

TESE
47323



UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ

DISSERTAÇÃO DE MESTRADO

**“PROJETO PRELIMINAR DE UMA CÂMARA DE
COMBUSTÃO DE MICROTURBINA A GÁS OPERANDO COM
GÁS NATURAL E SUA MODIFICAÇÃO PARA GÁS DE BAIXO
PODER CALORÍFICO”**

Lourival Jorge Mendes Neto

Orientador: Prof. Dr. Marco Antônio Rosa do Nascimento

Co-orientador: Prof. Dr. Electo Eduardo Silva Lora

**Itajubá – MG
Julho – 2003.**

UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ



0047323

FAVOR NÃO DANIFIQUE ESTA ETIQUETA

DEDICATÓRIA

Dedico este trabalho aos meus
pais, irmãos e amigos.

*“Mesmo os melhores se enganam no uso
das palavras quando estas têm de significar o
que há de mais discreto,
de quase indizível”*

(Rainer Maria Rilke, Cartas a um jovem poeta)

БЛАГОДАРНОСТЬ

Выражаю мою глубочайшую благодарность:

Моим родителям, которые поддерживали меня во всех жизненно важных решениях. Моему брату Леандро и сестре Теодоре, которые научили меня никогда не ограничиваться только рамками выбранной инженерной профессии.

Моим друзьям, с которыми я так много смеялся и радовался даже в самые трудные моменты жизни. Густаво, Самюэлю, Карлиньосу, Пауло и Эрике, благодаря которым моя жизнь в Итажубе была очень даже приятной.

Моему преподавателю Маркосу Антонио за его неустанную заботу, за то, что щедро посвящал мне и моей работе свое время и внимание. Благодарен так же преподавателю Электо за доверие, дружбу и правильную ориентацию в моей работе.

Моим друхьям, Клаудио, Ванизе, Карине, Владимиру, Филиппу и Марсело, всем преподавателям, которые внесли свой огромный вклад в процесс моего профессионального становления. Месиасу, за то время, которое он потратил на подготовку чертежей.

Выражаю мою особую благодарность преподавателю Александру Парамонову, работающему в нашем университете как приглашенный Профессор. В течение четырех месяцев, что я провел рядом с этим великолепным педагогом и человеком, я имел возможность для своего интеллектуального роста, познания окружающего мира.

Моя чрезвычайная признательность Александру Парамонову за его дружбу и проявленное ко мне уважение, теплое человеческое отношение, а также терпение, которые он проявлял и ко мне и к другим студентам пока работал с нами.

Благодарю так же ANP (Национальное нефтяное агентство) за финансовую поддержку, без чего было бы невозможно осуществить эту работу.

RESUMO



Este trabalho tem por objetivo implementar uma metodologia de cálculo de uma câmara de combustão de uma microturbina, através de um programa computacional criado em ambiente *Delphi*.

Através desse *software*, é possível visualizar as influências dos principais parâmetros de projeto, de uma câmara, operando com combustível gasoso e elaborar um projeto, preliminar, do combustor para as condições impostas pelo usuário.

Dentre as potencialidades do *software* está também a análise das emissões de óxido de nitrogênio (NOx) do combustor em questão e a capacidade de modificação da câmara de combustão já existente, para operar com combustível diferente do combustível de projeto.

Primeiramente, é feita uma análise da microturbina operando com gás natural. Através dessa análise é dimensionada a câmara, para que a mesma opere, segundo as especificações do fabricante, sendo então possível calcular as geometrias da câmara de combustão.

Uma vez dimensionada a câmara, para gás natural, alterou-se o combustível para um gás de baixo poder calorífico, gás de gaseificação de biomassa. Para tanto, três análises foram simuladas, visando uma adequação da mudança do gás de projeto, gás natural, para um gás de poder calorífico diferente.

A primeira, mantendo-se a geometria e a quantidade de calor liberada pelo combustível, constante; a segunda, alterando-se a vazão em massa do combustível para a mesma geometria e finalmente alterando-se a geometria para a mesma quantidade de calor liberada.

Palavras chave: microturbinas a gás, câmara de combustão, projeto preliminar, combustão e modelagem.

ABSTRACT

This work has the purpose to implement a calculus methodology of a microturbine combustion chamber using a computational program developed in a Delphi environment.

Through this software developed, it is possible to visualize the influence of the main project parameters of a combustion chamber working with a gas fuel and prepare a preliminary project of a combustion chamber with the conditions set by the user.

Among the potentialities of the software, there is also the combustor NO_x emission analysis and the capacity for modifying the existing combustion chamber in order to work using a fuel different from the project fuel.

First of all, it is made an analysis of the microturbine working with natural gas, on this analysis, the size of the combustion chamber on which it works following the conditions set by the manufacturer, is calculated. Then, it is possible to calculate the geometry of the combustion chamber.

Once the size of the combustion chamber has been calculated for natural gas, the fuel has been changed to work with a low calorific gas, in this case, the gas from the gasification of the biomass. For that, three conditions have been settled in order to adjust the new gas in the combustion chamber.

In the first case, the geometry and the heat released by the fuel have been kept constant in the second case, there was an adjust of the fuel mass flow keeping the geometry constant and finally, an analysis changing the geometry keeping the heat released by the fuel constant.

Key words: micro gas turbines, combustion chamber, preliminary project, combustion and modeling.

NOMENCLATURA

SÍMBOLOS

B	Quantidade de Combustível Injetada em Cada Ponto da Câmara de Combustão	1
	<u>Quantidade de Combustível Injetado</u>	
C	Quantidade Total de Combustível Injetado	
	Velocidade	(m/s)
C_p	Calor Específico à Pressão Constante	$\left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg K}} \right)$
Coef	Coeficiente de Correlação Experimental da Temperatura	
d	Diâmetro	(m)
F	Área	(m^2)
G	Vazão	$\left(\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right)$ ou $\left(\frac{\text{m}^3}{\text{s}} \right)$
g	Aceleração da Gravidade	$9,81 \left(\frac{\text{m}}{\text{s}^2} \right)$
HSCV	Densidade Térmica Volumétrica da Câmara	$\left(\frac{\text{kJ}}{\text{m}^3 \text{ h Pa}} \right)$
h	Profundidade do Jato ou Entalpia do Combustível	(m) ou $\left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg } ^\circ\text{C}} \right)$
ks	Coeficiente de Correlação Experimental da Profundidade do Jato	(-)
k_{Nox}	Máxima Conversão de Nitrogênio em NOx do Combustível	1
L	Comprimento	(m)
PCI	Poder Calorífico Inferior do Combustível	$\left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right)$
AC_T	Relação Ar/Combustível Estequiométrica	(-)
n	Número de Orifícios	(-)
N	Rotação	(RMP)
Nu	Número de Nusselt	(-)
p	Pressão	(Pa)
q	Quantidade de Calor Emitida do Combustível	$\left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right)$
Q	Quantidade de Calor Emitida	(kW)
R	Constante Universal dos Gases	$8.314 \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kmol K}} \right)$ ou $1.545 \left(\frac{\text{ft lbf}}{\text{lbmol } ^\circ\text{R}} \right)$ ou $1.986 \left(\frac{\text{Btu}}{\text{lbmol } ^\circ\text{R}} \right)$
Re	Número de Reynolds	(-)

S	Espaçamento dos Orifícios	(m)
T	Temperatura	(°C)
V	Volume	(m ³)
W ^{H2O}	Porcentagem de Água Presente na Composição do Combustível	(-)
Y _{max}	Profundidade Máxima do Jato	(m)
[]	Concentração Total	(ppm) @ 15% O ₂ ou ($\frac{g}{m^3}$)
[N ₂] _{max}	Máxima Concentração de Nitrogênio no Combustível	0,1 (%)

SÍMBOLOS EM LETRAS GREGAS

α	Quantidade de ar presente em relação à razão de ar/combustível estequiométrica ou Ângulo	(m) (°)
α_g	Coefficiente de transferência de calor do gás de combustão	($\frac{W}{m^2 K}$)
α_w	Coefficiente de transferência de calor na parede do combustor	($\frac{W}{m^2 K}$)
β	Constante de dissociação do combustível	1
γ	Coefficiente de Politrópica	(-)
δ	Espessura da parede	(m)
ΔP	Perda de pressão	(Pa)
ΔT_m	Diferença média de temperatura	(°C)
ε	Emissividade	(-)
ζ	Coefficiente de perda de pressão	(-)
η	Eficiência ou Rendimento	(-)
θ	Ângulo	(°)
λ	Condutividade térmica	($\frac{W}{m K}$)
μ	Viscosidade cinemática	($\frac{m^2}{s}$)
Π	Relação de pressão	(-)
ρ	Massa Específica	($\frac{kg}{m^3}$)
σ	Constante de Stefan-Boltzmann	20,5 ($\frac{kJ}{m^2 h K^4}$) ou 4,9 ($\frac{kcal}{m^2 h K^4}$)
τ	Tempo de reação química	(s)
τ_π	Tempo	(s)
φ	Ângulo entre as velocidades nos orifícios	(°)

SUBSCRITOS

ad	Adimensional
adb	Adiabática
amb	Meio Ambiente
ann	Anular
ar	Composição do Ar Atmosférico
atr	Atrito
BIO	Gás de Gaseificação da Biomassa
c	Carcaça
cc	Câmara de Combustão
ch	Chama
comb	Combustor
comp	Compressor
conv	Transferência de Calor por Convecção
corr	Corrigida
dif	Difusor
DZ	Zona de Diluição
e	Entrada
est	Estequiométrica
fn	Orifício de Injeção de Combustível no <i>Swirler</i>
fuel	Composição do Combustível
g	Valor do Gás
GN	Gás Natural
gas	Gases de Combustão
h	Orifício
i	Índice do Ponto ou Elemento da Malha
j	Valor do Jato
L	Local
NG	Gás Natural
nor	Normalizada
NO _x	Óxidos de Nitrogênio
O ₂	Concentração de Oxigênio
OD	Orifícios de Diluição
OP	Orifícios Primários
proj	Projeto
rad	Transferência de Calor por Radiação
ref	Referência
r	radial
s	Saída
SW	<i>Swirler</i> (Dispositivo Formador de Vortex)
t	Turbina
tc	Tubo de Chama
trc	Trocador de Calor da Microturbina
wallc	Parede do Combustor ou Tubo de Chama
ZI	Zona Intermediária
ZP	Zona Primária
Σ	Total

SOBRESCRITOS

'	Antes da Mistura ou Zona Primária
“	Após a Mistura ou Zona Intermediária
”	Zona de Diluição
Ar	Proveniente do Ar Atmosférico
c	Carcaça
comb	Combustão
D	Dissociação Química
fuel	Proveniente do Combustível
Hid	Hidráulica
resf	Resfriamento

ÍNDICE

DEDICATÓRIA.....	I
AGRADECIMENTOS	II
БЛАГОДАРНОСТЬ	III
RESUMO.....	IV
ABSTRACT	V
NOMENCLATURA.....	VI
ÍNDICE DE FIGURAS	XIV
ÍNDICE DE TABELAS	XVIII
CAPÍTULO 1 - INTRODUÇÃO.....	1
1. 1 - Objetivos.....	3
1. 2 - Revisão Bibliográfica	3
CAPÍTULO 2 – CÂMARA DE COMBUSTÃO DE TURBINA A GÁS	9
2. 1 - Histórico Sobre a Turbina a Gás.....	10
2. 2 - Introdução.....	10
2. 3 - Evolução da Câmara de Combustão.....	11
2. 4 - Componentes Da Câmara De Combustão	12
2. 4. 1 - Difusor.....	13
2. 4. 2 - Carcaça	13
2. 4. 3 - Zona Primária	13
2. 4. 4 - Zona Intermediária	14
2. 4. 5 - Zona De Diluição.....	14
2. 5 - Tipos De Câmaras De Combustão.....	15
2. 5. 1 - Classificação por Geometria:.....	15
Tubular:	15
Anular:.....	16
Tuboanular:.....	17
2. 5. 2 - Classificação pela Distribuição de Ar:	18
Combustor <i>Straight-Through</i>	18
Combustor de Fluxo Reverso	18
Combustor Regenerativo	19
Combustor de Simples Vortex.....	19

Combustor de Dois Estágios.....	19
Combustor de Geometria Variável.....	21
Combustor Completamente Pré-Misturado.....	21
Combustor Catalítico.....	22
2. 5. 3 - Classificação pela Injeção de Combustível:.....	22
Injeção de Combustível Líquido a Jusante.....	22
Injeção de Combustível do Tipo <i>Sliger</i>	22
Atomizador por Ar.....	23
Atomizador <i>Airblast</i>	23
Vaporizadores.....	24
Combustíveis Gasosos.....	25
Sistema Líquido-Gás.....	25
CAPÍTULO 3 – SIMULADORES.....	26
3. 1 - Introdução.....	27
3. 2 - Introdução ao <i>Thermoflex</i> ®.....	27
3. 3 - Princípios Básicos e Procedimentos Usados no Modo de Projeto do <i>Thermoflex</i> ®.....	27
3. 3. 1 - Fonte de Ar.....	28
3. 3. 2 - Fonte de Combustível.....	29
3. 3. 3 - Compressor.....	29
3. 3. 4 - Turbina de Expansão.....	31
3. 3. 5 - Trocador de Calor.....	33
3. 3. 6 - Câmara de Combustão.....	34
3. 4 - Elaboração do Modelo da Microturbina – <i>Thermoflex</i> ®.....	34
3. 5 - Introdução ao <i>GateCycle</i> ®.....	36
3. 5. 1 - Fonte de Ar.....	37
3. 5. 2 - Fonte de Combustível.....	37
3. 5. 3 - Compressor.....	37
3. 5. 4 - Turbina de Expansão.....	38
3. 5. 5 - Trocador de Calor.....	38
3. 5. 6 - Câmara de Combustão.....	39
3. 6 - Elaboração do Modelo da Microturbina – <i>GateCycle</i> ®.....	39
CAPÍTULO 4 – CÁLCULO DA CÂMARA DE COMBUSTÃO.....	43

4.1 -	Introdução.....	44
4.2 -	Cálculo das propriedades dos gases.....	44
4.3 -	Metodologia de Cálculo Aerodinâmico.....	47
4.3.1 -	Determinação das Áreas das Secções Principais.....	50
4.3.2 -	Determinação da Distribuição de Ar pelo Escoamento e das Perdas de Carga sendo Conhecidas as suas Dimensões Geométricas.....	50
4.3.3 -	Aplicação da Metodologia nos Elementos.....	50
	Elemento (1) – Difusor.....	51
	Elemento (2) – Contração.....	52
	Elemento (3) – Ar Saindo da Seção Anular para o Combustor.....	53
	Elemento (4) – Orifício Primário.....	54
	Elemento (5) – Orifício de Diluição.....	55
	Elemento (6) – Swirler.....	55
	Elemento (7) – Vazão de Ar Entrando no Combustor Proveniente dos Orifícios Primários.....	55
	Elemento (8) - Ar Entrando no Combustor Proveniente dos Orifícios de Diluição.....	56
4.3.4 -	Cálculo da Profundidade do Jato dos Orifícios Primários e de Diluição.....	57
4.3.5 -	Cálculo das Perdas de Pressão.....	58
4.4 -	Transferência de Calor.....	61
4.5 -	Estimativa da Emissão de NOx.....	65
4.5.1 -	NO Térmico.....	65
4.5.2 -	NO <i>Prompt</i>	66
4.5.3 -	NO do Combustível.....	66
CAPÍTULO 5 – PROGRAMA DE CÁLCULO DA CÂMARA DE COMBUSTÃO.....		68
5.1 -	Introdução.....	69
5.2 -	Funcionamento do Programa.....	69
5.3 -	Análise da Câmara de Combustão.....	74
5.4 -	Influência dos Parâmetros de Projeto.....	76
CAPÍTULO 6 – ANÁLISE DOS RESULTADOS OBTIDOS COM O PROGRAMA.....		78
6.1 -	Introdução.....	79
6.2 -	Validação do Programa.....	79
6.3 -	Análise da Câmara de Combustão de uma Microturbina Operando com Gás Natural.....	80

6. 4 -	Análise da Câmara de Combustão Operando com Gás de Gaseificação de Biomassa.....	82
6. 4. 1 -	Geometria e Quantidade de Calor Fixos.....	83
6. 4. 2 -	Geometria Fixa e Quantidade de Calor Definida pela Vazão em Massa de Combustível.....	84
6. 4. 3 -	Quantidade de Calor Fixa e Geometria Variada para Atingir os Mesmos Parâmetros da Turbina com Gás Natural.....	85
6. 5 -	Análise da Influência dos Parâmetros nas Características da Câmara de Combustão	86
CAPÍTULO 7 – CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES		91
7. 1 -	Conclusões.....	92
7. 2 -	Limitações do Programa.....	94
7. 3 -	Melhoramentos Futuros do Programa	95
APÊNDICE A – VALORES RECOMENDADOS DE PROJETO E GEOMETRIA DA CÂMARA DE COMBUSTÃO		96
APÊNDICE B – RELATÓRIO DO PROGRAMA PARA GÁS NATURAL, MICROTURBINA CAPSTONE.....		100
APÊNDICE C – RELATÓRIO DO PROGRAMA PARA GÁS DE GASEIFICAÇÃO DE BIOMASSA, GEOMETRIA E QUANTIDADE DE CALOR FIXOS.....		104
APÊNDICE D – RELATÓRIO DO PROGRAMA PARA GÁS DE GASEIFICAÇÃO DE BIOMASSA, GEOMETRIA FIXA E QUANTIDADE DE CALOR DEFINIDA PELA VAZÃO EM MASSA DE COMBUSTÍVEL.....		108
APÊNDICE E – RELATÓRIO DO PROGRAMA PARA GÁS DE GASEIFICAÇÃO DE BIOMASSA, QUANTIDADE DE CALOR FIXA E GEOMETRIA VARIADA.		112
ANEXO 1 – GRÁFICOS DE COEFICIENTES DE PERDA DE CARGA E PROPRIEDADES TERMODINÂMICAS.....		116
ANEXO 2 – EXEMPLO DE RELATÓRIO EMITIDO PELO PROGRAMA.....		124
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS		128

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 2.1: Estágios da evolução de um combustor de uma turbina a gás convencional a) estágio mais simples, b) uso de um difusor para redução da velocidade c) sustentação da chama por um fluxo reverso d) introdução do tubo de chama para manter a razão de equivalência dentro dos limites de queima.....	12
Figura 2.2: Esquema básico de uma câmara de combustão da turbina a gás.....	13
Figura 2.3: Exemplo de uma câmara de combustão multi-tubular da Rolls Royce do tipo Straight through, fonte: Rolls-Royce limited.	16
Figura 2.4: Exemplo de uma câmara de combustão anular da Rolls Royce do tipo Straight through, fonte: Rolls Royce limited	17
Figura 2.5: Esquema dos tipos de combustores de uma câmara de combustão (a) tubular, (b) multitubular, (c) tubuanular e (d) anular.	18
Figura 2.6: Combustor anular de fluxo reverso, fonte: (LEFEBVRE, 1983).	19
Figura 2.7: Influência da temperatura da zona primária na emissão de CO e NO _x (Fonte: Lefebvre, 1983).	20
Figura 2.8: Combustor radial de dois estágios, (Fonte: LEFEBVRE, 1983).....	21
Figura 2.9: Esquema simples de um sistema de combustão catalítica, (Fonte: CARRORI, <i>et al</i> , 2002).....	22
Figura 2.10: Esquema de uma injeção de combustível do tipo <i>Sliger</i> , fonte: (LEFEBVRE, 1983).....	23
Figura 2.11: Atomizador por ar de mistura interna, (Fonte: LEFEBVRE, 1983).....	23
Figura 2.12: Atomizador <i>airblast</i> , (Fonte: LEFEBVRE, 1983).....	24
Figura 3.1 – Estágios de Modelagem utilizando o <i>Thermoflex</i> ®.....	28
Figura 3.2 – Relação de pressão adimensional do compressor centrífugo apresentado por CAMPANARI 2000 e utilizado por VENTURINI (2001).....	29
Figura 3.3 – Eficiência isentrópica do compressor centrífugo apresentado por CAMPANARI 2000 e utilizado por VENTURINI (2001).....	30
Figura 3.4 – Vazão adimensional da turbina radial apresentada por CAMPANARI 2000 e utilizada por VENTURINI (2001).....	31
Figura 3.5 – Eficiência isentrópica da turbina radial apresentada por CAMPANARI 2000 e utilizada por VENTURINI (2001).....	32
Figura 3.6 – Esquema da microturbina montada no <i>Thermoflex</i> ®.	34

Figura 3.7 – Esquema final da microturbina.	35
Figura 3.8 – Esquema da microturbina operando com gás de biomassa.....	36
Figura 3.9 – Esquema da microturbina a ser modelada no <i>GateCycle</i> ®.....	39
Figura 3.10 – Esquema final da microturbina.	39
Figura 3.11 – Esquema da microturbina operando com gás de gaseificação de biomassa.	40
Figura 4.1 – Regiões de composição dos gases, Azul: Ar Proveniente do Compressor, Vermelho: Gases de Combustão.....	45
Figura 4.2 – Esquema aerodinâmico de diferentes tipos de câmara de combustão, fonte: PCHOLKIN (1973)	48
Figura 4.3 – Esquema do difusor utilizado nos cálculos	51
Figura 4.4 – Esquema de interpolação utilizado nos cálculos das tabelas para valores intermediários	52
Figura 4.5 – Esquema de cálculo para a geometria equivalente de contração.	53
Figura 4.6 – Esquema dos fluxos de ar e de gases de combustão no anular e no tubo de chama	54
Figura 4.7 – Configuração dos orifícios. (Fonte: IDELCHIK, 1960)	54
Figura 4.8 – Esquema do <i>swirler</i>	55
Figura 4.9 – Esquema de velocidades, fonte: PCHOLKIN (1973).	55
Figura 4.10 – Esquema de velocidades nos orifícios e relação do espaçamento dos mesmos, fonte: NAREJNI; SUDAREV (1973).....	57
Figura 4.11 – Gráfico de relação entre o coeficiente de correlação experimental e a razão do espaçamento e o diâmetro do orifício, fonte: NAREJNI; SUDAREV (1973).....	58
Figura 4.12 – Malha de cálculo das pressões.	59
Figura 4.13 – Malha para o cálculo das vazões.....	59
Figura 4.14 – Esquema de transferência de calor em uma câmara de combustão, PCHOLKIN (1973).....	61
Figura 5.1 – Tela inicial do programa.	70
Figura 5.2 – Fluxograma do <i>software</i> , parte 1.....	71
Figura 5.3 – Fluxograma do <i>software</i> , parte 2.....	72
Figura 5.4 – Tela de resultados e desenho da geometria da câmara.....	74
Figura 5.5 – Tela de apresentação dos campos de temperatura e pressão e emissões de NOx...75	
Figura 5.6 – Tela de análise de influência dos parâmetros da câmara de combustão.	76
Figura 6.1 – Valores de velocidade e vazão em massa na câmara de combustão operando com gás natural.....	82

Figura 6.2 – Valores de velocidade e vazão em massa na câmara de combustão operando com gás de gaseificação de biomassa.....	84
Figura 6.3 – Valores de velocidade e vazão em massa na câmara de combustão operando com 0,0224 kg/s de gás de gaseificação de biomassa.	85
Figura 6.4 – Valores de velocidade e vazão em massa na câmara de combustão de geometria modificada para gás de gaseificação de biomassa.....	86
Figura 6.5 – Análise da influência do número de orifícios primários: (a) análise da perda de pressão (%), (b) análise da emissão de NOx (ppm @15% O ₂).	87
Figura 6.6 – Análise da influência da área total dos orifícios primários: (a) análise da perda de pressão (%), (b) análise da emissão de NOx (ppm @ 15% O ₂).	87
Figura 6.7 – Análise da influência do número de orifícios de diluição: (a) análise da perda de pressão (%), (b) análise da emissão de NOx (ppm @ 15% O ₂).	88
Figura 6.8 – Análise da influência da área total dos orifícios de diluição: (a) análise da perda de pressão (%), (b) análise da emissão de NOx (ppm @ 15% O ₂).	88
Figura 6.9 – Análise dos efeitos na profundidade relativa dos jatos dos orifícios primários: (a) número de orifícios primários, (b) diâmetro dos orifícios primários.	89
Figura 6.10 – Análise dos efeitos na profundidade relativa dos jatos dos orifícios de diluição: (a) número de orifícios de diluição, (b) diâmetro dos orifícios de diluição.	89
Figura A1 – Faixa de valores recomendados para o cálculo da câmara de combustão, fonte: LEFEBVRE (1983) e PCHOLKIN (1973).....	97
Figura A2 – Desenho esquemático da câmara de combustão para gás natural, medidas em cm e graus.....	98
Figura A3 – Desenho esquemático da câmara de combustão para gás de gaseificação de biomassa com geometria variada e quantidade de calor fixa, medidas em cm e graus....	99
Figura A1 – Gráfico do Coeficiente de Perda de Pressão no Swirler, fonte: (NAREJNI; SUDAREV, 1973).....	117
Figura A2 - Gráfico comparativo de análise dos coeficientes de perda de pressão para o difusor em função da relação de área para diferentes autores, ângulo de 10°.	118
Figura A3 - Gráfico comparativo de análise dos coeficientes de perda de pressão para o difusor em função da relação de área para diferentes autores, ângulo de 20°.	118
Figura A4 - Gráfico comparativo de análise dos coeficientes de perda de pressão para o difusor em função da relação de área para diferentes autores, ângulo de 30°.	119
Figura A5 - Gráfico comparativo de análise dos coeficientes de perda de pressão para o difusor em função da relação de área para diferentes autores, ângulo de 40°.	119

Figura A6 - Gráfico comparativo de análise dos coeficientes de perda de pressão para o difusor em função da relação de área para diferentes autores, ângulo de 50°	120
Figura A7 - Gráfico comparativo de análise dos coeficientes de perda de pressão para o difusor em função da relação de área para diferentes autores, ângulo de 60°	120
Figura A8 – Gráfico do coeficiente de perda de carga para a contração considerando um ângulo de abertura de 180° em função da relação da área de entrada e saída, finto MOCHAN (1977).....	121
Figura A9 – Coeficiente de perda de pressão para o Swirler, fonte: LEFEBVRE, 1983.....	122
Figura A10 – Influência da pressão no cálculo da viscosidade cinemática do ar	123
Figura A11 – Influência da pressão no cálculo da densidade do ar	123

ÍNDICE DE TABELAS

Tabela 1.1 Características de diferentes gases KANITKAR <i>et al</i> (1993)	6
Tabela 1.2- Recomendações de projeto dos principais parâmetros da câmara de combustão (LEFEBVRE, 1983 e PCHOLKIN, 1973)	7
Tabela 3.1 – Parâmetros utilizados na fonte de ar	28
Tabela 3.2 – Composição do gás natural utilizado na fonte combustível, fonte: GASPETRO ..	29
Tabela 3.3 – Parâmetros utilizados no projeto do compressor	31
Tabela 3.4 – Parâmetros utilizados no projeto da turbina.	33
Tabela 3.5 – Parâmetros utilizados no projeto do trocador de calor.	33
Tabela 3.6 – Parâmetros utilizados no projeto da câmara de combustão.	34
Tabela 3.7 – Composição do gás de biomassa utilizado como combustível, fonte: Enden <i>et al.</i>	36
Tabela 3.8 – Principais parâmetros da modelagem da microturbina.	40
Tabela 3.9 – Principais valores calculados na modelagem da microturbina, compressor.	41
Tabela 3.10 – Principais valores calculados na modelagem da microturbina, trocador de calor.	41
Tabela 3.12 – Principais valores calculados na modelagem da microturbina, câmara de combustão.	41
Tabela 3.13 – Principais valores calculados na modelagem da microturbina, turbina.	42
Tabela 4.1 – Tabela com os valores do coeficiente de perda de pressão para o difusor, fonte: IDELCHIK (1960).	51
Tabela 4.2 – Tabela com os valores do coeficiente de perda de pressão para a contração.	52
Tabela 6.1 – Características de câmaras de combustão, fonte: PCHOLKIN (1973).	79
Tabela 6.2 – Resultados obtidos com o programa para o cálculo da câmara de combustão apresentada por PCHOLKIN (1973) e as faixas recomendadas.	80
Tabela 6.3 – Características da câmara de combustão da microturbina CAPSTONE.	81
Tabela 6.4 – Resultados obtidos com o programa para o caso da microturbina da CAPSTONE	81
Tabela 6.5 – Composição do gás de biomassa utilizado para cálculo da câmara de combustão, fonte: Enden <i>et al.</i>	82
Tabela 6.6 – Resultados obtidos com o programa para o caso do uso do gás de biomassa, vazão de 0,0224 kg/s.	84

Com o incentivo à produção independente de energia elétrica aliada à crise energética vivenciada por muitos países, entre eles o Brasil, o uso de tecnologias que promovam a geração distribuída deve aumentar, dentre as tecnologias se encontra a microturbina a gás.

A microturbina a gás operando em ciclo simples ou com trocador de calor, para recuperar a energia liberada na exaustão, não é muito atrativa para a geração distribuída em consequência de sua baixa eficiência. Porém o uso desta tecnologia deverá ser através de sistemas de cogeração e sistemas híbridos acoplados a microturbina.

A geração distribuída é qualquer tecnologia de conversão de energia em pequena escala próximo ao local de consumo, podendo ser conectado ou não na rede de distribuição. As tecnologias de geração distribuída incluem pequenas turbinas a gás (incluindo microturbinas), motores de combustão interna, painéis fotovoltaicos, células combustíveis, motores Stirling, conversão solar de energia e conversão energética de biomassa.

As tecnologias de geração distribuídas são ambientalmente amigáveis, desde uma emissão de poluentes nula, caso das células fotovoltaicas, quando no caso de baixa emissão, microturbinas a gás, por exemplo, operando com gás natural. Porém pelo fato de ser uma filosofia inovadora, a geração distribuída, assim como qualquer nova tendência, apresenta um desempenho técnico ou viabilidade econômica não favorável, mas com a produção em massa destes equipamentos deverá melhorar e aumentar o desempenho técnico e a viabilidade econômica.

Dentre as várias opções de geração de energia elétrica a microturbina aliada com o incentivo do uso do gás natural e de combustíveis renováveis pode constituir uma solução promissora para a atual crise energética, pois a emissão de NOx quando operando com gás natural é muito baixa e apresenta um estado de desenvolvimento já em nível comercial.

Com o aumento na demanda de energia e as novas políticas ambientais, os fornecedores de energia devem levar em consideração o impacto da queima de combustíveis no meio ambiente. Em geral a combustão de hidrocarbonetos gera dióxido de carbono, o qual está modificando o clima com o efeito estufa. A emissão de metano, óxidos de nitrogênio e hidrocarbonetos também provocam o efeito estufa. Estas considerações levam a uma substituição do óleo pelo gás natural, porém esta mudança reduz somente as emissões de dióxido de carbono por kW.

Energia proveniente de fontes renováveis deverá ser uma parte importante da fonte de energia na Europa nos próximos 10 anos. Além disso, a biomassa tem características atrativas como fonte de energia, podendo ser recuperada de subprodutos, ou produzida para a geração de energia. Os compostos da biomassa possuem muito menos enxofre do que o carvão ou óleo e se

produzida e usada de forma renovada, a biomassa poderá ter uma contribuição quase nula de dióxido de carbono para a atmosfera.

A microturbina é composta basicamente de um compressor, um trocador de calor, uma câmara de combustão e uma turbina de expansão. Na câmara de combustão ocorre a queima do combustível juntamente com o oxidante, no caso o ar atmosférico, promovendo assim a elevação da temperatura do fluido que passa através da mesma. A expansão deste fluido na turbina faz com que a microturbina seja capaz de mover um eixo que está conectado ao gerador de energia, dessa maneira, a geração está diretamente associada à temperatura de queima atingida na câmara de combustão.

O uso do gás de baixo poder calorífico como fonte de combustível em uma microturbina a gás implica em uma série de modificações na estrutura da microturbina para que a mesma opere dentro dos parâmetros de projeto. Dentre as modificações necessárias estão a alteração no compressor da microturbina e alteração da geometria da câmara de combustão para que a mesma se adapte ao combustível de poder calorífico diferente do de projeto.

1.1 - Objetivos

Este trabalho tem como finalidade desenvolver e implementar computacionalmente uma metodologia de cálculo preliminar do projeto da câmara de combustão em microturbinas a gás, visando sua operação para gás natural, e posterior modificação quando operando com gás de baixo poder calorífico.

Com esta metodologia pretende-se estudar os principais parâmetros que influenciam no projeto térmico e aerodinâmico da câmara de combustão, bem como a influência na emissão de NO_x, e obter os parâmetros térmicos e geométricos da modificação da microturbina do laboratório de turbinas a gás e gaseificação da UNIFEI para utilizar o gás de gaseificação da biomassa.

1.2 - Revisão Bibliográfica

A câmara de combustão pode ser definida como um equipamento que tem por objetivo aumentar a temperatura do fluxo de ar que chega do compressor pela adição e combustão de combustível e entregá-lo a turbina, LEFEBVRE (1983).

Sistemas de combustão seca para baixas emissões podem ser classificados como DLN ou DLE (Dry Low NO_x ou Dry Low Emissions respectivamente), estes sistemas de combustão operam com queima pobre e em regime pré-misturado no qual o ar é pré-misturado com combustíveis gasosos para evitar a formação de zonas de altas temperaturas nas quais grande s níveis de NO_x poderiam ser formados, ENERGY NEXUS GROUP (2002).



Atualmente existem vários estudos em câmaras de combustão para desenvolver queimas com menores emissões de poluentes, dentre eles o NO_x e CO. TAYLOR *et al* (2000), apresentaram os estudos e aplicações de um combustor DLE na turbina Typhoon da ABB para queima de gás natural e /ou óleo destilado. Este combustor consiste em um projeto de queima de gás pré-misturado, utilizando um queimador piloto. Este tipo de combustor apresenta uma emissão de poluentes (NO_x e CO) menores do que 25 ppm @ 15% de O₂. Este mesmo estudo foi elaborado para a turbina Cyclone de 13,4 MW da ABB Alstom Power, ALKABIE *et al* (2000) que também por sua vez atingiu valores de 12 a 15 ppm @ 15% O₂ operando a carga completa para gás natural.

Um outro tipo de combustor, apresentado como DLN, é utilizado pela turbina MS7001FA da GE. Este tipo de combustor tem como principal idéia diminuir o pico de temperatura que é proporcionado na câmara de combustão, diminuindo assim a formação de NO_x térmicos provenientes do mecanismos de Zeldovich, VANDERVORT (2000).

Atualmente várias universidades estão estudando sistemas de combustão em turbinas a gás. No Brasil, a Universidade Federal de Itajubá possui três microturbinas em seu laboratório, sendo duas operando com gás natural e uma com óleo diesel. Além disso, a Universidade de Brasília também está desenvolvendo um protótipo de uma câmara de combustão operando com vários combustíveis ALVES (2002).

RABOU e JANSEN (2001) realizaram uma análise de sistemas operando com turbinas a gás nas quais a câmara de combustão foi alterada para operar com gás de baixo poder calorífico. Vários sistemas foram utilizados tendo como fonte de energia a biomassa.

PALMER *et al* (1994), realizaram uma simulação, com o *software GateCycle*[®], de uma turbina da GE para operar com gás de baixo poder calorífico, que apresentou bons resultados quando operando com gás natural e com gás pobre, porém a principal desvantagem foi o desempenho do modelo quando operando fora de projeto, porém os erros foram gerados devido a falta de precisão no mapa do compressor e a necessidade de um algoritmo mais sofisticado para o cálculo da eficiência da turbina quando operando fora de projeto.

PURVIS *et al* (1998) apresenta um resumo de novas tecnologias que dão ênfase à geração de energia de baixa potência, 20 MWe, operando com gás de gaseificação de biomassa. Neste trabalho são apresentadas algumas empresas que estão alterando as turbinas a gás para operar com gás de biomassa, dentre elas a *Typhoon* foi modificada para operar com gás de 5 MJ/scm, a Westinghouse está planejando alterar a turbina 215B12 para também operar com gás de baixo poder calorífico, da mesma forma a *Spartan* também está sendo estudada para que opere neste sentido.

Um dos maiores desafios é o projeto do sistema de injeção de combustível em um combustor que opere com gás de gaseificação, e o principal desafio são as válvulas que devem operar com alta pressão e temperatura enquanto controlam o fluxo de combustível para manter constante a velocidade do eixo, PURVIS *et al* (1998).

A turbina *Spartan*, 225 kW, é a menor turbina dentre as apresentadas no trabalho de PURVIS *et al* (1998) e devido à sua baixa potência a sua câmara de combustão deve ser modificada, sendo assim a CRATECH, no Texas está construindo uma turbina com novos parâmetros para operar com gás de gaseificação de biomassa. O parâmetro considerado como principal é a perda de pressão na câmara de combustão da turbina.

DUWIG (2000) apresentou um trabalho no qual utiliza-se uma câmara de combustão, cujo combustível de projeto é o óleo diesel, operando com gás de gaseificação de biomassa. Nesse trabalho, foi elaborada uma análise por sistemas computacionais que realizam a simulação de reações químicas e de fluxo no interior da câmara, além de uma validação experimental, porém não é apresentada uma metodologia de cálculo de câmara de combustão.

DUWING (2000) manteve o volume da câmara de combustão constante para que a mesma pudesse ser recolocada na turbina, da mesma forma manteve os pontos de injeção de Diesel como uma forma de retornar a forma original do combustor. Para a injeção do gás de gaseificação novos pontos de injeção foram criados de tal forma a criar uma configuração na qual ocorresse uma boa mistura entre os diferentes gases.

Tal simulação demonstrou que a emissão de CO é suscetível ao modelo de turbulência utilizado e que tal modelo apresentou uma análise simplificada da cinética e uma pequena divergência entre os resultados experimentais e o calculado pelo modelo. Porém a emissão de NO não apresentou variação significativa com o modelo de turbulência utilizado. Apesar da discrepância dos resultados experimentais e do modelo, a precisão dos resultados não é significativa para um combustor industrial, DUWING (2000).

ADOUANE *et al* (2002) realizaram uma análise do combustor de uma turbina da Alstom operando com gás de baixo poder calorífico, criou um modelo de operação utilizando o programa *Fluent*®, aplicando modelos químicos, de chama e de escoamento, assim como uma análise da emissão de NOx seguida de uma validação do modelo.

Através deste experimento, ADOUANE *et al* (2002) puderam concluir que o combustor é capaz de operar com combustível de baixo poder calorífico, a eficiência da combustão se mantém acima de 99% e que da mesma maneira o principal poluente ainda é o NOx. Com relação à validação do modelo, tiveram algumas limitações devido à ausência de

medições de velocidade em alguns pontos e o fato de que somente em um plano radial foi possível obter o perfil de concentração e temperatura.

As diferenças entre o gás natural e o gás de baixo poder calorífico, no caso gás de gaseificação de biomassa, podem ser ilustradas na tabela 1.1:

Tabela 1.1 Características de diferentes gases KANITKAR *et al* (1993)

Características	PCI, kJ/kg	AC _T	C _{ch} (cm/s) pobre
Gás Natural	47.855,0	16,33	2,5
Gás de Gaseificação de Biomassa	5.623,0	1,41	10,3

Considerando as diferentes características apresentadas na tabela 1.1 é possível verificar a diferença de projeto para gases de diferentes poderes caloríficos. Por exemplo, a mudança do gás natural para gás de gaseificação de biomassa requer que o combustor possa operar com uma vazão em massa maior, além de ser necessário modificar o sistema de ancoragem da chama, pois esta apresenta velocidade maior com gases de baixos poderes caloríficos.

Para que seja possível operar a turbina a gás com um gás diferente do de projeto é necessário fazer algumas alterações na sua estrutura, dependendo do tipo de combustível utilizado como combustível de projeto. Dentre as alterações devem ser modificados o compressor, câmara de combustão e o sistema de injeção de combustível.

NEILSON (1998) apresenta algumas modificações feitas na turbina LM2500 para que a mesma possa operar com gases de baixo poder calorífico. Esta turbina foi escolhida devido ao longo tempo de experiência em operação e devido ao fato de que as modificações a serem feitas são modestas.

Dentre as modificações estão: um *Swirler* maior para que seja possível admitir o bico injetor de gás de gaseificação de biomassa, um injetor de duplo combustível para que a turbina possa partir com gás natural e o gás de gaseificação possa ser introduzido de forma gradativa e mangueira de combustível para o gás natural diferente da mangueira de gás de gaseificação de biomassa.

Os tubos de combustível para a turbina são muito grandes para serem colocados como parte da turbina a gás e devem ser montados separadamente com suportes em uma base separada da turbina, necessitando de flanges robustos conectando os sistemas de combustível com a turbina e de circuitos de controle das válvulas de distribuição de combustível, NEILSON (1998).

Atualmente não existe bibliografia disponível que apresente uma metodologia de cálculo da câmara de combustão de turbinas a gás. LEFEBVRE (1983) apresenta os principais

elementos de uma câmara de combustão e dentre eles apenas as tendências e descrição são apresentadas. Da mesma maneira MELLOR (1990) apresenta os principais fundamentos, especificações de combustível, injetores e uma pequena descrição do procedimento de projeto de uma câmara de combustão.

LEFEBVRE (1983) e PCHOLKIN (1973) apresentam algumas recomendações de velocidades e vazão de ar em alguns pontos da câmara de combustão de turbinas a gás. Estas recomendações, apresentadas na tabela 1.2, foram utilizadas durante o projeto da câmara de combustão em todos os casos apresentados neste trabalho.

Tabela 1.2- Recomendações de projeto dos principais parâmetros da câmara de combustão, LEFEBVRE (1983) e PCHOLKIN (1973)

Parâmetro	Unidade	Faixa de Valores	Parâmetro	Unidade	Faixa de Valores
HSCV	$\text{kJ}/(\text{m}^3 \text{ h Pa})$	126 – 712	W_{comp}	(m/s)	≤ 100
α_{ZP}	(-)	0,2 – 0,5	W_{ann}	(m/s)	30 – 60
α_{ZD}	(-)	1,1 – 3,0	W_{SW}	(m/s)	12 – 17 ou 20 – 25
α_{Σ}	(-)	4,5 – 7,0	W_s	(m/s)	5 – 12
L_{OP}/d_{comb}	(-)	0,3 – 0,4	d_{OP}	(mm)	15 – 30
L_{OD}/d_{comb}	(-)	1,8 – 2,5	n_{OP}	(-)	6 – 20
$(L/d)_{\text{comb}}$	(-)	3,0 – 4,0	$(h/d)_{OP}$	(-)	0,4 – 0,8
θ_{dif}	(°)	14 – 24	$(h/d)_{OD}$	(-)	0,9 – 1,0
T_{comb}	(°C)	600 – 950	δ_{comb}	(mm)	1,5 – 3,0

RIZK e MONGIA (1986) elaboraram um trabalho no qual é descrita uma metodologia de projeto de um combustor, porém não demonstram as equações envolvidas e utilizam cálculos numéricos realizados com o auxílio de simuladores de fluxo e transferência de calor. Utilizam também poucas equações de relação experimentais, também apresentadas por LEFEBVRE (1983).

Uma metodologia de cálculo é apresentada por PCHOLKIN (1973), esta metodologia mostra os principais elementos da câmara de combustão e um método de cálculo do mesmo.

GURGEL (2000) realizou uma análise da queima em uma câmara de combustão através de ferramentas de CFD (Dinâmica de Fluido Computacional), sendo esta o *CHEMKIN*



III[®], com o uso deste *software* foi analisado a influência do comprimento dos orifícios primários, secundários e de diluição, analisando através de modelos de reatores que com um mecanismo detalhado das reações químicas foi possível averiguar estas características construtivas da câmara de combustão.

Existem trabalhos atuais no sentido de modelagem da câmara de combustão por métodos numéricos de simulação de reações químicas, turbulência e combustão, CELIK *et al* (1996) fez alguns estudos para desenvolver um modelo matemático aplicado a uma câmara de combustão já existente, a mesma idéia BREWSTER *et al* (1999) apresenta em seu trabalho uma revisão de vários modelos matemáticos, químicos e de escoamento turbulento além de uma aplicação do modelo PDF em uma câmara de combustão já existente.

Este trabalho mostra quais são os principais parâmetros envolvidos na modificação da câmara de combustão, implementa computacionalmente a metodologia de cálculo e apresenta resultados para a microturbina a gás do laboratório, abrindo espaço para uma análise mais detalhada do projeto e sua possível fabricação no Brasil, além de abrir espaço para o aprofundamento de estudos nesta área.

No capítulo 2 são apresentados os tipos de câmaras de combustão e suas definições e descrições de funcionamento bem como a classificação das câmaras de combustão.

No capítulo 3 é feita uma análise do ciclo de uma microturbina a gás em um simulador na qual será possível adquirir os dados necessários para o projeto preliminar da câmara.

No capítulo 4, é apresentada a metodologia de cálculo do projeto preliminar.

No capítulo 5, trata da análise e da validação do sistema computacional desenvolvido baseado na metodologia apresentada.

No capítulo 6, o será apresentada a influência de alguns parâmetros no cálculo e nas características da câmara.

Finalmente no capítulo 7 a conclusão do trabalho e recomendações de uso e aplicação do sistema computacional desenvolvido será apresentada.

2.1 – História da Câmara e Turbina a Gás

A turbina a gás é um tipo de motor de combustão interna que opera com um ciclo de trabalho semelhante ao produzido no motor de pistão, a qual também pode ser denominada como o motor de John Barber em 1791, o qual utilizava um compressor, turbocompressor e uma câmara de combustão. Os primeiros desenvolvimentos ocorreram significativas, considerando inicialmente um tipo específico de ciclo e qual atuava em duas etapas de compressão para impulsionar a turbina. Embora inicialmente um projeto bastante simples de desenvolvimento de máquinas de baixa potência em uma escala de potência moderada, a turbina a gás evoluiu para máquinas de alta potência em uma escala de potência moderada a alta (BORGAN et al (1986)).

CAPÍTULO 2 – CÂMARA DE COMBUSTÃO DE TURBINA A GÁS

A turbina a gás é um tipo de motor de combustão interna que opera com um ciclo de trabalho semelhante ao produzido no motor de pistão, a qual também pode ser denominada como o motor de John Barber em 1791, o qual utilizava um compressor, turbocompressor e uma câmara de combustão. Os primeiros desenvolvimentos ocorreram significativas, considerando inicialmente um tipo específico de ciclo e qual atuava em duas etapas de compressão para impulsionar a turbina. Embora inicialmente um projeto bastante simples de desenvolvimento de máquinas de baixa potência em uma escala de potência moderada, a turbina a gás evoluiu para máquinas de alta potência em uma escala de potência moderada a alta (BORGAN et al (1986)).

A turbina a gás é um tipo de motor de combustão interna que opera com um ciclo de trabalho semelhante ao produzido no motor de pistão, a qual também pode ser denominada como o motor de John Barber em 1791, o qual utilizava um compressor, turbocompressor e uma câmara de combustão. Os primeiros desenvolvimentos ocorreram significativas, considerando inicialmente um tipo específico de ciclo e qual atuava em duas etapas de compressão para impulsionar a turbina. Embora inicialmente um projeto bastante simples de desenvolvimento de máquinas de baixa potência em uma escala de potência moderada, a turbina a gás evoluiu para máquinas de alta potência em uma escala de potência moderada a alta (BORGAN et al (1986)).

