

Wellorzzon Ronnan Ibide Novais

**Análise Computacional de Ejetores para
Aplicabilidade em Sistemas de Refrigeração a
partir de Energia Solar**

Bauru, São Paulo, Brasil

2018

Wellorzzon Ronnan Ibide Novais

Análise Computacional de Ejetores para Aplicabilidade em Sistemas de Refrigeração a partir de Energia Solar

Dissertação apresentada à Faculdade de Engenharia do Campus de Bauru - UNESP como parte dos requisitos para obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica. Especialidade: Projetos Mecânicos.

Universidade Estadual Paulista – UNESP

Faculdade de Engenharia de Bauru

Programa de Pós-Graduação

Orientador: Vicente Luiz Scalon

Bauru, São Paulo, Brasil

2018

N935a

Novais, Wellorzzon Ronnan Ibide

Análise Computacional de Ejetores para Aplicabilidade em Sistemas de Refrigeração a partir de Energia Solar / Wellorzzon Ronnan Ibide

Novais. -- Bauru, 2019

81 p. : il., tabs.

Dissertação (mestrado) - Universidade Estadual Paulista (Unesp), Faculdade de Engenharia, Bauru

Orientador: Vicente Luiz Scalon

1. OpenFOAM. 2. Ejetor de sistemas de refrigeração. 3. Escoamento supersônico. 4. Simulação computacional de fluidos. I. Título.

Sistema de geração automática de fichas catalográficas da Unesp. Biblioteca da Faculdade de Engenharia, Bauru. Dados fornecidos pelo autor(a).

Essa ficha não pode ser modificada.

ATA DA DEFESA PÚBLICA DA DISSERTAÇÃO DE MESTRADO DE WELLORZZON RONNAN IBIDE NOVAIS, DISCENTE DO PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA, DA FACULDADE DE ENGENHARIA - CÂMPUS DE BAURU.

Aos 31 dias do mês de janeiro do ano de 2019, às 10:00 horas, no(a) Anfiteatro da Pós-graduação / FEB, reuniu-se a Comissão Examinadora da Defesa Pública, composta pelos seguintes membros: Prof. Dr. VICENTE LUIZ SCALON - Orientador(a) do(a) Departamento de Engenharia Mecânica / Faculdade de Engenharia de Bauru - UNESP, Prof. Dr. SANTIAGO DEL RIO OLIVEIRA do(a) Departamento de Engenharia Mecânica / Faculdade de Engenharia de Bauru - UNESP, Prof. Dr. ELSON AVALLONE do(a) Departamento da Indústria / Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia de São Paulo (IFSP) - Câmpus de Catanduva / SP, sob a presidência do primeiro, a fim de proceder a arguição pública da DISSERTAÇÃO DE MESTRADO de WELLORZZON RONNAN IBIDE NOVAIS, intitulada **ANÁLISE COMPUTACIONAL DE EJETORES PARA APLICABILIDADE EM SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO A PARTIR DE ENERGIA SOLAR**. Após a exposição, o discente foi arguido oralmente pelos membros da Comissão Examinadora, tendo recebido o conceito final: APROVADO. Nada mais havendo, foi lavrada a presente ata, que após lida e aprovada, foi assinada pelos membros da Comissão Examinadora.

Prof. Dr. VICENTE LUIZ SCALON

Prof. Dr. SANTIAGO DEL RIO OLIVEIRA

Prof. Dr. ELSON AVALLONE

Dedico este trabalho a todas as pessoas que desejam mudar sua trajetória de vida para seguir seus sonhos e desejos. Acredito que a esperança e perseverança são nossos principais aliados, além de todas as pessoas que estão ao nosso redor.

Este trabalho também é dedicado a todas as pessoas que, de alguma forma, pretendem ajudar o meio ambiente a se recompor e reestabelecer desta exploração contínua e agressiva que a humanidade faz. Precisamos voltar a reconhecer a harmonia que a natureza nos oferece.

Agradecimentos

Agradeço especialmente ao meu orientador, Vicente Luiz Scalon, que a todo momento me deu suporte para elaborar um trabalho de boa qualidade, focado e com o objetivo principal de aprender mais e melhor. A compreensão de um professor de referência na humildade, na dedicação, no ensino de qualidade e no âmbito pessoal e profissional clareia os caminhos e torna-o referência na minha vida profissional.

Aos meus pais, Gasparino e Ivanete, e à minha namorada, Vanessa G. Novelli, por me ajudarem em todos os momentos durante o mestrado, sejam em ocasiões pessoais ou mesmo profissionais.

Ao meu colega, Diego Herrera, que me ajudou a compreender melhor o OpenFOAM e alguns detalhes de simulações CFD, e à todos os amigos que me apoiaram nesta jornada, inclusive aos meus alunos do curso de Mecânica (2018) do IFSP - Campus Avaré, pois com seus trabalhos de conclusão de curso eu pude perceber como uma boa explicação das etapas de uma pesquisa possui grande importância na qualidade de um trabalho.

O presente trabalho foi realizado com apoio da Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior - Brasil (CAPES). Esta pesquisa tornou-se possível graças aos recursos computacionais disponibilizados pelo Núcleo de Computação Científica (NCC/GridUNESP) da Universidade Estadual Paulista (UNESP).

Resumo

Dentro do contexto de sustentabilidade, uma nova tecnologia de pesquisa usa a energia do calor do Sol para completar o ciclo de refrigeração sem o compressor, o dispositivo de maior consumo de energia em um ar condicionado. Este objetivo é alcançado substituindo-se o compressor por um ejetor, no entanto, isto resulta em um baixo desempenho do sistema, que pode ser melhorado aumentando-se o desempenho do ejetor usando simulações CFD. Neste trabalho, o software CFD OpenFOAM® foi usado para validar modelos de simulação que utilizam diferentes esquema de discretização dos termos divergentes, com a finalidade de serem usados em trabalhos futuros na melhoria do desempenho do ejetor. Apenas o solver específico para velocidades trans e supersônicas foi usado com o modelo de turbulência $k - \epsilon$ padrão. As condições iniciais foram baseadas em uma pesquisa anterior utilizando o fluido refrigerante R-134a. A maioria dos casos com diferentes esquemas de discretização obtiveram sucesso na simulação com a condição inicial de pressão constante nas entradas e saída, e concluiu-se que neste tipo de análise o caso com a predominância do esquema de discretização de primeira ordem baseado no upwind obteve melhores resultados de ER (razão entre fluxos de massa de entrada). Nas simulações com condição inicial de fluxo de massa constante, o caso 143, composto de diferentes esquemas de discretização de segunda ordem na pressão, velocidade e energia, obteve maior sucesso na reprodução da pressão na parede do ejetor. Não houve grandes diferenças nas análises de linhas de fluxo do ejetor. Os resultados mostraram que existe uma infinidade de esquemas de discretização que podem ser usados na solução do problema e que, associados a uma malha mais refinada, podem também produzir excelentes resultados.

Palavras-chave: OpenFOAM, ejetor de sistemas de refrigeração, escoamento supersônico, simulação computacional de fluidos.

Abstract

Inside the sustainability context, a new researching technology uses the Sun heat energy to complete the refrigeration cycle without the compressor, the most power consumer device in an air conditioner. It is achieved replacing the compressor by an ejector, however, it results in a lower performance of the system, which can be improved increasing the ejector's performance using the CFD simulations. In this work the CFD software OpenFOAM® was used to validate the simulation models that uses different divergent terms of discretization schemes, for the purpose of using it in a future ejector performance analysis. Just the specific solver to trans/supersonic speed was used with the standard $k - \epsilon$ turbulence model. The initial conditions were based in a previous research using the R-134a refrigerant fluid. The major case parts with different discretization schemes were successful in a simulation with constant pressure initial condition, and it has been concluded in this analysis type that the case with a predominance of first order upwind-based discretization scheme performed better ER results (ratio between the entrance mass fluxes). In the simulations with a constant mass flux initial condition, the case 143, composed of different second order discretization schemes in the pressure, velocity and energy, performed better in the reproduction of ejector wall pressure. Also, it has not shown a big difference in ejector stream lines analysis. The results shown a great number of discretization schemes that can be used in the problem solution and, when associated with a more refined mesh, can also bring excellent results.

Keywords: OpenFOAM, ejector for refrigeration systems, supersonic flow, computational fluid dynamics.

Lista de ilustrações

Figura 1 – Ciclo de refrigeração usando o ejedor, que substitui em partes o compressor mecânico	2
Figura 2 – Princípio de funcionamento do ejedor	3
Figura 3 – Ejedor de bocal variável para suprir diferentes condições de trabalho	9
Figura 4 – As dimensões do ejedor usado na simulação	15
Figura 5 – Identificação das regiões de contorno	16
Figura 6 – Modelos 3D do desenho da malha	16
Figura 7 – Blocos auxiliares de construção do ejedor usado na simulação	17
Figura 8 – Exemplo de malha usada nas simulações	17
Figura 9 – Condições de contorno usadas na primeira etapa	21
Figura 10 – Condições de contorno usadas na segunda etapa	21
Figura 11 – Variação da malha com diferentes números de células	24
Figura 12 – Resultados do processamento e fluxo de massa total da etapa de validação da malha	25
Figura 13 – Reta (em preto) usada como base para análise das linhas de fluxo	26
Figura 14 – Gráficos da pressão na parede dos casos 111 e 121 na etapa 1	35
Figura 15 – Gráficos da pressão na parede dos casos 131, 133, 141 e 143 na etapa 1 . .	36
Figura 16 – Gráficos da pressão na parede dos casos 151 e 155 na etapa 1	36
Figura 17 – Gráficos da pressão na parede dos casos 233, 236, 243 e 246 na etapa 1 . .	37
Figura 18 – Gráficos da pressão na parede dos casos 255, 256 e 266 na etapa 1	38
Figura 19 – Linhas de fluxo dos casos 111, 131, 133 e 141 analisados na etapa 1	39
Figura 20 – Linhas de fluxo dos casos 143, 151, 155 e 233 analisados na etapa 1	40
Figura 21 – Linhas de fluxo dos casos 236, 243, 246 e 255 analisados na etapa 1	41

Figura 22 – Linhas de fluxo dos casos 256 e 266 analisados na etapa 1	42
Figura 23 – Número de Mach dos casos 111, 131, 133 e 141 analisados na etapa 1 . . .	43
Figura 24 – Número de Mach dos casos 143, 151, 155 e 233 analisados na etapa 1 . . .	44
Figura 25 – Número de Mach dos casos 236, 243, 246 e 255 analisados na etapa 1 . . .	45
Figura 26 – Número de Mach dos casos 256 e 266 analisados na etapa 1	46
Figura 27 – Gráficos da pressão na parede dos casos 111 e 121 na etapa 2	49
Figura 28 – Gráficos da pressão na parede dos casos 131, 133, 141 e 143 na etapa 2 . .	50
Figura 29 – Gráficos da pressão na parede dos casos 151 e 155 na etapa 2	50
Figura 30 – Gráficos da pressão na parede dos casos 233, 236, 243 e 246 na etapa 2 . .	51
Figura 31 – Gráficos da pressão na parede dos casos 255, 256 e 266 na etapa 2	52
Figura 32 – Linhas de fluxo dos casos 111, 121, 131 e 133 analisados na etapa 2	54
Figura 33 – Linhas de fluxo dos casos 141, 143, 151 e 155 analisados na etapa 2	55
Figura 34 – Linhas de fluxo dos casos 233, 236, 243 e 246 analisados na etapa 2	56
Figura 35 – Linhas de fluxo dos casos 255, 256 e 266 analisados na etapa 2	57
Figura 36 – Número de Mach dos casos 111, 121, 131 e 133 analisados na etapa 2 . . .	58
Figura 37 – Número de Mach dos casos 141, 143, 151 e 155 analisados na etapa 2 . . .	59
Figura 38 – Número de Mach dos casos 233, 236, 243 e 246 analisados na etapa 2 . . .	60
Figura 39 – Número de Mach dos casos 255, 256 e 266 analisados na etapa 2	61

Lista de tabelas

Tabela 1 – Condições de contorno comuns para os testes das etapas 1 e 2	20
Tabela 2 – Condições de contorno exclusivamente usadas para os testes da etapa 1 . .	20
Tabela 3 – Condições de contorno exclusivamente usadas para os testes da etapa 2 . .	21
Tabela 4 – Condições utilizadas para as diferentes etapas de simulação	28
Tabela 5 – Evolução dos testes de simulação: 1 a 14	31
Tabela 6 – Evolução dos testes de simulação: 15 a 22	32
Tabela 7 – Legenda da codificação dos casos simulados.	33
Tabela 8 – Comparação dos desvios de fluxo de massa (ER) e pressão da Etapa 1. . .	47
Tabela 9 – Residuais das simulações da primeira etapa para um tempo de 0,6 segundos.	48
Tabela 10 – Comparação dos desvios da pressão na Etapa 2.	53
Tabela 11 – Residuais da simulações da segunda etapa para um tempo de 0,6 segundos.	53

Lista de abreviaturas e siglas

2-D	Duas dimensões
3-D	Três dimensões
CFD	Fluidodinâmica computacional (Computational Fluid Dynamics)
COP	Coefficiente de desempenho (Coefficient of Performance)
DNS	Simulação numérica direta (Direct Numerical Simulation)
EVM	Modelo de viscosidade turbulenta (Eddy Viscosity Model)
ER	Razão entre os fluxos de massa de entrada (Entrance Ratio)
EXP	Experimento laboratorial executado por Valle et al. (2015)
HVAC	Aquecimento, ventilação e condicionamento de ar (Heating, Ventilation, and Air Conditioning)
LES	Simulação de grandes escalas (Large Eddy Simulation)
PISO	Pressão implícita com divisor de operador (Pressure Implicit with Splitting of Operator)
RANS	Simulação Numérica de Escoamentos Turbulentos via Equações Médias de Reynolds (Reynolds Averaged Navier-Stokes equations)
RKE	Modelo $k - \epsilon$ realizável (Realizable K-Epsilon model)
RNG	Modelo $k - \epsilon$ de renormalização de grupo (ReNormalization Group k-epsilon model)

RSM	Modelo de tensão de reynolds (Reynolds Stress Model)
SIMPLE	Método semi-implícito para equações baseadas na pressão (Semi-Implicit Method for Pressure Linked Equations)
SKE	Modelo de turbulência padrão $k - \epsilon$ (Standard K-Epsilon model)
SST	Modelo $k-\omega$ de transporte da tensão de cisalhamento (Shear Stress Transport k-omega model)

Lista de símbolos

α	Difusividade térmica [m^2/s]
α_{walls}	Difusividade térmica na parede do ejetor [m^2/s]
C	Constante de proporcionalidade [adimensional]
C_μ	Constante de modelo de turbulência [adimensional]
$C_{1\epsilon}$	Constante de ajuste 1 [adimensional]
$C_{2\epsilon}$	Constante de ajuste 2 [adimensional]
e	Energia total específica [J/kg]
E_{ij}	Componente de taxa de deformação
ϵ	Taxa de dissipação turbulenta [$J/(kg.s)$]
ϵ_1	Taxa de dissipação turbulenta na entrada 1 [$J/(kg.s)$]
ϵ_2	Taxa de dissipação turbulenta na entrada 2 [$J/(kg.s)$]
$\epsilon_{internalField}$	Taxa de dissipação turbulenta interna inicial da malha do ejetor [$J/(kg.s)$]
ϵ_o	Taxa de dissipação turbulenta na saída [$J/(kg.s)$]
ϵ_{walls}	Taxa de dissipação turbulenta na parede do ejetor [$J/(kg.s)$]
g	Aceleração do corpo atuando no meio contínuo, por exemplo, a gravidade e acelerações inerciais [m/s^2]

h	Entalpia [J]
I	Matriz identidade [<i>adimensional</i>]
k	Energia cinética turbulenta [J/kg]
$k1$	Energia cinética turbulenta na entrada 1 [J/kg]
$k2$	Energia cinética turbulenta na entrada 2 [J/kg]
$k_internalField$	Energia cinética turbulenta interna inicial da malha do ejitor [J/kg]
ko	Energia cinética turbulenta na saída [J/kg]
k_walls	Energia cinética turbulenta na parede do ejitor [J/kg]
K	Advecção da energia cinética
l	Escala de comprimento turbulento [m]
$\dot{m}_s$	Fluxo de massa secundário [kg/s]
$\dot{m}_p$	Fluxo de massa primário [kg/s]
ν_t	Viscosidade turbulenta [$Pa.s$]
p	Pressão [Pa]
$p1$	Pressão na entrada 1 [Pa]
$p2$	Pressão na entrada 2 [Pa]
$p_internalField$	Pressão interna inicial da malha do ejitor [Pa]
po	Pressão na saída [Pa]
p_walls	Pressão nas paredes do ejitor [Pa]
q	Escala de velocidade []
t	Tempo [s]
T	Temperatura [K]
$T1$	Temperatura na entrada 1 [K]

T_2	Temperatura na entrada 2 [K]
$T_internalField$	Temperatura interna inicial da malha do ejeto [K]
T_o	Temperatura na saída [K]
T_walls	Temperatura na parede do ejeto [K]
u	Energia interna [J]
U	Campo vetorial de velocidades do fluxo [m/s]
U_X	Velocidades do fluxo na direção X [m/s]
U_Y	Velocidades do fluxo na direção Y [m/s]
U_Z	Velocidades do fluxo na direção Z [m/s]
U_1	Velocidade na entrada 1 [m/s]
U_2	Velocidade na entrada 2 [m/s]
U_i	Componente de velocidade na direção correspondente [m/s]
$U_internalField$	Velocidade interna inicial da malha do ejeto [m/s]
U_o	Velocidade na saída [m/s]
U_walls	Velocidade nas paredes do ejeto [m/s]
Δh_{evap}	Variação da entalpia entre a entrada e saída do evaporador [J]
Δh_{ger}	Variação de entalpia entre a entrada e saída do gerador [J]
ϵ	Taxa de dissipação turbulenta [J/(kg.s)]
κ	Condutividade térmica [W/(m.K)]
μ	Viscosidade dinâmica [m ² /s]
μ_t	Viscosidade turbulenta [Pa.s]
∇	Operador diferencial [adimensional]
ω	Taxa de dissipação específica [s ⁻¹]

σ_k	Número de Prandtl ou constante de ajuste [adimensional]
σ_ϵ	Número de Prandtl ou constante de ajuste [adimensional]
ρ	Densidade do fluido [kg/m^3]
τ	Tensor de tensões de desvio

Sumário

1	INTRODUÇÃO	1
1.1	Uso do ejetor em sistemas de refrigeração de ambientes	2
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	6
3	METODOLOGIA	12
3.1	Fundamentos da mecânica dos fluidos computacional	13
3.2	Desenvolvimento da malha	15
3.3	Esquemas de discretização utilizados no OpenFOAM®	17
3.4	Condições de contorno padrão e específica	19
3.5	Validação da malha	23
3.6	Desenvolvimento das simulações e suas análises	26
4	RESULTADOS E DISCUSSÃO	27
4.1	Evolução da definição do modelo físico do problema	28
4.2	Casos estudados e descrição das análises realizadas	33
4.3	Etapa 1: Comparação de esquemas de discretização dos casos de pressão definida	34
4.4	Etapa 2: Comparação de esquemas de discretização dos casos com fluxo de massa definida	48
5	CONCLUSÃO	63
	REFERÊNCIAS	65

Capítulo 1

INTRODUÇÃO

Com o aumento do aquecimento global, aumentou-se a necessidade de sistemas de refrigeração de ambientes, seja para o dia a dia em países de clima tropical ou para os dias mais quentes do ano. A viabilidade de sistemas de ar-condicionado nos últimos anos também fez-se aumentar a quantidade destes aparelhos no mercado e o que antes era comprado apenas para escritórios e empresas passou a ser mais comum também em residências. Por este tipo de aparelho consumir grande quantidade de energia, aumentou-se a necessidade de novas fontes de energia elétrica, como mostram algumas pesquisas realizadas por Maller et al. (2014), Mooney & Dennis (2016), Kastrenakes (2015) e GRIST (2015), que comprovam este efeito em países como o México, Brasil, Índia e China. O crescimento rápido da necessidade de maior quantidade de energia faz-se aumentar também a degradação do meio ambiente, tanto pelas usinas construídas de forma emergencial, que não possuem planejamento e são movidas por combustíveis fósseis, como pela maior liberação de gases de efeito estufa na atmosfera pelo uso excessivo de energia.

Há alguns casos, porém, nos quais o ar-condicionado torna-se essencial para a saúde: em alguns países, mesmo com o clima tipicamente temperado, há ondas de calor que elevam a temperatura ambiente para valores extremos, causando mortes e muitos problemas relacionados ao conforto térmico mínimo, sendo que uma das formas de prevenção é o uso de sistemas de ar-condicionado. Um destes países é a Austrália, que possui um clima quente na maior parte do ano e ondas de calor que transformam as cidades em zonas de grande risco à saúde. Neste contexto, o ar-condicionado torna-se essencial nos ambientes internos em geral, mas o alto consumo de energia elétrica afeta a rede de distribuição de energia, que fica propensa a falhar

nos períodos de maior calor pela dificuldade em lidar com o pico de consumo. (MALLER et al., 2014)

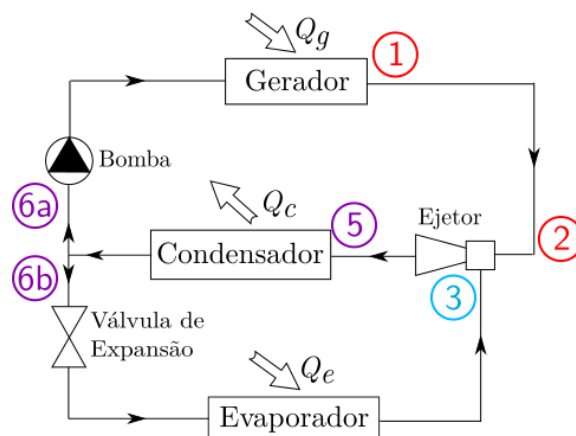
Algumas soluções que poderiam ajudar nos casos acima seriam a construção de moradias e escritórios mais eficientes em termos de refrigeração natural e o desenvolvimento de novas tecnologias para sistemas de ar-condicionado com o propósito de aumentar sua eficiência e diminuir o seu impacto em relação ao aquecimento global e às usinas de energia elétrica. Uma destas novas tecnologias tem o propósito de substituir toda ou a maior parte da energia elétrica consumida usando a energia solar. Desta forma o resfriamento de ambientes utiliza a energia de aquecimento do Sol para completar o ciclo de refrigeração sem o compressor, o componente do ar-condicionado que mais consome energia.

1.1 Uso do ejedor em sistemas de refrigeração de ambientes

O ejedor é o principal dispositivo do sistema de ar-condicionado descrito anteriormente, e sempre estará vinculado a uma fonte quente, identificada como gerador e fonte de energia, como as placas de aquecimento solar. O sistema de ar-condicionado funciona, de forma básica, conforme a Fig. 1 e Fig. 2, esta última descrevendo o funcionamento interno do ejedor. As etapas do ciclo de refrigeração completo podem ser divididas e descritas conforme abaixo:

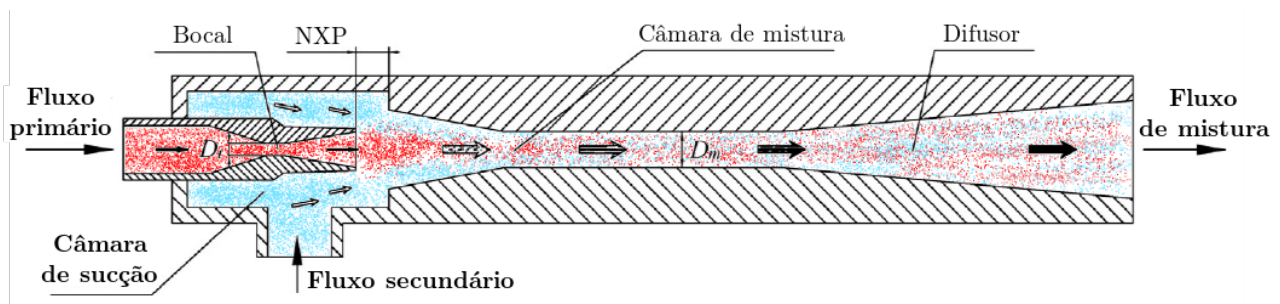
1. O fluido refrigerante é aquecido no gerador (placas de aquecimento solar, por exemplo)

Figura 1 – Ciclo de refrigeração usando o ejedor, que substitui em partes o compressor mecânico



Fonte – o autor

Figura 2 – Princípio de funcionamento do ejedor



Fonte – adaptado de Chen et al. (2015)

atingindo elevada pressão e temperatura, como mostrado na Fig. 1.

