



OTIMIZAÇÃO DE EJETORES COM FLUIDODINÂMICA COMPUTACIONAL

Amanda Henriques Leite de Mattos

PROJETO FINAL DE CURSO

Orientadores:

Karolline Ropelato, D.Sc.

Ricardo de Andrade Medronho, Ph.D.

Maio de 2012

OTIMIZAÇÃO DE EJETORES COM FLUIDODINÂMICA COMPUTACIONAL

Amanda Henriques Leite de Mattos

Projeto de Final de Curso submetido ao Corpo Docente da Escola de Química,
como parte dos requisitos necessários à obtenção do grau de Engenheira Química.

Aprovada por:

Prof. Luiz Fernando Lopes Rodrigues Silva, D.Sc.

Guilherme Pimentel de Maria da Silva, Eng.

Raphael David Aquilino Bacchi, M.Sc.

Orientada por:

Karolline Ropelato, D.Sc.

Prof. Ricardo de Andrade Medronho, Ph.D.

Rio de Janeiro, RJ – Brasil

Maio de 2012

Mattos, Amanda Henriques Leite.

Otimização de Ejetores com Fluidodinâmica Computacional

/ Amanda Henriques Leite de Mattos. Rio de Janeiro: UFRJ/EQ, 2012.

88 folhas.

(Projeto Final) – Universidade Federal do Rio de Janeiro, Escola de Química, 2012.

Orientadores: Karolline Ropelato e Ricardo de Andrade Medronho.

1. Ejetor. 2. Otimização. 3. Taxa de arraste. 4. CFD. (Graduação – UFRJ/EQ). 5.

Karolline Ropelato, D.Sc. e Ricardo de Andrade Medronho, Ph.D.

I. Título.

*Bom mesmo é ir à luta com determinação,
abraçar a vida com paixão,
perder com classe
e vencer com ousadia,
porque o mundo pertence a quem se atreve
e a vida é "muito" para ser insignificante.*

Augusto Branco

AGRADECIMENTOS

É com muita felicidade que escrevo esta seção do trabalho. Acredito que é a mais difícil de todas. Tarefa difícil de enumerar todas as pessoas que me ajudaram durante toda esta longa jornada que foi o curso de graduação.

Primeiramente, agradeço aos meus pais Ana e Alcides pelo apoio moral e financeiro nesta empreitada. A meus irmãos, Dri, Ale e Cido, pelo companheirismo nas horas de desespero e nas intermináveis semanas de provas. Sempre me ajudaram a perceber que apesar de parecer difícil, não era o fim do mundo!

Preciso neste momento fazer uma menção honrosa aos meus amigos também. A minha amiga Sara, que me acompanha desde a quinta série do ensino fundamental, sempre tendo a paciência de lidar com meu jeito de ser. A meu amigo Felipe Madureira (Bill), por todos os momentos de desabafo e ombro amigo que proporcionou. A minhas amigas Gabi e Lorraine, pelos momentos de farra e esquecimento dos problemas. A minha amiga Ana Caroline (Carol), pelo companheirismo durante a faculdade. Sem meus amigos teria sido infinitamente mais árdua a tarefa de me formar.

Dispendo um parágrafo para agradecer a Rafael Charin, meu namorado, grande companheiro na vida e na reta final da graduação. Em todos os momentos difíceis me ajudou e me deu um chão. Acreditou em mim e me fez perceber o grande potencial que tenho.

Agradeço também a todos os professores que possibilitaram o meu crescimento acadêmico, sempre sendo pacientes e tentando passar o seu vasto conhecimento adiante. Agradeço a Karolline Ropelato, pela oportunidade de trabalhar ao seu lado, crescendo moralmente, profissionalmente, e intelectualmente. Também pelo grande apoio durante toda a execução deste trabalho.

Por fim, agradeço a meu orientador Ricardo Medronho, aos companheiros de trabalho da ESSS (Samel, Rodrigão, Vitinho, Vitão, Rodrigo Dias, ...), assim como aos integrantes do laboratório de CFD da Escola de Química (Andréa, João e Eduardo), por toda ajuda dispendida durante a execução deste trabalho de conclusão de curso.

Resumo do Projeto Final apresentado à Escola de Química como parte dos requisitos para obtenção do grau de Engenheira Química

OTIMIZAÇÃO DE EJETORES COM FLUIDODINÂMICA COMPUTACIONAL

Amanda Henriques Leite de Mattos

Maio, 2012

Orientadores: Karolline Ropelato, D.Sc.

Prof. Ricardo de Andrade Medronho, Ph.D.

O presente trabalho estudou o comportamento de ejetores que são amplamente utilizados na indústria como substitutos para compressores mecânicos. Este equipamento arrasta um fluido secundário através da injeção de um fluido de alta pressão em uma combinação de dutos convergente / divergente. Um estudo preliminar utilizando Dinâmica dos Fluidos Computacional (CFD) foi validado com dados experimentais. Observou-se boa concordância entre os resultados experimentais e o modelo proposto. Para representação adequada do fenômeno, utilizou-se um método de solução baseado na massa específica com tratamento de gás ideal para o fluido de trabalho e aproximação bidimensional axissimétrica do domínio. Como segunda parte deste estudo, uma análise de otimização foi aplicada. Primeiramente, o objetivo foi conseguir a melhor configuração geométrica variando três diferentes parâmetros simultaneamente com uma condição de operação fixa e maximizando a eficiência do dispositivo. Posteriormente, também foi variada a condição operacional. A eficiência do dispositivo foi avaliada por duas variáveis: a taxa de arraste, que é a razão entre a entrada de fluido secundário e do fluido motriz, e a taxa de compressão representando a razão entre a pressão de descarga e a pressão de entrada do fluido secundário. Os resultados do primeiro processo de otimização mostram que acréscimos nas dimensões dos parâmetros acarretam em maiores taxas de arraste. Na segunda parte da otimização, observa-se que a condição operacional tem uma maior influência sobre o desempenho do ejetor. Verificou-se também que incrementos na pressão do fluido secundário acarretam em maiores taxas de arraste e menores taxas de compressão, gerando, portanto, uma relação conflitante entre as duas funções objetivo que pode ser aproximada por uma curva ótima.

ÍNDICE

CAPÍTULO I INTRODUÇÃO	1
CAPÍTULO II EJETORES NA INDÚSTRIA.....	3
II.1 CLASSIFICAÇÃO	5
II.1.1 Geometria do Bocal primário	5
II.1.2 Geometria da Câmara de Mistura	6
II.2 FUNCIONAMENTO	7
II.2.1 Fundamentos de Escoamentos Compressíveis	7
II.2.2 Princípios Operacionais Básicos do Equipamento	10
II.2.3 Eficiência em Ejetores.....	12
II.3 APLICAÇÕES INDUSTRIAIS	13
II.3.1 Sistemas de Refrigeração	14
II.3.2 Indústria do Petróleo	14
II.3.3 Produção de Água Fria nas Usinas de Açúcar e Álcool.....	15
CAPÍTULO III REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	16
III.1 ESTUDO DE RIFFAT ET AL. (1996).....	17
III.1.1 Método de Predição	17
III.1.2 Desempenho do Ejetor	18
III.1.3 Considerações	19
III.2 ESTUDO DE WATANAWANAVET (2005)	19
III.2.1 Método de Predição	19
III.2.2 Otimização	20
III.2.3 Considerações	21
III.3 ESTUDO DE SRIVEERAKUL ET AL. (2007 A).....	21
III.3.1 Método de Predição	23
III.3.2 Desempenho do Ejetor	24
III.3.3 Considerações	28
CAPÍTULO IV MODELAGEM NUMÉRICA	29
IV.1 ESTUDO DE FLUIDODINÂMICA COMPUTACIONAL	29
IV.1.1 Geometria.....	31
IV.1.2 Caracterização dos Fluidos Estudados.....	33
IV.1.3 Detalhes do Modelo	35
IV.2 ESTUDO DE OTIMIZAÇÃO	38
IV.2.1 Otimização da Geometria	39
IV.2.2 Otimização da Geometria e Condição Operacional	40
IV.2.3 Detalhes do Modelo	41
CAPÍTULO V RESULTADOS E DISCUSSÃO	44

V.1	ANÁLISE DE INDEPENDÊNCIA DE MALHA	44
V.2	VALIDAÇÃO DO MODELO DE CFD	46
V.3	OTIMIZAÇÃO	50
V.3.1	<i>Geometria</i>	50
V.3.2	<i>Geometria e Condição Operacional</i>	54
CAPÍTULO VI CONCLUSÕES		60
VI.1	PROPOSTAS PARA CONTINUAÇÃO DO TRABALHO	61
CAPÍTULO VII BIBLIOGRAFIA		62

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1: Ilustração de um ejetor industrial, com suas partes definidas (JLS International, 2008).	3
Figura 2: Sistema multiestágio de ejetores com condensadores intermediários (Transvac Systems Ltd, 2010).	5
Figura 3: Ejetor de bico único (Croll Reynolds, 2011 b).	6
Figura 4: Ejetor de múltiplos bicos (Croll Reynolds, 2011 b).	6
Figura 5: Ejetor operado com bocal móvel (Croll Reynolds, 2011 b).	6
Figura 6: Desenho esquemático de ejetores de mistura do tipo: (a) pressão constante, (b) área constante (Pianthong <i>et al.</i> , 2007).	7
Figura 7: Desenho esquemático de diferentes tipos de dutos.	8
Figura 8: Resumo do comportamento das propriedades do fluido frente a variações no regime de escoamento (Brunetti, 2005).	10
Figura 9: Desenho esquemático dos perfis de pressão e velocidade obtidos genericamente em um ejetor (Chunnanond & Aphornratana, 2004 b).	11
Figura 10: Desempenho característico de um ejetor (Sriveerakul <i>et al.</i> , 2007).	12
Figura 11: Esquemática de uma coluna de destilação à vácuo com ejetores (Santos & Gedraite, 2006).	15
Figura 12: Resultado referente ao campo de velocidade no plano central do caso com a amônia (Riffat <i>et al.</i> , 1996).	18
Figura 13: Diferentes desenhos para o bocal primário, propostos pelos autores: (a) tipo Laval, (b) tipo Bala e (c) tipo Cone (Riffat <i>et al.</i> , 1996).	18
Figura 14: Diagrama esquemático do processo de otimização (Watanawanavet, 2005).	20
Figura 15: Desenho esquemático do ejetor utilizado no trabalho experimental (Sriveerakul <i>et al.</i> , 2007 a).	22
Figura 16: Desenho esquemático do comportamento do ejetor para taxa de arraste (Sriveerakul <i>et al.</i> , 2007 a).	25
Figura 17: Desenho esquemático do comportamento do ejetor para perfil de pressão (Sriveerakul <i>et al.</i> , 2007 a).	25
Figura 18: Desenho esquemático do comportamento do ejetor para taxa de arraste (Sriveerakul <i>et al.</i> , 2007 b).	27
Figura 19: Resumo das tendências observadas para taxa de arraste e pressão crítica frente a variações nas condições operacionais e parâmetros geométricos (Sriveerakul <i>et al.</i> , 2007 b).	28
Figura 20: Diagrama esquemático das etapas do processo de CFD (Fortuna, 2000).	31
Figura 21: Diagrama esquemático da simetria utilizada no domínio computacional.	31

Figura 22: Geometria utilizada no modelo computacional com suas respectivas dimensões.	33
Figura 23: Ilustração do posicionamento das condições de contorno: I: entrada do fluido motriz, II: entrada do fluido succionado e III: saída da mistura formada.	34
Figura 24: Diagrama esquemático das etapas de cálculo do solver baseado na massa específica (ANSYS Inc., 2010).	36
Figura 25: Diagrama esquemático dos parâmetros geométricos variados na etapa de otimização.....	40
Figura 26: Diagrama esquemático do posicionamento dos experimentos dentro do espaço amostral para criação da população inicial (ESTECO, 2010).	42
Figura 27: Comparação entre diferentes malhas sobre os perfis na linha central de: (a) pressão, (b) velocidade.	45
Figura 28: Ilustração da malha hexaédrica de 13.000 nós e suas principais características de refino.....	45
Figura 29: Comparação do perfil de pressão calculado na condição operacional A com o perfil de pressão experimental de Sriveerakul <i>et al.</i> (2007 a).	46
Figura 30: Perfis de pressão e velocidade nas linhas indicadas referentes a condição operacional A.....	48
Figura 31: Perfis obtidos na simulação numérica da condição operacional A, referentes a: (a) velocidade, (b) pressão absoluta, (c) massa específica e (d) temperatura.....	48
Figura 32: Perfis de número de Mach obtidos na simulação numérica das condições operacionais (a) $T_P = 393$ [K] $T_S = 283$ [K], (b) $T_P = 403$ [K] $T_S = 283$ [K] e (c) $T_P = 403$ [K] $T_S = 278$ [K].	49
Figura 33: Histórico evolutivo das simulações numéricas realizadas no processo de otimização da geometria.	51
Figura 34: Vetores de velocidade indicando o fluxo reverso do caso 3.	51
Figura 35: Comparação com relação aos perfis de número de Mach entre: (a) caso original, (b) caso com a geometria ótima.	52
Figura 36: Efeito dos parâmetros geométricos sobre a taxa de arraste referente a otimização da geometria.	53
Figura 37: Histórico evolutivo das simulações numéricas realizadas no processo de otimização da geometria e condição operacional com relação a: (a) taxa de arraste e (b) taxa de compressão.	56
Figura 38: Diagrama esquemático da fronteira de Pareto.	57
Figura 39: Efeito dos parâmetros geométricos referente a otimização da geometria e condição operacional sobre: (a) taxa de arraste e (b) taxa de compressão.	59
Figura 40: Diagrama esquemático de sistemas de refrigeração genéricos utilizando ejetores: (a) típico, (b) modificado (Chunnanond & Aphornratana, 2004 a).	66
Figura 41: Diagrama esquemático do sistema de refrigeração solar (a) sistema combinado (b) sistema independente (Chunnanond & Aphornratana, 2004 a).	67

ÍNDICE DE TABELAS

Tabela 1: Resumo das variações realizadas sobre as condições operacionais (Sriveerakul <i>et al.</i> , 2007 a).....	24
Tabela 2: Resumo das variações realizadas sobre os parâmetros geométricos (Sriveerakul <i>et al.</i> , 2007 b).....	26
Tabela 3: Valores das propriedades do fluido de trabalho utilizados nas simulações de CFD (ANSYS Inc., 2010).....	33
Tabela 4: Condições de contorno utilizadas nas simulações de CFD.	34
Tabela 5: Limites de variação para os parâmetros geométricos.....	40
Tabela 6: Resumo das principais características das malhas testadas.	44
Tabela 7: Comparação de valores de taxa de arraste e seus erros associados.	46
Tabela 8: Histórico do planejamento experimental realizado para otimização da geometria.	50
Tabela 9: Comparação entre o caso original e o caso com a geometria ótima.....	51
Tabela 10: Significâncias calculadas na análise de sensibilidade para otimização da geometria.	54
Tabela 11: Histórico do planejamento experimental para otimização da geometria e condição operacional.	55
Tabela 12: Significâncias calculadas na análise de sensibilidade para otimização da geometria e condição operacional.	58
Tabela 13: Histórico da otimização da geometria.	69
Tabela 14: Histórico da otimização da geometria e condição operacional.	71

NOMENCLATURA

Letras latinas

A	=	Área
C	=	Velocidade do som
C_p	=	Capacidade Calorífica a Pressão Constante
E	=	Energia
F	=	Força
g	=	Aceleração da Gravidade
h	=	Entalpia
J	=	Fluxo de Difusão
k	=	Condutividade Térmica
M	=	Peso Molecular
Ma	=	Número de Mach
N	=	Número de Experimentos
n	=	Número de Variáveis
p	=	Pressão
R	=	Constante Universal dos Gases
r	=	Coordenada Radial
S	=	Termo Fonte
t	=	Tempo
T	=	Temperatura
TA	=	Taxa de Arraste
TC	=	Taxa de Compressão
TE	=	Taxa de Expansão
v	=	Velocidade
x	=	Coordenada Axial

Letras gregas

ε	=	Dissipação da Energia Cinética Turbulenta
κ	=	Energia Cinética Turbulenta
η	=	Eficiência
μ	=	Viscosidade
ρ	=	Massa específica

$\bar{\tau}$ = *Tensor Tensão*

Subscritos

BP = *Bocal Primário*

C = *Descarga*

CM = *Câmara de Mistura*

eff = *Efetiva*

G = *Garganta*

j = *Índice de Espécie*

MIN = *Mínimo*

P = *Fluido Primário*

r = *Coordenada Radial*

S = *Fluido Secundário*

t = *Turbulenta*

x = *Coordenada Axial*

CAPÍTULO I INTRODUÇÃO

O agravamento do fenômeno de aquecimento global tem gerado grande preocupação para toda a sociedade. Com isso, torna-se cada vez mais importante a condução de pesquisas objetivando reduzir a dependência de combustíveis fósseis.

Pode-se observar que refrigeração é um fator de consumo de energia elétrica de alta relevância, principalmente em regiões tropicais, como é o caso do Brasil. A fim de amenizar esta estatística, há vários estudos nessa área visando desenvolver sistemas de resfriamento (por exemplo, movidos a energia solar) que sejam economicamente competitivos com os sistemas convencionais.

Para a utilização desses métodos inovadores são necessários diversos equipamentos e quanto maior o entendimento de como estes funcionam, mais efetivas serão as modificações propostas.

O presente trabalho tem por objetivo estudar o escoamento no interior do equipamento denominado ejetor, cujo papel em sistemas de refrigeração movidos a energia solar é fundamental.

Este dispositivo é baseado no fenômeno de Venturi, através da disposição alternada de dutos convergentes e divergentes possibilita a sucção de um fluido, e seu funcionamento é relativamente simples, podendo ser usado em um ou mais estágios dependendo da eficiência desejada.

Ao longo do trabalho são detalhadas as características específicas deste equipamento, assim como sua possível classificação e os fenômenos que ocorrem no seu interior. Para isso, há uma breve descrição da teoria por trás de escoamentos compressíveis e supersônicos.

Também são estudados parâmetros importantes para análise da eficiência, esta que é verificada após a validação de um modelo representativo para este tipo de escoamento, com auxílio de ferramentas da fluidodinâmica computacional (CFD).

Há uma descrição da modelagem numérica adotada na primeira etapa do trabalho, na qual utilizaram-se os “*softwares*” comerciais da Ansys em todas as sub-etapas do estudo fluidodinâmico, como: confecção da geometria (Design Modeler), geração de malha (Meshing Tools), simulação dos casos (Fluent 13.0), pós-processamento dos casos (CFD-Post) e, por fim, a integração de todas essas partes por meio da ferramenta Workbench 13.0.

Em um segundo momento do trabalho, realizaram-se dois processos de otimização com intuito de maximizar a eficiência do equipamento. O primeiro tratou da

variação de 3 parâmetros geométricos (diâmetro do bocal primário, diâmetro do bocal secundário e o comprimento da garganta), analisando o grau de interferência dos mesmos sobre a eficiência do equipamento em questão. O segundo levou em consideração a variação dos mesmos parâmetros geométricos porém adicionando também o efeito da condição operacional sobre a eficiência.

Na etapa de otimização, utilizou-se o “*software*” de otimização da ESTECO, chamado ModeFrontier 4.3. Com ele foi possível fazer a automatização da geração desses pontos dentro de um intervalo definido para a otimização, utilizando o algoritmo de otimização genético NSGA-II.

Finalmente, os resultados de todas as etapas do estudo estão descritos e são comparados com casos semelhantes relatados na literatura, tanto experimentais quanto numéricos.

CAPÍTULO II EJETORES NA INDÚSTRIA

Ejetores são equipamentos que podem ser tomados como alternativas a bombas mecânicas de vácuo e compressores, onde por meio da transformação de energia de pressão em energia cinética além de sua geometria favorável, promove a sucção de gases por uma entrada lateral e a compressão desses gases ao longo do dispositivo (Chunnanond & Aphornratana, 2004 a).

As duas maiores funções de ejtores numa planta industrial são:

- Termocompressão: podem ser aplicados na recompressão de fluidos e vapores que já foram utilizados em outra etapa do processo (reaproveitando gases/fluidos da planta). Neste reciclo pode-se gerar uma economia de consumo de energia em até 30%.
- Produção de Vácuo: sistemas baseados em ejtores são apropriados como produtores primários de vácuo, particularmente em plantas onde um fluido pressurizado está disponível. Eles podem ser aplicados em diversos processos como: cristalização, deaeração, secagem, resfriamento, destilação a vácuo, entre outros.

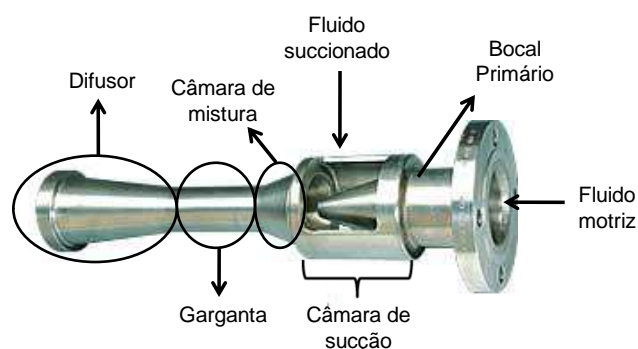


Figura 1: Ilustração de um ejtor industrial, com suas partes definidas (JLS International, 2008).

Os ejtores podem ser divididos em 5 partes (Figura 1):

- Bocal primário: região onde ocorre a injeção do fluido de alta pressão (fluido motriz), caracterizado por um conjunto de dutos convergentes e divergentes.
- Câmara de sucção: região por onde um segundo fluido (fluido succionado) é arrastado devido à diferença de pressão gerada entre a saída do bocal primário e a entrada da câmara de sucção.
- Câmara de mistura: parte do dispositivo em que os dois fluidos entram em contato pela primeira vez, iniciando a mistura entre eles, normalmente representado por um duto convergente.

- Garganta: onde ocorre a estabilização do escoamento.
- Difusor: seção em que ocorrerá a descarga da mistura, já completa, dos dois fluidos, geralmente caracterizada por um duto longo e divergente.

Dentre as vantagens que este equipamento apresenta, podem-se citar as principais: não requer uma fonte de energia além de um gás de alta pressão (geralmente de fácil disponibilização em plantas da indústria química), não possui partes móveis e, por fim, é de fácil instalação, operação e manutenção, proporcionando confiabilidade e um modo econômico de se obter vácuo e compressão.

Ejetores estão disponíveis em diferentes materiais de construção para atender as necessidades do processo (Croll Reynolds, 2011 b). Se os gases e vapores utilizados não são corrosivos, o difusor geralmente é construído com ferro fundido e o bocal primário com aço inoxidável. Para tratamento de gases e vapores corrosivos, muitas combinações de materiais podem ser feitas, como bronze, várias ligas de aço inoxidável, e outros metais resistentes à corrosão. Carbono e vidro podem também ser usados.

Eles são aparatos versáteis, úteis para lidar com praticamente qualquer tipo de fluido. Portanto, podem ser utilizados com os mais variados fluidos de trabalho: misturas líquidas ou gasosas, gases contendo material particulado, entre outros.

Uma prática muito comum nas indústrias é utilizar sistemas que podem variar de um único e simples equipamento até uma complexa combinação de ejtores com condensadores entre estágios (Figura 2).

O uso de sistemas multiestágios pode promover a obtenção de pressões menores, assim como economia nos gastos com utilidades, caso sejam incluídos condensadores intermediários.

As unidades multiestágios podem ser classificadas como:

- Condensadoras: em que condensadores intermediários são usados para condensar a mistura do fluido motriz com o succionado proveniente do estágio anterior, permitindo que apenas os saturados não-condensáveis passem para o próximo estágio. O tamanho e tipo de condensador é uma função das taxas de ar/vapor, água de resfriamento e temperaturas disponíveis, assim como custos de utilidades e presença de contaminantes no primeiro estágio de sucção de vapor. Ao condensar, a carga de vapor no próximo estágio é reduzida, minimizando o tamanho do equipamento seguinte e reduzindo o consumo de fluido motriz.
- Não-condensadoras: neste tipo de unidade, um estágio descarrega a mistura diretamente ao próximo estágio. O consumo de vapor neste tipo de unidade é maior porque o segundo estágio deve lidar com o fluido

motriz além da mistura gerada pelo estágio anterior. Unidades não-condensadoras de dois ou três estágios podem ser usadas quando os custos de operação e instalação dos condensadores intermediários superam a consideração do maior consumo de vapor necessário. Uma unidade não-condensadora de dois estágios utiliza aproximadamente 100% mais vapor do que uma unidade de dois estágios condensadora. (Croll Reynolds, 2011 a)



Figura 2: Sistema multiestágio de ejetores com condensadores intermediários (Transvac Systems Ltd, 2010).

II.1 Classificação

Ejetores podem ser classificados de acordo com a geometria do bocal primário adotado na entrada principal assim como pelo desenho da câmara de mistura, como é descrito a seguir (Marques & Dias, 2008).

II.1.1 Geometria do Bocal primário

A utilização de diferentes geometrias para a entrada principal do ejetor pode influenciar consideravelmente tanto o custo de investimento no equipamento quanto sua eficiência, custo operacional e versatilidade.

i Ejetor de Bico Único

Ejetores de bico único são os mais comuns na indústria química podendo ser caracterizados por sua simplicidade e conseqüentes baixos custos de investimento. Na Figura 3 há o desenho esquemático de um ejetor deste tipo (Croll Reynolds, 2011 a).

Sua geometria consiste basicamente de apenas um bico de injeção no bocal primário, responsável pela entrada do fluido de alta pressão.

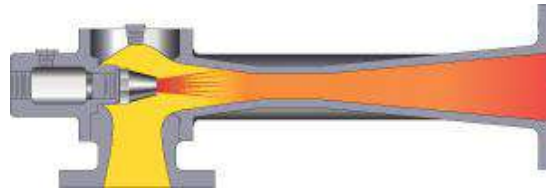


Figura 3: Ejetor de bico único (Croll Reynolds, 2011 b).

ii Ejetor de Múltiplos Bicos

Ejetor de múltiplos bicos (Figura 4), devido a sua geometria, possibilita a injeção simultânea de vários jatos no mesmo equipamento, oferecendo uma redução do consumo de vapor de 10% a 20% (representando redução no custo operacional), quando comparados com unidades projetadas para as mesmas condições, porém fazendo uso de ejetores de bico único (Croll Reynolds, 2011 a).



Figura 4: Ejetor de múltiplos bicos (Croll Reynolds, 2011 b).

iii Ejetor de Bocal Móvel

Os ejetores operados com bocais móveis (Figura 5) são indicados quando a pressão de sucção ou de descarga é variável. Durante o funcionamento, uma agulha é acionada pneumaticamente e se move através do orifício do bico para controlar a vazão de fluido motriz. Ou seja, o eixo cônico muda de posicionamento para o interior do ejetor, criando um novo ponto de operação. Por estas razões, o ejetor operado com agulha disponibiliza uma maior versatilidade que é muito interessante quando as condições do processo precisam variar (Croll Reynolds, 2011 a).



Figura 5: Ejetor operado com bocal móvel (Croll Reynolds, 2011 b).

II.1.2 Geometria da Câmara de Mistura

De acordo com Pianthong *et al.* (2007), os ejetores podem ser classificados em dois tipos quando se leva em consideração o tipo de geometria adotada na câmara de mistura:

- Ejetor de mistura à pressão constante: é o tipo abordado no presente estudo. Pode ser caracterizado pelo posicionamento do plano de saída do bocal primário dentro de uma câmara de mistura com área variável, o que

resulta na obtenção de uma pressão estática constante ao longo do processo de mistura (Figura 6 (a)).