A turbina a gás é um tipo de motor de combustão interna que opera com um ciclo de trabalho semelhante ao produzido no motor de pistão, a qual também pode ser denominada como o motor de John Barber em 1791, o qual utilizava um compressor, turbocompressor e uma câmara de combustão. Os primeiros desenvolvimentos ocorreram significativas, considerando inicialmente um tipo específico de ciclo e qual atuava em duas etapas de compressão para impulsionar a turbina. Embora inicialmente um projeto bastante simples de desenvolvimento de máquinas de baixa potência em uma escala de potência moderada, a turbina a gás evoluiu para máquinas de alta potência em uma escala de potência moderada a alta (BORGAN et al (1986)).

A turbina a gás é um tipo de motor de combustão interna que opera com um ciclo de trabalho semelhante ao produzido no motor de pistão, a qual também pode ser denominada como o motor de John Barber em 1791, o qual utilizava um compressor, turbocompressor e uma câmara de combustão. Os primeiros desenvolvimentos ocorreram significativas, considerando inicialmente um tipo específico de ciclo e qual atuava em duas etapas de compressão para impulsionar a turbina. Embora inicialmente um projeto bastante simples de desenvolvimento de máquinas de baixa potência em uma escala de potência moderada, a turbina a gás evoluiu para máquinas de alta potência em uma escala de potência moderada a alta (BORGAN et al (1986)).

2.2 – Introdução

A turbina a gás é um tipo de motor de combustão interna que opera com um ciclo de trabalho semelhante ao produzido no motor de pistão, a qual também pode ser denominada como o motor de John Barber em 1791, o qual utilizava um compressor, turbocompressor e uma câmara de combustão. Os primeiros desenvolvimentos ocorreram significativas, considerando inicialmente um tipo específico de ciclo e qual atuava em duas etapas de compressão para impulsionar a turbina. Embora inicialmente um projeto bastante simples de desenvolvimento de máquinas de baixa potência em uma escala de potência moderada, a turbina a gás evoluiu para máquinas de alta potência em uma escala de potência moderada a alta (BORGAN et al (1986)).

A turbina a gás é um tipo de motor de combustão interna que opera com um ciclo de trabalho semelhante ao produzido no motor de pistão, a qual também pode ser denominada como o motor de John Barber em 1791, o qual utilizava um compressor, turbocompressor e uma câmara de combustão. Os primeiros desenvolvimentos ocorreram significativas, considerando inicialmente um tipo específico de ciclo e qual atuava em duas etapas de compressão para impulsionar a turbina. Embora inicialmente um projeto bastante simples de desenvolvimento de máquinas de baixa potência em uma escala de potência moderada, a turbina a gás evoluiu para máquinas de alta potência em uma escala de potência moderada a alta (BORGAN et al (1986)).

2.1 - Histórico Sobre a Turbina a Gás

Embora o uso de gases de exaustão ou vapor para mover uma roda date de tempos remotos, o precursor da turbina a gás moderna pode ser considerado como a patente de John Barber em 1791, o qual utilizou um compressor, um combustor e uma turbina de impulsão. Os primeiros combustores empregavam explosivos, combustão intermitente em um espaço fechado, o qual causava um fluxo através de um bico para impulsionar a turbina. Embora ineficiente este projeto continuou devido ao desenvolvimento de máquinas de fluxo contínuo ter sido atrasado por um conhecimento insuficiente da aerodinâmica, BORMAN *et al* (1998).

A primeira turbina a gás a trabalhar com um combustor de pressão constante foi a de Aegidius Elling da Noruega em 1903 com uma potência de 11 hp trabalhando com um compressor centrífugo de seis estágios e uma turbina axial de impulsão cuja temperatura de entrada era de 400°C. Em 1939 a eficiência da turbina tinha chegado a 21% utilizando um compressor e turbina de fluxo axial regenerativo. A primeira turbina a gás para a geração de energia nos Estados Unidos foi instalada em 1949.

O uso da turbina a gás nos aviões data da patente de Frank Whittle em 1930, Inglaterra. Os problemas técnicos foram: fazer um combustor de uma intensidade de combustão 20 vezes mais do que a turbina a gás estacionária da época, melhorar a eficiência do compressor e da turbina, e superar deficiências mecânicas que impediam a melhora da turbina.

Em 1939 um avião Heinkel com um motor de von Ohain's voou por cerca de 7 minutos. Dois anos mais tarde, em Maio de 1941, um avião Gloster com 385 kg junto com um motor W1 de Whittle voou por cerca de 17 minutos.

No final da segunda guerra em 1945 tanto os aviões ingleses/americanos quanto os jatos alemães conseguiram ter um melhor desempenho do que os aviões a pistão; entretanto os motores não eram duráveis o suficiente. A primeira turbina a gás para fins aeronáuticos começou a funcionar em 1953, BORMAN *et al* (1998).

2.2 - Introdução

Este capítulo se destina a descrever os principais componentes da câmara de combustão, a evolução da câmara, bem como os tipos de câmaras e classificação.

Entre os estágios de compressão e expansão da turbina a gás há um estágio no qual o fluido de trabalho (no caso o ar) é aquecido a uma pressão constante. Este aquecimento é necessário para que seja possível atingir uma temperatura alta o suficiente tal que promova uma expansão e gere trabalho de eixo suficiente para mover o compressor e o equipamento acoplado à turbina. Este aquecimento é realizado pela injeção do ar, proveniente do compressor, e

combustão de um combustível até que a temperatura atinja o limite prático possível, normalmente dado pela temperatura limite dos componentes, especialmente da turbina ou pela formação de poluentes.

A câmara de combustão de uma turbina a gás tem por objetivo aumentar a temperatura do fluxo de ar que chega do compressor pela adição e combustão de combustível, LEFEBVRE (1983). Para tanto o combustor deve satisfazer várias necessidades, dentre elas:

- Deve ser capaz de garantir a ignição em várias condições;
- Operar de forma estável em várias condições;
- Providenciar a queima completa minimizando a formação e emissão de poluentes;
- Promover a mistura dos gases de queima para evitar danos na turbina devido ao gradiente de temperatura dos gases de exaustão;
- Obter um perfil de temperatura uniforme na saída da câmara de combustão;
- Baixa perda de carga;
- O menor tamanho, peso, custo possível e vida útil aceitável.

2.3 - Evolução da Câmara de Combustão

O projeto de um combustor prático deve ser regido pelos requisitos descritos anteriormente. Para tanto se começa considerando a câmara de combustão mais simples possível, figura 2.1.

Na câmara de combustão da figura 2.1a o combustível é pulverizado no centro de um duto paralelo. A velocidade do fluxo é igual à velocidade de saída do compressor, cerca de 150 – 200 m/s. A maior desvantagem deste sistema é a grande perda de carga.

A adição de um difusor na entrada proporciona uma redução na velocidade e conseqüentemente da perda de carga, podendo atingir 1%, porém a velocidade na região de queima ainda é muito alta para uma combustão estável, figura 2.1b.

Introduzindo-se um disco plano, este proporciona uma região de fluxo reverso e de baixa velocidade de recirculação, ancorando, assim, a chama. Porém este sistema ainda é inaceitável, pois a câmara deverá operar com uma razão de ar – combustível de 60, na região de queima, para atingir a temperatura desejada, o que está bem fora dos limites de flamabilidade da chama para misturas de hidrocarbonetos e ar, figura 2.1c.

Para solucionar este problema admite-se apenas uma parte do ar na região de combustão primária, próxima ao injetor, prevalecendo uma razão ar – combustível de 15. A maior parte do ar é adicionado na zona de diluição e serve para abaixar a temperatura dos gases quentes, atingindo a temperatura aceitável na turbina, LEFEBVRE (1983).

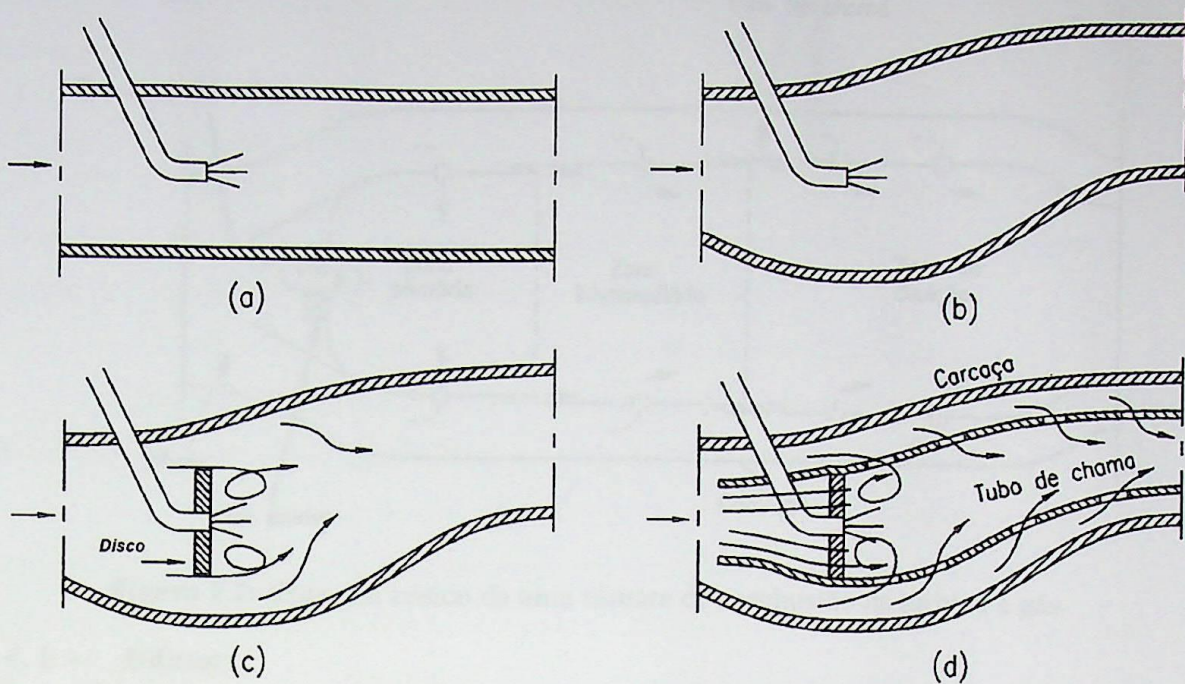


Figura 2.1: Estágios da evolução de um combustor de uma turbina a gás convencional a) estágio mais simples, b) uso de um difusor para redução da velocidade c) sustentação da chama por um fluxo reverso d) introdução do tubo de chama para manter a razão de equivalência dentro dos limites de queima.

Normalmente uma zona intermediária é incluída entre a primária e a de diluição. Uma pequena parte do ar de diluição é admitida para completar a combustão iniciada anteriormente e permitir a recombinação dos produtos da combustão.

2.4 - Componentes Da Câmara De Combustão

Uma câmara de combustão simples em uma turbina a gás é composta de um difusor, uma carcaça, bico injetor, um tubo de chama e um misturador de ar, *swirler*. Além disso, a câmara pode ser dividida em zona primária, zona intermediária e zona de diluição, como mostra a figura 2.2.

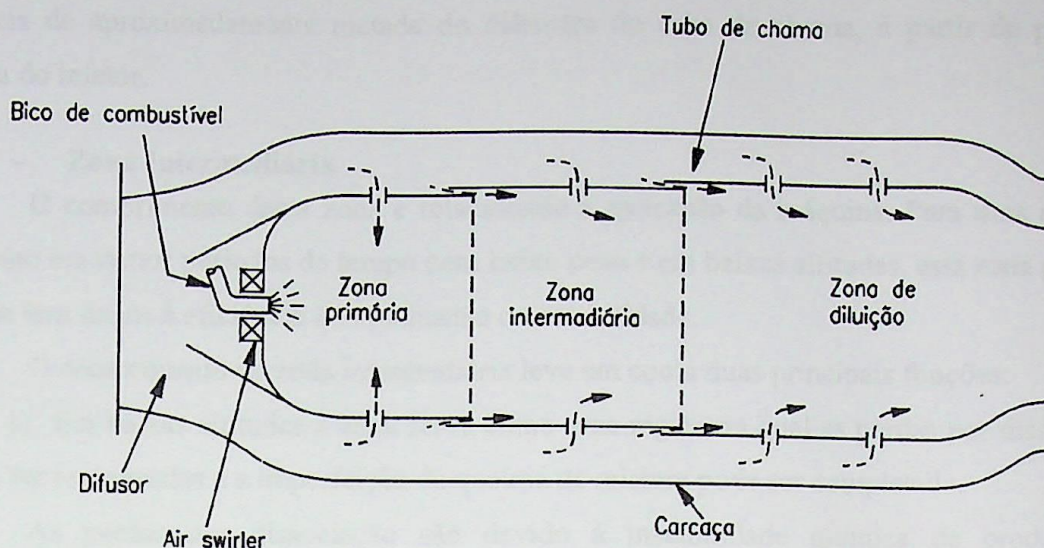
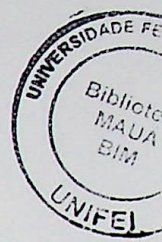


Figura 2.2: Esquema básico de uma câmara de combustão da turbina a gás.



2.4.1 - Difusor

É necessário para reduzir a velocidade do fluxo do compressor de aproximadamente 5 vezes. A variável controlável é o ângulo de divergência, ou no caso de um difusor anular de largura constante e o diâmetro médio variável, o ângulo equivalente.

Um difusor com um ângulo pequeno será longo e pesado, além de provocar grandes perdas por atrito, porém se for com um ângulo grande será curto e leve, mas provocará perdas devido aos vórtices, LEFEBVRE (1983).

2.4.2 - Carcaça

O diâmetro total da câmara de combustão é uma dimensão de considerável significância, pois a maioria das outras dimensões da câmara são relativas a esta. Há duas maneiras de se determinar o diâmetro da carcaça ou a área transversal para um determinado fluxo de ar. Um baseado nas necessidades de perda de carga e outro baseado nas necessidades da combustão, SAWYER (1985).

2.4.3 - Zona Primária

A zona primária é a região onde a maior parte do combustível é queimada. No sentido de se atingir a máxima taxa de calor liberado, a zona primária deve operar a uma razão de ar/combustível próxima da estequiométrica, ao redor de 15 para combustíveis de alto poder calorífico, COHEN (1987).

Se o tubo de chama foi corretamente escolhido, o jato de ar que entra na zona primária pelos orifícios de entrada irá penetrar a um ângulo inclinado atingindo o centro e então voltará para o injetor. Se esses furos são aproximadamente circulares, então devem se localizar a uma

distância de aproximadamente metade do diâmetro do tubo de chama, a partir do plano de entrada do injetor.

2.4.4 - Zona Intermediária

O comprimento desta zona é relacionado à aplicação da máquina. Para uma máquina que opere em curtos períodos de tempo com baixo peso e em baixas altitudes, esta zona pode ser omitida sem danos à eficiência da combustão ou estabilidade.

O comprimento da zona intermediária leva em conta duas principais funções:

1) Em baixas altitudes a zona serve como uma região na qual as perdas por dissociação podem ser recuperadas e a imperfeição da queima da mistura pode ser completada.

As perdas por dissociação são devido à instabilidade química de produtos da combustão, CO_2 e H_2O , a altas temperaturas, pois se dissociam em, por exemplo, $\text{CO}_2 \rightarrow \text{CO} + \text{O}$ se este gás quente passa diretamente à zona de diluição, então este pode ser “congelado” e o que é potencialmente um combustível, CO , ser eliminado para a atmosfera. Com a queda da temperatura, em uma zona intermediária, e com uma pequena quantidade de ar, a combustão do CO , por exemplo, pode ser completada.

2) Em altas altitudes a taxa de reação na zona primária é mais vagarosa devido a uma baixa concentração de ar e combustível e por isso esta zona serve como uma extensão da zona primária providenciando um aumento no tempo de residência a altas temperaturas, anteriormente ao resfriamento da zona de diluição.

O comprimento da zona é então um compromisso entre o aumento do comprimento da câmara e redução da eficiência de combustão. Um valor típico é de $5/8$ da largura do tubo de chama, mas em algumas máquinas de altas altitudes pode chegar a mesma medida da largura do tubo de chama. O comprimento é governado parcialmente pelo mínimo comprimento necessário para permitir a mistura do ar intermediário com o fluxo de gases e parcialmente pelo tempo mínimo de residência para completar a reação de combustão, LEFEBVRE (1983).

2.4.5 - Zona De Diluição

A função desta zona é diluir os gases de combustão com uma quantidade considerável de ar e providenciar uma saída dos mesmos com uma temperatura média uniforme adequada ao material das pás da turbina. A uniformidade do plano de temperatura na saída da câmara de combustão pode ser caracterizada em termos de um parâmetro conhecido como qualidade da temperatura transversal (TTQ – *Temperature Traverse Quality*) o qual evidencia a máxima temperatura medida na saída da câmara de combustão LEFEBVRE (1983).

2.5 - Tipos De Câmaras De Combustão

SAWYER (1985) define um combustor levando em consideração alguns aspectos principais de seu projeto, dentre eles:

- Classificação geométrica;
- Classificação pela distribuição do ar;
- Classificação pelo tipo de injeção de combustível.

2.5.1 - Classificação por Geometria:

Na classificação geométrica os tipos mais comuns são: tubular, anular e tuboanular.

Tubular:

A câmara de combustão do tipo tubular é formada de um tubo de chama cilíndrico concêntrico de uma carcaça cilíndrica. A maioria dos primeiros jatos possuía câmaras tubulares, normalmente variando de 7 a 16 câmaras por motor e mesmo hoje uma câmara tubular simples é utilizada em pequenas turbinas a gás de baixa potência. Entretanto para a grande maioria dos sistemas aeronáuticos os sistemas tubulares são grandes e pesados, LEFEBVRE (1983). Esta câmara de combustão pode ser exemplificada pela figura 2.3.

Vantagens:

- Facilidade de projeto e teste, pois a bancada de teste necessita de apenas $1/n$ do fluxo de massa da turbina, sendo n o nº de combustores;
- O spray do combustível é bem encaixado no swirler de ar e ao jato secundário. Em todos os pontos o combustível é pulverizado de dentro para fora pelo spray e de fora para dentro pelo jato secundário.

Desvantagens:

- Os dutos necessários entre o compressor e a câmara e entre a mesma e a turbina são complexos e pesados.

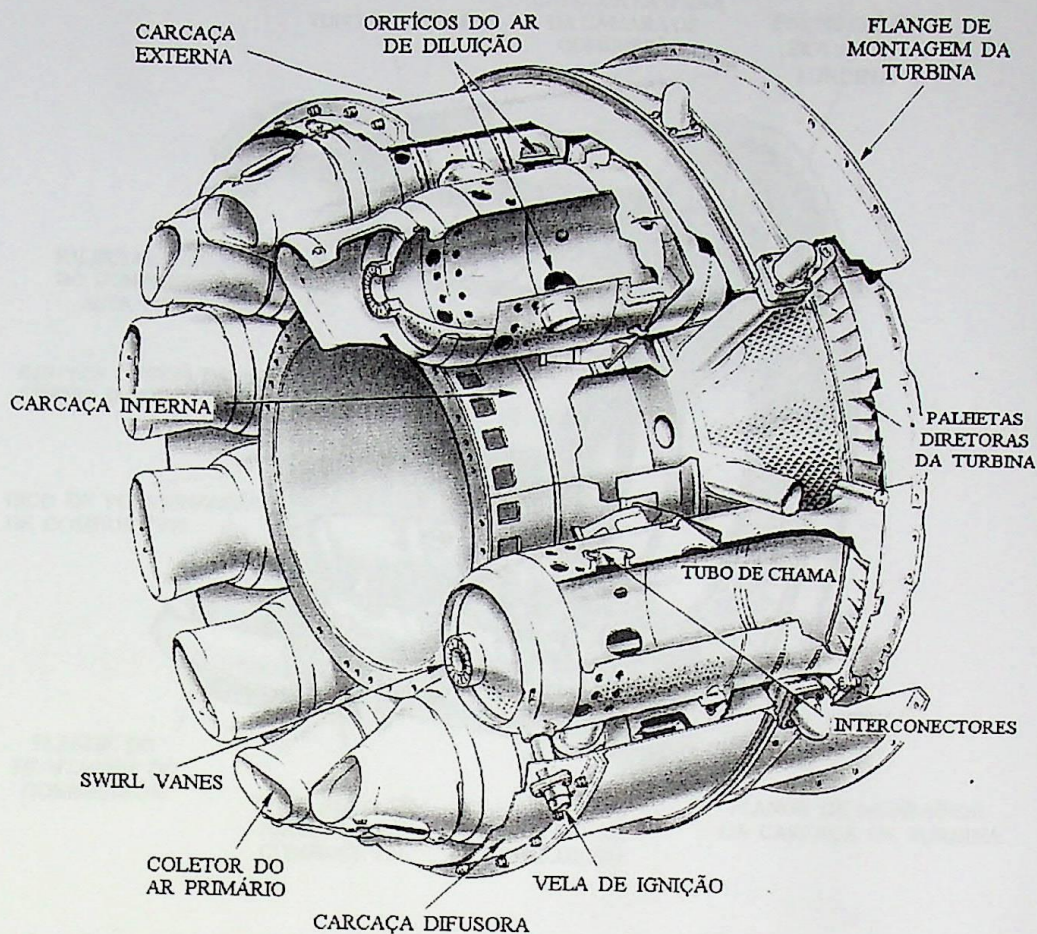


Figura 2.3: Exemplo de uma câmara de combustão multi-tubular da Rolls Royce do tipo Straight through, fonte: Rolls-Royce limited.

Anular:

Neste tipo de câmara o tubo de chama é colocado de modo concêntrico dentro da carcaça anular. É uma forma ideal de câmara de combustão resultando em um modelo compacto de baixa perda de pressão, LEFEBVRE (1983). Esta câmara de combustão pode ser exemplificada pela figura 2.4.

Vantagens:

- ❑ Boa aerodinâmica, baixa perda de carga e dutos mais leves;
- ❑ Mínimo tamanho, diâmetro e peso;
- ❑ Fácil “light round”.

Desvantagens:

- ❑ Difícil de projetar e testar, pois a bancada necessita do fluxo completo da máquina;
- ❑ Causa problemas mecânicos, devido ao empenamento do tubo externo de chama;
- ❑ Baixo alcance do combustível no jato secundário;
- ❑ Maior dificuldade de obter um perfil uniforme de temperatura do que o tubular.

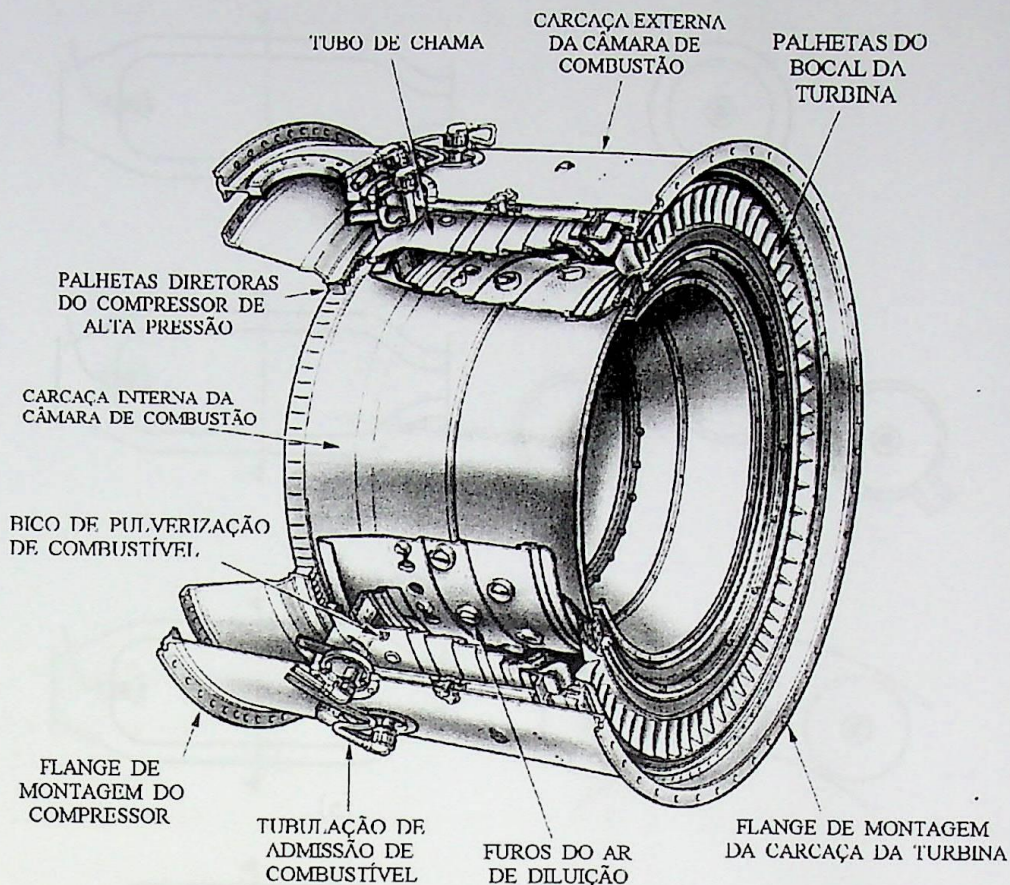


Figura 2.4: Exemplo de uma câmara de combustão anular da Rolls Royce do tipo Straight through, fonte: Rolls Royce limited

Tubeoanular:

Um terceiro tipo de câmara de combustão foi criado unindo as vantagens de um e de outro tipo e este possui maior aplicação atualmente. É conhecido como “cannular” ou tubeoanular e consiste de uma redoma do anular com um número de tubos de chama tubular.

Vantagens:

- Facilidade de projetar e testar, porém não é possível de simular o perfil de temperatura neste tipo de câmara de combustão;
- Bom alcance do combustível com o fluxo de ar;
- Pequeno diâmetro da máquina.

Desvantagens:

- Baixa aerodinâmica;
- Problemas de “light round”.

Um exemplo da distribuição de alguns tipos de câmaras de combustão ao longo da turbina a gás pode ser vista na figura 2.5.

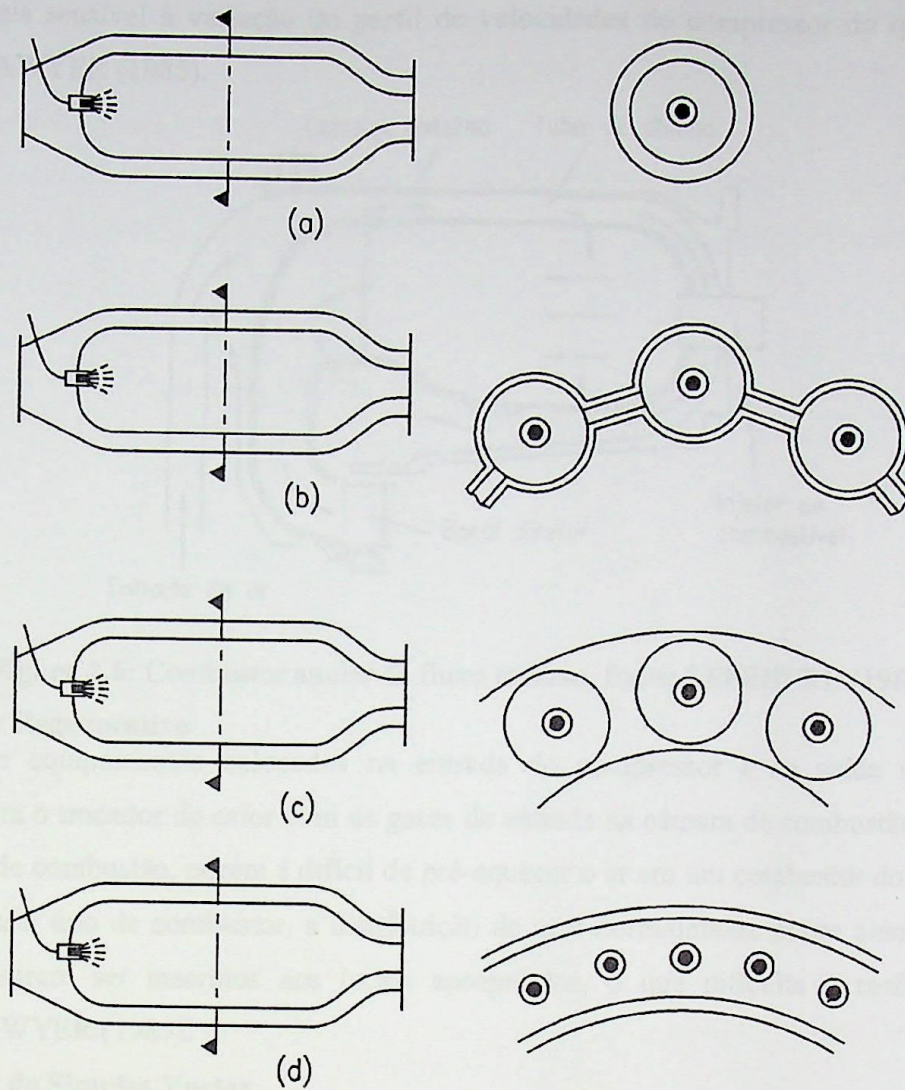


Figura 2.5: Esquema dos tipos de combustores de uma câmara de combustão (a) tubular, (b) multitubular, (c) tubuanular e (d) anular.

2.5.2 - Classificação pela Distribuição de Ar:

Na classificação pela distribuição de ar, os tipos são: *straight-through*, fluxo reverso, regenerativo, de simples vortex, de dois estágios, geometria variável, pré-misturado e catalítico.

Combustor *Straight-Through*

Estes podem ser considerados como combustores típicos nos quais o ar flui diretamente do compressor passando pelo combustor para a turbina. Sendo assim o ar flui em uma só direção a uma velocidade uniforme, o que minimiza problemas de distribuição de ar, SAWYER (1985).

Combustor de Fluxo Reverso-

A principal vantagem do combustor de fluxo reverso, figura 2.6, é que eles encurtam a distância do eixo entre o compressor e a turbina e podem ser colocados acima da turbina ou do compressor. Cuidados devem ser tomados para obter uma distribuição de ar uniforme além deste

tipo ser mais sensível à variação do perfil de velocidades do compressor do que o *straight-through*, SAWYER (1985).

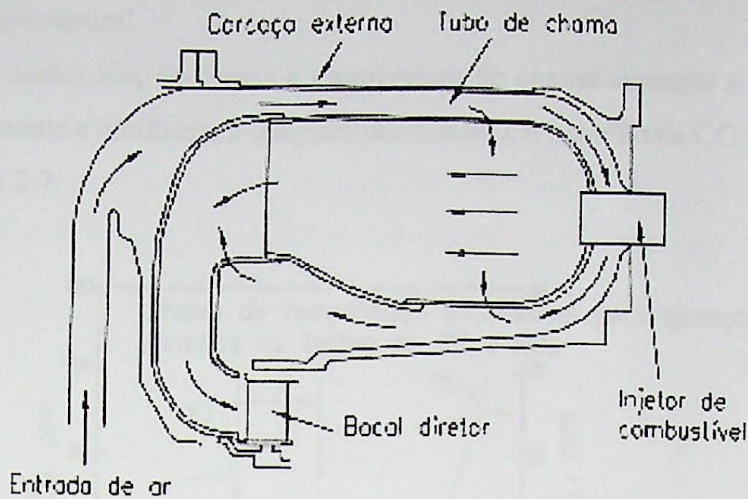


Figura 2.6: Combustor anular de fluxo reverso, fonte: LEFEBVRE (1983).

Combustor Regenerativo

São equipamentos colocados na entrada do compressor e na saída dos gases de exaustão para o trocador de calor com os gases de entrada na câmara de combustão. Isto facilita o processo de combustão, porém é difícil de pré-aquecer o ar em um combustor do tipo *straight-through*. Neste tipo de combustor, a distribuição de ar é normalmente pobre além dos dutos e liners precisam ser inseridos nos locais apropriados, o que dificulta o resfriamento das paredes, SAWYER (1985).

Combustor de Simples Vortex

Quase todos os sistemas têm duas regiões de recirculação, mas a configuração vem sendo modificada para criar uma região de vortex dentro da zona primária. É um combustor simples e barato que utiliza metade do número de injetores do que o convencional. O vortex que estabiliza a chama é criado perpendicularmente ao injetor de combustível e flui a jusante do mesmo, levando consigo o combustível queimado na direção circunferencial. Cada fim do vortex é aerodinamicamente forçado para virar na direção axial. Isto cria um segundo vortex, SAWYER (1985).

Combustor de Dois Estágios

As principais emissões de turbinas a gás consideradas poluentes são: óxidos de nitrogênio (NO e NO₂, referidos em NO_x), monóxido de carbono (CO), hidrocarbonetos não queimados (UHC, usualmente expressado em equivalente de metano), óxidos de enxofre (SO₂ e SO₃) e particulados (PM). Hidrocarbonetos não queimados são provenientes de compostos orgânicos voláteis (VOC) os quais contribuem para a formação de uma camada de ozônio troposférico, e compostos tais como metano e etano que não contribuem para a formação da

mesma. SO_2 , UHC e PM são considerados negligenciáveis quando se queima gás natural, pois somente NO_x e possíveis CO são as emissões mais importantes quando o combustível da turbina a gás é o gás natural.

Como é conhecido, conforme a temperatura de chama aumenta o nível de emissão de NO_x também aumenta e conforme a temperatura diminui, a emissão de CO aumenta, como pode ser visto na figura 2.7:

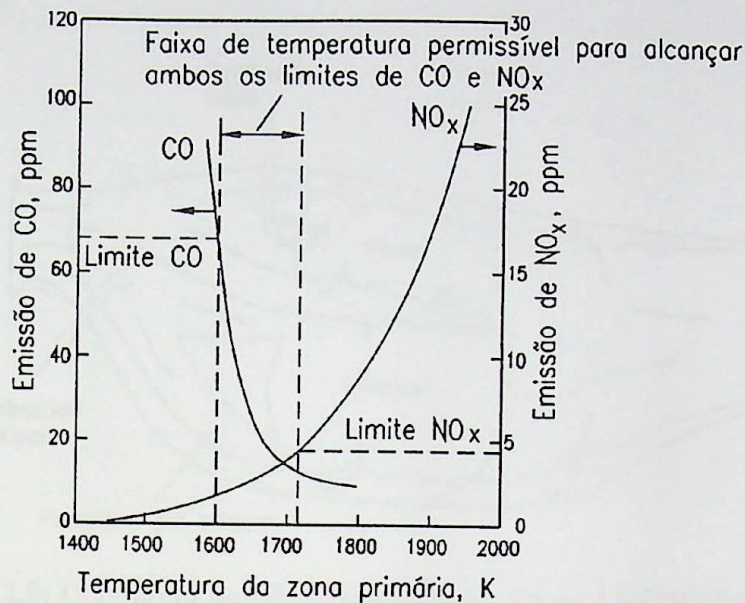


Figura 2.7: Influência da temperatura da zona primária na emissão de CO e NO_x , Fonte: LEFEBVRE (1983).

O resultado deste comportamento é que a injeção de combustível deve ser controlada para trabalhar a uma temperatura dentro da faixa ótima a qual gira em torno de 1850 K (1570 °C), dependendo do tipo da turbina a gás. Porém existem alguns fatores que influenciam também na emissão de NO_x .

A formação de NO_x será melhor detalhada na seção 4.5 do capítulo 4

A idéia do combustor de dois estágios é obter duas zonas de combustão controladas, figura 2.8. O combustor consiste de duas zonas anulares de queima. A zona externa é de baixa potência, projetada para operações a vazão. Esta zona serve também como zona piloto para a zona mais interna ou para a zona principal, a qual é usada para todas as outras operações da turbina, cargas parciais ou plena carga, LEFEBVRE (1983):

- Piloto queimando em condições de mistura rica, Nesta condição a quantidade de NO_x é desprezível. Os gases quentes passam para a segunda zona onde ar adicional é acrescentado para assegurar combustão pobre. Desde que a maior parte do combustível

já tenha sido queimado anteriormente na zona do piloto, o tempo para a combustão pobre é reduzida, o que implica em menor formação de NOx que nos sistemas convencionais.

➤ Controle de ambos estágios. Na zona piloto, a queima é próxima da estequiométrica. O que minimiza o CO e o OH. O NOx é minimizado pela baixa temperatura e pressão de entrada quando operando a vazio. Em carga nominal tanto o piloto quanto a zona principal são projetados para operar em condições de mistura pobre.

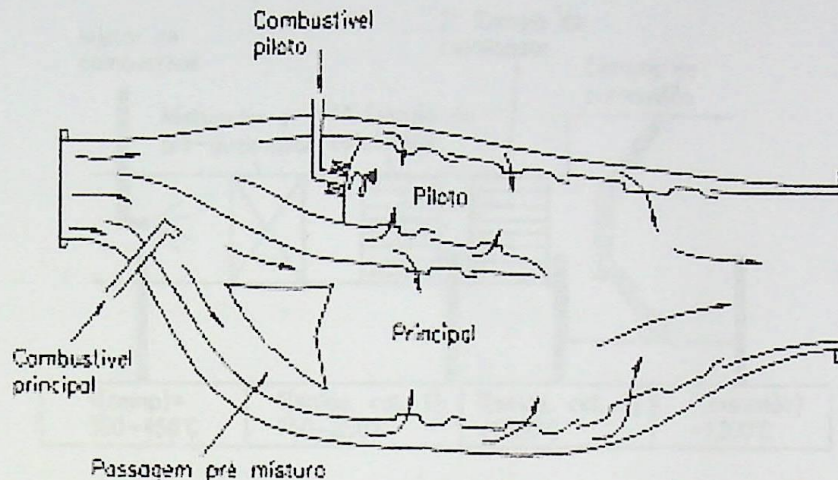


Figura 2.8: Combustor radial de dois estágios, Fonte: LEFEBVRE (1983).

Combustor de Geometria Variável

A relação ar/combustível na zona primária pode ser variada tanto pela quantidade de ar quanto pela de combustível, mantendo assim as condições ótimas de operação e mínima formação de poluentes. Um método simples é projetar o combustor com entrada cônica e usar um baffle como estabilizador de chama. Movendo o baffle dentro da região cônica, o ar admitido na zona primária pode ser controlado. Assim é possível manter uma combustão pobre em todas as condições minimizando a formação dos poluentes. Todo sistema de geometria variável deve ser projetado para o caso de falha, se o movimento variável da geometria falhar, a combustão deverá ser mantida e a falha do motor prevenida, SAWYER (1985).

Combustor Completamente Pré-Misturado

O controle ótimo da combustão é atingido pela pré-vaporização do combustível, por exemplo, o Diesel, e a mistura deste com o ar antes da combustão. Este sistema aliado com o de geometria variável faz com que a combustão sempre ocorra na razão de mistura de projeto. A pré mistura também reduz a transferência de calor por radiação de chama e melhora a diluição da mistura, pois os gases deixam a zona primária a uma temperatura uniforme e assim este oferece todas as vantagens para uma combustão limpa e completa, SAWYER (1985).

Combustor Catalítico

Os catalisadores têm como principal função reduzir as taxas de formação de poluentes emitidos e permitir o sistema queimar misturas pobres. O combustor consiste de:

1. Vaporização e pré-mistura do combustível antes de entrar no reator
2. Catalisador

O sistema de pré-mistura e vaporização é necessário para evitar danos no catalisador por produzir localmente temperaturas excessivas. Um exemplo de combustor catalítico pode ser visto na figura 2.9, juntamente com a faixa de distribuição temperatura na câmara de combustão.

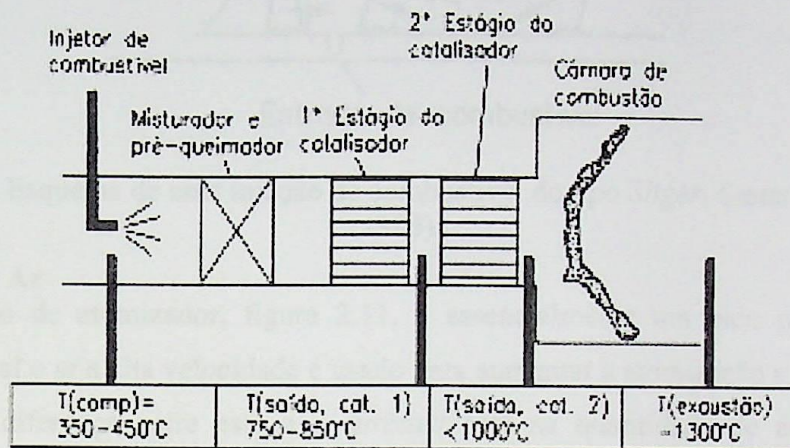


Figura 2.9: Esquema simples de um sistema de combustão catalítica, Fonte: CARRORI, *et al* (2002).

2.5.3 - Classificação pela Injeção de Combustível:

Nesta classificação os tipos mais comuns são: injeção de combustível líquido a jusante, injeção de combustível do tipo *slinger*, atomizador *airblast*, atomizador por ar, vaporizadores, combustíveis gasosos e sistema líquido-gás, SAWYER (1985).

Injeção de Combustível Líquido a Jusante

O combustível é injetado tangencialmente de fora para dentro da câmara formando uma pequena camada na parede. Então flui para baixo da seção cônica até o orifício do *swirler* onde é descarregado em alta pressão. Neste ponto o combustível tem tanto velocidade tangencial quanto axial e tem a forma cônica, esta se afina e se rompe em pequenos filamentos e então em gotas, estas, por sua vez, dependem da velocidade de injeção, viscosidade e tensão superficial do combustível. Este tipo de atomizador faz com que o fluxo seja proporcional à raiz quadrada da pressão de atomização através do bico, SAWYER (1985).

Injeção de Combustível do Tipo *Slinger*

Necessita de um combustor anular. O combustível é injetado radialmente dos orifícios para o combustor. A ação da força centrífuga gera altas pressões de combustível e mesmo a baixa rotação assegura uma boa atomização. Porém este depende dos orifícios de injeção de

combustível, LEFEBVRE (1983). Este injetor está representado esquematicamente na figura 2.10.

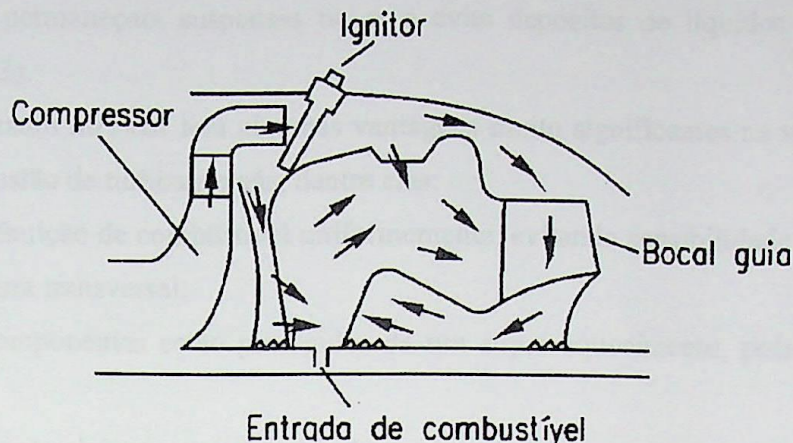


Figura 2.10: Esquema de uma injeção de combustível do tipo *Sliger*, fonte: LEFEBVRE (1983).

Atomizador por Ar

Este tipo de atomizador, figura 2.11, é essencialmente um bico pressurizado com misturador no qual o ar a alta velocidade é usado para aumentar a atomização a baixa pressão do combustível. A diferença entre este e o *airblast* está na quantidade de ar utilizado e na velocidade de atomização. O atomizador *airblast* utiliza uma taxa muito alta de fluxo de ar, enquanto o bico do *air assists* utiliza uma taxa muito baixa de fluxo de ar (cerca de metade da de combustível) e a uma velocidade muito maior. Esta alta velocidade necessita de um suprimento de energia externo, o que faz com que esta seja a maior desvantagem do sistema, LEFEBVRE (1983).

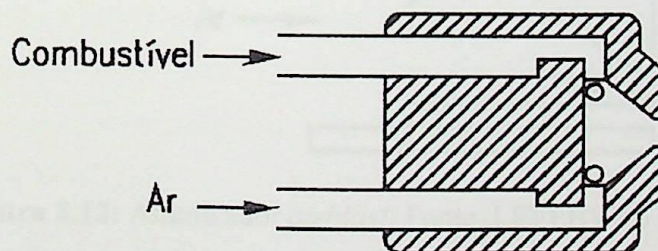


Figura 2.11: Atomizador por ar de mistura interna, Fonte: LEFEBVRE (1983).

Atomizador *Airblast*

Este atomizador, figura 2.12, emprega um simples conceito no qual o fluxo de combustível a uma pressão muito baixa é colocado para fluir sobre um orifício localizado em um fluxo de ar de alta velocidade. Conforme o combustível flui através do orifício este é atomizado pelo ar, o qual entra na zona de combustão carregando as gotas de combustível junto do mesmo. O tamanho mínimo das gotas é obtido usando um projeto que promove o máximo

contato físico entre o ar e o líquido. Em especial, é importante assegurar que a película formada na atomização esteja sujeita a alta velocidade do ar em ambos os lados. Isto também assegura que as gotículas permaneçam suspensas no ar e evita depósitos de líquidos nas superfícies, LEFEBVRE (1983).

O atomizador *airblast* tem algumas vantagens muito significantes na sua aplicação em câmaras de combustão de turbinas a gás, dentre elas:

- Distribuição de combustível uniformemente, evitando sensibilidade na qualidade de temperatura transversal;
- Os componentes estão protegidos de um super aquecimento, pois o ar flui sobre eles.

Porém este também possui algumas desvantagens:

- Pequena faixa de estabilidade;
- Pobre atomização durante a partida da turbina, devido ao baixo fluxo de ar do compressor.

Estes problemas podem ser superados pela combinação de um atomizador de *airblast* com um bico de um atomizador piloto pressurizado com um misturador. Em baixo fluxo de combustível todo o combustível é fornecido para este piloto obtendo assim uma boa atomização do mesmo. Em condições normais de operação o combustível é fornecido para ambos os atomizadores, LEFEBVRE (1983).

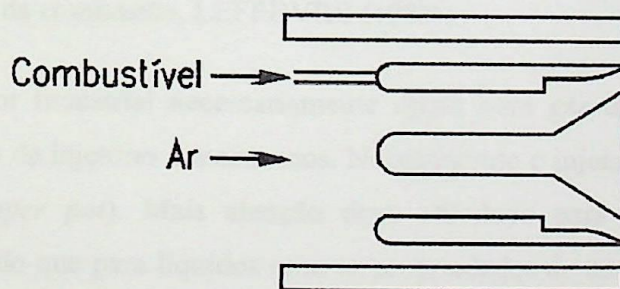


Figura 2.12: Atomizador *airblast*, Fonte: LEFEBVRE (1983).

Vaporizadores

Um outro método de atomização é preparar o combustível líquido para a combustão por aquecimento até o ponto de ebulição. Este método é aplicável somente nos combustíveis passíveis de vaporização sem resíduos sólidos.

Os sistemas de vaporização foram desenvolvidos anteriormente aos atomizadores, o combustível. Nas antigas câmaras Whittle, o combustível era aquecido em tubos localizados na zona de chama e eram mantidos em altas pressões, sendo assim a vaporização não poderia acontecer até que o combustível fosse injetado e sua pressão fosse reduzida à pressão da câmara

de combustão. Este método de vaporização, conhecido como método flash de vaporização, não é utilizado nos dias atuais devido a problemas no controle do fluxo de combustível e de tensões térmicas.

Um método alternativo e mais simples é a injeção de combustível junto com ar em tubos imersos na chama. A mistura é aquecida até que o combustível se evapore. Durante a partida, na qual os tubos estão frios para o efeito de vaporização, um ignitor de tocha é utilizado para iniciar a combustão, LEFEBVRE (1983).