2. Pelo aquecimento solar, o fluxo que vem do gerador entra no ejedor como fluxo primário (cor vermelha), e atinge velocidade supersônica logo após o bocal da Fig. 2.
3. Nesta mesma Fig. 2, o fluxo secundário (cor azul) é movimentado pelo deslocamento do fluxo primário, o que caracteriza o principal efeito do ejedor.
4. Na câmara de mistura, ambos os fluxos (primário e secundário) são misturados e estabilizados. Durante a mistura, a pressão do fluxo primário diminui, ao passo que a pressão do fluxo secundário aumenta. O efeito na velocidade é o inverso da pressão, diminuindo no fluxo primário e aumentando no secundário.
5. Por fim, o fluxo de mistura chega ao difusor, onde a velocidade é reduzida ainda mais, aumentando a pressão de forma a permitir a entrada do fluxo no condensador.
6. Como mostrado na Fig. 1, o fluxo de mistura segue para o condensador para ser resfriado. Em seguida, o fluido refrigerante é dividido novamente nos mesmos dois fluxos:
 - a) Uma primeira parte (fluxo primário) é bombeado para o gerador. Esta bomba, no entanto, pode ser movida por energia elétrica proveniente de uma placa fotovoltaica ou mesmo da rede de distribuição de energia convencional.
 - b) A segunda parte (fluxo secundário) é direcionada à válvula de expansão e, depois, ao evaporador para realizar o resfriamento do ambiente.

O sistema de refrigeração por energia solar, no entanto, possui um desempenho muito baixo comparado aos sistemas usando um compressor ou ciclos de absorção. Segundo Chen et al. (2015), a necessidade de aumento do COP do sistema têm induzido pesquisadores a encontrar melhorias nos componentes e a importância de cada um destes. A principal causa, no entanto, é o baixo coeficiente de desempenho do ejetor, que pode ser calculado pela Eq. 1.1. Esta equação também depende da relação entre os fluxos de massa de entrada, definido pela Eq. 1.2.

$$COP = ER \cdot \frac{\Delta h_{evap}}{\Delta h_{ger}} \quad (1.1)$$

$$ER = \dot{m}_s / \dot{m}_p \quad (1.2)$$

Uma forma de melhorar o desempenho deste tipo de sistema de refrigeração é aumentando-se o COP do ejetor a partir de estudos direcionados ao entendimento dos efeitos físicos gerados em relação ao ejetor e como minimizar as perdas de energia. Alguns trabalhos já vem sendo desenvolvidos e percebe-se uma tendência de aplicação de simulações numéricas que auxiliam na análise das propostas de aumento de desempenho. Diferentes softwares estão sendo usados para este fim, mas apenas poucos estudos incluem o OpenFOAM®, conhecido como um bom software para simulações CFD. Dentre os solvers disponíveis no OpenFOAM®, há alguns que podem ser usados para fluidos compressíveis e fluxos transônicos/supersônicos, como o sonicFoam, rhoPimpleFoam e rhoCentralFoam, que podem ser usados neste trabalho.

Além dos solvers, há diferentes esquemas de discretização disponíveis, que influenciam diretamente na forma como as simulações interagem com os dados fornecidos ao programa. Os principais esquemas de discretização são o linearUpwind, LUST, limitedLinear e Upwind, que definem cada variável da simulação de forma individual, sendo possível ter um conjunto de variáveis com diferentes esquemas definidos entre si.

O OpenFOAM® é um software de código aberto, de licença livre e gratuito, muito usado para simulações de fluido dinâmica computacional. É um dos melhores e mais completos softwares de CFD no mercado, dentre o qual podem-se citar outros como o Ansys Fluent®, Star-C++® e COMSOL®. O OpenFOAM® fornece resultados bem precisos, uma plataforma

totalmente modificável, podendo-se criar funcionalidades adicionais e até mesmo um novo solver, e pode ser facilmente programado para realizar as diversas etapas da simulação automaticamente. Apesar de sua interface não ser gráfica, a diversificação de configurações dos casos simulados é um dos seus pontos fortes. (FIALA, 2017; Resolved Analytics, 2017)

Este trabalho tem como objetivo explorar o comportamento interno de um ejedor usando o software de simulação numérica OpenFOAM®, por este ser gratuito e de código aberto, sendo amplamente disponível no mercado. Um caso já estudado em laboratório será a base do estudo e de comparação com os resultados obtidos por simulação, que incluem a aplicação da equação de gás ideal e diferentes esquemas numéricos de discretização. Serão analisadas as diferenças entre os arranjos de esquemas de forma a contribuir com o entendimento e aumento da precisão dos resultados quando comparados com experimentos em laboratório.

Capítulo 2

REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Para analisar o aumento de desempenho do ejedor encontram-se estudos direcionados a dois métodos principais: o experimento laboratorial e o computacional. O primeiro é uma das melhores formas de pesquisa no quesito de macro-entendimento do problema, enquanto o segundo é o mais adequado para compreensão analítica, com maior facilidade de variação dos parâmetros.

Os experimentos laboratoriais demonstram como o componente funcionará em situações reais, como atrito nas paredes do ejedor e temperaturas reais de funcionamento, mas os aparatos necessários para a realização dos ensaios são caros, alguns parâmetros de pesquisa não podem ser mensurados em condições reais e as diversas modificações ou testes dos diversos protótipos exigem muito tempo, conforme Zikanov (2010, p. 3). Explicitando um pouco mais deste último caso, quando deseja-se analisar uma modificação em um componente protótipo há diversas complicações, como a exigência de construção de uma nova peça, a adequação do equipamento de mensuração para uma nova faixa de valores e a disponibilidade de tempo para aquisição de novos resultados. Além disso, os experimentos laboratoriais podem não comportar testes que colocam em risco a segurança do operador ou do local, como no caso de teste de explosivos e foguetes.

Segundo Versteeg & Malalasekera (2007, p. 16) o experimento computacional, por sua vez, é uma forma de análise mais acessível para os casos que possuem comportamento previsível em condições reais, mantendo um custo baixo de equipamentos e maior facilidade de modificação do projeto de engenharia. A disponibilidade do computador no mercado atual tornou muito atrativo este tipo de análise, uma vez que o custo de aquisição de um computador

preparado para esta finalidade é, na maioria das vezes, muito menor do que a aquisição de equipamentos laboratoriais de medição e análise. Além disso, as modificações nos projetos podem ser realizadas em tempo muito mais curto do que em protótipos reais, ao passo que os resultados são obtidos de forma muito mais rápida. No entanto, no caso de análises de componentes completamente novos, com comportamentos físicos desconhecidos ou muito complexos, o experimento computacional pode não ser apropriado e proporcionar resultados equivocados ou divergentes.

No caso em estudo há diversas análises nas quais o ejedor foi estudado em laboratório, como aquela desenvolvida por Valle et al. (2014). Entre eles há a semelhança do comportamento do ejedor, razão pela qual é possível a simulação no computador, pois os cálculos matemáticos podem ser estudados para se aproximar ao máximo dos resultados em laboratório. Além disso, vários artigos podem ser encontrados com simulações de CFD para a realização de casos diferentes dos estudados experimentalmente, como aqueles simulados por Bartosiewicz et al. (2005), Cardemil & Colle (2012) e Valle et al. (2015). Os estudos CFD podem ser divididos de acordo com o comportamento do fluido (bifásico ou monofásico), planos dimensionais calculados durante a simulação (uni, bi ou tridimensional) e também de acordo com o formato do ejedor. As análises tridimensionais são aplicadas principalmente nos casos em que se deseja uma coerência física muito precisa, no entanto, seu alto custo computacional impossibilita a simulação na maioria das análises de ejedores, cujo formato cilíndrico ou retangular resulta em bons resultados nas simulações bidimensionais.

Simulações unidimensionais são as mais simples quanto ao cálculo analítico e resultam, por exemplo, nos valores de razão entre fluxos de entrada de massa e pressão de saída do difusor do ejedor. Em muitos casos, alguns coeficientes de perda e eficiência experimentais são adicionados ao cálculo para uma boa predição dos resultados. Huang et al. (1999) faz uso de alguns destes coeficientes para obter resultados com boa precisão do comportamento do ejedor de forma relativamente fácil. Da mesma forma, Cardemil & Colle (2012) dimensionaram seus cálculos para um sistema de ciclo de absorção com o uso de ejedor e fluido bifásico. Neste caso, o dimensionamento do sistema pela forma proposta por Huang et al. (1999) não foi suficiente para uma boa precisão e, portanto, foram necessários estudos mais avançados sobre as mudanças que um sistema bifásico resultaria no comportamento do ejedor quanto a algumas variáveis. Abed et al. (2016) também propôs uma forma de resolução analítica unidimensional,

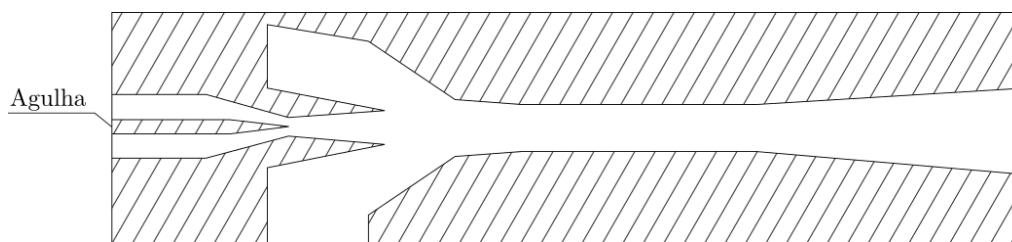
porém, usando dois ejetores em um ciclo de refrigeração.

Como forma de não apenas prever as macro características do comportamento do ejetor, mas entender e visualizar os efeitos físicos internos, a simulação bidimensional é muito útil. Com um computador de capacidade de processamento razoável, é possível simular e visualizar as ondas de choque (principal irreversibilidade interna) que ocorrem no ejetor durante seu funcionamento. Bartosiewicz et al. (2005), Hakkaki-Fard et al. (2015) e Allouche et al. (2014) utilizam esta técnica de simulação para o aumento no desempenho do ejetor, entendendo como as ondas de choque funcionam, quais os seus efeitos na diminuição da eficiência e como minimizá-los.

Pesquisas mostram que o desempenho do ciclo de refrigeração depende muito do desempenho do ejetor, sendo o restante dos componentes menos colaborativos com a melhoria do desempenho do ciclo. Em estudos realizados por Hakkaki-Fard et al. (2015), são comprovadas melhorias no desempenho do ejetor de até 29% em relação à ER, que podem ser atingidas otimizando-se o ejetor para uma situação específica de trabalho. De acordo com a Eq. 1.1 pode-se notar que o aumento na ER é diretamente proporcional ao COP do ejetor. Algumas dimensões deste dispositivo definem parâmetros importantes, como a velocidade supersônica atingida, a pressão de sucção do fluxo secundário e até mesmo a pressão do fluxo de mistura após o difusor. Desta forma, pode-se atingir grandes melhorias de desempenho analisando-se a variação destas dimensões usando um software CFD, além da simulação de casos não realizados em laboratório.

A partir de uma análise física do comportamento do fluido no ejetor, pode-se definir algumas formas de melhoria da eficiência, o que resulta em uma razão entre os fluxos de entrada maior para as mesmas condições de contorno. As ondas de choque que são formadas durante o funcionamento deste componente, por serem uma das maiores fontes de perda de energia, devem ser evitadas para minimizar as irreversibilidades internas do processo. Assim, Hakkaki-Fard et al. (2015) mostram alguns detalhes que devem ser observados durante o funcionamento: na região próxima à câmara de mistura ambos os fluidos devem fluir de forma paralela, o fluido secundário precisa estar próximo à velocidade supersônica e o fluxo primário deve estar perfeitamente expandido ou levemente superexpandido. Com todas estas informações é possível verificar quais são as condições que não estão adequadas e quais dimensões devem ser modificadas para diminuir as irreversibilidades deste processo.

Figura 3 – Ejetor de bocal variável para suprir diferentes condições de trabalho



Fonte – o autor

Além disso, fora do contexto de simulação bidimensional, um sistema com ejetores variáveis pode suprir a demanda de resfriamento do ambiente mesmo com uma grande variação de radiação solar durante o dia. Com uma radiação solar maior, a temperatura ambiente será maior, assim como a temperatura no gerador e no condensador, causando variações nas propriedades do fluido na entrada do ejedor, que diminui a eficiência ou impede o ejedor, como consequência. Quando a incidência solar é menor também há uma variação nas propriedades do fluido, o que também contribui para uma diminuição da eficiência do ejedor., mas não impede o seu uso, na maioria dos casos.

Segundo o estudo realizado por Yen et al. (2013), para suprir essas variações o ejedor deve ser superdimensionado e, portanto, há um aumento de custos no projeto e uma diminuição da eficiência do próprio ejedor. Desta forma, propõe-se um ejedor com a garganta do bocal variável, indicado na Fig. 3, que pode suprir esta necessidade de condições climáticas de forma mais econômica e eficiente. A agulha localizada na entrada do fluxo primário possui um deslocamento de translação numa linha horizontal que permite aumentar ou diminuir a garganta do bocal conforme a necessidade de fluxo no ejedor.

No caso do ejedor, o experimento computacional pode ser aplicado por seu comportamento físico ser previsível e haver muitos artigos já publicados com experimentos laboratoriais, como aqueles apresentados por Yen et al. (2013), Abed et al. (2016) e Valle et al. (2014), que podem ser usados para comprovar a eficácia e precisão das análises em computador. Esta comprovação, que também pode ser chamada de calibração das simulações numéricas, é muito importante para a validação do modelo de teste.

Uma análise computacional do ejedor foi desenvolvida por Valle et al. (2015) para

comprovar seus experimentos laboratoriais anteriormente realizados. Apesar dos parâmetros de desempenho do ejetor serem basicamente a razão de fluxos de entrada e a pressão de retorno crítica, para a validação do modelo CFD foram utilizados três parâmetros diferentes: a influência do modelo de turbulência na mistura entre dois fluxos coaxiais, a interação da camada limite de turbulência (ondas de choque) e as propriedades termo físicas de gás real. Desta forma, o modelo SKE (modelo de turbulência padrão $k - \epsilon$) foi o que melhor definiu a mistura de dois fluxos coaxiais e o posicionamento das ondas de choque. A mudança das propriedades termodinâmicas de gás ideal para gás real influenciou diretamente no cálculo de pressão e temperatura na simulação numérica, principalmente este último. Por fim, pode-se observar nos testes de condição operacional que para pequenas razões de fluxos de entrada de massa há uma independência entre este parâmetro e o perfil de pressão.

No estudo realizado por Jafarian et al. (2016) observou-se que o erro da predição do comportamento de um ejetor no regime transiente, durante testes de validação de malha, chegou a 16%, valor aceitável para este tipo de simulação numérica. A maioria dos artigos são encontrados com análises somente em regime permanente, porém, este definiu os parâmetros no regime transiente, situação frequente no início e término do funcionamento do ejetor num sistema de refrigeração. Os parâmetros de análise foram basicamente compostos pelo fluxo de massa e pressão de sucção, comuns na análise deste componente. Durante o estudo, duas linhas de pressão diferentes foram aplicadas nas simulações e comportamentos extremos foram observados, como a queda abrupta da ER após o aumento na taxa de compressão do ejetor, e as características de obstrução da garganta deste componente.

Como apresentado, há várias pesquisas no âmbito da simulação CFD que utilizam o ejetor como modelo. No OpenFOAM® isto também é possível, uma vez que possui todas as ferramentas necessárias para simular as condições de trabalho de um ejetor, como um utilitário para desenvolvimento de malhas 2-D, vários solvers disponíveis em sua biblioteca, um grande número de opções de condições de contorno, vários modelos de turbulência, diferentes esquemas numéricos de discretização e um bom controle dos demais parâmetros de simulação. Dentre os solvers, um dos mais apropriados para a simulação de fluidos compressíveis com fluxos trans/supersônicos, como o caso das condições de trabalho do ejetor, é o sonicFoam. Além disso, é possível simular com diferentes tipos de esquemas de discretização numérica para os termos divergentes, excetuando-se os termos Laplacianos, o que permite uma melhor adaptação

da simulação em relação aos testes em laboratório.

O presente estudo visa validar um modelo de simulação numérica para futuras aplicações usando o OpenFOAM® versão 4.1, por ser um software amplamente disponível, gratuito e de código aberto, e uma alternativa aos pesquisadores que desenvolvem estudos com o ejedor, pois há poucos trabalhos usando este software na elaboração de pesquisas com ejetores supersônicos. As simulações serão bidimensionais para obter-se bons resultados sem a necessidade de grandes recursos computacionais, e algumas técnicas de melhoria na precisão dos resultados serão analisadas. Para tanto, a pesquisa de Valle et al. (2015) será usada para validar o modelo de simulação a partir das mesmas condições de trabalho, ou seja, com o uso do fluido refrigerante R-134a, dimensões idênticas do ejedor e condições de contorno semelhantes nas entradas e saídas dos fluxos. Além disso, o modelo de turbulência usado será o SKE, recomendado por Valle et al. (2015) em seus testes computacionais, e serão comparados com os modelos de equação de gás ideal com diferentes esquemas de discretização para os termos divergentes aplicados ao modelo de simulação.

Capítulo 3

METODOLOGIA

Para o desenvolvimento deste trabalho foram elaborados uma série de modelos computacionais para a simulação do escoamento no interior do ejetor. O fluido refrigerante usado é o HFC-134a (ou R-134a) e as propriedades são avaliadas a partir da hipótese de gás ideal. Para a análise dos resultados da simulação será utilizado o trabalho de Valle et al. (2015), que desenvolve o escoamento em diferentes situações, e obtém tantos resultados numéricos como experimentais. Neste trabalho será avaliado apenas o primeiro dos quatro casos apresentados no referido trabalho. Esta situação será analisada para diferentes condições e, por conta disso, os testes serão divididos em duas etapas:

- a primeira consiste em simular malhas com diferentes esquemas numéricos de discretização para os termos divergentes, enquanto as demais condições são mantidas constantes. É utilizada uma condição inicial de simulação baseada na entrada e saída à pressão constante;
- a segunda basear-se-á na entrada com fluxos de massa constantes e pré-estabelecidos, enquanto as demais condições de contorno são mantidas constantes mas com diferentes esquemas de discretização sendo analisados.

As análises da relação ER, das pressões na superfície do ejetor nos mesmos pontos de medição, das linhas de fluxo e do número de Mach serão realizadas. Como já destacado, será simulado o “Caso 1” do trabalho de Valle et al. (2015), no qual as condições de teste estão descritas de forma mais completa. Todos os parâmetros de simulação serão descritos de forma a possibilitar a reprodução dos resultados.

3.1 Fundamentos da mecânica dos fluidos computacional

Os softwares de simulação de mecânica dos fluidos computacional (CFD) utilizam equações diferenciais para solucionar os diferentes casos. As principais equações são a conservação da massa, da quantidade de movimento e da energia. Estas equações estão descritas abaixo, sendo a Eq. (3.1) a equação de conservação de massa, a Eq. (3.2) a equação de conservação da quantidade de movimento e a Eq. (3.3) sendo a equação de conservação de energia em termos da energia total específica.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{U}) = 0 \quad (3.1)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \mathbf{U}) + \nabla \cdot (\rho \mathbf{U} \otimes \mathbf{U}) = -\nabla \cdot p \mathbf{I} + \nabla \cdot \boldsymbol{\tau} + \rho \mathbf{g} \quad (3.2)$$

$$\frac{\partial \rho e}{\partial t} + \nabla \cdot [\rho \mathbf{U} e] = -\nabla \cdot \dot{q}_s - \nabla \cdot [p \mathbf{U}] + \nabla \cdot [\boldsymbol{\tau} \cdot \mathbf{U}] + \rho \mathbf{g} \cdot \mathbf{U} + \dot{q}_v \quad (3.3)$$

Nas simulações de fluido dinâmica, a turbulência pode ser representada por diferentes modelagens: por simulação numérica direta (DNS), simulação de grandes escalas (LES) ou simulação numérica de escoamentos turbulentos via equações de médias de Reynolds (RANS). No campo de engenharia, os modelos DNS e LES possuem uma aplicação limitada por necessitar de malha muito refinada e incrementos de tempo muito pequenos em sua solução. Estas condições demandam custos computacionais de recursos e tempo muito grandes. Entretanto, nas simulações numéricas usando o modelo RANS, o fluxo turbulento é baseado nas soluções de tempo médio das equações de Navier-Stokes e, portanto, com um custo computacional muito menor. Por conta destas características, o modelo RANS é mais comumente usado para simular fluxos turbulentos em diversas áreas. É ainda usado, dentre outras aplicações práticas, em problemas complexos na indústria, projetos de sistemas e otimizações, ou mesmo, em estudos de casos inviáveis de serem experimentados em laboratório.

Os modelos do tipo RANS permitem aproximar os termos de tensão de Reynolds para as equações médias baseadas em diferentes modelos de turbulência estatisticamente avaliados.

Os modelos de viscosidade turbulenta (em inglês, eddy viscosity model - EVM) e de tensão de Reynolds (em inglês, Reynolds stress model - RSM) são os modelos de turbulência mais usados. Dentre os modelos EVM, podemos citar os modelos com duas equações de viscosidade turbulenta: $k - \epsilon$ padrão (SKE), o modelo $k - \epsilon$ de renormalização de grupo (RNG), o modelo $k - \epsilon$ realizável (RKE) e o modelo $k - \omega$ de transporte da tensão de cisalhamento (SST). Todas estas modelagens possuem em comum o termo de tensão de Reynolds expresso pela viscosidade turbulenta μ_t . A viscosidade turbulenta é estimada a partir das soluções das equações de energia cinética turbulenta (k) e da taxa de dissipação específica (ω) ou taxa de dissipação turbulenta (ϵ). Estes modelos de duas equações tem precisão limitada pela hipótese de viscosidade turbulenta isotrópica, mas apresentam uma solução muito eficiente em termos de custos computacionais.