- Ejetor de mistura à área constante: equipamento cujo bocal tem seu plano de saída do bocal primário localizado em uma seção de área constante (Figura 6 (b)).

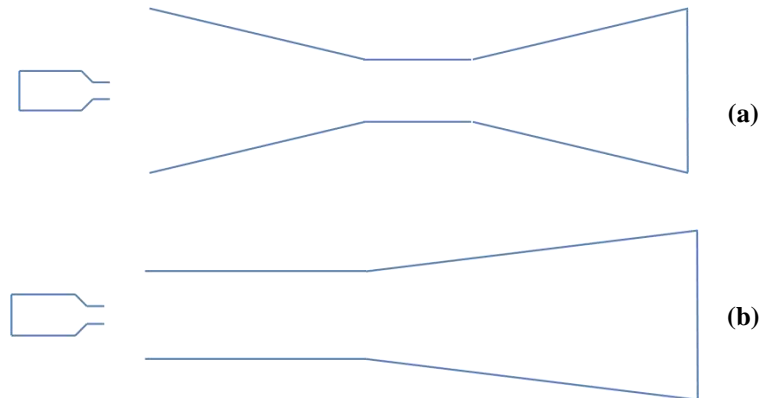


Figura 6: Desenho esquemático de ejtores de mistura do tipo: (a) pressão constante, (b) área constante (Pianthong *et al.*, 2007).

II.2 Funcionamento

Para descrever o funcionamento de ejtores, é necessário, primeiramente, estudar a teoria de escoamentos compressíveis, que é fundamental para melhor entendimento dos fenômenos que ocorrem no interior deste dispositivo.

II.2.1 Fundamentos de Escoamentos Compressíveis

Neste tipo de escoamento, a massa específica do fluido varia sensivelmente como função da pressão e da temperatura.

As conseqüências da compressibilidade não estão limitadas simplesmente a variações na massa específica (Fox *et al.*, 2004). Variações na massa específica indicam que se pode ter trabalho de expansão ou compressão significativo sobre um gás, de modo que o estado termodinâmico do fluido mudará, significando, em geral, que todas as propriedades: temperatura, energia interna, entropia e outras, podem variar. Em particular, variações na massa específica criam um mecanismo para troca entre energias “mecânicas” (cinética, potencial e “de pressão”) e a energia interna.

Nesse item é verificado que, quando o fluido escoar ao longo de um duto de seção variável, convergente ou divergente (Figura 7 (a) e (b)), as suas propriedades irão variar ao longo do escoamento. Dependendo do tipo de regime presente (subsônico ou supersônico), essa variação terá características opostas. Por outro lado, as propriedades permanecem constantes ao longo do duto de seção constante (Figura 7 (c)), pois o escoamento pode ser considerado isoentrópico (Fox *et al.*, 2004).

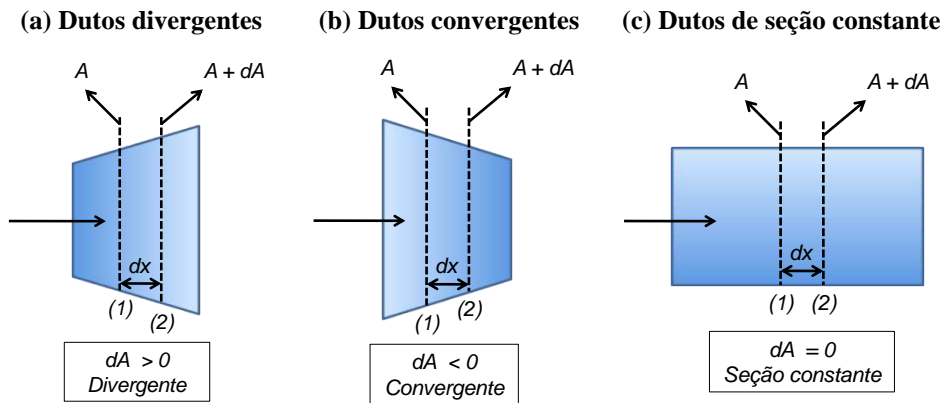


Figura 7: Desenho esquemático de diferentes tipos de dutos.

O detalhamento do passo a passo para obtenção das equações fundamentais para este tipo de escoamento pode ser encontrado em Brunetti (2005). Contudo será apresentado, por meio de algumas equações previamente deduzidas, o comportamento das principais propriedades do fluido frente a variações no regime de escoamento e no tipo de duto utilizado.

É interessante ressaltar que, como há certa complexidade gerada neste tipo de escoamento, na dedução das equações finais foram adotadas algumas hipóteses simplificadoras, que, até certo ponto pouco influem na física do problema (Brunetti, 2005). São elas:

- O escoamento é unidimensional ou uniforme nas seções. Como este estudo se refere a gases em velocidades relativamente altas, os elevados números de Reynolds indicarão uma uniformização dos diagramas de velocidades, com exceção de uma camada muito fina junto à parede sólida, devido ao princípio da aderência. Dessa forma, a hipótese adotada aproxima-se bastante da realidade.
- O regime é permanente.
- O fluido que escoar é um gás perfeito.

Na prática, nenhum gás obedece perfeitamente ao modelo de gás ideal; entretanto, numa larga faixa de pressões e temperaturas, essa hipótese aproxima suficientemente os resultados aos observados na prática, simplificando as expressões matemáticas e permitindo uma análise quantitativa mais clara.

Então, as equações (1), (2), (3) e (4) se referem ao escoamento unidimensional, em regime permanente de um gás perfeito num trecho infinitesimal ao longo de um duto convergente ou divergente (Brunetti, 2005). Isto é indicado na Figura 7.

$$\frac{dA}{A} = \frac{dp}{\rho \cdot v^2} \cdot (1 - Ma^2) \quad (1)$$

$$\frac{dp}{\rho v^2} = -\frac{dv}{v} \quad (2)$$

$$c_p dT = \frac{dp}{\rho} \quad (3)$$

$$d\rho = \frac{dp}{k R T} \quad (4)$$

Pela Equação (1) verifica-se que $Ma = 1$ é uma fronteira para uma modificação de comportamento do escoamento. Assim, se o número de Mach for inferior à unidade, dA e dp têm o mesmo sinal, indicando que frente a decréscimos na área (duto convergente) a pressão irá diminuir. No entanto, se a área aumenta no sentido do escoamento (duto divergente), a pressão deverá aumentar. Por outro lado, se o número de Mach for superior a um, o comportamento reverso será observado (em que no duto convergente a pressão aumenta e no divergente a pressão diminui).

Pela Equação (2), observa-se que dv e dp têm sinais contrários independente do número de Mach, logo a variação da pressão e da velocidade ao longo do escoamento é sempre contrária, isto é, se a pressão aumenta, a velocidade diminui e vice-versa.

As equações (3) e (4) mostram que dp , $d\rho$ e dT tem o mesmo sinal dentro das hipóteses impostas e, portanto, pressão, massa específica e temperatura têm a mesma tendência de variação ao longo do escoamento. Conclui-se, então, que sempre a pressão aumenta, temperatura e massa específica também irão aumentar, enquanto que a velocidade irá diminuir juntamente com o número de Mach.

Com essas observações, conclui-se que escoamentos gasosos subsônicos, para baixos valores de Mach (inferiores a 0,3), têm comportamento semelhante ao dos fluidos incompressíveis. Já escoamentos supersônicos têm um comportamento distinto, em que no duto convergente a pressão aumenta / a velocidade diminui e o contrário acontece no duto divergente. Este fato pode ser explicado pela grande variação de massa específica ao longo do escoamento, acarretando em considerável influência sobre a Equação da continuidade. Dessa forma, mesmo que a área diminua ao longo do escoamento, a massa específica aumenta de tal forma que a velocidade terá que diminuir. Se a área aumentar, a massa específica diminui de tal forma que a velocidade deverá aumentar (Brunetti, 2005).

A Figura 8 ilustra um resumo das tendências observadas nas variáveis de interesse frente a variações no tipo de duto utilizado assim como o regime de escoamento presente.





	A	p	v	T	ρ	c	M
M < 1 	↓	↓	↑	↓	↓	↓	↑
M < 1 	↑	↑	↓	↑	↑	↑	↓
M > 1 	↓	↑	↓	↑	↑	↑	↓
M > 1 	↑	↓	↑	↓	↓	↓	↑
Equação Utilizada	$\frac{dA}{A} = \frac{dp}{\rho \cdot v^2} \cdot (1 - M^2)$		$\frac{dp}{\rho \cdot v^2} = -\frac{dv}{v}$	$dh = \frac{dp}{\rho}$	$\frac{d\rho}{dp} = c^2$	$c = \sqrt{k \cdot R \cdot T}$	$M = \frac{v}{c}$

Figura 8: Resumo do comportamento das propriedades do fluido frente a variações no regime de escoamento (Brunetti, 2005).

II.2.2 Princípios Operacionais Básicos do Equipamento

Todos os ejetores funcionam baseados num princípio comum, basicamente podendo ser vistos como bombas de mudança de momentum. Pelo posicionamento favorável de dutos convergente/divergente em sua geometria, este equipamento possibilita a transferência de energia de pressão em energia cinética (Chunnanond & Aphornratana, 2004 b).

Na Figura 9 pode ser observado um desenho esquemático de como se dá o funcionamento de um ejetor em termos de pressão e velocidade.

Na operação de um ejetor a vapor, objeto de estudo deste trabalho, um vapor de alta pressão (ponto 1) é injetado no bocal primário a baixa velocidade e expande devido ao fenômeno de Venturi. Isso resulta num aumento drástico na velocidade do fluido motriz (chegando a atingir velocidades supersônicas) e conseqüente redução em sua pressão. Esta baixa pressão gerada na saída do bocal primário (ponto 2) proporciona um diferencial de pressão, em relação à câmara de sucção, tal que um fluido secundário é arrastado pela entrada lateral (ponto 3).

O fluido motriz, que agora está em alta velocidade, entra na câmara de mistura e fica em contato com o fluido succionado. O contato entre os dois fluidos caracteriza o retardamento do fluido motriz enquanto que a velocidade do fluido secundário é aumentada até atingir valores sônicos (momento em que se inicia a mistura).

No final da câmara de mistura, as duas correntes estão completamente misturadas (ponto 4) e a pressão estática permanece aproximadamente constante até atingir a região da garganta.

A mistura atinge uma velocidade máxima e uma pressão mínima na garganta e devido à região de maior pressão na saída do ejetor, há indução de um efeito de

compressão e repentinamente decréscimo na velocidade do escoamento (de supersônico para subsônico).

Por fim, a mistura prossegue pelo difusor onde permanece o efeito de ligeira compressão e é então descarregada na saída do equipamento com uma pressão intermediária entre as duas pressões de entrada (entre a do fluido motriz e a do fluido succionado).

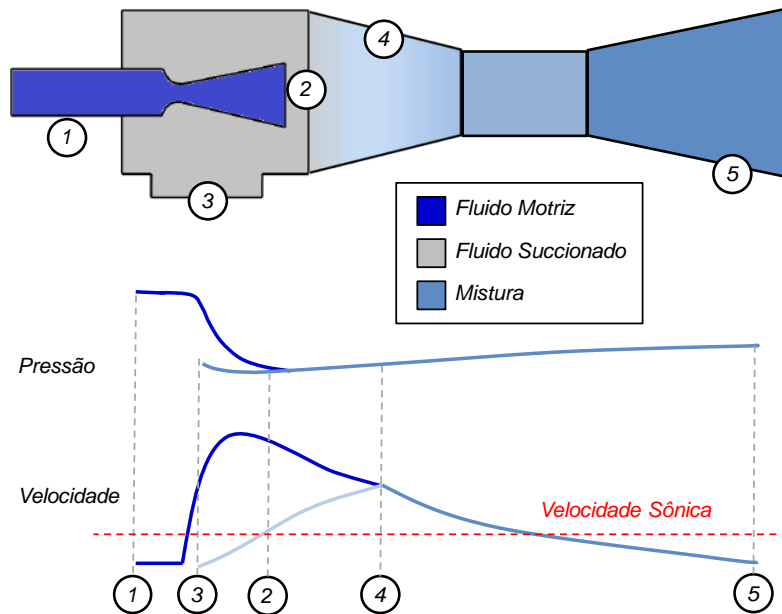


Figura 9: Desenho esquemático dos perfis de pressão e velocidade obtidos genericamente em um ejetor (Chunnanond & Aphornratana, 2004 b).

É interessante ressaltar que a vazão através do bocal primário é descrita pelas equações clássicas da continuidade e dos fluidos compressíveis (descritas na seção anterior), levando em consideração que a velocidade do fluido motriz atinge valor sônico na seção de área mínima do bocal primário. O menor diâmetro do bico motriz, portanto, determina a vazão do fluido que passa por ele.

Com relação às perdas de energia no equipamento, pode ser citada primeiramente a perda relacionada à passagem do vapor pelo bico motriz, que se for bem projetado tem valor insignificante. Aproximando, portanto, a expansão do fluido através do bocal primário de um processo isoentrópico.

Além disso, devem ser consideradas as perdas de energia pelas ondas de choque, cuja formação se dá pela presença de fluxos supersônicos no escoamento. Estas perdas, por sua vez, se tornam mais severas com o aumento da velocidade de entrada do fluido (velocidade de compressão).

A fim de diminuir a geração destas perdas energéticas (por ondas de choque), gera-se uma limitação na velocidade de compressão e conseqüentemente acaba-se por

limitar a pressão de descarga na qual a velocidade pode ser convertida, diminuindo a possível taxa de compressão do fluido através do ejetor.

Uma curva de desempenho típica de ejetor é fornecida por Zhu *et al.* (2007). Esta é usada de base para a confecção do diagrama representado na Figura 10.

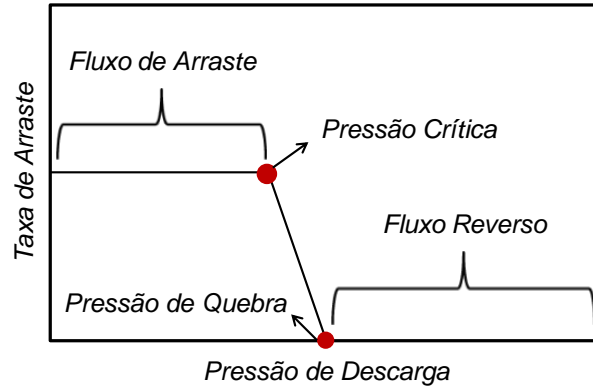


Figura 10: Desempenho característico de um ejetor (Sriveerakul *et al.*, 2007).

Existem três regiões de operação para uma dada geometria de equipamento: a região de arraste, a região intermediária e a região de fluxo reverso. Estas são divididas entre si por duas pressões características, como é mostrado na Figura 10. A pressão crítica caracteriza o máximo valor de pressão no qual o arraste de fluido secundário tem seu valor máximo, enquanto que a pressão de quebra indica o ponto no qual se passa a ter um fluxo reverso de fluido secundário.

Na região de arraste, as pressões na descarga estão abaixo da pressão crítica, caracterizando, portanto, as condições operacionais ótimas em relação ao parâmetro da taxa de arraste (quanto de fluido secundário é arrastado em função da quantidade de fluido primário injetado). O fluido secundário, então, entra com uma mesma vazão no ejetor, mantendo o arraste constante durante toda esta zona.

Na região intermediária, a pressão na descarga é maior que a pressão crítica. Esta seção é caracterizada pela variação na vazão de entrada do fluido secundário e decaimento rápido do valor de fluido arrastado.

Finalmente, ao se atingir pressões na saída superiores a de quebra, inicia-se a última região, na qual passa a ocorrer fluxo reverso de fluido secundário (o que demarca uma região de mau funcionamento do ejetor).

II.2.3 Eficiência em Ejetores

Ejetores são projetados para que atinjam condições de máxima eficiência em um ponto fixo de operação. Isto é, sua eficiência ótima existe para um conjunto único e específico de condições.

Apesar de não ser o foco do presente estudo, é importante citar que o uso de bocais primários móveis pode possibilitar a variação das condições ótimas de operação

em um ejetor (El-Dessouky *et al.*, 2002). Em outras palavras, pelo movimento axial da posição do bocal primário o equipamento permanece em condições de máximo desempenho mesmo quando as condições operacionais são variadas.

Então, exceto pelo caso de bocais primários móveis, normalmente, os fabricantes fornecem especificações operacionais que se seguidas corretamente, propiciam a máxima capacidade que a unidade é capaz de processar.

A eficiência total de um ejetor pode ser expressa como uma função de eficiência de mistura ou aspiração e a relação entre a energia de entrada e energia de saída (El-Dessouky *et al.*, 2002). Portanto, pode ser definida em termos de 3 parâmetros:

$$TA = \frac{\text{vazão mássica de fluido secundário } [\frac{kg}{s}]}{\text{vazão mássica de fluido primário } [\frac{kg}{s}]} \quad (5)$$

$$TC = \frac{\text{pressão da mistura na saída [Pa]}}{\text{pressão do fluido succionado na entrada [Pa]}} \quad (6)$$

$$TE = \frac{\text{pressão do fluido motriz na entrada [Pa]}}{\text{pressão do fluido succionado na entrada [Pa]}} \quad (7)$$

De acordo com Chunnanond & Aphornratana (2004 a), para aplicações de refrigeração os parâmetros mais importantes são os dois primeiros apresentados através das equações (5) e (6). Isto pode ser explicado pelo indicativo que estes dois parâmetros oferecem em relação ao ciclo de refrigeração. Mais especificamente, a eficiência energética do ciclo de refrigeração está diretamente relacionada com a taxa de arraste de vapor. Além disso, a limitação da temperatura na qual o fluido pode ser descartado na saída do equipamento (e injetado no condensador) é dada pela taxa de compressão realizada.

Então, o desejado para um ejetor aplicado em ciclo de refrigeração é que ele trabalhe em condições tais que propiciem a taxa máxima de arraste e a manutenção da maior pressão possível na descarga.

II.3 Aplicações Industriais

As mais variadas aplicações industriais são encontradas para os ejetores, uma vez que suas duas funções principais (termocompressão e produção de vácuo) são fundamentais em diversos tipos de unidades diferentes na indústria química. Abaixo serão citadas as aplicações de destaque.

II.3.1 Sistemas de Refrigeração

Muitos processos industriais usam uma quantidade significativa de energia térmica, que em sua maior parte é gerada pela queima de combustíveis fósseis. Uma parte dessa energia liberada na combustão é inevitavelmente perdida para a vizinhança e este calor desperdiçado pode ser utilizado em certos tipos de sistemas de refrigeração como o ciclo de refrigeração baseado em ejetores.

Com o uso do ciclo de refrigeração movido a ejetores, a quantidade de eletricidade que é utilizada no processo (requerida para a compressão de vapor convencional) torna-se reduzida (Ferrari, 2005).

Além disso, a utilização do calor desperdiçado em sistemas de refrigeração promove a atenuação de problemas relacionados ao meio ambiente, particularmente no que diz respeito à redução de emissões de CO₂ pela combustão de combustíveis fósseis em caldeiras nas plantas de utilidade (Chunnanond & Aphornratana, 2004 a).

A fim de exemplificar melhor como funciona o ejetor no sistema de refrigeração, seguem maiores informações no ANEXO I.

II.3.2 Indústria do Petróleo

A utilização de ejetores líquido-gás pode ser observada na indústria de petróleo, por exemplo, na deaeração de água injetada nos poços em plataformas “*off-shore*”, onde o espaço físico no “*lay-out*” da planta é um fator de grande importância (Teixeira & Tobinaga, 2001). Porém uma de suas mais importantes aplicações neste setor se trata da produção de vácuo em colunas de destilação, como mostra o desenho esquemático da Figura 11.

Neste processo, a coluna recebe a corrente a ser separada e nos primeiros pratos, localizados na base do equipamento, é extraída uma pequena fração com elevada concentração de compostos mais "pesados" enquanto que nos últimos pratos, localizados no topo, é extraído o produto "leve" purificado (Santos & Gedraite, 2006).

O vácuo é mantido com o emprego de ejetores acionados com vapor de água, e o aquecimento da coluna é realizado com vapor de água saturado de média pressão.

A retirada do produto de topo é feita por gravidade e por bomba centrífuga, sendo que o mesmo sofre condensação preliminar. Os condensadores usados nas colunas de destilação empregam água de resfriamento proveniente de torre de resfriamento atmosférica.

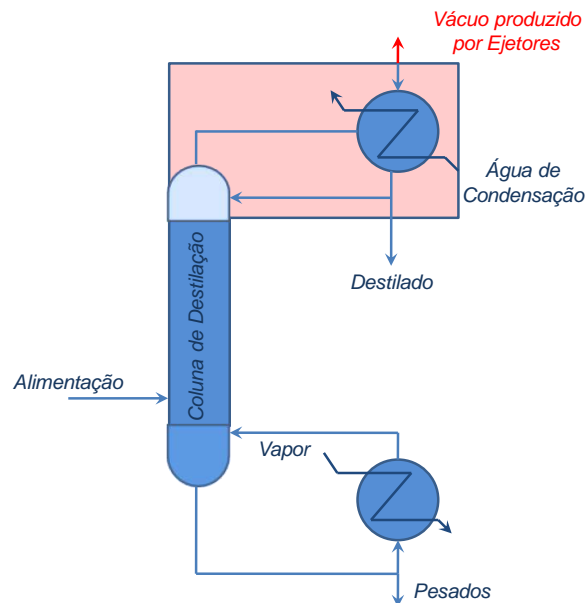


Figura 11: Esquemática de uma coluna de destilação à vácuo com ejetores (Santos & Gedraite, 2006).

II.3.3 Produção de Água Fria nas Usinas de Açúcar e Alcool

O processo de produção de água fria em usinas de açúcar e álcool consiste basicamente na utilização dos princípios de funcionamento de um ejetor.

Na expansão acelerada do vapor motriz injetado em um bocal tipo Venturi, há geração de uma região de baixa pressão. Esta região é responsável por arrastar o vapor de sucção da câmara proveniente do evaporador.

Na câmara de mistura ocorrerá o choque e a homogeneização dos dois vapores (motriz e sucção) que posteriormente serão comprimidos na passagem pelo difusor até a pressão de condensação.

A viabilidade do ejetor é justificada pelo fato de que as usinas de açúcar e álcool dispõem de vapor d'água e terão gastos energéticos reduzidos quando comparados com ciclos convencionais de refrigeração, podendo assim aumentar seu lucro, vendendo a energia que hoje é usada para produzir trabalho em bombas (PHE, 2009).

Outras razões que dão sustentação à construção do ejetor são: controle rigoroso da temperatura da dorna do processo, menores perdas de substratos, menor consumo de água de resfriamento das dornas, resfriadores de dornas menores, diminuição da taxa de corrosão da tubulação devido à baixa temperatura da água e até mesmo o aumento da conversão do açúcar em álcool (PHE, 2009).

CAPÍTULO III REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Os fenômenos relacionados com o movimento de fluidos podem ser bastante complexos. Análises teóricas, somente, podem não oferecer a descrição adequada de certos fenômenos, principalmente nos escoamentos encontrados nos problemas de engenharia. Por este motivo, é comum recorrer a métodos experimentais para se compreender melhor esses fenômenos. Em algumas situações, o método experimental é a única ferramenta de que se dispõe para o estudo dos fenômenos que ocorrem durante o escoamento de um fluido (Fortuna, 2000).

A evolução das ferramentas computacionais nos últimos 50 anos possibilitou a criação de uma terceira alternativa para a análise do movimento dos fluidos: a simulação numérica. Esta alternativa, chamada de dinâmica dos fluidos computacional (CFD), complementa as análises teóricas e as técnicas experimentais da mecânica dos fluidos. Apesar de ser uma área relativamente nova, CFD está em pleno desenvolvimento e expansão, já sendo amplamente utilizada na área acadêmica e até mesmo industrialmente. Esta técnica permite a avaliação de variáveis que possivelmente não poderiam ser analisadas através de experimentos, possibilitando o entendimento adequado dos fenômenos físicos envolvidos no problema.

De acordo com Maliska (2004), a ferramenta em questão, basicamente, utiliza simulações numéricas para resolver os campos do escoamento por meio de modelagem matemática (equações diferenciais parciais), métodos numéricos (técnicas de discretização e solução) e ferramentas de “*software*” (“*solvers*” e utilitários de pré/pós-processamento).

CFD permite que cientistas e engenheiros realizem “experimentos numéricos” (simulações computacionais) em um “laboratório virtual” utilizando o poder computacional disponível para resolver as equações matemáticas, substituindo o procedimento padrão experimental do laboratório. Assim, possibilita desenvolvimentos com uma fração de custo e tempo menores do que as abordagens tradicionais de projeto, que envolvem o empirismo seguido por prototipagem e testes (Habashi, 1995).

A literatura apresenta grande quantidade de trabalhos de CFD com o tema de ejetores. Nesta seção, são apresentados trabalhos anteriores acerca do tema abordado neste trabalho. Os exemplos são ordenados cronologicamente de forma a mostrar os seguidos avanços na utilização de técnicas de fluidodinâmica computacional.

III.1 Estudo de Riffat *et al.* (1996)

Este primeiro exemplo representa também um dos primeiros estudos de ejetores utilizando fluidodinâmica computacional. O trabalho trata da utilização de CFD como ferramenta chave para a análise e possível melhora no desempenho do equipamento prioritariamente a sua construção, com o objetivo de tornar o processo de refrigeração com ejetores mais eficiente.

O trabalho é dividido em duas análises, a primeira leva em consideração o método de predição para o escoamento e na etapa seguinte trata-se do desempenho do ejetor em si.

III.1.1 Método de Predição

As principais características da modelagem utilizada são:

- Aproximação de simetria ao longo do plano vertical, considerando um domínio tridimensional para representação no espaço.
- Assumido escoamento incompressível devido a limitações computacionais da época em que o estudo foi realizado.
- Impostas condições de contorno com pressões, correspondentes às pressões de saturação do fluido em dadas temperaturas de operação do equipamento.
- Fluidos de refrigeração utilizados: amônia, FC-134A e propano.

Pelos resultados é possível verificar em maior parte o comportamento esperado no escoamento, em que o fluido motriz é acelerado através da contração presente entre a entrada e o bocal primário atingindo velocidade sônica ao atravessar o bocal, os fluidos motriz e succionado são misturados na câmara de mistura e desacelerados no difusor. No entanto, também é observada uma inesperada zona de recirculação na câmara de sucção (Figura 12).

Em ejetores esta recirculação deve ser evitada ao máximo, pois pode gerar inundações na câmara de sucção e afetar seriamente o arraste do fluido secundário modificando, conseqüentemente, a eficiência total do equipamento.

Ao utilizar o FC-134a como fluido de trabalho, material com cerca de seis vezes a massa específica da amônia, observa-se a total inundação do equipamento. Este fenômeno de inundação é caracterizado pela transformação do difusor em uma entrada e a suposta entrada lateral em uma saída de fluido, contrariando os princípios de funcionamento do aparato.

O acontecimento deste fluxo reverso pode ser explicado pelo aumento excessivo das perdas de pressão ao longo do bocal primário, que são proporcionais à massa

específica do fluido e à velocidade, gerando uma pressão total na direção axial menor do que a necessária para superar a pressão de saída imposta no difusor.

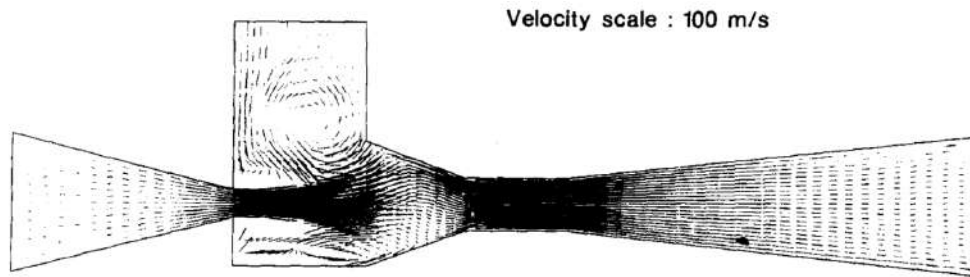


Figura 12: Resultado referente ao campo de velocidade no plano central do caso com a amônia (Riffat *et al.*, 1996).