Combustíveis Gasosos

Combustíveis gasosos, especialmente aqueles de baixo poder calorífico, apresentam alguns problemas do ponto de vista da combustão. Com gases de baixo poder calorífico, a taxa de fluxo do combustível pode compreender cerca de um quinto do fluxo de massa total no combustor, isto pode levar a um erro no balanceamento entre o compressor e a turbina, especialmente se o motor trabalha com sistema multi-combustível. Outro problema com gases de baixo poder calorífico é a baixa taxa de reação, a qual pode necessitar de um volume adicional na zona de combustão para acomodar o grande fluxo volumétrico do combustível e permitir que a reação ocorra. Os métodos para injeção de combustíveis gasosos incluem orifícios planos e entalhes, *swirlers*, e bicos de venturi. Mesmo assim é difícil de atingir uma boa taxa de mistura nas zonas de combustão. Uma taxa de mistura muito alta resulta em uma característica de apagamento da chama, enquanto uma taxa muito baixa de combustível pode aumentar a severidade da combustão, LEFEBVRE (1983).

Sistema Líquido-Gás

Um combustor industrial necessariamente opera com gás ou líquido. Isto pode ser acompanhado pelo uso de injetores concêntricos. Normalmente o injetor central é de líquido e o de gás é anular (*pepper pot*). Mais atenção deve ser dado para o tubo de chama com combustíveis gasosos do que para líquidos caso as propriedades de combustão entre eles sejam muito diferentes, SAWYER (1985).

3.1 – Introdução

O objetivo deste capítulo é fazer com que o programa desenvolvido com o Simulador seja capaz de simular o comportamento de cada um dos elementos a que se refere, obter os resultados das análises de simulação de acordo com o modelo de simulação, em uma escala de tempo e de espaço, e a interpretação de dados resultantes da análise de simulação.

3.1.1 – Introdução ao Thermaplot 3D

O *Thermaplot 3D* é desenvolvido pela empresa *Thermaplot*, e um programa de simulação baseado no modelo de estado de potência, no qual a massa líquida, dentro de um recipiente pré-estabelecido, se desloca para a planta de potência em questão, ou para a planta de aquecimento.

CAPÍTULO 3 – SIMULADORES

O *Thermaplot 3D* começou a ser desenvolvido em 1993 sob uma licença de uso compartilhado flexível, permitindo ao usuário modelar uma planta selecionando os tipos de componentes de acordo com as necessidades e posicionando-os em qualquer local de planta, sendo possível conectar e desconectar o fluxo de energia.

Este programa contém uma grande biblioteca de componentes e procedimentos de funções que permitem o usuário modelar tubos a gás, tubos a vapor, gases condensados ou plantas convencionais de vapor, sistemas de geração de energia, desidratação, refrigeração e outros sistemas térmicos convencionais de usinas.

O *Thermaplot 3D* cria e controla o fluxo de massa, com qualquer interferência do usuário sobre o modo de operação de equilíbrio quanto ao tempo, além de apresentar todos os dados relativos de estado numérico desenvolvidos ao longo dos anos para *Thermaplot*.

3.1.2 – Principais Bibliotecas e Procedimentos Usados no desenvolvimento do *Thermaplot 3D*

Os pontos para montar um sistema de um sistema térmico em software consistem em estabelecer de acordo com o usuário, figura 3.1:

3.1 - Introdução

O objetivo deste capítulo é fazer uso de programas computacionais comerciais para o cálculo termodinâmico do ciclo da microturbina a gás e assim obter os parâmetros mais detalhados da aerodinâmica da câmara de combustão, ou seja, vazão de combustível e as temperaturas de entrada e saída da câmara de combustão.

3.2 - Introdução ao *Thermoflex* ®

O *Software Thermoflex* ®, desenvolvido pela empresa *Thermoflow*, é um programa de simulação térmica de projeto de plantas de potência, no qual o usuário define, dentro de um conjunto pré-estabelecido, os elementos para a planta de potência em questão, ou para o sistema em análise.

O *Thermoflex* ® começou a ser desenvolvido em 1995 segundo uma filosofia de ser completamente flexível, permitindo ao usuário modelar uma planta selecionando os tipos de componentes da mesma através de uma biblioteca e posicionando-os em qualquer local da tela sendo possível conectá-los e assim construir o fluxo desejado.

Este programa contém uma grande biblioteca de componentes e propriedades de fluidos que permitem o usuário modelar turbinas a gás, turbinas a vapor, ciclos combinados ou plantas convencionais de vapor, sistemas de gaseificação de carvão, dessalinização, refrigeração e outros sistemas térmicos convencionais ou inovadores.

O *Thermoflex* ® calcula e controla o balanço de massa, com mínima interferência do usuário tanto em modo de operação de *off-design* quanto em *design*, além de agrupar vários modelos precisos de cálculo numérico desenvolvido ao longo dos anos pela *Thermoflow*.

3.3 - Princípios Básicos e Procedimentos Usados no Modo de Projeto do *Thermoflex* ®

Os passos para montar um esquema de um sistema térmico no *software* consistem basicamente de quatro estágios, figura 3.1:

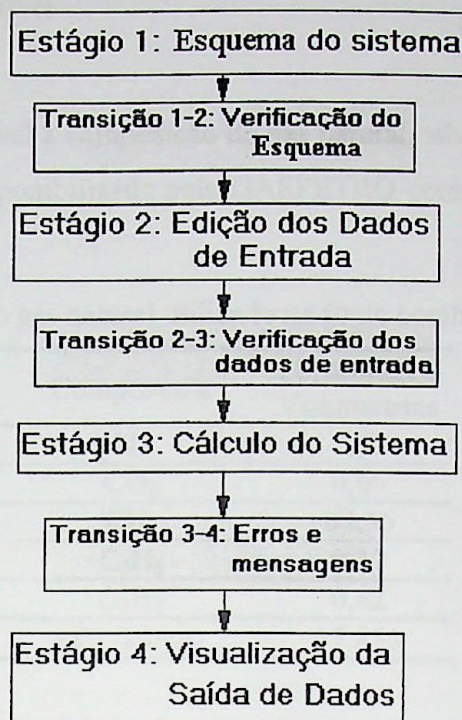


Figura 3.1 – Estágios de Modelagem utilizando o *Thermoflex®*

No estágio 1 foram selecionados os componentes de uma microturbina a gás, sendo eles: compressor, trocador de calor, câmara de combustão e turbina de expansão, além desses componentes é necessário também uma fonte de ar, uma fonte de combustível e um sumidouro de gás.

Após a verificação destes componentes conectados foi editada a entrada de dados de cada elemento

3.3.1 - Fonte de Ar



As condições de projeto da microturbina foram estabelecidas de acordo com as condições ISO, para que fosse possível comparar com os dados do fabricante da microturbina, no caso a Capstone, a tabela 3.1 mostra os dados de entrada utilizados na fonte de ar para a simulação no *software*.

Tabela 3.1 – Parâmetros utilizados na fonte de ar

Parâmetro	Unidade	Valor
Pressão	[bar]	1,013
Temperatura	[°C]	15
Umidade Relativa	[%]	60

3.3.2 - Fonte de Combustível

Na fonte de combustível a composição do gás natural, tabela 3.2, utilizado foi obtida de acordo com a composição disponibilizada pela GASPETRO com uma pressão de 5 bar a uma temperatura de 15°C.

Tabela 3.2 – Composição do gás natural utilizado na fonte combustível, fonte: GASPETRO

Componente	Porcentagem Volumétrica
N ₂	1,2
CO ₂	0,65
CH ₄	88,56
C ₂ H ₆	9,17
C ₃ H ₈	0,42
PCI (kJ/kg)	47.855

3.3.3 - Compressor



Para a análise de um compressor de microturbina um mapa típico é apresentado por CAMPANARI (2000). Este mesmo mapa foi utilizado por VENTURINI (2001), figuras 3.2 e 3.3.

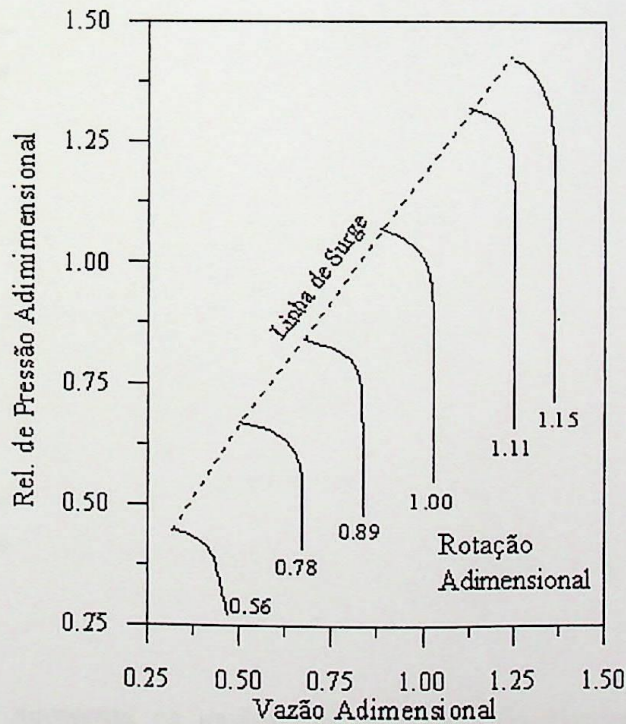


Figura 3.2 – Relação de pressão adimensional do compressor centrífugo apresentado por CAMPANARI 2000 e utilizado por VENTURINI (2001).

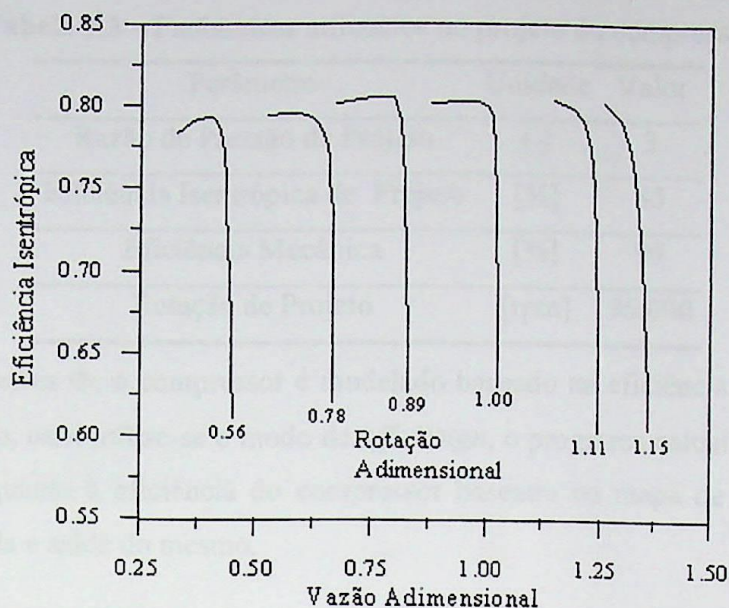


Figura 3.3 – Eficiência isentrópica do compressor centrífugo apresentado por CAMPANARI 2000 e utilizado por VENTURINI (2001).

As características deste compressor mostradas nas figuras 3.2 e 3.3 possuem uma vazão adimensional ($G_{comp,ad}$), a relação de pressão adimensional ($\Pi_{comp,ad}$) e a rotação adimensional ($N_{comp,ad}$) dadas em função do ponto de projeto do compressor, VENTURINI (2001), de acordo com as seguintes equações:

$$G_{comp,ad} = \frac{G_{comp,corr}}{(G_{comp,corr})_{proj}} \quad (3.1)$$

$$G_{comp,corr} = \frac{G_{ar} \sqrt{T_e}}{P_e} \quad (3.2)$$

$$\Pi_{comp,ad} = \frac{\Pi_{comp}}{(\Pi_{comp})_{proj}} \quad (3.3)$$

$$\Pi_{comp} = \frac{P_s}{P_e} \quad (3.4)$$

$$N_{comp,ad} = \frac{N_{comp,corr}}{(N_{comp,corr})_{proj}} \quad (3.5)$$

$$N_{comp} = \frac{N_{comp}}{\sqrt{T_e}} \quad (3.6)$$

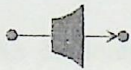
A tabela 3.3 apresenta os parâmetros utilizados na simulação do compressor no *software*.

Tabela 3.3 – Parâmetros utilizados no projeto do compressor

Parâmetro	Unidade	Valor
Razão de Pressão de Projeto	(-)	3
Eficiência Isentrópica de Projeto	[%]	85
Eficiência Mecânica	[%]	99
Rotação de Projeto	[rpm]	96.000

No *Thermoflex*®, o compressor é modelado baseado na eficiência politrópica quando em modo de projeto, caso utilize-se o modo de *off-design*, o programa calcula tanto o fluxo ou a razão de pressão quanto à eficiência do compressor baseado no mapa de desempenho e nas condições de entrada e saída do mesmo.

3.3.4 - Turbina de Expansão



Para uma análise da turbina de expansão da microturbina, o mapa apresentado por CAMPANARI (2000) representa uma aplicação de microturbina. Da mesma maneira este mapa foi utilizado por VENTURINI (2001), figuras 3.4 e 3.5.

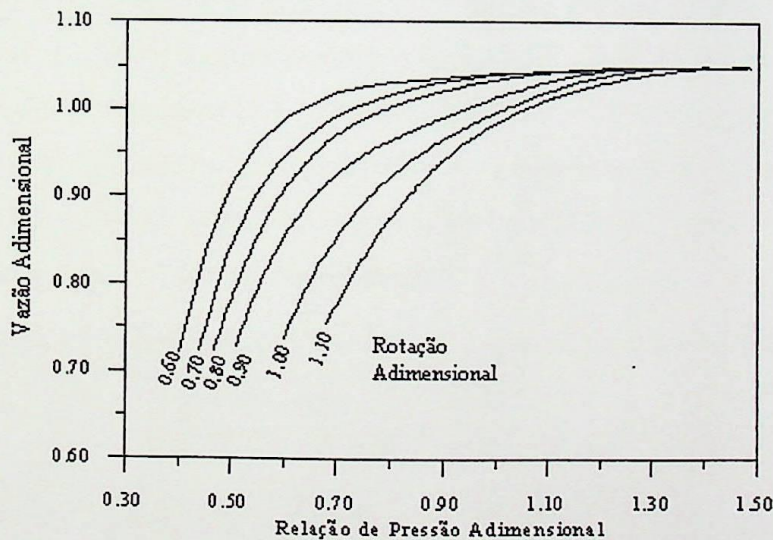


Figura 3.4 – Vazão adimensional da turbina radial apresentada por CAMPANARI (2000) e utilizada por VENTURINI (2001).

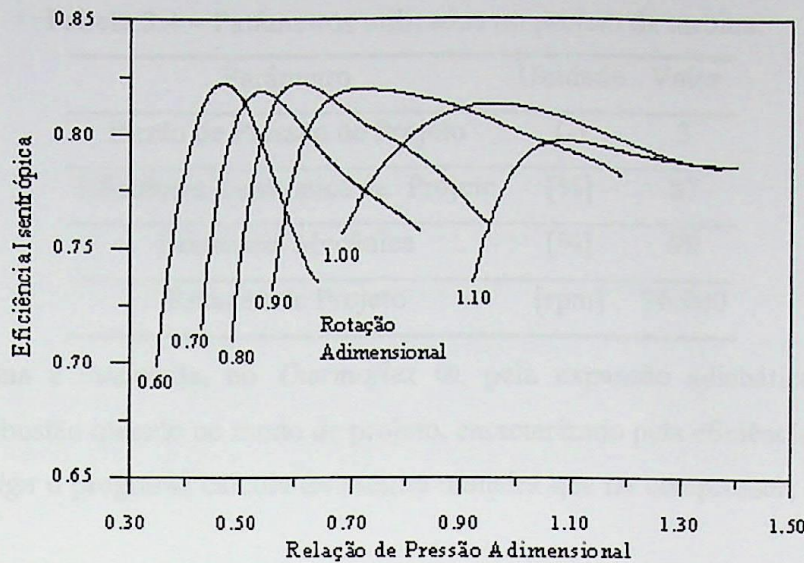


Figura 3.5 – Eficiência isentrópica da turbina radial apresentada por CAMPANARI (2000) e utilizada por VENTURINI (2001).

As características desta turbina mostradas nas figuras 3.4 e 3.5 possuem uma vazão adimensional ($G_{t,ad}$), a relação de pressão adimensional ($\Pi_{t,ad}$) e a rotação adimensional ($N_{t,ad}$) dadas em função do ponto de projeto da turbina, VENTURINI (2001), de acordo com as seguintes equações:

$$G_{t,ad} = \frac{G_{t,corr}}{(G_{t,corr})_{proj}} \quad (3.7)$$

$$G_{t,corr} = \frac{G_t \sqrt{T_c}}{P_c} \quad (3.8)$$

$$\Pi_{t,ad} = \frac{\Pi_t}{(\Pi_t)_{proj}} \quad (3.9)$$

$$\Pi_t = \frac{P_c}{P_s} \quad (3.10)$$

$$N_{t,ad} = \frac{N_{t,corr}}{(N_{t,corr})_{proj}} \quad (3.11)$$

$$N_t = \frac{N_t}{\sqrt{T_c}} \quad (3.12)$$

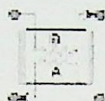
Na tabela 3.4 são apresentados os parâmetros utilizados na simulação da microturbina nas condições de projeto

Tabela 3.4 – Parâmetros utilizados no projeto da turbina.

Parâmetro	Unidade	Valor
Razão de Pressão de Projeto	(-)	3
Eficiência Isentrópica de Projeto	[%]	87
Eficiência Mecânica	[%]	99
Rotação de Projeto	[rpm]	96.000

A turbina é modelada, no *Thermoflex*®, pela expansão adiabática do ar ou dos produtos da combustão quando no modo de projeto, caracterizado pela eficiência politrópica. No modo de *off-design* o programa calcula da mesma maneira que no compressor, através do mapa de performance.

3.3.5 - Trocador de Calor



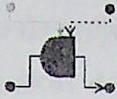
O trocador de calor utilizado é de contra-fluxo, existem três tipos de trocadores de calor na biblioteca do *Thermoflex*®, HX-E, HX-S e o HX-SS, estes diferenciam-se apenas pelas variáveis de controle para o cálculo. No caso utilizou-se o trocador HX-S, pois a variável de controle deste permite que o estado de saída do fluido seja um dado de entrada.

No modo de projeto o usuário determina o estado de saída de ambos os fluxos, sendo assim possível calcular a transferência de calor, o estado de saída do outro fluxo e o tamanho do trocador. No modo de *off-design* o programa calcula a transferência de calor pelo método de resistência térmica encontrando assim o estado de saída de ambos os fluxos, a tabela 3.5 mostra os valores do trocador de calor utilizado na simulação.

Tabela 3.5 – Parâmetros utilizados no projeto do trocador de calor.

Parâmetro	Unidade	Valor
Temperatura de saída	[°C]	261
Perda de pressão	[%]	2
Perda de calor	[%]	1

3.3.6 - Câmara de Combustão



Os parâmetros de controle da câmara de combustão pelo *Thermoflex*® pode ser através da temperatura de saída ou através da vazão de combustível. Para o cálculo do fluxo de combustível ou da temperatura de saída é considerado que o combustível seja completamente oxidado e que o seu poder calorífico seja utilizado para produzir a temperatura de saída desejada, o que desconsidera a dissociação dos compostos em altas temperaturas, podendo não fornecer um resultado preciso para temperatura de chama adiabática acima de 1.500 °C, a tabela 3.6 apresenta os valores utilizados na simulação.

Tabela 3.6 – Parâmetros utilizados no projeto da câmara de combustão.

Parâmetro	Unidade	Valor
Temperatura de saída	[°C]	741,4
Perda de pressão	[%]	2
Perda de calor	[%]	0,3
Concentração de O ₂ na saída, em mols	[%]	1

A figura 3.6 mostra o esquema da microturbina a ser modelada no *Thermoflex*®.

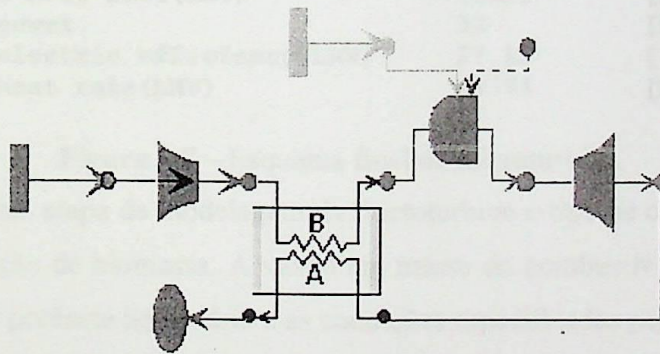
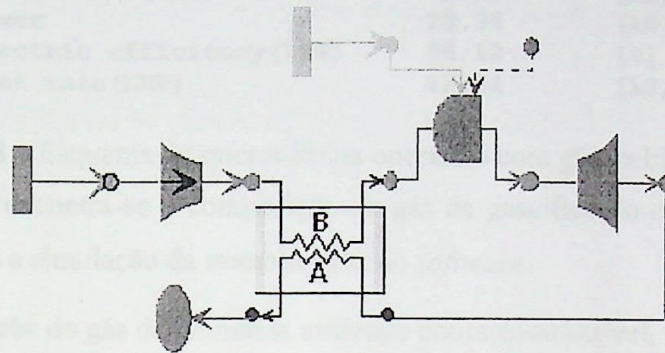


Figura 3.6 – Esquema da microturbina montada no *Thermoflex*®.

3.4 - Elaboração do Modelo da Microturbina – *Thermoflex*®

A microturbina, no seu ponto de projeto, opera com 96.000 rpm, o combustível é fornecido a uma pressão de 4 bar, manométrico, e fornece uma potência de 30 kW (+/- 1) com uma eficiência, PCI, de 27% (+/- 2) e um *Heat Rate* (base PCI) 13.300 kJ/kW, as emissões de NO_x são de 9 ppmV @ 15% O₂ com uma temperatura de exaustão de 261 °C. Estes dados foram obtidos no folder da microturbina CAPSTONE e nos ensaios da mesma no Laboratório de Turbinas a Gás e Gaseificação da Universidade Federal de Itajubá. GOMES (2002)

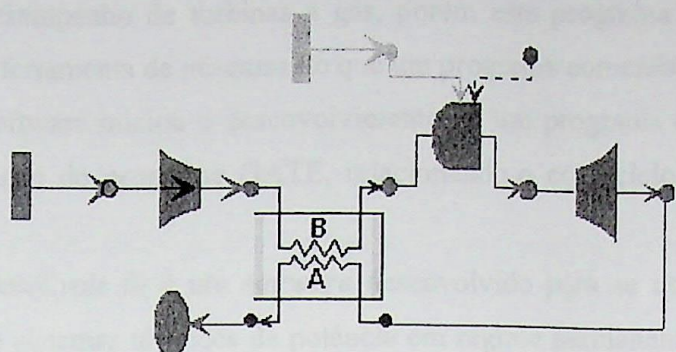
Com base nestes dados foi possível modelar a microturbina operando com gás natural no modo de projeto, figura 3.7, no qual a através de cálculos termodinâmicos determinam-se as características de cada elemento que compõe a microturbina. Por exemplo: a temperatura de entrada na turbina foi calculada fazendo-se uso de uma ferramenta de controle interno do *Thermoflex*® conhecida como *loop* na qual é possível determinar um valor de saída para um parâmetro de desempenho desejado e variar alguns parâmetros de entrada dentro de uma faixa pré-determinada. Porém outros parâmetros tais como perda de calor e perda de pressão foram obtidos pelas referências bibliográficas BORBELY e KREIDER (2001) e LEFEBVRE (1983) e pelos valores *default* do programa.



Ambient temperature	15	[°C]
Gross power	30.3	[kW]
Gross electric efficiency (LHV)	27.39	[%]
Gross heat rate (LHV)	13142	[kJ/kWh]
Net power	30	[kW]
Net electric efficiency (LHV)	27.12	[%]
Net heat rate (LHV)	13274	[kJ/kWh]

Figura 3.7 – Esquema final da microturbina.

Numa próxima etapa de modelagem da microturbina o tipo de combustível foi alterado para gás de gaseificação de biomassa. A vazão em massa do combustível foi alterada para que fosse possível obter a potência necessária e as condições especificadas pelo fabricante, como por exemplo, a temperatura de exaustão dos gases, figura 3.8.



Ambient temperature	15	[°C]
Gross power	29.64	[kW]
Gross electric efficiency (LHV)	28.47	[%]
Gross heat rate (LHV)	12646	[kJ/kWh]
Net power	29.34	[kW]
Net electric efficiency (LHV)	28.18	[%]
Net heat rate (LHV)	12774	[kJ/kWh]

Figura 3.8 – Esquema da microturbina operando com gás de biomassa.

Na tabela 3.7 encontra-se a composição do gás de gaseificação de biomassa utilizado como combustível para a simulação da microturbina no *software*.

Tabela 3.7 – Composição do gás de biomassa utilizado como combustível, fonte: ENDEN *et al.*

Componente	Porcentagem
	Volumétrica
N ₂	38,86
CO ₂	10,75
CO	19,47
CH ₄	1,437
H ₂ S	0,03
H ₂	18,98
H ₂ O	10,48
PCI (kJ/kg)	4.771

A utilização de um outro programa de simulação permite comparar os resultados obtidos com a prévia simulação com o *Thermoflex*® e assim obter os parâmetros térmicos da câmara de combustão. O *software* utilizado será o *GateCycle*®.

3.5 - Introdução ao GateCycle®

O *Software* conhecido como GATE (GAs Turbine Evaluation) foi inicialmente desenvolvido pelo Instituto de Pesquisa em Energia Elétrica, (EPRI) no início dos anos 80. Este

programa avaliava o desempenho de turbinas a gás, porém este programa foi utilizado mais prontamente como uma ferramenta de pesquisa do que um programa comercial.

A GE Enter Software iniciou o desenvolvimento de um programa computacional que estendia o uso e aplicação do programa GATE, relacionando-o com ciclos a vapor e ciclos combinados.

O programa *GateCycle*® é um *software* desenvolvido para se utilizar em PCs que avalia o desempenho de sistemas térmicos de potência em regime permanente em *design* e *off-design*, abrangendo uma análise do ciclo por inteiro ou uma estação de cogeração, simula um sistema existente operando fora de projeto, prevê o efeito de alterações no sistema ou melhorias em plantas existentes e analisa projetos de turbinas a gás interconectadas a um ciclo a vapor ou não.

Os elementos utilizados na montagem do esquema da microturbina seguem descritos a seguir:

3.5.1 - Fonte de Ar

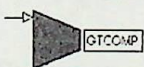


Os dados de pressão e temperatura ambiente que foram utilizados são os mesmos da tabela 3.1.

3.5.2 - Fonte de Combustível

A mesma composição utilizada na simulação do modelo no *Thermoflex*® foi utilizado, tabela 3.2.

3.5.3 - Compressor



Para o compressor o *GateCycle*® permite a utilização de mapas de desempenho quando operando em modo de *off-design*. O modelo utilizado no compressor realiza os cálculos baseados nos dados de entrada do usuário dentre eles a eficiência, razão de fluxo e razão de pressão, além da rotação de projeto, tabela 3.3.

Porém neste para inserir o mapa do compressor há a necessidade de inserir um parâmetro conhecido como relação de pressão normalizada, definida segundo a equação 3.13

$$\Pi_{\text{comp,nor}} = \frac{\Pi_{\text{comp}} - 1}{(\Pi_{\text{comp}})_{\text{proj}} - 1} \quad (3.13)$$

3.5.4 - Turbina de Expansão



Na ausência de uma entrada de dados para o mapa da turbina de expansão, o qual apresenta uma relação entre a razão de expansão, a velocidade corrigida da turbina, razão de fluxo e temperatura de entrada, uma equação é necessária para se estimar a relação de fluxo na turbina. No modelo utilizado pelo *GateCycle*® a função de fluxo é estimada utilizando uma equação de relação dos parâmetros de entrada com a área do bocal da turbina, PALMER, *et al* (1994).

$$\text{Constante} = \left(\frac{G\sqrt{T}}{\kappa F p} \right)_c \quad (3.14)$$

Onde G é a vazão em massa na entrada do bico, T é a temperatura no injetor da turbina, p é a pressão, F é a área e κ é:

$$\kappa = \sqrt{\frac{\gamma}{R} \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}}} \quad (3.15)$$

Quando operando abaixo da razão de pressão crítica, temos:

$$\left(\frac{P_c}{P_s} \right)_{\text{critica}} = \frac{1}{\left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}} \quad (3.16)$$

Quando operando acima da razão de pressão crítica (entupida):

$$\kappa = \sqrt{\frac{2}{R} \left(\frac{\gamma}{\gamma-1} \right) \left(\frac{P_s}{P_c} \right)^{\frac{2}{\gamma}} \left(1 - \left(\frac{P_s}{P_c} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right)} \quad (3.17)$$

Durante o projeto da turbina a área do bocal da turbina é determinada usando os valores da pressão, temperatura e razão de fluxo de entrada. Para a análise em *off-design* a pressão de entrada é calculada das equações 3.14 a 3.17, usando a temperatura e fluxo de entrada junto com a área efetiva já previamente calculada.

3.5.5 - Trocador de Calor



O trocador utilizado é o trocador de contra fluxo, no qual foram especificadas as mesmas condições dadas na tabela 3.5. O método de cálculo do mesmo foi pela determinação da temperatura de saída dos gases de exaustão dada pelo usuário.

3.5.6 - Câmara de Combustão



No cálculo da câmara de combustão no *GateCycle*® foram utilizados os mesmos parâmetros da tabela 3.6, porém nesta análise a temperatura de entrada da turbina foi alterada para que fosse possível atingir a potência e a temperatura de exaustão da microturbina especificada pelo fabricante, com isso a temperatura de saída da câmara de combustão foi de 750 °C.

A figura 3.9 mostra o esquema da microturbina como modelada no *GateCycle*®.

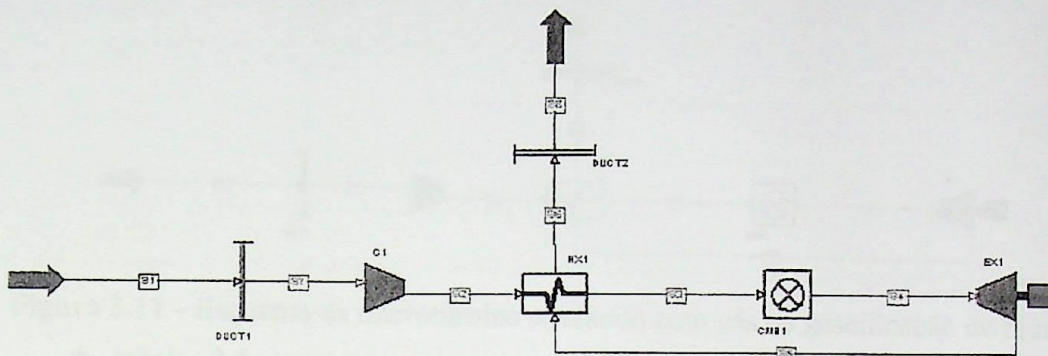


Figura 3.9 – Esquema da microturbina a ser modelada no *GateCycle*®.

3.6 - Elaboração do Modelo da Microturbina – *GateCycle*®

A elaboração do modelo da microturbina no *GateCycle*® foi feita da mesma maneira que no *Thermoflex*® utilizando-se ferramentas internas de controle para se atingir os valores de projeto e ajustando os parâmetros de perdas de calor e pressão, por exemplo, tendo-se em mãos as referências bibliográficas BORBELY e KREIDER (2001) e LEFEBVRE (1983) e os valores *default* do programa, obtendo-se assim a figura 3.10.

POWER:	0.03	261.00	30.191
HR:	13442.3	Exaustao	Potencia liquida (kW)
EFF:	26.78		

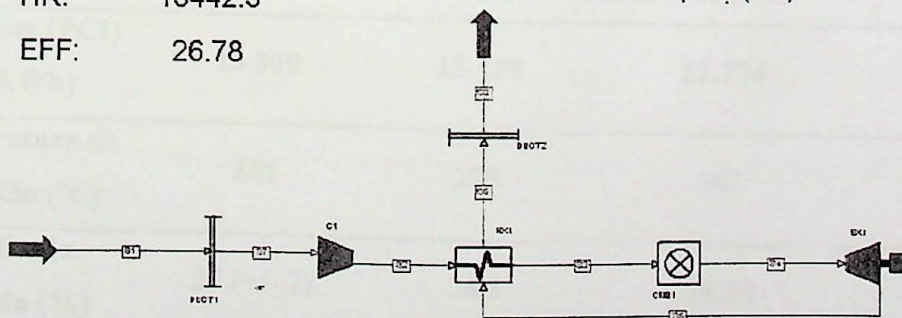


Figura 3.10 – Esquema final da microturbina.

Da mesma maneira que realizado anteriormente para o *Thermoflex*® o combustível foi alterado para o gás de gaseificação da biomassa de mesma composição, tabela 3.7. Sendo assim, a vazão em massa do combustível foi alterada para que fosse possível obter a potência necessária e as condições especificadas pelo fabricante, figura 3.11.

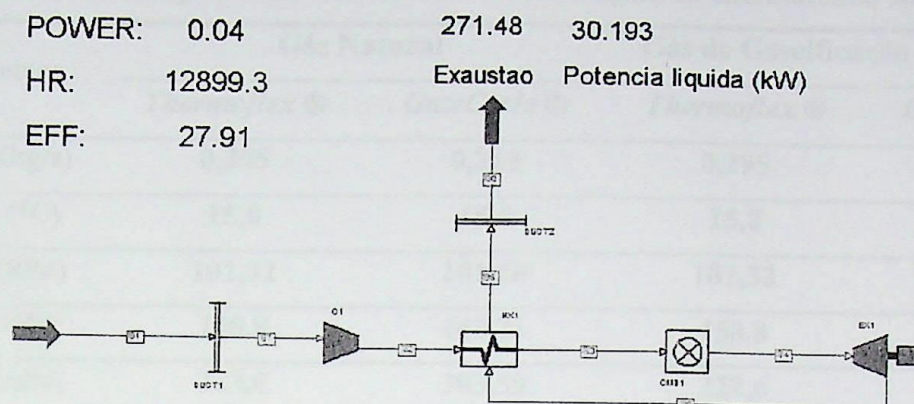


Figura 3.11 – Esquema da microturbina operando com gás de gaseificação de biomassa.

A tabela 3.8 mostra uma comparação dos principais parâmetros utilizados na modelagem da microturbina em cada um dos *softwares*. Para o gás natural foram utilizados os parâmetros do fabricante como um ponto de projeto para o modelo. No caso do gás de gaseificação de biomassa o modelo utilizado para o gás natural foi mantido alterando-se apenas o combustível.

Tabela 3.8 – Principais parâmetros da modelagem da microturbina.

Parâmetros	Gás Natural		Gás de Gaseificação de Biomassa	
	Fabricante ¹	Teste ²	<i>Thermoflex</i> ® ¹	<i>GateCycle</i> ® ¹
Potência Líquida (kW)	30 (+/- 1)	24,4	29,34	30,19
Heat Rate (PCI) (kJ/kWh)	13.300	13.420	12.774	12.899
Temperatura de Exaustão (°C)	261	275	262	271
Eficiência Líquida (%)	27 (+/- 2)	26,8	28,18	27,91

¹ – Condições ISO – Catálogo da CAPSTONE

² – Resultados do teste com temperatura ambiente de 30° e altitude de 800 m

As tabelas 3.9 a 3.13 apresentam os valores calculados pelos *softwares Thermoflex*® e *GateCycle*® dos principais componentes da microturbina para gás natural e gás de gaseificação de biomassa, sendo possível, então, comparar os valores e determinar o valor que melhor represente o desempenho da microturbina.

Tabela 3.9 – Principais valores calculados na modelagem da microturbina, compressor.

Parâmetros	Gás Natural		Gás de Gaseificação de biomassa	
	<i>Thermoflex</i> ®	<i>GateCycle</i> ®	<i>Thermoflex</i> ®	<i>GateCycle</i> ®
$G_{comp, e}$ (kg/s)	0,295	0,310	0,295	0,310
$T_{comp, e}$ (°C)	15,0	15,0	15,0	15,0
$p_{comp, e}$ (kPa)	101,32	101,20	101,32	101,20
$T_{comp, s}$ (°C)	150,8	143,71	150,8	143,71
$p_{comp, s}$ (kPa)	322,6	303,59	322,6	303,59

Tabela 3.10 – Principais valores calculados na modelagem da microturbina, trocador de calor.

Parâmetros	Gás Natural		Gás de Gaseificação de biomassa	
	<i>Thermoflex</i> ®	<i>GateCycle</i> ®	<i>Thermoflex</i> ®	<i>GateCycle</i> ®
$G_{trc, e quente}$ (kg/s)	0,297	0,3124	0,273	0,3325
$T_{trc, e quente}$ (°C)	524,2	549,98	526,8	541,32
$p_{trc, e quente}$ (kPa)	103,35	104,45	103,37	104,45
$T_{trc, s quente}$ (°C)	261,0	261,0	262,3	271,48
$p_{trc, s quente}$ (kPa)	101,32	102,36	101,32	102,13
$G_{trc, e frio}$ (kg/s)	0,295	0,31	0,251	0,31
$T_{trc, e frio}$ (°C)	150,8	143,71	151,9	151,50
$p_{trc, e frio}$ (kPa)	322,60	303,59	324,5	321,40
$T_{trc, s frio}$ (°C)	423,90	444,10	448,4	448,81
$p_{trc, s frio}$ (kPa)	316,3	297,51	318,10	315,32

Tabela 3.12 – Principais valores calculados na modelagem da microturbina, câmara de combustão.

Parâmetros	Gás Natural		Gás de Gaseificação de biomassa	
	<i>Thermoflex</i> ®	<i>GateCycle</i> ®	<i>Thermoflex</i> ®	<i>GateCycle</i> ®
$G_{cc, e}$ (kg/s)	0,295	0,31	0,251	0,31
$G_{fuel, e}$ (kg/s)	0,002	0,0024	0,022	0,02246

$T_{cc, e}$ (°C)	423,9	444,10	448,4	448,81
$p_{cc, e}$ (kPa)	316,3	297,51	318,10	315,32
$T_{cc, s}$ (°C)	741,4	750,02	741,4	749,97
$p_{cc, s}$ (kPa)	310,10	291,56	311,9	309,02

Tabela 3.13 – Principais valores calculados na modelagem da microturbina, turbina.

Parâmetros	Gás Natural		Gás de Gaseificação de biomassa	
	<i>Thermoflex</i> ®	<i>GateCycle</i> ®	<i>Thermoflex</i> ®	<i>GateCycle</i> ®
$G_{t, e}$ (kg/s)	0,297	0,3124	0,273	0,333
$T_{t, e}$ (°C)	741,4	750,02	741,4	749,97
$p_{t, e}$ (kPa)	310,10	291,56	311,9	309,02
$T_{t, s}$ (°C)	524,2	549,98	526,8	541,32
$p_{t, s}$ (kPa)	103,35	104,45	103,37	104,45

Após os cálculos realizados com o *Thermoflex*® e com o *GateCycle*® é possível iniciar os cálculos para o projeto preliminar da câmara de combustão, uma vez que conhecemos todas as vazões e temperaturas necessárias para uma possível análise da câmara de combustão.

4.1 - Introdução

Atualmente existem vários programas capazes de realizar o cálculo e a modelagem de câmara de combustão em turbinas a gás, dentre eles estão o *Fluent*®, *Star CD*® e o *CFX*®. Porém estes programas exigem, na maioria deles, um investimento da ordem de milhares de dólares.

O *software Fluent*® trabalha com modelagem de escoamento e transferência de calor, dentre as suas aplicações encontra-se aeroespacial, biomedicina, geração de energia e outras mais. Entre as aplicações de geração de energia, a análise de câmaras de combustão consiste da modelagem do escoamento, da combustão e das reações químicas que ocorrem no interior da câmara.

O *software Star CD*® funciona da mesma forma que o *Fluent*® e também tem a mesma gama de aplicação. Esse programa trabalha junto do programa de modelagem química *CHEMKIN*® que é capaz de modelar as reações químicas da câmara de combustão e suas reações na superfície da mesma.

Tais programas oferecem uma análise refinada do projeto final da câmara de combustão, antes de uma possível análise experimental. Porém, um projeto preliminar para que fosse traçada a geometria básica do combustor otimiza o uso de *softwares* mais precisos como, por exemplo, o *Star CD*®. Sendo assim, foi desenvolvido um programa de cálculo que fosse fácil e simples de se utilizar e possibilitar o estudo dos principais parâmetros do processo aerodinâmico, através de resultados visuais, e sua influência na geometria da câmara.

Neste capítulo será descrita uma metodologia de cálculo de câmara de combustão enfocando três aspectos básicos, a modelagem aerodinâmica baseada em coeficientes de perda de pressão em cada elemento da malha, seguida pela modelagem da transferência de calor dentro da câmara de combustão para o cálculo da temperatura em cada elemento e, finalmente, uma modelagem da emissão de NO_x pela câmara de combustão.

4.2 - Cálculo das propriedades dos gases

A câmara de combustão pode ser dividida em duas regiões, de acordo com a composição dos gases: A primeira sendo composta de apenas ar proveniente do compressor e a segunda composta de gases resultantes da combustão, figura 4.1. Sendo assim, para o cálculo das propriedades termodinâmicas, tais como entalpia, condutividade térmica, entre outras, é necessário obter equações paramétricas que regem os estados termodinâmicos dos gases de combustão e do ar atmosférico.

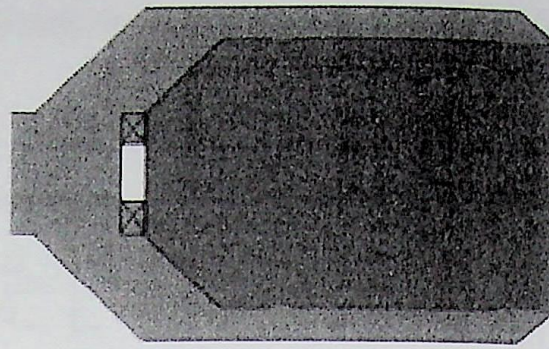


Figura 4.1 – Regiões de composição dos gases, Azul: Ar Proveniente do Compressor, Vermelho: Gases de Combustão.

A composição do ar atmosférico considerada foi de 78% de N_2 21% de O_2 e 1% de Ar e os gases produtos da combustão foram considerado compostos principalmente de H_2O , CO_2 e N_2 , o que indica uma combustão completa. Além disso, estes elementos são os que apresentam os maiores valores de emissão de radiação, no caso os mais proeminentes são o H_2O e o CO_2 , devido ao fato de serem moléculas triatômicas heteropolares. Outros gases heteropolares não possuem uma contribuição expressiva se comparado com o dióxido de carbono e a água, LEFEBVRE (1983).

Para o cálculo da câmara de combustão é necessário obter algumas propriedades, dentre elas: entalpia do ar, entalpia dos gases de combustão, C_p do ar, massa específica do ar, massa específica dos gases de combustão, condutividade térmica do ar e viscosidade cinemática do ar.

Os valores de tais propriedades foram obtidos através do programa *GASEQ*, que fornece meios para o cálculo das propriedades considerando uma composição em equilíbrio. Este programa foi desenvolvido por Chris Morley, MORLEY (2000). O cálculo do equilíbrio da composição dos elementos é baseado na metodologia da *NASA*, ver MORLEY (2000) para maiores detalhes. As equações paramétricas que governam as propriedades acima descritas foram obtidas com o auxílio da regressão polinomial do Excel e validadas com resultados do programa *GASEQ*.

O cálculo da temperatura de chama adiabática foi incluída no módulo de cálculo das propriedades termodinâmicas. Para tanto foi definido o parâmetro alfa que representa a quantidade de ar utilizado em relação à quantidade de combustível consumido e em relação à quantidade ar/combustível estequiométrica, dado por:

$$\alpha = \frac{G_{ar}}{G_{fuel} * \left(\frac{G_{ar}}{G_{fuel}} \right)_{estq}} \quad (4.1)$$

Pela lei da conservação da energia obtemos a relação de calores dentro da câmara de combustão, dado por:

$$h_{\text{fuel}}(T_{\text{fuel}}) + \alpha_{\Sigma} L_0 h_{\text{ar}}(T_{\text{ar}}) + Q_{\text{fuel}} = (1 + \alpha_{\Sigma} L_0) h_{\text{gas}}(T_{\text{gas}}) \quad (4.2)$$

O símbolo α_{Σ} representa a quantidade de ar total utilizado na saída da câmara de combustão, sendo $L_0 = \left(\frac{G_{\text{ar}}}{G_{\text{fuel}}}_{\text{estq}} \right)$.

Considerando que nem todo calor liberado pelo combustível através do poder calorífico inferior será convertido em energia, introduz-se uma eficiência de utilização do calor do combustível, conforme equação abaixo:

$$\eta_{\text{fuel}} q_{\text{fuel}} = (1 + \alpha_{\Sigma} L_0) h_{\text{gas}}(T_{\text{gas}}) - \alpha_{\Sigma} L_0 h_{\text{ar}}(T_{\text{ar}}) - h_{\text{fuel}}(T_{\text{fuel}}) \quad (4.3)$$

Para o cálculo da entalpia dos gases e do ar, a referência utilizada foi de 0°C, por isso as entalpias são somente em função de uma única temperatura, pois está considerada a variação da mesma já nos cálculos.

O valor da entalpia de referência ser 0 a 0°C foi adotado para que fosse possível montar as equações das propriedades em função da temperatura em graus Celsius, uma vez que a equação da entalpia em função da temperatura é, MORAN *et al* (1996):

$$h(T) = \int_{T_{\text{ref}}}^T C_p(T) dT + h(T_{\text{ref}}) \quad (4.4)$$

Sabendo-se que:

$$(1 + \alpha_{\Sigma} L_0) - (1 + L_0) = (\alpha_{\Sigma} - 1)L_0 \quad (4.5)$$

Temos da Equação 4.3:

$$\eta_{\text{fuel}} q_{\text{fuel}} = (1 + L_0) h_{\text{gas estq}}(T_{\text{adb}}) + (\alpha_{\Sigma} - 1)L_0 h_{\text{ar}}(T_{\text{adb}}) - \alpha_{\Sigma} L_0 h_{\text{ar}}(T_{\text{ar}}) - h_{\text{fuel}}(T_{\text{fuel}}) \quad (4.6)$$

Devido ao fato de que a entalpia do combustível é pequena, se comparada com o poder calorífico do mesmo, essa foi desconsiderada, o que resulta em:

$$\eta_{\text{fuel}} q_{\text{fuel}} - (1 + L_0) h_{\text{gas estq}}(T_{\text{adb}}) + L_0 h_{\text{ar}}(T_{\text{adb}}) = \alpha_{\Sigma} L_0 [h_{\text{ar}}(T_{\text{adb}}) - h_{\text{ar}}(T_{\text{ar}})] \quad (4.7)$$

A temperatura de chama adiabática foi calculada por um processo iterativo no qual a equação 4.7 foi igualada a zero e variado o valor da temperatura até que o valor da mesma diferenciasse em 1°C do valor calculado anterior.