O modelo SKE ($k - \epsilon$ padrão) foi usado nos casos simulados deste trabalho. Neste modelo, a escala de velocidade e a taxa total de dissipação são mostrados respectivamente nas Eq. 3.4 e 3.5, e são usados para determinar a viscosidade turbulenta, dada pela Eq. 3.6. Todos estes termos, após serem derivados das equações de conservação e realizadas algumas simplificações extremas, são transformados nas equações finais na forma de energia cinética turbulenta k e dissipação turbulenta ϵ , mostradas respectivamente pelas Eq. 3.7 e 3.8. Estas duas equações exemplificam a razão pela qual o modelo SKE é um dos chamados “modelos de duas equações”.

$$q = k^{1/2} \quad (3.4)$$

$$\epsilon \approx \frac{k^{3/2}}{l} \quad (3.5)$$

$$\mu_t = C \rho q l = \rho C_\mu \frac{k^2}{\epsilon} \quad (3.6)$$

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho k U_i) = \nabla \cdot \left[\frac{\mu_t}{\sigma_k} \nabla k \right] + 2\mu_t E_{ij} E_{ij} - \rho \epsilon \quad (3.7)$$

$$\frac{\partial(\rho\epsilon)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho\epsilon U_i) = \nabla \cdot \left[\frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \nabla \epsilon \right] + C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{k} 2\mu_t E_{ij} E_{ij} - C_{2\epsilon} \rho \frac{\epsilon^2}{k} \quad (3.8)$$

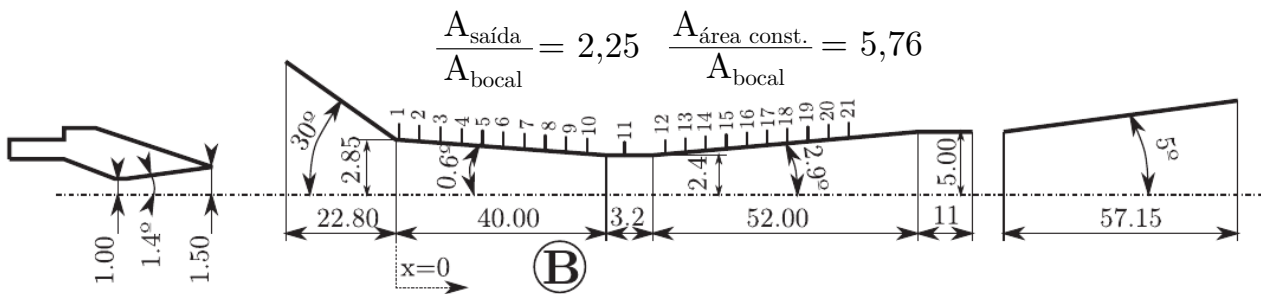
3.2 Desenvolvimento da malha

O caso simulado possui uma malha desenvolvida a partir do modelo de ejetor avaliado por Valle et al. (2015) e apresentado na Fig. 4, na qual estão apresentadas todas as suas dimensões físicas. As entradas 1 e 2, bem como a saída, estão exemplificadas na Fig. 5. Além disso, nota-se que na Fig. 5 as bordas em vermelho, que contornam a área externa do ejetor e o bocal primário, identificam as paredes do ejetor, enquanto que a linha com dois pontos e um traço (em azul) identifica a linha de centro. A linha tracejada (em preto) indica o ponto zero do eixo identificado por x, que será usado neste trabalho como referência para as medições de pressão na parede do ejetor.

A malha será desenvolvida em toda a porção interna do ejetor que possui contato direto com o fluido refrigerante simulado. Esta escolha padrão inclui apenas a simulação do fluido refrigerante e suas propriedades físicas, com as condições de contorno dadas pela entrada e saída de fluido e pelas paredes internas do ejetor.

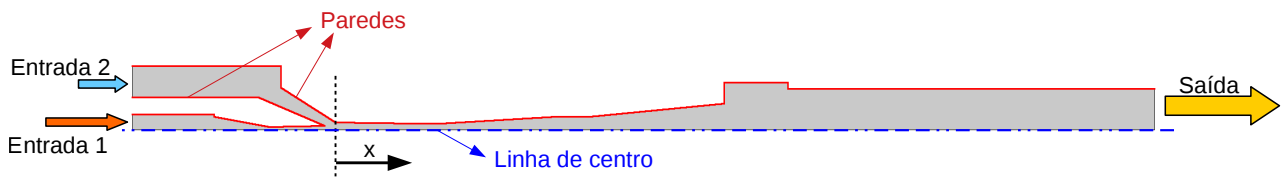
O ejetor possui formato interno cilíndrico, razão pela qual este pode ser simulado usando uma malha simétrica em cunha considerando axisimetria nas faces da malha. Neste trabalho, o domínio do ejetor é representado por um ângulo de 1° , o que reduz o tamanho da malha em 359 vezes, como mostrado na Fig. 6b. Além disso, a utilização deste tipo de malha simétrica torna o

Figura 4 – As dimensões do ejetor usado na simulação



Fonte – adaptado de Valle et al. (2015)

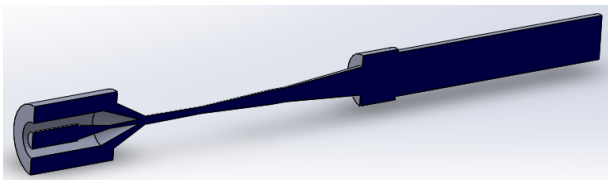
Figura 5 – Identificação das regiões de contorno



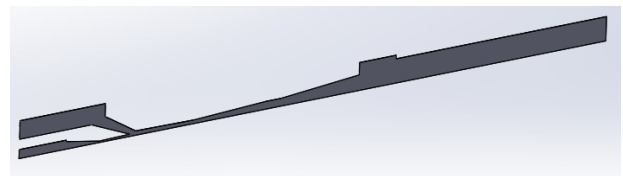
Fonte – o autor

Figura 6 – Modelos 3D do desenho da malha

(a) Modelo seccionado longitudinalmente



(b) Modelo com ângulo de apenas 1° (base para a malha 2D)



Fonte – o autor

problema bidimensional, simplificando sua solução. Todas estas considerações diminuem tanto o tempo de processamento como o uso de memória RAM, o que proporciona resultados mais rápidos e de boa precisão.

O utilitário usado na montagem da malha do modelo é o “blockMesh”, um código de criação de malhas nativo do OpenFOAM®. Para representar a condição de simetria de geometrias cilíndricas foi utilizada uma geometria tipo cunha com ângulo radial de 1°. Nesta situação, a linha de centro deve ser representada por um patch “wedge” (vide Fig. 6b e Fig. 5). A divisão das células foi realizada de forma quadrangular não uniforme, pois o “blockMesh” precisa que as linhas de divisão sejam mantidas para a conexão perfeita dos nós das células. Por esta razão, o domínio foi subdividido em diferentes blocos para facilitar a conexão dos nós e possibilitar uma continuidade das linhas ao longo de todo o ejetor, assegurando boa qualidade da malha do modelo simulado. A Fig. 7 mostra como foi realizada a divisão destes blocos.

A partir da subdivisão dos blocos a malha completa pode ser gerada. A Figura 8b mostra um exemplo da forma como as linhas contínuas da malha estão dispostas no modelo 2D. Observa-se que o número de linhas horizontais da menor seção transversal do ejetor foi mantido ao longo de todo o comprimento, enquanto que o número de linhas horizontais da

entrada 2 foi mantido igual nas linhas verticais da junção entre a entrada 1 e entrada 2.

Figura 7 – Blocos auxiliares de construção do ejedor usado na simulação



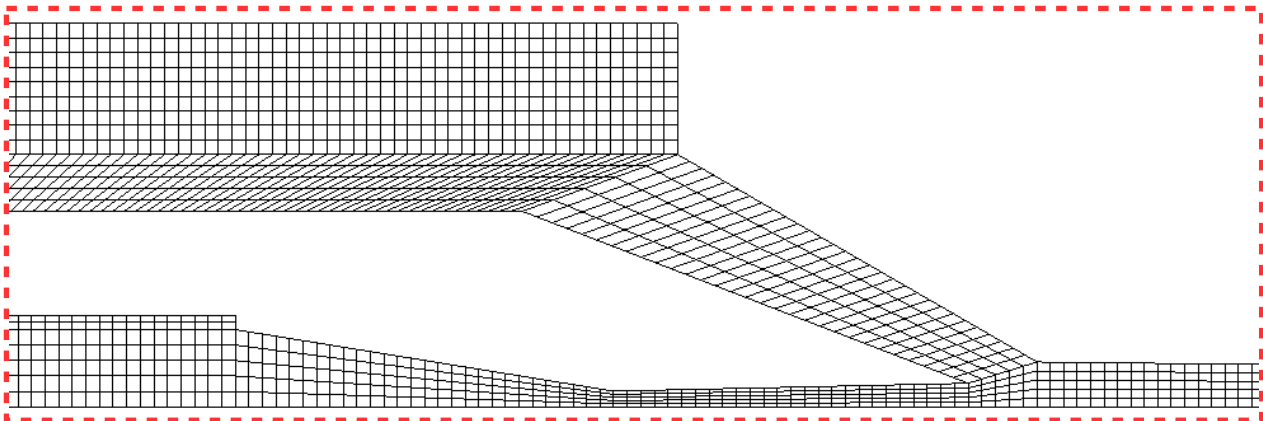
Fonte – o autor

Figura 8 – Exemplo de malha usada nas simulações

(a) Malha bidimensional ao longo de todo o ejedor



(b) Malha ampliada



Fonte – o autor

3.3 Esquemas de discretização utilizados no OpenFOAM®

O código OpenFOAM® é a ferramenta de simulação numérica utilizada para a simulação do ejedor neste trabalho. Dentro deste código pode-se encontrar uma biblioteca bem diferenciada de solvers e alguns exemplos de sua aplicação. Os solvers são a parte fundamental da simulação computacional, pois são eles que se utilizam das equações matemáticas de cada problema e permitem a obtenção dos resultados numéricos para os pontos da malha. Dentre os solvers disponíveis, este projeto utilizou-se daqueles aplicáveis a fluidos compressíveis e regime trans e supersônico, como o sonicFoam, o rhoPimpleFoam e o rhoCentralFoam. Entretanto, após

diversas avaliações realizadas optou-se pela utilização exclusiva do solver `sonicFoam` nas simulações.

De acordo com Greenshields (2015b), para os casos de regime transiente para fluxos turbulentos de fluidos compressíveis para HVAC (traduzindo-se do inglês: aquecimento, ventilação e condicionamento de ar) e aplicações similares há o solver `rhoPimpleFoam`. Ele é baseado no algoritmo PIMPLE (uma composição entre os algoritmos SIMPLE e PISO para acoplamento pressão-velocidade) e permite o cálculo da conservação de energia tanto baseando-se na energia interna como na entalpia. Esta flexibilidade do código possibilita uma utilização posterior de equações de estado para a estimativa de propriedades, como a de Peng-Robinson.

O `rhoCentralFoam`, por sua vez, é um solver para regime transiente baseado na resolução a partir da densidade. Este código usa basicamente o esquema central-upwind de Kurganov e Tadmor para a discretização das equações, segundo (GREENSHIELDS, 2015b). Neste caso, também é possível o cálculo de conservação da energia utilizando tanto a energia interna quanto a entalpia e, portanto, também possibilita o uso da equação de Peng-Robinson sem modificação do solver.

O `sonicFoam` é um solver criado especificamente para atender os casos que possuem fluxo turbulento de fluidos compressíveis em regime transiente, com velocidades trans e supersônicas. Seu código também foi baseado nos algoritmos PISO e SIMPLE na sua elaboração. Este solver, em particular, possui uma forma de cálculo da conservação da energia total somente pela energia interna “ u ”, diferentemente do `rhoPimpleFoam` e `rhoCentralFoam`, o que impede o uso da equação de Peng-Robinson com termos polinomiais de entalpia “ h ”, condutividade térmica “ κ ” e viscosidade “ μ ”. Segundo Greenshields (2015a), a forma como é calculada a conservação da energia (pela Energia Total, e não somente pela Energia Térmica) possibilita a este solver uma excelente precisão, comparando-se o resultado computacional com a solução analítica.

O OpenFOAM® possibilita também a definição de diversos parâmetros importantes relacionados aos esquemas de discretização numérica das variáveis como, por exemplo, velocidade, energia e pressão. Os esquemas de discretização numérica dos termos divergentes utilizados neste trabalho e que serão destacados são: o upwind, o linearUpwind, o limitedLinear e o LUST. Dentre estes, o upwind é considerado o mais simples para aplicação nas discretizações numéricas por ser de primeira ordem, ajudar na limitação da solução da variável e promover

melhor convergência dos resultados. No entanto, a sua precisão é geralmente comprometida pela simplicidade do esquema.

O linearUpwind, por sua vez, é um esquema de segunda ordem e que consegue melhores resultados. Este esquema de discretização é baseado no upwind sem auxílio para a limitação da solução da variável discretizada, e precisa que seja especificada a discretização do gradiente de velocidade para que possa funcionar adequadamente. O limitedLinear é um esquema de segunda ordem que limita a aplicação do upwind às regiões de rápida variação do gradiente. Para funcionar adequadamente, precisa-se de um coeficiente adicional entre 0 e 1. O valor desta constante de 1 implica em uma discretização extremamente limitante e, a medida que o coeficiente tende a zero, a discretização permite maior linearidade nas aproximações. Por fim, há o LUST, que consiste em uma junção de esquemas com equivalência proporcional de 75% para linear e 25% para linearUpwind. Este esquema também depende da discretização do gradiente de velocidade para o seu funcionamento adequado.

Além disso, há uma variação dos esquemas linearUpwind e limitedLinear que é chamada de esquemas-'V'. Estes esquemas-'V' são esquemas desenvolvidos para campos vetoriais. O cálculo deste tipo de esquema é realizado de acordo com todos os componentes do vetor ao invés do cálculo para cada componente. De forma mais precisa, o cálculo do esquema-'V' é realizado a partir do vetor com variação de gradiente mais rápida, resultando em um forte limitador, que embora seja mais estável é também menos preciso.

Nas simulações de todos os casos foi usado apenas o solver sonicFoam, conforme já mencionado, por ser o mais adequado ao tipo de fluxo interno do ejetor. Além disso, foram usadas diferentes combinações entre as variáveis da simulação e os esquemas de discretização aqui descritos.

3.4 Condições de contorno padrão e específica

As condições de contorno usadas como padrão para as simulações realizadas e que são comuns entre as diferentes etapas podem ser visualizadas na Tab. 1. Nesta tabela são apresentados os termos α , ϵ , k , μ e T , sendo cada um subdividido para representar as condições de contorno nas regiões de entrada 1, entrada 2, saída e paredes. Entretanto, as condições usadas nos termos da pressão e da velocidade se alteram para as diferentes etapas

por conta da condição física simulada, como pode ser visto nas Tab. 2, Tab. 3, Fig. 9 e Fig. 10. Sendo assim, a pressão nas entradas de fluxo deixa de ser um valor fixo e passa a ter um gradiente fixo. De forma semelhante, a pressão na saída passa de um valor fixo para uma condição capaz de transmitir as ondas supersônicas internamente geradas para a condição de contorno de saída do ejetor. A velocidade, por sua vez, deixa de ser calculada a partir da pressão e passa a ser imposta de acordo com o fluxo de massa informado.

Tabela 1 – Condições de contorno comuns para os testes das etapas 1 e 2

	Região	Condição de contorno
alphan	Entrada 1	calculated
	Entrada 2	calculated
	Saída	calculated
	Paredes	compressible::alphanWallFunction
epsilon	Entrada 1	uniformFixedValue
	Entrada 2	uniformFixedValue
	Saída	uniformFixedValue
	Paredes	epsilonWallFunction
k	Entrada 1	uniformFixedValue
	Entrada 2	uniformFixedValue
	Saída	uniformFixedValue
	Paredes	kqRWallFunction
nut	Entrada 1	calculated
	Entrada 2	calculated
	Saída	calculated
	Paredes	nutkWallFunction
T	Entrada 1	fixedValue
	Entrada 2	fixedValue
	Saída	zeroGradient
	Paredes	zeroGradient

Fonte – o autor

Tabela 2 – Condições de contorno exclusivamente usadas para os testes da etapa 1

	Região	Condição de contorno
p	Entrada 1	fixedValue
	Entrada 2	fixedValue
	Saída	fixedValue
	Paredes	zeroGradient
U	Entrada 1	pressureInletOutletVelocity
	Entrada 2	pressureInletVelocity
	Saída	zeroGradient
	Paredes	noSlip

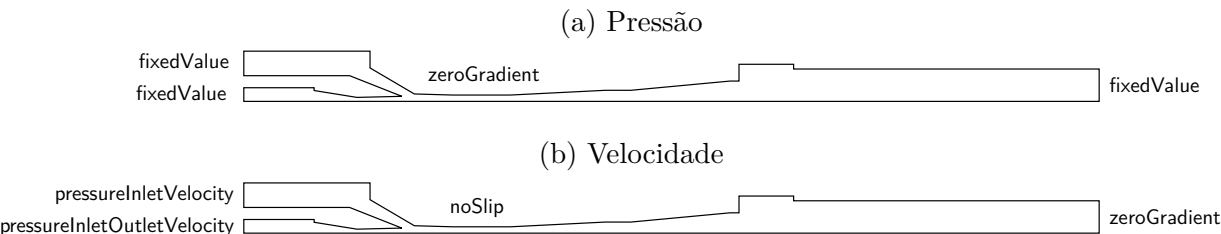
Fonte – o autor

Tabela 3 – Condições de contorno exclusivamente usadas para os testes da etapa 2

	Região	Condição de contorno
p	Entrada 1	fixedGradient
	Entrada 2	fixedGradient
	Saída	waveTransmissive
	Paredes	zeroGradient
U	Entrada 1	flowRateInletVelocity
	Entrada 2	flowRateInletVelocity
	Saída	zeroGradient
	Paredes	noSlip

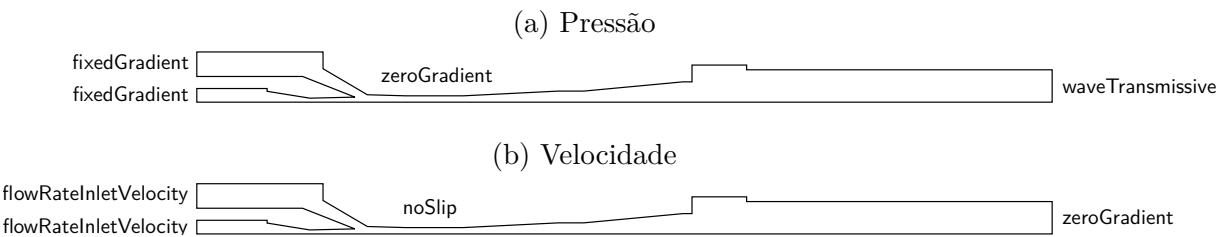
Fonte – o autor

Figura 9 – Condições de contorno usadas na primeira etapa



Fonte – o autor

Figura 10 – Condições de contorno usadas na segunda etapa



Fonte – o autor

Para uma melhor compreensão dos termos de condições de contorno usados no OpenFOAM®, abaixo há uma descrição de cada um deles, com informações relacionadas à aplicação, forma de cálculo ou restrição de uso:

calculated Calcula a variável de acordo com a iteração anterior e a atribuição de campo.

compressible::alphatWallFunction Calcula a difusividade térmica turbulenta a partir de

funções de parede.

epsilonWallFunction Fornece uma condição de função de parede para a dissipação turbulenta para número de Reynolds elevado, em casos de fluxo turbulento.

fixedFluxPressure Estabelece o gradiente de pressão para um certo valor, definindo que o fluxo na região de contorno seja aquele especificado pela condição de contorno da velocidade.

fixedGradient Fornece uma condição de gradiente fixo, cujo valor da região de contorno é calculado.

fixedMean Esta condição de contorno extrapola o campo usando valores de células próximas e ajusta a distribuição para coincidir com o valor médio, que opcionalmente pode ser variável no tempo.

fixedValue Fornece uma condição de valor fixo constante.

flowRateInletVelocity Fornece uma condição de contorno de velocidade derivada do fluxo de massa (no caso do uso com o sonicFoam) informado, cuja direção é normal à região de contorno.

kqRWallFunction Fornece uma condição de turbulência adequada para os campos de energia cinética específica (k), calor específico (q) e R , para o caso de fluxos com elevados valores de Reynolds usando funções de parede.

noSlip Fornece uma condição de não escorregamento, ou seja, define a velocidade como nula nas paredes.

nutkWallFunction Fornece uma condição de viscosidade cinemática turbulenta quando utilizam-se funções de parede. Baseia-se na energia cinética turbulenta.

pressureInletOutletVelocity Este tipo de condição de contorno é apenas usada para determinar a velocidade de entrada ou saída a partir de uma pressão especificada. No fluxo de saída, a condição de gradiente nulo é aplicada, enquanto que no fluxo de entrada, a velocidade é obtida a partir do componente normal à face dos valores das células internas.

pressureInletVelocity Esta condição de contorno é apenas usada para determinar a velocidade de entrada a partir de uma pressão especificada. A velocidade de entrada é obtida a partir do fluxo com uma direção normal à região de contorno.

uniformFixedValue Esta condição de contorno fornece uma condição de valor fixo uniforme.

totalPressure Fornece uma condição de contorno de pressão total, sendo possível quatro variações de cálculo, de acordo com o tipo de fluxo: subsônico incompressível; subsônico compressível; transônico compressível; supersônico compressível.

waveTransmissive Fornece uma condição de saída de transmissão de ondas, que pode ser usada no caso de transmissão de ondas de choque.

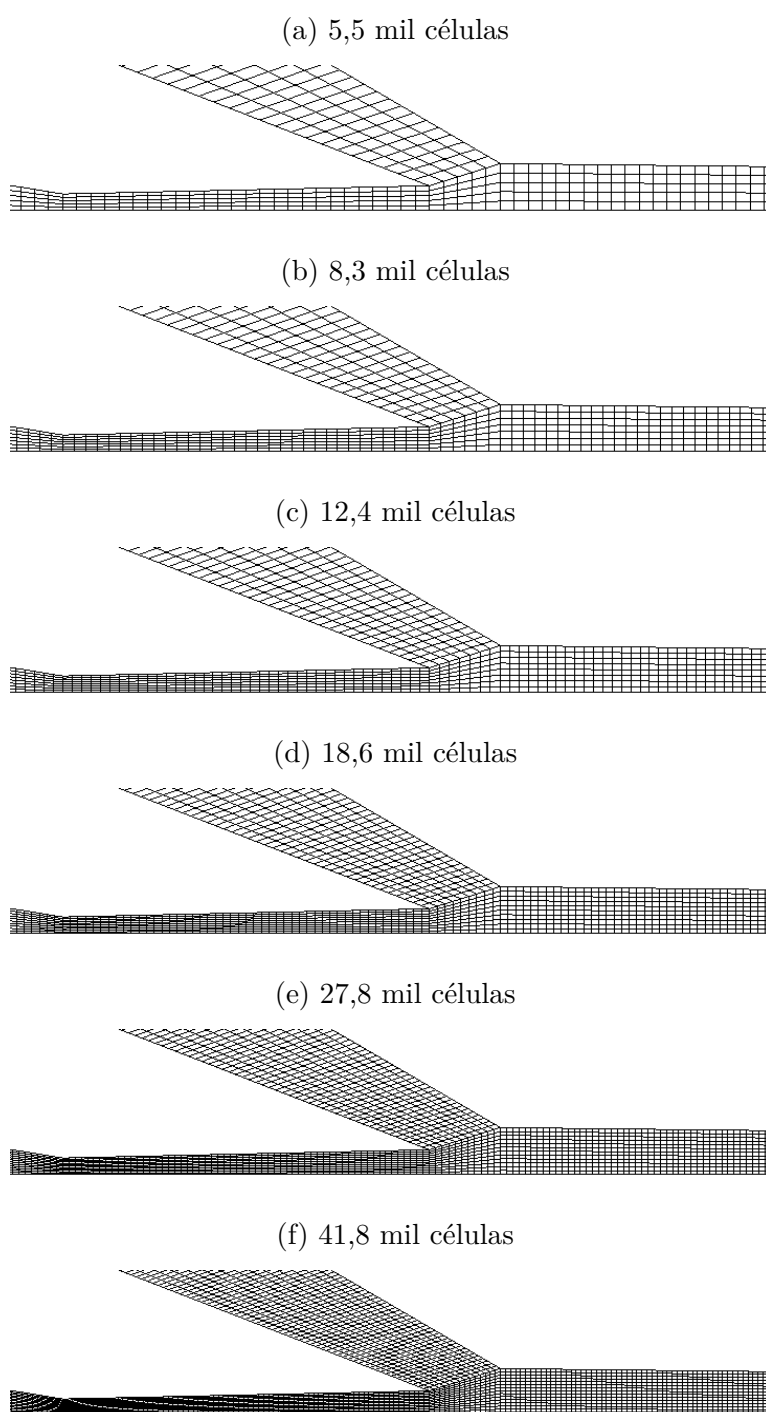
zeroGradient Aplica uma condição de gradiente nulo nas faces, baseando-se na região de contorno.