Verifica-se, portanto, que a desconsideração dos efeitos de variação na massa específica pela mudança de pressão acarreta em grandes modificações no perfil de velocidade obtido.

III.1.2 Desempenho do Ejetor

Na segunda etapa deste trabalho, os autores modelam três diferentes desenhos para o bocal primário a fim de analisar o desempenho do ejedor frente às modificações propostas (Figura 13).

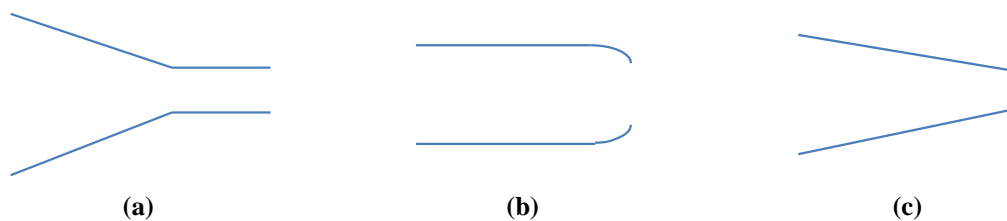


Figura 13: Diferentes desenhos para o bocal primário, propostos pelos autores: (a) tipo Laval, (b) tipo Bala e (c) tipo Cone (Riffat *et al.*, 1996).

O esquema geométrico usado pelos autores garante a mesma área de saída para as três proposições de bocal primário. São elas:

- Tipo Laval: considerado o desenho padrão, é a forma geométrica recomendada pelo fabricante para ejtores com aplicação em refrigeração.
- Tipo Bala: possui um formato arredondado semelhante a um projétil.
- Tipo Cone: caracteriza a geometria mais simples se assimilando ao formato geométrico de um cone.

Analisando os resultados obtidos, observa-se um padrão diferente de escoamento na saída do bocal primário em cada um dos três casos. Além disso, a análise acerca da taxa de arraste mostra que há um aumento de 86% na eficiência do bocal tipo Cone em

relação ao bocal do tipo Laval e no caso do bocal tipo Bala, há um incremento de 41% na taxa de arraste em comparação com o bocal padrão.

III.1.3 Considerações

Este trabalho permite concluir que o método de predição para o escoamento no interior de ejetores deve ser cuidadosamente escolhido, principalmente no que diz respeito à compressibilidade e variações na massa específica do fluido de trabalho, uma vez que neste equipamento há mudanças bruscas de pressão devido a expansões e restrições forçadas em certas regiões (como o bocal primário).

Neste estudo é observada também a grande influência de modificações geométricas sobre o bocal primário e como estas afetam drasticamente o desempenho do equipamento, levando a crer que este é um parâmetro geométrico importante na análise de desempenho do utensílio em questão.

III.2 Estudo de Watanawanavet (2005)

Esta dissertação de mestrado mostra a otimização de um ejetor convencional de área constante utilizando CFD. Neste estudo, todos parâmetros são expressos em termos adimensionais e variam-se: a velocidade de entrada, o comprimento e diâmetro da garganta, a posição do bocal primário, e o raio de curvatura da entrada da câmara de mistura. Além disso, a taxa de compressão ótima e a eficiência são determinados.

III.2.1 Método de Predição

Nesta pesquisa, “*software*” Fluent é usado para resolver os campos do escoamento no interior do ejetor, com as seguintes considerações:

- Abordagem estacionária do problema, com aproximação bidimensional do domínio computacional.
- Tratamento da turbulência com modelo k- ϵ padrão.
- Utilização de simetria no eixo horizontal, a fim de minimizar a quantidade de células necessária para simulação.
- Consideração da compressibilidade para as propriedades do fluido, através da relação de gases ideais.

Para verificar a confiabilidade da modelagem CFD, uma série de experimentos foi realizada. A geometria do ejetor usada no modelo computacional é semelhante a utilizada no experimento.

Os resultados mostram a precisão da modelagem através da comparação da simulação com resultados experimentais sob diferentes velocidades de entrada.

III.2.2 Otimização

A eficiência (η) é definida como a razão entre a energia cinética da mistura sobre a soma das energias cinéticas de entrada do fluido motriz e do fluido succionado. Esse cálculo mostra que a eficiência aumenta substancialmente quando a diferença de momentum entre os fluidos diminui. Isto confirma que o desempenho do ejetor melhora, quando se minimiza a diferença de momentum entre os fluidos.

Os parâmetros C_P e C_{PM} são definidos adimensionalmente como pressão estática de entrada do fluido succionado e pressão estática do fluido motriz na saída do difusor.

O procedimento de otimização é mostrado na Figura 14.

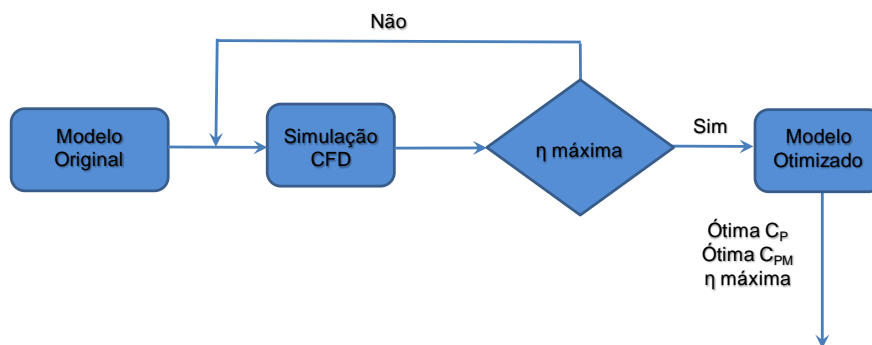


Figura 14: Diagrama esquemático do processo de otimização (Watanawanavet, 2005).

É realizada uma classificação dos parâmetros variados na qual se define uma ordem de prioridade referente ao seu efeito sobre o desempenho do ejetor. Com isso, os parâmetros podem ser estudados em ordem crescente de seu efeito a partir de um design original do ejetor de alta eficiência

Variáveis como pressão, velocidade e massa específica são calculados para verificar o desempenho do equipamento. Os parâmetros geométricos são variados até que a eficiência “ótima” seja obtida. Neste trabalho, utiliza-se a metodologia de tentativa e erro sem garantir portanto que o ótimo global seja de fato encontrado. No entanto, a eficiência máxima é considerada quando não há mais variação em seu valor, de um caso para outro.

Os resultados obtidos pelo processo de otimização são então convertidos para um diagrama no qual constrói-se uma superfície de resposta. Todos os parâmetros variados (comprimento e diâmetro da garganta, posição do bocal primário, termos adimensionais de pressão, eficiência e vazão mássica) são traçados na curva como uma função do diâmetro do bocal primário e sua respectiva velocidade de entrada. Também são apresentadas as equações correspondentes às superfícies.

A geometria “ótima” foi encontrada. Os resultados da pesquisa indicam que o comprimento ótimo da garganta se encontra entre duas e três vezes o diâmetro do bocal

primário. Isto corresponde a aproximadamente cinco a sete vezes o diâmetro da garganta, o que é consistente com a literatura (Sriveerakul *et al.*, 2007 a).

O diâmetro ótimo da garganta é cerca de 40 % do valor do diâmetro de entrada, o que permite a mistura completa entre os fluidos (motriz e succionado) antes de entrar na seção divergente. O escoamento pode ser visualizado através de contornos de variáveis e, de fato, é confirmada a completa mistura das duas correntes.

A posição ótima do bocal primário é de -5 % a 5 % do diâmetro do bico motriz, o que é compatível com as recomendações da (ESDU International Ltd., 1986). A curvatura ótima da entrada da câmara de mistura flutua, uma vez que este parâmetro não influencia significativamente a eficiência do ejetor.

O ejetor de alta eficiência após a otimização apresenta valores acima de 90% para eficiência desde que mantida a condição limite de entrada de Mach inferior a 1,2. Esta é uma melhora considerável em relação a um ejetor convencional.

III.2.3 Considerações

Esta pesquisa investigou as condições ótimas (geométrica e operacional) para um ejetor a vapor. Através da utilização de um modelo CFD, verificou-se novamente que a modelagem computacional é válida para representação de dados experimentais.

Além disso, o estudo em questão também abordou uma questão interessante: a criação de grupos adimensionais. Esses grupos tem o intuito de generalizar o processo de otimização, ou seja, possibilitar que os resultados obtidos possam ser aplicados a casos distintos (por exemplo com outro fluido de trabalho ou escala geométrica).

No processo de otimização, variaram-se os grupos adimensionais criados a fim de se obter a eficiência máxima no equipamento, que foi avaliada através da razão entre energias cinéticas. Apesar de, neste caso, o processo não levar em consideração nenhum tipo de algoritmo de otimização em específico (trata apenas do método de tentativa e erro), este trabalho possibilita o entendimento da utilidade da otimização no design de equipamentos.

III.3 Estudo de Sriveerakul *et al.* (2007 a)

Este tópico trata de dois artigos, Sriveerakul *et al.* (2007 a) e (2007 b) conjuntamente, os quais são usados como base para validação do modelo que será posteriormente utilizado no presente estudo. Apesar de serem artigos diferentes, neste item ambos são abordados como um trabalho contínuo, a fim de se obter uma melhor representatividade do estudo.

A primeira parte do trabalho tem por objetivo ilustrar os experimentos realizados nesta etapa e, posteriormente, validar uma modelagem representativa com os dados experimentais obtidos. São fornecidos dados de pressão ao longo de diversas geometrias de ejetores assim como valores de taxa de arraste correspondentes a vários pontos de operação do experimento.

Na segunda parte, trata-se da continuação do trabalho, porém com um foco distinto. Uma vez validado o modelo representativo, o objetivo é de fazer uso das ferramentas gráficas disponibilizadas pela fluidodinâmica computacional para entender melhor o funcionamento dos ejetores, assim como os fenômenos que acontecem no seu interior e o efeito das variações operacionais e geométricas sobre ele.

Os dados experimentais obtidos na operação do ejetor foram detectados por oito transdutores de pressão absoluta conectados diretamente ao equipamento em questão, como é mostrado melhor na Figura 15.

Os transdutores utilizados oferecem incertezas da ordem de 0,25% da medição e foram calibrados utilizando uma bomba de vácuo do tipo anel com estágio duplo de líquido e um barômetro de mercúrio padrão.

A distribuição da pressão estática ao longo da parede do ejetor obtida experimentalmente é adotada como dado de referência para validação do modelo simulado. Esta validação é conduzida nas seguintes condições operacionais: para a entrada principal adota-se vapor d'água saturado na temperatura (T_P) de 120 [°C], para a entrada lateral é adotado vapor d'água saturado na temperatura (T_S) de 10 [°C], e, por fim, na saída, a pressão de descarga (P_C) é de 30 [mbar].

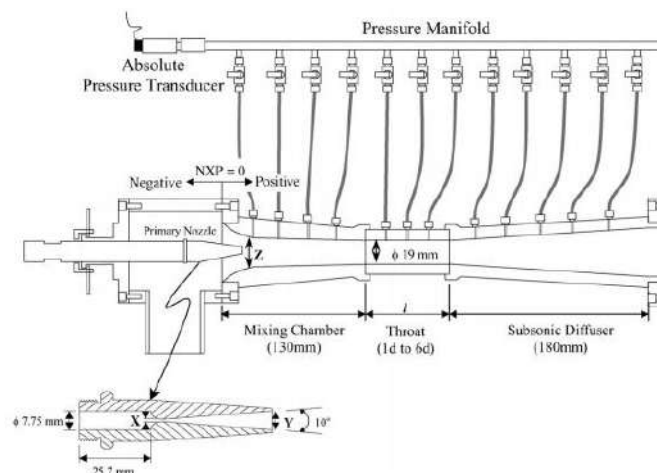


Figura 15: Desenho esquemático do ejetor utilizado no trabalho experimental (Sriveerakul *et al.*, 2007 a).

III.3.1 Método de Predição

É proposto o desenvolvimento de uma modelagem representativa dos fenômenos que acontecem no interior deste equipamento através da utilização de fluidodinâmica computacional.

As condições de operação do modelo são as mesmas impostas experimentalmente. E algumas considerações relevantes da modelagem podem ser citadas:

- Domínio bidimensional (2D) com consideração axissimétrica para levar em conta o efeito tridimensional.
- Malha computacional com aproximadamente 43.000 elementos quadráticos, com maiores refinamentos nas regiões onde se espera obter a presença de fenômenos significativos.
- O modelo de turbulência escolhido é o k- ϵ realizável, pois espera-se prever a taxa de espalhamento do jato melhor com este modelo.
- Fluido de trabalho: vapor d'água saturado.
- Consideração dos efeitos de compressibilidade pela aproximação de gás ideal, já que as pressões de operação utilizadas neste trabalho são relativamente baixas.
- Condições de contorno: pressões em ambas as entradas e saída do equipamento, com valores dados do procedimental experimental. Lembrando que como é utilizado vapor d'água saturado, também é conhecida a temperatura, uma vez fixada a pressão de operação.

A comparação com os dados experimentais de pressão na parede mostra que o perfil calculado segue o padrão observado nos dados experimentais. Com relação à taxa de arraste, são observadas similaridades no comportamento dos dados calculados com relação às características inerentes ao desempenho do ejetor frente a modificações nas condições operacionais e geometria.

A comparação entre a análise CFD e os dados experimentais de desempenho do ejetor no ponto crítico e na pressão de quebra também são ilustrados. Quanto a esses resultados pode ser comentado que a produção de erros maiores na predição do valor da taxa de arraste é dada na região intermediária entre a seção de arraste e a de fluxo reverso (Figura 10). Possíveis razões para este fato podem vir, primeiramente, da dificuldade de calibração do transdutor de pressão absoluta, pois, na região intermediária, a taxa de arraste é sujeita a grandes modificações com a pressão de descarga. Em outras palavras, uma pequena mudança na pressão de saída pode causar

um efeito muito mais significativo na sucção desta região, se comparado com o efeito obtido na região de arraste. Logo, um pequeno erro na calibração dos transdutores pode resultar em um grande erro na leitura da taxa de arraste.

III.3.2 Desempenho do Ejetor

Uma vez que a validação do modelo é satisfeita, torna-se possível a análise do escoamento no interior do ejedor frente a variações nas condições operacionais e parâmetros geométricos. Utilizando aplicações provenientes do “*software*” de CFD, a estrutura do escoamento pode ser analisada graficamente, possibilitando a exploração dos fenômenos no interior do equipamento.

i Efeito das Pressões de Operação

A investigação dos efeitos da condição operacional é feita com uma variedade de pressões e pode ser dividida basicamente em três análises, como está resumido na Tabela 1.

Tabela 1: Resumo das variações realizadas sobre as condições operacionais (Sriveerakul *et al.*, 2007 a).

Análise	Pressão do fluido primário [mbar]	Pressão do fluido secundário [mbar]	Pressão de descarga [mbar]
I	2000 a 3600	12	30
II	2700	8,5 a 17	30
III	2700	12	30 a 60

Para discussão dos resultados obtidos são utilizados diagramas esquemáticos referentes ao comportamento do ejedor (proveniente dos dados experimentais), que podem ser observados nas Figura 16 e Figura 17.

A Figura 16 representa o comportamento da taxa de arraste calculada quando as pressões de operação do ejedor são variadas e a Figura 17 mostra os perfis de pressão estática característicos em duas linhas (central e posicionada na parede) para uma condição de operação fixada, a fim de discutir a variação do posicionamento dos dois pontos destacados (maior pressão no primeiro choque oblíquo e a posição de choque) também frente a variações na condição de contorno.

Na Análise I, ao aumentar a pressão em que o fluido primário é injetado (de (2) para (1) na Figura 16), observa-se um aumento na vazão mássica e no momentum do fluido motriz. O acréscimo do momentum permite que o fluido acelere com um ângulo de expansão mais abrangente, fazendo com que a posição de choque mova-se para baixo no ejedor e possibilite trabalhar com maiores pressões de descarga no equipamento. Por outro lado, o aumento no ângulo de expansão causa um alargamento no jato central,

reduzindo a área efetiva anular e, conseqüentemente, arrastando menos fluido secundário.

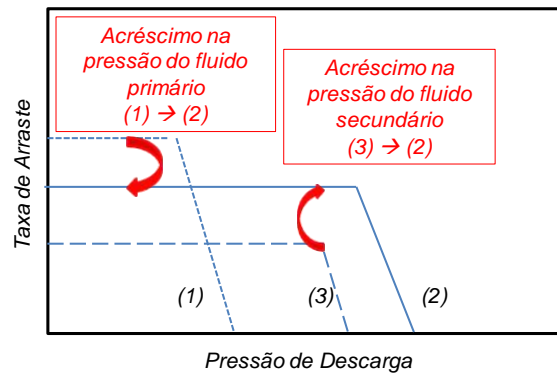


Figura 16: Desenho esquemático do comportamento do ejetor para taxa de arraste (Sriveerakul et al., 2007 a).

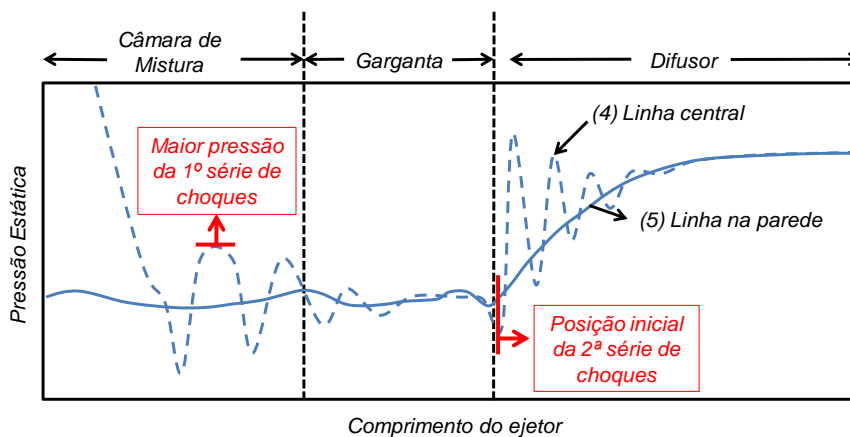


Figura 17: Desenho esquemático do comportamento do ejetor para perfil de pressão (Sriveerakul et al., 2007 a).

Quando a pressão do fluido secundário é aumentada (Análise II), observa-se que a onda de expansão é acelerada com um número de Mach menor, reduzindo o momentum do fluido motriz. Também há uma diminuição do ângulo de expansão do jato central formando um canal mais estreito que resulta numa área efetiva lateral maior. Isto permite que uma maior quantidade de fluido secundário seja arrastada e atravesse o duto convergente. Portanto, o momentum total da mistura que foi diminuído pelo jato central é compensado pela maior pressão do fluido secundário. Com isso, pode-se concluir que, conforme a pressão do fluido secundário é aumentada, o momentum total da mistura aumenta, a posição de choque se move para baixo e o ejetor pode ser operado a maiores pressões de descarga.

Por fim, analisando apenas uma linha da Figura 16, ou seja, fixadas as condições de pressão para os dois fluidos de entrada e variando-se apenas a pressão de descarga (Análise III), observa-se que ao aumentar a pressão na saída de modo a não ultrapassar o ponto crítico, as estruturas do escoamento responsáveis pela posição de choque (demonstrada na Figura 17) permanecem inalteradas e o jato primário tem seu diâmetro

praticamente constante independentemente das condições de saída (mantendo, portanto, a taxa de arraste também constante). Todavia, quando este parâmetro é incrementado de tal forma que ultrapasse a pressão crítica, a posição inicial da segunda série de choques move-se para cima no ejetor e se combina com a primeira série de choques formando uma série única de choques oblíquos. Esse movimento impede o perfeito funcionamento do processo de arraste, o que é confirmado pela diminuição da velocidade do fluido secundário arrastado e aumento da pressão estática anterior ao choque. Deve-se notar que o tamanho e o momentum do jato central são independentes da variação da pressão de descarga.

ii Efeito dos Parâmetros Geométricos

Para estudar o efeito da geometria sobre o desempenho do ejetor, 3 parâmetros de interesse foram variados: (a) diâmetro do bocal primário, (b) diâmetro da câmara de mistura, e (c) comprimento da garganta. O ejetor foi modelado com as condições operacionais fixas em 403 [K] e 278 [K] para as temperaturas de saturação do fluido primário e secundário, respectivamente. A pressão de descarga foi mantida a 30 [mbar], caracterizando a região de arraste (Figura 10). A Tabela 2 indica um resumo das variações realizadas nesta etapa.

Tabela 2: Resumo das variações realizadas sobre os parâmetros geométricos (Sriveerakul *et al.*, 2007 b).

Análise	Diâmetro do bocal primário [mm]	Diâmetro da câmara de mistura [mm]	Comprimento da garganta [mm]
<i>a</i>	6-8	24	95
<i>b</i>	8	19-29	95
<i>c</i>	8	24	19-114

Para entender os resultados obtidos nesta etapa, também são utilizados esquemas referentes ao comportamento do ejetor (proveniente dos dados experimentais), que podem ser observados nas Figura 17 e Figura 18. A Figura 18 tem por objetivo representar como a taxa de arraste se comporta frente a variações nos parâmetros geométricos escolhidos.

Observa-se que quando o ejetor está equipado com um bocal primário de diâmetro menor (análise *a*), o arraste de fluido secundário pode ser aumentado. Isso acontece pela formação de um jato central com menor ângulo de expansão, proporcionando uma área efetiva anular de arraste maior. Por outro lado, o momentum total do fluxo diminui e a posição de choque se move para dentro do ejetor (mais longe da saída). Logo, diminuir esta dimensão acarreta em aumento da razão de arraste, porém, o ejetor tem de ser operado a uma pressão de descarga inferior.

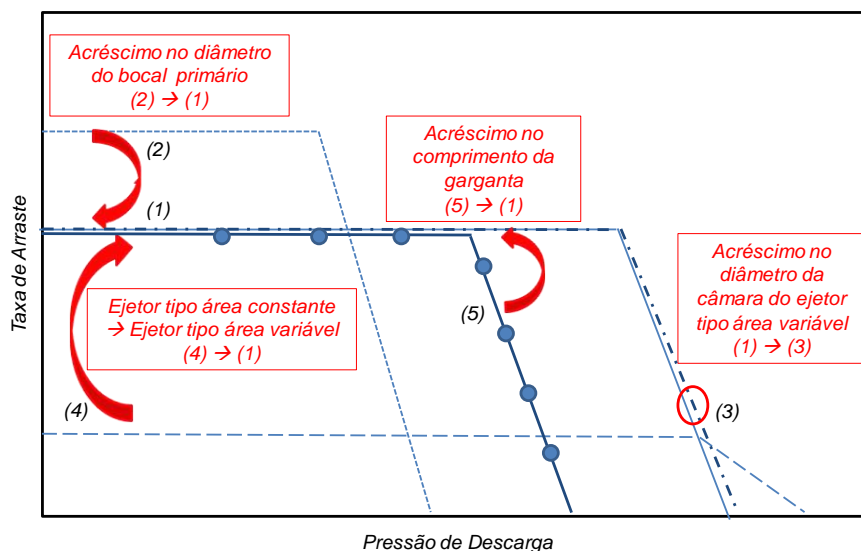


Figura 18: Desenho esquemático do comportamento do ejetor para taxa de arraste (Sriveerakul et al., 2007 b).

Na análise *b*, observa-se que não há efeito sobre as variáveis analisadas (posição de choque, taxa de arraste e pressão crítica de descarga) frente a variações no diâmetro de entrada da câmara quando o ejetor é montado com área variável. Em outras palavras, só é verificada uma modificação no comportamento do equipamento quando comparados tipos de ejetores distintos, sendo um ejetor de área constante (em que o diâmetro da câmara de mistura e o diâmetro da garganta são iguais) e um ejetor de área variável. Neste caso, observa-se que para o equipamento de seção constante o jato central sai do bocal primário com um ângulo expansão maior, restringindo, portanto, a quantidade de fluido secundário arrastado. A comparação entre as posições de choque de dois tipos diferentes de geometria não pode ser usada para prever a tendência da pressão do crítica de descarga, uma vez que as estruturas de fluxo no interior do ejetor são diferentes e a posição da área efetiva é movida.

Por fim, a análise *c* mostra o desempenho de um ejetor quando o seu comprimento de garganta é variado. É evidente que o comprimento desta seção quase não tem influência sobre a taxa de arraste pois a estrutura do fluxo no interior do equipamento não se modifica. No entanto, há uma forte influência sobre a pressão de descarga. Conforme há um acréscimo nesta dimensão, proporciona-se um maior tempo de contato entre fluidos acarretando em menores diferenças de velocidade entre eles e conseqüentemente uma mistura mais uniforme. Assim, a série de choques é achatada e pode-se alcançar um maior efeito de compressão. Com isso, o ejetor pode ser operado a uma pressão de descarga maior.

III.3.3 Considerações

Este trabalho fornece informações detalhadas de diversas geometrias de ejetor, assim como condições operacionais utilizadas nos experimentos e conseqüentes dados experimentais referentes a valores de pressão absoluta obtidos na parede do ejetor e valores de taxa de arraste no equipamento. Portanto, trata-se de um estudo interessante para possível reprodução.

Nele também é verificado que o método de análise da fluidodinâmica computacional é uma ferramenta eficiente na predição de taxa de arraste e pressão crítica de descarga de ejetores. Para isso é feita a comparação entre valores calculados e valores experimentais, demonstrando a acurácia do modelo. Apesar de terem sido observados alguns erros significativos pontuais, eles puderam ser devidamente explicados pelas incertezas experimentais nas regiões com pressões muito baixas.

A partir do estudo, verificaram-se algumas tendências que são resumidas na Figura 19.

	Variável	Ação	Taxa de arraste	Pressão de descarga crítica
Efeito das condições operacionais	Pressão do fluido primário	↑	↓	↑
	Pressão do fluido secundário	↑	↑	↑
Efeito dos parâmetros geométricos	Diâmetro do bocal primário	↑	↓	↑
	Diâmetro da câmara de mistura	↑	--	--
	Comprimento da garganta	↑	--	↑

Figura 19: Resumo das tendências observadas para taxa de arraste e pressão crítica frente a variações nas condições operacionais e parâmetros geométricos (Sriveerakul *et al.*, 2007 b).

CAPÍTULO IV MODELAGEM NUMÉRICA

Este capítulo aborda a metodologia desenvolvida para o presente trabalho. Como previamente mencionado, foi adotada uma modelagem de fluidodinâmica computacional para representação do escoamento no interior do ejetor. Após a validação deste modelo, escolheu-se um processo de otimização no qual o objetivo é maximizar a taxa de arraste e, posteriormente, a taxa de compressão do equipamento.

Utilizou-se o pacote comercial da Ansys v13.0, com Design Modeler, Meshing Tools, Fluent 13.0 e CFD-Post para criação da geometria, confecção da malha, desenvolvimento do modelo numérico e pós-processamento dos resultados, respectivamente. Em seguida, este pacote é integrado com o “*software*” de otimização modeFRONTIER v4.3 da Esteco.

O modelo desenvolvido tem aproximações que, em conjunto, criam uma ferramenta representativa e ao mesmo tempo com custo computacional reduzido de modo que o processo de otimização possa simular um maior número de casos em um intervalo de tempo viável.

Os detalhes da modelagem e algoritmo utilizados seguem nos próximos itens.