Para o cálculo do volume da câmara de combustão foi considerado um parâmetro de análise da quantidade de calor que o combustível libera em relação ao volume e pressão da câmara de combustão, HSCV $[kJ/(m^3 \cdot h \cdot Pa)]$, dado por:

$$V_{cc} = \frac{G_{fuel} \eta_{fuel} \eta_{fuel}}{HSCV p_{cc}} \quad (4.8)$$

4.3 - Metodologia de Cálculo Aerodinâmico

O método é apresentado por PCHOLKIN (1973) e foi elaborado pelo Instituto Central de Caldeiras e Turbinas da Rússia. O método é baseado na formação da perda de carga de uma câmara de combustão ser composta por perdas de pressão devido ao movimento do fluxo em condições isotérmicas, ou seja, perdas a frio ΔP_{cc}^{Hid} e perdas a quente na combustão ΔP_{cc}^{comb} .

$$\Delta P_{cc} = \Delta P_{cc}^{Hid} + \Delta P_{cc}^{comb} \quad (4.9)$$

O movimento do fluxo dentro da câmara de combustão pode ser analisado como sendo um movimento por um sistema de tubos paralelos, os quais se unem em um fluxo comum na saída da câmara de combustão.

A queda de pressão de qualquer tubo é a soma das perdas de pressão das partes que o compõe, dado por:

$$\Delta P_{cc}^{Hid} = p_e - p_s = \sum_{i=1}^{i=n} \Delta h_i \quad (4.10)$$

A perda de pressão dos tubos separadas considerando as perdas na saída está relacionada com as perdas locais, ΔP_L , aliada com a resistência para vencer o atrito, ΔP_{Atr} .

As perdas de pressão da câmara de combustão para o caso de um fluxo isotérmico pode ser determinado pela diferença entre as pressões de entrada e saída, como:

$$\Delta P_{cc}^{Hid} = \left(p_1 + \rho_1 \frac{C_1^2}{2g} \right) - \left(p_2 + \rho_2 \frac{C_2^2}{2g} \right) \quad (4.11)$$

Sendo que p_1 e p_2 são as pressões estáticas da entrada e da saída em kg/cm^2 .

A figura 4.2 mostra diferentes câmaras de combustão com os seus respectivos esquemas para o cálculo da queda de pressão.

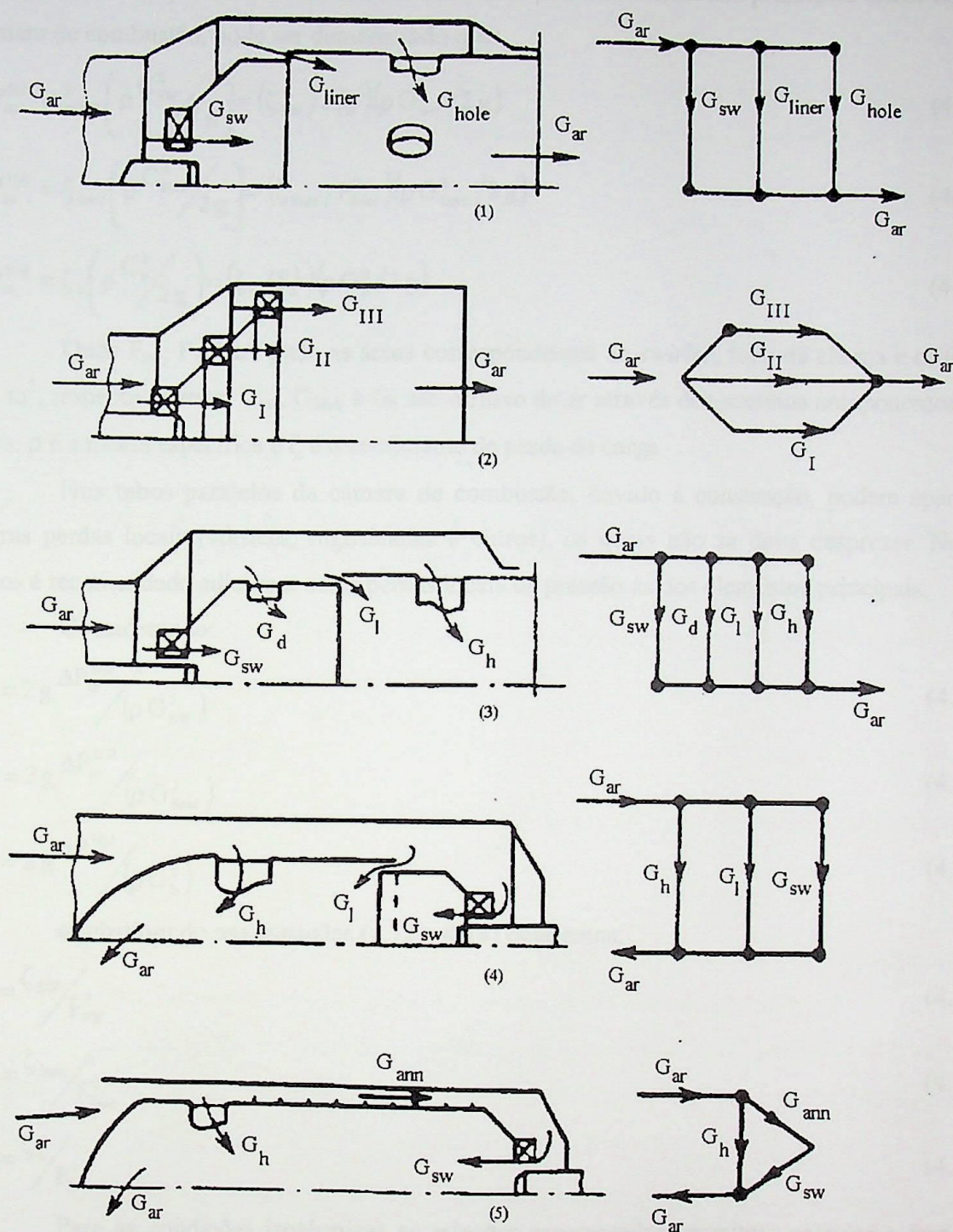


Figura 4.2 – Esquema aerodinâmico de diferentes tipos de câmara de combustão, fonte: PCHOLKIN (1973)

Analisando o primeiro esquema:



Desprezando as perdas por atrito, pois são pequenas, e supondo que as perdas de pressão nos tubos paralelos se determinam somente pela resistência dos principais elementos da câmara de combustão, pode ser demonstrado que:

$$\Delta P_{cc}^{Hid} = \zeta_{sw} \left(\rho \frac{C_{sw}^2}{2g} \right) = (\zeta_{sw} / F_{sw}^2) (\rho G_{sw}^2 / 2g) \quad (4.12)$$

$$\Delta P_{cc}^{Hid} = \zeta_{liner} \left(\rho \frac{C_{liner}^2}{2g} \right) = (\zeta_{liner} / F_{liner}^2) (\rho G_{liner}^2 / 2g) \quad (4.13)$$

$$\Delta P_{cc}^{Hid} = \zeta_h \left(\rho \frac{C_h^2}{2g} \right) = (\zeta_h / F_h^2) (\rho G_h^2 / 2g) \quad (4.14)$$

Onde F_{sw} , F_{liner} e F_h são as áreas correspondentes ao *swirler*, tubo de chama e orifícios em m^2 , respectivamente; G_{sw} , G_{liner} e G_h são o fluxo de ar através dos mesmos componentes, em m^3/s , ρ é a massa específica e ζ é o coeficiente de perda de carga.

Nos tubos paralelos da câmara de combustão, devido à construção, podem aparecer outras perdas locais (vórtices, rugosidades e outros), os quais não se deve desprezar. Nestes casos é recomendado adicionar essas perdas locais de pressão às dos elementos principais.

Considerando:

$$x_1 = 2g \frac{\Delta P_{cc}^{Hid}}{(\rho G_{sw}^2)} \quad (4.15)$$

$$x_2 = 2g \frac{\Delta P_{cc}^{Hid}}{(\rho G_{liner}^2)} \quad (4.16)$$

$$x_3 = 2g \frac{\Delta P_{cc}^{Hid}}{(\rho G_h^2)} \quad (4.17)$$

e substituindo nas equações (4.12 – 4.14) obteremos:

$$x_1 = \zeta_{sw} / F_{sw}^2 \quad (4.18)$$

$$x_2 = \zeta_{liner} / F_{liner}^2 \quad (4.19)$$

$$x_3 = \zeta_h / F_h^2 \quad (4.20)$$

Para as condições isotérmicas as relações apresentadas permitem calcular a área das seções dos tubos e dos elementos da câmara de combustão e os coeficientes de perda de pressão para os fluxos de ar dado, ou resolver o problema de forma inversa.

De forma análoga podemos elaborar o cálculo hidráulico para os outros esquemas mostrado na figura 4.2.

4.3.1 - Determinação das Áreas das Secções Principais

A área do Swirler pode ser determinada pela Equação 4.19:

$$F_{sw} = (\zeta_{sw} / x_1)^{0,5} \quad (4.21)$$

Sendo que o coeficiente de perda de carga se determina pela figura A1 do anexo 1.

A perda de carga para o tubo de chama pode ser calculada de acordo com a seguinte fórmula:

$$F_{liner} = \left[- \left(2 * i / F_{ann} \right) \pm \sqrt{\left(2 * i / F_{ann} \right)^2 + 8 x_2} \right] / 2 x_2 \quad (4.22)$$

Sendo $i = G_{liner} / G_{ann}$, no qual G_{ann} é a quantidade de ar após o tubo de chama.

A área dos orifícios primários e de diluição pode ser calculada por:

$$F_h = (\zeta_h / x_3)^{0,5} \quad (4.23)$$

4.3.2 - Determinação da Distribuição de Ar pelo Escoamento e das Perdas de Carga sendo Conhecidas as suas Dimensões Geométricas.

A perda de pressão da câmara de combustão pode ser considerada como sendo a soma da perda de pressão de cada elemento, tomando-se como base as equações 4.12 a 4.14 a perda de pressão total na câmara de combustão será:

$$\Delta P_{cc}^{Hid} = \sum_{i=1}^{i=n} \zeta (\rho / 2 g) (G_i / F_i)^2 \quad (4.24)$$

O fluxo de ar na câmara de combustão deve ser igual à soma dos fluxos individuais:

$$G_{total} = \sum_{i=1}^{i=n} G_i \quad (4.25)$$

Com isso teremos um sistema de (n+1) equações e (n+1) incógnitas, considerando os fluxos de ar pelos diferentes tubos e das perdas de pressão na câmara de combustão.

As perdas totais de pressão na câmara de combustão nas condições de trabalho (somente as perdas a frio desconsiderando a perda a quente) podem ser determinadas por:

$$\Delta P_{cc} = \Delta P_{cc}^{Hid} + (\rho C_i^2 / 2) K (T_2 / T_1 - 1) \quad \text{onde} \quad K = 2,2 (F_{in} / F_{comb})^2 \quad (4.26)$$

Sendo T_1 a temperatura do ar de entrada e T_2 a temperatura dos gases de saída.

4.3.3 - Aplicação da Metodologia nos Elementos

Os elementos considerados para o cálculo da câmara de combustão em questão são: difusor, contração, saída de ar do anular para o combustor, orifício primário, orifício de diluição, *swirler*, vazão de ar saindo dos orifícios primários e dos orifícios de diluição.

Elemento (1) – Difusor

Para o cálculo do difusor IDELCHIK (1960) organizou a tabela 4.1 com dados experimentais na qual são apresentados os coeficientes de perda de pressão como uma função da geometria e do número de Reynolds.

LEFEBVRE (1983) recomenda que a velocidade seja de aproximadamente 100 m/s ou abaixo, o que resulta em um número de Reynolds acima de $18,5 \cdot 10^5$.

Tabela 4.1 – Tabela com os valores do coeficiente de perda de pressão para o difusor, fonte: IDELCHIK (1960).

	Ângulo do Difusor, $2\alpha_{dif}^\circ$.														
n_1	3	4	6	8	10	12	14	16	20	30	45	60	90	120	180
2	0,079	0,068	0,056	0,048	0,048	0,048	0,051	0,051	0,068	0,120	0,271	0,272	0,272	0,268	0,268
4	0,101	0,091	0,085	0,089	0,080	0,107	0,135	0,169	0,240	0,382	0,506	0,360	0,582	0,377	0,567
6	0,092	0,090	0,080	0,079	0,080	0,098	0,137	0,286	0,456	0,600	0,690	0,707	0,700	0,695	0,286
10	0,085	0,084	0,084	0,083	0,086	0,114	0,160	0,332	0,520	0,600	0,760	0,825	0,840	0,823	0,332
16	0,094	0,085	0,084	0,085	0,094	0,118	0,160	0,342	0,560	0,720	0,790	0,863	0,874	0,865	0,342

Sendo n_1 a relação entre as áreas de saída e entrada, F_c / F_{dif} , do difusor e o ângulo α_{dif} o ângulo entre as áreas, figura 4.3.

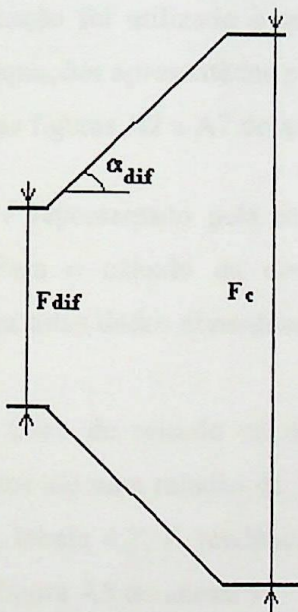


Figura 4.3 – Esquema do difusor utilizado nos cálculos

Para o cálculo dos valores intermediários foi feita uma interpolação entre os pontos da tabela 4.1 de acordo com a figura 4.4:

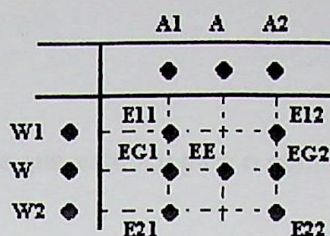


Figura 4.4 – Esquema de interpolação utilizado nos cálculos das tabelas para valores intermediários

Considerando EG1 como o valor intermediário entre E21 e E11 e EG2 entre E22 e E12, para a mesma relação de W, o resultado final, EE, estará entre os valores calculados EG1 e EG2 para a relação de A, ver figura 4.4, conforme mostram as equações a seguir:

$$EG1 = E11 + \frac{(E21 - E11)}{(W2 - W1)}(n1 - W1) \quad (4.27)$$

$$EG2 = E12 + \frac{(E22 - E12)}{(W2 - W1)}(n1 - W1) \quad (4.28)$$

$$EE = EG1 + \frac{(EG2 - EG1)}{(A2 - A1)}(\alpha_{dif} - A1) \quad (4.29)$$

Como um modo de verificação foi utilizado o gráfico apresentado por FOX (1998), IDELCHIK (1960) e os gráficos e equações apresentados por LEFEBVRE (1983) todos para as mesmas condições, o que resultou nas figuras A2 a A7 do anexo 1.

Elemento (2) – Contração

O processo de contração é representado pela diminuição de área entre a saída do difusor e a entrada do anular. Para o cálculo da contração foram utilizados os dados apresentados por FOX (1998), porém estes dados abrangem somente até uma relação de área de 0,1 a 0,5.

Devido ao fato de que a faixa de relação de área, utilizada por FOX (1998), ser pequena, os dados foram extrapolados até uma relação de 1,0 para que fosse possível trabalhar com uma maior faixa de operação, tabela 4.2. A tendência seguida para tal extrapolação é a apresentada por MOCHAN (1977), figura A8 do anexo 1.

Tabela 4.2 – Tabela com os valores do coeficiente de perda de pressão para a contração.

n ₁	Ângulo de Contração, α' °								
	10	15	40	50	60	90	120	150	180
0,10	0,05	0,05	0,05	0,08	0,08	0,19	0,29	0,37	0,43
0,25	0,05	0,04	0,04	0,07	0,07	0,17	0,27	0,35	0,41
0,50	0,05	0,05	0,05	0,06	0,06	0,12	0,18	0,24	0,26
0,60	0,05	0,04	0,04	0,04	0,05	0,10	0,15	0,19	0,20
0,80	0,02	0,02	0,02	0,02	0,03	0,05	0,08	0,10	0,11

$$\zeta = A \left[\frac{F_h}{F_{ann}} \left(\frac{C_{comb}}{C_h} \right)^{0,5} \right]^{0,5} \quad (4.34)$$

Onde A é uma constante que vale 3,0 para o combustor com orifícios. Para outros casos ver PCHOLKIN (1973).

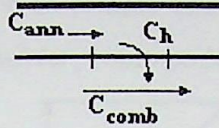


Figura 4.6 – Esquema dos fluxos de ar e de gases de combustão no anular e no tubo de chama

Elemento (4) – Orifício Primário

Os orifícios em uma câmara de combustão podem ser do tipo ovalado ou retangular, figura 4.7, possuindo uma determinada relação entre o comprimento e a largura do orifício.

Considerando o escoamento na seção anular da câmara de combustão como sendo completamente desenvolvido e turbulento é necessário recorrer a dados experimentais para analisar a perda de carga localizada no orifício primário. Uma análise feita por IDELCHIK (1960) ilustra a situação estudada.

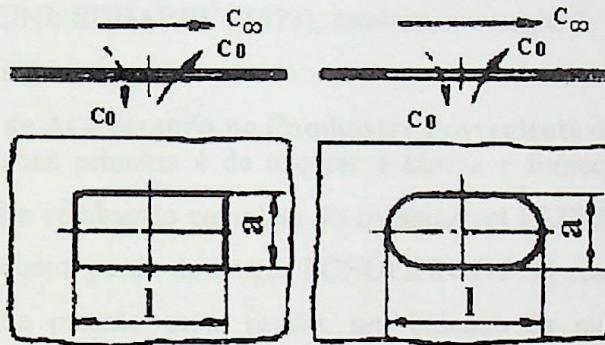


Figura 4.7 – Configuração dos orifícios. Fonte: IDELCHIK (1960)

As condições dos experimentos foram de Reynolds acima de 10^4 e velocidade do meio, C_∞ , não nula. Para o cálculo da câmara de combustão foi considerado um orifício com relação $l/a = 1$. Sendo os valores do coeficiente de perda de pressão para esta relação em função das velocidades do orifício e da velocidade do meio, C_∞/C_0 , IDELCHIK, (1960) elaborou uma equação que descreve o comportamento do coeficiente de perda de carga em função da relação de velocidade, dada por:

$$\zeta = 8,633 \cdot 10^{-2} \left(\frac{C_\infty}{C_0} \right)^2 + 2,198 \cdot 10^{-1} \frac{C_\infty}{C_0} + 2,662 \quad (4.35)$$

Elemento (5) – Orifício de Diluição

Para o orifício de diluição o mesmo procedimento adotado para o primário foi utilizado, alterando apenas os valores para a relação de velocidades.

Elemento (6) – Swirler

NAREJNI; SUDAREV (1973) apresentaram os valores de perda de carga para o *swirler* em função do ângulo das pás e da relação entre os diâmetros do orifício de injeção de combustível e o diâmetro externo do *swirler*, como pode ser visto na figura 4.8.

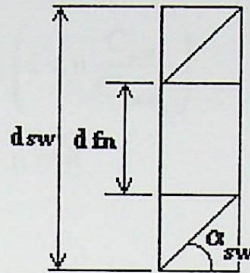


Figura 4.8 – Esquema do *swirler*.

A figura A9 do anexo 1 mostra os valores do coeficiente de perda de carga apresentados por LEFEBVRE (1983) e se compararmos a tendência dessa curva com a apresentada por NAREJNI; SUDAREV (1973), também no anexo 1, figura A1, verificaremos que elas mostram o mesmo comportamento.

Elemento (7) – Vazão de Ar Entrando no Combustor Proveniente dos Orifícios Primários.

A função da zona primária é de ancorar a chama e fornecer tempo, temperatura e turbulência para atingir a combustão completa do combustível LEFEBVRE (1983), em função deste fator há uma pequena perda de carga. PCHOLKIN (1973) realizou, para o cálculo do coeficiente de perda de pressão nesta região, um balanço de massa e uma análise das velocidades de acordo com a figura 4.9.

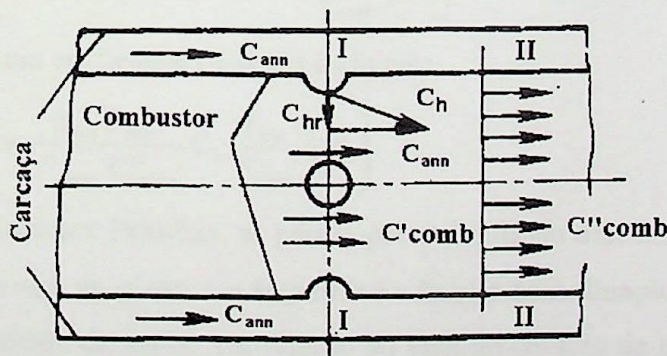


Figura 4.9 – Esquema de velocidades, fonte: PCHOLKIN (1973).

Assim, considerando $n = \frac{G_r}{G'_{comb}}$ e $m = \frac{C_{ann}}{C'_{comb}}$ temos que:

$$G''_{comb} = G'_{comb} (n+1) \quad e \quad C''_{comb} = C'_{comb} (n+1) \quad (4.35)$$

Realizando-se o balanço para as forças no eixo axial temos:

$$F (p'_{comb} - p''_{comb}) = G''_{comb} C''_{comb} - (G'_{comb} C'_{comb} + G_h C_{ann}) \quad (4.36)$$

$$F (p'_{comb} - p''_{comb}) = G'_{comb} (n+1) * C'_{comb} (n+1) - (G'_{comb} C'_{comb} + G_h C_{ann}) \quad (4.37)$$

$$\frac{G'_{comb}}{C'_{comb} * \rho} (p'_{comb} - p''_{comb}) = G'_{comb} C'_{comb} (n+1)^2 - G'_{comb} \left(C'_{comb} + \frac{G_r}{G'_{comb}} C_{ann} \right) \quad (4.38)$$

$$\frac{(p'_{comb} - p''_{comb})}{C'_{comb} * \rho} = C''_{comb} (n+1)^2 - C'_{comb} \left(1 + n \frac{C_{ann}}{C'_{comb}} \right) \quad (4.39)$$

$$(p'_{comb} - p''_{comb}) = C''_{comb} \rho [(n+1)^2 - (1 + n m)] \quad (4.40)$$

$$\Delta p_{I-II} = \frac{2 C''_{comb} \rho}{2} [n^2 + 2 n - n m] \quad (4.41)$$

$$\Delta p_{I-II} = \frac{C''_{comb} \rho}{2} [2 n (n + 2 - m)] \quad (4.42)$$

O que resulta em um coeficiente de perda de carga:

$$\zeta = 2 n (n + 2 - m) \quad (4.43)$$

Elemento (8) - Ar Entrando no Combustor Proveniente dos Orifícios de Diluição.

Para o cálculo da perda de carga neste elemento a mesma análise feita na situação anterior foi considerada por PCHOLKIN (1973), o que resulta em:

$$F_{comb} \Delta p_8^{Hid} = G''_{comb} C''_{comb} - (G'_{comb} C'_{comb} + G_h C_h \operatorname{tg} \alpha) \quad (4.44)$$

$$F_{ocmb} \Delta p_8^{Hid} = \rho''_{comb} C''_{comb} F_{comb} - (\rho'_{comb} C'^2_{comb} F_{comb} + \rho_{ann} C_{ann} C_h F_{ann} \operatorname{tg} \alpha) \quad (4.45)$$

$$\Delta p_8^{Hid} = \rho''_{comb} C''_{comb} - \left(\rho'_{comb} C'^2_{comb} + \rho_{ann} C_{ann} C_0 \frac{F_{ann}}{F_{comb}} \operatorname{tg} \alpha \right) \quad (4.46)$$

Resultando em um coeficiente de perda dado por:

$$\zeta = 2 \left(1 - \frac{\rho'_{comb} C'^2_{comb}}{\rho''_{comb} C''_{comb}} + \frac{\rho_{ann} C_{ann}}{\rho''_{comb} C'^2_{comb}} C_h \frac{F_{ann}}{F_{comb}} \operatorname{tg} \alpha \right) \quad (4.47)$$

Para a análise feita por Pcholkin, as perdas por atrito foram desconsideradas por serem pequenas se comparadas com as outras, e o ângulo α é o ângulo de inclinação entre a velocidade de entrada do ar proveniente do anular em relação ao eixo do orifício de diluição, e pode ser obtido segundo equação, para outros casos ver PCHOLKIN (1973):

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{F_{hole}}{F_{ann}} 0,6 \quad (4.48)$$

4.3.4 - Cálculo da Profundidade do Jato dos Orifícios Primários e de Diluição

LEFEBVRE (1983) apresenta uma correlação para o estudo da máxima penetração do jato dos orifícios de diluição e primários. Esta equação apresenta uma relação entre o momento do fluxo e a razão da vazão em massa de gás no combustor e a vazão em massa do ar proveniente da seção do anular.

Esta equação apresenta uma boa concordância entre os dados experimentais e aqueles previstos pela equação, porém a faixa de dados para esta análise foi pequena, como no caso da razão entre o espaçamento dos orifícios em relação com o diâmetro do mesmo variando de 2 a 6, o que talvez tenha resultado no valor da constante 1,25 presente na equação.

$$\frac{Y_{\max}}{d_j} = 1,25 \left(\frac{\rho_j C_j^2}{\rho_g C_g^2} \right)^{0,5} \frac{m_g}{m_g + m_j} \quad (4.49)$$

A mesma análise foi feita por NAREJNI; SUDAREV (1973), mas para condições mais abrangentes resultou em uma equação semelhante com a equação apresentada por LEFEBVRE (1983), dada por:

$$\frac{Y_{\max}}{d_{\text{comb}}} = \text{sen} \varphi \text{ ks} \frac{C_j}{C_g} \sqrt{\frac{T_g}{T_j}} \quad (4.50)$$

Sendo

$$C_j = \sqrt{C_{\text{hr}}^2 + C_{\text{ann}}^2} \quad \text{e} \quad \varphi = \text{arctg} \frac{C_{\text{hr}}}{C_{\text{ann}}} \quad (4.51)$$

A figura 4.10 e 4.11 mostram o esquema de cálculo utilizado e a relação do coeficiente de perda de pressão, respectivamente, utilizados por NAREJNI; SUDAREV (1973)

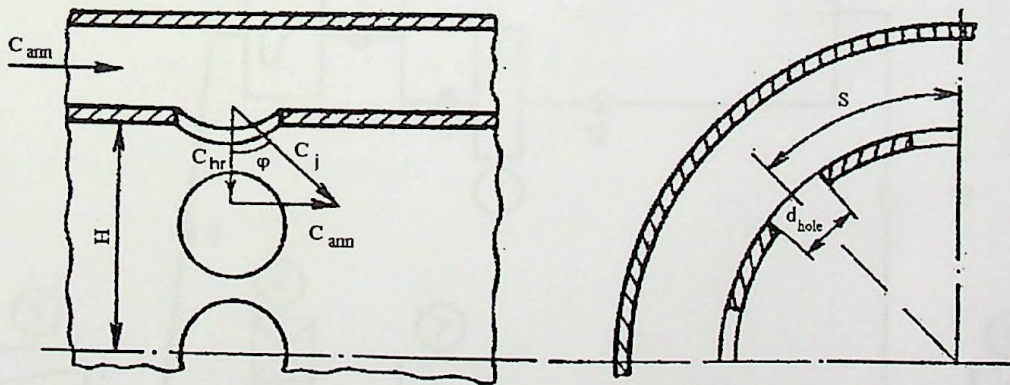


Figura 4.10 – Esquema de velocidades nos orifícios e relação do espaçamento dos mesmos, fonte: NAREJNI; SUDAREV (1973).



Figura 4.12 – Malha de cálculo das pressões.

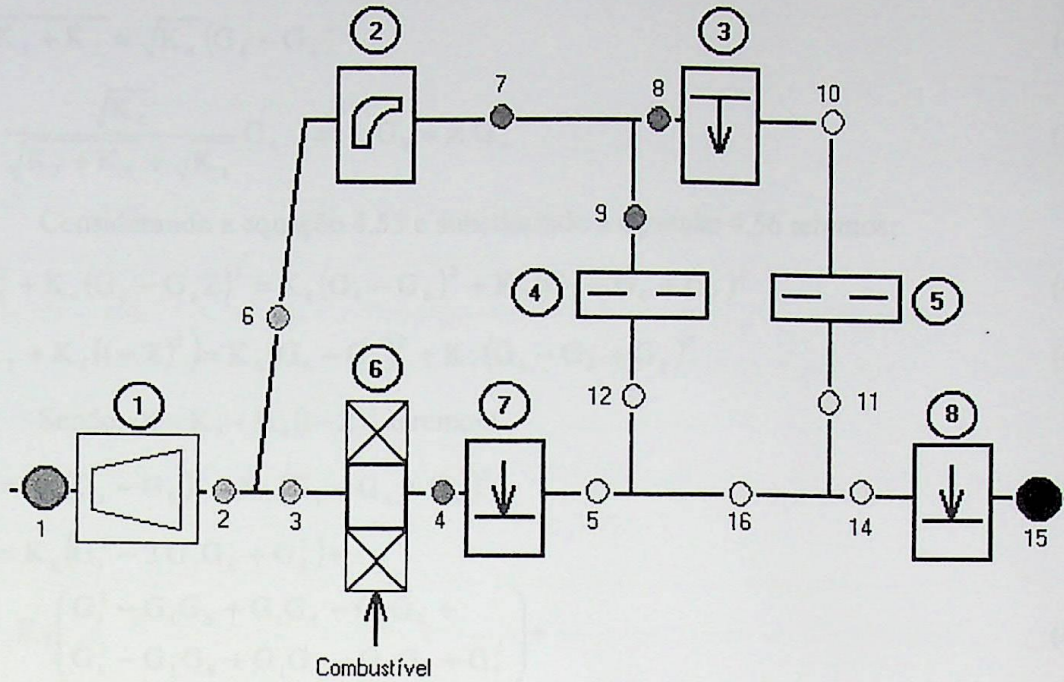


Figura 4.13 – Malha para o cálculo das vazões.

Ambas as malhas representam a mesma câmara de combustão, sendo cada elemento representado por um número circulado e cada ponto que sofre mudança de fluxo ou perda de pressão está representado por um número. Na formulação matemática as pressões, temperaturas, massas específicas, vazões em massa e α estão relacionados com os pontos propostos nas figuras 4.12 e 4.13, porém os ζ s, áreas, velocidades e os K s estão relacionados com os elementos propostos nas mesmas figuras.

Os pontos são os mesmos, em ambas as malhas, com exceção do ponto 16 da figura 4.13, pois neste caso é necessário representar o fluxo após os orifícios primários e antes dos orifícios de diluição. Como se pode notar foram considerados de mesma pressão os pontos 5, 12, 16, 11 e 14, marcados pela mesma cor.

Considerando as figuras 4.12 e 4.13 e a análise apresentada na seção 4.3 tem-se:

$$\Delta p = \zeta_i \frac{\rho_i C_i^2}{2}; \quad G_i = \rho_i F_i C_i \tag{4.52}$$

$$\Delta p_i = \zeta_i \frac{\rho_i}{2} \frac{G_i^2}{\rho_i^2 F_i^2} = \zeta_i \frac{1}{2\rho_i F_i^2} G_i^2 = K_i G_i^2 \tag{4.53}$$

$$K_3 G_8^2 + K_5 G_8^2 = K_4 (G_6 - G_8)^2 \tag{4.54}$$

$$K_2 G_6^2 + K_4 (G_6 - G_8)^2 = K_6 (G_1 - G_6)^2 + K_7 (G_1 - G_6 + G_f)^2 \tag{4.55}$$

Da equação 4.54 teremos

$$G_8^2(K_3 + K_5) = K_4(G_6 - G_8)^2 \quad (4.56)$$

$$G_8 \sqrt{K_3 + K_5} = \sqrt{K_4}(G_6 - G_8) \quad (4.55)$$

$$G_8 = \frac{\sqrt{K_4}}{\sqrt{K_3 + K_5} + \sqrt{K_4}} G_6 \Rightarrow G_8 = Z G_6 \quad (4.56)$$

Considerando a equação 4.55 e substituindo a equação 4.56 teremos:

$$K_2 G_6^2 + K_4(G_6 - G_6 Z)^2 = K_6(G_1 - G_6)^2 + K_7(G_1 - G_6 + G_f)^2 \quad (4.57)$$

$$G_6^2(K_2 + K_4(1-Z)^2) = K_6(G_1 - G_6)^2 + K_7(G_1 - G_6 + G_f)^2 \quad (4.58)$$

Sendo: $X = K_2 + K_4(1-Z)^2$ teremos:

$$G_6^2 X = K_6(G_1 - G_6)^2 + K_7(G_1 - G_6 + G_f)^2 \quad (4.59)$$

$$G_6^2 X = K_6(G_1^2 - 2G_1G_6 + G_6^2) + K_7 \left(G_1^2 - G_1G_6 + G_1G_f - G_1G_6 + G_6^2 - G_fG_6 + G_1G_f - G_6G_f + G_f^2 \right) + K_7(G_1^2 + G_6^2 + G_f^2 - 2G_1G_6 + 2G_1G_f - 2G_fG_6) \quad (4.60)$$

Isolando os termos G_6^2 e G_6 de tal maneira que forme uma equação do segundo grau, teremos:

$$G_6^2[K_6 + K_7 - X] - G_6[K_6 2G_1 + K_7 2G_1 + K_7 2G_f] + K_6 G_1^2 + K_7 G_1^2 + K_7 G_f^2 + K_7 2G_1G_f = 0 \quad (4.61)$$

Considerando:

$$A = K_6 + K_7 - X \quad (4.62)$$

$$B = -2[G_1(K_6 - K_7) + G_f K_7] \quad (4.63)$$

$$C = G_1^2(K_6 + K_7) + G_f^2 K_7 + 2G_1G_f K_7 \quad (4.64)$$

Resultando em:

$$A G_6^2 + B G_6 + C = 0 \quad (4.65)$$

Resolvendo a equação 4.65 teremos a seguinte solução:

$$G_6 = -\frac{B \pm \sqrt{D}}{2A} \quad (4.66)$$

Onde $D = B^2 - 4AC$.

Para esta análise deve-se considerar que $D \geq 0$, $0 \leq G_6 \leq G_1$ e $G_6 \geq G_8$.

Lembrando-se que para cada elemento foram calculados C , F , K e ζ e para cada ponto T , p , G , α e ρ , figuras 4.12 e 4.13.

4.4 - Transferência de Calor

O método de transferência de calor considerado é apresentado por PCHOLKIN (1973), no qual considera que a câmara de combustão recebe calor da chama e devolve para o fluxo de ar de resfriamento e depois para a carcaça da câmara. Este por sua vez transfere uma parte para o meio ambiente e outra parte é retransmitida para o fluxo de ar no anular, figura 4.14.

A influência térmica da chama na superfície da câmara é dependente do fluxo de ar, do comprimento da zona de queima, superfície da chama, etc. Geralmente a mudança da temperatura da parede da câmara é complexa, entretanto esta pode ser determinada pelo método de aproximação consecutiva, em um circuito elementar.

Para o cálculo da transferência de calor foram feitas algumas hipóteses, dentre elas: a perda de calor da câmara para o meio ambiente é pequena e pode ser assumida como sendo zero. Além disso, a ação protetora das camadas ou jatos de ar dentro do combustor não foi considerada.

A temperatura e espessura da parede são consideradas constantes ao longo do combustor. Estas hipóteses dão, obviamente, uma super estimativa da temperatura da parede.

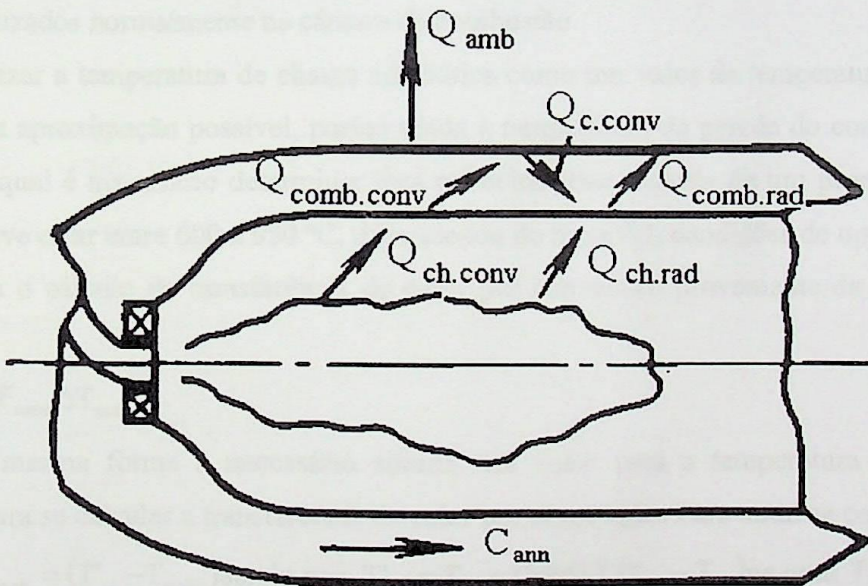


Figura 4.14 – Esquema de transferência de calor em uma câmara de combustão, PCHOLKIN (1973).

Assim para o cálculo da transferência de calor considera-se:

$$Q_{ch} = Q_{comb} = Q_{ar} + Q_{amb} \quad (4.67)$$

Sendo que $Q_{amb} \ll Q_{ar}$ a equação 4.67 resulta em:

$$Q_{ch} = Q_{comb} = Q_{ar} \quad (4.68)$$

Na qual

$$Q_{ch} = Q_{ch.rad} + Q_{ch.conv} \quad (4.69)$$

A soma da transferência de calor por radiação das paredes internas da carcaça e por convecção do ar de resfriamento pode ser expressa como:

$$Q_{comb} = Q_{comb.rad} + Q_{comb.conv} \quad (4.70)$$

Considerando que o valor da transferência de calor por convecção da carcaça da câmara de combustão é igual ao valor da transferência por radiação do combustor para o ar de resfriamento, tem-se:

$$Q_{ar} = Q_{comb.rad} + Q_{comb.conv} = Q_{c.conv} + Q_{comb.conv} \quad (4.71)$$

A transferência de calor por radiação da chama pode ser calculada como:

$$Q_{ch.rad} = \varepsilon_{wallc} \varepsilon_g \sigma F_{comb} \left[\left(\frac{T_{ch}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{wallc}}{100} \right)^4 \right] \quad (4.72)$$

Onde $\varepsilon_{wallc} = 0,5(1 + \varepsilon_n)$ é um fator que considera que a superfície exposta à chama não é negra, mas tem um efeito de emissividade menor do que a unidade, no qual ε_n depende do material, temperatura e grau de oxidação da parede. Estes valores ficam entre 0,8 a 1,0 para os materiais utilizados normalmente na câmara de combustão.

Utilizar a temperatura de chama adiabática como um valor de temperatura da chama é uma primeira aproximação possível, porém ainda a temperatura da parede do combustor é uma incógnita, a qual é necessário determinar esta primeiramente através de um processo iterativo. Este valor deve estar entre 600 a 950 °C, dependendo do material, condições de operação.

Para o cálculo da transferência de calor por convecção proveniente da chama tem-se que:

$$Q_{ch.conv} = \alpha_g F_{comb} \Delta T_{m,ch} \quad (4.73)$$

Da mesma forma é necessário admitir um valor para a temperatura da parede do combustor para se calcular a transferência de calor por convecção. Para tanto se considera que :

$\Delta T_{m,ch} = (T'_{ch} - T_{wallc})$ sendo que $T'_{ch} = T_{ar} + Coef_{ch}^{resf} (T_{ch} - T_{ar})$ na qual $T_{ar} < T'_{ch} < T_{ch}$ e o $Coef_{ch}^{resf}$ possui valores entre 0,5 e 0,8 (-).

Para o cálculo do coeficiente de transferência de calor por convecção se faz uso da seguinte equação:

$$\alpha_g = 0,0206 \text{ cp}_g \mu_g^{0,18} \frac{G_I^{0,82}}{d_{\text{comb}}^{1,82}} \left(\frac{T'_{\text{ch}}}{T_{\text{wallc}}} \right)^{0,35} \quad (4.74)$$

Na qual os valores do C_p e da viscosidade dinâmica do gás estão na temperatura da parede do combustor, T_{wallc} .

A transferência de calor por convecção da parede para o ar de resfriamento é dada por:

$$Q_{w,\text{conv}} = \alpha_w F'_{\text{comb}} \Delta T_{m,\text{wallc}} \quad (4.75)$$

A diferença média de temperatura entre a parede e o ar de resfriamento é dada por:

$$\Delta T_{m,\text{wallc}} = \frac{T'_{\text{ar}} - T'_{\text{ar}}}{\ln \left[\frac{T'_{\text{wallc}} - T'_{\text{ar}}}{T'_{\text{wallc}} - T'_{\text{ar}}} \right]} \quad (4.76)$$

A temperatura na qual o ar de resfriamento será aquecido, T'_{ar} , pode ser calculada pela seguinte equação:

$$Q_{\text{ch}} = Q_{\text{ar}} \quad (4.77)$$

$$Q_{\text{ch,rad}} + Q_{\text{ch,conv}} = (\alpha_{\Sigma} - \alpha_{P,H}) L_0 G_{\text{fuel}} \text{cp}_{\text{ar}} (T'_{\text{ar}} - T_{\text{ar}}) \quad (4.78)$$

A temperatura da parede do combustor no lado do anular pode ser calculada por:

$$T'_{\text{wallc}} = T_{\text{wallc}} - \frac{Q_{\text{ch}} \delta}{\lambda * F_{\text{comb}}} \quad (4.79)$$

O coeficiente de transferência de calor pode ser calculado por:

$$\alpha_w = \text{Nu} \frac{\lambda_{\text{ar}}}{d_{\text{comb}}} \quad (4.80)$$

Sendo o número de Nusselt e Reynolds dados por:

$$\text{Nu} = 0,018 \text{Re}^{0,8} \quad \text{e} \quad \text{Re} = \frac{C_{\text{ann}} d_{\text{comb}}}{\mu} \quad (4.81)$$

Assim para o cálculo da transferência de calor por convecção da parede do combustor para o ar de resfriamento é necessário determinar a velocidade que o ar flui no anular.

A transferência de calor por radiação do combustor pode ser calculada por:

$$Q_{w,\text{rad}} = \varepsilon_{\text{ar}} \sigma F'_{\text{comb}} \left[\left(\frac{T'_{\text{comb}}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{\text{cas}}}{100} \right)^4 \right] \quad (4.82)$$

$$\text{Sendo } F'_{\text{comb}} = \pi (d_{\text{comb}} + 2\delta) l_{\text{comb}} \Rightarrow F'_{\text{comb}} \cong F_{\text{comb}}$$

O grau de emissividade pode ser determinado pela fórmula:

$$\varepsilon_{\text{ar}} = \frac{1}{\left[\frac{1}{\varepsilon_{\text{wallc}}} + \frac{F'_{\text{comb}}}{F_{\text{comb}}} * \left(\frac{1}{\varepsilon_{\text{cas}}} - 1 \right) \right]} \quad (4.83)$$

Para o cálculo da temperatura da carcaça uma equação experimental foi elaborada:

$$T_{cas} = T_{ar} + Coef_{ch}^c (T'_{wallc} - T_{ar}) \quad (4.84)$$

Na qual $Coef_{ch}^c$ possui valores na faixa de 0,05 a 0,20 (-).

Utilizando as equações 4.67 a 4.84 é possível estabelecer um ponto no qual a transferência de calor da chama se iguala com a transferência de calor da parede do combustor, para uma determinada temperatura da parede do mesmo.

Esta análise é simples e para se determinar os valores mais próximos da realidade é necessário levar em consideração fatores como a influência do filme de resfriamento, jatos ou outros efeitos de resfriamento que possam alterar a temperatura da parede do combustor, ou mesmo verificar a análise através de experimentos com combustores para as condições projetadas.

LEFEBVRE (1983) também realizou um estudo para a transferência de calor em câmaras de combustão. Algumas diferenças entre os cálculos de LEFEBVRE (1983) e PCHOLKIN (1973) podem ser encontradas devido a algumas hipóteses feitas, dentre elas:

- Para o cálculo da radiação proveniente dos gases de combustão, Lefebvre considerou uma superfície do combustor que emite uma pequena taxa de radiação e os gases de combustão, por sua vez, irão absorver esta radiação emitida pela superfície.
- Ambos coeficientes de convecção entre o gás e a parede do combustor são experimentais e equivalentes, com diferença de expoentes. A pequena diferença entre a constante 0,017 do Lefebvre e 0,0206 do Pcholkin, é que o primeiro levou em consideração a existência de um perfil de temperatura radial que faz com que a temperatura perto da parede do combustor seja menor do que a média.
- Para a análise da transferência de calor por convecção no anular, Pcholkin considerou que a temperatura na superfície do combustor fosse constante, e que a diferença entre as temperaturas caísse exponencialmente. Já Lefebvre manteve as mesmas condições feitas, na análise da transferência de calor por convecção da chama para a parede do combustor.

Estas diferenças não apresentaram um resultado significativo, em relação aos valores de temperaturas envolvidos na câmara de combustão, por exemplo, a temperatura de chama adiabática, no cálculo da temperatura da parede do combustor, resultando em diferenças da ordem de 40 K entre um método e outro, para as mesmas condições iniciais.

4.5 - Estimativa da Emissão de NOx

As principais emissões de turbinas a gás consideradas poluentes são: óxidos de nitrogênio (NO e NO₂, expressos com NOx), monóxido de carbono (CO), hidrocarbonetos não queimados (UHC, usualmente expresso em equivalente de metano), óxidos de enxofre (SO₂ e SO₃) e particulados (PM). Hidrocarbonetos não queimados são provenientes de compostos orgânicos voláteis (VOC) os quais contribuem para a formação de uma camada de ozônio troposférico, e compostos tais como metano e etano que não contribuem para a formação da mesma. SO₂, UHC e PM são considerados negligenciáveis quando se queima gás natural, sendo assim somente NOx e possíveis CO são as únicas emissões significantes quando o combustível da turbina a gás é o gás natural.

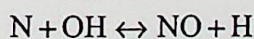
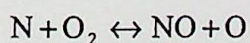
Os óxidos de nitrogênio são produzidos pela oxidação do nitrogênio atmosférico nas altas temperaturas da chama. O processo de formação é endotérmico e se processa de modo mais rápido em temperaturas acima de 1800 K. Assim ao contrário do CO e do UHC, a quantidade de óxidos aumenta somente nas regiões centrais da chama em um combustor, LEFEBVRE (1983).

Os mecanismos de produção são basicamente três:

- NO Térmico – é produzido por oxidação do nitrogênio atmosférico nos gases após a chama.
- NO *prompt* – é produzido por reações de alta velocidade na frente da chama.
- NO do combustível – é formado por oxidação do nitrogênio contido no combustível.

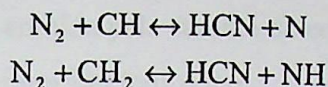
4.5.1 - NO Térmico

Este processo está relacionado ao sistema que não contém átomos de nitrogênio na composição do combustível. A formação do óxido nítrico, por este mecanismo, é proveniente do nitrogênio atmosférico e é conhecido pelo mecanismo de formação de Zeldovich. O NOx térmico é iniciado pela reação do N₂ com o átomo de O, e é a reação dominante a altas temperaturas, acima de 2950 °F (1620 °C), dado por:



4.5.2 - NO Prompt

A formação de NO proveniente da reação do nitrogênio molecular com fragmentos de hidrocarbonetos na região de chama é conhecido como NO rápido (*prompt*), também conhecido como NOx de Fenimore e tal mecanismo é dado pelas seguintes reações:



4.5.3 - NO do Combustível

O NO formado durante a reação de combustíveis que contém um ou mais átomos de nitrogênio é conhecido como uma importante fonte de óxido nítrico. O mecanismo é descrito como uma decomposição do combustível, antes da região de combustão, em compostos de nitrogênio de baixo peso molecular ou em radicais tais como NH₃, NH₂, NH, CN, etc. O que facilita a oxidação do composto de nitrogênio em óxidos nítricos, NOWROOZI (2001).