3.5 Validação da malha

Esta etapa de simulação do modelo consiste em analisar e escolher a melhor malha para realizar as simulações propostas, de acordo com parâmetros que mostram a sua qualidade. Para tanto, o principal esquema de discretização utilizado nos termos divergentes foi o upwind, sendo aplicado à pressão, à velocidade, à advecção da energia cinética, à energia cinética turbulenta e à taxa de dissipação turbulenta. Entretanto, o termo definido por “ $\text{div}(((\rho * \nu_{\text{Eff}}) * \text{dev2}(\nabla(U))))$ ” foi discretizado com o esquema “Gauss linear”. O tempo final de simulação foi definido como 0,6 segundos que, de acordo com testes preliminares, é suficiente para estabilizar o fluxo de massa interno, que costuma oscilar nas entradas no início. O indicativo de estabilização de regime é a condição de igualdade entre os fluxos de massa de entrada e saída do ejetor.

Para a análise proposta foram avaliadas seis malhas diferentes, identificadas na Fig. 11. Estas malhas foram analisadas quanto ao fluxo de massa total e ao tempo de processamento, sendo escolhida aquela que possibilita a melhor relação entre tempo de processamento e precisão dos resultados. O tempo de processamento é um importante indicador de custo computacional pois, quanto maior o seu valor, menos viável é a realização da simulação por conta do tempo total de processamento e outros recursos computacionais necessários. Em relação à precisão da

Figura 11 – Variação da malha com diferentes números de células

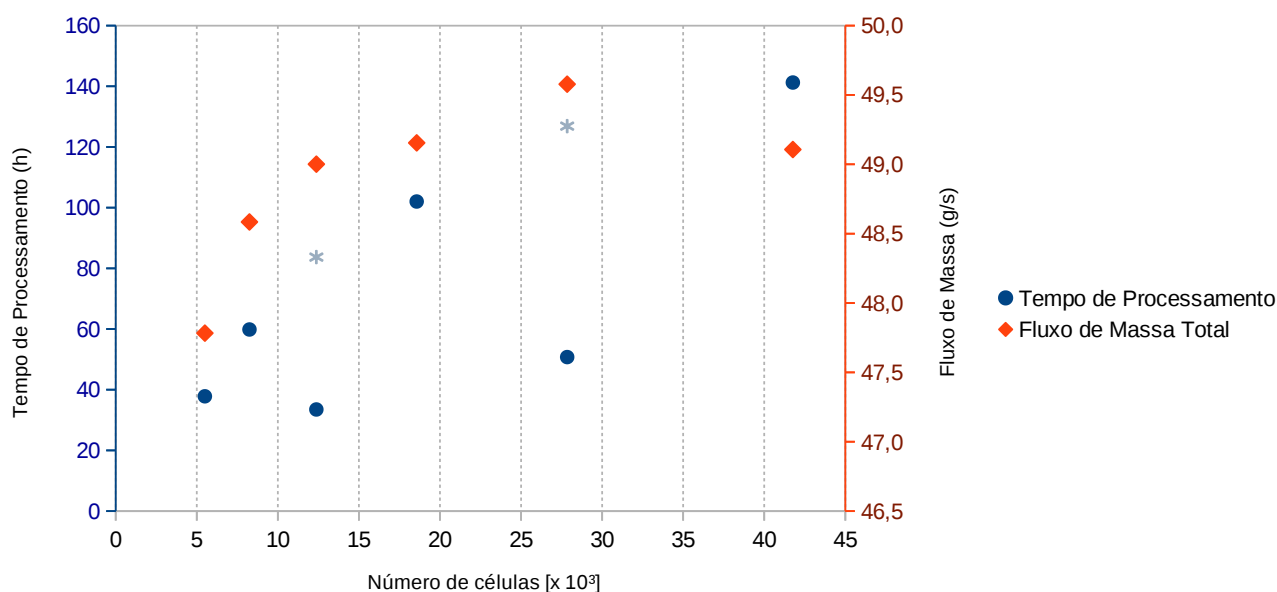


Fonte – o autor

simulação, pode-se afirmar que quanto menor a variação do fluxo de massa, mais precisa é a simulação. Assim sendo, o fluxo de massa de uma malha muito refinada possui uma variação menor do que o de uma mais grosseira.

Os testes realizados segundo os critérios já mencionados mostram uma relação entre

Figura 12 – Resultados do processamento e fluxo de massa total da etapa de validação da malha



Nota – Por questões de forma de ocupação do servidor do GRID, os pontos em 12,4 e 27,8 k células foram corrigidos empregando-se o fator 2,5.

Fonte – o autor

o tempo de processamento e fluxo de massa total, de acordo com a Fig. 12. Nesta figura nota-se que o tempo de processamento não aumenta proporcionalmente ao refinamento, de maneira uniforme. Estas oscilações no tempo podem ser verificadas até mesmo para malhas idênticas pois a simulação é realizada no Núcleo de Computação Científica da Unesp, usando a infra-estrutura computacional GridUnesp. Nesta infra-estrutura as simulações são executadas de acordo com a disponibilidade de processamento de cada conjunto de computadores e, muitas vezes, a simulação pode ser executada em diferentes conjuntos. Nesses casos, a própria comunicação entre os conjuntos de computadores é mais lenta do que a interna de uma central de processamento e implica em uma diminuição no desempenho e, consequentemente, num maior tempo de simulação. Dessa forma, deve-se destacar que os pontos exibidos na malha de 12,4 k e 27,8 k foram executados em uma menor quantidade de conjunto de computadores do que as simulações das demais malhas. Assim sendo, como método de equalização dos tempos, o tempo de processamento das malhas com 12,4 k e 27,8 k mil células deveriam ser multiplicados por um fator de aproximadamente 2,5x para se equiparar aos demais casos, conforme apresentado como asterisco na Fig. 12.

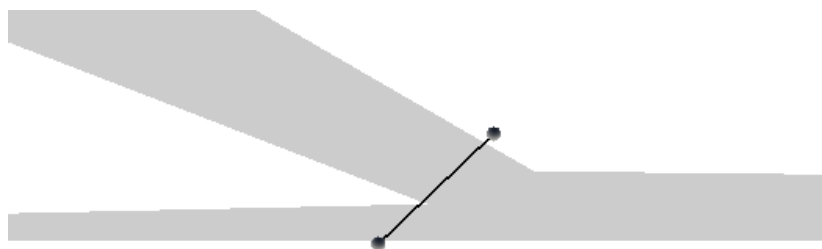
Analisando-se o fluxo de massa no interior do ejedor, nota-se que entre as malhas de 12,4 k e 18,6 k células o fluxo de massa possui a tendência de menor variação, o que implica na consistência do refinamento da malha. Além disso, a malha de 41,8 k células necessita de maior tempo de processamento para atingir o mesmo fluxo de massa que a malha de 18,6 k células. Assim sendo, esta última malha possui um custo computacional menor, mas mantendo uma boa precisão. Desta forma, considerando relação de precisão e tempo de processamento, a malha de 18,6 k células foi escolhida como adequada para dar continuidade a este trabalho.

3.6 Desenvolvimento das simulações e suas análises

As simulações executadas foram subdivididas em duas etapas distintas sendo que a primeira consiste na comparação de esquemas de discretização para o escoamento com pressões nas entradas e na saída determinadas. A segunda etapa consiste numa comparação equivalente, mas neste caso são estabelecidos o fluxo de massa em cada uma das entradas do ejedor. Além disso, três tipos de análises são comuns a todas as etapas, compostas pela análise das linhas de fluxo, do número de Mach e da pressão na parede do ejedor.

A análise das linhas de fluxo identifica as trajetórias do fluido que cruza a linha mostrada na Fig. 13, e permite visualizar e entender como o fluxo de massa ocorre no interior do ejedor. A análise do número de Mach, por sua vez, identifica algumas regiões que possuem velocidades supersônicas no interior do ejedor, principalmente após o bocal primário, e ainda se há regiões com velocidades muito altas ou muito baixas. A análise da pressão interna na superfície do ejedor, por sua vez, tem como finalidade identificar o seu comportamento em função da posição axial e permite compará-lo com resultados de outros autores.

Figura 13 – Reta (em preto) usada como base para análise das linhas de fluxo



Fonte – o autor

Capítulo 4

RESULTADOS E DISCUSSÃO

Este capítulo encontra-se subdividido em diferentes seções de maneira a demonstrar como foi realizado o desenvolvimento do trabalho. Após esta discussão geral, será apresentada uma sinopse da evolução do trabalho ao longo do tempo. Neste caso, depois da elaboração do modelo base foram realizados uma série de testes considerando as possibilidades de utilização de diferentes solvers e variadas condições de contorno. Isto se fez necessário para identificar e contornar problemas de convergência do modelo. Em todos os casos o fluido utilizado foi o Refrigerante R-134a, e para as condições da simulação o mesmo foi tratado como um gás ideal.

Quanto à convergência, o número de Courant é a variável interpretada para que este termo seja esclarecido. Convergência seria quando o número de Courant oscila a valores extremos e causa falha ou interrupção dos cálculos por incoerência entre os termos matemáticos. Estas falhas podem ocorrer logo nos primeiros minutos de teste, ou mesmo durante a simulação.

Depois desta apresentação serão avaliados dois problemas distintos e identificados por etapas. Numa primeira etapa, será analisada uma solução do problema utilizando as condições de pressão e temperatura apresentadas no estudo desenvolvido por Valle et al. (2015). Nesta etapa será analisada como a utilização de diferentes esquemas de discretização podem influenciar no resultado final da simulação. Entretanto, a condição de pressão para determinação de fluxo de massa é uma condição mais instável e, assim, para melhorar esta situação foi realizada a etapa seguinte do estudo onde se avalia a mesma situação, mas para condições de fluxos de massa estabelecidos em cada uma das entradas. As condições utilizadas nessas etapas encontram-se sumarizadas na Tab. 4, destacando-se que as condições de contorno de temperatura não foram alteradas nas diferentes situações. Além disso, a condição de pressão só será usada na etapa 1,

enquanto que o fluxo de massa será usado apenas na etapa 2.

Tabela 4 – Condições utilizadas para as diferentes etapas de simulação

Propriedade	Etapa 1			Etapa 2		
	Entrada 1	Entrada 2	Saída	Entrada 1	Entrada 2	Saída
Pressão [bar] ⁽¹⁾	23,30	4,15	6,50	-	-	-
Temperatura [K]	357,35	293,15	-	357,35	293,15	-
Fluxo de massa [kg/s] ⁽²⁾	-	-	-	$8,46 \cdot 10^{-5}$	$5,20 \cdot 10^{-5}$	-

⁽¹⁾ Condição usada apenas na etapa 1. ⁽²⁾ Condição usada apenas na etapa 2.

Fonte – o autor

O fluxo de massa, para a análise da Etapa 2, foi adotado a partir dos valores obtidos em um caso da Etapa 1, onde se teve uma boa concordância com os valores experimentais. Os valores apresentados na Tab. 4 são estimados coconsiderando a seção angular de 1° do ejetor, conforme mostrado na seção 3.2. Para início da simulação, deve-se definir um campo de variáveis iniciais (campo `internalField` no OpenFOAM®), sendo a grande maioria composta de um valor nulo. Entretanto, para os campos de pressão e temperatura, os valores iniciais foram definidos como 6,15 bar e 300 K, respectivamente. Estes valores se mostraram adequados para atingir a convergência dos resultados.

4.1 Evolução da definição do modelo físico do problema

A obtenção de um modelo físico consistente dependeu da realização de diversas simulações numéricas alterando as configurações disponíveis no OpenFOAM e condições de contorno para obtenção de uma solução estável, com boa convergência e boa aproximação dos resultados do dispositivo real. Para este objetivo, foram realizados 27 testes que podem ser acompanhados pelas Tab. 5 e Tab. 6. Nestas tabelas, apenas as condições de contorno dos termos da pressão, velocidade, temperatura, difusividade turbulenta, energia cinética turbulenta e taxa de dissipação turbulenta são apresentados por terem sido modificados no decorrer dos testes. Além disso, foi realizada uma separação por cor para permitir uma identificação imediata do tipo de mudança. Desta forma, a cor amarela indica a modificação do tipo de condição de contorno, enquanto que a cor azul apenas indica mudança de valores. Todas as condições de contorno usadas foram replicadas diretamente dos arquivos de configuração original do OpenFOAM®. No entanto, maiores detalhes da nomenclatura das condições de contorno

podem ser encontrados na seção 3.4 ou em bibliografia complementar como Greenshields (2015b) ou no código-fonte do OpenFOAM®.

Analisando-se esta tabela é possível verificar que o Teste 1 apresenta as condições de contorno usadas como base para o início das simulações do sonicFoam, cuja descrição juntamente aos demais solvers pode ser vista na seção 3.3. Apesar de haver alguns testes em que foram usados o solver rhoCentralFoam, estes não foram incluídos na tabela por não apresentarem grande relevância. Na realidade, estas soluções foram usadas apenas para atingir uma condição física consistente para inicializar a solução do solver sonicFoam.

Na sequência de testes que se segue sempre verificou-se inconsistências físicas no modelo, e a partir destas as condições de contorno foram alteradas. Para a implementação dessas melhorias grande parte das informações foram encontradas em Greenshields (2015b) ou em livros de CFD, como por exemplo Versteeg & Malalasekera (2007). Serão descritos, de forma mais destacadas, algumas mudanças desta lista de melhorias das condições de contorno.

Uma mudança importante ocorreu no teste 4, quando incluiu-se a condição de contorno de velocidade baseada na pressão *pressureInletVelocity*, como descrita na seção 3.4 e que possibilitou uma melhora significativa na convergência do modelo. No teste 5, a pressão e velocidade iniciais da malha, reconhecidos pelo termo *internalField*, teve seus valores atualizados para a pressão na saída do ejetor e velocidade nula em todas as direções do vetor, o que também auxiliou para uma melhor convergência dos resultados.

Nos testes 6 e 11, os valores de *k* e *epsilon*, destacados em azul, foram recalculados de acordo com a velocidade dos fluxos das simulações anteriores e uma suposição da intensidade de turbulência, conforme valor encontrado em literatura. Desta forma, a consistência dos valores de *k* e do *epsilon* melhoraram juntamente com o modelo físico do ejetor. No teste 7, o termo de difusividade turbulenta foi melhorado, contribuindo para a mesma finalidade dos testes 6 e 11. Outra mudança importante foi a inclusão de uma condição transiente para o estabelecimento da velocidade dos fluxos durante instantes iniciais. Este procedimento possibilitou também a criação de uma aproximação linear para o *k* e *epsilon*, calculados da mesma forma como nos testes 6 e 11, e que fora aplicado no teste 14. Estas novas condições foram possíveis pela utilização da condição de contorno *uniformFixedValue*, descrita na seção 3.4. Esta modificação foi muito importante por garantir a convergência e estabilidade do fluxo interno (descrito

na seção 3.5) do modelo de simulação e, conseqüentemente, melhor eficiência nos modelos posteriores.

A partir do teste 15 iniciaram-se dois objetivos em paralelo: uma simulação que pudesse simular propriamente um ejedor a partir dos valores de pressão nas entradas e saída, e outra que simulasse um ejedor a partir dos valores dos fluxos de massa na entrada. Os testes 15, 16, 17, 20.1, 20.2, 20.1.1 e 20.2.1, que podem ser visualizados na Tab. 6, demonstram a busca pelo melhor tipo de simulação modificando-se, principalmente, as condições de contorno na pressão. Nesta situação, cabe destacar que a condição anterior (*totalPressure*), não estava representando adequadamente o comportamento da pressão dos fluxos de entrada e saída. Desta forma, foram analisadas as condições *uniformFixedValue*, *fixedMean*, *fixedFluxPressure*, *fixedValue* e *waveTransmissive*, cujos detalhes de cada uma podem ser vistos na seção 3.4. A condição *fixedValue* representou uma evolução importante para a condição de contorno nas entradas e na saída do fluxo do ejedor. Como resultado de todas estas avaliações quanto à estabilidade do fluxo, convergência e fidelidade ao modelo real, o teste 21 foi definido como aquele que possui as melhores condições de contorno para analisar um ejedor quando há as pressões de entrada e saída como condições iniciais de simulação.

Os testes 18, 19, 20 e 20.3, que podem ser visualizados na Tab. 6, têm como objetivo identificar as melhores condições de contorno para as simulações que tem como condição inicial os fluxos de massa nas entradas do ejedor. Desta forma, diferentes condições de contorno de pressão foram avaliados enquanto a velocidade possui a condição de *flowRateInletVelocity*, que possibilita inserir os fluxos de massa na entrada. As condições de contorno da pressão nas entradas analisadas foram a *zeroGradient*, *fixedGradient* e *fixedValue*, enquanto na saída as condições *waveTransmissive*, *fixedValue* e *zeroGradient* foram analisadas. Para detalhes de o que cada uma das condições representa vide a seção 3.4. A condição *waveTransmissive* também representou uma evolução importante para a condição de contorno na saída do fluxo do ejedor. Por fim, o teste 22 resume as condições de contorno que proporcionaram melhores resultados quanto à estabilidade do fluxo interno e convergência da simulação para este caso de fluxo de massa definido.

Tabela 5 – Evolução dos testes de simulação: 1 a 14

Região	1	2	3	4	5	6	7
p_internalField	uniform 23.3e5	uniform 23.3e5	uniform 23.3e5	uniform 23.3e5	uniform 6.50e5	uniform 6.50e5	uniform 6.50e5
p1	fixedValue	fixedValue	fixedValue	fixedValue	uniformFixedValue	uniformFixedValue	uniformFixedValue
p2	fixedValue	fixedValue	fixedValue	fixedValue	uniformFixedValue	uniformFixedValue	uniformFixedValue
po	zeroGradient	zeroGradient	zeroGradient	zeroGradient	zeroGradient	zeroGradient	zeroGradient
p_walls	zeroGradient	slip	zeroGradient	zeroGradient	zeroGradient	zeroGradient	zeroGradient
U_internalField	uniform (300 0 0)	uniform (10 0 0)	uniform (10 0 0)	uniform (10 0 0)	uniform (0 0 0)	uniform (0 0 0)	uniform (0 0 0)
U1	pressureInletVelocity	zeroGradient	zeroGradient	pressureInletVelocity	pressureInletVelocity	pressureInletVelocity	pressureInletVelocity
U2	pressureInletVelocity	zeroGradient	zeroGradient	pressureInletVelocity	pressureInletVelocity	pressureInletVelocity	pressureInletVelocity
Uo	zeroGradient	zeroGradient	zeroGradient	zeroGradient	zeroGradient	zeroGradient	zeroGradient
U_walls	noSlip	slip	noSlip	noSlip	noSlip	noSlip	noSlip
T_internalField	uniform 300	uniform 300	uniform 300	uniform 300	uniform 300	uniform 300	uniform 300
T1	inletOutlet	fixedValue	fixedValue	fixedValue	fixedValue	fixedValue	fixedValue
T2	inletOutlet	fixedValue	fixedValue	fixedValue	fixedValue	fixedValue	fixedValue
To	inletOutlet	zeroGradient	zeroGradient	zeroGradient	zeroGradient	zeroGradient	zeroGradient
T_walls	zeroGradient	slip	zeroGradient	zeroGradient	zeroGradient	zeroGradient	zeroGradient
alphat_walls	calculated	calculated	calculated	calculated	calculated	calculated	compressible::alphatWallFunction
epsilon_internalField	uniform 100	uniform 100	uniform 100	uniform 100	uniform 100	uniform 100	uniform 100
epsilon1	fixedValue	fixedValue	fixedValue	fixedValue	fixedValue	fixedValue	fixedValue
epsilon2	fixedValue	fixedValue	fixedValue	fixedValue	fixedValue	fixedValue	fixedValue
epsilono	inletOutlet	inletOutlet	inletOutlet	inletOutlet	inletOutlet	inletOutlet	inletOutlet
epsilon_walls	epsilonWallFunction	epsilonWallFunction	epsilonWallFunction	epsilonWallFunction	epsilonWallFunction	epsilonWallFunction	epsilonWallFunction
k_internalField	uniform 10	uniform 10	uniform 10	uniform 10	uniform 10	uniform 351	uniform 351
k1	fixedValue	fixedValue	fixedValue	fixedValue	fixedValue	fixedValue	fixedValue
k2	fixedValue	fixedValue	fixedValue	fixedValue	fixedValue	fixedValue	fixedValue
ko	inletOutlet	inletOutlet	inletOutlet	inletOutlet	inletOutlet	inletOutlet	inletOutlet
k_walls	kqRWallFunction	kqRWallFunction	kqRWallFunction	kqRWallFunction	kqRWallFunction	kqRWallFunction	kqRWallFunction

Região	8	9	10	11	12	13	14
p_internalField	uniform 6.50e5	uniform 6.50e5	uniform 6.50e5	uniform 6.50e5	uniform 6.50e5	uniform 6.50e5	uniform 6.50e5
p1	uniformFixedValue	totalPressure	totalPressure	totalPressure	totalPressure	totalPressure	totalPressure
p2	uniformFixedValue	totalPressure	totalPressure	totalPressure	totalPressure	totalPressure	totalPressure
po	fixedMean	fixedMean	fixedValue	fixedValue	waveTransmissive	waveTransmissive	waveTransmissive
p_walls	zeroGradient	zeroGradient	zeroGradient	zeroGradient	zeroGradient	zeroGradient	zeroGradient
U_internalField	uniform (0 0 0)	uniform (0 0 0)	uniform (0 0 0)	uniform (0 0 0)	uniform (0 0 0)	uniform (0 0 0)	uniform (0 0 0)
U1	pressureInletVelocity	pressureInletVelocity	pressureInletOutletVelocity	pressureInletOutletVelocity	pressureInletOutletVelocity	pressureInletOutletVelocity	pressureInletOutletVelocity
U2	pressureInletVelocity	pressureInletVelocity	pressureInletVelocity	pressureInletVelocity	pressureInletVelocity	pressureInletVelocity	pressureInletVelocity
Uo	zeroGradient	zeroGradient	zeroGradient	zeroGradient	zeroGradient	zeroGradient	zeroGradient
U_walls	noSlip	noSlip	noSlip	noSlip	noSlip	noSlip	noSlip
T_internalField	uniform 300	uniform 300	uniform 300	uniform 300	uniform 300	uniform 300	uniform 300
T1	fixedValue	fixedValue	fixedValue	fixedValue	fixedValue	fixedValue	fixedValue
T2	fixedValue	fixedValue	fixedValue	fixedValue	inletOutlet	fixedValue	fixedValue
To	zeroGradient	zeroGradient	zeroGradient	zeroGradient	zeroGradient	zeroGradient	zeroGradient
T_walls	zeroGradient	zeroGradient	zeroGradient	zeroGradient	zeroGradient	zeroGradient	zeroGradient
alphat_walls	compressible::alphatWallFunction	compressible::alphatWallFunction	compressible::alphatWallFunction	compressible::alphatWallFunction	compressible::alphatWallFunction	compressible::alphatWallFunction	compressible::alphatWallFunction
epsilon_internalField	uniform 100	uniform 100	uniform 100	uniform 4	uniform 4	uniform 4	uniform 150
epsilon1	fixedValue	fixedValue	fixedValue	fixedValue	fixedValue	fixedValue	uniformFixedValue
epsilon2	fixedValue	fixedValue	fixedValue	fixedValue	fixedValue	fixedValue	uniformFixedValue
epsilono	inletOutlet	inletOutlet	inletOutlet	inletOutlet	inletOutlet	inletOutlet	uniformFixedValue
epsilon_walls	epsilonWallFunction	epsilonWallFunction	epsilonWallFunction	epsilonWallFunction	epsilonWallFunction	epsilonWallFunction	epsilonWallFunction
k_internalField	uniform 351	uniform 351	uniform 351	uniform 6	uniform 6	uniform 6	uniform 1
k1	fixedValue	fixedValue	fixedValue	fixedValue	fixedValue	fixedValue	uniformFixedValue
k2	fixedValue	fixedValue	fixedValue	fixedValue	fixedValue	fixedValue	uniformFixedValue
ko	inletOutlet	inletOutlet	inletOutlet	inletOutlet	inletOutlet	inletOutlet	uniformFixedValue
k_walls	kqRWallFunction	kqRWallFunction	kqRWallFunction	kqRWallFunction	kqRWallFunction	kqRWallFunction	kqRWallFunction

Fonte – o autor

Nota – A cor amarela representa a modificação da condição de contorno, enquanto que o azul representa apenas a mudança de valores usados.