IV.1 Estudo de Fluidodinâmica Computacional

A fluidodinâmica computacional tem capacidade de modelagem para diversos tipos de escoamentos, sejam eles: incompressíveis ou compressíveis, laminares ou turbulentos, possibilitando análises de estado estacionário ou transiente.

O “*software*” adotado para resolução numérica (Fluent v13.0) possui uma vasta gama de modelos matemáticos já desenvolvidos para fenômenos de transporte (como a transferência de calor e reações químicas). Para todo o escoamento, o “*software*” resolve equações de conservação de massa e momentum. No caso de escoamentos turbulentos, equações de transporte adicionais também são resolvidas (as equações referentes ao modelo de turbulência são discutidas posteriormente). Além disso, para consideração da transferência de calor ou compressibilidade, uma equação para conservação de energia pode ser incluída.

A Equação (8) mostra a forma geral da conservação de massa em notação vetorial ou, como é comumente chamada, equação da continuidade. Esta equação é válida tanto para sistemas incompressíveis, como para compressíveis. Os termos ρ , t e \vec{v} referem-se a massa específica do fluido de trabalho, tempo e vetor velocidade, respectivamente.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{v}) = 0 \quad (8)$$

A Equação (9) mostra a forma geral da conservação do movimento em forma vetorial sobre um referencial inercial (não acelerado), onde p é a pressão estática, $\bar{\tau}$ é o tensor de tensão viscosa e $\rho \vec{g}$, e \vec{F} são a força gravitacional sobre o corpo e as forças externas ao corpo, respectivamente (ANSYS Inc., 2010).

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \vec{v}) + \nabla \cdot (\rho \vec{v} \vec{v}) = -\nabla p + \nabla \cdot (\bar{\tau}) + \rho \vec{g} + \vec{F} \quad (9)$$

Por fim, tem-se a Equação (10) que mostra a conservação de energia também em sua forma vetorial. Onde k_{eff} é a condutividade efetiva ($k_{eff} = k + k_t$, em que k_t é a condutividade térmica turbulenta, definida de acordo com o modelo de turbulência utilizado). As variáveis E , T , h_j e \vec{J}_j representam, respectivamente, energia, temperatura, entalpia parcial de espécie j e fluxo de difusão de espécies j . Os três termos do lado direito da equação representam a transferência de energia devido à condução, difusão de espécies e dissipação viscosa, respectivamente. S inclui o calor de reação e outra fonte qualquer volumétrica definida (ANSYS Inc., 2010).

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho E) + \nabla \cdot (\vec{v} (\rho E + p)) = \nabla \cdot \left(k_{eff} \nabla T - \sum_j h_j \vec{J}_j + (\bar{\tau}_{eff} \cdot \vec{v}) \right) + S \quad (10)$$

Para tratar do modelo computacional, é necessário identificar a região do domínio em que as equações são válidas. Como não se podem obter soluções numéricas sobre uma região contínua devido aos infinitos elementos da mesma, inicialmente o domínio é discretizado, isto é, dividido em elementos. Somente nestes elementos é que as soluções serão obtidas, ao conjunto dos pontos discretos dá-se o nome de malha.

A distribuição adequada dos pontos no domínio é fundamental para se obter uma solução numérica representativa do escoamento. Logicamente, percebe-se que, quanto maior for o número de pontos discretos representados, isto é, quanto mais refinada for a malha, mais fiel ao modelo será o resultado numérico obtido. No entanto, existe um limite de refino de malha que já faz com que os fenômenos de interesse sejam capturados. Obviamente, quanto mais refinada a malha, maior será o custo computacional.

No caso de problemas bidimensionais, ao dobrar o número de incógnitas em cada dimensão, o custo computacional pode se tornar 4 vezes maior. Isso sem contar com os custos adicionais, como armazenamento de uma quantidade maior de dados em

memória e em disco. Normalmente, busca-se uma solução numérica independente de malha, ou seja, uma solução que não se altera, dentro de algum critério de tolerância, quando a malha é refinada (Fortuna, 2000).

Portanto, concluída a etapa de confecção da malha, os termos que aparecem nas equações são escritos em função dos valores das incógnitas em elementos adjacentes. O resultado é um conjunto de equações algébricas que juntamente com as condições de contorno, condições iniciais, propriedades físicas do fluido de trabalho e os parâmetros do escoamento especificam o problema a ser tratado.

Finalmente, as equações algébricas são resolvidas, fornecendo a solução do problema. Esta deve, nesse momento, ser analisada para verificar se está correta; somente depois é que se pode extrair do escoamento, com alguma confiabilidade, as informações de interesse. Comparando-se os resultados numéricos com dados experimentais, por exemplo, pode-se ajustar o modelo matemático até que o mesmo reflita a física do problema (Fortuna, 2000).

Todo o procedimento segue resumido no diagrama da Figura 20.

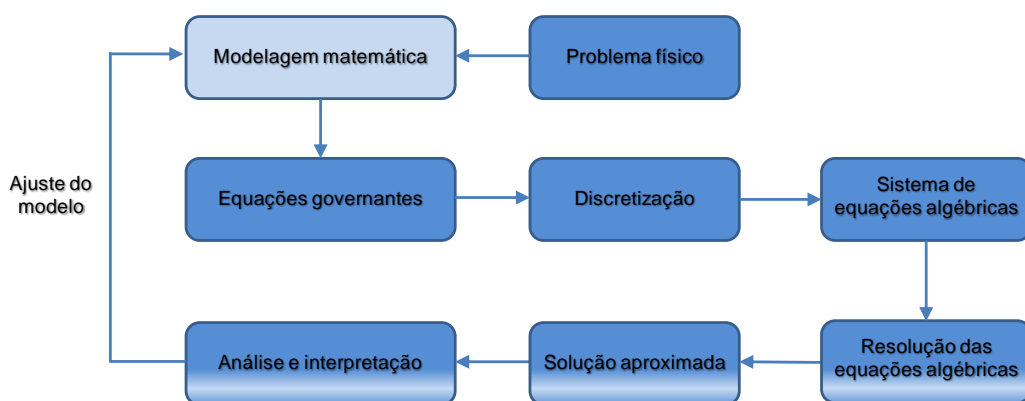


Figura 20: Diagrama esquemático das etapas do processo de CFD (Fortuna, 2000).

IV.1.1 Geometria

A primeira aproximação realizada no modelo computacional incluiu simplificar a geometria utilizando simetria ao longo do eixo longitudinal. Além disso, adotou-se uma representação bidimensional do domínio, utilizando apenas uma fatia 2D da geometria, como mostra a Figura 21.

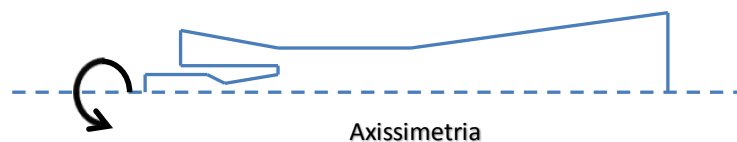


Figura 21: Diagrama esquemático da simetria utilizada no domínio computacional.

O efeito tridimensional foi avaliado através da utilização de uma opção axissimétrica (ANSYS Inc., 2010). Esta hipótese afeta consideravelmente o custo dos

recursos computacionais necessários para uma simulação numérica, sendo, portanto, de grande importância para o desenvolvimento do processo de otimização.

O estudo de Pianthong *et al.* (2007) mostra comparações entre os perfis de pressão de um modelo tridimensional e um axissimétrico (ASXM) provando que a representação ASXM é suficiente para dar resultados precisos sobre o comportamento de ejetores e o modelo 3D não é necessário para mesmo tipo de análise.

Esta consideração implica em modificações na equação da continuidade ((11) e nas equações de conservação de momentum axial (12) e radial (13). Agora as equações estão denotadas de forma a explicitar as simplificações realizadas. Onde x, r, v_x, v_r e v_z correspondem a coordenada axial, coordenada radial, velocidade axial, velocidade radial e velocidade de rotação, respectivamente.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x} \cdot (\rho v_x) + \frac{\partial}{\partial r} \cdot (\rho v_r) + \frac{\rho v_r}{r} = S \quad (11)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t} (\rho v_x) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial x} (r \rho v_x v_x) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (r \rho v_r v_x) = - \frac{\partial p}{\partial x} + \\ + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial x} \left[r \mu \left(2 \frac{\partial v_x}{\partial x} - \frac{2}{3} (\nabla \cdot \vec{v}) \right) \right] + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left[r \mu \left(\frac{\partial v_x}{\partial r} + \frac{\partial v_r}{\partial x} \right) \right] + F_x \end{aligned} \quad (12)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t} (\rho v_r) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial x} (r \rho v_x v_r) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (r \rho v_r v_r) = - \frac{\partial p}{\partial r} + \\ + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left[r \mu \left(2 \frac{\partial v_r}{\partial r} - \frac{2}{3} (\nabla \cdot \vec{v}) \right) \right] - 2\mu \frac{v_r}{r^2} + \frac{2}{3} \frac{\mu}{r} (\nabla \cdot \vec{v}) + \rho \frac{v_z^2}{r} + F_r \end{aligned} \quad (13)$$

Adicionalmente μ, F_x, F_r referem-se a viscosidade, forças axiais e forças radiais.

As dimensões utilizadas no estudo de validação são ilustradas na Figura 22. Seguem demarcadas as variáveis que serão posteriormente modificadas na etapa de otimização, sendo elas:

- R_{CM} : raio de entrada da câmara de mistura, correspondente à região de entrada do fluido secundário.
- R_G : comprimento da garganta, que é a parte responsável pela estabilização do escoamento.
- R_{BP} : raio de saída do bocal primário, onde o fluido motriz de alta pressão é inserido.

As demais dimensões seguem o seguinte padrão:

- Índices R e C representando raio e comprimento.
- Subíndices CM, EBP, BP, G, D, MIN indicam, respectivamente, câmara de mistura, entrada do bocal primário, bocal primário, garganta, difusor e mínimo.

Diversos estudos na literatura como de Zhang *et al.* (2009), Yadav & Patwardhan (2008), Pianthong *et al.* (2007) e Sriveerakul *et al.* (2007 b) indicam que os parâmetros geométricos selecionados para variação são os que tem maior influência sobre a eficiência do equipamento, justificando, portanto, a escolha destas variáveis como parâmetro na etapa de otimização.

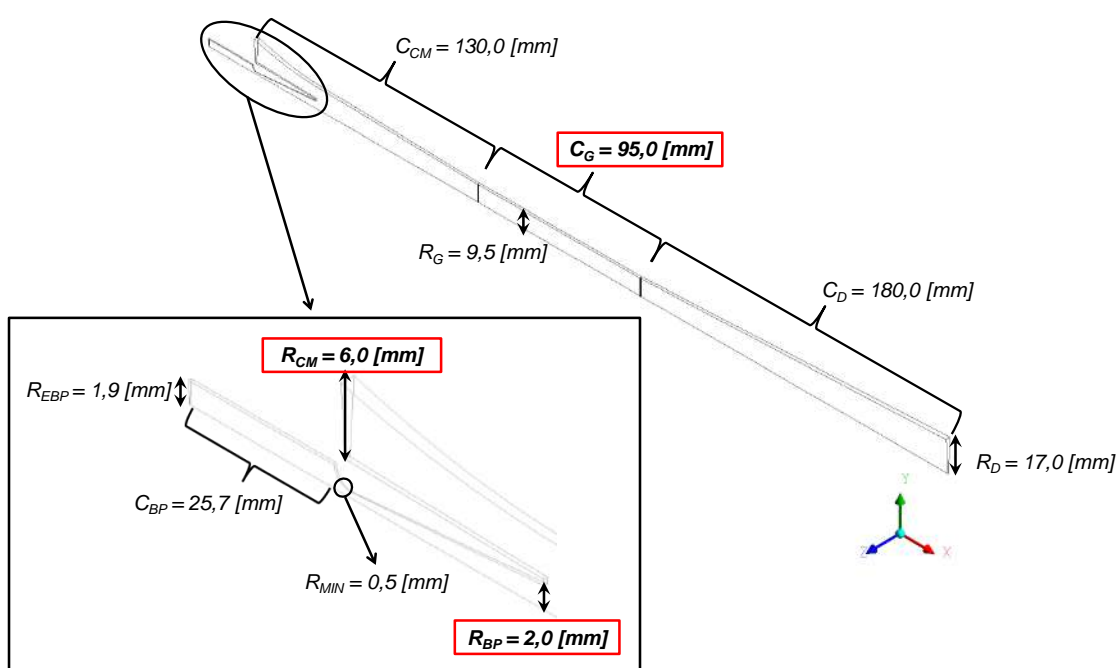


Figura 22: Geometria utilizada no modelo computacional com suas respectivas dimensões.

IV.1.2 Caracterização dos Fluidos Estudados

O fluido de trabalho adotado para as simulações foi vapor de água, assim como nos experimentos de Sriveerakul *et al.* (2007 a). Todas as propriedades deste fluido foram mantidas constantes durante a simulação (com valores padrão do Fluent v13.0 referentes a vapor d'água) exceto a massa específica que foi avaliada com uma relação de gás ideal. Os valores das propriedades seguem na Tabela 3.

Tabela 3: Valores das propriedades do fluido de trabalho utilizados nas simulações de CFD (ANSYS Inc., 2010).

Propriedade	Valor	Unidade
Viscosidade (μ)	1,34e-5	[kg m ⁻¹ s ⁻¹]
Condutividade térmica (k)	0,0261	[W m ⁻¹ K ⁻¹]
Capacidade calorífica a pressão constante (Cp)	2014,00	[J kg ⁻¹ K ⁻¹]
Peso molecular (M)	18,0153	[kg kmol ⁻¹]

Estudos anteriores mostram que, para ejetores a vapor com condições semelhantes às utilizadas no presente estudo, o tratamento de gás ideal fornece resultados semelhantes a uma alternativa mais complexa, como tratamento de gás real com equações de estado (Aphornratana, 1994). Para escoamentos compressíveis, a relação de gás ideal é escrita como segue:

$$\rho = \frac{p M}{R T} \quad (14)$$

onde p é a pressão estática, R é a constante universal dos gases, e M é o peso molecular. A temperatura T é computada pela equação da energia (ANSYS Inc., 2010).

Além disso, utilizaram-se três condições operacionais distintas (definidas por A, B e C), uma vez que no artigo utilizado como base são fornecidos dados experimentais nestas mesmas três condições de operação (Sriveerakul *et al.*, 2007 b). As condições de contorno adotadas (Figura 23) foram relacionadas com uma condição de operação fixa, usando as pressões saturadas do fluido de trabalho em ambas as entradas e saída. Os valores utilizados foram retirados de Smith *et al.*, (1996) e constam na Tabela 4.

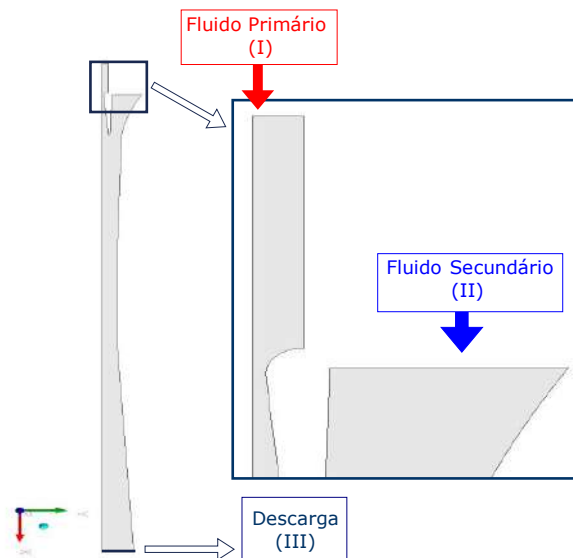


Figura 23: Ilustração do posicionamento das condições de contorno: I: entrada do fluido motriz, II: entrada do fluido succionado e III: saída da mistura formada.

Tabela 4: Condições de contorno utilizadas nas simulações de CFD.

Condição Operacional	Condição de Contorno	Pressão	Temperatura
A	I	1984,50 [mbar]	393 [K]
	II	17 [mbar]	283 [K]
	III	30 [mbar]	300 [K]
B	I	2701,30 [mbar]	403 [K]
	II	17 [mbar]	283 [K]
	III	30 [mbar]	300 [K]
C	I	2701,30 [mbar]	403 [K]
	II	8 [mbar]	278 [K]
	III	30 [mbar]	300 [K]

IV.1.3 Detalhes do Modelo

Neste item são citados alguns pontos chaves referentes à modelagem adotada para representação do escoamento no interior do equipamento em questão. A gravidade foi desconsiderada, uma vez que sua contribuição não é considerável frente às altas velocidades obtidas no ejetor (Sriveerakul *et al.*, 2007 a).

A condição inicial do problema foi criada através do método de inicialização híbrida. Esta técnica é basicamente uma coleção de vários tipos de interpolação que, resolvendo a equação de Laplace, é capaz de produzir campos de velocidade e pressão para o domínio computacional. Todas as outras variáveis (temperatura, turbulência, entre outras) são interpoladas (ANSYS Inc., 2010).

i Solver “Density-Based”

Uma importante consideração para o presente modelo foi a adoção do solver baseado na massa específica. Este tipo de solver resolve as equações governantes de continuidade, momentum e energia simultaneamente e acopladas. As equações governantes para escalares adicionais são resolvidas posteriormente e em seqüência (segregadas delas mesmas e das equações principais) usando o procedimento descrito em ANSYS Inc. (2010).

Considerando o fato de que as equações governantes não são lineares (e acopladas), várias iterações em um loop de solução devem ser realizadas antes de se obter uma solução convergida. Cada iteração consiste nos passos ilustrados pela Figura 24, cujos passos são repetidos até obtenção de uma convergência previamente definida.

Neste método de solução, portanto, as equações governantes discretas e não-lineares são linearizadas para produzir um sistema de equações para as variáveis dependentes em cada célula computacional. Assim, resulta em um sistema linear, que é então resolvido para obter um resultado atualizado do campo de escoamento.

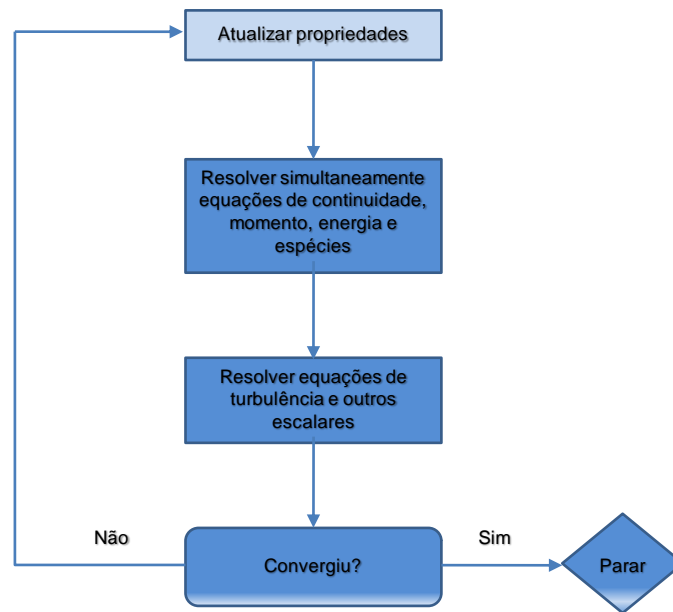


Figura 24: Diagrama esquemático das etapas de cálculo do solver baseado na massa específica (ANSYS Inc., 2010).

A maneira na qual as equações governantes são linearizadas pode tomar uma forma diferenciada com relação à formulação temporal, como é descrito no item a seguir.

ii Formulação Temporal

Para o tratamento temporal, foi adotada uma abordagem pseudo-estacionária do problema, considerando que o escoamento entre em regime permanente em um pequeno espaço de tempo (ANSYS Inc., 2010).

Na presente abordagem, pode-se resolver o sistema acoplado de equações (continuidade, momentum e energia) utilizando uma formulação explícita ou implícita com respeito à variável dependente (ou um conjunto de variáveis dependentes) de interesse. A escolha entre as duas formulações se aplica apenas ao conjunto acoplado de equações governantes. Equações de transporte para escalares adicionais são resolvidas segregadamente do grupo principal (como turbulência, radiação, etc). Independentemente da formulação explícita ou implícita, o procedimento de solução é o descrito pela Figura 24.

No caso deste estudo, optou-se pelo método implícito, pois, apesar do maior custo computacional, acredita-se que no caso de escoamentos compressíveis com a presença de ondas de choque (descontinuidade nas propriedades do fluido ao longo do espaço), este método é o mais indicado (ANSYS Inc., 2010).

O método implícito é caracterizado pela seguinte metodologia: dada uma variável, o valor desconhecido de cada célula é computado utilizando a relação que inclui ambos os valores, existentes e não existentes, nas células vizinhas. Portanto, cada

valor desconhecido irá aparecer em mais de uma equação no sistema, o que exige a resolução de um sistema de equações a cada passo no tempo. Isto acontece porque o valor desconhecido da variável é definido implicitamente pelo valor desconhecido das células vizinhas, tornando a resolução das equações dependente da simultaneidade.

Como exemplificação do método, pode-se definir a incógnita da equação T_p no instante $(n+1)$ em função de temperaturas vizinhas que são conhecidas apenas no instante (n) . Como se tem uma equação para cada ponto discreto e em cada uma dessas equações as temperaturas vizinhas são desconhecidas no instante $(n+1)$, a formulação implícita dá origem a um sistema de equações algébricas que devem ser resolvidas simultaneamente (Maliska, 2004).

iii Turbulência

Para o tratamento da turbulência, foi escolhido o modelo $\kappa - \varepsilon$ realizável (uma variação do modelo padrão) que se baseia na hipótese de Boussinesq (Launder & Spalding, 1974). Esta hipótese pode ser descrita pela proporcionalidade da tensão de Reynolds à taxa de deformação do escoamento médio, agindo de forma análoga à tensão viscosa. Esta aproximação é utilizada no modelo $\kappa - \varepsilon$, que utiliza duas equações de transporte adicionais: uma para a energia cinética turbulenta (κ) e outra para a taxa de dissipação turbulenta (ε).

O modelo $\kappa - \varepsilon$ é um modelo de turbulência simples, extensamente validado, baseado na suposição de viscosidade turbulenta (μ_t) e utiliza uma equação média para o tensor de Reynolds (Launder & Spalding, 1974). A vantagem deste modelo de turbulência é o custo computacional relativamente baixo associado com a determinação da viscosidade turbulenta.

É interessante ressaltar que o modelo $\kappa - \varepsilon$ padrão pode ser visto como o que mais concilia a simplicidade com a representatividade na turbulência. Este modelo é amplamente utilizado na simulação de âmbito industrial, devido a sua robustez, economia computacional e razoável precisão para uma ampla gama de escoamentos turbulentos (Watanawanavet, 2005).

Estudos anteriores de Wang & Dong (2010) e Hemidi *et al.* (2009) mostram que este modelo pode ser utilizado também para representar a evolução dos perfis de pressão ao longo de ejetores a vapor.

Além disso, a variação do modelo pode ser capaz de prever uma taxa de expansão mais precisa sobre jatos. O termo realizável significa que o modelo satisfaz certas restrições matemáticas no tensor de Reynolds, consistentemente com a física dos escoamentos turbulentos (ANSYS Inc., 2010).

As equações de transporte para κ e ε deste modelo estão descritas a seguir:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\kappa) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \kappa u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\kappa} \right) \frac{\partial \kappa}{\partial x_j} \right] + G_\kappa + G_b - \rho\varepsilon - Y_M + S_\kappa \quad (15)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho\varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \varepsilon u_j) &= \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + \rho C_1 S_\varepsilon + \\ -\rho C_2 \frac{\varepsilon^2}{\kappa + \sqrt{\varepsilon}} + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{\kappa} C_{3\varepsilon} G_b + S_\varepsilon \end{aligned} \quad (16)$$

Onde

$$C_1 = \max \left[0,43; \frac{\eta}{\eta + 5} \right], \eta = S \frac{\kappa}{\varepsilon}, S = \sqrt{2S_{ij}S_{ij}} \quad (17)$$

Nestas equações, G_κ representa a geração de energia cinética turbulenta devido a gradientes de velocidade média, G_b refere-se a geração de energia cinética turbulenta devida ao empuxo, Y_M representa a contribuição da dilatação flutuante em turbulência compressível para a taxa de dissipação de global, C_2 e $C_{1\varepsilon}$ são constantes, σ_κ e σ_ε são número de Prandtl para κ e ε respectivamente. E, por fim, S_κ e S_ε são termos fonte definidos pelo usuário. As definições de viscosidade turbulenta estão em ANSYS Inc. (2010), assim como o valor das constantes do modelo utilizado.

Assim, os principais pontos da modelagem computacional foram então apresentados e pode-se seguir para a etapa de otimização.

IV.2 Estudo de Otimização

Otimização é uma ferramenta versátil em uma ampla gama de áreas de aplicação, que vão desde a fabricação de equipamentos em engenharia até ciências sociais. É uma ferramenta importante na ciência de decisão e na análise de sistemas físicos (Hooker, 2007) .

Para fazer uso dessa ferramenta, é necessário primeiramente identificar um objetivo, o qual se traduz em uma medida quantitativa do desempenho do sistema sob estudo. Este objetivo pode ser o lucro, tempo, eficiência ou qualquer quantidade ou combinação de quantidades que possam ser representadas por um único número.

O objetivo depende de certas características do sistema, chamadas de variáveis ou incógnitas. A finalidade do processo de otimização é encontrar os valores das variáveis de interesse pré-estabelecidas que atendem da melhor maneira possível o objetivo. Muitas vezes, as variáveis são restritas de alguma forma, por exemplo, a taxa de juros em um empréstimo não pode ser negativa.

O processo de identificar o objetivo, as variáveis e restrições para um dado problema é conhecido como modelagem. A construção de um modelo apropriado é o primeiro passo, e, por vezes, o mais importante no processo da otimização. Se o modelo é muito simples, não vai dar informações úteis para o problema prático. Se ele for muito complexo, pode ser de difícil solução.

Uma vez que o modelo tenha sido formulado, um algoritmo de otimização pode ser usado para encontrar a sua solução, geralmente com a ajuda de um computador. Não há nenhum algoritmo universal, mas sim um conjunto de algoritmos, cada um dos quais está adaptado para um tipo particular de problema de otimização. A responsabilidade de escolher o algoritmo que é apropriado para uma aplicação específica, muitas vezes recai sobre o usuário. Esta escolha é importante, pois pode determinar se o problema é resolvido rapidamente ou lentamente e, de fato, se o ótimo global é encontrado.

Depois de um algoritmo de otimização ser aplicado ao modelo em questão, deve-se avaliar o resultado encontrado a fim de garantir que a solução ótima tenha sido encontrada. Em muitos casos, há expressões matemáticas para a verificação de que o conjunto de variáveis resultantes seja de fato a solução otimizada do problema. Se essas condições não são satisfeitas, elas podem dar uma informação útil sobre a forma como a atual estimativa da solução pode ser melhorada.

O modelo pode ser melhorado pela aplicação de técnicas, tais como análise de sensibilidade, que revela a sensibilidade da solução a mudanças no modelo e de dados. Interpretação da solução em termos de aplicação também pode sugerir maneiras em que o modelo pode ser refinado ou melhorado (ou corrigido). Se as alterações são feitas para o modelo, o problema de otimização é resolvido novamente, e o processo se repete (Nocedal & Wright, 2006).

No presente estudo, foram realizadas duas otimizações distintas cujas características seguem nos próximos itens. Ademais estão os detalhes do processo de otimização adotado.

IV.2.1 Otimização da Geometria

A primeira etapa tratou da maximização da eficiência do ejetor a vapor com base na taxa de arraste definida na Equação (5). Para tal, manteve-se fixa a condição operacional A definida na Tabela 4 e foram variados três parâmetros geométricos, como indica a Figura 25.