Para o gás combustível utilizado, a presença do nitrogênio na composição foi considerada baixa, sendo assim foi considerado o NOx de Fenimore e o NOx formado pelo mecanismo de Zeldovich.

O processo de combustão em questão, foi considerado como sendo linear e de término no final da primeira zona, ou seja antes do primeiro jato de ar do orifício primário.

Para o cálculo da quantidade de NOx emitido pelo combustor SHATIL (1997) elaborou um método empírico para o cálculo, no qual considerará a quantidade de O₂ presente na zona em análise. Considerando as hipóteses acima, a quantidade de O₂ em cada zona pode ser calculada como sendo:

$$[O_2]_{PZ} = (0,21 - 0) / 2 \quad (4.85)$$

$$[O_2]_{LZ} = 21 - 21 / \alpha_{DZ} \quad (4.86)$$

$$[O_2]_{DZ} = 21 - 21 / \alpha_{\Sigma} \quad (4.87)$$

Para o cálculo do tempo, foi feita uma análise simples considerando a distância percorrida pela velocidade, dada por:

$$\tau_{\pi} = L / W \quad (4.88)$$

Sendo assim o tempo de reação química do NOx proveniente do ar pode ser dado pela equação:

$$\tau_{ar} = \frac{e^{\frac{21000}{T}} \left(\frac{T}{21000} \right)^{0,5}}{40000 \tau_{\pi} P [O_2]} \quad (4.89)$$

Onde a pressão, p, deve ser em atm.

A concentração em cada região pode ser dada pela equação:

$$[\text{NO}_x]^{\text{ar}'} = \frac{1,3}{1 + \tau_{\text{ar}}} \quad (4.90)$$

Para o cálculo da concentração emitida pela câmara de combustão considerando apenas a concentração do NOx proveniente da atmosfera temos que:

$$[\text{NO}_x]^{\text{ar}} = \frac{1}{\alpha_{\Sigma}} \left[\alpha_{\text{PZ}} B' [\text{NO}_x]^{\text{ar}'} + (\alpha_{\text{DZ}} B'' - \alpha_{\text{PZ}} B') [\text{NO}_x]^{\text{ar}''} + (\alpha_{\Sigma} B''' - \alpha_{\text{DZ}} B'') [\text{NO}_x]^{\text{ar}'''} \right] \quad (4.91)$$

No cálculo do NOx do combustível deverá ser considerado apenas na zona de queima, já que é nessa zona que ocorre a dissociação dos elementos.

O tempo de reação química do combustível é calculado como sendo:

$$\tau_{\text{fuel}} = \frac{e^{5000/T} (T/5000)^{0,5}}{40000 \tau_{\pi} p [\text{O}_2]} \quad (4.92)$$

O tempo de dissociação do combustível pode ser calculado pela seguinte equação:

$$\tau_{\text{fuel}}^{\text{D}} = \frac{1 - \alpha_{\text{PZ}}}{\alpha_{\text{PZ}} - 0,279} \quad (4.93)$$

Considerando $\alpha_{\text{PZ}} < 1$, caso não seja o tempo de dissociação será zero.

Levando-se em consideração que todo o combustível é dissociado na primeira zona a concentração de NOx proveniente do combustível é dada por:

$$[\text{NO}_x]^{\text{fuel}'} = \frac{4,5 [\text{N}_2]_{\text{max}} 10^3 / \text{PCI } k_{\text{NO}_x}}{1 + \tau_{\text{fuel}} + \tau_{\text{fuel}}^{\text{D}}} \quad (4.94)$$

Sendo que o poder calorífico do combustível, PCI deve ser em kcal

Para o cálculo da concentração de NOx do combustível utiliza-se a seguinte equação:

$$[\text{NO}_x]^{\text{fuel}} = \beta' B' [\text{NO}_x]^{\text{fuel}'} + (\beta'' B'' - \beta' B') [\text{NO}_x]^{\text{fuel}''} + (\beta''' B''' - \beta'' B'') [\text{NO}_x]^{\text{fuel}'''} \quad (4.95)$$

Considerando a hipótese que todo combustível é dissociado na primeira zona, a equação 4.95 reduz-se a:

$$[\text{NO}_x]^{\text{fuel}} = \beta' B' [\text{NO}_x]^{\text{fuel}'} \quad (4.96)$$

Sendo assim a emissão de NOx da câmara de combustão relativo a 15% de O₂ é dada pela equação:

$$[\text{NO}_x] = \left(\frac{\alpha_{\Sigma}}{21/21-15} \right) ([\text{NO}_x]^{\text{ar}} + [\text{NO}_x]^{\text{fuel}}) \quad (4.97)$$

5.1 – Introdução

O programa desenvolvido gerencia a execução da pesquisa e faz diversas operações de cálculo de combustão. Além de uma interface gráfica, o programa possibilita a obtenção posterior de resultados e informações da execução em arquivos gerados no próprio sistema de gerenciamento de arquivos.

A linguagem utilizada, principalmente, foi a linguagem FORTRAN, devido ao vasto conhecimento da mesma, além de ser de fácil programação e utilização em sistemas antigos, e a linguagem C++, para melhor desempenho e rapidez e também para a utilização de estruturas de dados mais modernas e acesso ao PCCM, além de facilidade de acesso em arquivos digitais em sistemas modernos e acesso em sistemas antigos.

CAPÍTULO 5 – PROGRAMA DE CÁLCULO DA CÂMARA DE COMBUSTÃO

5.2 – Descrição do Programa

Primeiramente a diagrama simplificado do programa está na Figura 5.1. Depois disso, segue a descrição do funcionamento, as equações de cálculo e os dados de entrada da câmara de combustão, as características físicas de alguns fluidos como a velocidade do gás, a velocidade do gás, a pressão, a temperatura de entrada e saída de gases, valores em massa de combustíveis e oxidantes de base seca, como mostrado na Figura 5.1. O algoritmo segue a sequência apresentada na Figura 5.2 até 5.3.

5.1 - Introdução

O programa desenvolvido permite a visualização da geometria e das principais características da câmara de combustão. Através de uma interface amigável, o programa possibilita o cálculo preliminar do combustor e uma análise da influência dos principais parâmetros de projeto de uma câmara de combustão de turbina a gás.

A linguagem utilizada, primeiramente, foi a linguagem *PASCAL* devido ao prévio conhecimento da mesma, além de ser de fácil programação e utilização. Em seguida utilizou-se o ambiente *DELPHI 4.3*, pois neste ambiente é possível importar os arquivos e funções previamente escritas e testadas em *PASCAL*, além da facilidade de elaborar um ambiente amigável com recursos visuais, o que resultou em um *software* com mais de 8.000 linhas de programação.

5.2 - Funcionamento do Programa

Primeiramente o sistema computacional exibe uma tela para a entrada do programa. Dentre esses dados estão a composição do combustível, as propriedades do material a ser utilizado na modelagem da câmara de combustão, as características iniciais da câmara (tais como a velocidade na seção anular, velocidade nas pás do *Swirler*, etc.) além da temperatura de entrada e saída da câmara, vazão em massa de combustível e o diâmetro do bico injetor, como mostrado na figura 5.1. O cálculo segue o fluxograma apresentado na figura 5.2 e 5.3.

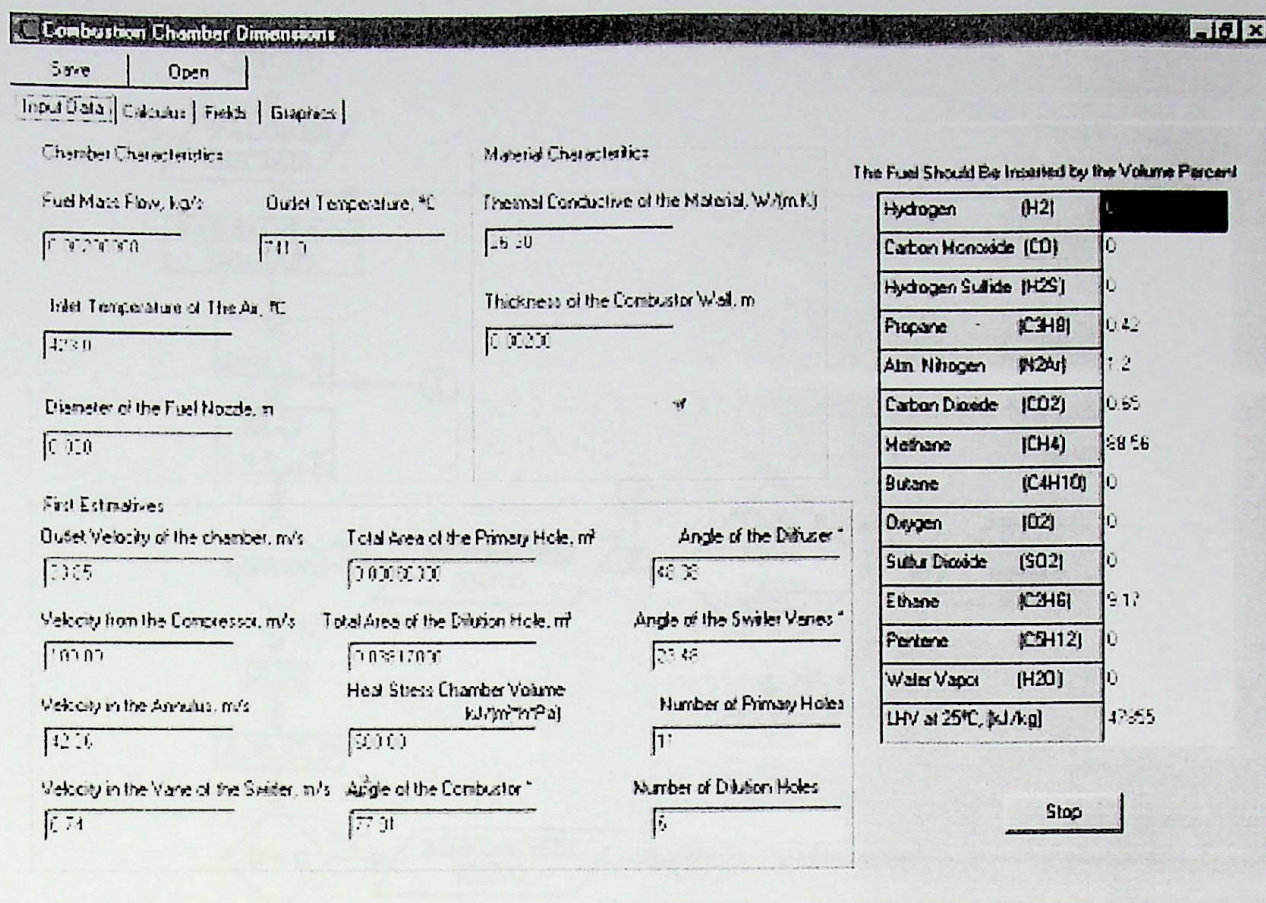


Figura 5.1 – Tela inicial do programa.

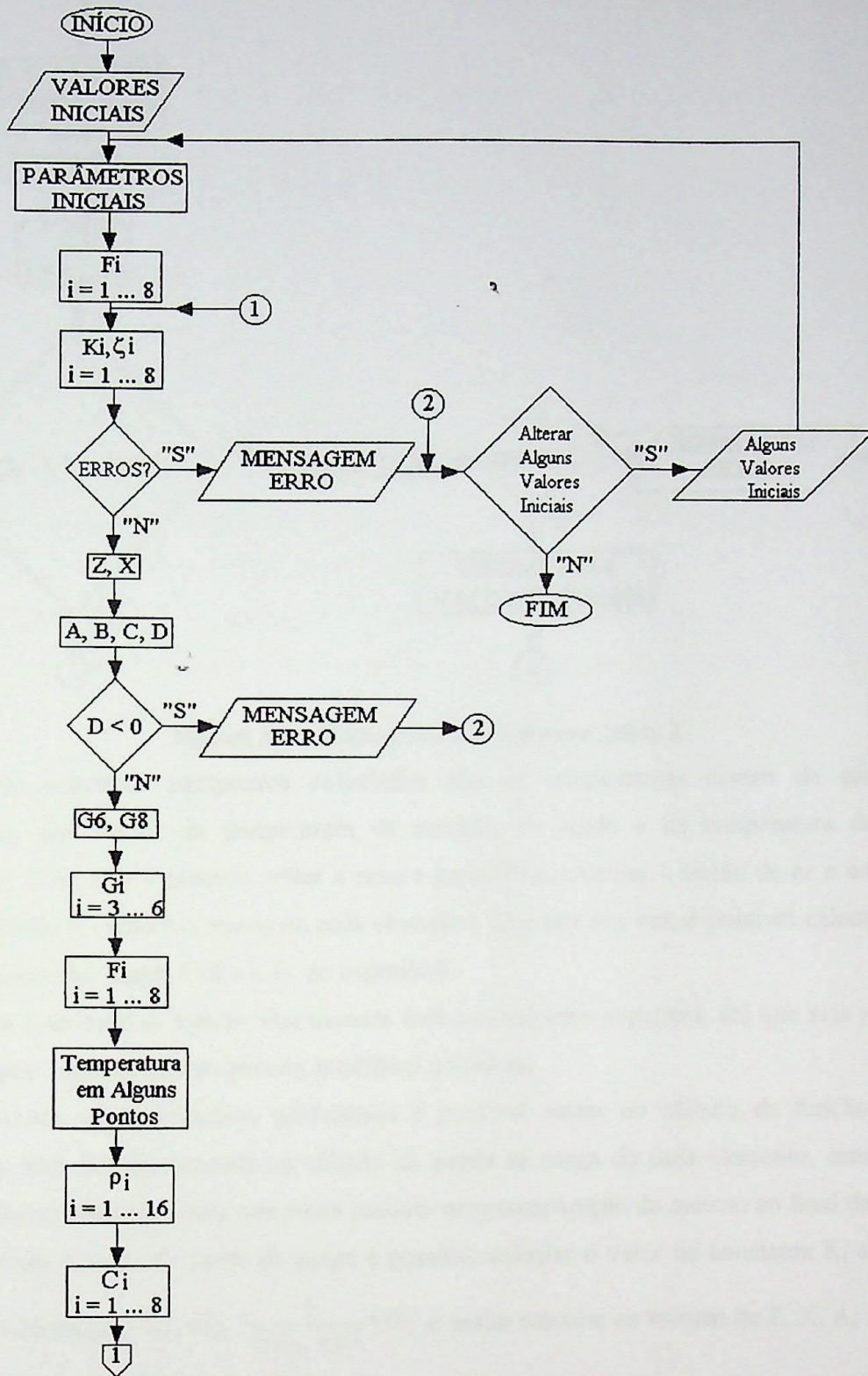


Figura 5.2 – Fluxograma do software, parte 1.

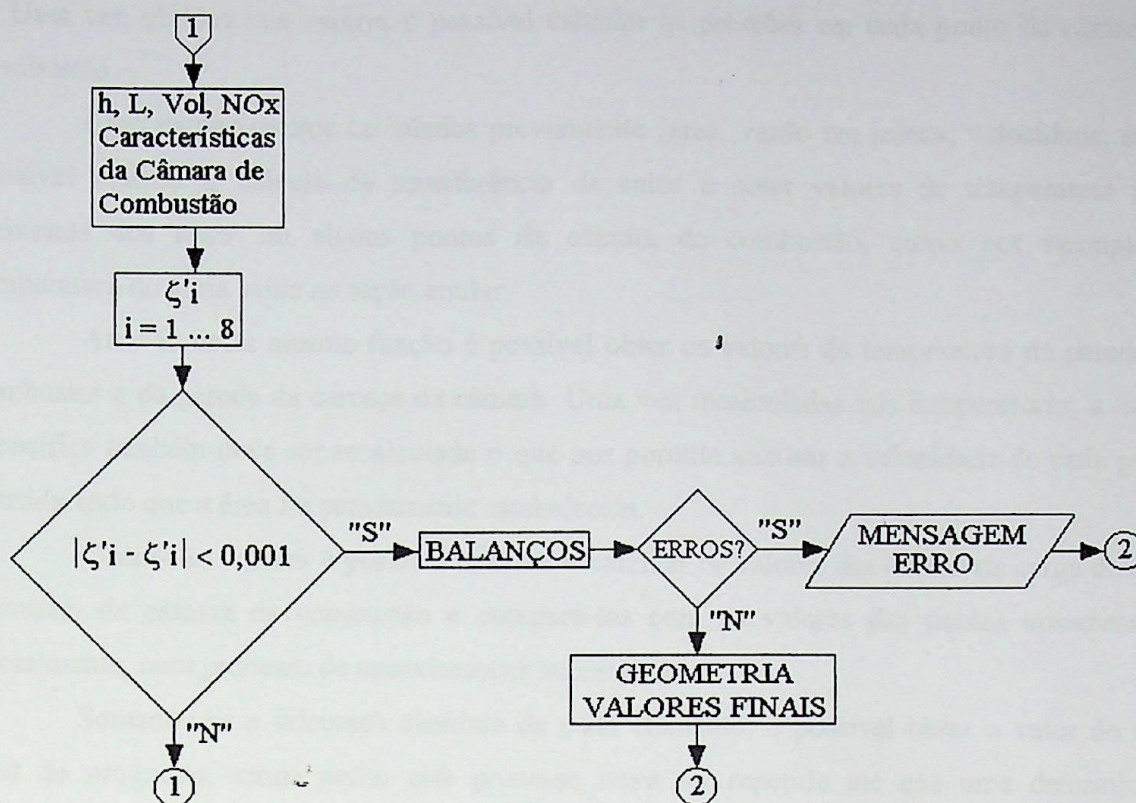


Figura 5.3 – Fluxograma do software, parte 2.

Os primeiros parâmetros calculados são as temperaturas dentro da câmara de combustão, em função da temperatura de entrada, de saída e da temperatura de chama adiabática. Com isso é possível obter a massa específica, calcular a vazão de ar e em função destes calcular a vazão em massa de cada elemento. Que por sua vez, é possível calcular a área de cada elemento, figura 4.10 e 4.11 do capítulo 4.

A área deve se manter fixa durante todos os cálculos seguintes, até que seja permitido variar alguns parâmetros que possam modificar a mesma.

Tendo esses primeiros parâmetros é possível entrar no cálculo da função erro do programa. Esta função consiste no cálculo da perda de carga de cada elemento, estes valores iniciais são armazenados para que possa realizar uma comparação do mesmo ao final da função.

Com o valor da perda de carga é possível calcular o valor da constante K_i através da fórmula 4.28 na qual $K_i = \zeta_i * \frac{1}{2 * \rho_i * F_i^2} * G_i^2$ e assim calcular os valores de Z, X, A, B, C e D, apresentados na seção 4.3.12, e por fim os valores de G_6 e G_8 , de acordo com a metodologia apresentada no capítulo 4.

Em função dos valores calculados anteriormente, G_6 e G_8 , é possível obter os valores das vazões em massa restante, tendo-se por base a malha apresentada na figura 3.10 do capítulo

3. Uma vez obtidos tais valores é possível calcular as pressões em cada ponto da câmara de combustão.

Com os parâmetros calculados previamente (área, vazão em massa, velocidade, etc) é possível realizar o cálculo da transferência de calor e obter valores de temperatura mais próximos dos reais em alguns pontos da câmara de combustão, como por exemplo, a temperatura do ar na saída na seção anular.

Através desta mesma função é possível obter os valores da temperatura da parede do combustor e da parede da carcaça da câmara. Uma vez recalculadas tais temperaturas, a massa específica também deve ser recalculada o que nos permite analisar a velocidade de cada ponto considerando que a área foi previamente estabelecida.

Com estes valores é possível retornar e calcular os valores das perdas de carga de cada elemento da câmara de combustão e compará-los com os valores das perdas armazenados inicialmente, num processo de aproximações sucessivas.

Somando-se a diferença absoluta de cada elemento, é possível obter o valor do erro total do programa, sendo assim este processo deve ser repetido até que uma determinada diferença seja atingida ou caso o programa não consiga convergir para o valor do erro estabelecido o sistema computacional imprime uma mensagem de erro e pára os cálculos.

Uma vez que o programa tenha conseguido convergir é mostrada uma tela na qual é possível alterar alguns parâmetros da câmara de combustão (tais como a velocidade do anular, etc) e verificar a sua influência na geometria e nas características finais do combustor (por exemplo na emissão de NOx) até que a geometria, aliada com o desempenho da câmara de combustão estejam dentro dos parâmetros desejados pelo usuário, figura 5.4.



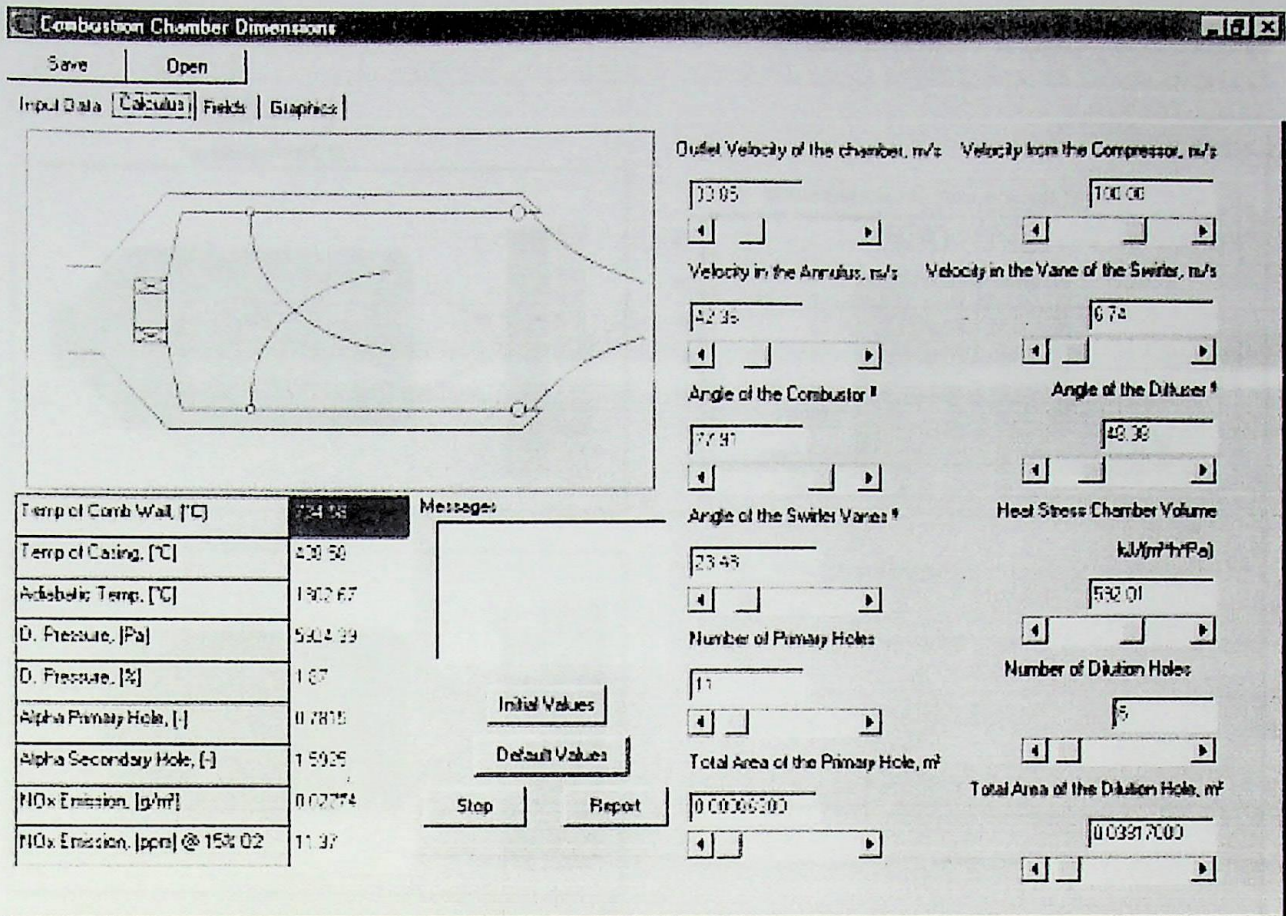


Figura 5.4 – Tela de resultados e desenho da geometria da câmara.

Nesta mesma tela é permitido ao usuário imprimir um relatório, em formato de texto com extensão txt, no qual estão as principais características da câmara de combustão e os resultados finais de cada ponto e elemento calculado, exemplo do relatório se encontra no anexo 2.

Caso o projetista modifique as características da câmara de tal maneira que altere muito as condições iniciais, o *software* permite um retorno às condições impostas inicialmente pelo usuário, ou que o mesmo trabalhe nas condições já pré-estabelecidas pelo sistema computacional.

5.3 - Análise da Câmara de Combustão

Para uma melhor análise das principais perdas de pressão e temperatura o programa fornece uma visualização das regiões da câmara de combustão com diferentes cores como mostra a figura 5.5. Com este campo de temperatura e pressão é possível verificar os locais onde as perdas são mais intensas e qual a dimensão da mesma.

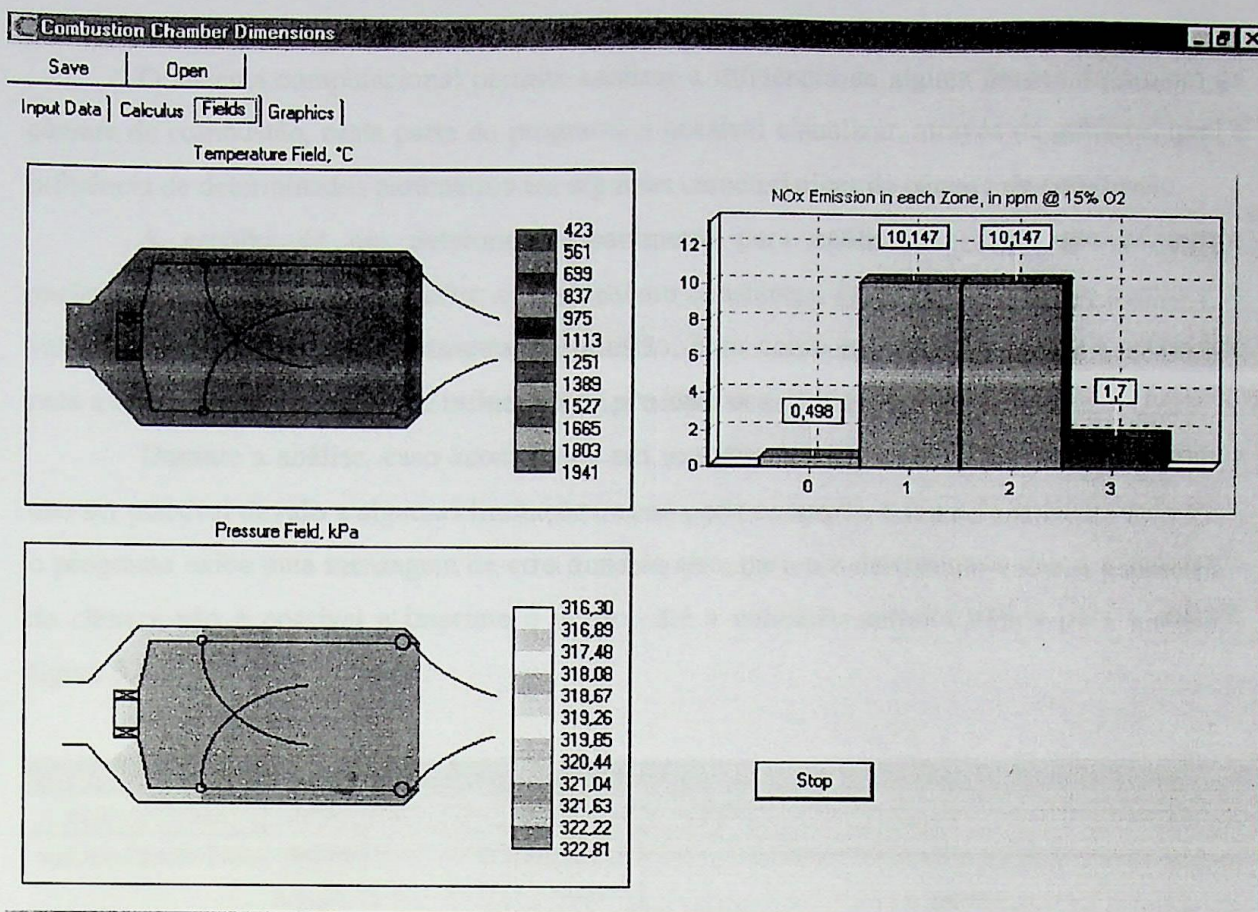


Figura 5.5 – Tela de apresentação dos campos de temperatura e pressão e emissões de NOx.

É permitida, também uma visualização da quantidade de NOx emitido pela câmara de combustão. Nesta mesma parte do programa, a câmara é dividida em zonas, de acordo com a figura 5.5. As três primeiras regiões, de mesma cor, apresentam a quantidade de NOx emitida devido ao nitrogênio atmosférico, sendo dividida na zona primária, série 0, zona secundária, série 1 e zona de diluição, série 2. A quarta região apresentada pelo gráfico mostra a quantidade de NOx devido ao mecanismo de Fenimore. A combustão foi considerada como sendo linear e realizável apenas na primeira zona, então a série 3 apresenta a quantidade de NOx emitida apenas pela zona primária devido à combustão.

As regiões de mesma fonte de NOx são acumulativas, ou seja, a quantidade calculada e apresentada na zona secundária, série 1, representa a quantidade emitida pela zona somada com a quantidade emitida pela zona anterior e assim por diante. No caso do NOx *fast* existe apenas na primeira zona pois nas posteriores a combustão foi considerada como extinta e apenas como zonas de resfriamento, sendo assim a quantidade total de NOx eliminada pela câmara de combustão é representada pela soma da série 2 com a série 3.

5.4 - Influência dos Parâmetros de Projeto

O sistema computacional permite analisar a influência de alguns fatores de projeto da câmara de combustão, nesta parte do programa é possível visualizar, através de gráficos, qual a influência de determinados parâmetros em algumas características da câmara de combustão.

A escolha de um determinado parâmetro para análise faz com que os outros parâmetros, previamente calculados, se mantenham constantes. Para tanto, devem-se escolher os valores iniciais e finais do parâmetro em questão, bem como em quantos passos é necessário para a análise, o que por sua vez influencia na precisão dos dados e dos resultados.

Durante a análise, caso aconteça de em um determinado caso, a geometria da câmara não ser possível devido a algumas limitações, como, por exemplo, a faixa de análise do *Swirler*, o programa exibe uma mensagem de erro dizendo que, para um determinado valor, a geometria da câmara não é possível e imprime o gráfico até a condição anterior válida para a análise, figura 5.6.

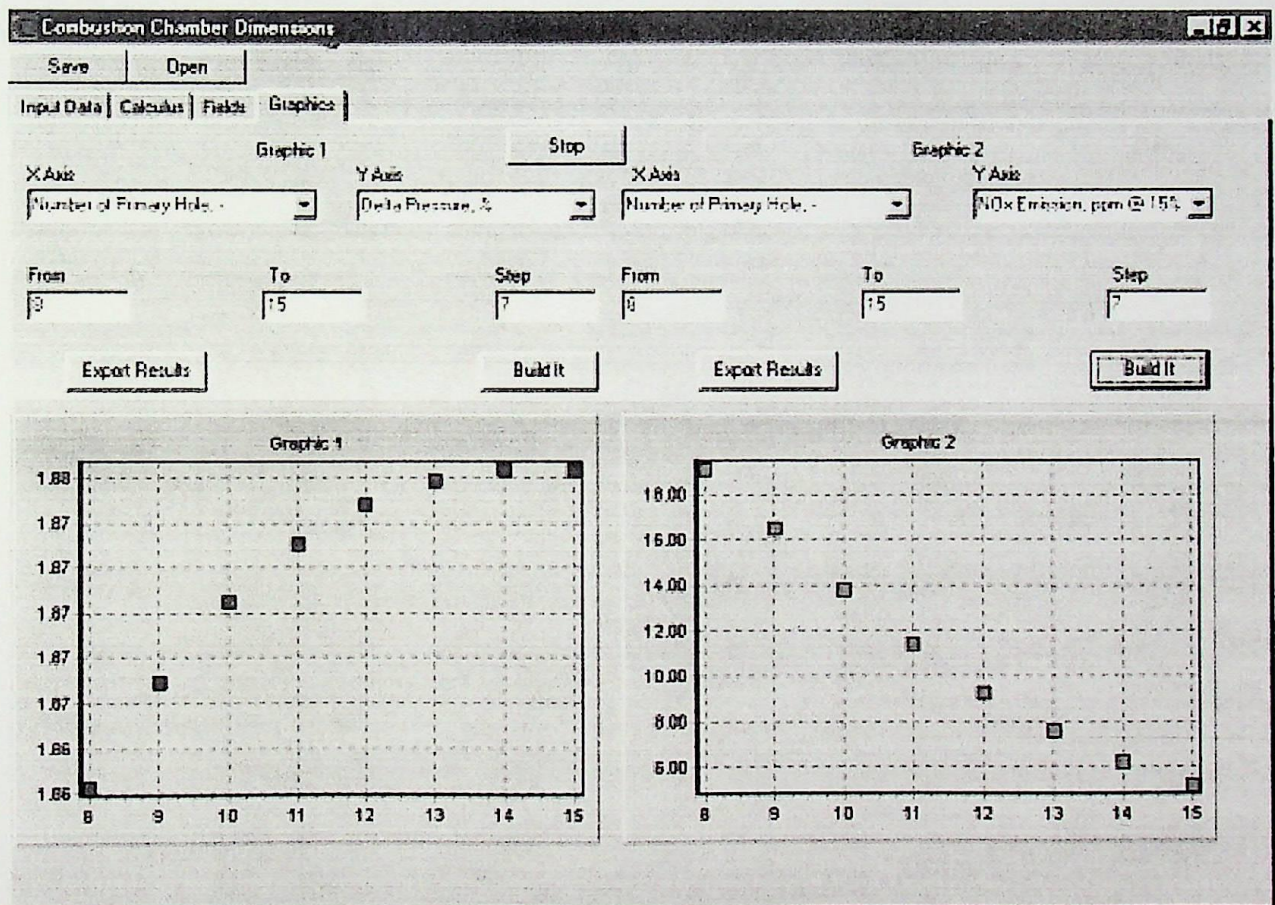


Figura 5.6 – Tela de análise de influência dos parâmetros da câmara de combustão.

O software permite também que o usuário exporte os dados e valores analisados, em formato de texto, com extensão txt. O arquivo pode ser importado pelo Excel uma vez que os

valores são separados por pontos e vírgulas. Ao exportar para o *Excel*, o usuário terá em mãos todos os resultados possíveis para análise em função do parâmetro e da faixa de análise escolhida.

CAPÍTULO 6 - ANÁLISE DOS RESULTADOS OBTIDOS
COM O PROGRAMA

6.1 - Introdução

Neste capítulo serão apresentados os resultados obtidos com o sistema computacional desenvolvido, bem como a comparação entre estes resultados com os correspondentes de uma câmara de combustão real.

Será analisada também a geometria da câmara de combustão para diferentes tipos de combustíveis gasosos, dentre eles o gás natural e um gás de baixo poder calorífico.

A possibilidade do uso de gás com poder calorífico diferente do gás de projeto para uma mesma câmara de combustão também pode ser analisada pelo programa, verificando para uma mesma geometria quais são as recomendações para se utilizar tais gases.

6.2 - Validação do Programa

Para se validar os resultados obtidos com o programa se faz necessário a comparação dos mesmos com valores de câmaras de combustão reais. No caso, a validação do *software* se fez utilizando dados de câmaras de turbinas russas.

PCHOLKIN (1973) apresenta uma tabela de comparação dos principais parâmetros resultantes dos testes de alguns tipos de câmaras de combustão utilizadas em turbinas a gás russas. Estas turbinas são: (ГТ-5-700), (ГТ-6-750), (ГТ-9-750), (ГТ-25-700) e (ГТ-50-800) respectivamente, tabela 6.1.

Tabela 6.1 – Características de câmaras de combustão, fonte: PCHOLKIN (1973)

Descrição	Unidade	Câmara 1	Câmara 2	Câmara 3	Câmara 4	Câmara 5
Número de Combustores	(-)	1	10	8	1	1
Diâmetro do combustor	(mm)	1.155	257	405	1.375	1.100
Vazão mássica do combustível	(kg/h)	1.454	2.280	3.120	6.900	3.585
Pressão de Entrada	(atm)	3,8	6,0	6,3	9,5	6,0
Temperatura do ar de entrada	(°C)	395	240	250	290	590
Vazão mássica de ar	(kg/s)	45	47	70	200	195
α_{Σ}	(-)	6,6	4,8	5,2	6,2	10,0
Temperatura dos gases na saída da câmara	(°C)	700	750	750	700	770
Perda de pressão	(%)	3,8	2,7	1,5	1,6	3,2
L_0	(-)	16,88	15,46	15,53	16,83	19,58

Analisando para o caso do gás natural, de composição apresentada no capítulo 3, tabela 3.2, teremos um valor de L_0 igual a 16,88, o que nos leva ao caso da câmara 1, apresentada na tabela 6.1. Além disso, esta câmara trabalha a uma pressão de 3,8 atm, próxima à pressão utilizada no programa de 3 atm.

Considerando que nas condições apresentadas pela câmara de combustão, o fluido pode ser tratado como um gás ideal, no qual a influência da temperatura é muito maior do que a da pressão, faz com que as propriedades dos gases a 3,8 atm e a 3 atm não possuam uma diferença significativa para uma mesma temperatura.

Para se analisar a câmara é necessário que, com os dados apresentados na tabela 6.1, as características calculadas sejam comparadas com as apresentadas pela câmara real. Sendo assim, para um combustor de diâmetro 1.155 mm com uma temperatura de saída da câmara de 700 °C e uma vazão em massa de ar e combustível de 45 kg/s e 1.454 kg/h, respectivamente é possível calcular a velocidade de saída dos gases da câmara, através da fórmula:

$$F_{\text{comb}} = \frac{G_{\text{air}} + G_{\text{fuel}}}{C_s * \rho} \quad (6.1)$$

Com isso teremos uma velocidade de saída da câmara de combustão de 61,4 m/s.

Tendo estes dados em mãos é possível projetar a câmara de combustão para a situação acima descrita. Utilizando o *software* desenvolvido e com as velocidades e profundidades dos jatos recomendadas por PCHOLKIN (1973) teremos os seguintes resultados:

Tabela 6.2 – Resultados obtidos com o programa para o cálculo da câmara de combustão apresentada por PCHOLKIN (1973) e as faixas recomendadas.

Grandezas	C _{comp} (m/s)	C _{ann} (m/s)	C _{sw} (m/s)	C _s (m/s)	h _{OP} /d _{Comb}	h _{OD} /d _{Comb}	α _{ZP} (-)	α _{ZD} (-)	T _{Comb} (°C)	ΔP(%)
Faixa Recomenda	≤ 100	[30 – 60]	[12 – 25]	-	[0,4 – 0,8]	[0,9 – 1,0]	[0,2 – 0,5]	[1,1 – 3,0]	[600 – 950]	-
Valor Calculado	100	57,6	13,9	61,4	0,418	0,909	0,468	1,145	992,06	3,98
Valor Real	-	-	-	61,40	-	-	-	-	-	3,8

A figura A1 do apêndice A1 mostra os valores recomendados de cálculo da câmara de combustão.

Analisando a tabela 6.2 verificamos que para as faixas recomendadas de velocidade em cada ponto é possível obter valores de perda de pressão e velocidade de saída da câmara de combustão próxima dos valores reais medidos por PCHOLKIN (1973).

6.3 - Análise da Câmara de Combustão de uma Microturbina Operando com Gás Natural

Uma outra análise pode ser elaborada para a câmara de combustão de uma microturbina operando com gás natural, da mesma composição que a da análise anterior. No caso a microturbina analisada é a microturbina da CAPSTONE modelo 330 *High Pressure Gaseous Fuels*.

As características da câmara de combustão desta microturbina são apresentadas na tabela 6.3, e foram obtidas com as simulações realizadas no capítulo 3.

Tabela 6.3 – Características da câmara de combustão da microturbina CAPSTONE.

Grandezas	T_{entrada}	$T_{\text{saída}}$	NOx	G_{fuel}	ΔP
Unidades	(°C)	(°C)	(ppm) @ 15% O ₂	(kg/s)	(%)
Valores	423,9	741,4	< 9,0	0,002	2,0

Os valores de emissão de NOx e perda de pressão são fornecidos pelo fabricante, os valores de temperatura de entrada e saída e a vazão em massa do combustível foram calculados fazendo uso do *software Thermoflex*® para que fosse possível atingir os valores prescritos para a microturbina em relação com o *heat rate*, potência de saída, eficiência e temperatura de exaustão, como analisado no capítulo 3.

Com estes valores é possível calcular os parâmetros da câmara de combustão para a microturbina em questão, apresentados na tabela 6.4, apêndice A2:

Tabela 6.4 – Resultados obtidos com o programa para o caso da microturbina da CAPSTONE

Grandezas	C_{comp} (m/s)	C_{ann} (m/s)	C_{sw} (m/s)	$h_{\text{OP}}/d_{\text{Comb}}$	$h_{\text{OD}}/d_{\text{Comb}}$	α_{ZP} (-)	α_{ZD} (-)	T_{walle} (°C)
Faixa Recomenda	≤ 100	[30 – 60]	[12 – 25]	[0,4 – 0,8]	[0,9 – 1,0]	[0,2 – 0,5]	[1,1 – 3,0]	[600 – 950]
Valor Calculado	100	37,12	28,67	0,84	0,9	0,47	1,67	711,28

A perda de pressão calculada pelo programa é de 2,04% com uma emissão de NOx de 8,89 ppm @ 15% de O₂. A figura 6.1 apresenta uma visualização dos parâmetros de calculados para a câmara de combustão apresentada.

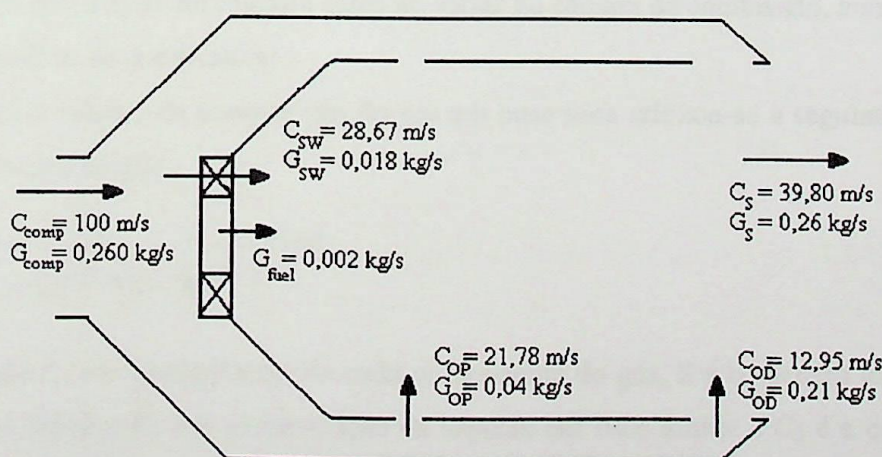


Figura 6.1 – Valores de velocidade e vazão em massa na câmara de combustão operando com gás natural.

6.4 - Análise da Câmara de Combustão Operando com Gás de Gaseificação de Biomassa

O programa permite a alteração da composição do combustível sem alterar a geometria previamente projetada. Sendo assim, é possível realizar a análise de uma câmara de combustão, projetada para operar com gás natural e com gás de poder calorífico diferente do gás de projeto, no caso gás de gaseificação de biomassa.

A tabela 6.5 apresenta a composição utilizada para o cálculo da câmara de combustão.

Tabela 6.5 – Composição do gás de biomassa utilizado para cálculo da câmara de combustão, fonte: ENDEN *et al.*

Componente	Porcentagem Volumétrica	Porcentagem Volumétrica em Base Seca
N ₂	38,86	43,41
CO	19,47	21,75
CO ₂	10,75	12,00
CH ₄	1,437	1,605
H ₂ S	0,03	0,0335
H ₂	18,98	21,20
H ₂ O	10,48	0
PCI (kJ/kg)	4.771	5.623



A composição utilizada para se calcular a câmara de combustão foi a de base seca, considerando que a água foi retirada antes de entrar na câmara de combustão, aumentando assim o poder calorífico do combustível.

Para o cálculo da composição do gás em base seca utilizou-se a seguinte fórmula para cada componente do gás:

$$C_2 = \frac{C_1}{\sum_{i=1}^S C_i - W_1^{H_2O} * (1 - W_2^{H_2O})} * 100 \tag{6.2}$$

Onde C_i é a concentração de cada componente do gás, S é o número total de espécies componentes do gás, C₁ é a concentração da espécie em base úmida e C₂ é a concentração da espécie em base seca.

No caso do cálculo do poder calorífico, o método normativo de cálculo térmico de caldeiras, apresenta a seguinte fórmula:

$$PCI_{\text{fuel2}} = \left(PCI_{\text{fuel1}} + 6 * W_1^{\text{H}_2\text{O}} \right) * \frac{100 - W_2^{\text{H}_2\text{O}}}{100 - W_1^{\text{H}_2\text{O}}} - 6 * W_2^{\text{H}_2\text{O}} \quad \left(\text{kcal/kg} \right) \quad (6.3)$$

Na qual é levado em consideração a porcentagem de água presente no combustível e a variação de entalpia da água da temperatura de 100 a 30 °C, devido ao calor latente.

Para analisar a câmara de combustão operando com gás de biomassa devemos utilizar as seguintes possibilidades:

- A geometria da câmara de combustão é mantida, porém a vazão de combustível é variada até que se atinjam os parâmetros desejados.
- A quantidade de calor emitida pelo gás de biomassa é a mesma do que quando operando com gás natural, porém modifica-se a geometria para que os parâmetros de perda de pressão e emissão de NOx se mantenham.
- A câmara de combustão operando com gás de biomassa liberando a mesma quantidade de calor que quando operando com gás natural, mantendo a mesma geometria.

6.4.1 - Geometria e Quantidade de Calor Fixos

A quantidade de calor emitida pelo gás natural na câmara de combustão é:

$$Q_{\text{fuel}} = \dot{m}_{\text{fuel}} * PCI_{\text{fuel}} = 0,002 * 47.855 = 95,71 \quad (\text{kW}) \quad (6.3)$$

Sendo assim a vazão em massa do gás de biomassa será de 0,01702 kg/s. Para essas condições e utilizando o *software* para análise do sistema verificamos que não é possível operar o combustor nestas condições, pois a velocidade nas pás do *swirler* é superior à velocidade de saída do compressor, o que não é passível de ocorrer.

No relatório apresentado pelo programa, apêndice A3, nota-se que a vazão em massa de ar que foi desviada para o *Swirler* é bem superior à vazão que está passando pelo anular, além disso, os valores de α_{PH} e de α_{SH} são, respectivamente, 8,32 e 8,62 indicando uma vazão em massa de ar muito grande na região dos orifícios primários e antes dos orifícios secundários, devido ao desvio do ar do anular para o *Swirler*.

Verificamos também que a temperatura de chama adiabática é de 770,00 °C, para essa situação, pois a quantidade de ar presente no combustor é muito grande, o que faz com que a temperatura caia e por sua vez diminua a velocidade, aumentando assim a perda de pressão nos elementos. A figura 6.2 apresenta os valores de velocidade e vazão em massa calculada para a câmara de combustão quando operando com gás de gaseificação de biomassa.