Tabela 6 – Evolução dos testes de simulação: 15 a 22

Região	15	16	17	18	19	20	20.1
p_internalField	uniform 6.50e5	uniform 6.50e5	uniform 6.50e5	uniform 6.50e5	uniform 6.50e5	uniform 6.50e5	uniform 6.50e5
p1	uniformFixedValue	fixedMean	fixedFluxPressure	zeroGradient	fixedGradient	fixedValue	fixedValue
p2	uniformFixedValue	fixedMean	fixedFluxPressure	zeroGradient	fixedGradient	fixedValue	fixedValue
po	waveTransmissive	waveTransmissive	waveTransmissive	waveTransmissive	waveTransmissive	fixedValue	fixedValue
p_walls	zeroGradient	zeroGradient	zeroGradient	zeroGradient	zeroGradient	zeroGradient	zeroGradient
U_internalField	uniform (0 0 0)	uniform (0 0 0)	uniform (0 0 0)	uniform (0 0 0)	uniform (0 0 0)	uniform (0 0 0)	uniform (0 0 0)
U1	pressureInletOutletVelocity	pressureInletOutletVelocity	pressureInletOutletVelocity	flowRateInletVelocity	flowRateInletVelocity	flowRateInletVelocity	zeroGradient
U2	pressureInletVelocity	pressureInletVelocity	pressureInletVelocity	flowRateInletVelocity	flowRateInletVelocity	flowRateInletVelocity	zeroGradient
Uo	zeroGradient	zeroGradient	zeroGradient	zeroGradient	zeroGradient	zeroGradient	zeroGradient
U_walls	noSlip	noSlip	noSlip	noSlip	noSlip	noSlip	noSlip
T_internalField	uniform 300	uniform 300	uniform 300	uniform 300	uniform 300	uniform 300	uniform 300
T1	fixedValue	fixedValue	fixedValue	fixedValue	fixedValue	fixedValue	fixedValue
T2	fixedValue	fixedValue	fixedValue	fixedValue	fixedValue	fixedValue	fixedValue
To	zeroGradient	zeroGradient	zeroGradient	zeroGradient	zeroGradient	zeroGradient	zeroGradient
T_walls	zeroGradient	zeroGradient	zeroGradient	zeroGradient	zeroGradient	zeroGradient	zeroGradient
alphat_walls	compressible::alphatWallFunction	compressible::alphatWallFunction	compressible::alphatWallFunction	compressible::alphatWallFunction	compressible::alphatWallFunction	compressible::alphatWallFunction	compressible::alphatWallFunction
epsilon_internalField	uniform 150	uniform 150	uniform 150	uniform 150	uniform 150	uniform 150	uniform 150
epsilon1	uniformFixedValue	uniformFixedValue	uniformFixedValue	uniformFixedValue	uniformFixedValue	uniformFixedValue	uniformFixedValue
epsilon2	uniformFixedValue	uniformFixedValue	uniformFixedValue	uniformFixedValue	uniformFixedValue	uniformFixedValue	uniformFixedValue
epsilon0	uniformFixedValue	uniformFixedValue	uniformFixedValue	uniformFixedValue	uniformFixedValue	uniformFixedValue	uniformFixedValue
epsilon_walls	epsilonWallFunction	epsilonWallFunction	epsilonWallFunction	epsilonWallFunction	epsilonWallFunction	epsilonWallFunction	epsilonWallFunction
k_internalField	uniform 1	uniform 1	uniform 1	uniform 1	uniform 1	uniform 1	uniform 1
k1	uniformFixedValue	uniformFixedValue	uniformFixedValue	uniformFixedValue	uniformFixedValue	uniformFixedValue	uniformFixedValue
k2	uniformFixedValue	uniformFixedValue	uniformFixedValue	uniformFixedValue	uniformFixedValue	uniformFixedValue	uniformFixedValue
ko	uniformFixedValue	uniformFixedValue	uniformFixedValue	uniformFixedValue	uniformFixedValue	uniformFixedValue	uniformFixedValue
k_walls	kqRWallFunction	kqRWallFunction	kqRWallFunction	kqRWallFunction	kqRWallFunction	kqRWallFunction	kqRWallFunction

Região	20.2	20.3	20.1.1	20.2.1	21	22
p_internalField	uniform 6.50e5	uniform 6.50e5	uniform 6.50e5	uniform 6.50e5	uniform 6.50e5	uniform 6.50e5
p1	fixedValue	fixedValue	fixedValue	fixedValue	fixedValue	fixedGradient
p2	fixedValue	fixedValue	fixedValue	fixedValue	fixedValue	fixedGradient
po	fixedValue	zeroGradient	zeroGradient	zeroGradient	fixedValue	waveTransmissive
p_walls	zeroGradient	zeroGradient	zeroGradient	zeroGradient	zeroGradient	zeroGradient
U_internalField	uniform (0 0 0)	uniform (0 0 0)	uniform (0 0 0)	uniform (0 0 0)	uniform (0 0 0)	uniform (0 0 0)
U1	pressureInletOutletVelocity	flowRateInletVelocity	zeroGradient	pressureInletOutletVelocity	pressureInletOutletVelocity	flowRateInletVelocity
U2	pressureInletVelocity	flowRateInletVelocity	zeroGradient	pressureInletVelocity	pressureInletVelocity	flowRateInletVelocity
Uo	zeroGradient	zeroGradient	zeroGradient	zeroGradient	zeroGradient	zeroGradient
U_walls	noSlip	noSlip	noSlip	noSlip	noSlip	noSlip
T_internalField	uniform 300	uniform 300	uniform 300	uniform 300	uniform 300	uniform 300
T1	fixedValue	fixedValue	fixedValue	fixedValue	fixedValue	fixedValue
T2	fixedValue	fixedValue	fixedValue	fixedValue	fixedValue	fixedValue
To	zeroGradient	zeroGradient	zeroGradient	zeroGradient	zeroGradient	zeroGradient
T_walls	zeroGradient	zeroGradient	zeroGradient	zeroGradient	zeroGradient	zeroGradient
alphat_walls	compressible::alphatWallFunction	compressible::alphatWallFunction	compressible::alphatWallFunction	compressible::alphatWallFunction	compressible::alphatWallFunction	compressible::alphatWallFunction
epsilon_internalField	uniform 150	uniform 150	uniform 150	uniform 150	uniform 150	uniform 150
epsilon1	uniformFixedValue	uniformFixedValue	uniformFixedValue	uniformFixedValue	uniformFixedValue	uniformFixedValue
epsilon2	uniformFixedValue	uniformFixedValue	uniformFixedValue	uniformFixedValue	uniformFixedValue	uniformFixedValue
epsilon0	uniformFixedValue	uniformFixedValue	uniformFixedValue	uniformFixedValue	uniformFixedValue	uniformFixedValue
epsilon_walls	epsilonWallFunction	epsilonWallFunction	epsilonWallFunction	epsilonWallFunction	epsilonWallFunction	epsilonWallFunction
k_internalField	uniform 1	uniform 1	uniform 1	uniform 1	uniform 1	uniform 1
k1	uniformFixedValue	uniformFixedValue	uniformFixedValue	uniformFixedValue	uniformFixedValue	uniformFixedValue
k2	uniformFixedValue	uniformFixedValue	uniformFixedValue	uniformFixedValue	uniformFixedValue	uniformFixedValue
ko	uniformFixedValue	uniformFixedValue	uniformFixedValue	uniformFixedValue	uniformFixedValue	uniformFixedValue
k_walls	kqRWallFunction	kqRWallFunction	kqRWallFunction	kqRWallFunction	kqRWallFunction	kqRWallFunction

Fonte – o autor

Nota – A cor amarela representa a modificação da condição de contorno, enquanto que o azul representa apenas a mudança de valores usados.

4.2 Casos estudados e descrição das análises realizadas

Com base nos estudos anteriores definiu-se o modelo físico a ser aplicado em cada uma das etapas. Este trabalho propõe-se a avaliar como a utilização de diferentes esquemas de discretização nos termos advectivos de cada uma das equações influi na consistência dos resultados obtidos. O OpenFOAM permite, através do arquivo *fvSchemes*, que se selecione para cada solução o esquema de discretização a ser utilizado. Desta forma, foram criados 21 casos diferentes e, para facilitar a identificação de cada um, foi implementado um código de identificação composto por três dígitos XYZ.

O código XYZ, conforme mostrado na Tab. 7, identifica o tipo de esquema de discretização (descritos na seção 3.3) usado para certas variáveis. Sendo assim, a letra X indica o tipo de discretização aplicado à pressão. A letra Y, por sua vez, indica o tipo de discretização para a advecção da velocidade, e a letra Z, o tipo de discretização para a advecção da energia interna. Os demais termos configurados, ou seja, da energia cinética turbulenta e o taxa de dissipação turbulenta permaneceram com o esquema de discretização “Gauss upwind”, enquanto o termo de tensão viscosa “ $\text{div}(((\rho \cdot \nu_{\text{Eff}}) \cdot \text{dev2}(\nabla(\mathbf{U}))))$ ” utiliza o “Gauss linear”. Existe ainda um termo adicional representado pela advecção de energia cinética (K) que foi utilizado em todos os casos com a mesma discretização usada na pressão.

Tabela 7 – Legenda da codificação dos casos simulados.

Caso XYZ	Propriedade	Valor
Variável X (p)	1	Gauss limitedLinear 1
	2	Gauss upwind
Variável Y (U)	1	Gauss limitedLinear grad(U)
	2	Gauss limitedLinearV grad(U)
	3	Gauss linearUpwind grad(U)
	4	Gauss linearUpwindV grad(U)
	5	Gauss LUST grad(U)
	6	Gauss upwind
Variável Z (e_i)	1	Gauss limitedLinear 1
	2	Gauss linearUpwind 1
	3	Gauss linearUpwind grad(e)
	4	Gauss LUST 1
	5	Gauss LUST grad(e)
	6	Gauss upwind

Fonte – o autor

Como nem todas as combinações entre os códigos são interessantes como modelo de simulação, apenas algumas foram selecionadas como casos viáveis. Desta forma, 21 casos foram

selecionados, definidos pelos códigos: 111, 121, 131, 132, 133, 141, 142, 143, 151, 154, 155, 232, 233, 236, 242, 243, 246, 254, 255, 256 e 266.

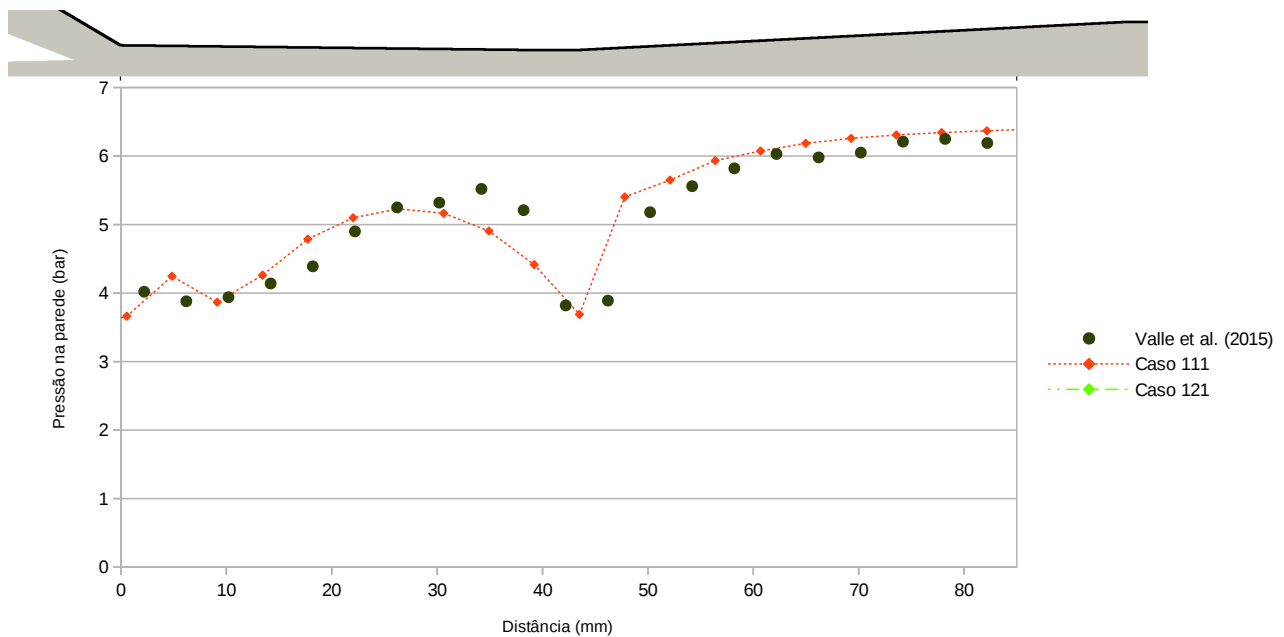
4.3 Etapa 1: Comparação de esquemas de discretização dos casos de pressão definida

Esta etapa consiste na análise dos resultados das simulações com as condições de pressão determinada nas entradas e saída do ejedor. Nesta análise, o seis casos de códigos 132, 232, 142, 242, 154 e 254 resultaram em falha de convergência e não foi possível a obtenção de resultados finais. Em resumo, nenhum dos casos com o esquema de discretização da equação da energia usando “Gauss linearUpwind 1” ou “Gauss LUST 1”, descritos na seção 3.3, sequer iniciaram a simulação. Ao contrário das demais, o caso 121 iniciou a simulação normalmente, no entanto, não alcançou a convergência dos resultados.

Os resultados dos demais casos foram subdivididos em vários gráficos, com o propósito de facilitar identificação de cada caso. O primeiro conjunto de gráficos apresenta a distribuição de pressão na parede da região de expansão do ejedor. Este resultado foi escolhido em função da existência de resultados experimentais para esta geometria obtidos por Valle et al. (2015). Desta forma é possível comparar cada caso com os resultados experimentais e analisar o seu comportamento. O estudo dos casos em que se aplica “Gauss limitedLinear” para todos os conjuntos de equações pode ser visto na Fig. 14. Neste caso cabe destacar que o caso 121 que utilizava “Gauss linearUpwind grad(U)” para a velocidade não atingiu a convergência dos resultados e portanto não possui pontos na referida figura. Nota-se um comportamento similar entre a simulação e os dados experimentais, mas os dados numéricos apresentam resultados mais atenuados que os verificados experimentalmente. Como o trabalho de Valle et al. (2015) não apresenta a incerteza dos dados de pressão não há como garantir algo em termos de valores absolutos mas nota-se, sem dúvida um comportamento um pouco diferenciado.

A Fig. 15 apresenta os resultados também para o “Gauss limitedLinear” para a pressão, mas utiliza esquemas do tipo “Gauss linearUpwind” para as discretizações dos termos da quantidade de movimento e energia. Nestes casos, verifica-se um comportamento muito similar ao observado no caso anterior. Nota-se que a tendência é bastante similar à verificada experimentalmente por Valle et al. (2015), mas apresentando discrepâncias entre os pontos

Figura 14 – Gráficos da pressão na parede dos casos 111 e 121 na etapa 1



Fonte – o autor

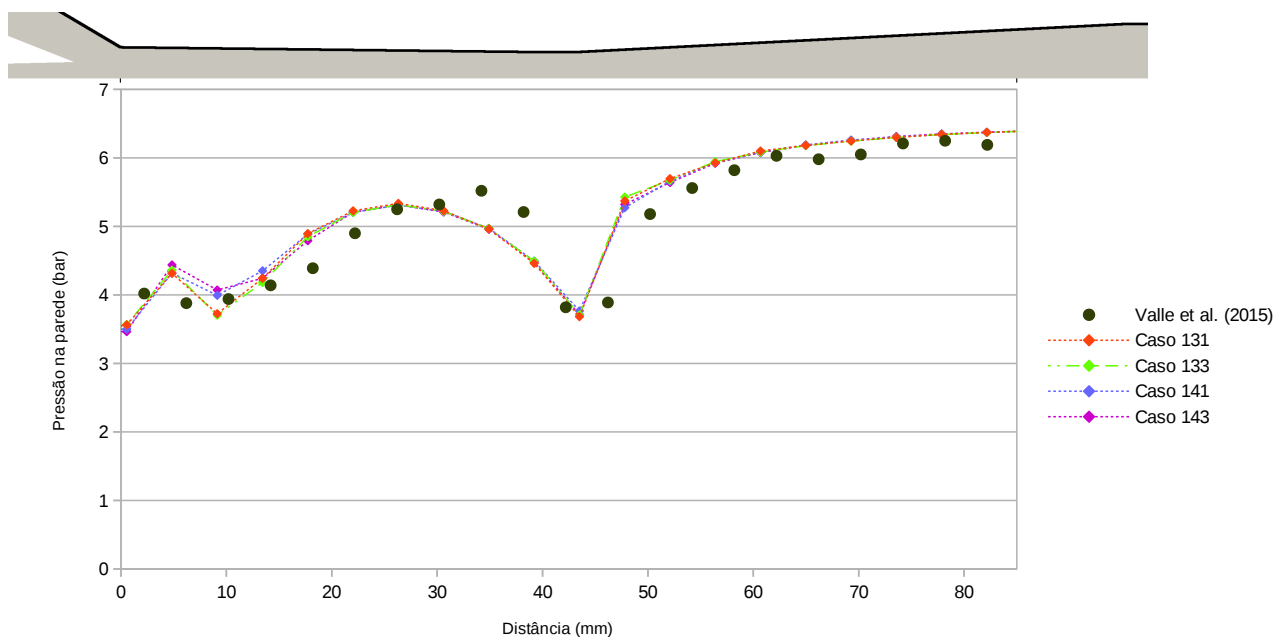
e intensidades máximas. Nota-se que o uso do esquema "Gauss linearUpwindV" provocou uma pequena redução de uma oscilação que ocorre no início da região considerada. Numa análise geral, entende-se que a utilização deste esquema não afetou de maneira significativa os resultados se comparado às discretizações anteriormente apresentadas na Fig. 14.

A Fig. 16 por sua vez apresenta os últimos casos usando o "Gauss limitedLinear" para a pressão, agora, esquemas do tipo "Gauss LUST" para as discretizações dos termos da quantidade de movimento e energia. Neste caso verifica-se que o modelo levou a uma maior oscilação na região inicial e uma discrepância um pouco maior de resultados e comportamento da pressão. De maneira geral, a utilização do método não parece ser adequada a este tipo de problema.

Analisando-se, o conjunto de resultados nota-se um pico de pressão em $x = 27mm$, com um valor próximo (cerca de 5,5% de diferença) do caso de Valle et al. (2015) em comparação. No entanto, este pico encontra-se deslocado para a esquerda em relação a Valle et al. (2015), assim como o aumento de pressão em $x = 47mm$, mais à esquerda do que o observado na mesma referência.

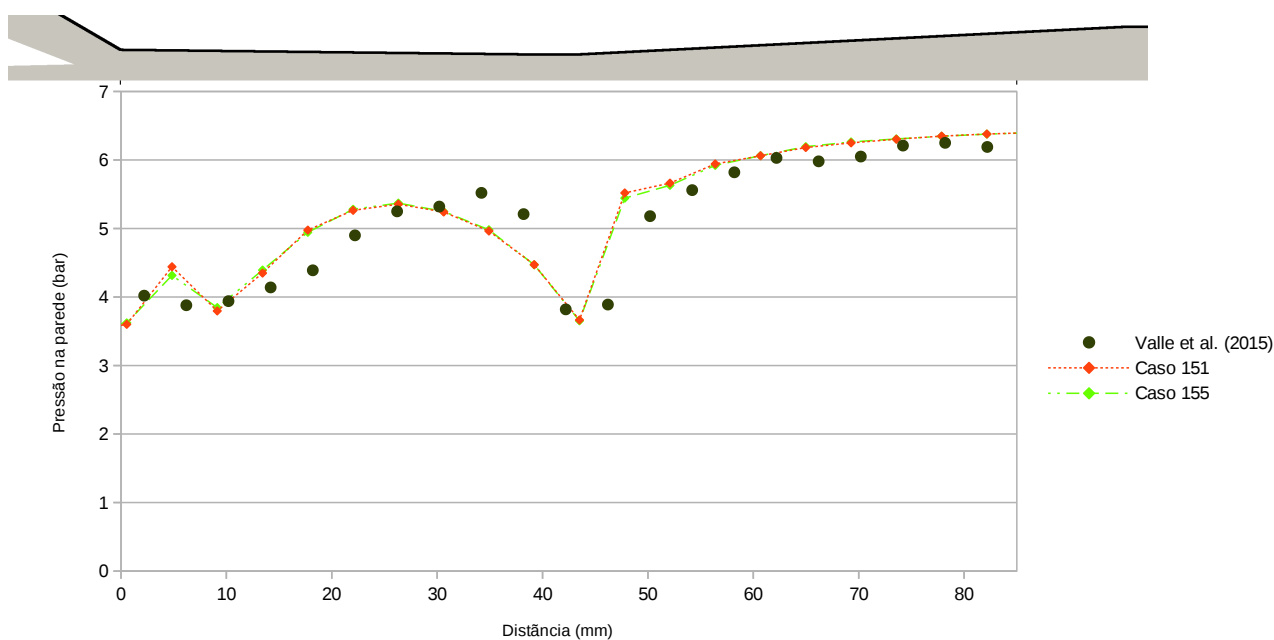
Avaliando agora os resultados para a distribuição de pressão na parede das simulações

Figura 15 – Gráficos da pressão na parede dos casos 131, 133, 141 e 143 na etapa 1