Os limites determinados para variação destes parâmetros (Tabela 5) foram selecionados com base no estudo de Sriveerakul *et al.* (2007 b).

Para que fosse garantido o mesmo nível de refino da malha obtida no teste de independência de malha (descrito no CAPÍTULO V), foi realizada a parametrização da mesma. Assim, o número de divisões por bloco da malha hexaédrica permanece proporcional as medidas da malha original, ou seja, as dimensões de cada divisão da malha não variam.

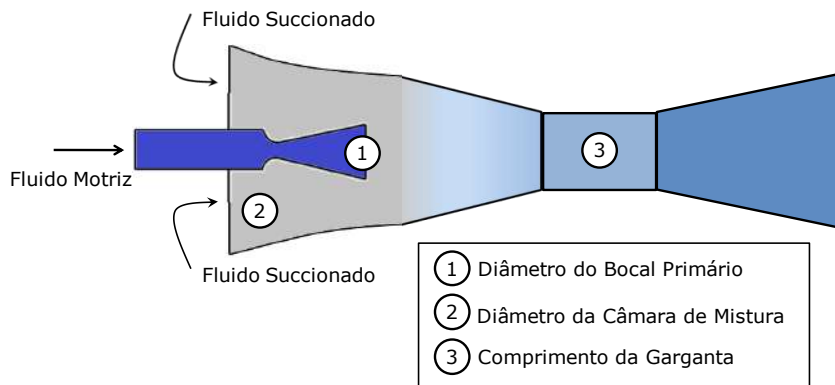


Figura 25: Diagrama esquemático dos parâmetros geométricos variados na etapa de otimização.

Tabela 5: Limites de variação para os parâmetros geométricos.

Parâmetro geométrico	Limites da Otimização
Diâmetro do bocal primário (D_{BP})	6 a 8 [mm]
Diâmetro da câmara de mistura (D_{CM})	19 a 29 [mm]
Comprimento da Garganta (C_G)	D_{CM} a $6 D_{CM}$

IV.2.2 Otimização da Geometria e Condição Operacional

A segunda etapa de otimização utilizou duas funções objetivo distintas com o intuito de maximizar a taxa de arraste simultaneamente com a maximização da taxa de compressão (definida em (6)). Neste caso, também foram variados os três parâmetros geométricos (Figura 25) adicionalmente à condição operacional do equipamento (em termos de temperatura de saturação do fluido secundário). O intervalo de otimização para variável temperatura foi estabelecido entre 278 [K] e 288 [K], cujos valores caracterizam as temperaturas mínima e máxima utilizadas nos experimentos de Sriveerakul *et al.* (2007b).

Para obtenção da pressão saturada na condições de contorno de entrada do fluido secundário, utilizou-se a correlação de Antoine com os parâmetros retirados de Standart Reference Data Act (2011):

$$\log_{10}(p [\text{bar}]) = 5,40221 - \left(\frac{1838,675}{(T [\text{K}] - 31,737)} \right) \quad (18)$$

IV.2.3 Detalhes do Modelo

Para o desenvolvimento dos dois processos de otimização foi utilizada a técnica de Planejamento de Experimentos (“*Design of Experiments*”, DOE) para criação da população inicial, seguida de um algoritmo de otimização para resolução do problema. Estas etapas seguem detalhadas nos próximos itens.

i Planejamento de Experimentos

Esta técnica é utilizada para planejar experimentos, ou seja, para definir quais dados, em que quantidade e em que condições devem ser coletados durante um determinado experimento, buscando, basicamente, satisfazer dois grandes objetivos: a maior precisão estatística possível na resposta e o menor custo (Montgomery D. C., 2005).

Esta metodologia, portanto, maximiza o conhecimento ganho de dados experimentais. O planejamento provê uma ferramenta importante para projetar e analisar experimentos, eliminando observações redundantes, reduz o tempo e ferramentas para fazer os experimentos. Técnicas de DOE permitem que o usuário tente extrair o máximo de informação possível de um número limitado de rodadas (ESTECO, 2010).

Por isso, trata-se de uma técnica de extrema importância para a indústria, pois, seu emprego permite resultados mais confiáveis economizando dinheiro e tempo, parâmetros fundamentais em tempos de concorrência acirrada. A sua aplicação no desenvolvimento de novos produtos é muito importante, onde uma maior qualidade dos resultados dos testes pode levar a um projeto com desempenho superior seja em termos de suas características funcionais como também sua robustez (Montgomery D. C., 2005).

O tipo de planejamento escolhido neste trabalho foi o Delineamento Composto Central (DCC). Este método permite a computação de interações de segunda ordem e é menos custoso do que outros modelos fatoriais (ESTECO, 2010).

O submodelo utilizado para este planejamento respeita os limites estabelecidos para as variáveis, pois se baseia no centro das faces do cubo e seus vértices, como é mostrado a Figura 26. Esse submodelo cria um ponto para cada vértice do cubo, adicionalmente a um ponto para cada centro das faces, gera um total de N experimentos iniciais, dado por:

$$N = 2^n + 2 \cdot n + 1 \quad (19)$$

Onde n corresponde ao número de variáveis de interesse do problema.

Através da utilização do método DCC, criou-se uma população inicial para o problema em questão, partiu-se para a aplicação de um algoritmo de otimização.

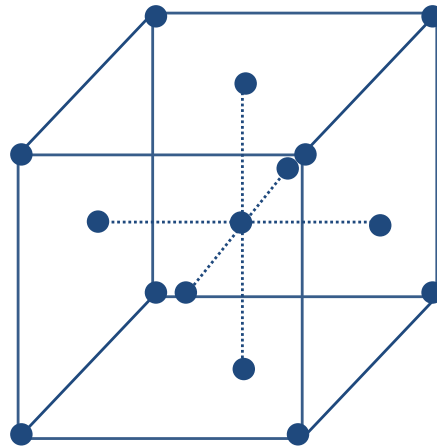


Figura 26: Diagrama esquemático do posicionamento dos experimentos dentro do espaço amostral para criação da população inicial (ESTECO, 2010).

ii Algoritmo de Otimização

Algoritmos de otimização utilizam processos iterativos, nos quais inicia-se com um valor da variável (população inicial) e gera-se uma seqüência de estimativas melhoradas até concluir o algoritmo, resultando numa solução ótima.

A estratégia utilizada de uma iteração para a próxima é o que distingue um algoritmo de otimização do outro. A maior parte deles utiliza uma combinação de valores referentes a função objetivo, funções de restrição e, possivelmente, as primeira e segunda derivadas destas funções. Alguns algoritmos acumulam informações coletadas nas iterações anteriores, enquanto outros utilizam apenas informações locais obtidas no ponto atual. Independentemente destas especificidades, bons algoritmos devem possuir as seguintes propriedades:

- Robustez: devem ter bom desempenho em uma ampla variedade de problemas, para todos valores razoáveis de ponto de partida.
- Eficiência: não devem necessitar de tempo excessivo do computador ou de armazenamento.
- Precisão: devem ser capazes de identificar uma solução com precisão, sem ser excessivamente sensíveis a erros nos dados ou para erros de arredondamento que ocorrem quando o algoritmo é implementado num computador.

Esses objetivos podem entrar em conflito. Por exemplo, um método que converge rapidamente para um problema complexo não-linear pode exigir uma grande capacidade de armazenamento. Por outro lado, um método robusto pode também ser o mais lento (Nocedal & Wright, 2006).

No presente estudo, adotou-se o algoritmo NSGA-II (“*Non-dominated Sorting Genetic Algorithm II*”) proveniente do “*software*” ModeFRONTIER .v4.3 da Esteco. Esta escolha foi realizada por causa das características inerentes ao algoritmo que, por exemplo, possibilita a inserção de mais de uma função objetivo no processo de otimização.

NSGA-II é um algoritmo multiobjetivo baseado no conceito de algoritmos genéticos e que utiliza a idéia de dominância para atribuir o valor da função de avaliação aos indivíduos da população (Jansen, 2009).

Algoritmos genéticos operam com populações de indivíduos representados por cromossomos, os quais durante o processo de evolução são submetidos ao procedimento de seleção e reprodução, onde são aplicados os operadores de recombinação e mutação, que são inspirados nos mecanismos naturais da genética (Castro, 2001).

Neste caso específico do NSGA-II, ele basicamente divide a população em subpedaços nos quais os indivíduos são classificados de acordo com seus graus de dominância. Esta é uma tarefa complexa e, geralmente, demanda grande gasto computacional para populações de grande tamanho. A solução adotada executa uma estratégia inteligente de classificação (ESTECO, 2010).

De acordo com a proposta do algoritmo, no primeiro subpedaço da população estão localizados os melhores indivíduos, ou seja, os indivíduos que não são dominados por nenhum outro da geração. Esses são os indivíduos, de dentro da geração, que estarão mais próximos da fronteira de Pareto. A proximidade à fronteira de Pareto indica as soluções que melhor se adaptam ao problema proposto (Jansen, 2009).

NSGA-II também implementa elitismo para problemas multi-objetivo, permitindo que todas as soluções calculadas até o momento sejam armazenadas. Esta técnica de preservação melhora as propriedades de convergência em relação a fronteira de Pareto.

Além disso, diversidade e disseminação de soluções são garantidas sem o uso de parâmetros de compartilhados. Utiliza-se uma técnica que estima a massa específica de soluções no espaço amostral, e através de uma operação de comparação, orienta-se o processo para uma fronteira de Pareto uniformemente espalhada.

Por se tratar de um algoritmo genético, a teoria que se encontra por trás deste método não é trivial. Portanto, o objetivo deste trabalho não é discutir detalhadamente esta questão, apenas mostrar as principais características do método selecionado. Maiores referências podem ser encontradas Zini (2009), Marinho (2009), Deb *et al.* (2000) ou Jansen (2009).

CAPÍTULO V RESULTADOS E DISCUSSÃO

Este capítulo trata dos resultados obtidos com o modelo fluidodinâmico desenvolvido na primeira etapa do trabalho, assim como as condições ótimas calculadas na segunda etapa através do processo de otimização. Esses resultados são comparados com trabalhos da literatura, que foram previamente apresentados neste texto.

V.1 Análise de Independência de Malha

A seleção do refino ideal para a malha do ejetor foi realizada através de um teste de independência que teve por objetivo principal identificar as variações na pressão e perfis de velocidade sob diferentes níveis de refinamento. A malha ideal deve ser capaz de capturar os fenômenos de interesse e, ao mesmo tempo ter um custo computacional inferior. Ambas características são obtidas com o teste de independência de malha.

A primeira malha hexaédrica desenvolvida teve aproximadamente 110.000 nós. Posteriormente foram criadas mais 3 malhas com 40.000, 13.000 e 8.000 nós (todas elas mantendo o padrão de refino da primeira). As características das malhas desenvolvidas seguem na Tabela 6 e a comparação entre os resultados obtidos está ilustrada na Figura 27.

Levando em consideração uma ordem decrescente de refinamento (a partir de malha 110 até chegar na malha 8), é possível observar que a pressão e perfis de velocidade na linha de centro do ejetor são mantidas aproximadamente constantes até que a malha de 8.000 nós seja testada. Isso indica que malhas confeccionadas com menos refino que a malha de 13.000 nós possivelmente não são suficientemente precisas, pois, elas não são capazes de capturar os mesmos perfis obtidos com malhas mais finas.

Tabela 6: Resumo das principais características das malhas testadas.

Malha	Direção	Número de Divisões	Razão de aspecto		
			Mínima	Máxima	Média
110	Longitudinal	2436	1,0	2,3	1,4
	Axial	187			
40	Longitudinal	1137	1,0	5,9	2,5
	Axial	77			
13	Longitudinal	784	1,0	13,5	4,7
	Axial	52			
8	Longitudinal	282	1,0	28,5	7,8
	Axial	24			

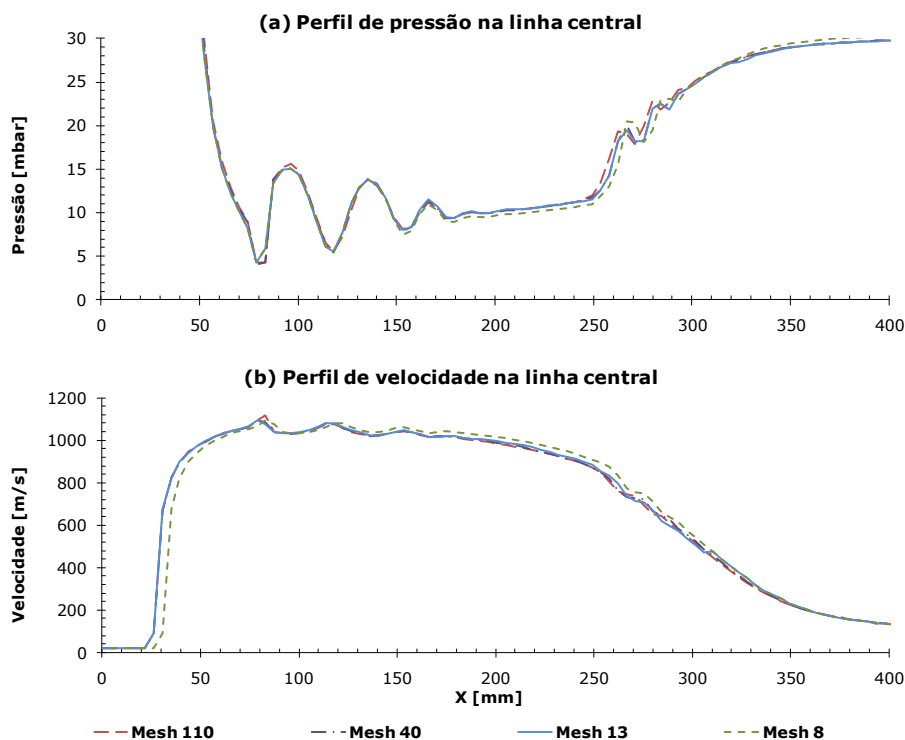


Figura 27: Comparação entre diferentes malhas sobre os perfis na linha central de: (a) pressão, (b) velocidade.

Adicionalmente, foram desenvolvidas análises em diversas linhas horizontais e verticais no ejetor, assim como analisaram-se também outras variáveis como massa específica. Entretanto, para fins de visualização, são mostradas apenas as análises para velocidade e pressão na linha central do equipamento, uma vez que todas as análises realizadas apresentaram comportamento semelhante ao apresentado na Figura 27.

Realizou-se também uma comparação entre os valores de taxa de arraste obtidos para cada malha testada, porém não houve diferenças significativas nesta comparação. Todas as malhas obtiveram taxas de arraste com erro inferior a 2% com relação a taxa de arraste experimental.

A Figura 28 mostra a malha hexaédrica escolhida para os próximos passos do presente estudo e as suas principais características de refino.

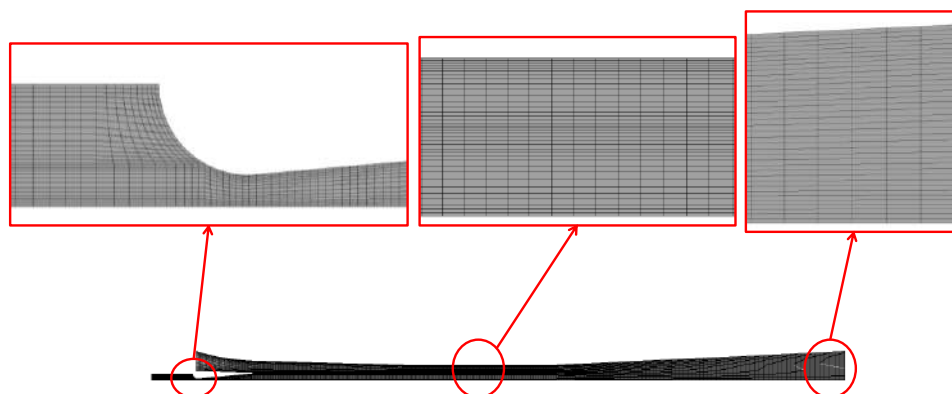


Figura 28: Ilustração da malha hexaédrica de 13.000 nós e suas principais características de refino.

V.2 Validação do Modelo de CFD

A primeira etapa, como previamente descrita, tratou da validação do modelo computacional com dados experimentais de Sriveerakul *et al.* (2007 a) para o perfil de pressão na parede do ejetor (Figura 29) juntamente com o valor da taxa de arraste (Tabela 7).

A Figura 29 permite observar que o modelo de CFD adotado representa de forma acurada o perfil de pressão experimental obtido na parede do equipamento para a condição operacional A. Este perfil de pressão experimental foi obtido através de transdutores na parede do equipamento como previamente mostrado na Figura 15.

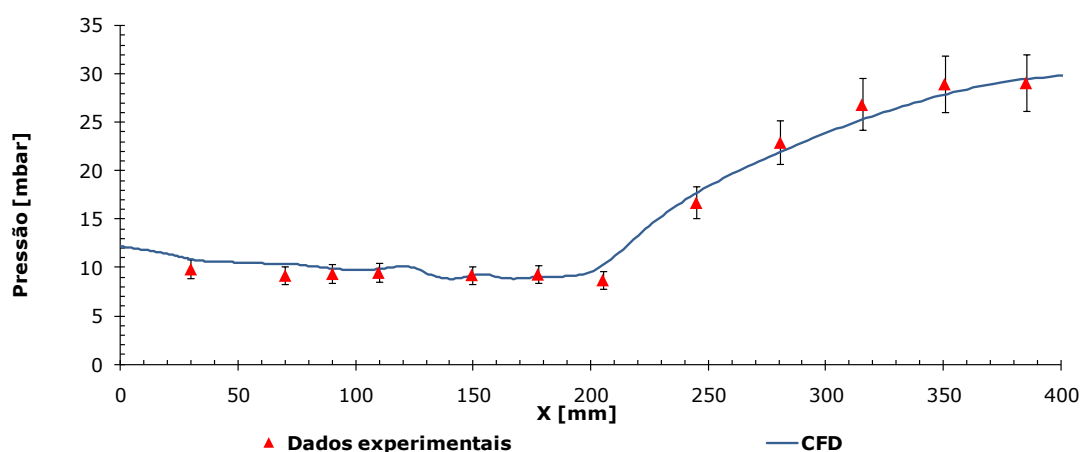


Figura 29: Comparação do perfil de pressão calculado na condição operacional A com o perfil de pressão experimental de Sriveerakul *et al.* (2007 a).

Tomando como exemplo a curva calculada pelo modelo computacional para a condição operacional A (definida na Tabela 4), observam-se erros relativos aos dados experimentais inferiores a 10% (demarcação de erro utilizada na figura) na maior parte dos pontos.

Além dessa comparação, também se verificou a acurácia do modelo com relação à predição da taxa de arraste experimental do ejetor, esta que foi tratada como um dos parâmetros de análise de eficiência na segunda etapa do trabalho. O resultado desta verificação para as três condições operacionais é apresentado na Tabela 7.

Tabela 7: Comparação de valores de taxa de arraste e seus erros associados.

Condição Operacional	Taxa de arraste calculada	Taxa de arraste experimental	Erro
A	0,54	0,53	-1,88%
B	0,39	0,40	1,46%
C	0,26	0,31	15,27%

Verifica-se da Tabela 7 que as mesmas tendências da Figura 19 são seguidas. Além disso, o modelo computacional apresenta erros inferiores a 2% para condições operacionais mais brandas, ou seja, com maior pressão na entrada secundária do equipamento (0,17 [mbar]). Já para condições mais drásticas como a condição

operacional C, em que se verifica a menor pressão testada para a entrada secundária (0,08 [mbar]), a predição da taxa de arraste apresenta erros na faixa de 15%.

Esse mesmo comportamento também é observado por Sriveerakul *et al.* (2007a). Uma hipótese que pode explicar esta observação reside no fato de que, com maiores diferenciais de pressão entre a entrada primária e secundária, obtêm-se maiores velocidades no interior do equipamento (como será visto e discutido na comparação entre condições de contorno). Neste caso, a malha utilizada (que foi escolhida para uma condição operacional fixa mais branda) pode não ser refinada o suficiente. Desta forma não seria capaz de prever acuradamente os campos e conseqüentemente obter um maior erro na taxa de arraste. Por esses motivos, na primeira parte do processo de otimização manteve-se fixa a condição operacional A (predição mais acurada) para a variação dos parâmetros geométricos.

Com a etapa de validação do modelo concluída, é possível avaliar o comportamento no interior do ejetor (Figura 30) e verificar que o mesmo é compatível com o comportamento observado em Chunnanond & Aphornratana (2004 b).

Na Figura 30 são mostrados os perfis de pressão e velocidade na linha central do equipamento, analogamente a Figura 9. Os mesmos pontos também são demarcados na figura, a fim de delinear a semelhança obtida no comportamento calculado com o comportamento típico de um ejetor.

Na curva calculada, entretanto, observa-se um comportamento oscilatório no perfil de pressão. Este comportamento é típico quando há ocorrência de ondas de choque. Ondas de choque são caracterizadas por um distúrbio na propagação (Brunetti, 2005). Em outras palavras, devido à grande diferença de momentum entre o fluido primário e o fluido secundário, ocorrem grandes variações de maneira abrupta e quase descontínua sobre propriedades como velocidade, pressão, temperatura ou massa específica do fluido em questão.

O comportamento obtido em todos os campos apresentados na Figura 31 reforça a hipótese de ocorrência de ondas de choque oblíquas no interior do equipamento. Por exemplo, na Figura 31 (c) observa-se a variação abrupta na massa específica próxima ao eixo central do ejetor.

É importante notar que, para efeitos de visualização, gerou-se uma replicação dos campos em torno do eixo central, uma vez que foi simulada apenas metade da geometria (como previamente explicado no item IV.1.1 Geometria).

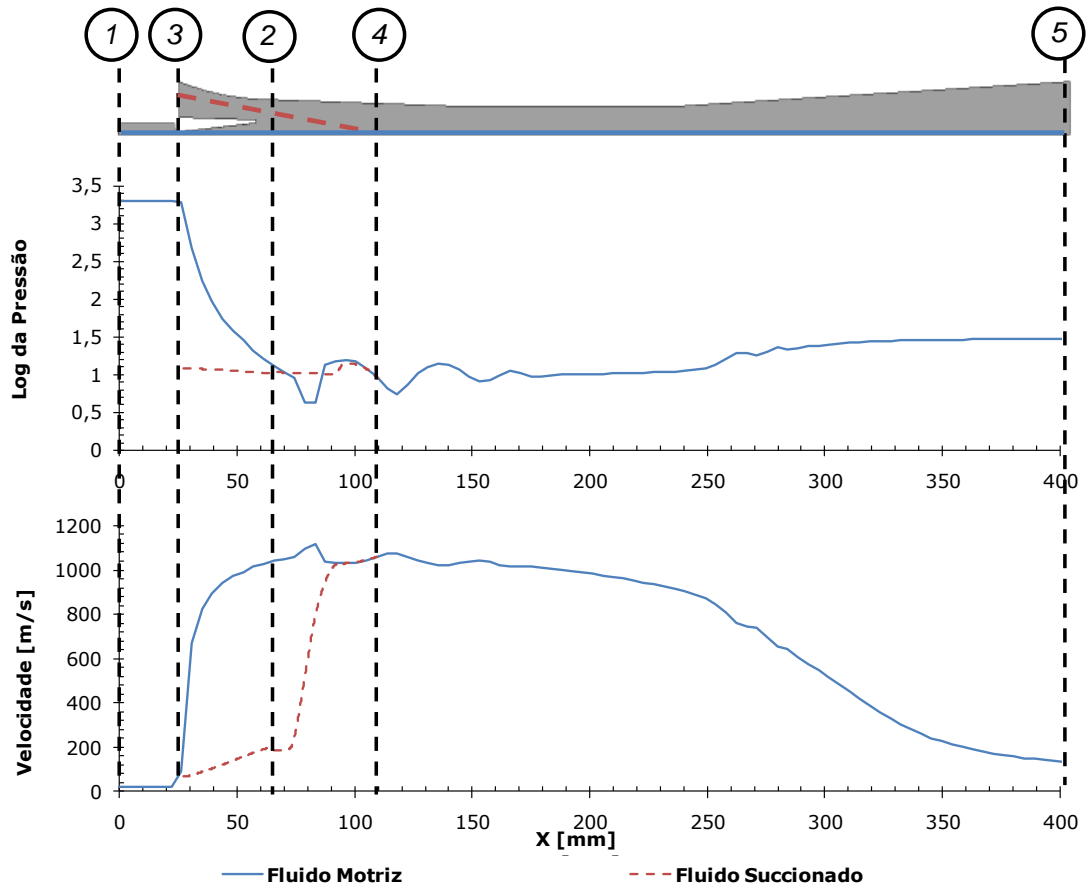


Figura 30: Perfis de pressão e velocidade nas linhas indicadas referentes a condição operacional A.

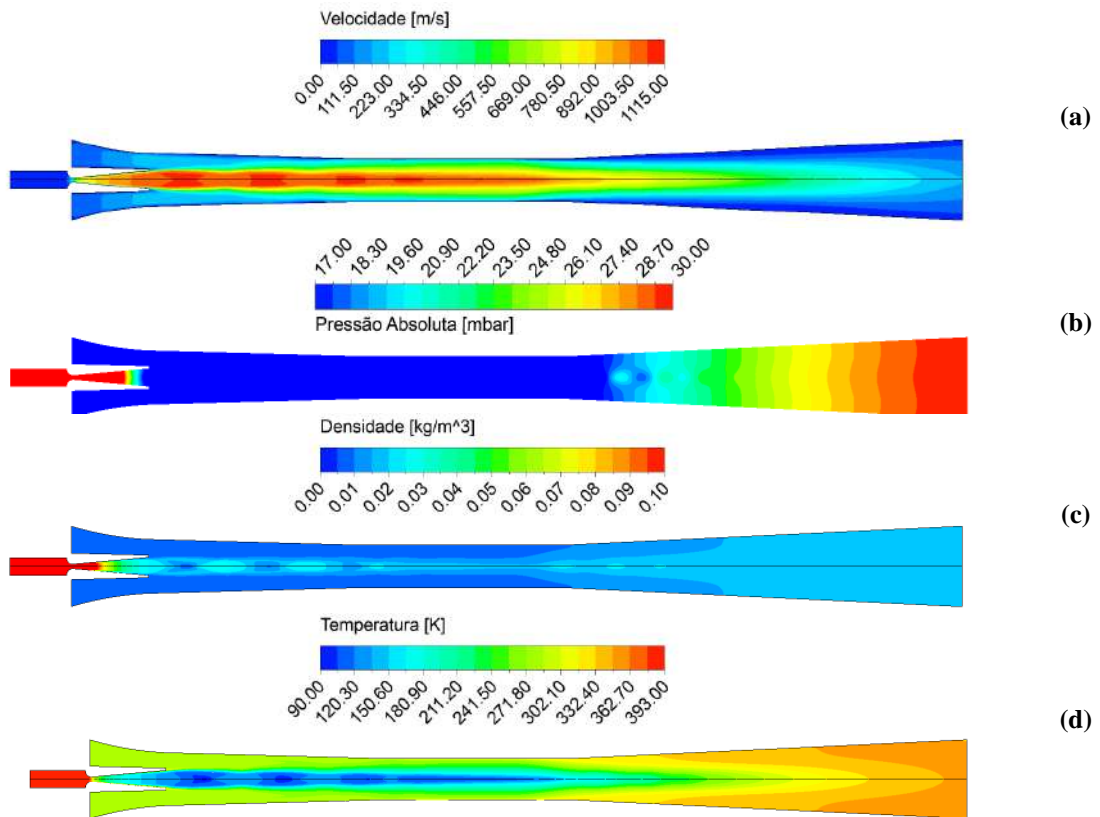


Figura 31: Perfis obtidos na simulação numérica da condição operacional A, referentes a: (a) velocidade, (b) pressão absoluta, (c) massa específica e (d) temperatura.