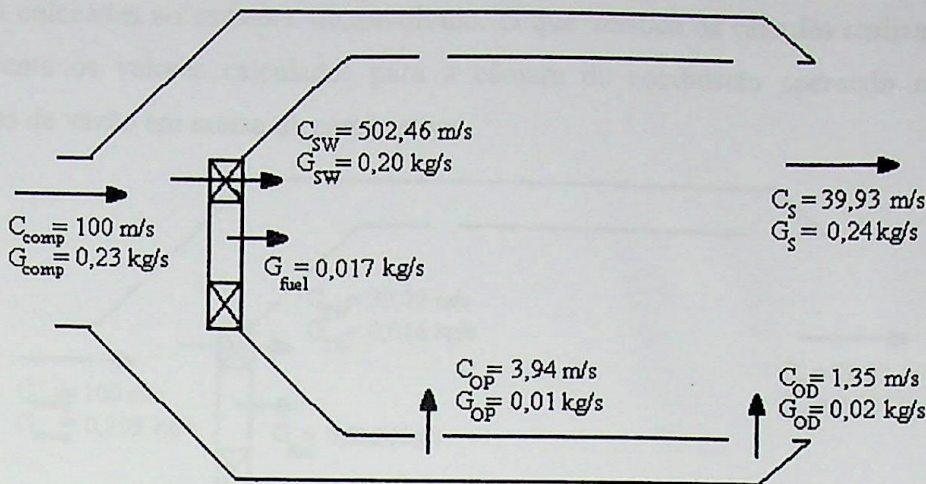


Figura 6.2 – Valores de velocidade e vazão em massa na câmara de combustão operando com gás de gaseificação de biomassa.

6.4.2 - Geometria Fixa e Quantidade de Calor Definida pela Vazão em Massa de Combustível.

Utilizando o programa, verificamos que para uma quantidade de calor que muda em função da vazão em massa do combustível e mantendo-se a geometria da câmara de combustão idêntica à geometria da câmara quando se utilizava gás natural, é possível operar a câmara com uma vazão em massa de no mínimo 0,0224 kg/s, ou seja, uma vazão superior à vazão de gás de biomassa para a mesma quantidade de calor liberada, 0,01702 kg/s.

Tabela 6.6– Resultados obtidos com o programa para o caso do uso do gás de biomassa, vazão de 0,0224 kg/s.

Grandezas	C_{comp} (m/s)	C_{ann} (m/s)	C_{sw} (m/s)	h_{OP}/d_{Comb}	h_{OD}/d_{Comb}	α_{ZP} (-)	α_{ZD} (-)	T_{wallc} (°C)
Faixa Recomenda	\leq 100	[30 – 60]	[12 – 25]	[0,4 – 0,8]	[0,9 – 1,0]	[0,2 – 0,5]	[1,1 – 3,0]	[600 – 950]
Valor Calculado	100	37,20	30,79	0,487	0,880	0,51	1,86	605,93

A perda de pressão calculada pelo programa é de 2,10% e uma emissão de NOx de 10,8 ppm @ 15% de O₂, apêndice A4.

Com o aumento da vazão em massa do gás de biomassa a temperatura de chama adiabática atinge cerca de 1.550 °C e com isso a mistura de gás de combustão mais ar é aquecida a uma temperatura mais alta o que faz com que a massa específica diminua aumentando assim a velocidade nos orifícios primários e diminuindo no *swirler*.

Uma simulação feita no *Thermoflex*® para a microturbina operando com gás de biomassa em *off-design* resultou em uma vazão em massa do gás de 0,022 kg/s para as mesmas

condições colocadas no *software* desenvolvido. O que verifica os cálculos realizados. A figura 6.3 apresenta os valores calculados para a câmara de combustão operando nas condições estipuladas de vazão em massa de combustível.

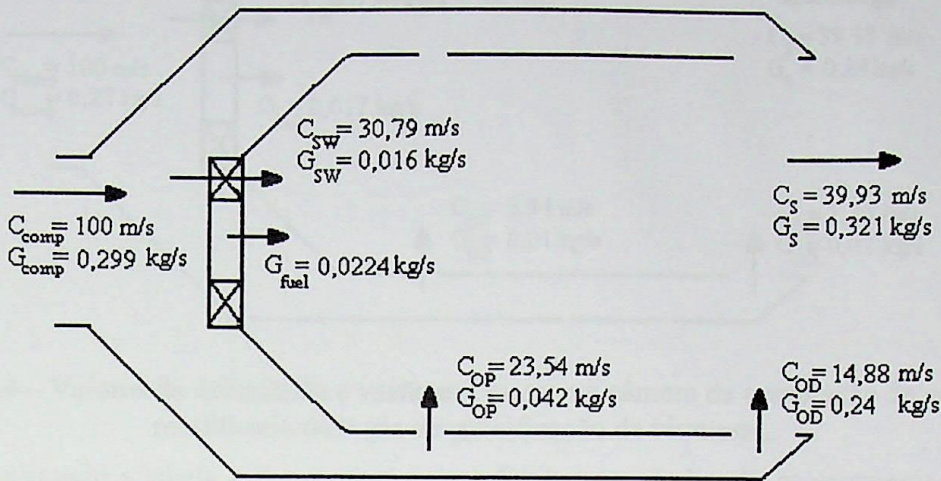


Figura 6.3 – Valores de velocidade e vazão em massa na câmara de combustão operando com 0,0224 kg/s de gás de gaseificação de biomassa.

6.4.3 - Quantidade de Calor Fixa e Geometria Variada para Atingir os Mesmos Parâmetros da Turbina com Gás Natural

Mantendo-se a vazão em massa de gás de biomassa de 0,01704 kg/s e variando a geometria da câmara de combustão para que se ajuste às condições de operação da mesma quando operando com gás natural o *software* apresentou os seguintes resultados, tabela 6.7, apêndice A5:

Tabela 6.7 – Resultados obtidos com o programa para o caso do uso do gás de biomassa com uma vazão de 0,01704 kg/s de geometria variada.

Grandezas	C_{comp} (m/s)	C_{ann} (m/s)	C_{sw} (m/s)	h_{OP}/d_{Comb}	h_{OD}/d_{Comb}	α_{ZP} (-)	α_{ZD} (-)	T_{wallc} (°C)
Faixa	\leq	[30 –	[12 –	[0,4 –	[0,9 –	[0,2	[1,1	[600 –
Recomenda	100	60]	25]	0,8]	1,0]	–	–	950]
						0,5]	3,0]	
Valor	100,0	37,52	26,06	0,99	1,00	0,43	1,75	623,75
Calculado								

A perda de pressão calculada pelo programa é de 2,16 % com uma emissão de NOx de 8,96 ppm @ 15% de O₂. A figura 6.4 apresenta os valores calculados para a câmara de combustão com a geometria adequada para o gás de gaseificação de biomassa.

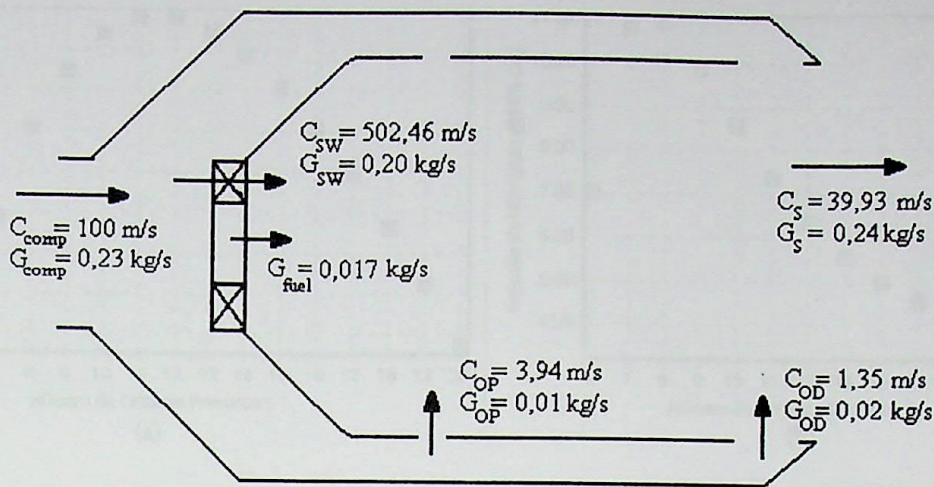


Figura 6.4 – Valores de velocidade e vazão em massa na câmara de combustão de geometria modificada para gás de gaseificação de biomassa.

Analisando a tabela 6.7 e o relatório resultante no apêndice E, as principais mudanças ocorridas na geometria da câmara de combustão são:

- Aumento no diâmetro do orifício primário e diminuição no de diluição, $d_{OP \text{ GN}} = 0,007$, $d_{OP \text{ BIO}} = 0,011$, $d_{OD \text{ GN}} = 0,052$ e $d_{OD \text{ BIO}} = 0,045 \text{ m}$;
- Uma diminuição no número de orifícios primários, $n_{OP \text{ GN}} = 28$, $n_{OP \text{ BIO}} = 10$;
- A localização dos orifícios de diluição encurtou, $L_{OD \text{ GN}} = 0,171$ e $L_{OD \text{ BIO}} = 0,169 \text{ m}$
- O comprimento do combustor aumentou $L_{COMB \text{ GN}} = 0,193$ e $L_{COMB \text{ BIO}} = 0,198 \text{ m}$

6.5 - Análise da Influência dos Parâmetros nas Características da Câmara de Combustão

Através do *software* desenvolvido é possível verificar a influência de determinados parâmetros nas características de operação da câmara, no caso o número de orifícios e as áreas são os que tiveram maior influência na perda de pressão e na emissão de NOx, figuras 6.5 a 6.8. Nesta análise foram consideradas as condições impostas na seção 6.4.3 cujo combustível é o gás de gaseificação da biomassa.

Na análise da influência da área total dos orifícios tanto primários quanto de diluição, o número de orifícios foi considerado constante, o que faz com que a variação na área implique em uma alteração no diâmetro dos orifícios.

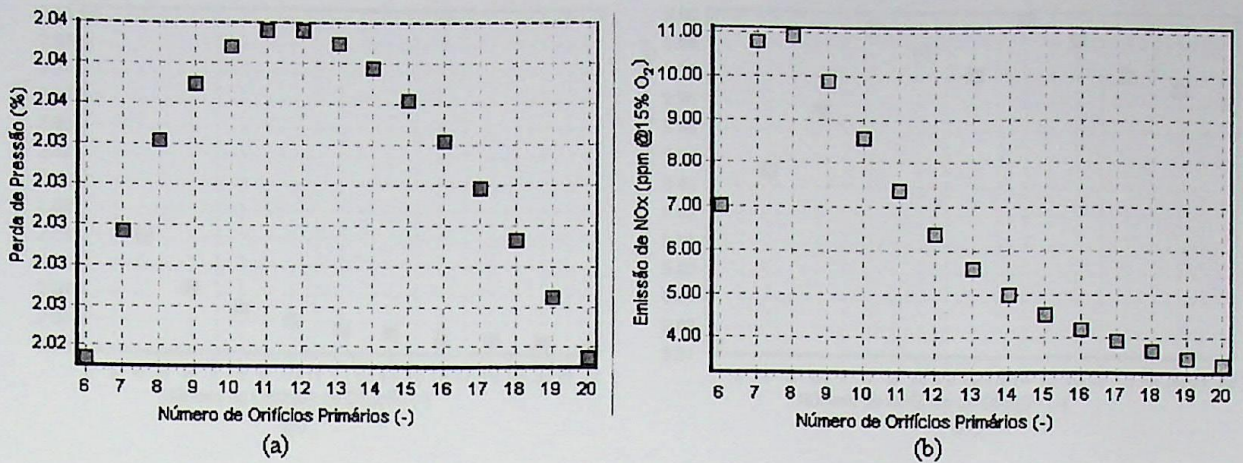


Figura 6.5 – Análise da influência do número de orifícios primários: (a) análise da perda de pressão (%), (b) análise da emissão de NOx (ppm @15% O₂).

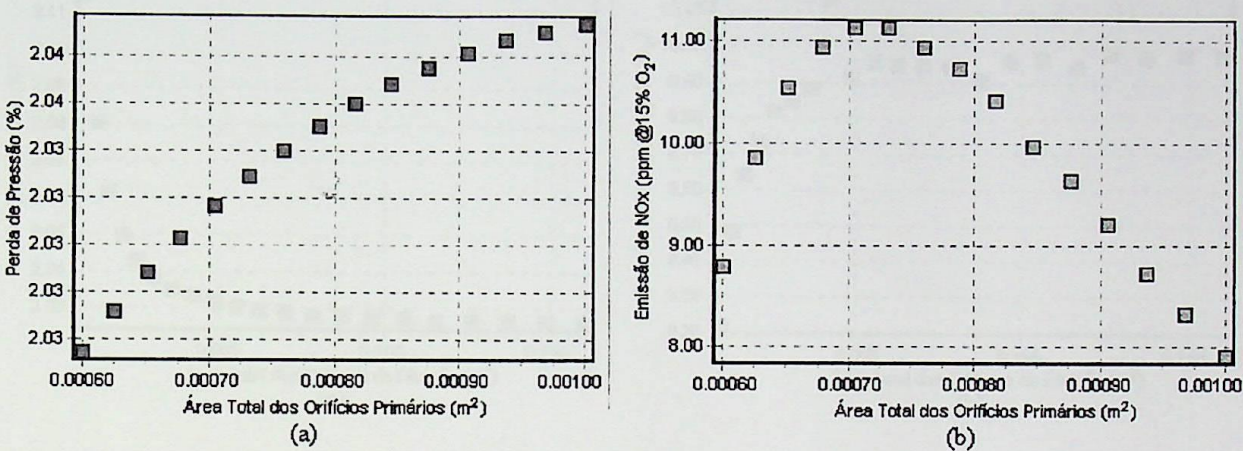


Figura 6.6 – Análise da influência da área total dos orifícios primários: (a) análise da perda de pressão (%), (b) análise da emissão de NOx (ppm @ 15% O₂).

Analisando a figura 6.5 é possível verificar que a influência do número de orifícios primários na emissão de NOx é bem mais significativa do que o efeito na perda de pressão na câmara de combustão, uma vez que quanto maior a quantidade de ar que entra na zona de combustão menor será a temperatura de chama, o que por sua vez diminui a emissão de NOx proveniente das altas temperaturas de combustão.

A mesma análise pode ser feita para a figura 6.6 que relaciona a influência da área total dos orifícios primários. Nesta figura o aumento da área foi de aproximadamente 66% e este aumento relaciona-se com a faixa de 6 a 10 orifícios primários da figura 6.5, ou seja, a figura 6.6 apenas mostra a mesma influência e tendência mostradas na figura 6.5, porém atuando na faixa de 6 a 10 orifícios primários.

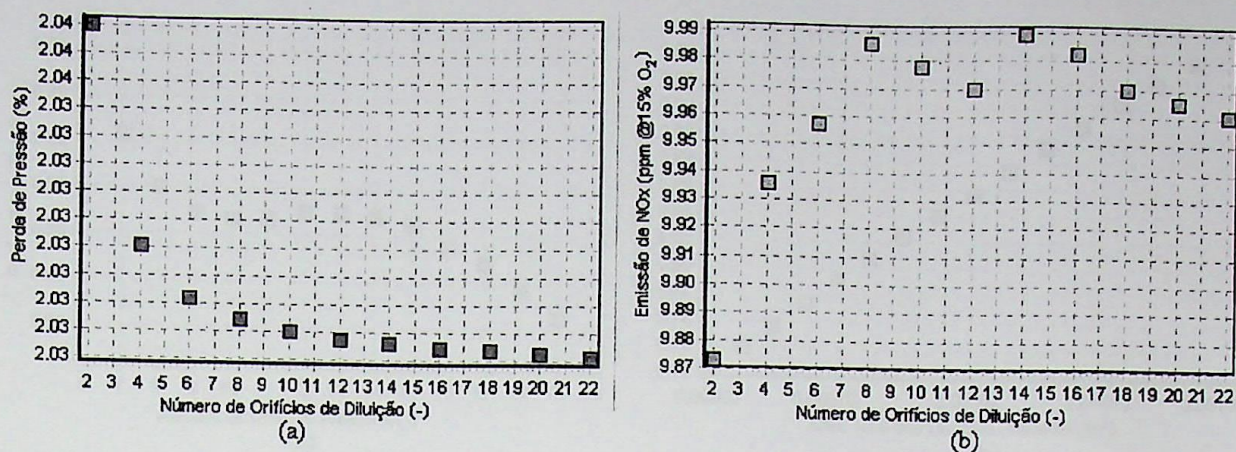


Figura 6.7 – Análise da influência do número de orifícios de diluição: (a) análise da perda de pressão (%), (b) análise da emissão de NOx (ppm @ 15% O₂).

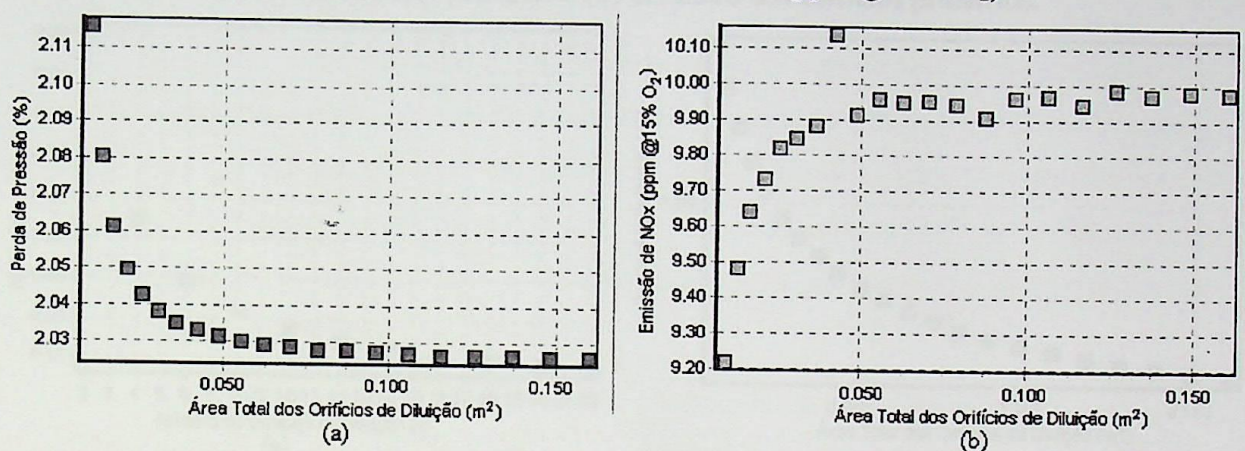


Figura 6.8 – Análise da influência da área total dos orifícios de diluição: (a) análise da perda de pressão (%), (b) análise da emissão de NOx (ppm @ 15% O₂).

Analisando as figuras 6.7 e 6.8 é possível verificar que embora tenha variado o diâmetro do orifício os valores da perda de carga e de emissão de NOx não divergiram muito dos valores de projeto e além disso, ambos os gráficos apresentam a mesma tendência e influência na perda de pressão e emissão de NOx, porém nestes gráficos a faixa de influência do número de orifícios é menor do que a faixa de abrangência do diâmetro, ou seja, a alteração no diâmetro de diluição é mais significativa do que a alteração no número de orifícios, ao contrário do que mostram as figuras 6.5 e 6.6 nas quais a influência da alteração do número de orifícios é maior do que a alteração do diâmetro.

As figuras 6.9 e 6.10 mostram a influência do número de orifícios, figuras 6.9 (a) e 6.10 (a), e do diâmetro dos mesmos, figuras 6.9 (b) e 6.10 (b), nas profundidades dos jatos em cada região.

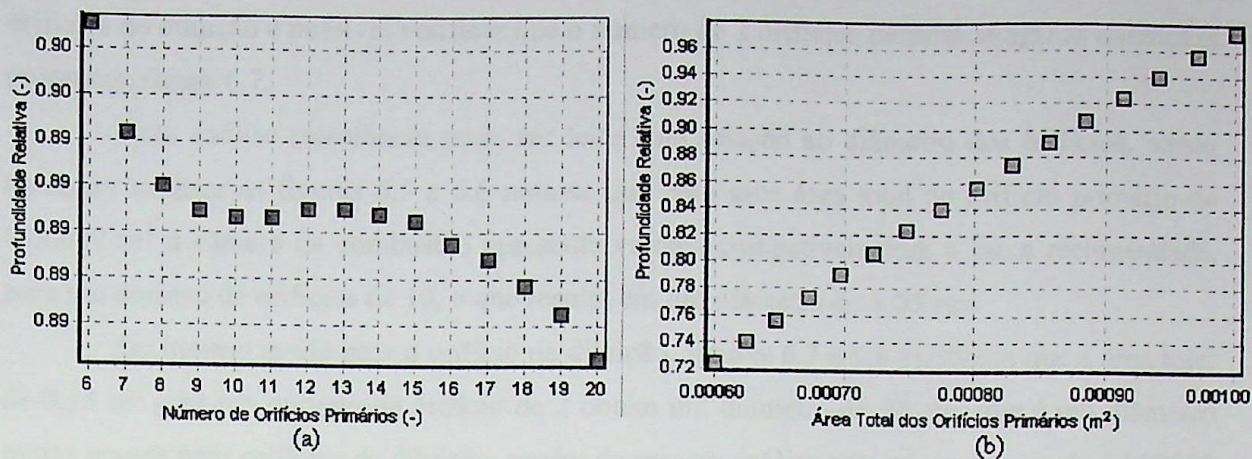


Figura 6.9 – Análise dos efeitos na profundidade relativa dos jatos dos orifícios primários: (a) número de orifícios primários, (b) diâmetro dos orifícios primários.

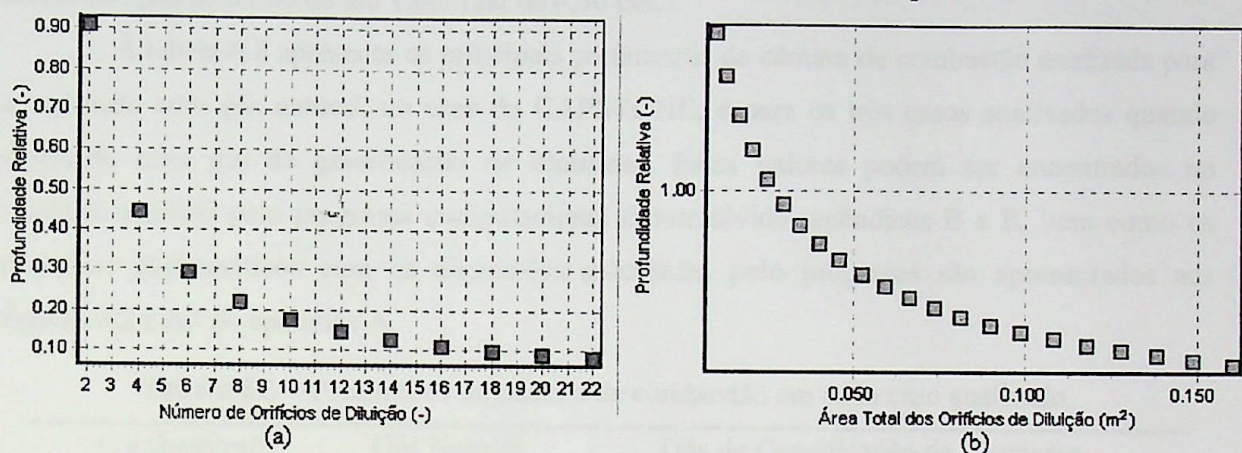


Figura 6.10 – Análise dos efeitos na profundidade relativa dos jatos dos orifícios de diluição: (a) número de orifícios de diluição, (b) diâmetro dos orifícios de diluição.

Ao analisar as figuras 6.5 a 6.8 é possível verificar que existem várias possibilidades de parâmetros para uma mesma característica de perda de pressão e de emissão de NO_x, porém nestas figuras não é mostrada a influência destes parâmetros na profundidade do jato em cada região, que por sua vez é um parâmetro importante no sentido de promover uma boa diluição dos gases de exaustão ou uma boa ancoragem da chama.

Sabendo-se que para cada região há uma faixa recomendada de profundidade é possível analisar as figuras 6.9 e 6.10 para se determinar o número e a dimensão do diâmetro do orifício em cada região.

As figuras 6.5 a 6.10 foram geradas para as condições de quantidade de calor fixa variando-se a geometria da câmara de combustão, sendo assim, conhecendo a emissão de NO_x de 9 ppm para uma perda de pressão de 2% verificamos que o número de 9 ou 10 orifícios primários, figura 6.5, é o que melhor se adapta a essas condições. Da mesma forma para os

orifícios de diluição é possível verificar que o número de 2 orifícios permite atingir as condições propostas, figura 6.7.

Uma análise semelhante pode ser feita com relação ao diâmetro dos orifícios, sendo assim ao analisar as figuras 6.5 e 6.6 nota-se que para uma área total do orifício primário de $0,00087 \text{ m}^2$ a câmara de combustão apresenta valores compatíveis com a faixa recomendada, para um número de orifícios de 10, o que resulta em um diâmetro de 1,05 cm.

Do mesmo modo para o orifício de diluição, figuras 6.7 e 6.8 verificam que a área total de $0,15 \text{ m}^2$ para um número de orifício de 2 obtém um diâmetro de 30 cm, que é um diâmetro muito grande para orifícios de diluição, porém da mesma análise nota-se que a área de $0,007952 \text{ m}^2$ e um número de orifícios de 5 proporcionam o mesmo resultado final porém com um diâmetro mais próximo de um valor real de 4,50 cm.

A tabela 6.8 apresenta os principais parâmetros da câmara de combustão analisada para a operação com gás natural, no caso da CAPSTONE, e para os três casos analisados quando operando com gás de gaseificação de biomassa. Estes valores podem ser encontrados no relatório emitido pelo programa computacional desenvolvido, apêndices B a E, bem como os desenhos esquemáticos com as dimensões calculadas pelo programa são apresentados nas figuras A2 e A3 do apêndice A.

Tabela 6.8 – Parâmetros da câmara de combustão em cada caso analisado.

Combustível:	Gás Natural		Gás de Gaseificação de Biomassa	
Parâmetro	Caso 1*	Caso 2*	Caso 3*	Caso 4*
$V_{\text{comb}} (\text{m}^3)$	0,001538	0,001536	0,002024	0,001536
$C_{\text{NOx}} (\text{ppm @ } 15\% \text{ O}_2)$	8,89	0,94	10,80	8,96
$T_{\text{adb, ch}} (^\circ\text{C})$	1.747,43	770,86	1.555,11	1.600,66
$T_{\text{wallc}} (^\circ\text{C})$	711,28	459,74	605,93	623,75
$\Delta P (\%)$	2,04	1,75	2,10	2,16
$G_{\text{comp}} (\text{kg/s})$	0,26	0,23	0,2987	0,23
$G_{\text{fuel}} (\text{kg/s})$	0,0020	0,017	0,0224	0,017
PCI (kJ/kg)	47.855	5.623	5.623	5.623

* Caso 1 – Câmara de combustão da CAPSTONE

* Caso 2 – Câmara de combustão com geometria e quantidade de calor fixo

* Caso 3 – Câmara de combustão com geometria fixa e quantidade de calor variada

* Caso 4 – Câmara de combustão com geometria variada e quantidade de calor fixa

7.1 – Conclusões

O projeto preliminar de teste visando de estabelecer a presença e ausência de algum gás está sujeito de modo geral ao mesmo tipo de erros de interpretação, no entanto os melhores resultados a serem alcançados passam por um procedimento de avaliação preliminar visando de compreender quais são os efeitos a serem buscados de cada mudança nos fatores envolvidos e suas consequências.

O programa computacional desenvolvido possibilita uma análise de condições operacionais de forma rápida (single sweep) que antes seria extremamente trabalhosa. Este software também tem uma vantagem de não depender de nenhuma particularidade arbitrária, com um único programa de teste.

CAPÍTULO 7 – CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES

Alguns dos programas desenvolvidos e passíveis de serem aplicados ao controle e verificação e avaliação de qualidade no acompanhamento de testes operacionais. Além disso, é possível avaliar a possibilidade, em caso de modificação de algum dos dados de entrada de dados para a obtenção de dados a serem produzidos pela mesma ou modificação de alguma das injetões de combustível.

No presente trabalho foi feita uma comparação de duas maneiras de combustão operando com gás natural e as respectivas variações de alteração de combustível, com um gás de baixa poder calorífico, no caso o gás de gasificação de carvão.

Então, visando de fazer uma análise consistente de fluxos e geometria de câmara e a quantidade de gases liberados pelo combustível. Para este caso a vazão de combustível, mantendo-se por 0,117 kg/s, verificou-se que a vazão de gás natural era de 0,092 kg/s. A vazão de ar proveniente do compressor é de 0,33 kg/s, resultando em uma vazão total de 0,547 kg/s de massa passando pelo queimador.

Se se manter a geometria de câmara de combustão fixa, a vazão não proporcional com as condições operacionais para uma dada vazão de gás combustível, resultando em uma temperatura de chama estável de 1700 K, porém a vazão de ar, proporcional com a vazão de gás natural e consequentemente uma velocidade maior do que a velocidade proveniente do compressor, figura 4-2, o que não é possível. Descartando-se então esta possibilidade.

Uma outra análise a ser feita foi a alteração na geometria de câmara liberando pelo combustível e mantendo-se a geometria constante, além de ser feita análise de vazão e a quantidade de combustível e ar em proporções mais baixas quanto a preservar uma mesma quantidade de vazão de gás natural e ar em massa na câmara de combustão.

7.1 - Conclusões

O projeto preliminar de uma câmara de combustão apresenta o desafio de aliar uma vasta gama de modelos de cálculo para cada tipo de câmara de combustão, na tentativa de melhor representar a câmara proposta junto de um procedimento de cálculo preliminar combinando complexas áreas tais como a transferência de calor, mecânica dos fluidos, combustão e termodinâmica.

O programa computacional desenvolvido dimensiona uma câmara de combustão tubular de fluxo direto (*straight through*) que opera com combustível gasoso. Este *software* permite também ter uma visualização dos principais parâmetros aerodinâmicos que envolvem o projeto de uma câmara de combustão simples, bem como conhecer as características que envolvem a geometria definida pelo usuário, por exemplo, a emissão de óxidos de nitrogênio.

Através do programa desenvolvido é possível projetar uma câmara de combustão e verificar a influência da alteração na composição do combustível em sua operação. Além disso, é possível analisar a necessidade, ou não, de modificação da câmara, influência na emissão de poluentes, alteração na potência produzida pela mesma ou modificação do sistema de injeção de combustível.

Na presente análise foi feita uma comparação de uma câmara de combustão operando com gás natural e as conseqüências da alteração do combustível para um gás de baixo poder calorífico, no caso o gás de gaseificação da biomassa.

Primeiramente foi feita uma análise mantendo-se fixa a geometria da câmara e a quantidade de calor liberada pelo combustível. Para este caso a vazão de combustível aumentou para 0,017 kg/s, enquanto que a vazão de gás natural era de 0,002 kg/s. A vazão de ar proveniente do compressor diminuiu em 0,03 kg/s, resultando em uma redução total de 0,015 kg/s de massa passando pelo combustor.

Ao se manter a geometria da câmara de combustão fixa, a mesma não proporcionou as condições requeridas para uma boa queima do gás combustível, resultando em uma temperatura de chama adiabática de 770°C, tabela 6.6, sendo assim, proporcionou uma maior vazão pelo *swirler* e conseqüentemente uma velocidade maior do que a velocidade proveniente do compressor, figura 6.2, o que não é possível. Descartando-se assim esta possibilidade.

Uma outra análise realizada foi a alteração na quantidade de calor liberada pelo combustível e mantendo-se a geometria constante, afim de que fosse possível elevar a temperatura no combustor e assim proporcionar uma melhor queima e promover uma melhor distribuição das velocidades e vazões em massa na câmara de combustão.

A vazão em massa do combustível foi aumentada em dez vezes mais do que a vazão de gás natural. E a vazão de ar proveniente do compressor aumentou em 0,03 kg/s, resultando em um aumento de 0,05 kg/s de massa passando pelo combustor. Este volume de massa resultou em um aumento do volume do combustor, considerando os diâmetros aproximadamente constantes, conseqüentemente um aumento no comprimento calculado pelo programa da câmara de combustão.

O aumento no comprimento da câmara de combustão verifica que a geometria não é possível de se manter constante para as mesmas condições da combustão considerada no programa, combustão completa. Porém, apesar do aumento no comprimento do combustor ter sido de aproximadamente 10% é possível afirmar que o combustor irá operar, desde que se tenha em mente que o comprimento original irá influenciar apenas na cinética dos gases de exaustão, fazendo com que a câmara de combustão libere poluentes do tipo monóxido de carbono, indicador de combustão incompleta.

Por fim, uma análise da variação da geometria da câmara de combustão para a mesma quantidade de calor considerada no caso do gás natural, proporcionou melhores resultados, mantendo-se o volume da câmara constante e verificando os mesmos parâmetros da câmara quando operando com gás natural.

Como a combustão considerada pelo programa é uma combustão completa, as alterações significantes em uma câmara de combustão resumem-se aos orifícios primários e de diluição.

Os orifícios primários tiveram uma pequena diminuição na sua área total o que promoveu um pequeno aumento na temperatura de chama adiabática, apêndice E. A diminuição da área total dos orifícios também foi verificada para os orifícios de diluição, para que os mesmos estivessem dentro da faixa recomendada. Esta diminuição se deu somente para o diâmetro, uma vez que a influência deste em relação à profundidade do jato é maior do que o número de orifícios, figura 6.10.

O *software* demonstrou ser capaz de calcular uma dimensão preliminar de uma câmara de combustão quando operando no ponto de projeto da mesma. Ao se utilizar o programa para uma análise de um combustor operando com gás de poder calorífico diferente do de projeto, o cálculo deve ser baseado na alteração da geometria da câmara de combustão, mantendo-se constante a quantidade de calor liberada pelo combustível, uma vez que o sistema computacional realiza os cálculos baseados em uma combustão completa do combustível, o que inviabiliza os resultados apresentados quando a quantidade de calor é alterada mantendo-se a geometria constante.



A principal contribuição deste trabalho é no sentido de promover um meio de análise, estudo e elaboração de um projeto preliminar da câmara de combustão de microturbinas a gás permitindo que o usuário do *software* visualize e se familiarize com os principais parâmetros de projeto da câmara de combustão.

7.2 - Limitações do Programa

O programa foi desenvolvido em ambiente *Delphi* 4.3, este ambiente permite criar *softwares* de interface amigável para sistemas operacionais *Windows* 98, o que limita a instalação do programa computacional em computadores que operem em sistemas operacionais mais recentes ou em *Linux*.

Uma limitação no cálculo do programa foi no desenvolvimento de equações das propriedades termodinâmicas. Todas as equações para as propriedades foram obtidas para a pressão constante de 3 bar, esta situação faz com que o cálculo para câmaras de combustão que trabalhe com pressões maiores do 3 bar apresente divergências nas determinações das propriedades tais como as figuras A10 e A11 do anexo 1.

Uma outra hipótese que implica em uma limitação no programa foi de não considerar o efeito do atrito durante o escoamento, bem como a influência da camada limite durante o próprio escoamento do fluido.

A combustão considerada foi uma combustão pré-misturada com consumo linear de oxigênio, o que não representa com fidelidade uma combustão real. Também não foram consideradas as reações químicas que envolvem a combustão de hidrocarbonetos em ar, ou seja, para o programa as únicas emissões são o dióxido de carbono, água e o óxido de nitrogênio calculado através de fórmulas quem envolvem o consumo de oxigênio e a temperatura local, ver seção 4.5.

A malha de pontos considerada no cálculo é a malha apresentada na figura 4.12 e a da figura 4.13, com apenas 15 pontos de cálculo, o que representa de forma grosseira a câmara de combustão como um todo. Além de não ser possível alterar o número de pontos da malha, esta foi determinada para apenas um tipo de câmara de combustão, no caso câmara de combustão tubular de fluxo direto que opera com combustível gasoso.

No cálculo do *swirler* as equações envolvidas relacionam apenas a perda de pressão envolvida considerando um número de 6 a 12 pás apenas. Da mesma forma, o difusor dentro do tubo de chama foi considerado de um ângulo de 180°, e a influência na alteração do mesmo durante os cálculos faz com que varie apenas o comprimento do tubo de chama.

Os orifícios presentes em uma câmara de combustão são vários, porém no caso do cálculo utilizado no programa, foram considerados apenas o orifício primário e o orifício de diluição, desconsiderando os orifícios presentes no domo do tubo de chama e a influência dos orifícios primários na ancoragem da chama.

Com relação ao cálculo do material da parede do combustor, não foi considerada a dilatação do material devido à variação da temperatura e as temperaturas nas paredes do combustor e da carcaça foram consideradas constantes ao longo da câmara de combustão. Da mesma forma, não foi considerada a transferência de calor para o meio ambiente, mesmo tendo uma temperatura na carcaça acima das condições ambientes.

7.3 - Melhoramentos Futuros do Programa

Uma modificação a ser feita é um estudo das reações químicas envolvidas na câmara de combustão, utilizando, por exemplo, uma cadeia de reatores químicos como apresentado por GURGEL (2000), aprimorando assim o modelo de cálculo proposto.

A criação de um banco de dados para as propriedades termodinâmicas envolvendo pressões maiores permitirá uma análise mais precisa dos processos envolvidos no cálculo da câmara de combustão. Um exemplo de banco de dados deste tipo pode ser encontrado no programa comercial CHEMKIN.

Uma vez que o cálculo foi realizado para uma malha que representa uma câmara de combustão de fluxo direto, uma melhoria a ser feita é a comparação com outras malhas apresentadas na seção 4.3, figura 4.2. Uma delas representando uma câmara de combustão de fluxo reverso, porém todas do tipo tubular. Outra comparação possível de ser feita é implementar a análise feita por STUTTAFORD *et al* (1997) para uma câmara de combustão anular com uma malha bem mais precisa do que a utilizada pelo programa.

Para o cálculo que envolve o material do combustor uma melhoria seria a utilização de métodos de resistências dos materiais para o cálculo da variação da espessura e tensões envolvidas no processo, bem como a transferência de calor por condução ao longo do comprimento do tubo. Da mesma forma uma melhoria seria a utilização de mais pontos para o cálculo da transferência de calor na câmara de combustão.

Um ponto passível de análise seria a utilização de programas comerciais do tipo CFD, como por exemplo, o *CFX*® e o *Star CD*®, para a validação destas melhorias propostas. Porém estes programas necessitariam de uma análise preliminar da câmara para analisarem a câmara.

APÊNDICE A – VALORES RECOMENDADOS DE PROJETO E GEOMETRIA DA CÂMARA DE COMBUSTÃO

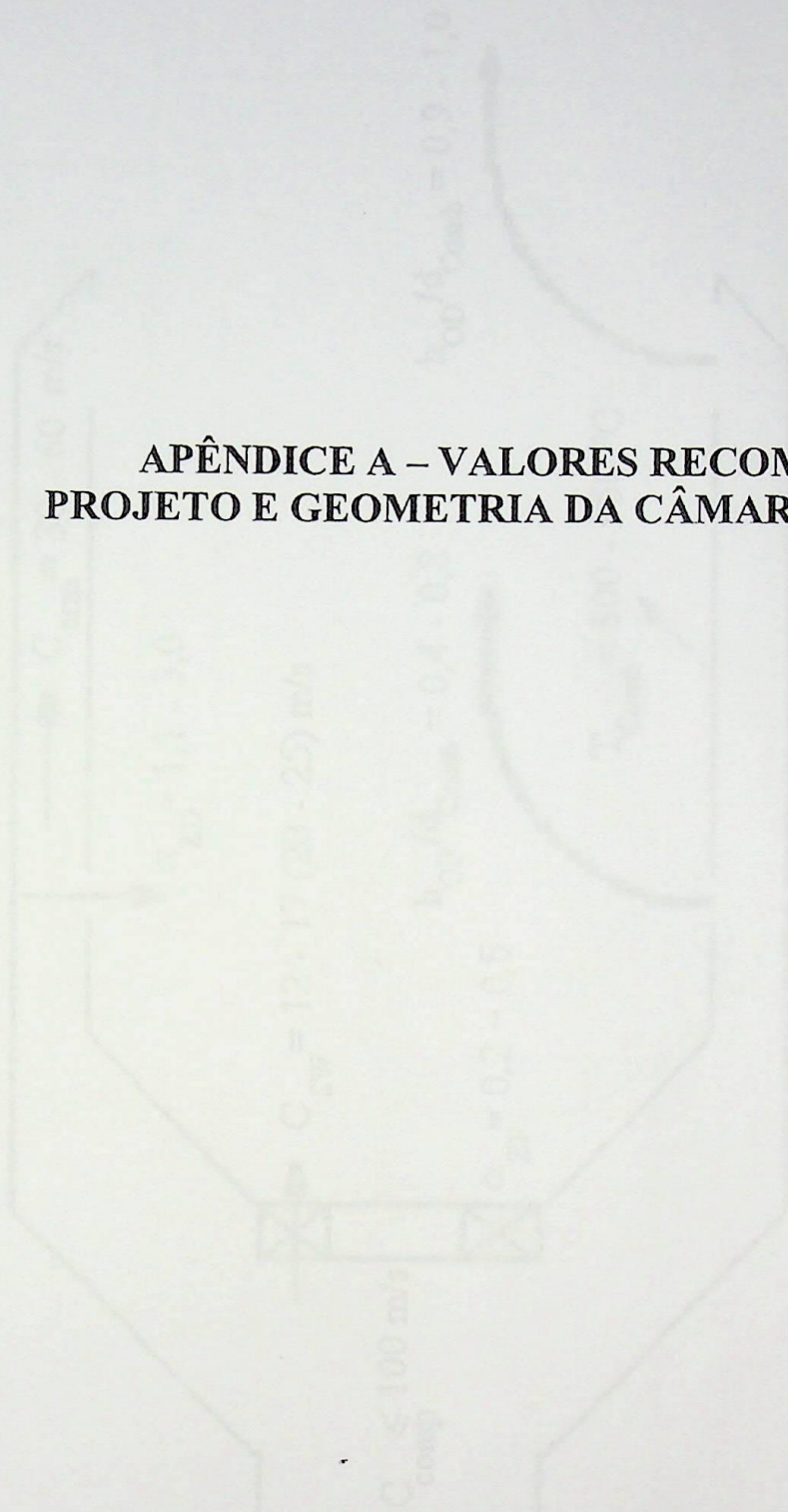


Figura A.1 – Exemplo de valores recomendados para o cálculo de alguns ângulos e coeficientes

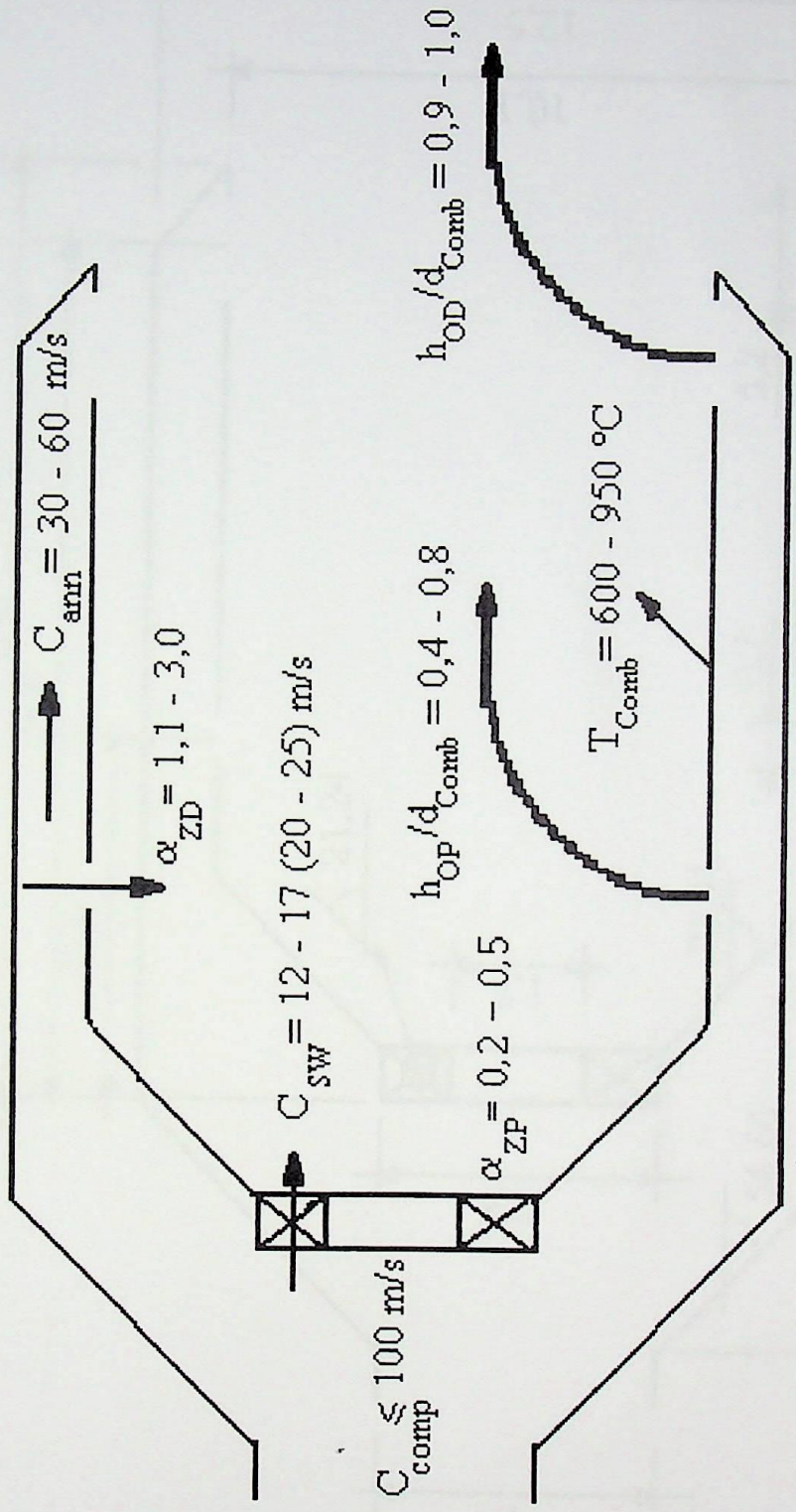


Figura A1 – Faixa de valores recomendados para o cálculo da câmara de combustão, fonte: LEFEBVRE (1983) e PCHOLKIN (1973).