Fonte – o autor

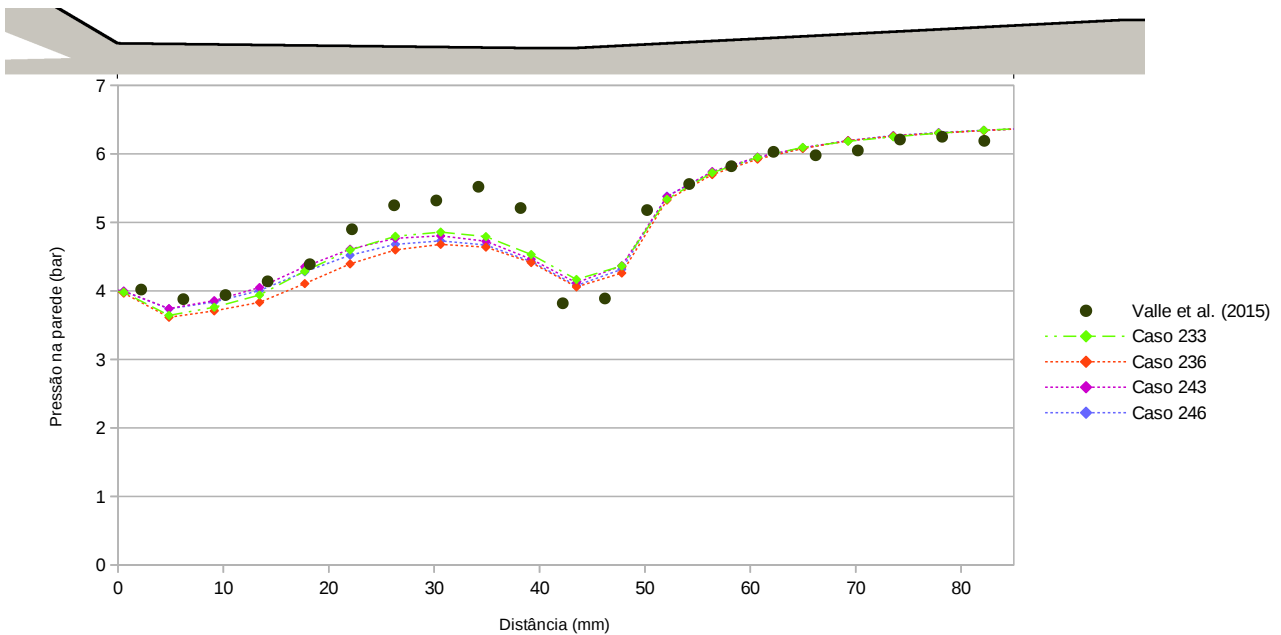
Figura 16 – Gráficos da pressão na parede dos casos 151 e 155 na etapa 1



Fonte – o autor

que utilizam o esquema “Gauss upwind” para a pressão foram também comparados aos resultados experimentais de Valle et al. (2015). Considerando esta nova situação, a Fig. 17

Figura 17 – Gráficos da pressão na parede dos casos 233, 236, 243 e 246 na etapa 1



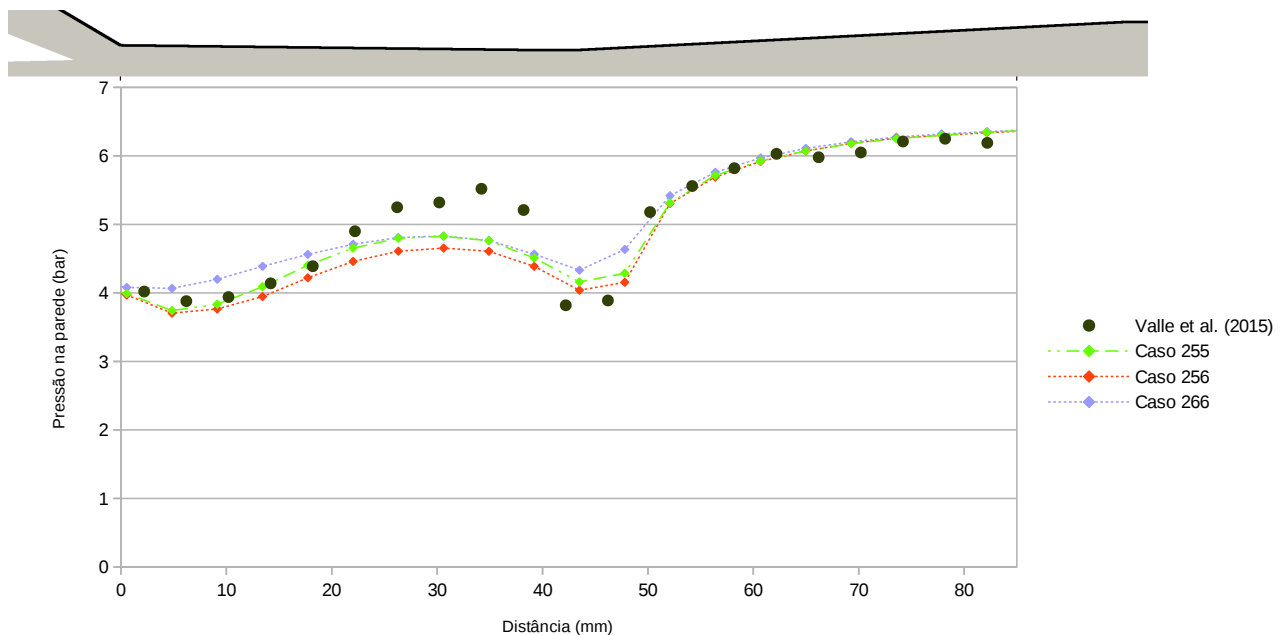
Fonte – o autor

apresenta os casos onde foram utilizadas as discretizações tipo “Gauss linearUpwind” para o campo de velocidades e energia e o “Gauss upwind” para a energia. Os resultados foram praticamente coincidentes para a região final, mas divergem um pouco entre si na condição inicial. Neste caso, foi o método que utilizava o “Gauss linearUpwind” baseado nos gradientes de cada um dos campos (233) que apresentou os melhores resultados dentre os avaliados.

Para finalizar, a comparação da pressão utilizando o esquema “Gauss upwind” na pressão foram avaliados os esquemas “Gauss LUST” e “Gauss upwind” para o campo de velocidades e energia, conforme mostrado na Fig. 18. Nota-se também neste caso uma boa concordância da solução com uma pequena vantagem da discretização uniforme totalmente “Gauss upwind”.

Para os casos de discretização “Gauss upwind” da pressão verifica-se um pico na posição $x = 30\text{mm}$, que está mais próximo do pico de Valle et al. (2015) que as anteriormente mostradas. Porém, o valor da pressão nessa região fica abaixo das pressões verificadas em cerca de 13%. Após $x = 42\text{mm}$, local do final da onda de choque, os valores de pressão são muito semelhantes àqueles encontrados em Valle et al. (2015). Desta forma, percebe-se que enquanto os casos iniciados pelo código 2 são melhores para a previsão da pressão de saída do fluxo de mistura,

Figura 18 – Gráficos da pressão na parede dos casos 255, 256 e 266 na etapa 1

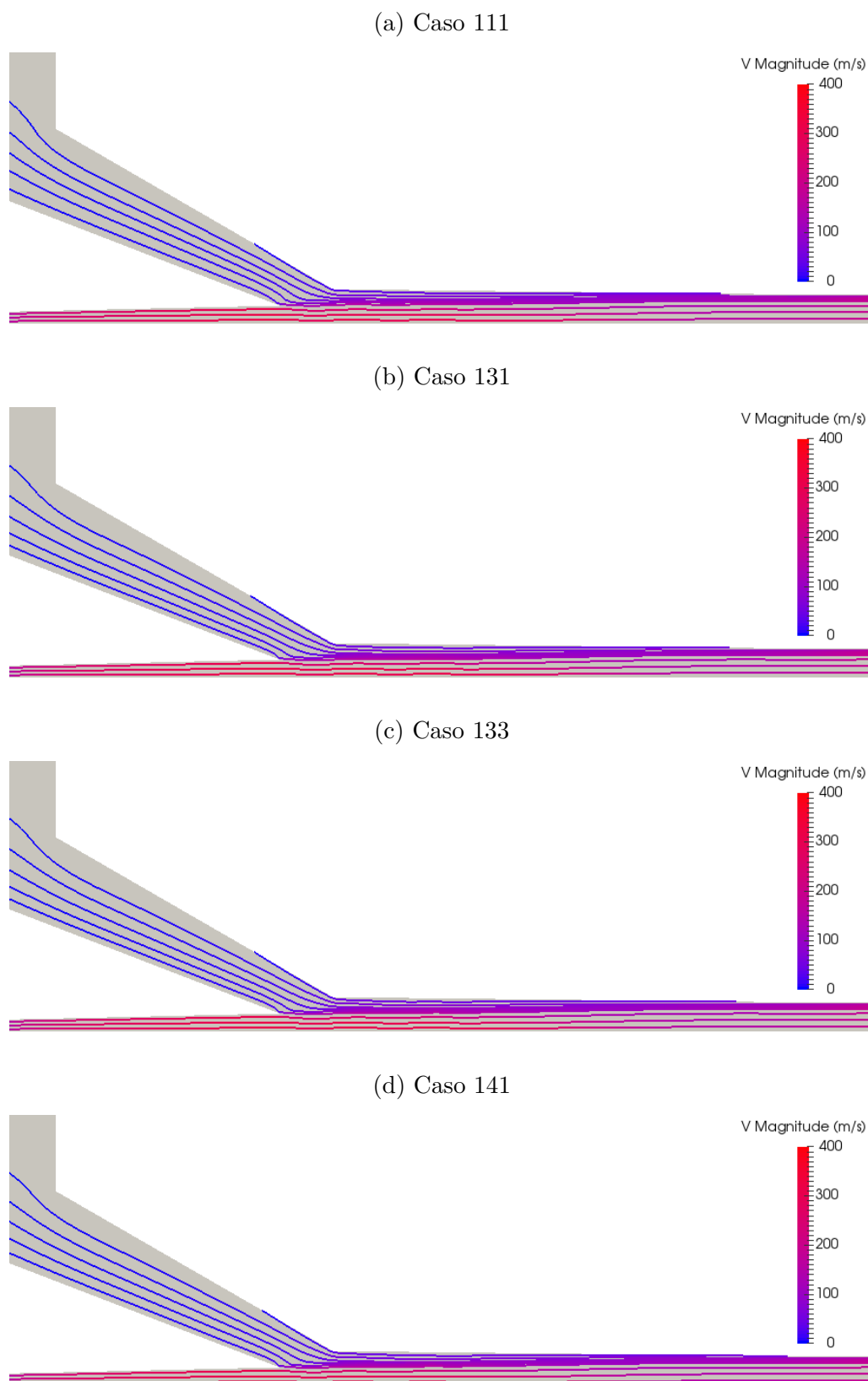


Fonte – o autor

os casos com o primeiro dígito 1 têm a característica de melhor predição do pico de pressão da parede do ejetor durante a mistura dos dois fluxos (região supersônica). Uma avaliação geral de todos os métodos apresentados indica que os métodos de ordem maior antecipam os picos de pressão enquanto o método “Gauss upwind” menospreza um pouco a sua intensidade.

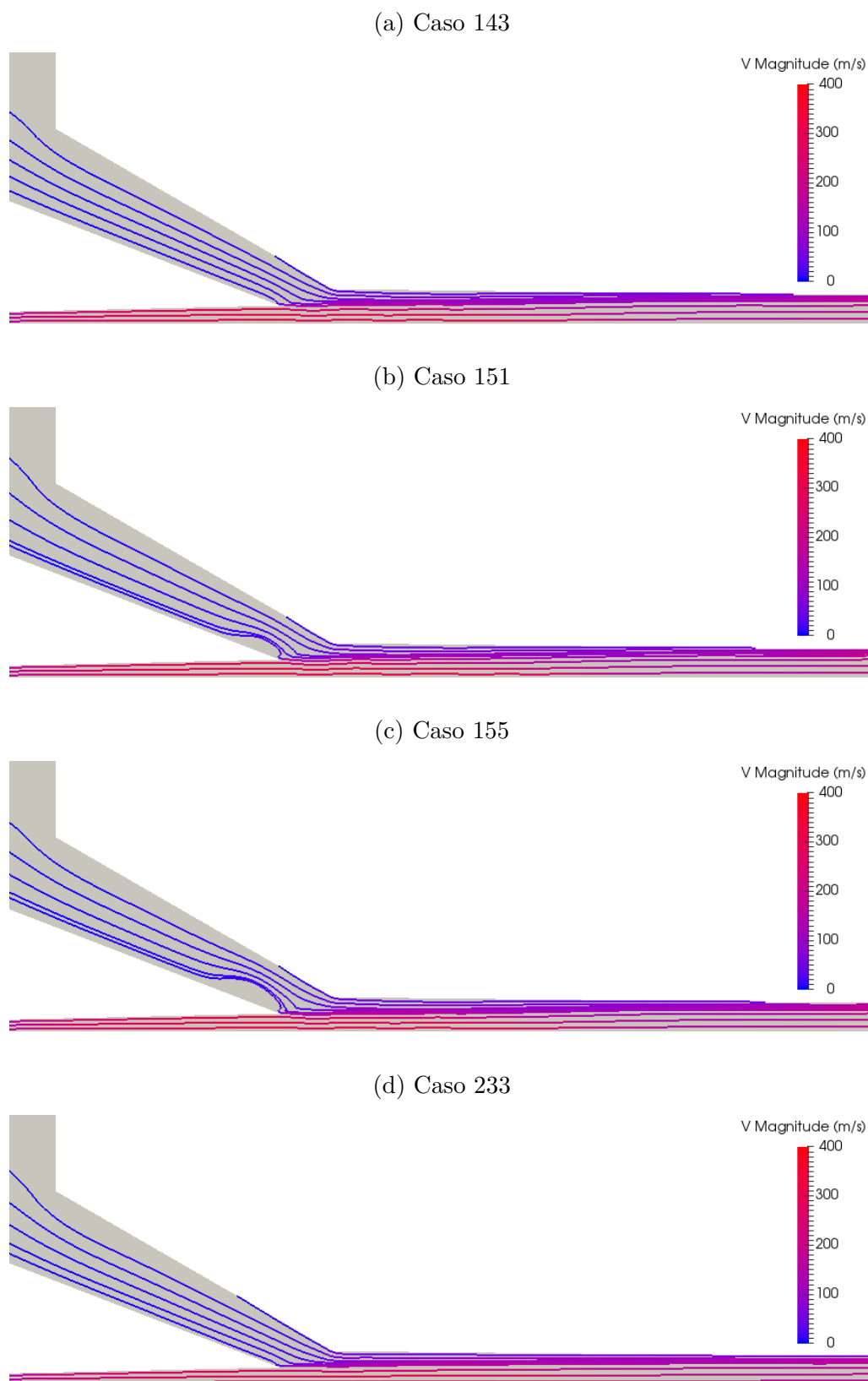
Uma outra maneira de comparar os resultados dos diferentes esquemas aplicados é comparando as suas linhas de fluxo. Os resultados das diferentes discretizações para esta etapa foram agrupados e podem ser vistos nas Fig. 19, 20, 21 e 22. Analisando-se estes resultados nota-se como uma característica interessante que os casos 151, 155, 255 e 256 apresentam uma recirculação na extremidade do bocal primário. Esta recirculação não é verificada em outros tipos de discretização, o que permite concluir a aplicação do esquema “Gauss LUST grad (U)” para discretização da velocidade possui alguma característica específica que induz a sua formação. É interessante notar que a formação dessa região de recirculação traz muito pouco impacto na solução do restante do domínio.

Figura 19 – Linhas de fluxo dos casos 111, 131, 133 e 141 analisados na etapa 1



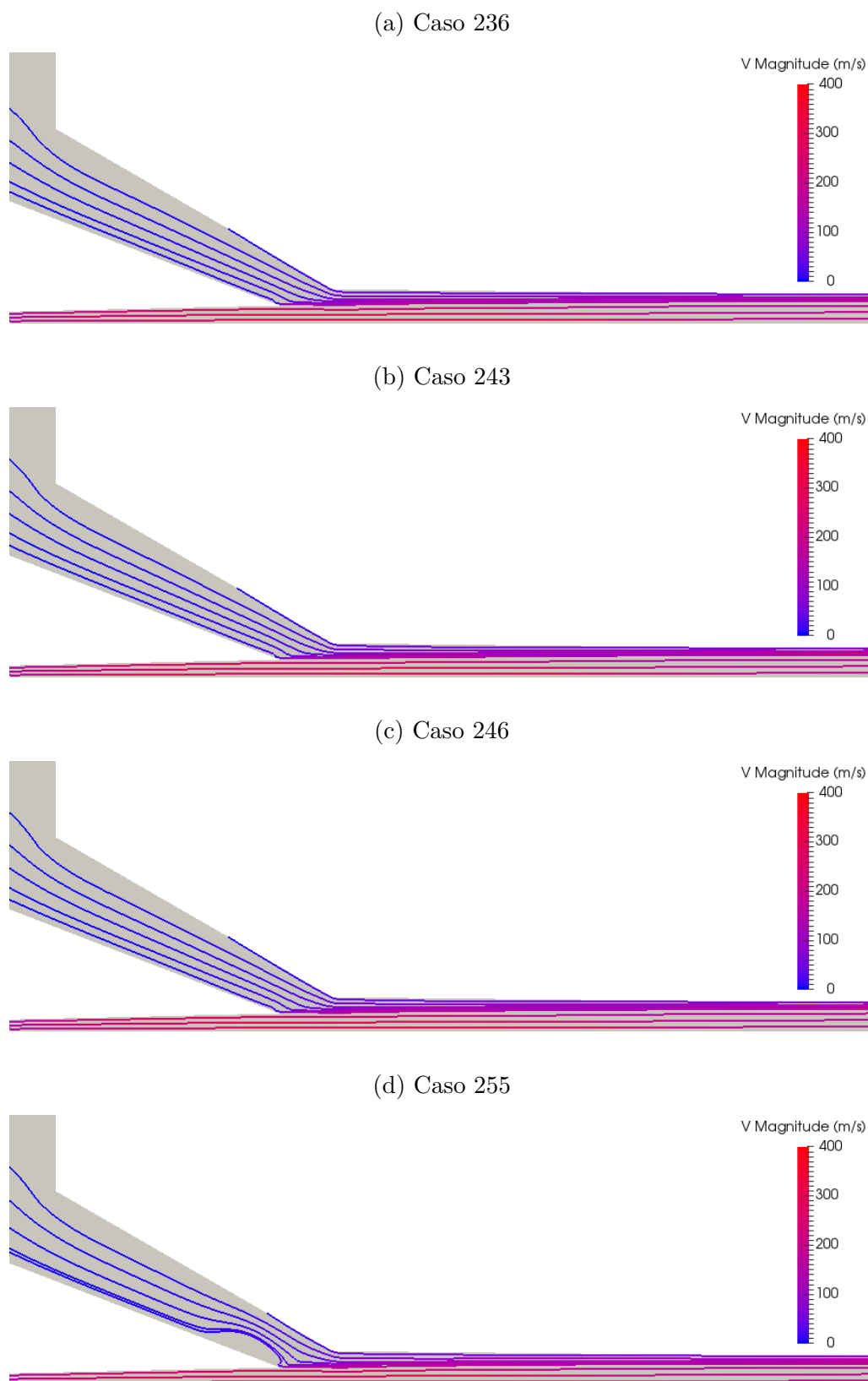
Fonte – o autor

Figura 20 – Linhas de fluxo dos casos 143, 151, 155 e 233 analisados na etapa 1



Fonte – o autor

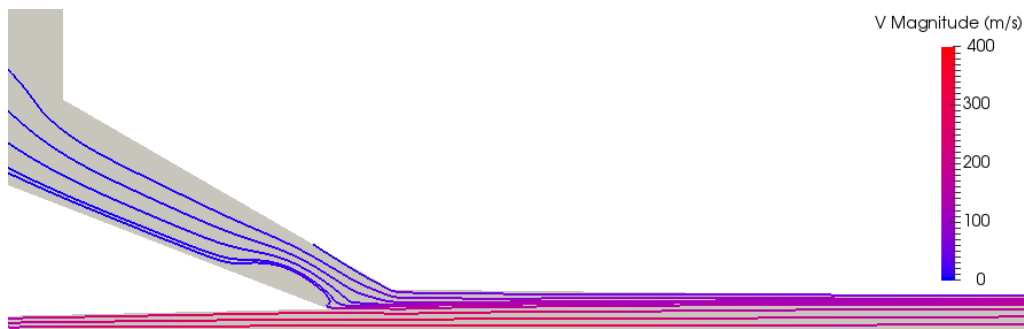
Figura 21 – Linhas de fluxo dos casos 236, 243, 246 e 255 analisados na etapa 1



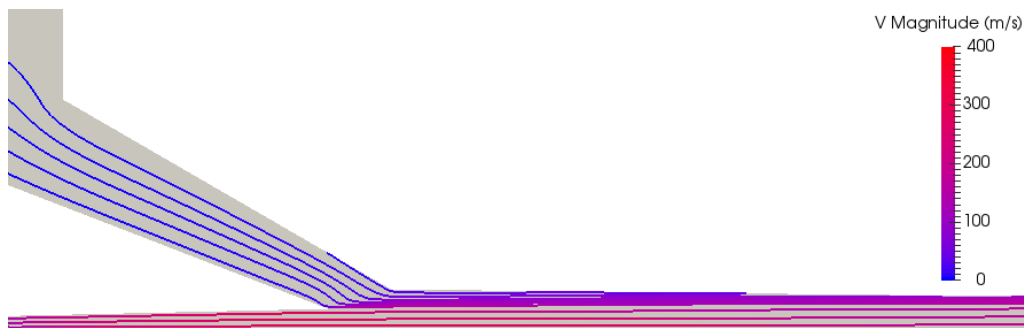
Fonte – o autor

Figura 22 – Linhas de fluxo dos casos 256 e 266 analisados na etapa 1

(a) Caso 256



(b) Caso 266

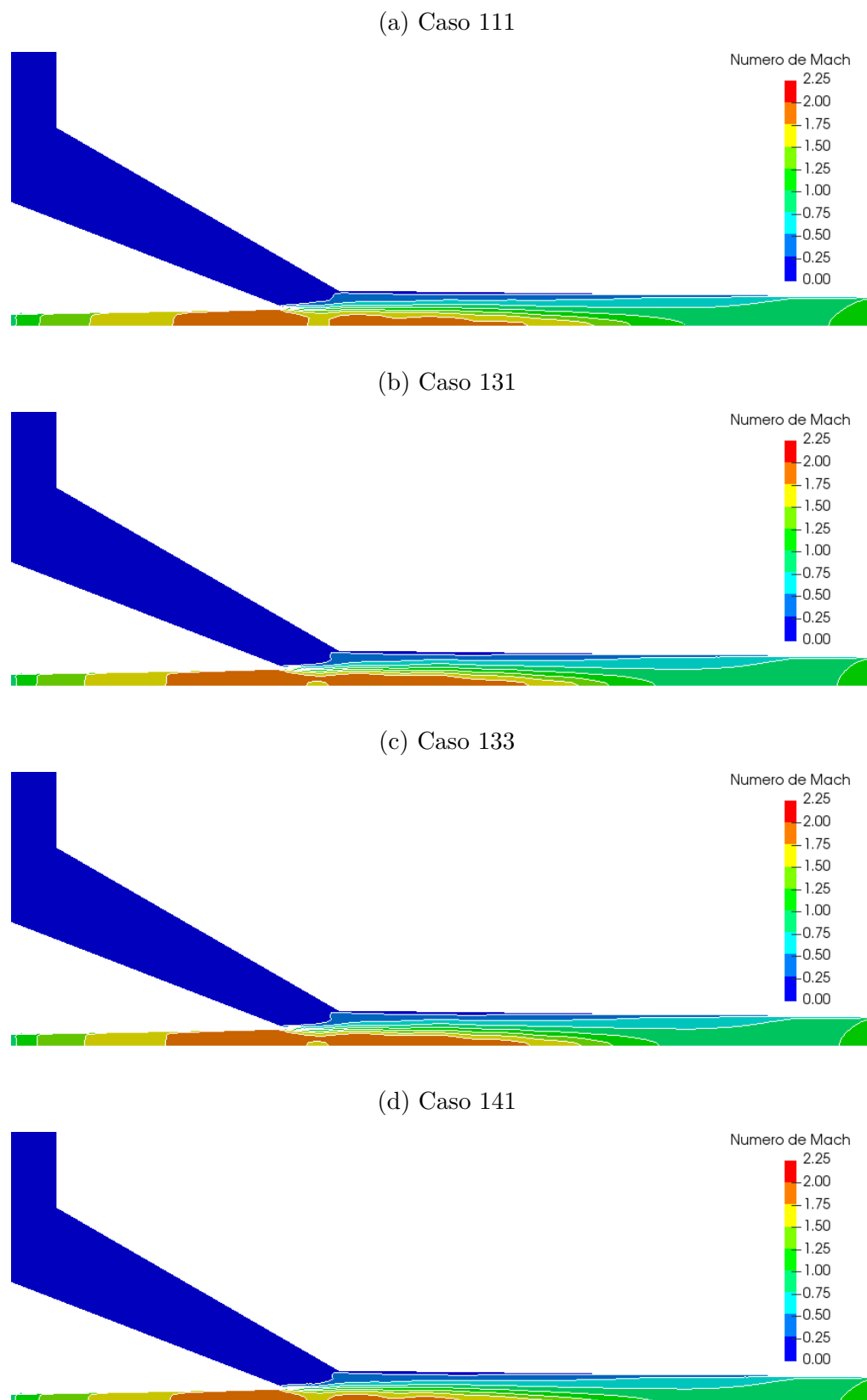


Fonte – o autor

Além do aparecimento da recirculação reportada anteriormente, não existem outras grandes diferenças perceptíveis entre as diversas soluções. Nota-se, em todos os casos que há um forte direcionamento das linhas de fluxo no sentido paralelo às paredes. Além disto, também é possível verificar que a intensidade na velocidade no ramo principal do ejetor é bem maior que a do ramo secundário.

