estruturas de recirculação localizaram-se apenas na câmara secundária, e se caracterizaram pelo formato alongado, amplo e com maior intensidade, de modo a envolver praticamente toda a região da câmara secundária.

Figura 3.4 – Comparação entre a configuração com maior (a) e menor (b) amplitudes de pressão.



Almeida (2007) relatou que o aumento do ângulo de pás do *swirler* de $S' = 50^\circ$ para $S' = 80^\circ$ atenuou as oscilações devido ao aumento do nível de homogeneização dos reagentes de combustão. Do ponto de vista da simulação, esse aumento do nível de homogeneização é confirmado com o resultado da Figura 3.3 onde se verifica um aumento no tamanho e na qualidade da zona de recirculação presente na câmara secundária e diminuição da velocidade de escoamento na saída da câmara primária, o que por sua vez, contribui para uma maior estabilidade para a ancoragem da chama durante a combustão. Além disso, Almeida (2007) atribuiu as grandes amplitudes de pressão ao alto número de Reynolds do jato de combustível (neste caso corrente secundária de ar), portanto alta velocidade na câmara secundária. Quando $Re = 50000$ foi utilizado, as amplitudes de oscilação alcançaram um valor de 13 mBar conforme observado na Figura 2.2. A alta velocidade na entrada da câmara secundária tende a destruir a estrutura de recirculação formada nesta região. Isto pode ser confirmado pelo padrão de recirculação mais definido e alongado na direção de saída do combustor desenvolvido na Figura 3.2B quando comparado a Figura 3.2A.

Em relação às câmaras (Figura 3.1), notou-se que a configuração com razão $L/D = 3$ conduziu a formação de uma zona de recirculação bem definida, alongada e uniforme. Tal comportamento não ocorre de forma clara na configuração $L/D = 1$, pois entende-se que não houve uma distância suficiente a ser percorrida (maior comprimento de câmara primária) para possibilitar a diminuição de intensidade do vórtice gerado pelo *swirler* bem como a intensidade deste vórtice não é suficiente para formar uma *CTRZ* bem definida.

Com relação a Figura 3.4, Almeida (2007) verificou que a condição de operação com $L/D = 3$ apresentou uma maior estabilidade (menor amplitude de pressão) quando comparado aos outros modelos. Nesta condição, há uma tendência de amortecimento das oscilações. Porém, apesar de aumentar L/D de 1 para 3 e o número de *swirl* de 1,06 para 34,4, o número de Reynolds ainda se mostrou como um fator preponderante de geração de instabilidade, pois $Re = 50000$ apresentou amplitude de pressão próximo a 13 mBar enquanto que para $Re = 15000$

obtém-se amplitudes inferiores a 5 *mBar*. Tal influência pode ser vista na Figura 3.2 através da ausência da zona vermelha.

Por fim, notou-se tanto na simulação numérica, quanto pelos dados experimentais de Almeida (2007), que um alto Número de Reynolds do bico injetor poderia destruir ou impedir a formação de uma zona de recirculação devido a alta velocidade. Além disso, constatou-se que não necessariamente qualquer número de *swirl* imediatamente acima de 0,6 tem capacidade de gerar fluxos turbulentos o suficiente para produzir zonas de recirculação estáveis e bem definidas.

Adicionalmente, em se tratando de combustão, o *flashback* causado nas configurações com alto Reynolds e baixo *Swirl* pode causar o surgimento de instabilidade de combustão. Além disso, uma zona de recirculação mal formada ou mal localizada pode impedir a mistura entre os gases de combustão e a mistura a ser ignitada, levando assim a perda de eficiência e/ou geração de poluentes.

Além dos parâmetros já avaliados, Almeida (2011) sugeriu o incremento do diâmetro da câmara secundária para aumentar a atenuação de instabilidades, pois o maior diâmetro intensificou as zonas de recirculação de modo a favorecer maior homogeneidade da mistura, e conseqüentemente, uma menor oscilação na liberação de energia.

4 CONCLUSÃO

O presente trabalho analisou, numericamente, os resultados obtidos, experimentalmente, por Almeida (2007) em um modelo de combustor de escala laboratorial para aplicação de turbina a gás. Dos parâmetros considerados na simulação (S' , L/D , Re), notou-se que um alto S' (34,3) permitiu a formação de uma zona de recirculação maior e alongada quando comparado com um valor relativamente baixo para S' (1,06). Esta zona de recirculação, por sua vez, permitiu uma maior interação entre o ar primário e secundário, algo que em se tratando de combustão, possibilitaria uma melhor mistura entre os gases quentes de combustão com os reagentes (ar e combustível), facilitando a ignição e certa uniformidade de liberação de calor, contribuindo assim para a redução de instabilidades. Portanto, não necessariamente qualquer S' acima de 0,6 forma zonas de recirculação bem definidas, extensas e uniformes. Notou-se que a *CTRZ* surgiu independente do número de *swirl* do escoamento de forma que apenas *VB* e *PVC* apresentará mais visibilidade. Estas estruturas surgem devido ao fato de que a velocidade do fluxo secundário de ar arrasta o fluxo primário devido a viscosidade deste e ao gradiente de velocidade entre os fluxos. Sendo assim, quanto maior o Reynolds deste fluxo de ar (e, portanto, maior velocidade), mais distante a zona de recirculação estará do centro geométrico da câmara e menor será a uniformidade desta zona na câmara secundária. Portanto, mediante simulações realizadas, para obtenção de um campo de escoamento estável, as zonas de recirculação devem ser bem definidas e uniformes e o Re_{comb} utilizado deve ser baixo o suficiente de modo a evitar deformação ou destruição destas zonas, de modo que, em caso de combustão, permitam a atenuação de instabilidades. Uma maior razão L/D também favorece a preservação das zonas formadas.