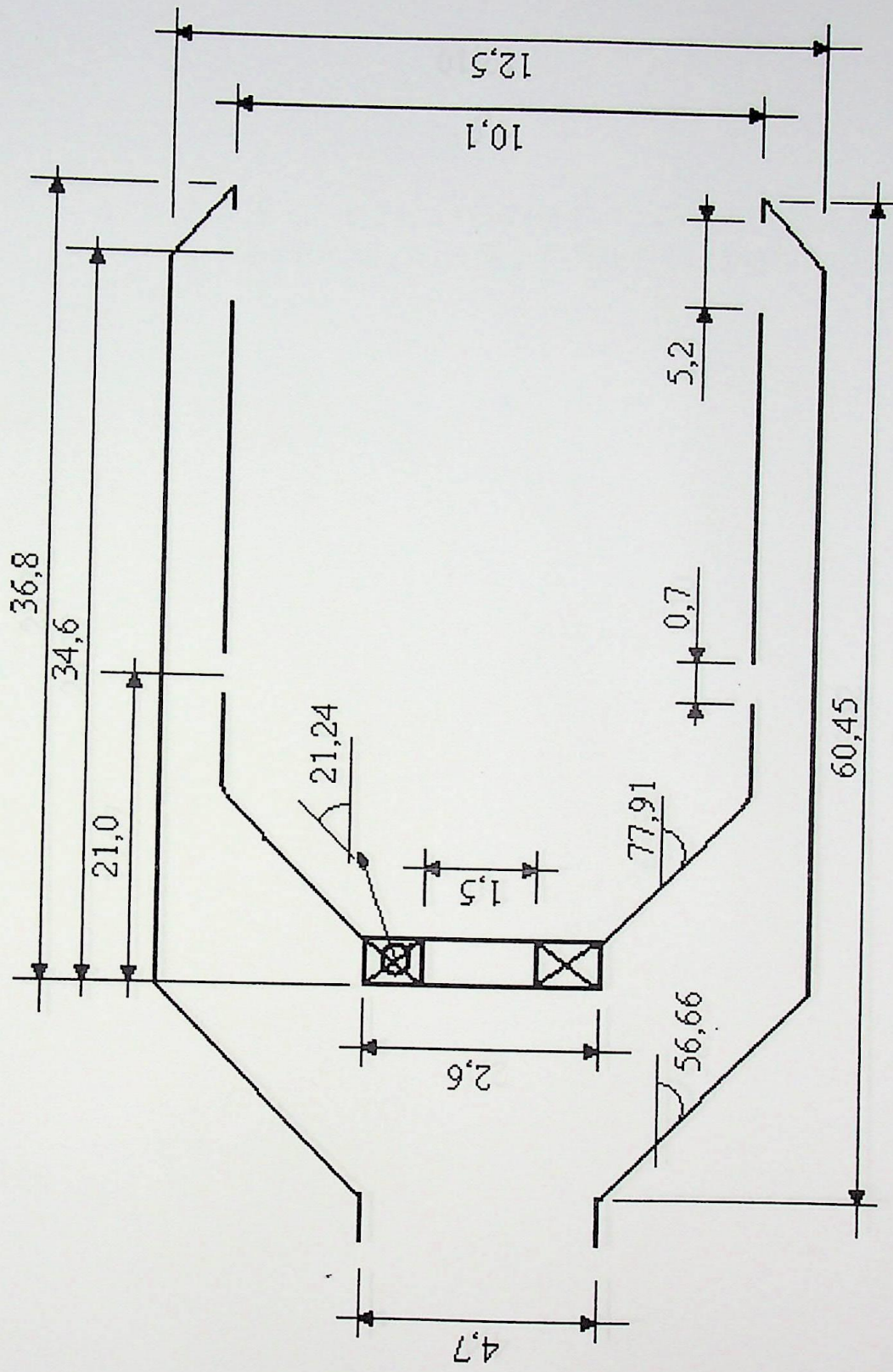


Figura A2 – Desenho esquemático da câmara de combustão para gás natural, medidas em cm e graus.

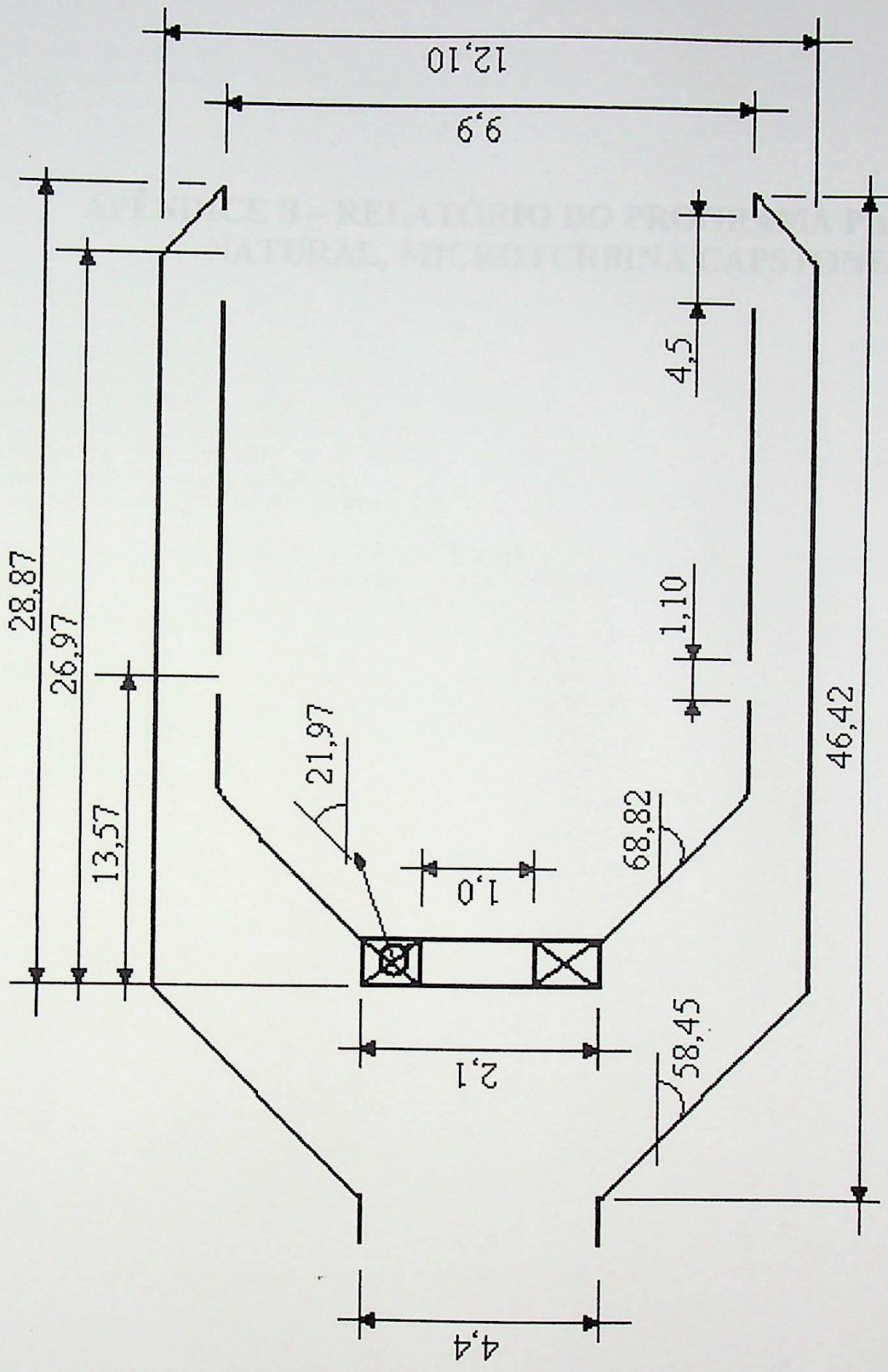


Figura A3 – Desenho esquemático da câmara de combustão para gás de gaseificação de biomassa com geometria variada e quantidade de calor fixa, medidas em cm e graus.

REPORT ABOUT THE COMPUTATIONAL PROGRAM

DATE 12-1988 11:00 AM

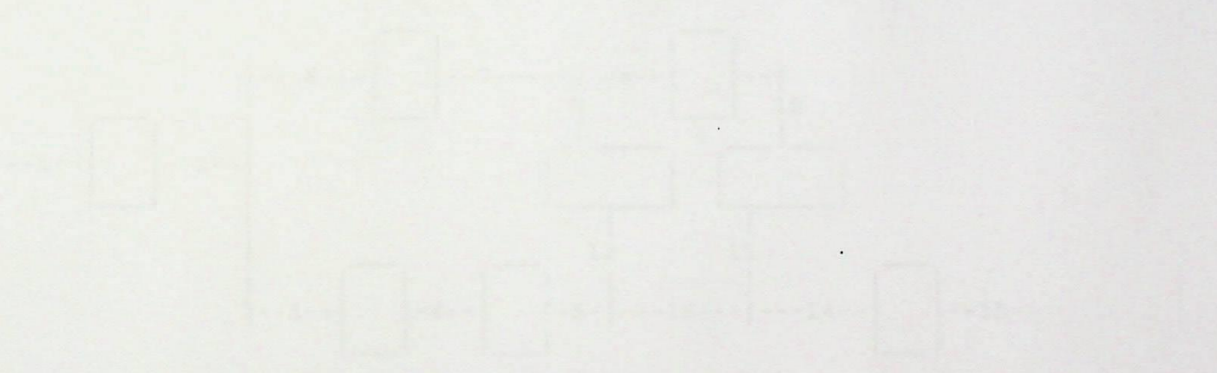
INPUT FILE NAME: INPUT.DAT
OUTPUT FILE NAME: OUTPUT.DAT
PROGRAM VERSION: 1.0
AUTHOR: J. J. ...

APÊNDICE B - RELATÓRIO DO PROGRAMA PARA GÁS NATURAL, MICROTURBINA CAPSTONE.

Number of primary holes = 25
Number of secondary holes = 5
Number of tertiary holes = 10
Number of quaternary holes = 20
Number of quinary holes = 10

The length of the hole is the diameter times the cos of the tilt angle
of the hole. The length of the hole is
Length of the primary hole = 0.01
Length of the secondary hole = 0.01
Length of the tertiary hole = 0.01
Depth of the hole from the primary hole = 0.01
Depth of the hole from the secondary hole = 0.01
Depth of the hole from the tertiary hole = 0.01

More data input



$q_1 = 0.01$ $q_2 = 0.01$ $q_3 = 0.01$ $q_4 = 0.01$
 $q_5 = 0.01$ $q_6 = 0.01$ $q_7 = 0.01$ $q_8 = 0.01$
 $q_9 = 0.01$ $q_{10} = 0.01$ $q_{11} = 0.01$ $q_{12} = 0.01$

More data input

More data input
 $q_{13} = 0.01$ $q_{14} = 0.01$
 $q_{15} = 0.01$ $q_{16} = 0.01$

Apêndice B – Relatório do programa para gás natural, microturbina CAPSTONE.

REPORT ABOUT THE COMBUSTION CHAMBER:

DATE 1/18/03 2:34:32 PM

Error on the Main Program = 0.0009207073
Number of cycles of the Main Program 6
NOx emission, g/m³ = 0.01779
NOx emission, ppm @ 15% O₂ = 8.89396

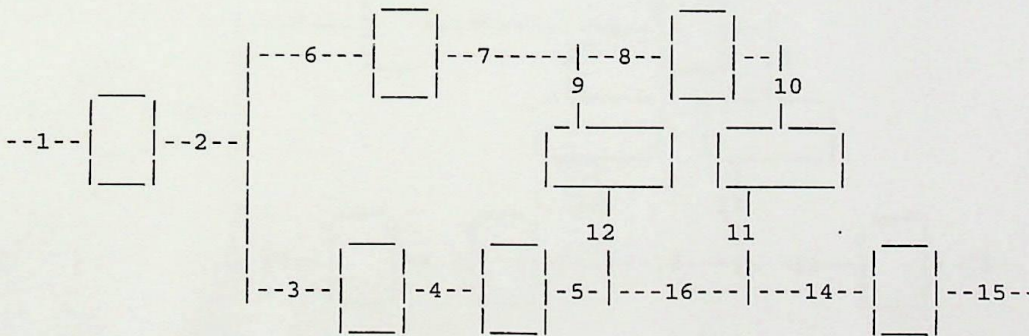
GEOMETRY, Meters

Diffuser Diameter = 0.047
Swirler Diameter = 0.026
Fuel Nozzle Diameter = 0.015
Casing Diameter = 0.125
Flame Tube Diameter = 0.101
Primary Hole Diameter = 0.007
Dilution Hole Diameter = 0.052
Number of Primary Hole = 28
Number of Dilution Hole = 5
Angle of Swirler Vane = 21.240
Angle of Diffuser = 56.660
Angle of Flame Tube = 77.910

The Length described here is the distance from the out of the diffuser inside of the combustor until the end of the chamber

Length of the Primary Hole = 0.035
Length of the Dilution Hole = 0.171
Length of the Flame Tube = 0.193
Depth of the Jet from the Primary Hole = 0.845
Depth of the Jet from the Dilution Hole = 0.892
Volume of the combustor = 0.001538 (m³)

MASS FLOW (kg/s)



g6 = 0.25 g7 = 0.25 g8 = 0.21
g1 = 0.26 g2 = 0.26 g9 = 0.04 g10 = 0.21
g3 = 0.02 g4 = 0.02 g12 = 0.04 g11 = 0.21
g16 = 0.06 g15 = 0.26

Fuel flow = 0.0020

MASS FLOW BALANCE

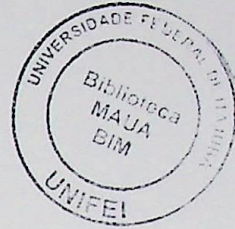
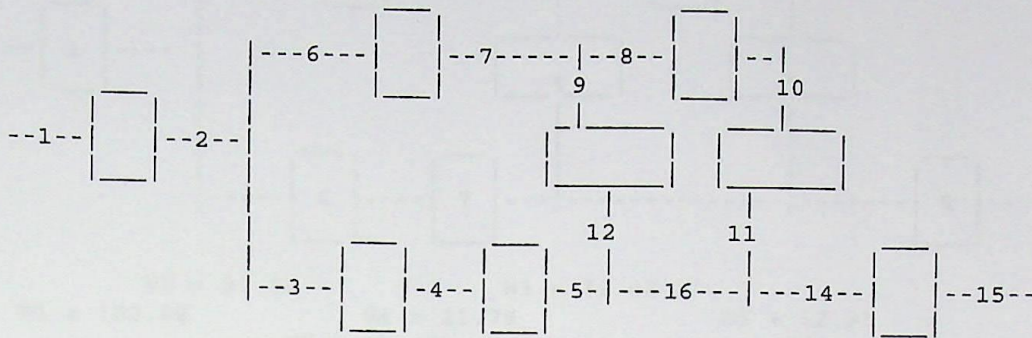
g6 + g3 - g2 = 0.00
g8 + g9 - g6 = 0.00

Apêndice B – Relatório do programa para gás natural, microturbina CAPSTONE.

ALPHA VALUES:

A14 = 0.47 ; A116 = 1.67 ; A115 = 8.05

Pressure (Pa)



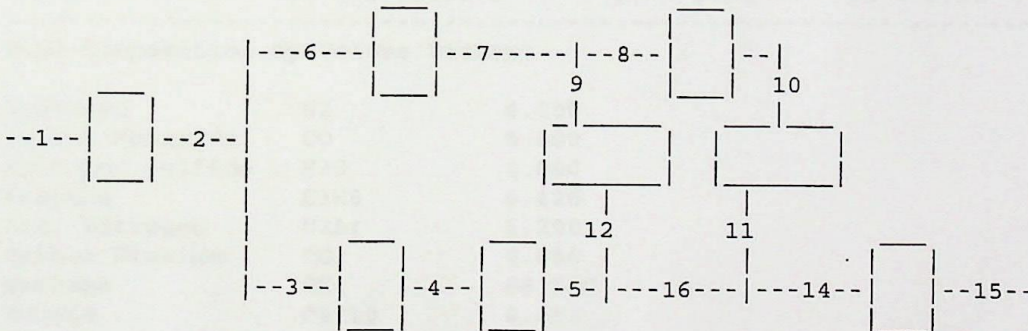
p6 = 311092.20	p7 = 311057.10	p8 = 311057.10
p1 = 316300.00	p2 = 311092.20	p9 = 311057.10
p3 = 311092.20	p4 = 309853.90	p5 = 309841.30
	p12 = 309841.30	p11 = 309841.30
		p10 = 310293.00
		p15 = 309841.20

Pressure Loss (Pa)		Total Pressure Loss = 2.04 (%)
p1 - p2 = 5207.81	p6 - p7 = 35.11	p8 - p10 = 764.04
p9 - p12 = 1215.79	p10 - p11 = 451.75	p5 - p15 = 0.07
p3 - p4 = 1238.33	p4 - p5 = 12.57	
p1 - p15 = 6458.77		

Pressure Balance

(DeltaP 8 - 11) - (DeltaP 9 - 12) = 0.00
 (DeltaP 6 - 12) - (DeltaP 3 - 5) = 0.00

Temperature (°C)



t6 = 423.90	t7 = 423.90	t8 = 441.97
t1 = 423.90	t2 = 423.90	t9 = 423.90
		t10 = 441.97
		t12 = 1482.72
		t11 = 1482.72
t3 = 423.90	t4 = 1747.43	t16 = 1482.72
		t14 = 741.40
		t15 = 741.40

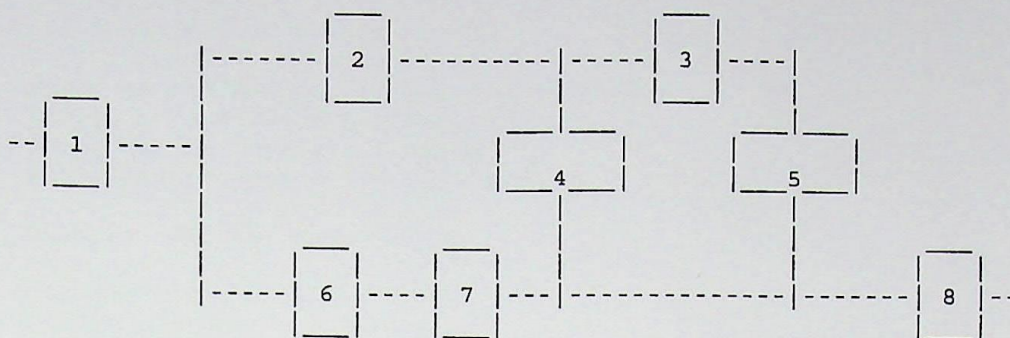
Casing Temperature = 438.27

Combustor Wall Temperature = 711.28

Adiabatic Flame Temperature = 1747.43

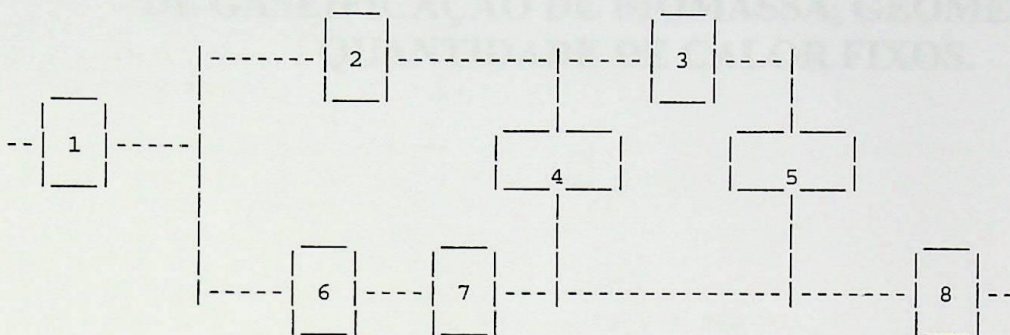
Air temperature in the end of the annulus = 441.97

Velocities (m/s)



W1 = 100.00 W2 = 37.12 W3 = 32.02
 W4 = 21.78 W5 = 12.95
 W6 = 28.67 W7 = 3.74 W8 = 39.80

Area (m²)



F1 = 0.00 F2 = 0.00 F3 = 0.00
 F4 = 0.0011863 F5 = 0.0108110
 F6 = 0.0003573 F7 = 0.01 F8 = 0.01

Fuel Composition by Volume Percent

Hydrogen	H2	0.000
Carbon Monoxide	CO	0.000
Hydrogen Sulfide	H2S	0.000
Propane	C3H8	0.420
Atm. Nitrogen	N2Ar	1.200
Carbon Dioxide	CO2	0.650
Methane	CH4	88.560
Butane	C4H10	0.000
Oxygen	O2	0.000
Sulfur Dioxide	SO2	0.000
Ethane	C2H6	9.170
Pentene	C5H12	0.000
Water Vapor	H2O	0.000
LHV at 25°C	[kJ/kg]	47855.00

DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA QUÍMICA

UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO DE JANEIRO

Curso de Engenharia Química - 1984/1985
Disciplina de Engenharia de Gás de Biomassa
Tema: Gaseificação de Biomassa
Projeto de Gaseificação de Biomassa

EXERCÍCIO Nº 1

Reação: $C_6H_{12}O_6 \rightarrow 6CO + 6H_2$
Cálculo de Equilíbrio
Cálculo de Equilíbrio
Cálculo de Equilíbrio
Cálculo de Equilíbrio

APÊNDICE C – RELATÓRIO DO PROGRAMA PARA GÁS DE GASEIFICAÇÃO DE BIOMASSA, GEOMETRIA E QUANTIDADE DE CALOR FIXOS.

Este relatório descreve o programa desenvolvido para a gaseificação de biomassa, geometria e quantidade de calor fixos. O programa foi desenvolvido em linguagem de programação e realiza cálculos de equilíbrio químico e termodinâmico para a reação de gaseificação de biomassa.

Temperatura (K)	Equilíbrio	Equilíbrio	Equilíbrio	Equilíbrio
1000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
1100	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
1200	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
1300	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
1400	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
1500	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
1600	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
1700	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
1800	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
1900	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
2000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000

Apêndice C – Relatório do programa para gás de gaseificação de biomassa, geometria e quantidade de calor fixos.

REPORT ABOUT THE COMBUSTION CHAMBER:

DATE 1/18/03 2:47:07 PM

Error on the Main Program = 0.0005229462
 Number of cycles of the Main Program 14
 NOx emission, g/m³ = 0.00189
 NOx emission, ppm @ 15% O2 = 0.94400

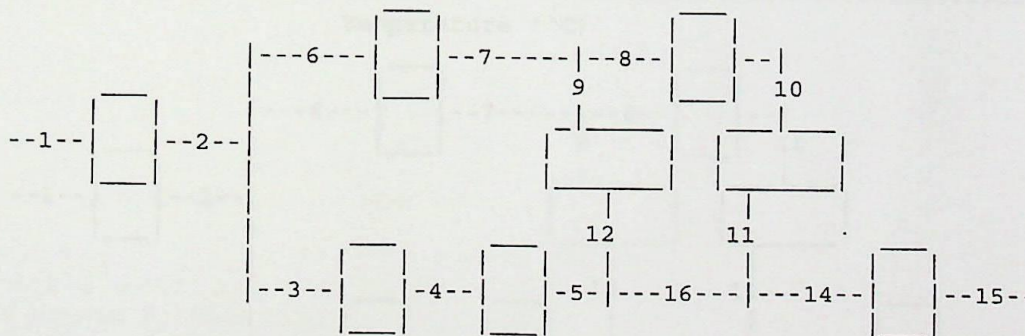
GEOMETRY, Meters

Diffuser Diameter = 0.044
 Swirler Diameter = 0.024
 Fuel Nozzle Diameter = 0.015
 Casing Diameter = 0.118
 Flame Tube Diameter = 0.096
 Primary Hole Diameter = 0.007
 Dilution Hole Diameter = 0.052
 Number of Primary Hole = 28
 Number of Dilution Hole = 5
 Angle of Swirler Vane = 21.240
 Angle of Diffuser = 56.660
 Angle of Flame Tube = 77.910

The Length described here is the distance from the out of the diffuser inside of the combustor until the end of the chamber

Length of the Primary Hole = 0.033
 Length of the Dilution Hole = 0.162
 Length of the Flame Tube = 0.214
 Depth of the Jet from the Primary Hole = 0.011
 Depth of the Jet from the Dilution Hole = 0.026
 Volume of the combustor = 0.001536 (m³)

MASS FLOW (kg/s)



g6 = 0.03

g7 = 0.03

g8 = 0.02

g1 = 0.23

g2 = 0.23

g9 = 0.01

g10 = 0.02

g12 = 0.01

g11 = 0.02

g3 = 0.20

g4 = 0.21

g16 = 0.22

g15 = 0.24

Fuel flow = 0.0170

MASS FLOW BALANCE

g6 + g3 - g2 = 0.00

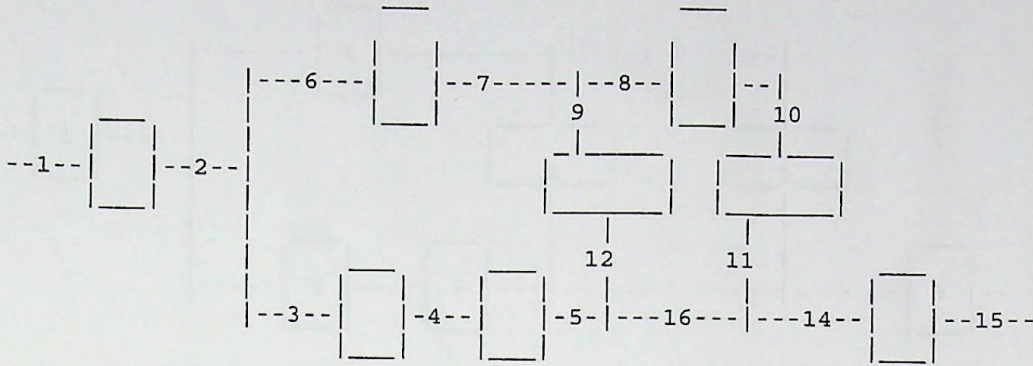
Apêndice C – Relatório do programa para gás de gaseificação de biomassa, geometria e quantidade de calor fixos.

$g8 + g9 - g6 = 0.00$

ALPHA VALUES:

$A14 = 8.32 ; A116 = 8.62 ; A115 = 10.24$

Pressure (Pa)



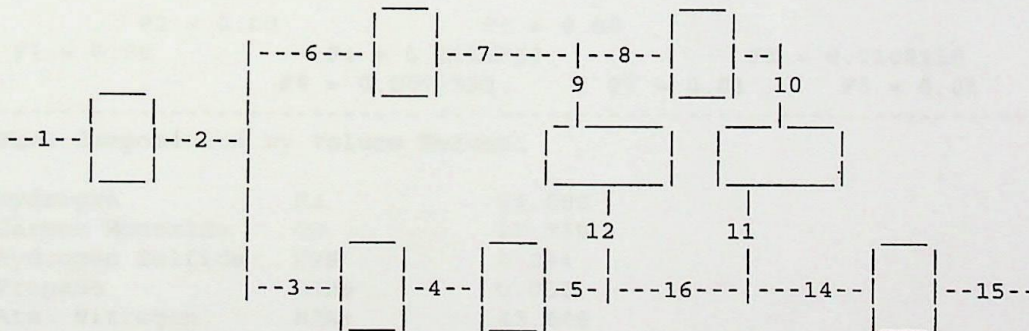
$p6 = 311070.20$	$p7 = 311069.60$	$p8 = 311069.60$
$p1 = 316300.00$	$p2 = 311070.20$	$p9 = 311069.60$
$p3 = 311070.20$	$p4 = 311070.20$	$p5 = 311032.40$
	$p12 = 311032.40$	$p11 = 311032.40$
		$p10 = 311037.60$
		$p15 = 310775.50$

Pressure Loss (Pa)		Total Pressure Loss = 1.75 (%)	
$p1 - p2 = 5229.76$	$p6 - p7 = 0.67$	$p8 - p10 = 31.96$	
$p9 - p12 = 37.22$	$p10 - p11 = 5.26$	$p5 - p15 = 256.85$	
$p3 - p4 = 0.00$	$p4 - p5 = 37.89$		
$p1 - p15 = 5524.49$			

Pressure Balance

$(\Delta p8 - 11) - (\Delta p9 - 12) = 0.00$
 $(\Delta p6 - 12) - (\Delta p3 - 5) = 0.00$

Temperature (°C)

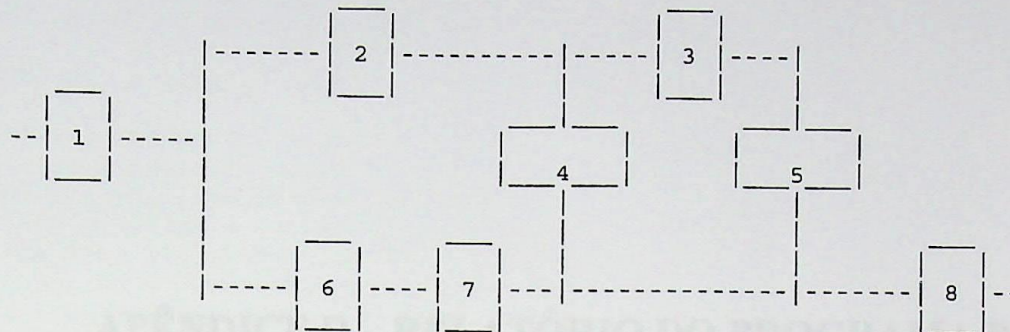


$t6 = 423.90$	$t7 = 423.90$	$t8 = 441.85$
$t1 = 423.90$	$t2 = 423.90$	$t9 = 423.90$
		$t10 = 441.85$
		$t12 = 701.47$
		$t11 = 701.47$
$t3 = 423.90$	$t4 = 770.86$	$t16 = 701.47$
		$t14 = 741.40$
		$t15 = 741.40$

Apêndice C – Relatório do programa para gás de gaseificação de biomassa, geometria e quantidade de calor fixos.

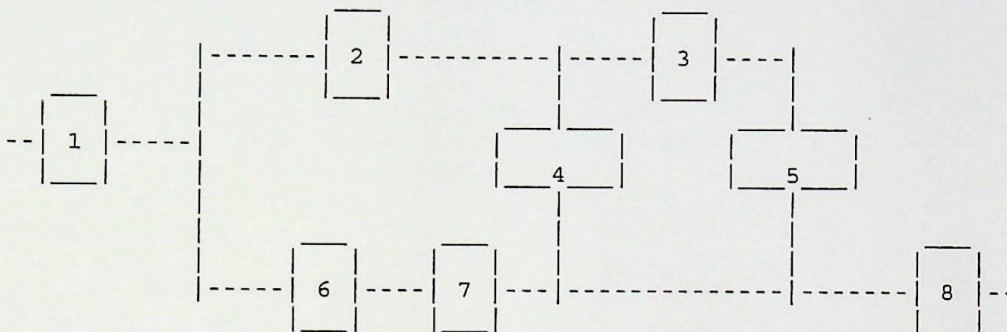
Casing Temperature = 425.69
 Combustor Wall Temperature = 459.74
 Adiabatic Flame Temperature = 770.86
 Air temperature in the end of the annulus = 441.85

Velocities (m/s)



W1 = 100.00 W2 = 4.98 W3 = 3.85
 W4 = 3.94 W5 = 1.35
 W6 = 502.46 W7 = 35.86 W8 = 39.93

Area (m²)



F1 = 0.00 F2 = 0.00 F3 = 0.00
 F4 = 0.0011863 F5 = 0.0108110
 F6 = 0.0002593 F7 = 0.01 F8 = 0.01

Fuel Composition by Volume Percent

Hydrogen	H2	21.000
Carbon Monoxide	CO	21.750
Hydrogen Sulfide	H2S	0.034
Propane	C3H8	0.000
Atm. Nitrogen	N2Ar	43.600
Carbon Dioxide	CO2	12.010
Methane	CH4	1.605
Butane	C4H10	0.000
Oxygen	O2	0.000
Sulfur Dioxide	SO2	0.000
Ethane	C2H6	0.000
Pentene	C5H12	0.000
Water Vapor	H2O	0.000
LHV at 25°C	[kJ/kg]	5623.00

REPORT ABOUT GAS COMBUSTING CALIBER

DATE 2/12/2011 11:14:15 AM

FILED IN THE PATH D:\PROGRAMAS\BIOGAS\BIOGAS.PRG
NUMBER OF CYCLES OF THE DATA PROGRAM = 1
THE NUMBER OF THE DATA POINTS = 10
THE NUMBER OF THE DATA POINTS = 10

UNITARY: SI

NUMBER OF CYCLES = 1

NUMBER OF DATA POINTS = 10

NUMBER OF DATA POINTS = 10

NUMBER OF DATA POINTS = 10

APÊNDICE D – RELATÓRIO DO PROGRAMA PARA GÁS DE GASEIFICAÇÃO DE BIOMASSA, GEOMETRIA FIXA E QUANTIDADE DE CALOR DEFINIDA PELA VAZÃO EM MASSA DE COMBUSTÍVEL.

The number of cycles has been defined from the end of the program
of the number of cycles. The end of the program

length of the primary hole = 0.125

length of the secondary hole = 0.125

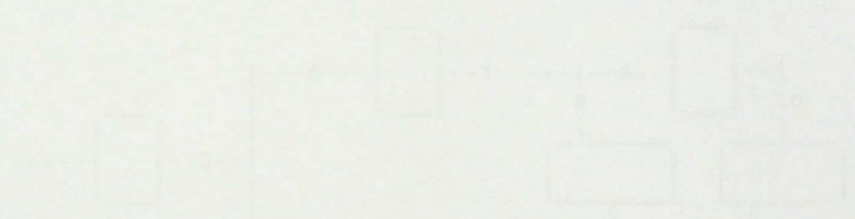
length of the flame tube = 0.250

depth of the secondary hole from the primary hole = 0.125

depth of the secondary hole from the primary hole = 0.125

radius of the secondary hole = 0.0125 (0.5")

radius of the primary hole = 0.0125 (0.5")



Q	Q	Q	Q
Q = 0.0000	Q = 0.0000	Q = 0.0000	Q = 0.0000
Q = 0.0000	Q = 0.0000	Q = 0.0000	Q = 0.0000
Q = 0.0000	Q = 0.0000	Q = 0.0000	Q = 0.0000
Q = 0.0000	Q = 0.0000	Q = 0.0000	Q = 0.0000
Q = 0.0000	Q = 0.0000	Q = 0.0000	Q = 0.0000
Q = 0.0000	Q = 0.0000	Q = 0.0000	Q = 0.0000
Q = 0.0000	Q = 0.0000	Q = 0.0000	Q = 0.0000
Q = 0.0000	Q = 0.0000	Q = 0.0000	Q = 0.0000
Q = 0.0000	Q = 0.0000	Q = 0.0000	Q = 0.0000
Q = 0.0000	Q = 0.0000	Q = 0.0000	Q = 0.0000

Mass flow = 0.0000000

Mass flow = 0.0000000

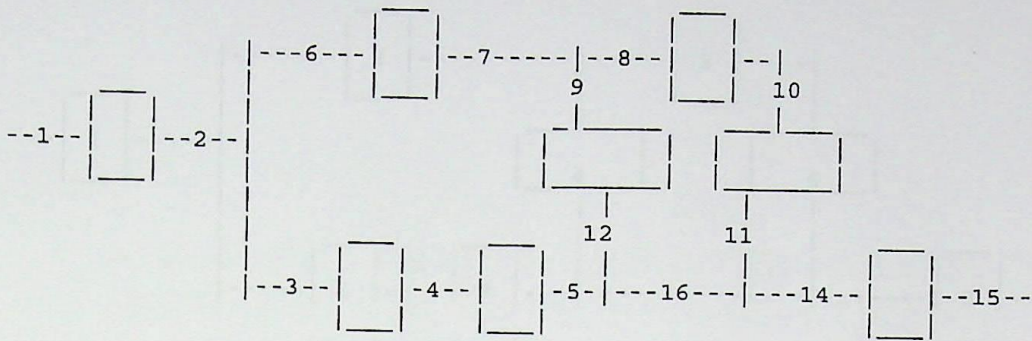
Mass flow = 0.0000000

Apêndice D – Relatório do programa para gás de gaseificação de biomassa, geometria fixa e quantidade de calor definida pela vazão em massa do combustível.

ALPHA VALUES:

Al4 = 0.51 ; Al16 = 1.86 ; Al15 = 10.24

PRESSURE (Pa)



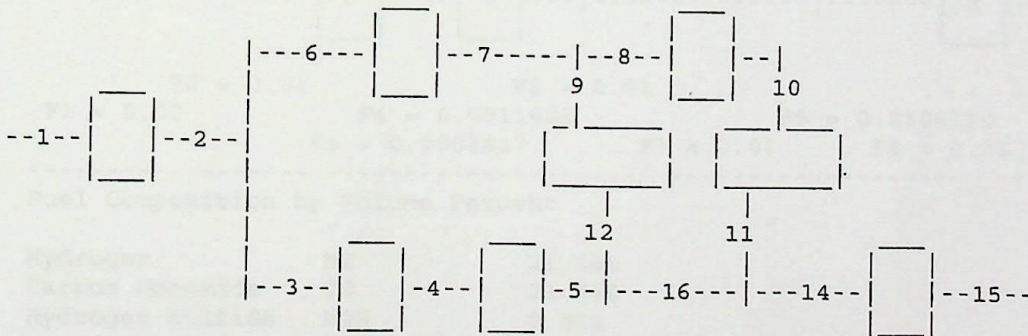
p6 = 311070.20 p7 = 311032.90 p8 = 311032.90
 p1 = 316300.00 p9 = 311032.90 p10 = 310226.50
 p2 = 311070.20
 p3 = 311070.20 p12 = 309651.00 p11 = 309651.00
 p4 = 309675.10 p5 = 309651.00 p15 = 309650.90

Pressure Loss (Pa) Total Pressure Loss = 2.10 (%)
 p1 - p2 = 5229.76 p6 - p7 = 37.37 p8 - p10 = 806.33
 p9 - p12 = 1381.89 p10 - p11 = 575.57 p5 - p15 = 0.07
 p3 - p4 = 1395.18 p4 - p5 = 24.08
 p1 - p15 = 6649.09

PRESSURE BALANCE (Pa)

(DeltaP 8 - 11) - (DeltaP 9 - 12) = 0.00
 (DeltaP 6 - 12) - (DeltaP 3 - 5) = 0.00

TEMPERATURE (°C)



t6 = 423.90 t7 = 423.90 t8 = 436.09
 t9 = 423.90 t10 = 436.09
 t1 = 423.90 t2 = 423.90
 t12 = 1328.87 t11 = 1328.87
 t3 = 423.90 t4 = 1555.11 t16 = 1328.87 t14 = 741.40 t15 = 741.40

Casing Temperature = 433.00

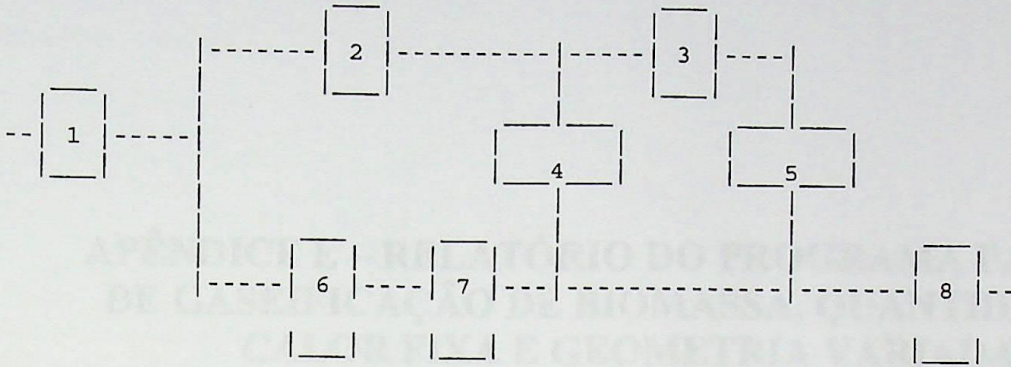
Combustor Wall Temperature = 605.93

Apêndice D – Relatório do programa para gás de gaseificação de biomassa, geometria fixa e quantidade de calor definida pela vazão em massa do combustível.

Adiabatic Flame Temperature = 1555.11

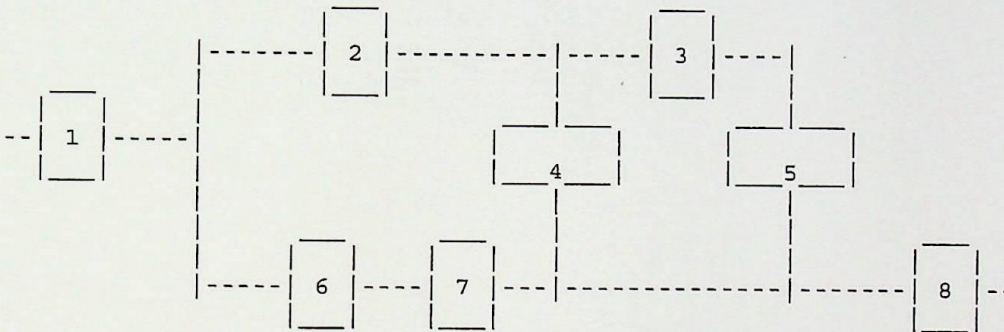
Air temperature in the end of the annulus = 436.09

VELOCITIES (m/s)



W1 = 100.00 W2 = 37.20 W3 = 32.17
 W4 = 23.54 W5 = 14.88
 W6 = 30.79 W7 = 6.12 W8 = 39.93

Area (m²)



F1 = 0.00 F2 = 0.01 F3 = 0.01
 F4 = 0.0011863 F5 = 0.0108110
 F6 = 0.0003417 F7 = 0.01 F8 = 0.01

Fuel Composition by Volume Percent

Hydrogen	H2	21.000
Carbon Monoxide	CO	21.750
Hydrogen Sulfide	H2S	0.034
Propane	C3H8	0.000
Atm. Nitrogen	N2Ar	43.600
Carbon Dioxide	CO2	12.010
Methane	CH4	1.605
Butane	C4H10	0.000
Oxygen	O2	0.000
Sulfur Dioxide	SO2	0.000
Ethane	C2H6	0.000
Pentene	C5H12	0.000
Water Vapor	H2O	0.000
LHV at 25°C	[kJ/kg]	5623.00

REPORT ABOUT THE GEOMETRIC CHANGE

DATE 1/20/2002 10:37:31 AM

Output of the Main Program = 0.00000000
Number of cycles of the Main Program = 1
The diameter, mm = 0.0100
The thickness, mm = 0.0100

GEOMETRIC CHANGE

Diffuser Diameter = 0.0100
Cylinder Diameter = 0.0100
Fuel Nozzle Diameter = 0.0100
Casing Diameter = 0.0100

APÊNDICE E - RELATÓRIO DO PROGRAMA PARA GÁS DE GASEIFICAÇÃO DE BIOMASSA, QUANTIDADE DE CALOR FIXA E GEOMETRIA VARIADA.

Angle of diffuser = 0.0000
Angle of cylinder = 0.0000
Angle of flame tube = 0.0000

The length specified here is the distance from the top of the diffuser to the top of the cylinder with the end of the cylinder.

Length of the cylinder = 0.0100
Length of the flame tube = 0.0100
Length of the gap from the diffuser tube = 0.0000
Length of the gap from the cylinder tube = 0.0000
Length of the cylinder = 0.0100

MASS FLOW BALANCE



$g_1 = 0.2167$ $g_2 = 0.2167$ $g_3 = 0.2167$
 $g_4 = 0.2167$ $g_5 = 0.2167$ $g_6 = 0.2167$ $g_7 = 0.2167$
 $g_8 = 0.2167$ $g_9 = 0.2167$ $g_{10} = 0.2167$ $g_{11} = 0.2167$

MASS FLOW = 0.21700000

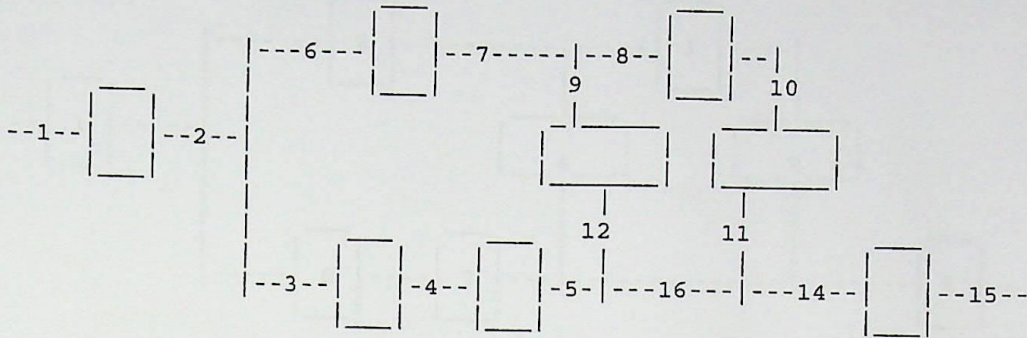
MASS FLOW BALANCE
 $g_1 + g_2 - g_3 = 0.00$
 $g_4 + g_5 - g_6 = 0.00$

Apêndice E – Relatório do programa para gás de gaseificação de biomassa, quantidade de calor fixa e geometria variada.

ALPHA VALUES:

A14 = 0.43 ; A116 = 1.75 ; A115 = 10.24

PRESSURE (Pa)



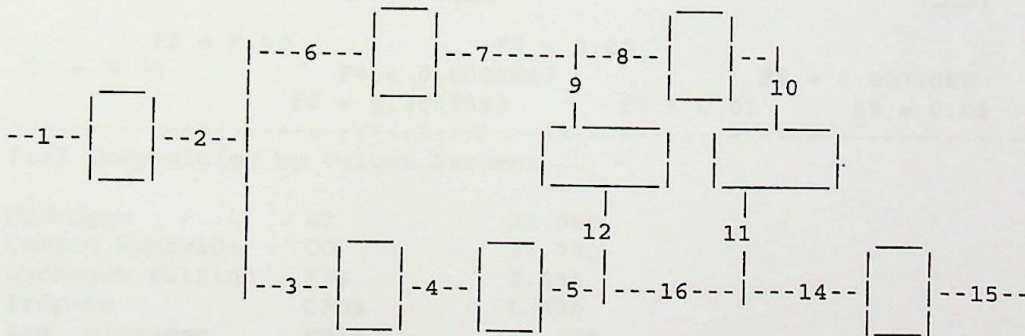
p6 = 310920.90 p7 = 310874.90 p8 = 310874.90
 p1 = 316300.00 p9 = 310874.90 p10 = 310088.30
 p2 = 310920.90
 p3 = 310920.90 p4 = 309475.60 p5 = 309457.40 p11 = 309457.40
 p12 = 309457.40 p15 = 309457.40

Pressure Loss (Pa) Total Pressure Loss = 2.16 (%)
 p1 - p2 = 5379.07 p6 - p7 = 46.07 p8 - p10 = 786.53
 p9 - p12 = 1417.45 p10 - p11 = 630.92 p5 - p15 = 0.06
 p3 - p4 = 1445.33 p4 - p5 = 18.19
 p1 - p15 = 6842.64

PRESSURE BALANCE (Pa)

(DeltaP 8 - 11) - (DeltaP 9 - 12) = 0.00
 (DeltaP 6 - 12) - (DeltaP 3 - 5) = 0.00

TEMPERATURE (°C)



t6 = 423.90 t7 = 423.90 t8 = 438.20
 t1 = 423.90 t9 = 423.90 t10 = 438.20
 t2 = 423.90
 t12 = 1365.31 t11 = 1365.31
 t3 = 423.90 t4 = 1600.66 t16 = 1365.31 t14 = 741.40 t15 = 741.40

Apêndice E – Relatório do programa para gás de gaseificação de biomassa, quantidade de calor fixa e geometria variada.