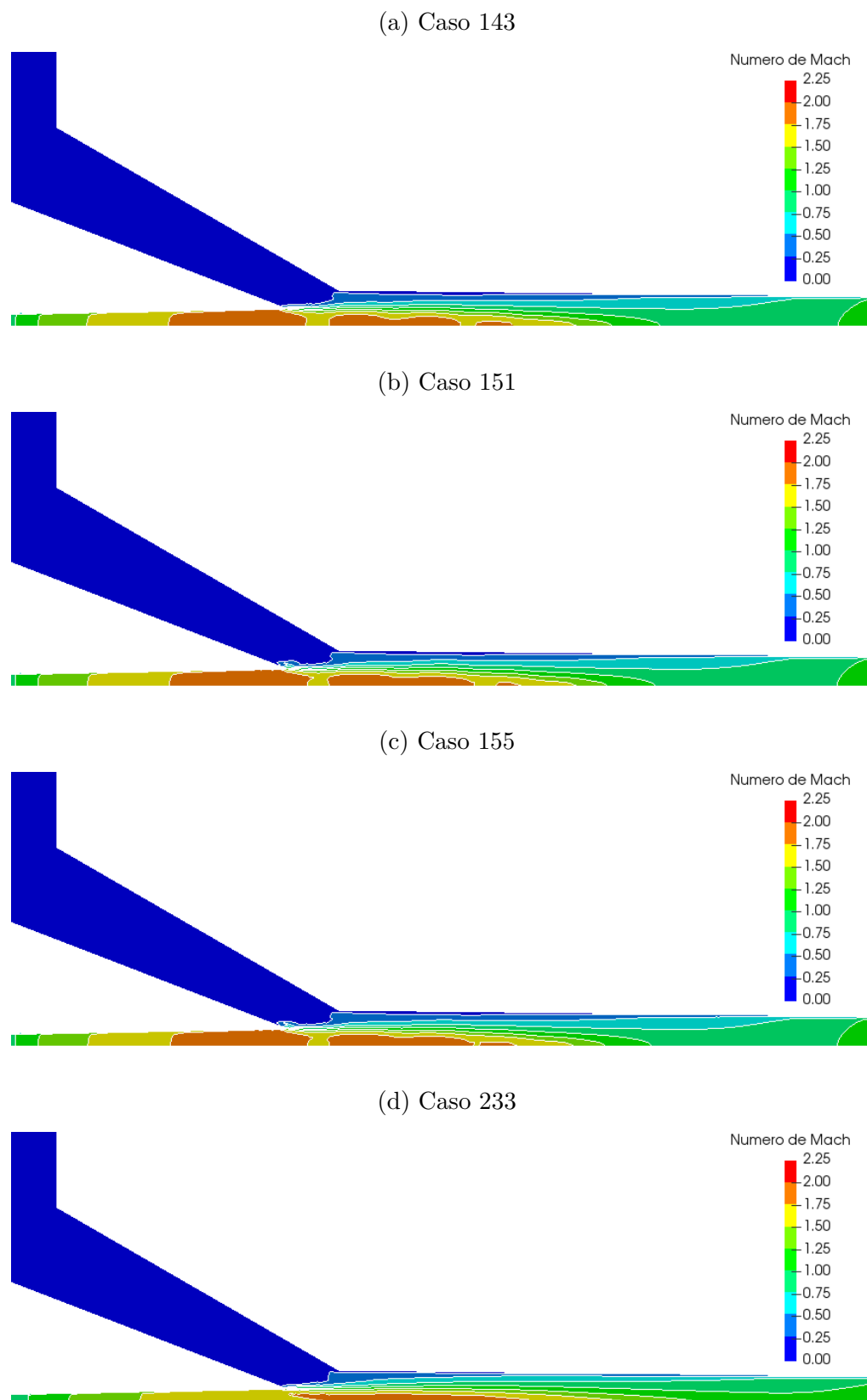
Outro aspecto importante nesse tipo de bocal é acompanhar a intensidade da velocidade em relação à velocidade do som no mesmo meio. Como existem velocidades supersônicas, é importante identificar em quais regiões estas ocorrem. Considerando este aspecto, as Fig. 23, 24, 25 e 26 apresentam a distribuição do número de Mach no domínio do ejetor. Como já é bastante conhecido, o número de Mach representa a relação entre a velocidade local e a velocidade do som do fluido naquelas condições. Desta forma as regiões de velocidade supersônica são representados pelos valores $Ma > 1$, enquanto as subsônicas abrangem a região onde $Ma < 1$. A passagem de escoamento supersônico para subsônico normalmente são caracterizadas pela formação de ondas de choque com uma elevação acentuada na pressão.

Figura 23 – Número de Mach dos casos 111, 131, 133 e 141 analisados na etapa 1



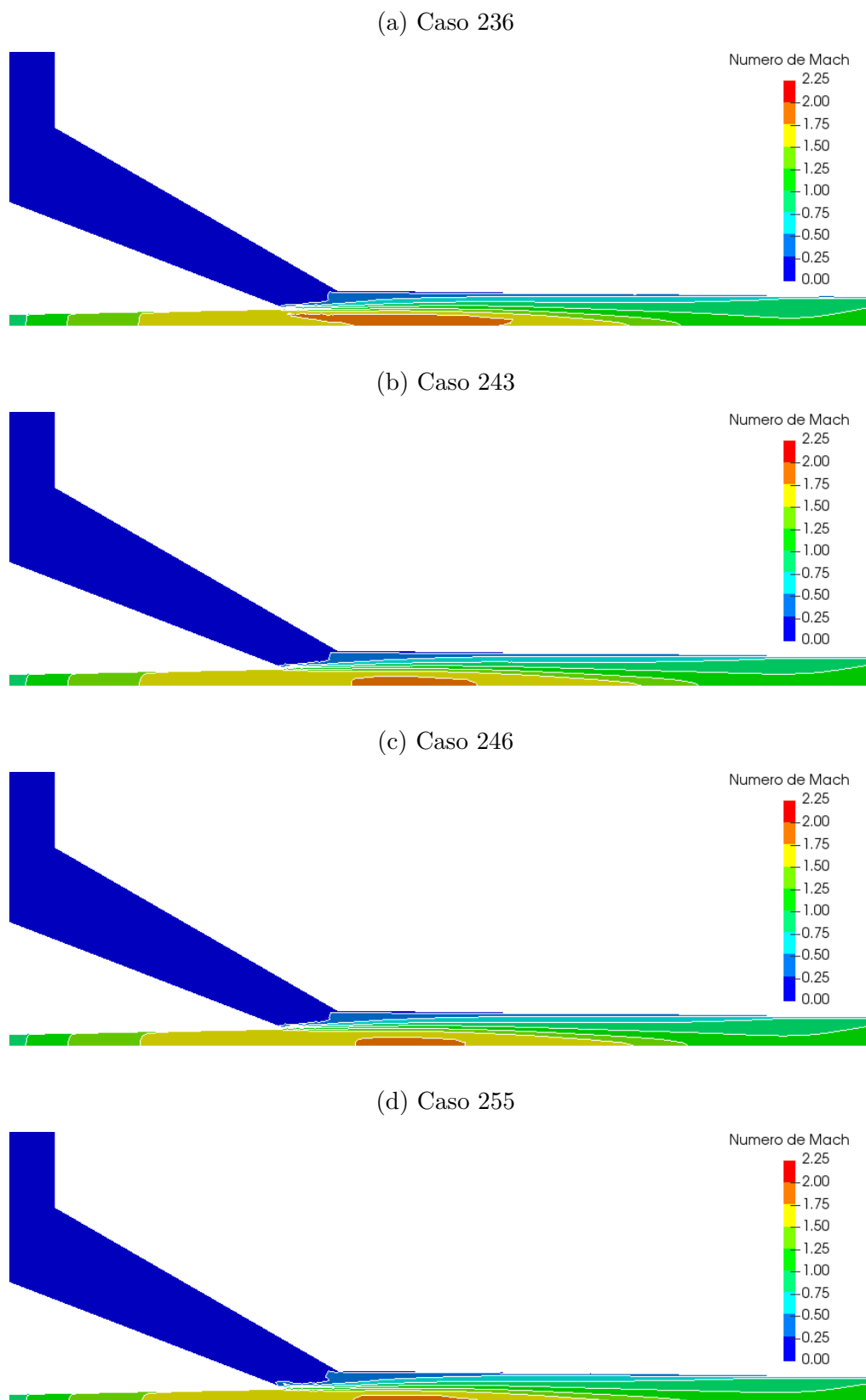
Fonte – o autor

Figura 24 – Número de Mach dos casos 143, 151, 155 e 233 analisados na etapa 1



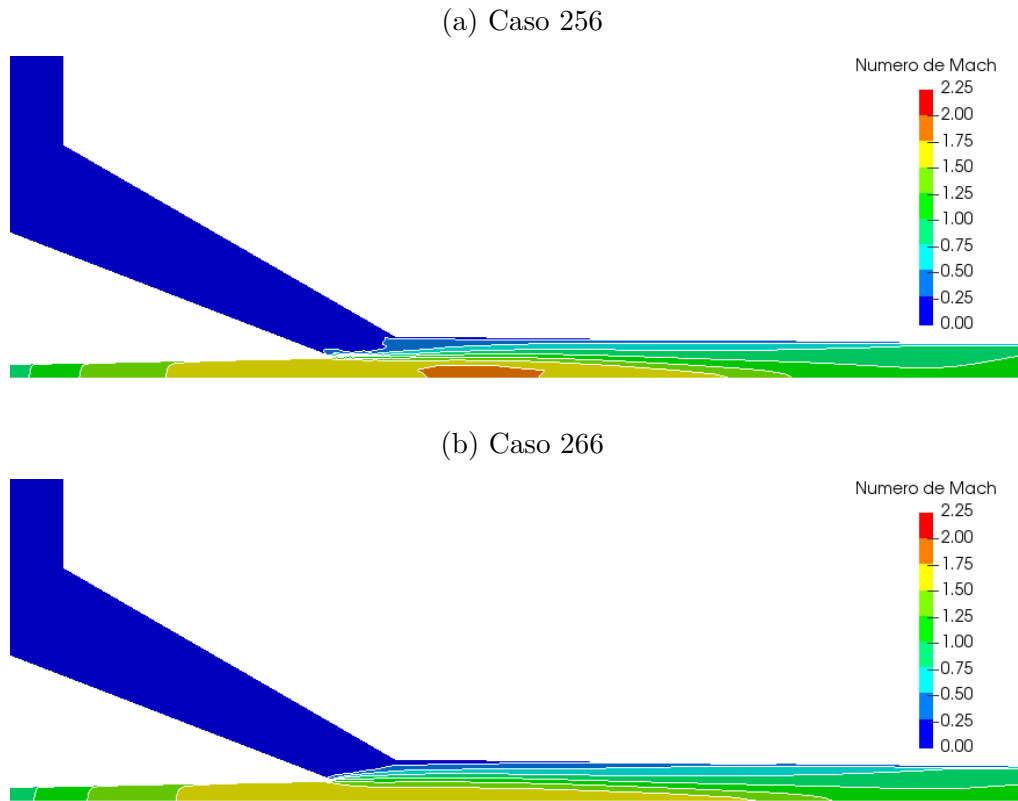
Fonte – o autor

Figura 25 – Número de Mach dos casos 236, 243, 246 e 255 analisados na etapa 1



Fonte – o autor

Figura 26 – Número de Mach dos casos 256 e 266 analisados na etapa 1



Fonte – o autor

Analisando o comportamento das figuras nota-se claramente uma diferenciação entre a utilização ou não dos esquemas “Gauss upwind” para a pressão, ou seja, entre os casos 1xx e 2xx. Nota-se claramente pela análise do domínio que os casos que não utilizam o esquema “Gauss upwind”, casos 1xx, apresentam velocidades supersônicas bem maiores na região de mistura das correntes primária e secundária que os casos 2xx. Outra característica que diferencia estes resultados é o fato da região de escoamento supersônico na faixa de Ma mais elevado ser muito maior nos casos que não utilizam o esquema “Gauss upwind”, estendo-se inclusive para a região anterior à entrada do fluxo secundário. Um destaque especial para esta questão pode ser dado ao caso onde são utilizadas todas as aproximações do tipo “Gauss upwind”, caso 266, onde a faixa mais elevada de Ma não é atingida nem sequer na região da mistura dos fluxos.

Considerando todos casos avaliados, a Tab. 8 mostra os valores da razão de fluxos de massa entre as duas entradas e o seu desvio em relação ao valor experimental (primeira linha da tabela) apresentado por Valle et al. (2015), além dos valores simulados por este mesmo autor usando o modelo $k - \epsilon$ padrão (SKE). A última coluna apresenta o desvio quadrático médio

dos pontos de pressão em relação aos pontos experimentais apresentados no mesmo trabalho e, também, nas Fig. 15 a 18. Uma análise dos resultados da tabela mostra que a situação que melhor se aproxima do valor experimental de razão de fluxo de massa é a aproximação com a discretização de todos os termos por “Gauss upwind” (caso 266). Considerando-se o menor desvio da pressão em relação aos pontos experimentais, verifica-se que de maneira geral a utilização do “Gauss upwind” (casos xx6) na equação da energia induz aos menores desvios.

Em relação aos resultados de simulação executados por Valle et al. (2015), identificados pela sigla SKE, percebe-se resultados semelhantes ou mais precisos com o uso de diferentes discretizações para os casos 2xx. O caso 266, apesar de usar esquemas de discretização de primeira ordem, obteve um valor menor de desvio de ER e com desvio de pressão semelhante, mostrando-se um caso promissor para este tipo de simulação.

Tabela 8 – Comparação dos desvios de fluxo de massa (ER) e pressão da Etapa 1.

Código	Razão ER	Desvio ER	Desvio Pressão
Valle et al. (2015)	0,592	-	-
Valle et al. (2015) - SKE	0,692	17%	7,6%
111	0,718	21%	10,2%
121	-	-	-
131	0,720	22%	10,4%
133	0,724	22%	10,5%
141	0,718	21%	10,0%
143	0,711	20%	10,2%
151	0,718	21%	11,1%
155	0,719	21%	10,6%
233	0,693	17%	8,8%
236	0,680	15%	7,2%
243	0,677	14%	8,0%
246	0,673	14%	7,5%
255	0,718	21%	8,5%
256	0,719	21%	7,0%
266	0,615	4%	8,1%

Fonte – o autor

Por fim, os residuais das principais variáveis foram avaliados, conforme apresentado pela Tab. 9. Percebe-se que a variável mais crítica neste tipo de teste, a pressão, possui um residual máximo da ordem de 10^{-6} nos casos 151 e 155, o que indica uma boa simulação. Em geral, os residuais apresentam-se na mesma ordem de grandeza, exceto estes dois casos citados que possuem um residual maior, comprovando que a utilização destes métodos não parece ser adequado a este tipo de problema, conforme já observado em relação aos gráficos de pressão na parede.

Tabela 9 – Residuais das simulações da primeira etapa para um tempo de 0,6 segundos.

Caso	p	e	U_X	U_Y	U_Z	k	ϵ
111	1,0E-08	3,7E-06	1,1E-08	1,1E-06	1,5E-05	9,7E-09	9,4E-09
121	-	-	-	-	-	-	-
131	1,0E-08	4,3E-06	1,5E-08	7,5E-07	1,4E-05	9,6E-09	9,9E-09
133	1,0E-08	4,5E-06	1,9E-08	7,2E-07	1,4E-05	1,1E-08	1,0E-08
141	1,0E-08	4,0E-06	1,6E-08	6,5E-07	1,5E-05	1,1E-08	1,0E-08
143	1,0E-08	4,4E-06	1,7E-08	8,2E-07	1,4E-05	1,2E-08	1,0E-08
151	1,6E-06	4,4E-06	2,5E-06	1,3E-04	1,4E-05	7,6E-07	1,6E-06
155	1,8E-06	4,7E-06	3,0E-06	1,5E-04	1,5E-05	7,1E-07	1,5E-06
233	1,0E-08	3,5E-06	1,1E-08	1,8E-07	1,4E-05	1,3E-08	1,0E-08
236	1,0E-08	2,7E-06	1,3E-08	1,8E-07	1,4E-05	1,3E-08	9,9E-09
243	1,0E-08	3,6E-06	1,1E-08	1,7E-07	1,4E-05	1,1E-08	1,0E-08
246	1,0E-08	2,9E-06	1,5E-08	3,8E-07	1,4E-05	1,1E-08	9,9E-09
255	1,0E-08	3,7E-06	1,3E-08	2,3E-07	1,3E-05	1,4E-08	1,0E-08
256	1,0E-08	2,7E-06	1,4E-08	6,0E-07	1,3E-05	3,1E-08	7,2E-08
266	1,0E-08	2,9E-06	9,9E-09	2,8E-07	1,4E-05	1,2E-08	9,9E-09

Fonte – o autor

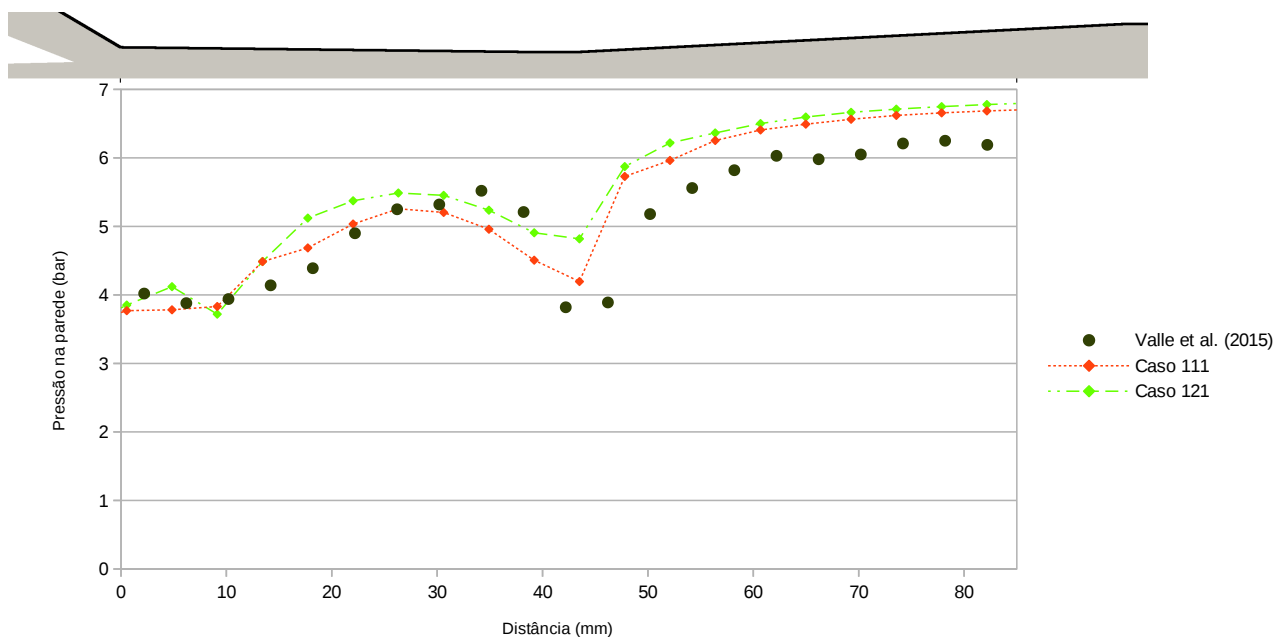
4.4 Etapa 2: Comparação de esquemas de discretização dos casos com fluxo de massa definida

Como já discutido anteriormente, nesta seção será analisado um conjunto de simulações similares à da seção anterior utilizando, agora, os fluxos de massa nas entradas como condição de contorno. Serão desconsiderados os casos que não puderam ser inicializados e já apresentados na seção 4.3. Entretanto os casos que não atingiam a convergência, como o caso 121, foram novamente testados e verificou-se que, neste caso, a condição de convergência foi atingida. Como a sequência de testes foi realizada de maneira similar à Etapa 1, a discussão e apresentação dos resultados da Etapa 2, apresenta uma sequência de discussões e figuras muito parecidas.

Seguindo esta proposta, serão apresentados em primeiro lugar os resultados para a aproximação “Gauss limitedLinear” para todos os conjuntos de casos, iniciando-se pelos casos 111 e 121 apresentados na Fig. 27. Utilizando as condições de contorno da Etapa 2, nota-se agora uma boa aproximação dos esquemas na parte inicial da região avaliada para todos os casos, entretanto, a parte da redução de pressão e a do final da região apresentam uma boa discrepância. Apesar destes inconvenientes, o caso 111 foi o que melhor se aproximou dos valores experimentais de Valle et al. (2015).

Considerando agora a mudança da discretização dos termos de velocidade e energia

Figura 27 – Gráficos da pressão na parede dos casos 111 e 121 na etapa 2



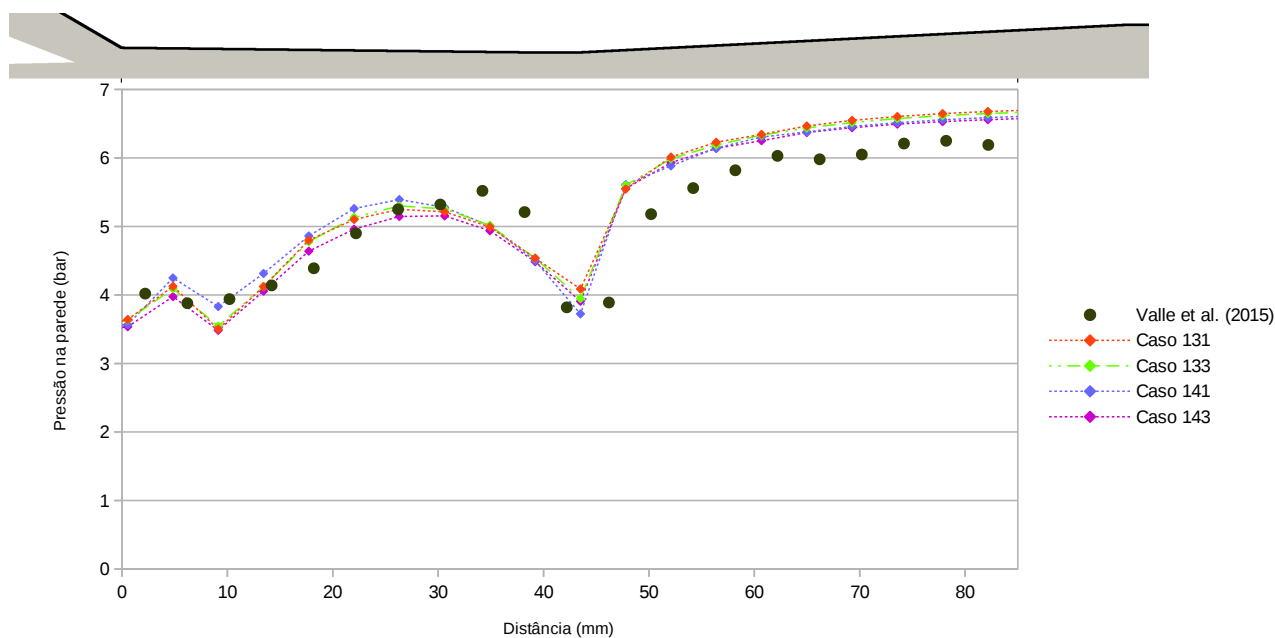
Fonte – o autor

para o esquema “Gauss linearUpwind” e mantendo-se a discretização do termo de pressão, o novo comportamento da pressão na superfície do ejetor pode ser visto na Fig. 28. Uma análise dos resultados mostra que o comportamento da pressão em função da posição apresenta uma oscilação na região inicial, o que já havia sido verificado na Etapa 1. Depois disso, o perfil de pressões se aproxima do perfil experimental disponível, com uma pequena discrepância entre os pontos de máxima pressão local. A queda de pressão também acompanha o valor experimental, mas também não atinge o valor mínimo verificado experimentalmente. Na região final do domínio estudado é que aparecem as maiores discrepâncias entre os casos estudados e, embora a pressão apresente um comportamento similar, os valores de pressão atingidos são significativamente maiores daqueles apresentados por Valle et al. (2015).