Além disso, as análises dos resultados também mostrou que o aumento de L/D de 1 para 3 atuou como complemento na formação das zonas de recirculação, já que o papel deste consiste em diminuir a velocidade do fluido com o aumento do comprimento da câmara primária. Um alto número de Reynolds ($Re = 50000$) por sua vez destrói e deforma as zonas de recirculação, além de produzir altas velocidades de escoamento. As simulações apresentadas evidenciaram que conclusões sobre o surgimento de elevadas amplitudes de pressão em um campo de escoamento não foi uma tarefa fácil, pois existem distintos processos físicos complexos inerentes a tal fenômeno. Entretanto, foi possível verificar como os parâmetros aqui estudados influenciaram o surgimento das amplitudes de pressão. De maneira geral, recomenda-se a utilização de alto número de *swirl* ($S' = 34,4$), maior razão comprimento/diâmetro ($L/D = 3$) e baixo número de Reynolds ($Re = 15000$) para operar de forma estável e atenuar a presença de instabilidade.

REFERÊNCIAS

- ALMEIDA, D. S. de. **Detecção de Instabilidades Termoacústicas em Câmaras de Combustão do Tipo RQL para Aplicação em Turbinas a Gás.** 123 p. Dissertação (Mestrado) — Instituto Tecnológico da Aeronáutica, São José dos Campos - SP, 2007.
- ALMEIDA, D. S. de. **Análise de Instabilidades Termoacústicas e Emissões Poluentes em Câmaras de Combustão do Tipo Duplo-Estágio para Aplicação em Turbinas a Gás.** 193 p. Tese (Doutorado) — Instituto Tecnológico da Aeronáutica, São José dos Campos - SP, 2011.
- BENIM, A. C.; SYED, K. J. **Flashback Mechanisms in Lean Premixed Gas Turbine Combustion.** [S.l.]: Academic Press, 2015. v. 1.
- BREWSTER, B.; CANNON, S. M.; FARMER, J. R.; MENG, F. Modeling of lean premixed combustion in stationary gas turbines. **Progress in Energy and Combustion Science**, v. 25, n. 4, p. 353–385, 1999.
- COUTO, H. S.; MUNIZ, W. F.; NETTO, D. B. Geometrical parameters for flows across axial swirlers. In: . [S.l.]: 3rd Pacific International Symposium on Combustion and Energy Utilization, 1995. v. 1, p. 255–260.
- GALEAZZO, F. C. C. **Simulation of Turbulent Flows with and without Combustion with Emphasis on the Impact of Coherent Structures on the Turbulent Mixing.** [S.l.]: Karlsruhe Institut für Technologie, 2016. v. 260.
- GUPTA, A. K.; LILLEY, D. G.; SYRED, N. **Swirl Flows.** [S.l.]: Abacus Press, 1984. v. 1.
- HUANG, Y.; YANG, V. Dynamics and stability of lean-premixed swirl-stabilized combustion. **Progress in Energy and Combustion Science**, v. 35, n. 4, p. 293–364, 2009.
- INGENITO, A.; AGRESTA, A.; GAMMA, F.; ANDRIANI, R. Rql combustion as an effective strategy to nox reduction in gas turbine engines. In: . [S.l.]: ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition, Proceedings (IMECE), 2014. v. 1, p. 12.
- KHEIRKHAH, S.; CIRTWILL, J.; SAINI, P.; VENKATESAN, K.; STEINBERG, A. Dynamics and mechanisms of pressure, heat release rate, and fuel spray coupling during intermittent thermoacoustic oscillations in a model aeronautical combustor at elevated pressure. **Combustion and Flame**, v. 185, p. 319–334, 2017.
- LANG, W.; VORTMEYER, D. Cross-correlation of sound pressure and heat release rate for oscillating flames with several frequencies excited. **Combustion Science and Technology**, Taylor Francis, v. 54, n. 1-6, p. 399–406, 1987.
- LEFEBVRE, A. H.; BALLAL, D. R. **Gas Turbine Theory.** [S.l.]: Taylor Francis Group, 2010. v. 3.
- LEIBOVICH, S. The structure of vortex breakdown. **Annual Review of Fluid Mechanics**, v. 10, n. 1, p. 221–246, 1978.
- LIEUWEN, T. C. 1 static and dynamic combustion stability. In: . [S.l.: s.n.], 2006.

LIEUWEN, T. C.; YANG, V. **Combustion Instabilities In Gas Turbine Engines**: Operational experience, fundamental mechanisms, and modeling. 2005.

RICHARDS, G. A.; JANUS, M. C. Characterization of Oscillations During Premix Gas Turbine Combustion. **Journal of Engineering for Gas Turbines and Power**, v. 120, n. 2, p. 294–302, 1998.

SARAVANAMUTTOO, H. I. H.; ROGERS, G. F. C.; COHEN, H. **Gas Turbine Theory**. [S.I.]: Pearson Prentice Hall, 2008. v. 6.

SUNG, H.-G. Combustion dynamics in a model lean-premixed gas turbine with a swirl stabilized injector. **Journal of Mechanical Science and Technology - J MECH SCI TECHNOL**, v. 21, p. 495–504, 2007.

TORKZADEH, M.; BOLOURCHIFARD, F.; AMANI, E. An investigation of air-swirl design criteria for gas turbine combustors through a multi-objective cfd optimization. **Fuel**, v. 186, p. 734–749, 12 2016.