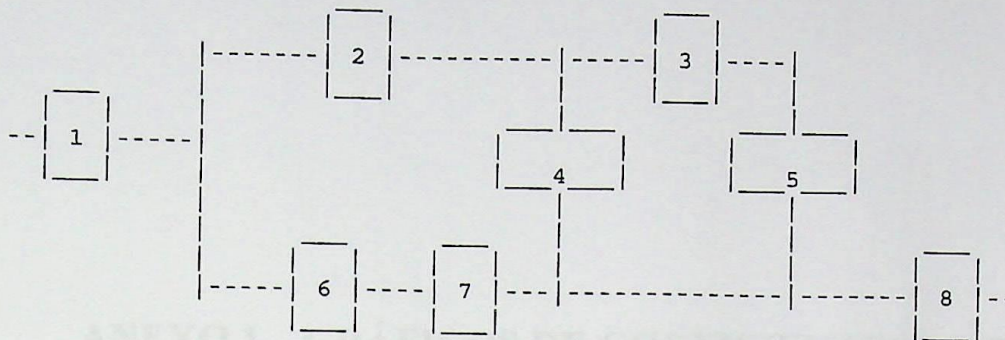
Casing Temperature = 433.89

Combustor Wall Temperature = 623.75

Adiabatic Flame Temperature = 1600.66

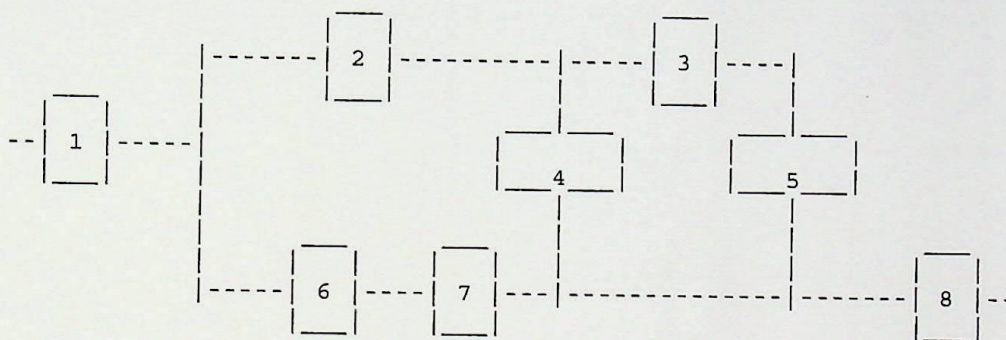
Air temperature in the end of the annulus = 438.20

VELOCITIES (m/s)



W1 = 100.00 W2 = 37.52 W3 = 32.75
 W4 = 23.81 W5 = 15.73
 W6 = 26.06 W7 = 5.31 W8 = 36.95

Area (m²)



F1 = 0.00 F2 = 0.00 F3 = 0.00
 F4 = 0.0008667 F5 = 0.0079000
 F6 = 0.0002593 F7 = 0.01 F8 = 0.01

Fuel Composition by Volume Percent

Hydrogen	H2	21.000
Carbon Monoxide	CO	21.750
Hydrogen Sulfide	H2S	0.034
Propane	C3H8	0.000
Atm. Nitrogen	N2Ar	43.600
Carbon Dioxide	CO2	12.010
Methane	CH4	1.605
Butane	C4H10	0.000
Oxygen	O2	0.000
Sulfur Dioxide	SO2	0.000
Ethane	C2H6	0.000
Pentene	C5H12	0.000
Water Vapor	H2O	0.000
LHV at 25°C	[kJ/kg]	5623.00



ANEXO 1 – GRÁFICOS DE COEFICIENTES DE PERDA DE CARGA E PROPRIEDADES TERMODINÂMICAS



Figura A1 – Gráficos de Coeficientes de Perda de Carga no Sudoeste, Brasil (SABINO, 2004) (p. 170)

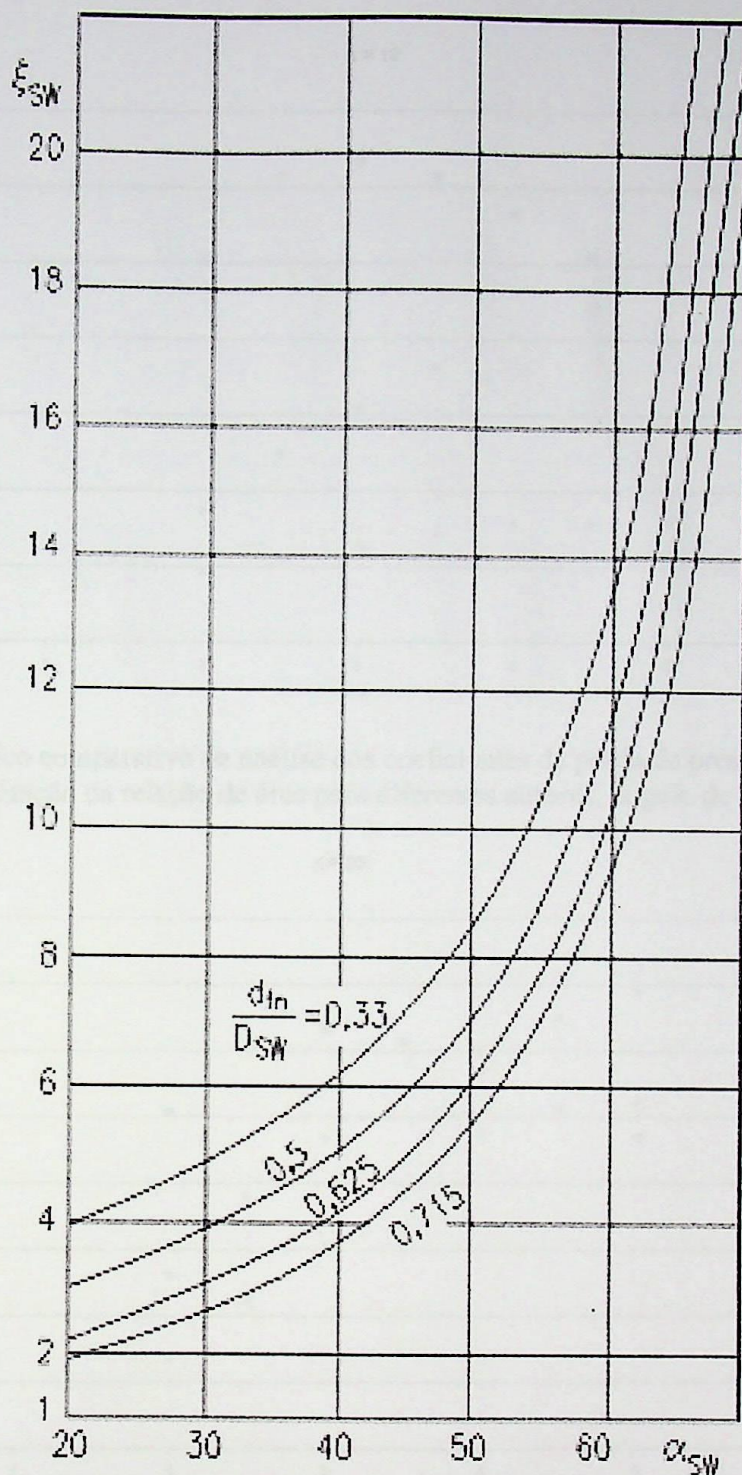


Figura A1 – Gráfico do Coeficiente de Perda de Pressão no Swirler, fonte: (NAREJNI; SUDAREV, 1973).

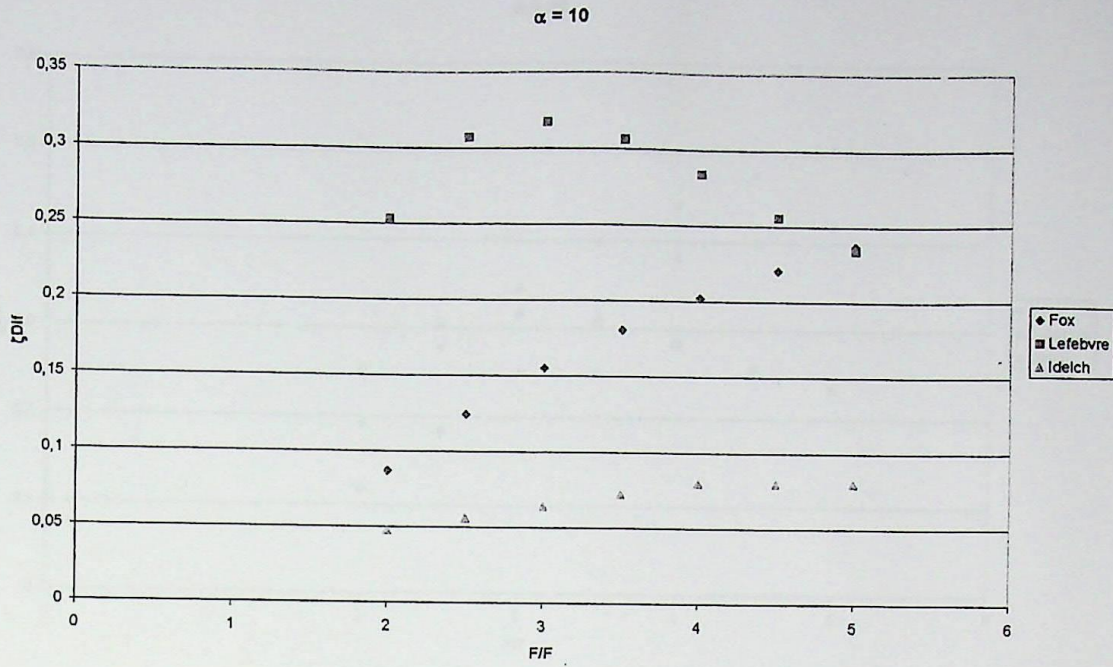


Figura A2 - Gráfico comparativo de análise dos coeficientes de perda de pressão para o difusor em função da relação de área para diferentes autores, ângulo de 10° .

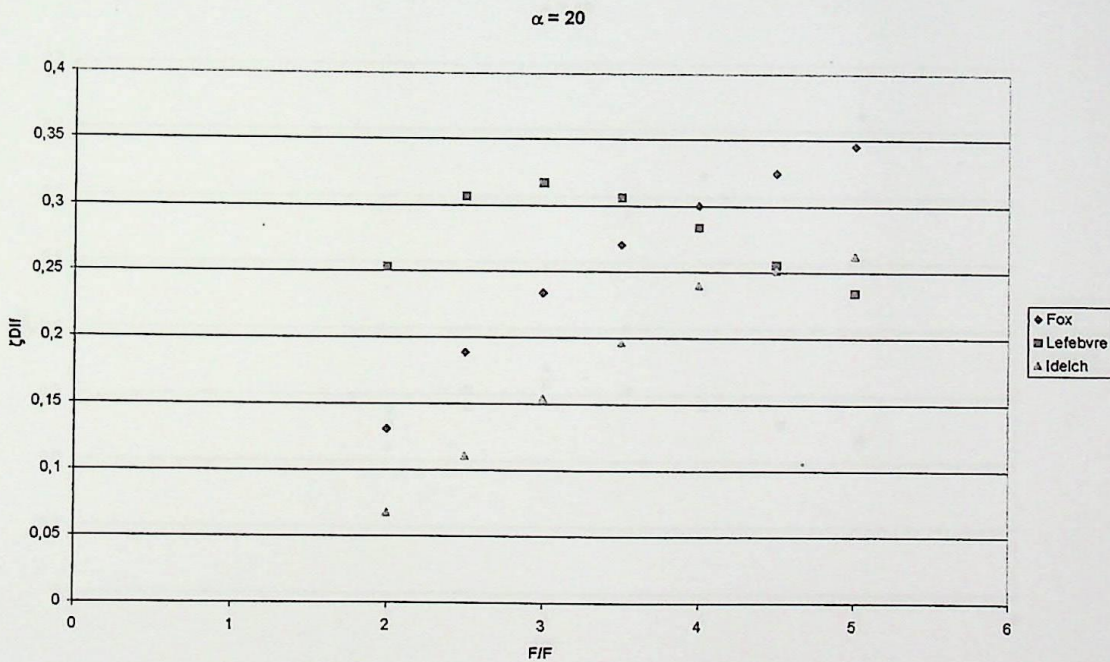


Figura A3 - Gráfico comparativo de análise dos coeficientes de perda de pressão para o difusor em função da relação de área para diferentes autores, ângulo de 20° .

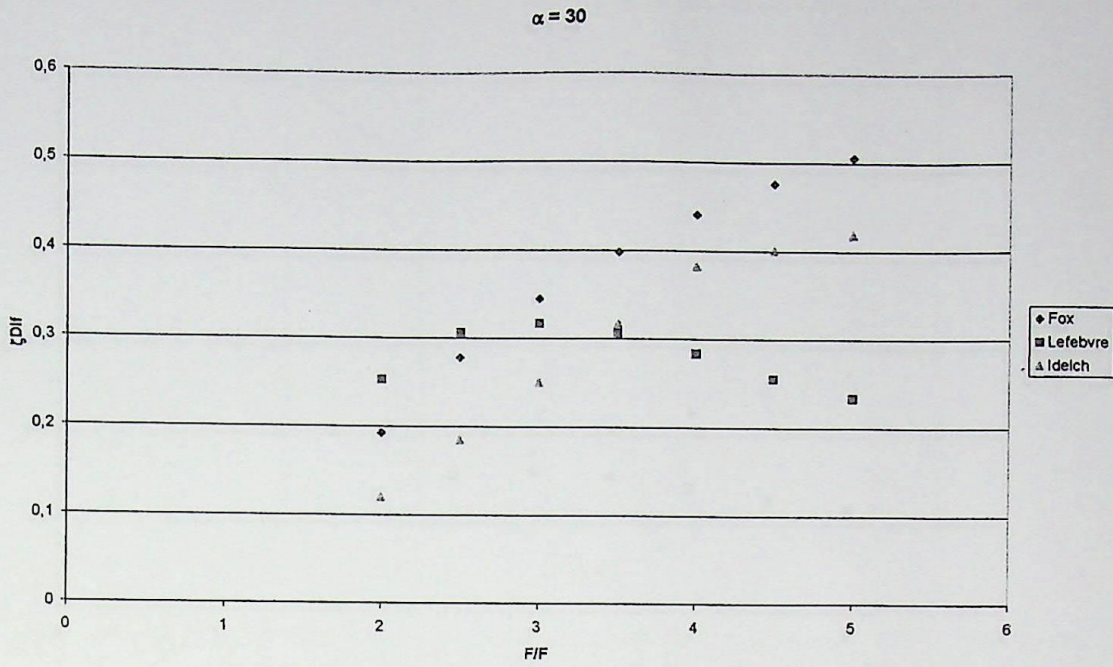


Figura A4 - Gráfico comparativo de análise dos coeficientes de perda de pressão para o difusor em função da relação de área para diferentes autores, ângulo de 30° .

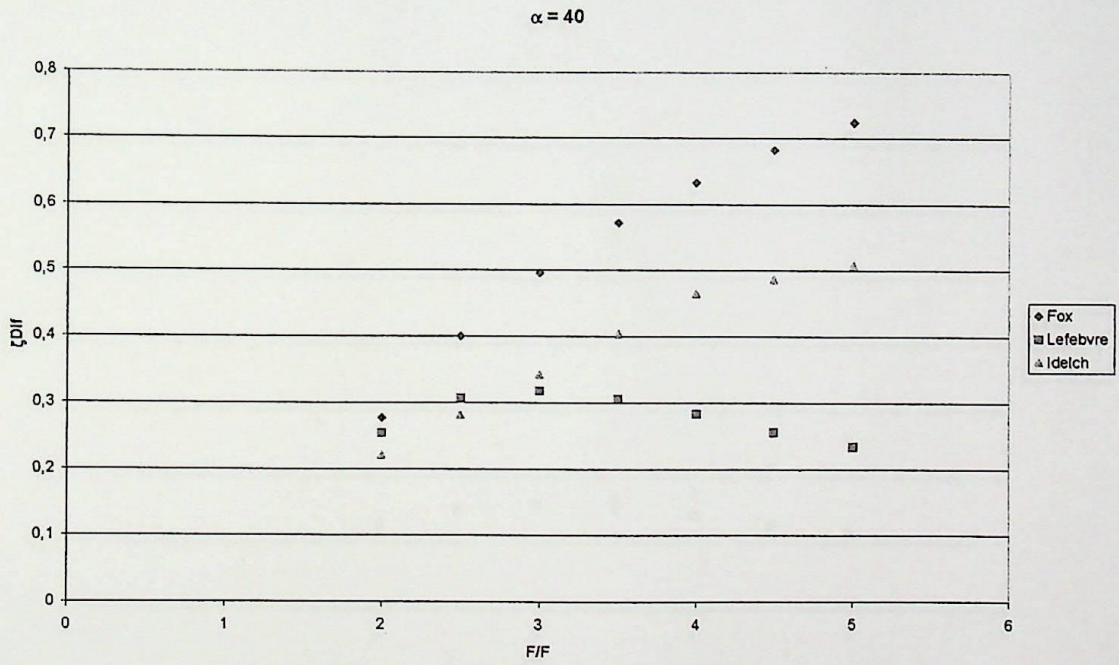


Figura A5 - Gráfico comparativo de análise dos coeficientes de perda de pressão para o difusor em função da relação de área para diferentes autores, ângulo de 40° .

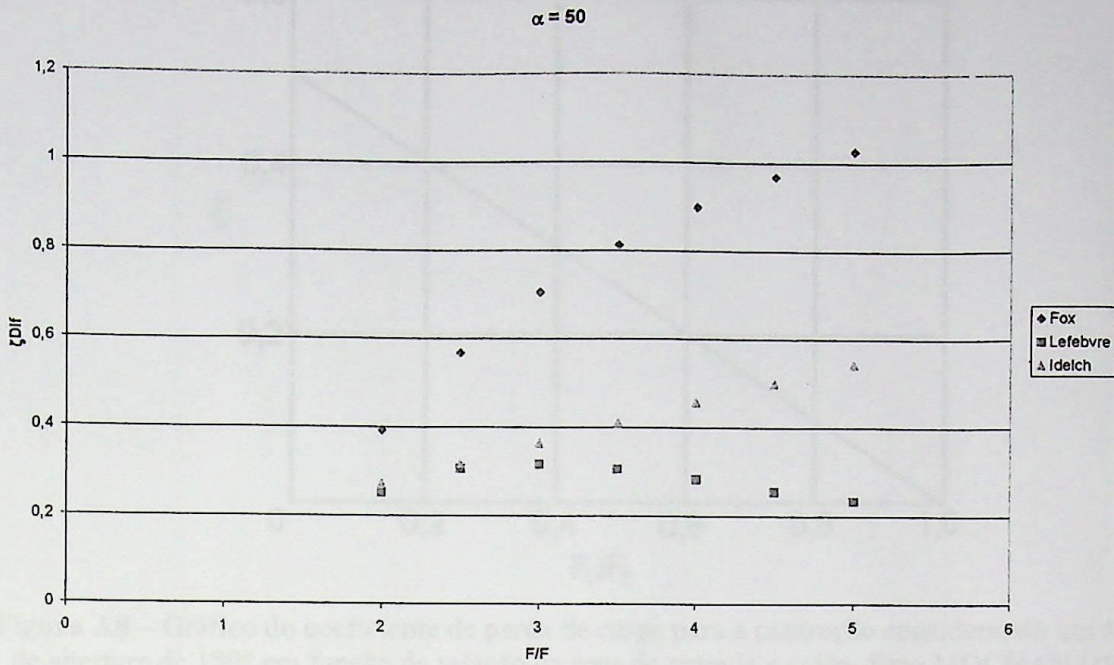


Figura A6 - Gráfico comparativo de análise dos coeficientes de perda de pressão para o difusor em função da relação de área para diferentes autores, ângulo de 50°.

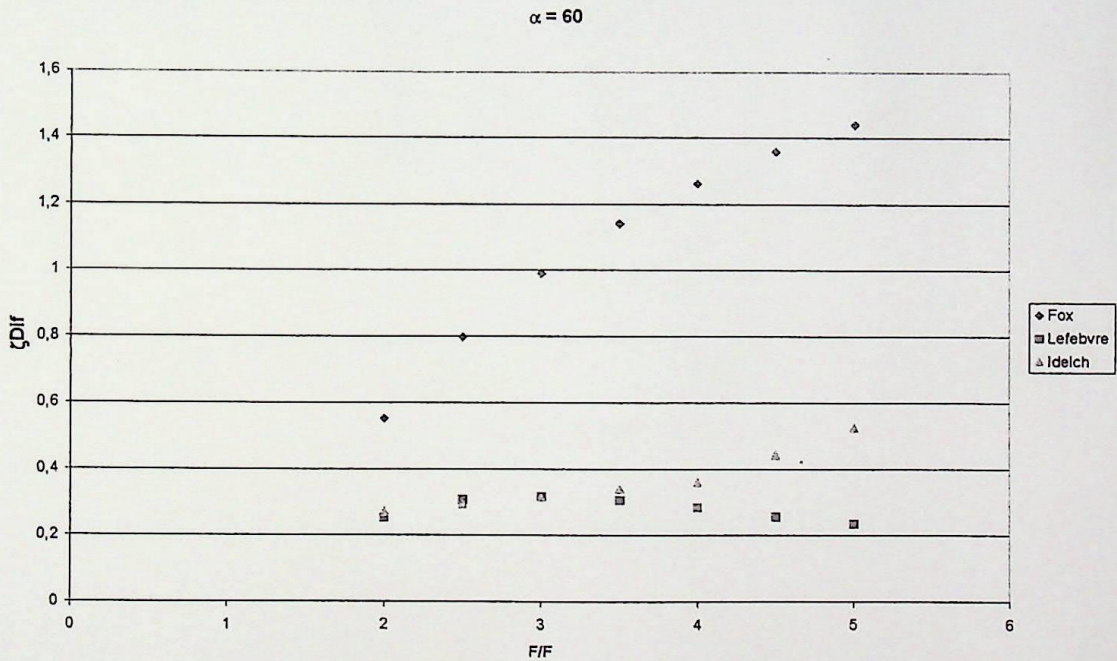


Figura A7 - Gráfico comparativo de análise dos coeficientes de perda de pressão para o difusor em função da relação de área para diferentes autores, ângulo de 60°.

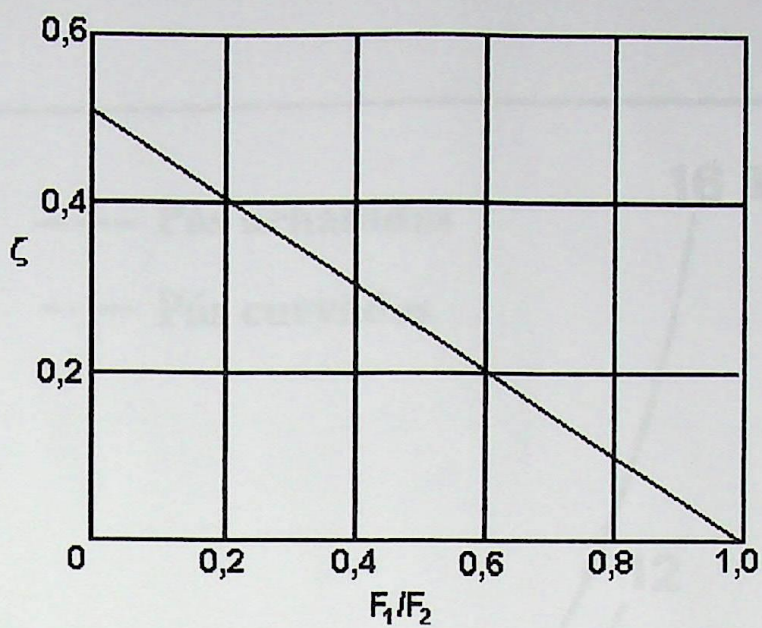


Figura A8 – Gráfico do coeficiente de perda de carga para a contração considerando um ângulo de abertura de 180° em função da relação da área de entrada e saída, finto MOCHAN (1977).

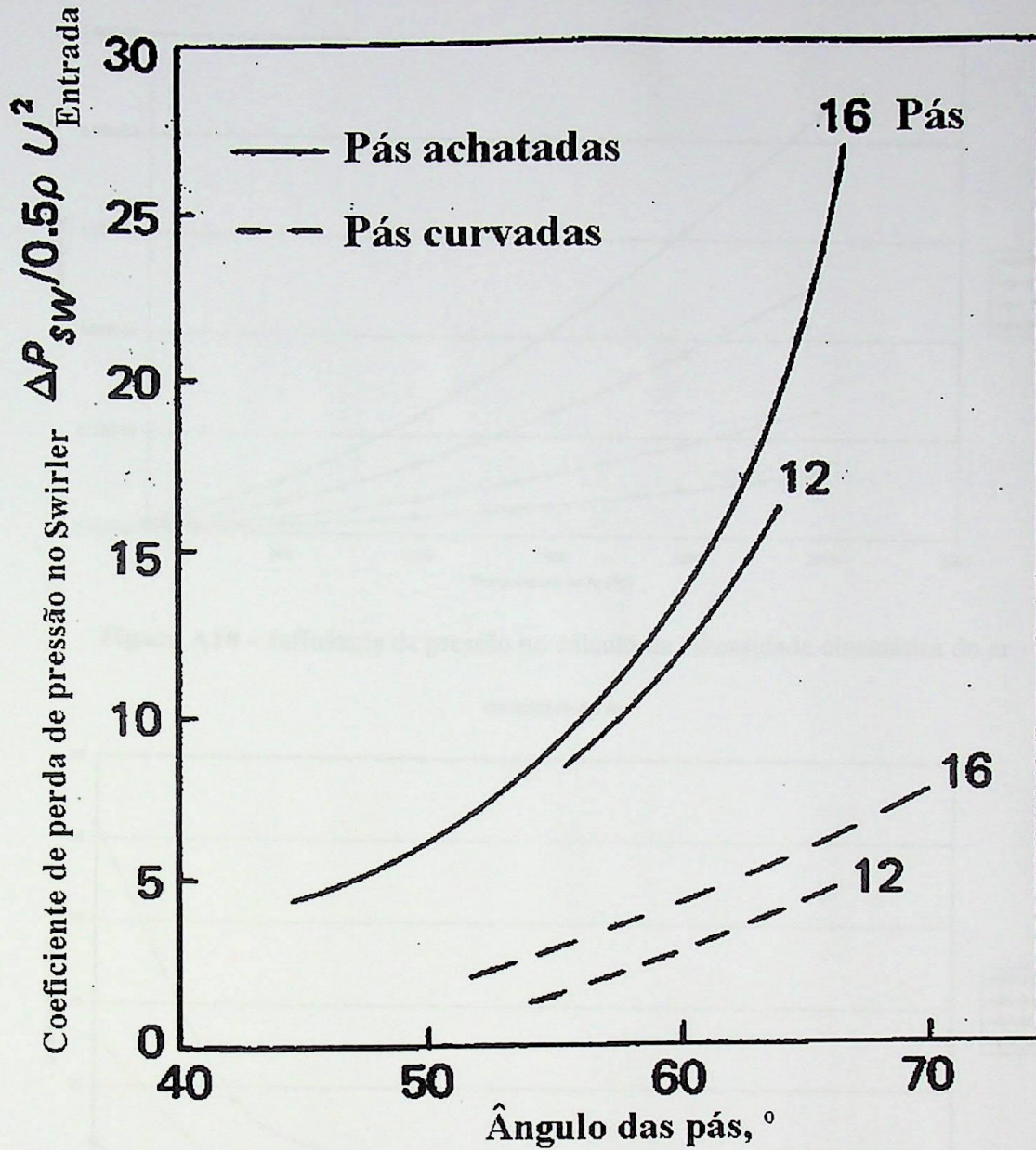


Figura A9 – Coeficiente de perda de pressão para o Swirler, fonte: LEFEBVRE, 1983.

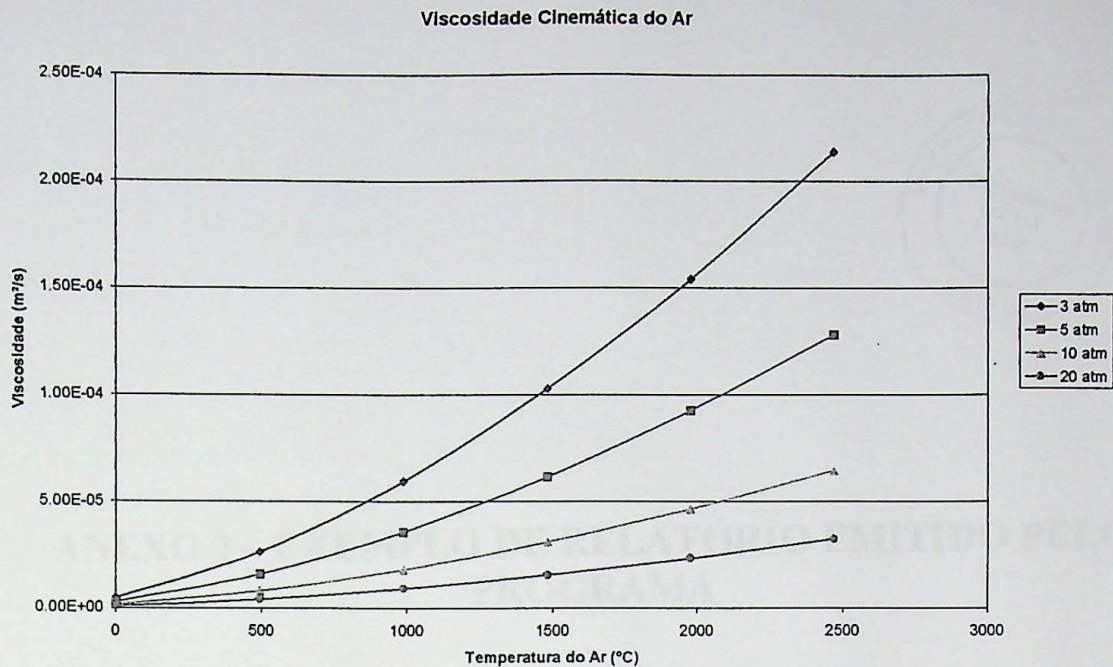


Figura A10 – Influência da pressão no cálculo da viscosidade cinemática do ar

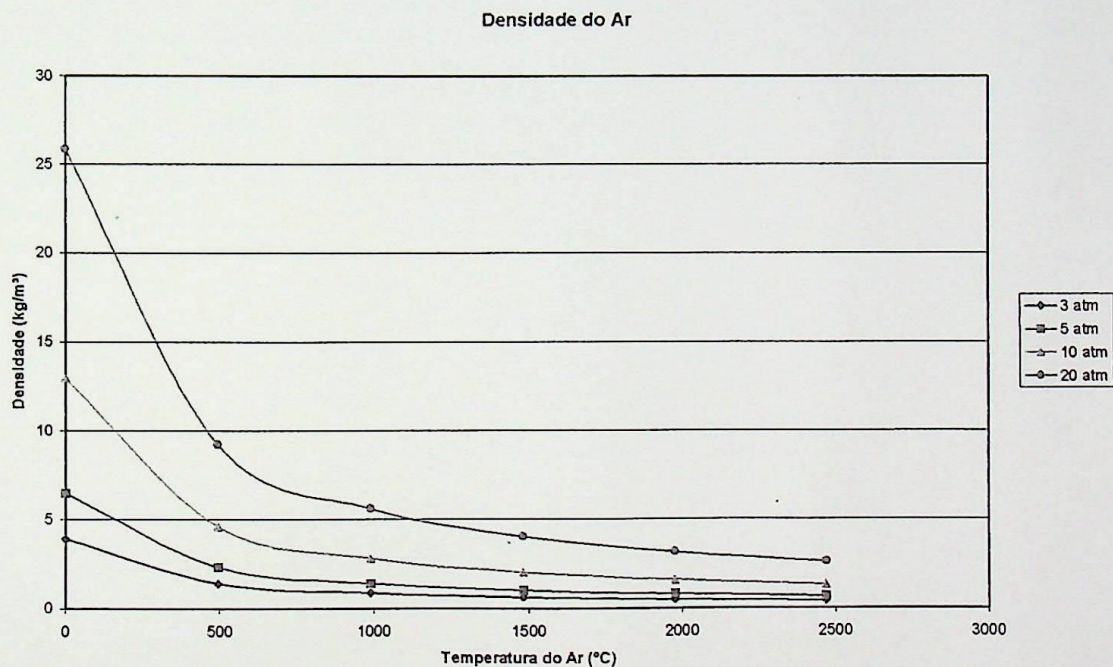


Figura A11 – Influência da pressão no cálculo da massa específica do ar



ANEXO 2 – EXEMPLO DE RELATÓRIO EMITIDO PELO PROGRAMA

REPORT ABOUT THE COMBUSTION CHAMBER:

DATE 7/2/2003 00:28:00

Error on the Main Program = 0,0003981178
 Number of cycles of the Main Program 6
 NOx emission, g/m³ = 0,02273
 NOx emission, ppm @ 15% O2 = 11,36473

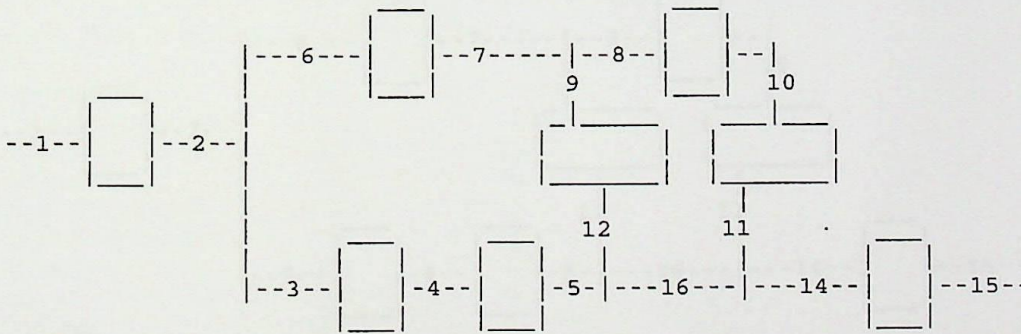
GEOMETRY, Meters

Diffuser Diameter = 0,047
 Swirler Diameter = 0,035
 Fuel Nozzle Diameter = 0,020
 Casing Diameter = 0,130
 Flame Tube Diameter = 0,109
 Primary Hole Diameter = 0,010
 Dilution Hole Diameter = 0,090
 Number of Primary Hole = 11
 Number of Dilution Hole = 6
 Angle of Swirler Vane = 23,480
 Angle of Diffuser = 48,380
 Angle of Flame Tube = 77,910

The Length described here is the distance from the out of the diffuser inside of the combustor until the end of the chamber

Length of the Primary Hole = 0,038
 Length of the Dilution Hole = 0,185
 Length of the Flame Tube = 0,195
 Depth of the Jet from the Primary Hole = 0,711
 Depth of the Jet from the Dilution Hole = 0,479
 Volume of the combustor = 0,001816 (m³)

 MASS FLOW (kg/s)

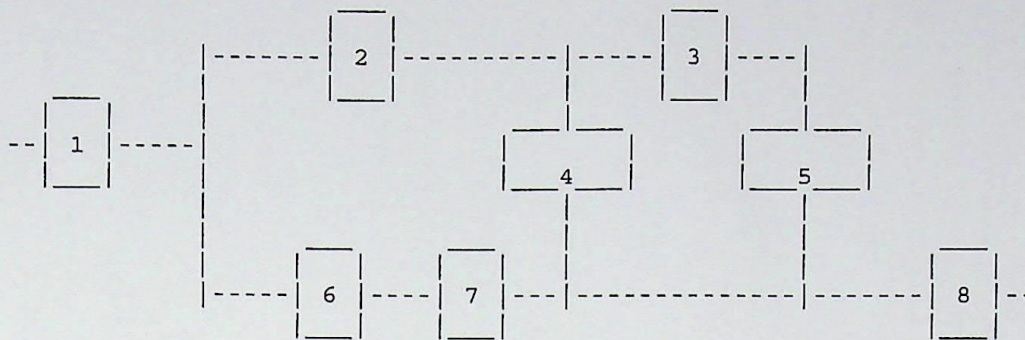


g6 = 0,2361 g7 = 0,2361 g8 = 0,2095
 g1 = 0,2618 g2 = 0,2618 g9 = 0,0266 g10 = 0,2095
 g3 = 0,0256 g4 = 0,0276 g12 = 0,0266 g11 = 0,2095
 g16 = 0,0542 g15 = 0,2638

Fuel flow = 0,00200000

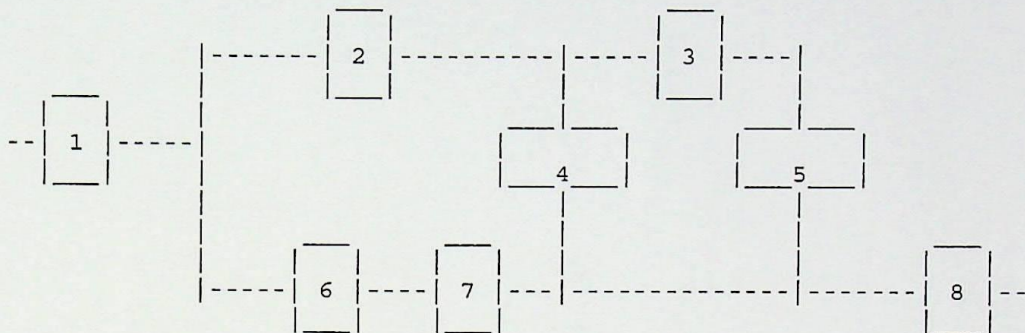
MASS FLOW BALANCE
 g6 + g3 - g2 = 0,00
 g8 + g9 - g6 = 0,00

VELOCITIES (m/s)



$W1 = 100,00$ $W2 = 39,20$ $W3 = 35,83$
 $W4 = 20,26$ $W5 = 3,72$
 $W6 = 26,33$ $W7 = 5,76$ $W8 = 33,86$

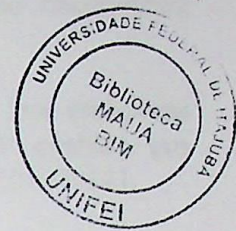
Area (m²)



$F1 = 0,00$ $F2 = 0,00$ $F3 = 0,00$
 $F4 = 0,0008630$ $F5 = 0,0381700$
 $F6 = 0,0006396$ $F7 = 0,01$ $F8 = 0,01$

Fuel Composition by Volume Percent

Hydrogen	H2	0,000
Carbon Monoxide	CO	0,000
Hydrogen Sulfide	H2S	0,000
Propane	C3H8	0,420
Atm. Nitrogen	N2Ar	1,200
Carbon Dioxide	CO2	0,650
Methane	CH4	88,560
Butane	C4H10	0,000
Oxygen	O2	0,000
Sulfur Dioxide	SO2	0,000
Ethane	C2H6	9,170
Pentene	C5H12	0,000
Water Vapor	H2O	0,000
LHV at 25°C	[kJ/kg]	47855,00



REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ALVARO, E. M. (1988). "Análise de escoamento em dutos com curvatura". Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Itajubá.

ALVARO, E. M. (1990). "Análise de escoamento em dutos com curvatura". Tese de Doutorado, Universidade Federal de Itajubá.

ALVARO, E. M. (1992). "Análise de escoamento em dutos com curvatura". Tese de Doutorado, Universidade Federal de Itajubá.

ALVARO, E. M. (1994). "Análise de escoamento em dutos com curvatura". Tese de Doutorado, Universidade Federal de Itajubá.

ALVARO, E. M. (1996). "Análise de escoamento em dutos com curvatura". Tese de Doutorado, Universidade Federal de Itajubá.

ALVARO, E. M. (1998). "Análise de escoamento em dutos com curvatura". Tese de Doutorado, Universidade Federal de Itajubá.

ALVARO, E. M. (2000). "Análise de escoamento em dutos com curvatura". Tese de Doutorado, Universidade Federal de Itajubá.

ALVARO, E. M. (2002). "Análise de escoamento em dutos com curvatura". Tese de Doutorado, Universidade Federal de Itajubá.

ALVARO, E. M. (2004). "Análise de escoamento em dutos com curvatura". Tese de Doutorado, Universidade Federal de Itajubá.

ALVARO, E. M. (2006). "Análise de escoamento em dutos com curvatura". Tese de Doutorado, Universidade Federal de Itajubá.

ALVARO, E. M. (2008). "Análise de escoamento em dutos com curvatura". Tese de Doutorado, Universidade Federal de Itajubá.

ALVARO, E. M. (2010). "Análise de escoamento em dutos com curvatura". Tese de Doutorado, Universidade Federal de Itajubá.

ALVARO, E. M. (2012). "Análise de escoamento em dutos com curvatura". Tese de Doutorado, Universidade Federal de Itajubá.

ALVARO, E. M. (2014). "Análise de escoamento em dutos com curvatura". Tese de Doutorado, Universidade Federal de Itajubá.

ALVARO, E. M. (2016). "Análise de escoamento em dutos com curvatura". Tese de Doutorado, Universidade Federal de Itajubá.

ALVARO, E. M. (2018). "Análise de escoamento em dutos com curvatura". Tese de Doutorado, Universidade Federal de Itajubá.

ALVARO, E. M. (2020). "Análise de escoamento em dutos com curvatura". Tese de Doutorado, Universidade Federal de Itajubá.

- ADOUANE, B., HOPPESTEYN, P., JONG, W., WEL, M., HEIN, K., R., G., SPLIETHOFF, H., **“Gas turbine combustor for biomass derived LCV gas, a first approach towards fuel NO_x modelling and experimental validation”** Applied Thermal Engineering artigo 22 (2002) 959 – 970, 2002.
- ALKABIE, H., McMILLAN, R., NODEN, R., MORRIS, C., **“Dual fuel dry low emissions (DLE) combustion system for the ABB Alstom Power 13,4 MW cyclone gas turbine”**, ASME TURBOEXPO 2000, Munique, Alemanha, artigo nº 2000-GT-111.
- ALVES, F., S., GURGEL, C., A., V., MAGNO, M., O., C., **“Projeto e estudo de desempenho da câmara de combustão de uma microturbina”**, ENCIT 2002 artigo CIT02-0391.
- BORBELY, A., M., KREIDER, J., F., (edi.) **“Distributed generation the power paradigm for the new millennium”** Editora CRC Press 2001.
- BORMAN, G., L., Ragland, K., W., **“Combustion engineering”** McGraw-Hill international editions, 1998;
- BOYCE, P., M., **“Gas turbine engineering handbook”**, Gulf publishing company, 1995;
- BREWSTER, B., S., CANNON, S., M., FARMER, J., R., MENG, F., **“Modeling of lean premixed combustion in stationary gas turbines”**, Progress in Energy and Combustion Science 25 (1999) 353 – 385, 1999.
- CAMPANARI, S., **“Full load and part load performance prediction for integrated SOFC and microturbine systems”**, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Abril de 2000.
- CARRORI, R., SCHMIDT, V., GRIFFIN, T., **“Catalytic combustion for power generation”**, Catalysis Today, article in press, artigo nº 2728 (2002) 1-9.
- CELIK, C., ARISOY, A., GENCELLI, O., F., **“Modelling of turbulent reacting flows with gaseous fuels in a combustion chamber”**, Elsevier Science 0016-2361 (95) 00270-7, 1996.
- COHEN, H., ROGERS, G., F., C., Saravanamuttoo, H., I., H., **“Gas turbine theory”** Longman scientific and technical, 1987;
- DUWIG, C., **“Numerical and experimental Validation of a Gas Turbine Combustor Design for Gasified Biomass Combustion”**, Licentiate Thesis, Royal Institute of Technology Universidade de Lund, Suécia, 2000.
- ENDEN, P., J., LORA, E., S., **“Design approach for a biomass fed fluidized bed gasifier using the simulation software CSFB”**, artigo enviado ao Biomass and Bioenergy.
- ENERGY NEXUS GROUP, **“Technology characterization: microturbines”** preparado para a Agência de Proteção Ambiental, Divisão de Proteção Climática, Arlington, Virginia, Março de 2002.
- GATECYCLE **“Manual do usuário”** General Electric Inc, EUA, Janeiro de 2003.

- GOMES, E., E., B., “**Análise técnico-econômica e experimental de microturbina a gás operando com gás natural e óleo Diesel**” Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Itajubá, Brasil, 2002.
- GURGEL, C., A., V., “**Modeling of a microturbine combustion chamber with the CHEMKIN III package**” American Flame Research Committee, New Port Beach, Califórnia, EUA, 2000.
- IDELCHIK, I., V., “**Manual de resistências hidráulicas**”, Moscou, Gosenergoizdat, 1960, 4646. (em Russo).
- KANITKAR, S., CHAKRAVARTY, P., PAUL, P., J., MUKUNDA, H., S., “**The flame speeds, temperature and limits of flame propagation for producer gas-air mixtures – experimental results**”, artigo apresentado no Fourth National Meet on Biomass Gaseification and Combustion, Editora Interline Publishing, Bangalore Índia, 1993.
- LARSON, E., D., SVENNINGSSON, P., BJERLE, I., “**Biomass gasification for gas turbine power generation**”, Lund University Press, 1989.
- LEFEBVRE, H., A., “**Gas turbine combustion**”, Taylor & Francis, EUA, 1983.
- MELLOR, A., M., (Ed.) “**Design of modern turbine combustors**”, Academic Press Limited, 1990.
- MOCHAN, S., I., “**Cálculo aerodinâmico de instalações de caldeira (método normativo)**”, Moscou, 3ª Edição, 1977. (em Russo).
- MORAN, M., J., SHAPIRO, H., N., “**Fundamentals of engineering thermodynamics**”, Ed John Wiley & Sons, Inc., 3º Edição, 1996.
- MORLEY, C. 2003. “**Gaseq: A chemical equilibrium program for Windows**”. The Gaseq-program is available on the web at <http://www.gaseq.co.uk>, outubro/2002.
- NAREJNI, E., G., SUDAREV, A., V., “**Câmaras de combustão dos grupos turbogeradores navais**”, Editora Construção Naval, Leningrado, 1973. (em Russo)
- NEILSON, C., E., “**LM2500 gas turbine modifications for biomass fuel operation**”, Biomass and Bioenergy, Vol 15, No 3, pp 269 – 273, 1998.
- PALMER, C., A., ERBES, M., R., “**Simulation methods used to analyze the performance of the GE PG6541B gas turbine utilizing low heating value fuels**”, ASME COGEN-TURBO, IGTI-Vol 9, 1994.
- PCHOLKIN, Yn., M., “**Câmaras de combustão para turbinas a gás**”, Moscou, Mashinosbovenia, 1973. (em Russo).
- PURVIS, C., R., CRAIG, J., D., “**A small scale biomass fueled gas turbine power plant**”, BioEnergy 98, Madison Winsconsin, EUA, 1998.

- RABOU, L., P., M., e JANSEN, D., **“De-centralised power production using low calorific value gas from renewable energy resources in gas turbines”** Relatório Público para a NOVEM da Fundação de Pesquisa em Energia da Nova Zelândia. Junho 2001.
- RIZK, N., K., MONGIA, H., C., **“Gas turbine combustor design methodology”** AIAA, Propulsion Conference, Huntsville, Alabama, EUA, artigo AIAA-86-1531, 1986.
- SAWYER, J., W., (org.) **“Sawyer’s gas turbine engineering handbook”**, Turbomachinery International Publications, Norwlk Estados Unidos, 1985;
- SHATIL, A., A., **“Processos e equipamentos em fornalhas (pesquisas e cálculos)”**, São Petersburg, ADOT “NPO TsKTI, 1990. (em Russo).
- STUTTAFORD, P., J., RUBINI, P., A., **“Preliminary gas turbine combustor design using a network approach”** Journal of Engineering for gas turbines and power, Vol 119, pp 546 – 552, julho de 1997.
- TAYLOR, P., McMILLAN, R., BAKER, D., **“Dual fuel Typhoon commercial operating experience and improvement upgrades”**, ASME TURBOEXPO 2000, Munique, Alemanha, artigo nº 2000-GT-112.
- THERMOFLEX **“Manual do usuário”** Thermoflow Inc, Sudbury, MA 01776 EUA, Dezembro de 2001.
- VANDERVORT, C., L., **“9ppm NO_x/CO Combustion system for “F” class industrial gas turbines”**, Proceedings of ASME TURBO EXPO 2000, Munique, Alemanha, artigo nº 2000-GT-0086.
- VENTURINI, O., J., **“Análise de turbinas a gás operando sob o ciclo holzwarth/karavodine, (combustão a volume constante)”**, tese de Doutorado, Universidade Federal de Itajubá, Brasil, 2001.