Um fato que deve ser ressaltado está no campo de temperatura da Figura 31 (d), em que se observam temperaturas da ordem de 100 [K]. No modelo desenvolvido, a relação de gás ideal foi adotada para todo o escoamento, considerando que o vapor d'água saturado que entra no equipamento permanece neste estado até sair pela descarga. Desta forma, não foram considerados os efeitos da condensação de gotas e mudança da fase sobre o escoamento, apesar de serem observadas regiões em que a combinação de pressão e temperatura caracteriza a geração de água na fase líquida.

Verifica-se ainda na Figura 31 que após o duto convergente de diâmetro mínimo presente no bocal primário, o escoamento passa a ser supersônico e as características de variação nas propriedades do fluido apresentadas na Figura 8 são seguidas. Conforme há expansão na área do duto no bocal primário, o fluido tem sua pressão, temperatura e massa específica reduzidas enquanto sua velocidade e número de Mach aumentam. Estas características deixam evidente que há uma transferência de energia de pressão para energia cinética no bocal primário.

Assim, os pontos principais de análise de comportamento do ejetor com uma condição operacional fixa foram apresentados. Porém, pode-se também analisar a diferença comportamental entre as condições operacionais testadas, como é mostrado na Figura 32.

Os contornos de número de Mach apresentados na Figura 32 mostram o mesmo comportamento descrito na seção III.3 III.3.2 . Por exemplo, conforme se aumenta a pressão do fluido primário e se diminui a pressão do fluido secundário, ou seja, incrementando o diferencial de pressão entre as duas entradas, obtêm-se áreas anulares efetivas menores e conseqüentemente diminui-se o arraste. Isto é confirmado pela Tabela 7.

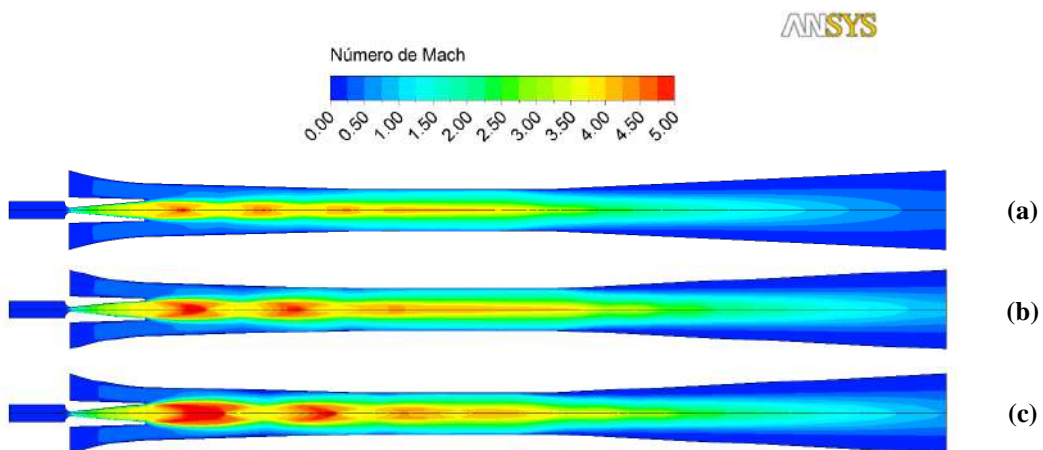


Figura 32: Perfis de número de Mach obtidos na simulação numérica das condições operacionais (a) $T_P = 393$ [K] $T_S = 283$ [K], (b) $T_P = 403$ [K] $T_S = 283$ [K] e (c) $T_P = 403$ [K] $T_S = 278$ [K].

V.3 Otimização

A aplicação do modelo validado no processo de otimização gerou os resultados que serão apresentados nesta seção. Estes resultados são apresentados em duas partes, as quais se diferem pelas funções objetivo e parâmetros de variação adotados.

V.3.1 Geometria

A primeira parte do processo de otimização consistiu na variação de três parâmetros geométricos (Figura 25) com o objetivo de maximizar a eficiência, neste caso, avaliada pela taxa de arraste de fluido secundário com relação ao fluido primário.

Na Tabela 8 é apresentado o histórico do planejamento experimental realizado nesta etapa, levando em consideração as dimensões dos parâmetros geométricos utilizadas em cada rodada e o respectivo resultado da simulação de CFD nestas condições para taxa de arraste. Adicionalmente, a tabela referente ao histórico do processo de otimização em si, está resumido na Tabela 13, presente no ANEXO II.

Tabela 8: Histórico do planejamento experimental realizado para otimização da geometria.

Simulação	D _{BP} [mm]	D _{CM} [mm]	C _G [mm]	Taxa de arraste
1	6,0	19,0	1,0	0,0662
2	6,0	19,0	6,0	0,1298
3	6,0	29,0	1,0	-0,1318
4	6,0	29,0	6,0	-0,0434
5	8,0	19,0	1,0	0,4665
6	8,0	19,0	6,0	0,4666
7	8,0	29,0	1,0	0,5425
8	8,0	29,0	6,0	0,5476
9	6,0	24,0	3,5	0,0988
10	8,0	24,0	3,5	0,5306
11	7,0	19,0	3,5	0,5876
12	7,0	29,0	3,5	0,6260
13	7,0	24,0	1,0	0,4371
14	7,0	24,0	6,0	0,6111
15	7,0	24,0	3,5	0,6363

Na Figura 33 há uma representação gráfica da taxa de arraste calculada para todos os casos testados em ordem de realização das simulações. Foi simulado um total de 150 casos nesta etapa, que estão representados por uma linha contínua na figura, apesar de se tratarem de 150 pontos discretos.

Nota-se que, nas primeiras simulações, foram encontradas soluções com taxas de arraste negativas. Em outras palavras, foram feitas modificações nas dimensões originais de tal forma a reverter o fluxo de fluido secundário (como mostra a Figura 34).

Verifica-se nas Tabela 8 e Tabela 13 que apenas dois casos testados resultaram nesse acontecimento e ambos se encontram no planejamento experimental. Isto leva a acreditar que a geração de uma população inicial, bem espalhada dentro do limite das

variáveis, permitiu que resultados “ruins” (não-desejados) fossem explorados por poucas simulações. Logo, quando o algoritmo de otimização foi aplicado, obteve-se uma convergência mais rápida para a obtenção da solução ótima.

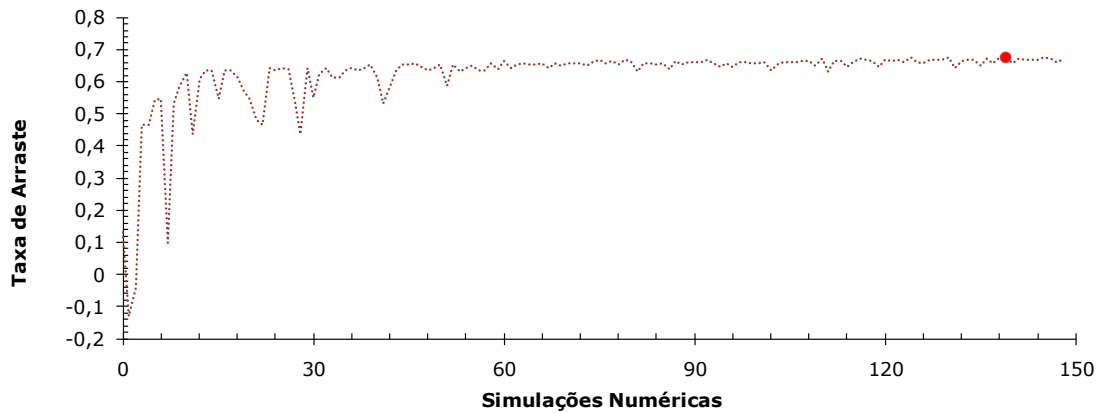


Figura 33: Histórico evolutivo das simulações numéricas realizadas no processo de otimização da geometria.

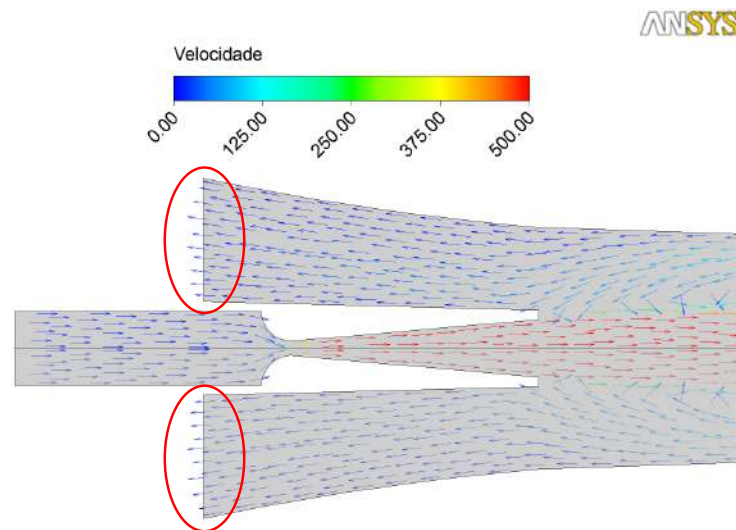


Figura 34: Vetores de velocidade indicando o fluxo reverso do caso 3.

A Tabela 9 apresenta a comparação entre o caso original e o caso ótimo, encontrado no final do processo de otimização. É possível verificar que há um incremento de 25% na taxa de arraste do equipamento apenas pela modificação combinada desses três parâmetros geométricos, considerando em ambos os casos a mesma condição operacional A.

Tabela 9: Comparação entre o caso original e o caso com a geometria ótima.

Caso	D_{BP} [mm]	D_{CM} [mm]	C_G [mm]	Taxa de arraste
Original	8,00	24,00	$5,00 * D_{CM}$	0,5400
Ótimo	7,14	26,17	$4,51 * D_{CM}$	0,6754

Observa-se também que nenhuma das três dimensões atingiu os limites pré-definidos na Tabela 5. Portanto, o ótimo foi de fato encontrado dentro dos limites, não havendo necessidade de expandí-los.

Outras observações interessantes são com relação ao estudo de Sriveerakul *et al.* (2007 b) discutido previamente em Efeito dos Parâmetros Geométricos. Neste estudo, o autor leva em consideração a variação separada de cada parâmetro geométrico e seu efeito sobre o comportamento do equipamento juntamente com a taxa de arraste. As tendências observadas estão na Figura 19.

O resultado da otimização indica que ao variar os três parâmetros geométricos simultaneamente, tem-se um efeito diferenciado da variação individual de cada um dos parâmetros.

A princípio, observando as tendências individuais da Figura 19, esperar-se-ia encontrar na otimização o ejetor que tivesse o menor diâmetro do bocal primário (possível dentre os limites estabelecidos) e que os outros dois parâmetros não iriam influenciar no resultado final, já que a função objetivo só leva em consideração o valor da taxa de arraste do equipamento.

Porém, na realidade, observa-se que o caso ótimo não possui o mínimo diâmetro do bocal primário referente à faixa do espaço amostral. Este fato pode ser explicado pela existência de uma correlação entre os três parâmetros. Logo, individualmente eles podem exercer um efeito sobre o comportamento do equipamento, mas para obter uma análise completa, deve-se verificar o efeito dos três parâmetros simultaneamente sobre a eficiência do ejetor.

A Figura 35 mostra o perfil de número de Mach para o caso original comparativamente com o caso otimizado. Percebe-se que o ângulo de expansão do jato saindo do bocal primário no caso otimizado é maior que no original. Isso implicaria em um menor arraste de fluido secundário, devido à menor área lateral efetiva de arraste. Porém esse efeito é compensado pelo aumento do bocal da câmara de mistura, por onde o fluido secundário é arrastado, proporcionando maiores taxas de arraste.

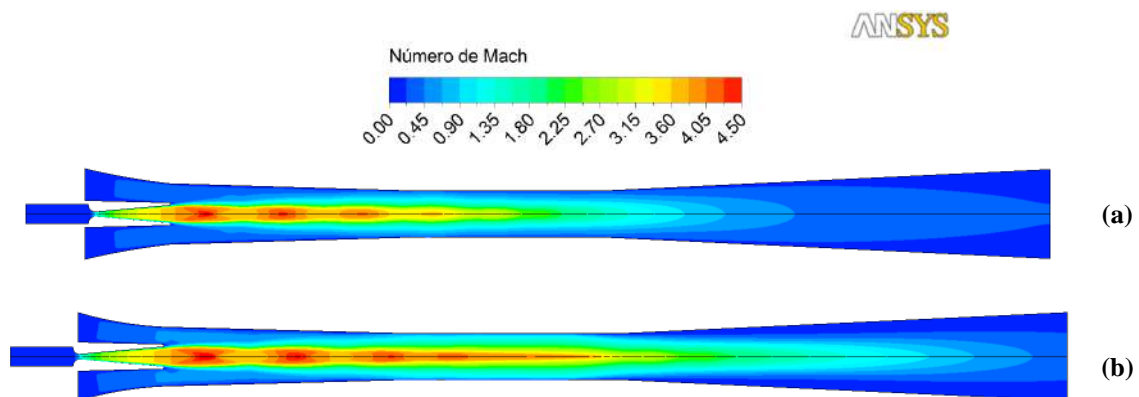


Figura 35: Comparação com relação aos perfis de número de Mach entre: (a) caso original, (b) caso com a geometria ótima.

Para estudo dos resultados do processo de otimização, também foi realizada uma análise de sensibilidade através do “*software*” ModeFRONTIER v4.3 (Figura 36).

A análise de sensibilidade pode ter dois objetivos principais:

- Mensurar o próprio grau de incerteza das conclusões obtidas. De fato, qualquer estudo de otimização inclui sempre algum grau de incerteza o qual, apesar de poder ser reduzido através da escolha de melhores algoritmos de otimização, nunca deixa de existir (Nocedal & Wright, 2006).
- Identificar ou eliminar parâmetros variáveis da otimização. Geralmente, modelos de otimização exigem mais valores de variáveis do que o modelo é capaz de resolver com exatidão, porém a maioria desses valores tipicamente têm pouca influência sobre a solução. Muitas vezes, é suficiente se concentrar em um pequeno subconjunto de parâmetros e verificar se eles estão corretos. A análise de sensibilidade auxilia nesta tarefa, podendo ser realizada após a primeira resolução do problema a fim de localizar as variáveis para as quais a solução é sensível (Hooker, 2007).

Análise de sensibilidade realizada nesta etapa trata do segundo objetivo. Isto foi feito através da avaliação da relação entre as variáveis selecionadas e a eficiência do equipamento, neste caso, indicando como os parâmetros geométricos selecionados afetam a taxa de arraste calculada.

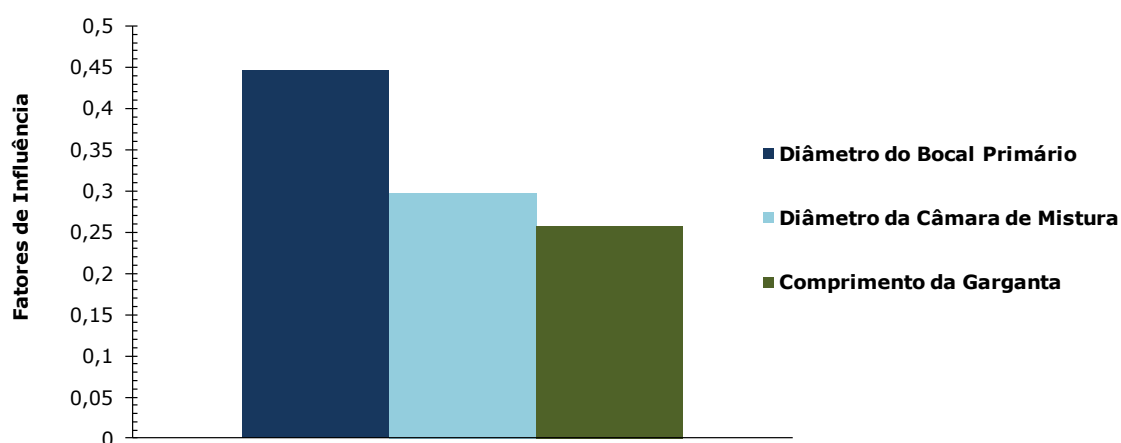


Figura 36: Efeito dos parâmetros geométricos sobre a taxa de arraste referente a otimização da geometria.

Na Figura 36 é mostrado o efeito dos parâmetros geométricos sobre a taxa de arraste. Os valores obtidos para esse efeito podem ser mensurados pelos Fatores de Influência, que mostram qual a força da relação entre as variáveis (ESTECO, 2010).

Todos os efeitos observados foram maiores que zero, representando uma relação direta com a taxa de arraste. Ou seja, frente a incrementos nas dimensões de qualquer um dos parâmetros geométricos, ocorrerá aumento na eficiência do equipamento.

Observa-se que o parâmetro geométrico que mais fortemente influencia a taxa de arraste é o diâmetro do bocal primário, com um fator total de 45%. Esta maior influência também foi observada por Sriveerakul *et al.* (2007 b). Da mesma forma, verifica-se que os outros dois parâmetros também influenciam a taxa de arraste, porém, de uma maneira menos significativa. O diâmetro da câmara de mistura e o comprimento da garganta apresentam fatores de 30% e 25%, respectivamente.

Dando suporte à análise de sensibilidade, foram calculados valores de significância para os fatores previamente previstos (Tabela 10). O cálculo desses valores se baseia em determinar se há diferença ou não sobre os valores médios de duas amostras e se esta diferença é significativa. Logo, baixos valores de significância, como os encontrados neste caso (valores inferiores a 5%), indicam que os resultados anteriores provavelmente são corretos e o efeito do parâmetro é confiável (Montgomery & Runger, 2003).

Tabela 10: Significâncias calculadas na análise de sensibilidade para otimização da geometria.

Parâmetro	Significância
Diâmetro do bocal primário (D_{BP})	0,0051
Diâmetro da câmara de mistura (D_{CM})	0,0346
Comprimento da Garganta (C_G)	0,0160

V.3.2 Geometria e Condição Operacional

Na segunda parte do processo de otimização, optou-se por variar também a condição operacional no equipamento. Neste caso, variam-se os mesmos três parâmetros geométricos da seção anterior adicionalmente com a temperatura de saturação do fluido secundário na entrada lateral.

O planejamento experimental realizado nesta etapa, por se tratar de quatro variáveis ao invés de três, necessita de mais simulações para representar o espaço amostral gerado. Portanto, foram geradas 25 simulações iniciais contra 15 simulações da etapa anterior.

O histórico das variações e resultados deste planejamento segue na Tabela 11. Analogamente à etapa anterior, o histórico referente ao processo de otimização completo está representado na Tabela 14 do ANEXO II.

Nesta etapa do trabalho, a análise dos resultados é mais complexa, uma vez que passou a se considerar duas funções objetivo distintas simultaneamente (maximização da taxa de arraste e da taxa de compressão).

Uma observação importante a ser feita, antes da discussão dos resultados, está relacionada com o fato de que a taxa de compressão é diretamente relacionada com a condição de contorno imposta como pressão do fluido secundário. Então, conforme se diminui a temperatura do fluido secundário (parâmetro de variação), pela consideração do estado saturado, acaba-se por aumentar a taxa de compressão. Este fato é válido independentemente de outras variáveis.

Espera-se, portanto, que o ótimo da função objetivo de maximização da taxa de compressão será encontrado no ponto de mínima temperatura de fluido secundário, coincidentemente com o limite inferior pré-definido de 278 [K]. Esta observação é de fato encontrada ao observar os resultados para taxa de compressão na Tabela 11 e Tabela 14.

Tabela 11: Histórico do planejamento experimental para otimização da geometria e condição operacional.

Simulação	D_{BP} [mm]	D_{CM} [mm]	C_G [mm]	T_P [K]	Taxa de compressão	Taxa de arraste
1	6,0	19,0	1,0	278,0	3,4409	-0,4233
2	6,0	19,0	1,0	288,0	1,7606	0,7211
3	6,0	19,0	6,0	278,0	3,4409	-0,3103
4	6,0	19,0	6,0	288,0	1,7606	0,7520
5	6,0	29,0	1,0	278,0	3,4409	-0,6582
6	6,0	29,0	1,0	288,0	1,7606	0,7047
7	6,0	29,0	6,0	278,0	3,4409	-0,4638
8	6,0	29,0	6,0	288,0	1,7606	0,6988
9	8,0	19,0	1,0	278,0	3,4409	0,3038
10	8,0	19,0	1,0	288,0	1,7606	0,6766
11	8,0	19,0	6,0	278,0	3,4409	0,3045
12	8,0	19,0	6,0	288,0	1,7606	0,6766
13	8,0	29,0	1,0	278,0	3,4409	0,3371
14	8,0	29,0	1,0	288,0	1,7606	0,7550
15	8,0	29,0	6,0	278,0	3,4409	0,3883
16	8,0	29,0	6,0	288,0	1,7606	0,7543
17	6,0	24,0	3,5	283,0	2,4450	0,0195
18	8,0	24,0	3,5	283,0	2,4450	0,5305
19	7,0	19,0	3,5	283,0	2,4450	0,5875
20	7,0	29,0	3,5	283,0	2,4450	0,6258
21	7,0	24,0	1,0	283,0	2,4450	0,4369
22	7,0	24,0	6,0	283,0	2,4450	0,6112
23	7,0	24,0	3,5	278,0	3,4409	0,2928
24	7,0	24,0	3,5	288,0	1,7606	0,9740
25	7,0	24,0	3,5	283,0	2,4450	0,6362

A Figura 37 mostra o histórico das simulações realizadas referente às duas funções objetivo separadamente.

É possível verificar, do histórico evolutivo desta etapa da otimização, que o ponto ótimo encontrado para a função objetivo da taxa de arraste não coincide com o ótimo encontrado para a taxa de compressão. Isto indica que as duas funções não têm as mesmas relações com as variáveis adotadas no problema.

Portanto, não se deve analisar o resultado da otimização apenas para a maximização do arraste nem somente para a maximização da compressão. Há um compromisso entre estas duas funções. Neste caso a relação entre as duas é conflitante, ou seja, a melhoria de uma função objetivo causa a deterioração da outra.

Por esse motivo, não existe uma solução ótima e única e sim um conjunto de soluções. Tais soluções são ótimas porque não existem outras soluções no espaço de busca melhores do que elas, quando todos os objetivos são simultaneamente considerados. Essas soluções são representadas pela fronteira de Pareto (Castro, 2001).

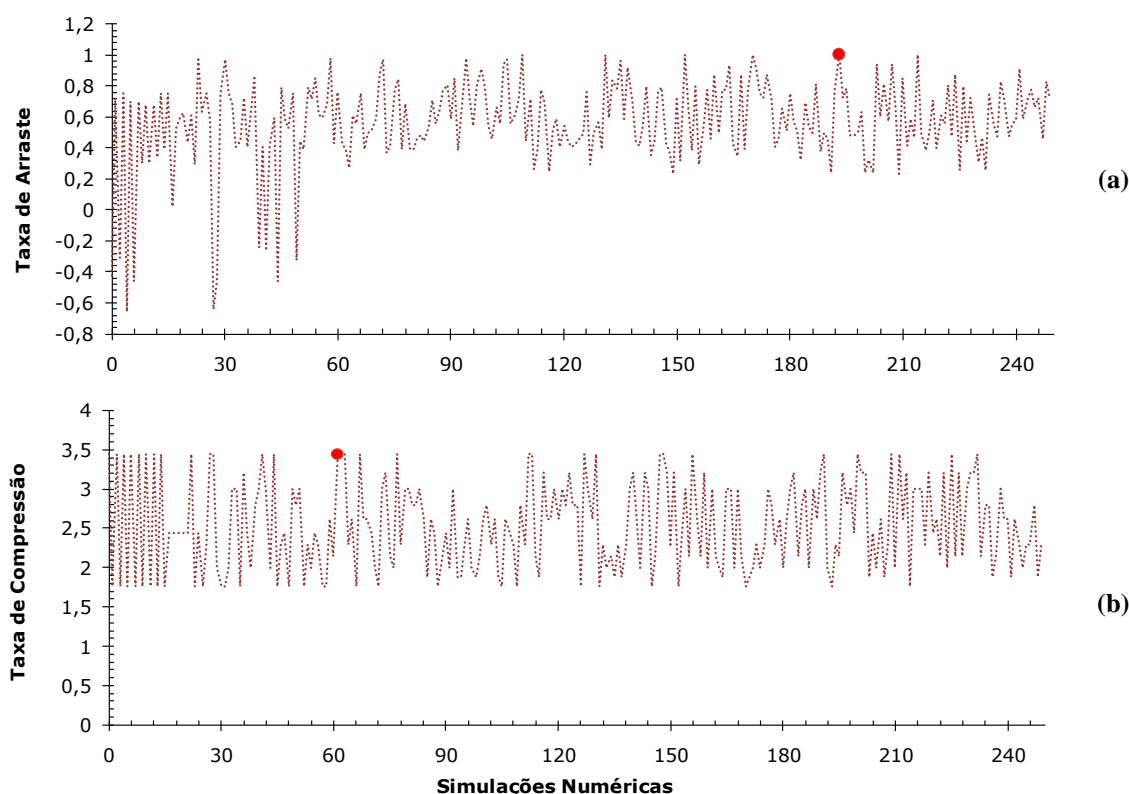


Figura 37: Histórico evolutivo das simulações numéricas realizadas no processo de otimização da geometria e condição operacional com relação a: (a) taxa de arraste e (b) taxa de compressão.

Na Figura 38 plotou-se a taxa de arraste versus taxa de compressão. Através desta figura é possível encontrar a fronteira ótima de Pareto pela regressão dos casos simulados.

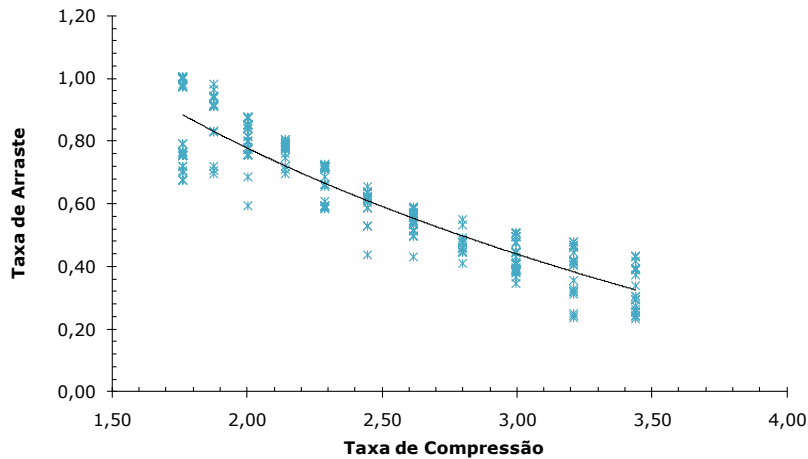


Figura 38: Diagrama esquemático da fronteira de Pareto.

A regressão realizada sobre os pontos gerou uma curva logarítmica com correlação igual a 0,85:

$$TA = -0,8350 \cdot \ln(TC) + 1,3567 \quad (20)$$

Através da equação gerada, encontra-se uma relação aproximada entre as duas funções objetivo testadas. Esta relação prova que as duas funções não têm valores ótimos simultaneamente, mas oferecem uma curva ótima.

Outra verificação possível é que, observando os resultados do planejamento experimental, percebe-se previamente como a temperatura do fluido secundário afeta drasticamente o comportamento do ejetor e sua conseqüente taxa de arraste.

Enquanto que na etapa anterior encontraram-se apenas dois casos nos quais a taxa de arraste foi negativa, neste caso foram simulados dez casos com este resultado (quatro presentes no planejamento experimental). Dentre esses dez casos em que o fluxo reverso foi observado, oito possuíam a condição mínima para pressão do fluido secundário.

Este fato pode ser explicado pela análise de Sriveerakul *et al.* (2007 b), previamente discutida em Efeito das Pressões de Operação. A tendência observada na Figura 19 indica que quanto menor a pressão do fluido secundário, menor é a pressão crítica na qual o ejetor trabalha. Como no processo de otimização a condição de pressão na descarga é fixa, para determinadas geometrias, a pressão utilizada na entrada lateral acarreta em uma pressão crítica menor do que a pressão de descarga adotada, gerando fluxo reverso.

Analogamente ao caso anterior, realizou-se uma análise de sensibilidade a fim de identificar a relação entre os parâmetros variados e a resposta sobre as duas funções objetivo.

Na Figura 39 (a) verifica-se o mesmo comportamento relativo aos parâmetros geométricos observado na análise de sensibilidade do processo de otimização anterior, porém com fatores de influência menores, na ordem de 9% a 23%. Esse decréscimo nos fatores de influência é observado devido à adição da pressão do fluido secundário como parâmetro variável. Este que acarreta em um efeito bem mais significativo na relação com a taxa de arraste (da ordem de 55%). Isto indica que a condição operacional adotada influencia mais fortemente a taxa de arraste do que variações na geometria do equipamento.

Na Figura 39 (b) observa-se um efeito inverso de todas as variáveis de entrada sobre a taxa de compressão. Então, ao analisar apenas a figura, percebe-se que acréscimos em qualquer dimensão seja de parâmetro geométrico ou seja da pressão do fluido secundário, acarretam na diminuição da taxa de compressão.

No entanto, devem-se considerar dois fatos:

- A importância da variação dos parâmetros geométricos com relação a taxa de compressão é muito baixa, com valores inferiores a 5%.
- A Tabela 12 mostra que foram calculadas altas significâncias para os fatores dos parâmetros geométricos na relação com a taxa de compressão. Ou seja, os resultados referentes aos valores destes fatores provavelmente não estão corretos e o efeito do parâmetro sobre a variável de saída não é confiável (Montgomery & Runger, 2003).

Levando estes dois fatos em consideração, retorna-se a primeira observação realizada nesta seção. A taxa de compressão é diretamente relacionada com a condição de contorno imposta como pressão do fluido secundário, uma vez que seu cálculo se baseia na razão entre pressões de entrada de fluido succionado e descarga da mistura (como mostra a Equação (6)). Então, esta função objetivo só é influenciada pelo parâmetro de temperatura de saturação do fluido secundário, fato que condiz com o que foi observado na análise de sensibilidade.

Tabela 12: Significâncias calculadas na análise de sensibilidade para otimização da geometria e condição operacional.

Parâmetro	Significância para TA	Significância para TC
Diâmetro do bocal primário (D_{BP})	0,0035	0,1955
Diâmetro da câmara de mistura (D_{CM})	0,0374	0,4034
Comprimento da Garganta (C_G)	0,0362	0,2018
Temperatura do Fluido Succionado (T_S)	0,0000	0,0000

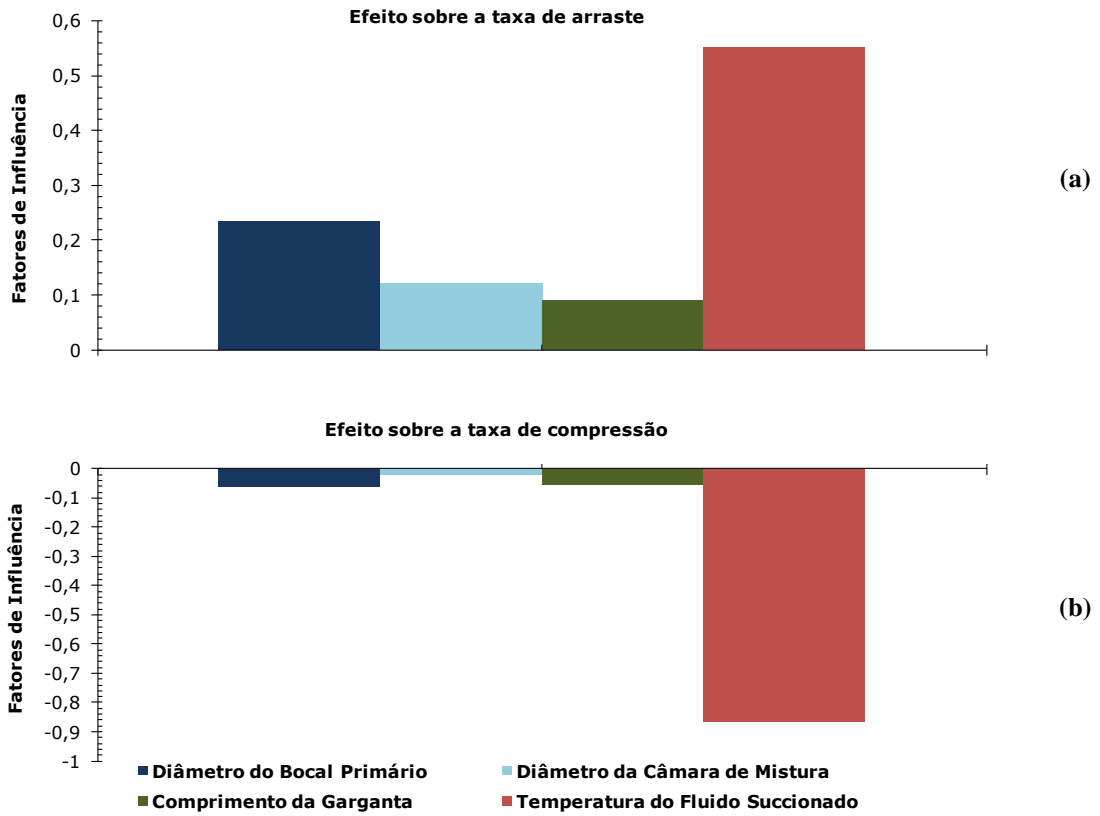


Figura 39: Efeito dos parâmetros geométricos referente a otimização da geometria e condição operacional sobre: (a) taxa de arraste e (b) taxa de compressão.

CAPÍTULO VI CONCLUSÕES

O trabalho realizado utilizou a ferramenta de CFD para a análise fluidodinâmica no interior de ejetores a vapor. A técnica de CFD se mostrou útil na compreensão dos fenômenos que ocorrem no interior do equipamento, permitindo de maneira simples, a visualização de campos obtidos no interior do ejetor. A visualização se apresentou como uma das grandes vantagens deste método, já que, por muitas vezes, os experimentos realizados medem apenas o valor de uma dada variável (como por exemplo a pressão através de transdutores).

Realizou-se uma análise de independência de malha, cujo resultado foi essencial para o estudo de otimização. Geralmente, confeccionam-se malhas com diferentes graus de refino e aplica-se o modelo sobre elas. O resultado comparativo é então realizado, a fim de selecionar a menor malha dentre as previamente criadas, que ofereça representação fiel ao modelo. No caso do presente estudo, iniciou-se a validação do modelo de CFD com uma malha bem refinada (110 mil nós). Após esta verificação, iniciou-se um processo de “engrossamento” da malha, com intuito de obter a malha com menor refino possível que continuasse representando o modelo desenvolvido. Assim, foi possibilitado um menor esforço computacional e o processo de otimização pôde ser aplicado.

Com o modelo validado, foi utilizada uma ferramenta de otimização. Esta técnica aliada com o modelo desenvolvido em CFD permite que sejam realizados “experimentos computacionais”. Estes experimentos viabilizam uma maneira econômica de aumentar a eficiência de um equipamento, pois, através do cálculo computacional pode-se obter uma previsão do comportamento do equipamento frente a variações na geometria ou condição operacional. Desta forma, não há o custo adicional de fabricar inúmeros protótipos para observar o mesmo comportamento.

Para tal, a otimização realizada se mostrou eficiente, pois permitiu a maximização da eficiência do equipamento. Primeiramente, verificou-se a taxa de arraste frente a variações no comprimento da garganta e nos diâmetros do bocal primário e câmara de mistura, simultaneamente. Esta maximização caracterizou um aumento de 25% na taxa de arraste do ejetor original, considerando uma condição operacional fixa.

Além disso, como o presente estudo tratou da variação simultânea dos parâmetros geométricos, observaram-se características distintas em relação ao trabalho de Sriveerakul *et al.* (2007 b). Parâmetros como comprimento da garganta e diâmetro de entrada da câmara de mistura podem não influenciar a taxa de arraste do equipamento

quando variados separadamente de acordo com Sriveerakul *et al.* (2007 b). Porém, observou-se do resultado da otimização simultânea, que o mesmo não procede quando os parâmetros são variados simultaneamente. Os efeitos gerados por cada um dos parâmetros acabam por influenciar na taxa de arraste total do ejetor, com fatores de influência na ordem de 25% a 45%.

Por fim, a segunda etapa de otimização permitiu verificar que a condição operacional adotada influencia fortemente a eficiência do equipamento (analisada por duas taxas: a de arraste e a de compressão). Adicionalmente, verificou-se nesta etapa que as taxas analisadas apresentam uma relação conflitante. Neste caso, o processo de otimização possibilita a aproximação das condições ótimas do equipamento por uma curva (fronteira de Pareto), em que são balanceadas as melhores condições possíveis para taxa de arraste e taxa de compressão simultaneamente.

VI.1 Propostas para Continuação do Trabalho

O presente trabalho apresentou um modelo simplificado de representação do escoamento compressível de ejetores e realizou a otimização de uma das condições de contorno simultaneamente com parâmetros geométricos do equipamento. Como sugestões para continuar com este trabalho, pode-se citar:

- Aprimoramento do modelo computacional: consideração da mudança de fase no interior do equipamento, representação tridimensional do domínio, modificações no modelo de turbulência utilizado, ...
- Aprimoramento do processo de otimização: adicionar um grau de liberdade para a taxa de compressão, ou seja, variar simultaneamente a pressão do fluido primário e secundário para verificar a real influência sobre a eficiência do equipamento.

CAPÍTULO VII BIBLIOGRAFIA

- ANSYS Inc. (2010). ANSYS FLUENT Theory Guide Release 13.0. *Manual Teórico do Software* .
- Aphornratana, S. (1994). Theoretical and experimental investigation of a combine ejector-absorption refrigerator. *PhD thesis* . University of Sheffield, UK.
- Brunetti, F. (2005). Escoamentos Compressíveis. In: *Mecânica dos Fluidos* (pp. 327-393). São Paulo: Pearson Prentice Hall.
- Castro, R. E. (Agosto de 2001). Otimização de estruturas com multi-objetivos via algoritmos genéticos. *Tese de Doutorado* . Rio de Janeiro, Rio de Janeiro.
- Chunnanond, K., & Aphornratana, S. (2004 b). An experimental investigation of a steam ejector refrigerator: the analysis of the pressure profile along the ejector. *Applied Thermal Engineering* 24 , 311–322.
- Chunnanond, K., & Aphornratana, S. (2004 a). Ejectors: applications in refrigeration. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 8 , 129–155.
- Croll Reynolds. (2011 a). *Products - Vacuum Systems*. Acesso em 15 de Novembro de 2011, disponível em Site da Croll Reynolds: http://www.croll.com/products/vacuumsystems_singlemultistage.php
- Croll Reynolds. (2011 b). *Products - Vacuum Systems*. Acesso em 15 de Novembro de 2011, disponível em Site da Croll Reynolds: http://www.croll.com/products/vacuumsystems_ejectortheory.php
- Deb, K., Pratap, A., Agarwal, S., & Meyarivan, T. (2000). *A Fast and Elitist Multi-Objective Genetic Algorithm-NSGA-II, KanGAL Report Number 2000001*.
- El-Dessouky, H., Ettouney, H., Alatiqi, I., & Al-Nuwaibit, G. (2002). Evaluation of steam jet ejectors. *Chemical Engineering and Processing* 41 , 551–561.
- ESDU International Ltd. (1986). Engineering Sciences Data Unit (ESDU), Ejector and Jet Pump; Design for Steam Driven Flow. London.
- ESTECO. (2010). modeFRONTIER 4 User Manual. *Manual do software modeFRONTIER* .
- Ferrari, F. (2005). Otimização Termodinâmica de sistemas de refrigeração solar. *Dissertação de mestrado* .
- Fortuna, A. O. (2000). *Técnicas computacionais para dinâmica dos fluidos*. São Paulo: Edusp.
- Fox, R. W., McDonald, A. T., & Pritchard, P. J. (2004). Compressible flow. In: *Introduction to fluid mechanics* (pp. 617-644). John Wiley & Sons.
- Fox, R. W., McDonald, A. T., & Pritchard, P. J. (2004). Introduction to compressible flow. In: *Introduction to fluid mechanics* (pp. 589-611). John Wiley & Sons.
- Habashi, W. G. (1995). *Solution Techniques for Large-Scale CFD Problems*. New York: John Wiley & Sons.

- Hemidi, A., Henry, F., Leclaire, S., Seynhaeve, J., & Bartosiewicz, Y. (2009). CFD analysis of a supersonic air ejector. Part I: Experimental validation of single-phase and two-phase operation. *Applied Thermal Engineering* 29 , pp. 1523–1531.
- Hooker, J. (2007). *Integrated methods for optimization*. Pittsburg: Springer.
- Jansen, L. (2009). Otimizações Multiobjetivos Dinâmicas para Investimentos na Bolsa de Valores. *Trabalho de Conclusão de Curso* . Pernambuco.
- JLS International. (2008). *Quality equipment for the process industries*. Acesso em 12 de Fevereiro de 2011, disponível em Quality equipment for the process industries: http://www.jls-europe.de/images/educator-ejector_07.jpg
- Lauder, B., & Spalding, D. (1974). The numerical computation of turbulent flows. *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering* , p. 3:269e89.
- Maliska, C. R. (2004). *Transferência de calor e mecânica dos fluidos computacional*. Florianópolis: LTC Editora.
- Marinho, D. (2009). Uma Aplicação do Algoritmo Genético Multiobjetivo NSGA II Para Seleção de Imagens de Satélite de Trechos de Mata Atlântica. *Trabalho de Conclusão de Curso* . Recife.
- Marques, C. A., & Dias, J. S. (2008). Compressores. *Material da disciplina - Manutenção de equipamentos rotativos* . Salvador.
- Montgomery, D. C. (2005). *Design and analysis of experiments. 6 ed.* John Wiley & Sons.
- Montgomery, D., & Runger, G. (2003). *Applied statistics and probability for engineers 3rd edition*. John Wiley & Sons.
- Nocedal, J., & Wright, S. (2006). *Numerical Optimization*. Madison: Springer.
- PHE. (2009). *Produção de Água Gelada por Meio de Vapor*. Acesso em 05 de Outubro de 2011, disponível em Site da PHE: http://www.phe.com.br/catalogos/ejetor_termocompressor.pdf
- Pianthong, K., Seehanam, W., Behnia, M., Sriveerakul, T., & Aphornratana, S. (2007). Investigation and improvement of ejector refrigeration system using computational fluid dynamics technique. *Energy Conversion and Management* 48 , 2556–2564.
- Riffat, S. B., Gan, G., & Smith, S. (1996). Computational fluid dynamic applied to ejector heat pumps. *Applied Thermal Engineering Vol. 16, No. 4* , 291-297.
- Santos, D. J., & Gedraite, R. (2006). O uso da termografia como ferramenta de análise de processos Industriais. *XIII SIMPEP* .
- Smith, J. M., Van Ness, H. C., & Abbott, M. M. (1996). *Introduction to chemical engineering thermodynamics*. McGraw-Hill.
- Sriveerakul, T., Aphornratana, S., & Chunnanond, K. (2007 a). Performance Prediction of steam ejector using computational fluid dynamics: Part I Validation of the CFD results. *International Journal of Thermal Sciences* 46 , 812-822.
- Sriveerakul, T., Aphornratana, S., & Chunnanond, K. (2007 b). Performance Prediction of steam ejector using computational fluid dynamics: Part II Flow structure of a steam ejector influenced by operating pressures and geometries. *International Journal of Thermal Sciences* 46 , 823–833.

Standart Reference Data Act. (2011). *NIST - National Institute of Standarts and Technology*. Acesso em 12 de Fevereiro de 2011, disponível em <http://webbook.nist.gov/cgi/cbook.cgi?ID=C7732185&Units=SI&Mask=4#Thermo-Phase>

Teixeira, M. B., & Tobinaga, S. (2001). Transferência de quantidade de movimento e caracterização de misturas bifásicas em um ejetor líquido-gás com concepção e geometria originais. *1º Congresso Brasileiro de P&D em Petróleo e Gás UFRN – SBQ Regional*. RN.

Transvac Systems Ltd. (2010). *Transvac ejector technology*. Acesso em 13 de Fevereiro de 2011, disponível em [Transvac ejector technology: http://www.transvac.co.uk/images/vacuum/ptfe-multi-stage-steam-ejector-system-with-direct-contact-condensers.jpg](http://www.transvac.co.uk/images/vacuum/ptfe-multi-stage-steam-ejector-system-with-direct-contact-condensers.jpg)

Wang, X., & Dong, J. (2010). Numerical study on the performances of steam-jet vacuum pump at different operating conditions. *Vacuum 84*, pp. 1341-1346.

Watanawanavet, S. (2005). Optimization of a high-efficiency jet ejector by computational fluid dynamics software. *Dissertação de Mestrado - Texas A&M University*.

Yadav, R., & Patwardhan, A. (2008). Design aspects of ejectors: Effects of suction chamber geometry. *Chemical Engineering Science*, 3886-3897.

Zhang, X., Jin, S., Huang, S., & Tian, G. (2009). Experimental and CFD analysis of nozzle position of subsonic ejector. *Energy Power Eng.*, 167-174.

Zhu, Y., Cai, W., Wen, C., & Li, Y. (2007). Shock circle model for ejector performance evaluation. *Energy Conversion and Management 48*, 2533–2541.

Zini, E. O. (2009). Algoritmo Genético Especializado na Resolução de Problemas com Variáveis Contínuas e Altamente Restritos. *Dissertação de Mestrado*. São Paulo.

ANEXO I

Sistema de Refrigeração com Ejetores

Chunnanond e Aphornratana (2004 a) descrevem sistemas de refrigeração com ejtores e como estes funcionam. Este anexo trata deste tema, pois, a motivação do atual trabalho surgiu desta aplicação.

Na Figura 40 é mostrado um desenho esquemático do ciclo de refrigeração com ejtores, ilustrando em (a) o sistema típico (bombas, caldeira, ejtor, condensador, evaporador, válvula de expansão e ventilador interno) e em (b) um sistema incrementado com o posicionamento de um pré-aquecedor e um pré-refrigerador.

O funcionamento do ciclo típico de refrigeração com utilização de ejtores pode ser resumidamente explicado, onde por meio de uma caldeira, um ejtor e uma bomba há substituição do tradicional compressor mecânico, presente no sistema de refrigeração por compressão de vapor convencional.

Conforme o calor é adicionado à caldeira, há formação de um vapor com alta pressão e temperatura, este que é utilizado como fluido primário para o ejtor. O ejtor arrasta o fluido refrigerante de baixa pressão do evaporador, caracterizando o fluido secundário. Com isso, acaba-se por permitir a evaporação do fluido refrigerante a pressão baixa e conseqüente produção de uma refrigeração útil (através do uso de ventiladores internos).

O ejtor então descarrega sua exaustão no condensador, onde a mesma é liquefeita a temperatura ambiente. Parte do líquido refrigerante do condensador é bombeada de volta a caldeira, enquanto que o restante é retornado ao evaporador passando por uma válvula de expansão.

Frequentemente, as condições de operação para a caldeira, o evaporador e o condensador de um ciclo de refrigeração são definidas pela quantidade de calor injetado, finalidade de refrigeração e clima local, respectivamente. Assim como a entrada de energia necessária para a bomba é tipicamente menor que 1% do calor fornecido à caldeira.

Pode-se, então, definir a eficiência do ciclo pela Equação (21).

$$COP_{ciclo} = \frac{\text{efeito de refrigeração no evaporador}}{\text{calor injetado na caldeira}} \quad (21)$$

Em alguns casos, há a instalação de pré-refrigeradores e pré-aquecedores adicionais ao sistema típico, a fim de melhor a eficiência do ciclo.

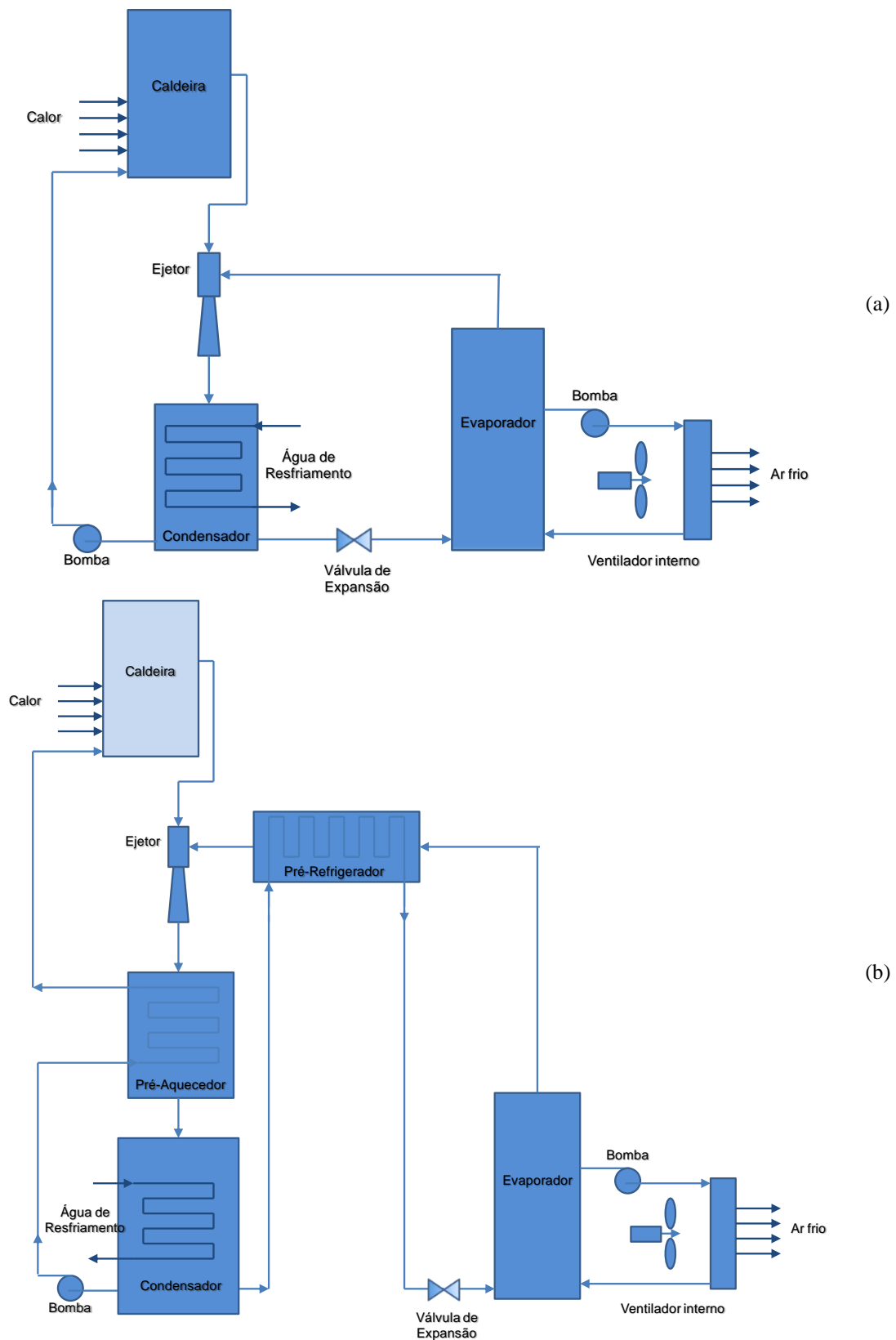


Figura 40: Diagrama esquemático de sistemas de refrigeração genéricos utilizando ejetores: (a) típico, (b) modificado (Chunnanond & Aphornratana, 2004 a).

Essa adição caracteriza o aumento da temperatura do fluido refrigerante antes de entrar na caldeira e um leve decréscimo na temperatura do fluido antes de entrar no evaporador, de modo que a necessidade de injeção de calor no sistema é diminuída.

Além do acoplamento de ejetores em sistemas de refrigeração típicos, ejetores também podem ser utilizados como dispositivos em sistemas de refrigeração movidos a energia solar, como mostra a Figura 41.

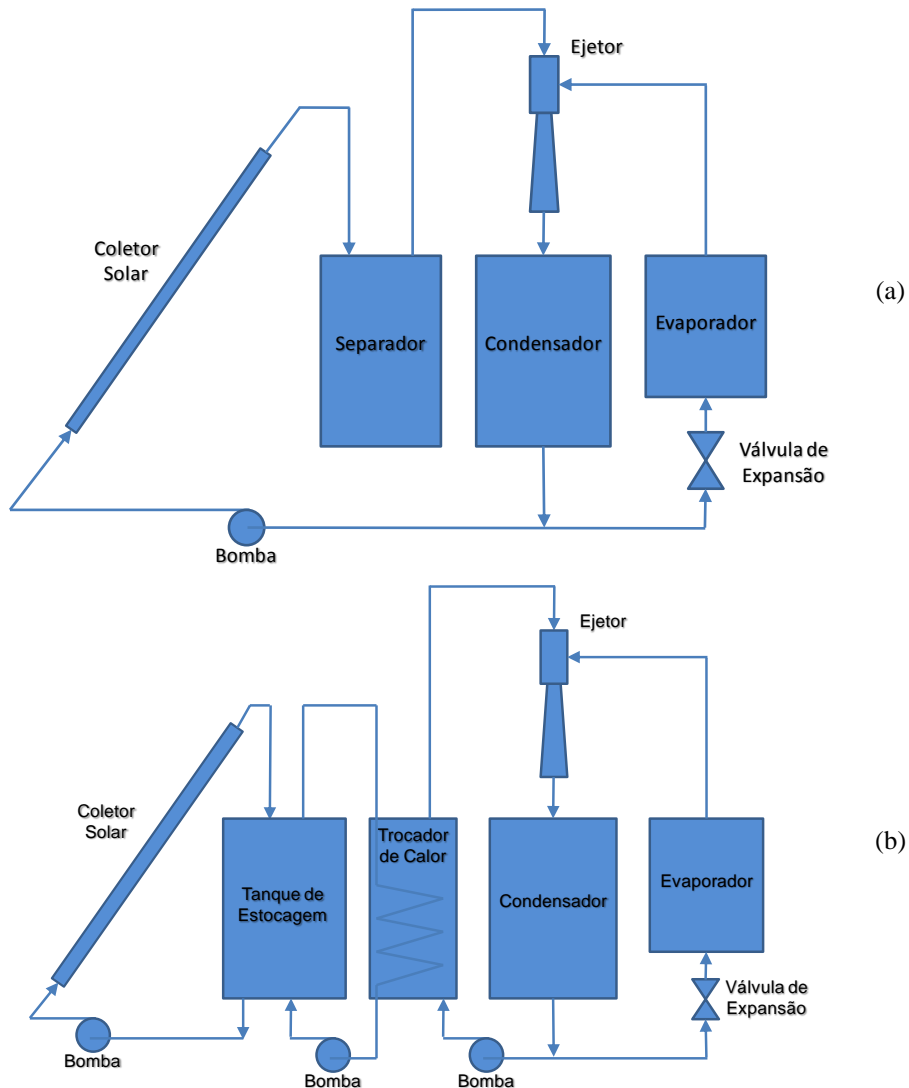


Figura 41: Diagrama esquemático do sistema de refrigeração solar (a) sistema combinado (b) sistema independente (Chunnanond & Aphornratana, 2004 a).

A energia pode ser captada por coletores solares de forma a prover uma quantidade suficiente para abastecer o ejetor com o fluido motriz necessário. No entanto, de acordo com as características inerentes ao ejetor e o custo de investimento associado, o sistema de refrigeração movido a energia solar é mais recomendado para aplicações de condicionamento de ar ao invés de propósitos de refrigeração em plantas industriais.

Um refrigerador de energia solar pode ser dividido em dois subsistemas: o ciclo de refrigeração em si (cujos princípios foram previamente explicados) e a captação de energia solar (atuando basicamente como substituta de uma caldeira típica).

O calor coletado pelo sistema solar pode ser entregue ao sistema de refrigeração de inúmeras maneiras. O modo mais comum, ilustrado na Figura 41 (a), tem a característica de forçar a passagem do fluido refrigerante pelo absorvedor do coletor solar. No entanto, essa esquemática pode levar a ocorrência de vazamentos e tornar mais difícil a implementação do controle sobre a pressão do equipamento.

Para eliminar esta restrição, geralmente, os sistemas solar e de refrigeração são separados – Figura 41 (b). Com o posicionamento de sistemas independentes, o calor originado no coletor solar é carregado por um fluido intermediário, que ao passar por um trocador de calor intermediário, transfere a energia para o fluido refrigerante.

Como fluidos intermediários podem ser adotados: a água com aditivos de inibidores de corrosão para temperaturas de operação abaixo de 100 graus e óleos para temperaturas acima de 100 graus.

A fim de prevenir a falha do sistema solar (devido à incerteza do clima local), um pequeno trocador de calor intermediário a base da queima de gás ou óleo pode ser adicionado anteriormente ao tanque de estocagem (na saída do coletor solar) para garantir a estabilidade da temperatura da caldeira.

A eficiência total do sistema de refrigeração com energia solar pode ser expressa pela Equação (22).

$$COP_{total} = \eta_{solar} \cdot COP_{ciclo} \quad (22)$$

Claramente, o desempenho do sistema abordado não pode levar em consideração somente o ciclo de refrigeração, mas também deve contar com a eficiência térmica do coletor solar utilizado (que afeta diretamente o desempenho total do sistema).

De acordo com essa relação, portanto, os modelos matemáticos adotados para prever a eficiência total sempre estão divididos em duas partes, a primeira considerando o ciclo de refrigeração e a segunda levando em conta o desempenho do coletor solar.

ANEXO II

Histórico das Otimizações Realizadas

Tabela 13: Histórico da otimização da geometria.

Simulação	D _{BP} [mm]	D _{CM} [mm]	C _G [mm]	Taxa de arraste
16	7,0343	24,1131	5,7716	0,6342
17	8,0000	28,8869	6,0000	0,5475
18	7,0000	24,0000	3,5000	0,6363
19	7,0000	24,0000	3,5000	0,6363
20	7,0000	24,2679	6,0000	0,6112
21	6,9013	24,0000	6,0000	0,5708
22	8,0000	29,0000	1,4859	0,5468
23	7,8740	19,0000	5,9508	0,4807
24	7,0000	24,0000	1,2359	0,4667
25	7,0288	24,6583	3,5000	0,6429
26	7,0000	24,0979	3,5000	0,6365
27	7,0514	28,9021	3,5630	0,6409
28	7,0000	24,1263	3,5479	0,6384
29	6,8261	24,0000	5,8814	0,5459
30	7,0000	24,0000	1,0000	0,4371
31	7,0000	24,0000	3,6667	0,6414
32	6,7778	29,0000	3,5000	0,5498
33	7,0000	28,8715	3,3924	0,6224
34	7,0288	24,6583	3,5000	0,6429
35	7,0000	24,2679	6,0000	0,6112
36	7,0025	24,1263	2,9331	0,6130
37	6,9993	24,1035	3,5042	0,6366
38	7,0521	28,9521	3,5588	0,6408
39	7,0514	28,8922	3,3860	0,6344
40	7,0514	28,9021	3,5630	0,6409
41	7,1674	24,0000	3,5000	0,6519
42	6,9542	28,9021	3,5630	0,6134
43	8,0000	24,0302	3,0459	0,5307
44	7,0000	28,9536	5,9905	0,5857
45	7,0000	24,0000	3,5000	0,6363
46	7,1458	24,2741	3,5630	0,6545
47	7,0710	28,9423	3,8262	0,6524
48	7,0288	24,6583	4,0649	0,6567
49	7,0288	25,1692	3,5780	0,6451
50	6,9995	24,1035	3,5037	0,6366
51	7,0539	28,9521	3,5896	0,6422
52	7,1674	24,0588	3,4999	0,6523
53	6,8755	28,8369	3,5590	0,5889
54	7,1349	24,1021	3,5072	0,6518
55	6,9656	23,8018	3,5449	0,6332
56	7,0516	28,9021	3,5630	0,6409
57	7,1633	24,0000	3,4766	0,6514
58	6,9993	23,4031	3,5042	0,6367
59	6,9993	24,1035	3,5042	0,6366
60	7,1407	24,0000	3,7643	0,6571
61	7,0280	24,0272	3,4766	0,6403
62	7,1641	24,6311	4,0649	0,6655
63	7,0288	24,9870	3,5000	0,6435
64	7,0747	28,9318	3,8262	0,6532
65	7,1407	24,0212	3,7643	0,6573
66	7,0710	28,9211	3,8262	0,6525
67	7,1232	24,2741	3,5589	0,6537

68	7,0288	24,6583	4,0649	0,6567
69	7,0322	24,0588	3,4999	0,6418
70	7,1727	28,9048	3,5133	0,6579
71	7,1174	24,0000	3,4635	0,6492
72	7,1485	24,0000	3,7639	0,6571
73	7,0420	24,6583	3,9729	0,6573
74	7,0288	24,6583	4,0649	0,6567
75	7,1633	23,7262	3,4766	0,6508
76	7,0595	24,6583	3,9702	0,6596
77	7,1970	25,3712	4,0677	0,6667
78	7,0283	24,6324	4,0649	0,6566
79	7,1646	24,6570	4,0649	0,6656
80	7,0257	24,0107	3,9221	0,6517
81	7,1439	25,3248	4,0649	0,6683
82	7,1485	24,0000	4,5013	0,6655
83	6,9999	28,9048	3,6426	0,6309
84	7,0395	24,6583	3,9738	0,6569
85	7,2362	24,6583	4,0641	0,6585
86	7,0726	28,9052	3,8746	0,6539
87	7,1712	28,9420	3,5133	0,6575
88	6,9836	24,0212	3,7643	0,6405
89	7,1035	24,6583	3,9647	0,6634
90	7,0747	28,9318	3,8262	0,6532
91	7,1493	24,0147	4,0649	0,6618
92	7,2662	25,4329	4,5013	0,6600
93	7,1869	24,0117	4,0715	0,6592
94	7,1970	25,3594	4,4974	0,6697
95	7,0517	24,3953	3,9712	0,6577
96	7,1836	22,6993	4,0640	0,6469
97	7,0556	24,6583	3,9702	0,6590
98	7,1544	28,9048	3,2178	0,6453
99	7,1459	23,5342	4,0547	0,6590
100	7,2387	24,6846	4,7848	0,6598
101	7,0262	25,3248	4,0640	0,6561
102	7,2362	24,6583	4,0650	0,6585
103	7,1035	24,3679	3,9667	0,6621
104	7,3743	24,6583	4,0629	0,6353
105	7,1727	28,9575	3,4344	0,6550
106	7,2662	25,4329	4,5013	0,6600
107	7,1035	24,3679	3,9667	0,6621
108	7,1639	24,0117	4,0951	0,6615
109	7,1871	24,6311	4,0717	0,6637
110	7,1035	24,6583	3,9647	0,6634
111	7,2954	24,6347	4,0715	0,6490
112	7,1420	25,1029	4,5013	0,6717
113	6,9377	25,4261	3,9667	0,6328
114	7,0986	24,6311	4,0649	0,6648
115	7,1641	24,6311	4,0649	0,6655
116	6,9652	23,5771	4,5013	0,6460
117	7,1485	24,0000	4,0647	0,6617
118	7,1439	25,3248	5,2880	0,6705
119	7,1439	25,3248	4,0649	0,6683
120	7,1035	24,6583	3,9647	0,6634
121	7,3081	24,6311	4,0649	0,6468
122	7,1439	25,3248	4,0238	0,6677
123	7,0986	24,6311	4,0649	0,6648
124	7,1970	25,3712	4,0677	0,6667
125	7,1439	24,3662	3,7898	0,6599

126	7,1429	25,8749	4,5088	0,6746
127	7,0573	25,0917	3,9968	0,6609
128	7,0172	25,6256	4,5144	0,6575
129	7,1279	25,3248	4,0710	0,6681
130	7,1970	25,1061	4,6820	0,6688
131	7,1421	25,0947	4,0605	0,6681
132	7,1438	25,8503	4,5057	0,6745
133	7,3263	24,6293	4,0168	0,6435
134	7,1898	24,6588	4,0717	0,6637
135	7,1231	24,6486	5,2880	0,6679
136	7,1439	25,3248	4,0649	0,6683
137	7,1532	24,3176	3,3671	0,6496
138	7,1970	25,3594	4,7562	0,6704
139	7,2772	25,1061	4,6586	0,6561
140	7,1438	26,1685	4,5056	0,6754
141	7,1371	25,8749	4,8075	0,6751
142	7,0671	25,3248	5,2733	0,6587
143	7,1439	26,1416	4,0649	0,6708
144	7,1951	25,0993	4,5709	0,6692
145	7,1274	25,3212	5,2184	0,6700
146	7,1439	25,3251	4,0132	0,6675
147	7,1477	26,3993	4,9213	0,6744
148	7,1439	25,3248	4,2068	0,6701
149	7,1439	26,6508	5,6949	0,6614
150	7,1439	25,5229	4,0238	0,6683

Tabela 14: Histórico da otimização da geometria e condição operacional.

Simulação	D _{BP} [mm]	D _{CM} [mm]	C _G [mm]	T _P [K]	Taxa de compressão	Taxa de arraste
26	8,0000	29,0000	1,0000	288,0000	1,7606	0,7550
27	8,0000	28,5336	1,0000	284,0000	2,2872	0,5837
28	6,0000	29,0000	1,0841	278,0000	3,4409	-0,6438
29	6,0084	29,0000	5,9301	278,0000	3,4409	-0,4567
30	7,4431	24,0000	3,5000	286,0000	2,0046	0,7550
31	7,0000	24,0790	2,9439	288,0000	1,7606	0,9747
32	8,0000	28,7163	1,0000	288,0000	1,7606	0,7545
33	7,8691	29,0000	1,0000	286,0000	2,0046	0,6860
34	8,0000	29,0000	1,0154	280,0000	2,9964	0,4089
35	7,9596	29,0000	5,9846	280,0000	2,9964	0,4451
36	6,0000	19,0000	1,0000	288,0000	1,7606	0,7211
37	7,1478	23,8657	3,5000	279,0000	3,2101	0,4060
38	7,0000	24,0000	3,5000	283,0000	2,4450	0,6362
39	7,0000	24,0000	3,5000	286,0000	2,0046	0,8509
40	6,0282	29,0000	1,5957	281,0000	2,7985	-0,2434
41	7,9718	29,0000	1,0000	280,0000	2,9964	0,4052
42	6,0598	20,0028	1,3160	278,0000	3,4409	-0,2480
43	7,9370	29,0000	1,1261	280,0000	2,9964	0,4123
44	7,9698	19,1061	1,0402	286,0000	2,0046	0,5934
45	6,0000	28,8209	5,9458	278,0000	3,4409	-0,4617
46	7,8322	29,0000	1,2237	288,0000	1,7606	0,7915
47	7,9797	29,0000	5,8448	284,0000	2,2872	0,5877
48	8,0000	24,0000	3,5000	283,0000	2,4450	0,5305
49	8,0000	29,0000	1,0000	288,0000	1,7606	0,7550
50	6,0000	19,0000	1,0000	280,0000	2,9964	-0,3282
51	7,8867	29,0000	1,0004	281,0000	2,7985	0,4436
52	7,8636	28,9979	1,0150	280,0000	2,9964	0,3934
53	7,8322	29,0000	1,2237	288,0000	1,7606	0,7915
54	7,0000	28,2025	3,5000	284,0000	2,2872	0,7191

55	7,0000	24,0000	3,4738	286,0000	2,0046	0,8508
56	7,0275	24,0000	6,0000	283,0000	2,4450	0,6213
57	7,9370	29,0000	1,1261	284,0000	2,2872	0,5930
58	8,0000	19,0000	1,0000	288,0000	1,7606	0,6766
59	6,9703	24,0790	2,9439	288,0000	1,7606	0,9830
60	7,9981	19,0000	1,1832	282,0000	2,6151	0,4314
61	7,1491	23,8644	2,9148	285,0000	2,1407	0,7599
62	7,4417	24,0013	3,5000	278,0000	3,4409	0,4322
63	7,9694	28,9814	5,9672	278,0000	3,4409	0,3915
64	7,6780	29,0000	1,0000	278,0000	3,4409	0,2742
65	7,8322	29,0000	1,1882	284,0000	2,2872	0,6075
66	7,0000	24,0000	3,5355	282,0000	2,6151	0,5575
67	8,0000	28,0474	5,8025	288,0000	1,7606	0,7527
68	7,9492	28,9762	6,0000	278,0000	3,4409	0,3936
69	8,0000	29,0000	1,0085	282,0000	2,6151	0,4969
70	7,9596	28,4086	5,9761	282,0000	2,6151	0,5146
71	7,0404	19,0000	3,5000	283,0000	2,4450	0,5855
72	6,8383	24,0000	3,5000	286,0000	2,0046	0,8733
73	7,0071	24,0790	2,9439	288,0000	1,7606	0,9730
74	7,9929	19,0000	1,0000	280,0000	2,9964	0,3667
75	8,0000	28,8822	6,0000	279,0000	3,2101	0,4116
76	7,0000	24,0000	2,9700	285,0000	2,1407	0,7737
77	6,9703	24,0790	2,6877	286,0000	2,0046	0,8436
78	7,9694	27,6443	3,3762	278,0000	3,4409	0,3929
79	6,9949	28,9664	5,9996	284,0000	2,2872	0,6839
80	7,0000	24,2138	2,9439	280,0000	2,9964	0,3910
81	7,8867	28,9836	1,0004	280,0000	2,9964	0,3951
82	7,9564	29,0000	1,1261	281,0000	2,7985	0,4571
83	7,9596	28,8116	5,9947	281,0000	2,7985	0,4785
84	7,9596	29,0000	5,9846	280,0000	2,9964	0,4451
85	7,0000	29,0000	3,4471	282,0000	2,6151	0,5335
86	7,9993	28,9984	6,0000	287,0000	1,8782	0,7055
87	7,0000	24,0000	3,4588	282,0000	2,6151	0,5550
88	7,1512	23,9047	2,9475	283,0000	2,4450	0,6340
89	7,9411	28,9864	5,9519	288,0000	1,7606	0,7669
90	7,0000	27,6265	3,6216	285,0000	2,1407	0,8032
91	6,8747	29,0000	3,5000	283,0000	2,4450	0,5861
92	7,0012	24,0790	3,3550	286,0000	2,0046	0,8504
93	7,0127	23,8644	2,7405	280,0000	2,9964	0,3878
94	7,8565	24,0188	6,0000	287,0000	1,8782	0,7210
95	6,8383	28,8634	3,9503	287,0000	1,8782	0,9821
96	7,0000	23,9973	3,5000	284,0000	2,2872	0,7167
97	7,0000	28,2053	3,5000	282,0000	2,6151	0,5405
98	7,2288	23,9908	3,5000	286,0000	2,0046	0,8009
99	7,0000	24,0562	3,1073	287,0000	1,8782	0,9111
100	7,1048	28,8873	3,5000	285,0000	2,1407	0,7924
101	6,9571	24,0107	3,5355	282,0000	2,6151	0,5450
102	7,9673	28,9973	1,1261	281,0000	2,7985	0,4574
103	7,4417	24,0013	3,4973	284,0000	2,2872	0,6623
104	7,0000	23,9914	3,5382	282,0000	2,6151	0,5606
105	6,8370	24,0009	2,9439	287,0000	1,8782	0,9434
106	7,0013	24,2186	3,6206	288,0000	1,7606	0,9762
107	7,0792	24,0000	3,0440	282,0000	2,6151	0,5562
108	6,9115	24,0000	3,5000	283,0000	2,4450	0,6162
109	7,0000	28,2025	3,5007	284,0000	2,2872	0,7191
110	7,0000	27,6265	3,6210	288,0000	1,7606	1,0007
111	6,9703	24,2835	2,9371	281,0000	2,7985	0,4472
112	7,0000	27,9980	3,5068	284,0000	2,2872	0,7194

113	6,9703	24,0790	2,8898	278,0000	3,4409	0,2643
114	7,9596	29,0000	5,9940	278,0000	3,4409	0,3925
115	7,1560	28,8911	2,9924	285,0000	2,1407	0,7783
116	7,9877	23,7935	5,9551	287,0000	1,8782	0,6962
117	6,8991	28,8634	2,8721	279,0000	3,2101	0,2500
118	6,8383	24,0000	3,9407	282,0000	2,6151	0,5114
119	7,2522	24,0000	3,2763	282,0000	2,6151	0,5882
120	7,0000	24,0000	3,3364	280,0000	2,9964	0,4078
121	7,0164	28,2312	3,5000	282,0000	2,6151	0,5455
122	7,9580	28,9962	5,9868	280,0000	2,9964	0,4453
123	6,8799	28,7722	3,5095	281,0000	2,7985	0,4086
124	7,9180	28,9992	5,9940	279,0000	3,2101	0,4211
125	6,9703	24,0790	2,9439	281,0000	2,7985	0,4485
126	7,0679	24,4993	3,2755	281,0000	2,7985	0,4925
127	7,9580	28,4969	5,9859	288,0000	1,7606	0,7623
128	7,0000	23,9592	3,5068	278,0000	3,4409	0,2941
129	7,5797	28,0402	3,4915	280,0000	2,9964	0,4959
130	6,9957	24,0000	3,7549	282,0000	2,6151	0,5621
131	7,2501	24,0000	3,8780	278,0000	3,4409	0,3910
132	7,0000	28,4232	3,6210	288,0000	1,7606	1,0037
133	7,9492	28,8652	6,0000	284,0000	2,2872	0,5924
134	6,6402	24,0009	2,7822	286,0000	2,0046	0,8391
135	7,1467	28,8873	3,5000	285,0000	2,1407	0,7857
136	6,8984	28,5301	3,5167	287,0000	1,8782	0,9657
137	7,9596	28,8116	5,9892	284,0000	2,2872	0,5907
138	6,9703	24,0790	3,0496	287,0000	1,8782	0,9184
139	7,1689	23,9364	3,3831	284,0000	2,2872	0,7079
140	7,9815	28,9813	5,9870	280,0000	2,9964	0,4423
141	7,9580	28,9958	5,9998	279,0000	3,2101	0,4164
142	7,5332	22,2946	3,2749	282,0000	2,6151	0,5455
143	7,2410	24,0013	3,5014	286,0000	2,0046	0,7980
144	7,0183	24,2592	3,5164	279,0000	3,2101	0,3559
145	7,9513	28,7370	5,9507	280,0000	2,9964	0,4460
146	7,9596	28,0208	3,8024	288,0000	1,7606	0,7611
147	7,0786	28,7889	5,9342	285,0000	2,1407	0,7915
148	7,4417	23,9998	3,4475	278,0000	3,4409	0,4312
149	7,2522	24,0015	3,1016	278,0000	3,4409	0,3722
150	6,8383	28,8634	4,2874	279,0000	3,2101	0,2368
151	7,0000	28,2025	3,5007	284,0000	2,2872	0,7191
152	7,0000	28,5599	3,5068	279,0000	3,2101	0,3177
153	6,9969	28,1013	3,5070	288,0000	1,7606	1,0036
154	7,1247	28,8839	3,6213	283,0000	2,4450	0,6558
155	6,9703	23,7767	2,9414	280,0000	2,9964	0,3850
156	6,8368	28,8634	3,9529	285,0000	2,1407	0,7972
157	7,0000	24,0597	3,6373	278,0000	3,4409	0,2942
158	7,0000	28,6480	3,6218	282,0000	2,6151	0,5406
159	6,9189	27,6265	2,9173	285,0000	2,1407	0,7796
160	7,6007	28,0402	3,6224	279,0000	3,2101	0,4607
161	7,0000	28,4232	3,6164	286,0000	2,0046	0,8752
162	7,5797	28,0402	3,4915	280,0000	2,9964	0,4959
163	7,1109	24,0017	3,5802	285,0000	2,1407	0,7729
164	7,4357	28,9779	3,4433	286,0000	2,0046	0,7752
165	7,0000	27,9980	3,2757	287,0000	1,8782	0,9383
166	7,0679	24,4993	3,3920	280,0000	2,9964	0,4303
167	6,8984	28,4233	3,5591	280,0000	2,9964	0,3438
168	7,0000	28,5299	3,6210	286,0000	2,0046	0,8755
169	7,0000	24,1715	2,9334	280,0000	2,9964	0,3907
170	7,1512	27,9357	3,5147	285,0000	2,1407	0,7834

171	7,0000	27,4360	3,6210	288,0000	1,7606	0,9998
172	7,1048	28,8873	3,5000	287,0000	1,8782	0,9139
173	7,4417	24,0013	3,5000	286,0000	2,0046	0,7553
174	7,0314	27,9980	3,5068	284,0000	2,2872	0,7227
175	7,0000	28,4232	3,6210	286,0000	2,0046	0,8752
176	7,0000	24,3939	3,5068	284,0000	2,2872	0,7169
177	7,0679	27,9915	3,2755	280,0000	2,9964	0,4050
178	7,0000	28,9481	3,6210	281,0000	2,7985	0,4574
179	7,5797	28,0402	3,2596	284,0000	2,2872	0,6535
180	6,8516	24,1473	3,7549	282,0000	2,6151	0,5140
181	7,4335	23,9998	3,4475	286,0000	2,0046	0,7570
182	7,4433	23,9598	3,4916	282,0000	2,6151	0,5748
183	7,4815	28,0817	3,4999	280,0000	2,9964	0,5055
184	7,0254	28,9879	3,6224	279,0000	3,2101	0,3275
185	7,5753	28,0322	3,7689	285,0000	2,1407	0,6970
186	7,2462	24,0000	3,3080	281,0000	2,7985	0,5337
187	7,5797	28,1272	3,4915	280,0000	2,9964	0,4960
188	7,2517	28,0966	3,5926	286,0000	2,0046	0,8160
189	7,0000	28,2747	3,2937	280,0000	2,9964	0,3800
190	6,7978	24,0000	3,7549	282,0000	2,6151	0,4943
191	7,5943	28,0402	3,6224	279,0000	3,2101	0,4614
192	6,8906	23,9998	3,4497	278,0000	3,4409	0,2427
193	7,4125	28,4232	3,6188	286,0000	2,0046	0,7793
194	6,9816	27,6189	3,6210	288,0000	1,7606	1,0061
195	6,9920	28,4307	3,6216	284,0000	2,2872	0,7200
196	6,9954	24,0013	3,3788	285,0000	2,1407	0,7847
197	7,4432	28,1013	4,6719	279,0000	3,2101	0,4789
198	6,9958	24,1360	3,6489	281,0000	2,7985	0,4832
199	7,4428	27,9306	3,5135	280,0000	2,9964	0,5062
200	7,0000	24,0000	3,5000	283,0000	2,4450	0,6362
201	6,9610	28,4518	3,6210	278,0000	3,4409	0,2400
202	7,0107	28,8553	3,6001	279,0000	3,2101	0,3219
203	6,8383	28,4218	4,0726	279,0000	3,2101	0,2435
204	7,0000	28,8647	3,6777	287,0000	1,8782	0,9421
205	6,8879	24,0077	3,2763	283,0000	2,4450	0,6021
206	7,2627	28,5224	3,5167	286,0000	2,0046	0,8145
207	7,5943	28,0402	3,6210	282,0000	2,6151	0,5711
208	6,9943	28,4232	3,6224	287,0000	1,8782	0,9420
209	7,4417	23,8591	3,5000	284,0000	2,2872	0,6613
210	6,9816	27,7606	2,7876	278,0000	3,4409	0,2314
211	6,9922	23,8592	3,4981	286,0000	2,0046	0,8518
212	7,4362	28,6304	3,4916	278,0000	3,4409	0,4168
213	7,3113	24,0000	3,2763	282,0000	2,6151	0,5879
214	7,4521	24,0013	3,5000	279,0000	3,2101	0,4660
215	7,0094	27,8781	3,6272	288,0000	1,7606	0,9993
216	7,5901	27,9306	3,5135	280,0000	2,9964	0,4944
217	6,9816	27,6289	3,5210	280,0000	2,9964	0,3828
218	7,4428	27,8037	3,6242	280,0000	2,9964	0,5084
219	7,0000	23,9026	3,2898	284,0000	2,2872	0,7098
220	7,2522	28,5205	3,2901	279,0000	3,2101	0,4016
221	7,4655	23,9598	3,4883	283,0000	2,4450	0,6135
222	7,1247	28,9399	3,1725	282,0000	2,6151	0,5576
223	6,9959	27,5817	3,6039	285,0000	2,1407	0,8030
224	7,4391	28,1461	4,3869	279,0000	3,2101	0,4779
225	6,9816	27,6189	3,6210	286,0000	2,0046	0,8766
226	6,9920	28,4307	3,6038	278,0000	3,4409	0,2545
227	7,0764	27,5817	3,6216	285,0000	2,1407	0,7958
228	7,2353	23,9108	3,9881	279,0000	3,2101	0,4450

229	7,4584	28,2353	3,2763	285,0000	2,1407	0,7203
230	7,2447	24,1585	3,3080	280,0000	2,9964	0,4795
231	7,0000	28,3714	3,2198	279,0000	3,2101	0,3123
232	7,4417	24,0013	3,5000	279,0000	3,2101	0,4664
233	6,9920	28,4307	3,6216	278,0000	3,4409	0,2550
234	7,2459	24,0000	3,3113	285,0000	2,1407	0,7464
235	7,4431	27,8037	3,4639	281,0000	2,7985	0,5491
236	7,0298	28,1013	3,6242	281,0000	2,7985	0,4737
237	7,4134	27,7001	4,7253	287,0000	1,8782	0,8310
238	7,4417	24,0013	3,5000	285,0000	2,1407	0,7080
239	7,2330	24,0000	3,2763	280,0000	2,9964	0,4759
240	7,2522	24,0000	2,6044	282,0000	2,6151	0,5598
241	7,1684	24,0000	3,2763	282,0000	2,6151	0,5827
242	7,0000	24,0009	3,6210	287,0000	1,8782	0,9115
243	7,2462	28,5491	3,3080	282,0000	2,6151	0,5895
244	7,0019	23,9802	3,5000	284,0000	2,2872	0,7166
245	7,4399	28,4443	3,6210	286,0000	2,0046	0,7731
246	7,4428	23,8101	3,3176	284,0000	2,2872	0,6606
247	7,1418	28,1204	3,5405	284,0000	2,2872	0,7257
248	6,9897	26,9990	3,4686	281,0000	2,7985	0,4610
249	7,4278	28,3434	3,6290	287,0000	1,8782	0,8295
250	6,9959	28,2062	3,4901	284,0000	2,2872	0,7182