Considerando ainda a mesma discretização para os termos de pressão, a Fig. 29 apresenta os resultados da aplicação das discretizações do tipo “Gauss LUST” para os termos da quantidade de movimento e energia. Embora estes resultados sejam numericamente diferentes dos apresentados na Fig. 28, o comportamento e os desvios apresentados se comportam de forma muito similar e, por conta disso, não serão rediscutidos. O único aspecto que se diferencia um pouco em relação às considerações feitas para a figura anterior é relativa à parte inicial

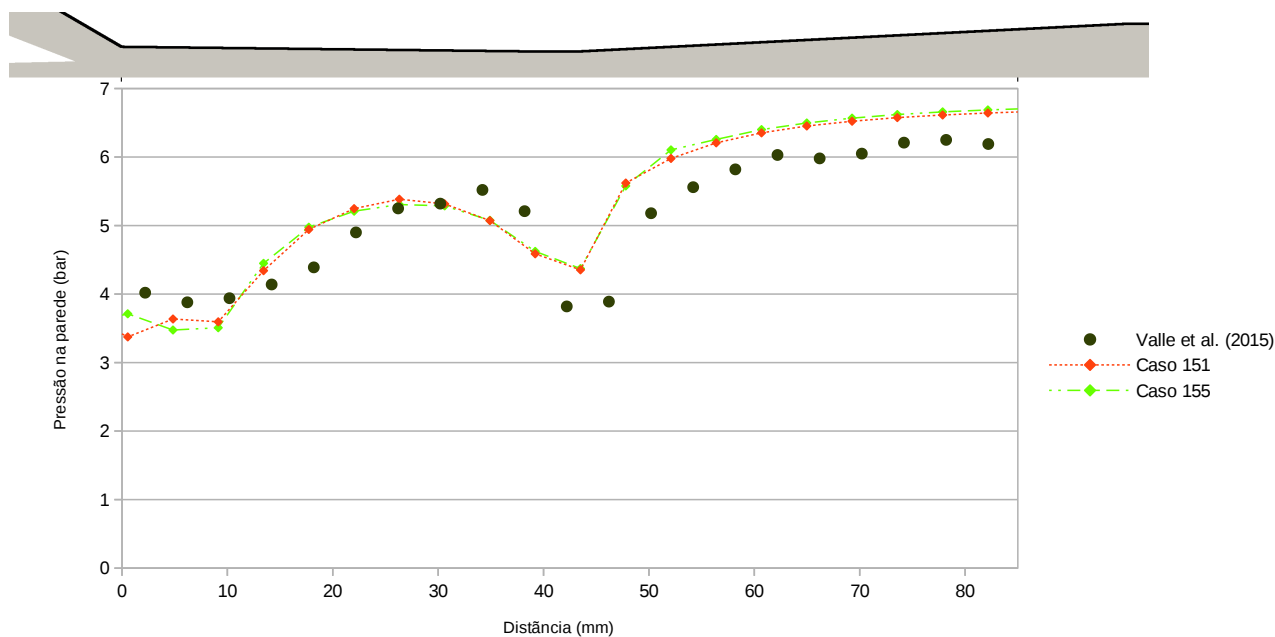
do domínio, que não apresenta uma oscilação tão grande mas valores absolutos inferiores aos obtidos experimentalmente.

Figura 28 – Gráficos da pressão na parede dos casos 131, 133, 141 e 143 na etapa 2



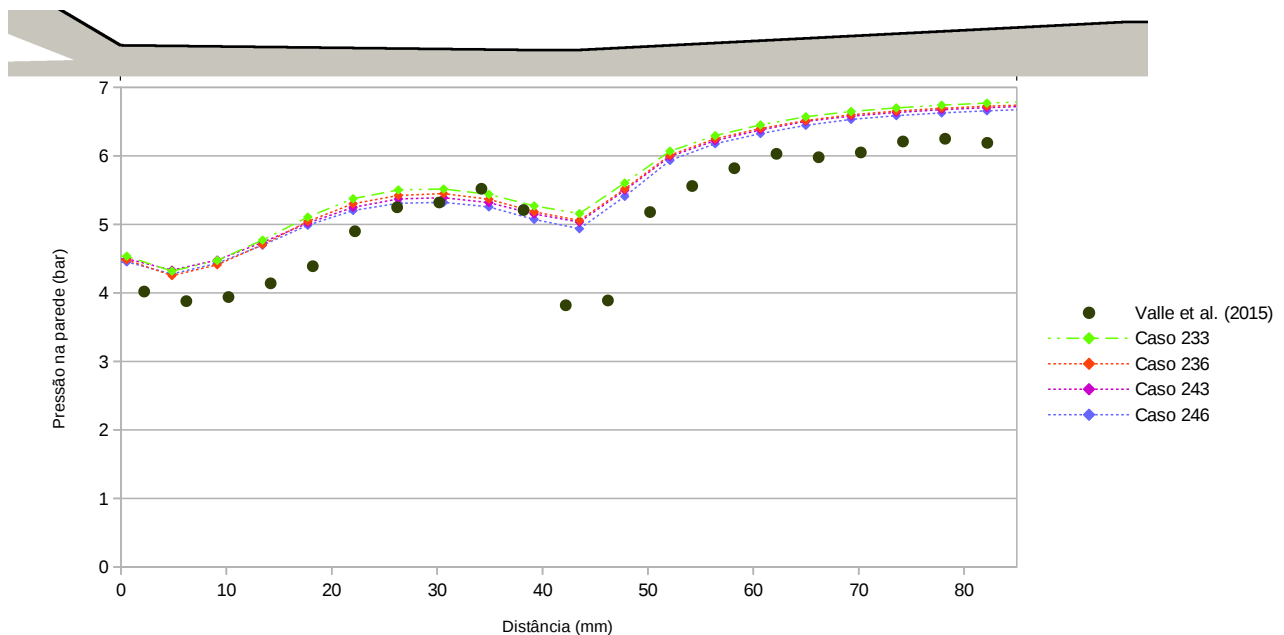
Fonte – o autor

Figura 29 – Gráficos da pressão na parede dos casos 151 e 155 na etapa 2



Fonte – o autor

Figura 30 – Gráficos da pressão na parede dos casos 233, 236, 243 e 246 na etapa 2



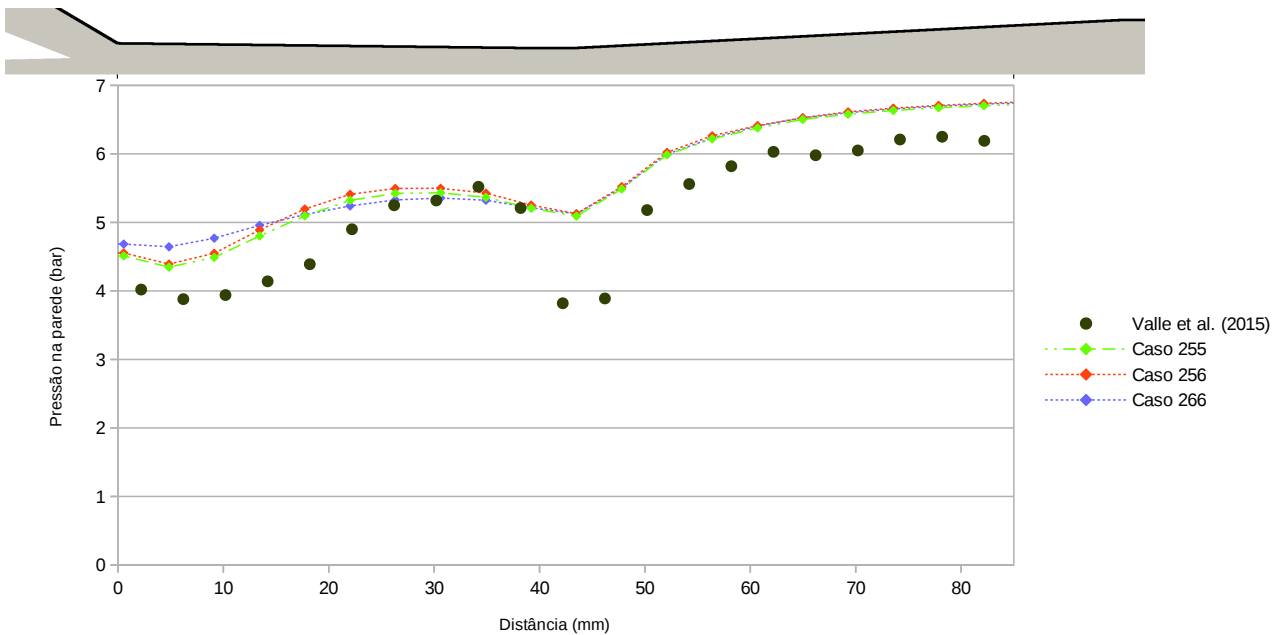
Fonte – o autor

Considerando agora os casos nos quais a discretização da pressão é feita através do método “Gauss upwind”, verifica-se uma grande divergência dos valores de pressão em relação aos obtidos experimentalmente, como mostrado na Fig. 30. Nota-se neste caso que os resultados são muito próximos entre si independente do tipo de discretização usada na velocidade e energia. Em todos os casos nota-se que os valores de pressão da simulação numérica estão acima dos valores verificados experimentalmente. Este valores numéricos apenas se aproximam, ou ficam um pouco abaixo, na região do pico de pressão na parte inicial do domínio.

A Figura 31 apresenta as curvas de pressão nos casos de esquemas “Gauss upwind” nas discretizações de velocidade e energia. Entretanto, esta separação foi realizada apenas para manter a consistência com a Etapa 1, pois os resultados são praticamente coincidentes com aqueles apresentados na Fig. 30.

As Figuras 32, 33, 34 e 35 mostram as linhas de fluxo para as simulações com as condições da Etapa 2. Nota-se nestas figuras as mudanças acentuadas do comportamento da pressão não afetaram de forma significativa as linhas de fluxo. Verifica-se nestas figuras o mesmo comportamento já discutido para Etapa 1, inclusive a formação da recirculação na entrada secundária quando se utiliza o “Gauss LUST grad (U)” como esquema de discretização

Figura 31 – Gráficos da pressão na parede dos casos 255, 256 e 266 na etapa 2



Fonte – o autor

da velocidade.

Pelos motivos anteriormente descritos na Etapa 1, a apresentação do número de Mach (Ma) é sempre importante em problemas envolvendo escoamentos supersônicos e transônicos. As Figuras 36, 37, 38 e 39 apresentam os resultados para as diversas discretizações previamente discutidas.

No caso das figuras apresentadas nota-se claramente a maior intensidade do escoamento (velocidades maiores) nas discretizações que não utilizam o “Gauss upwind” na pressão. O uso deste esquema implica claramente em uma redução das velocidades em todo o domínio. Cabe destacar também que foram verificadas mudanças significativas na distribuição do Ma em relação aos resultados com os obtidos na Etapa 1.

Para quantificar o desvio da pressão apresentado nas Figs. 27 a 31, foi calculado o valor do desvio quadrático médio entre os valores experimentais e os numéricos para cada uma das simulações e apresentado na Tab. 10. Uma análise dos resultados mostra que o menor desvio da pressão foi obtido para o caso 143 de discretização. Esta análise mostrou que, para esta etapa o caso 143 foi o que apresentou o menor desvio, pois a região entre $15 < x < 30$ (mistura dos fluxos) e após $x = 40\text{mm}$ (início do difusor) apresentaram valores mais próximos dos pontos

experimentais.

Tabela 10 – Comparação dos desvios da pressão na Etapa 2.

Código	Desvio Pressão
111	12,9%
121	15,3%
131	12,4%
133	12,2%
141	12,1%
143	11,7%
151	13,0%
155	13,2%
233	14,2%
236	15,4%
243	13,0%
246	14,0%
255	15,2%
256	14,3%
266	15,5%

Fonte – o autor

A seguir, na Tab. 11, podem ser visualizados os residuais das principais variáveis de simulação. Observa-se que a ordem de grandeza dos residuais de pressão, a variável mais importante neste tipo de teste, permanece entre 10^{-6} e 10^{-8} , o que indica uma boa simulação. No geral, em todos os casos os residuais permanecem com valor igual ou menor que 10^{-5} .

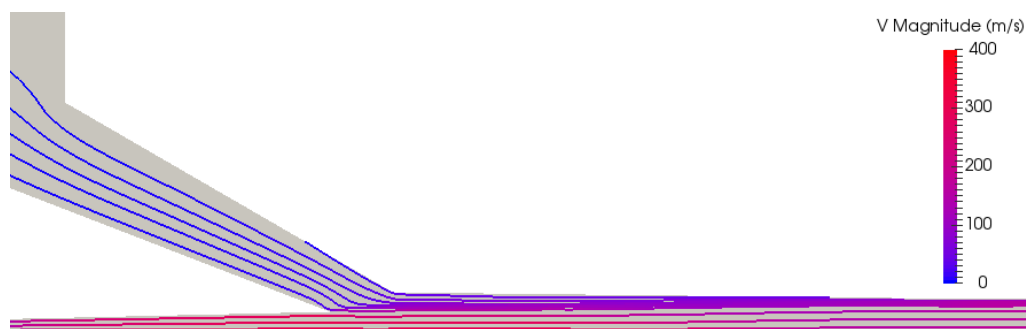
Tabela 11 – Residuais da simulações da segunda etapa para um tempo de 0,6 segundos.

Caso	p	e	U_X	U_Y	U_Z	k	ϵ
111	1,1E-08	9,6E-06	1,7E-08	1,7E-06	1,6E-05	8,9E-09	8,5E-09
121	1,3E-06	9,4E-06	1,9E-06	1,1E-04	1,6E-05	1,1E-07	3,4E-08
131	1,0E-08	1,0E-05	1,0E-08	4,3E-07	1,4E-05	1,2E-08	1,0E-08
133	5,8E-08	9,9E-06	1,1E-07	1,0E-05	1,5E-05	9,2E-08	1,7E-07
141	1,0E-08	9,9E-06	1,2E-08	5,8E-07	1,5E-05	1,3E-08	1,0E-08
143	1,7E-07	9,9E-06	3,1E-07	3,6E-05	1,6E-05	2,9E-07	6,3E-07
151	1,0E-08	7,7E-06	5,9E-09	5,2E-07	1,6E-05	1,0E-08	9,8E-09
155	1,0E-08	7,9E-06	1,3E-08	8,4E-07	1,9E-05	1,1E-08	1,0E-08
233	1,3E-08	9,6E-06	5,9E-10	5,7E-09	1,2E-05	1,0E-08	1,0E-08
236	1,4E-08	9,5E-06	5,3E-10	3,9E-09	1,3E-05	9,5E-09	9,9E-09
243	1,0E-08	9,8E-06	3,1E-10	3,3E-09	1,1E-05	1,0E-08	1,0E-08
246	1,0E-08	9,6E-06	6,0E-10	5,5E-09	1,1E-05	1,0E-08	1,0E-08
255	1,2E-08	9,8E-06	5,2E-09	5,2E-07	1,1E-05	9,7E-09	9,9E-09
256	1,1E-08	9,6E-06	2,8E-09	2,3E-07	1,1E-05	1,0E-08	1,0E-08
266	1,2E-08	9,8E-06	5,5E-10	6,3E-09	1,1E-05	1,0E-08	1,0E-08

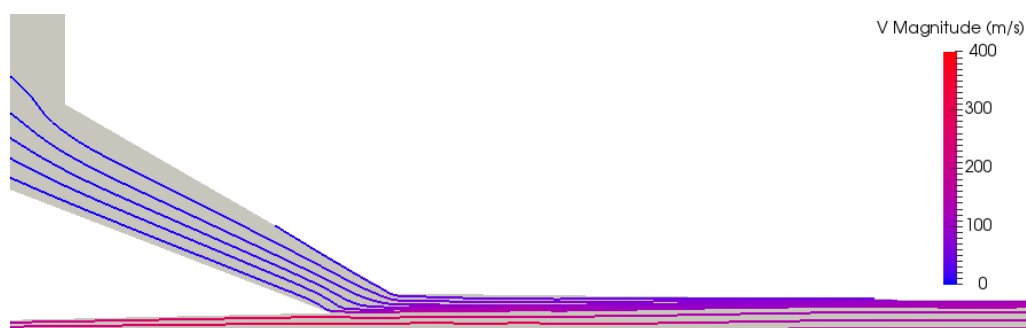
Fonte – o autor

Figura 32 – Linhas de fluxo dos casos 111, 121, 131 e 133 analisados na etapa 2

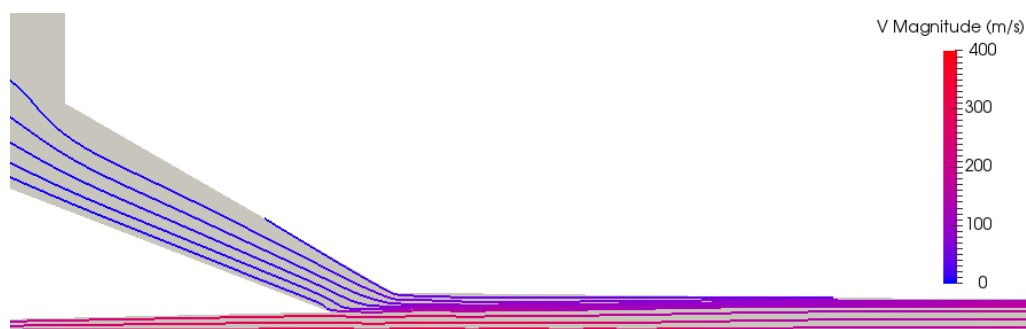
(a) Caso 111



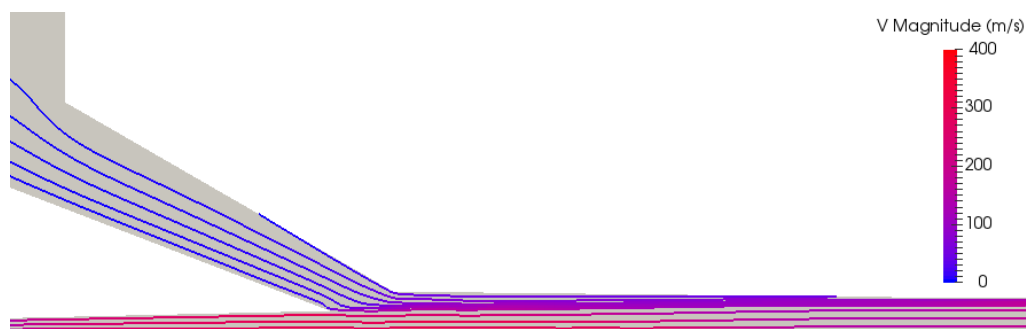
(b) Caso 121



(c) Caso 131

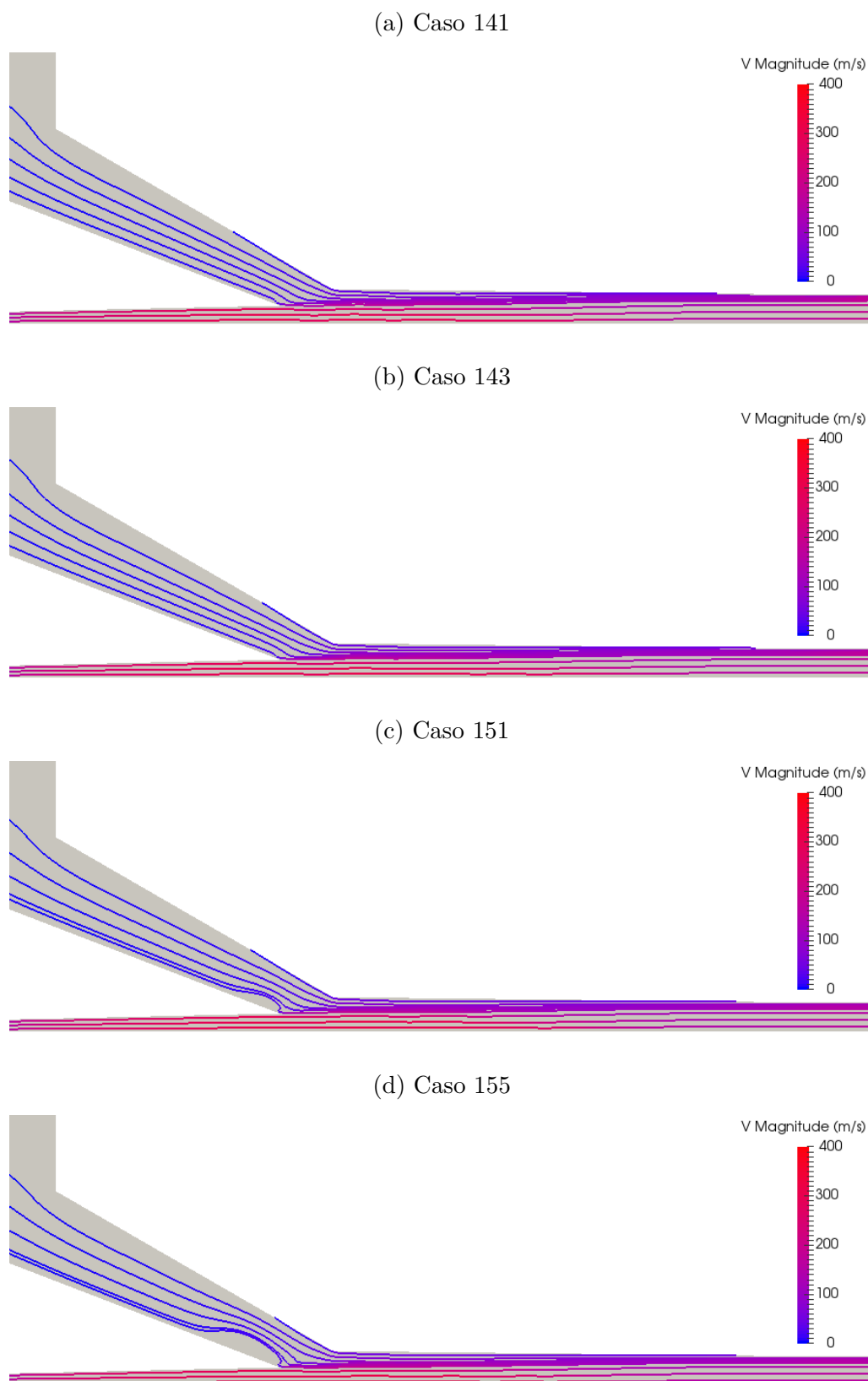


(d) Caso 133



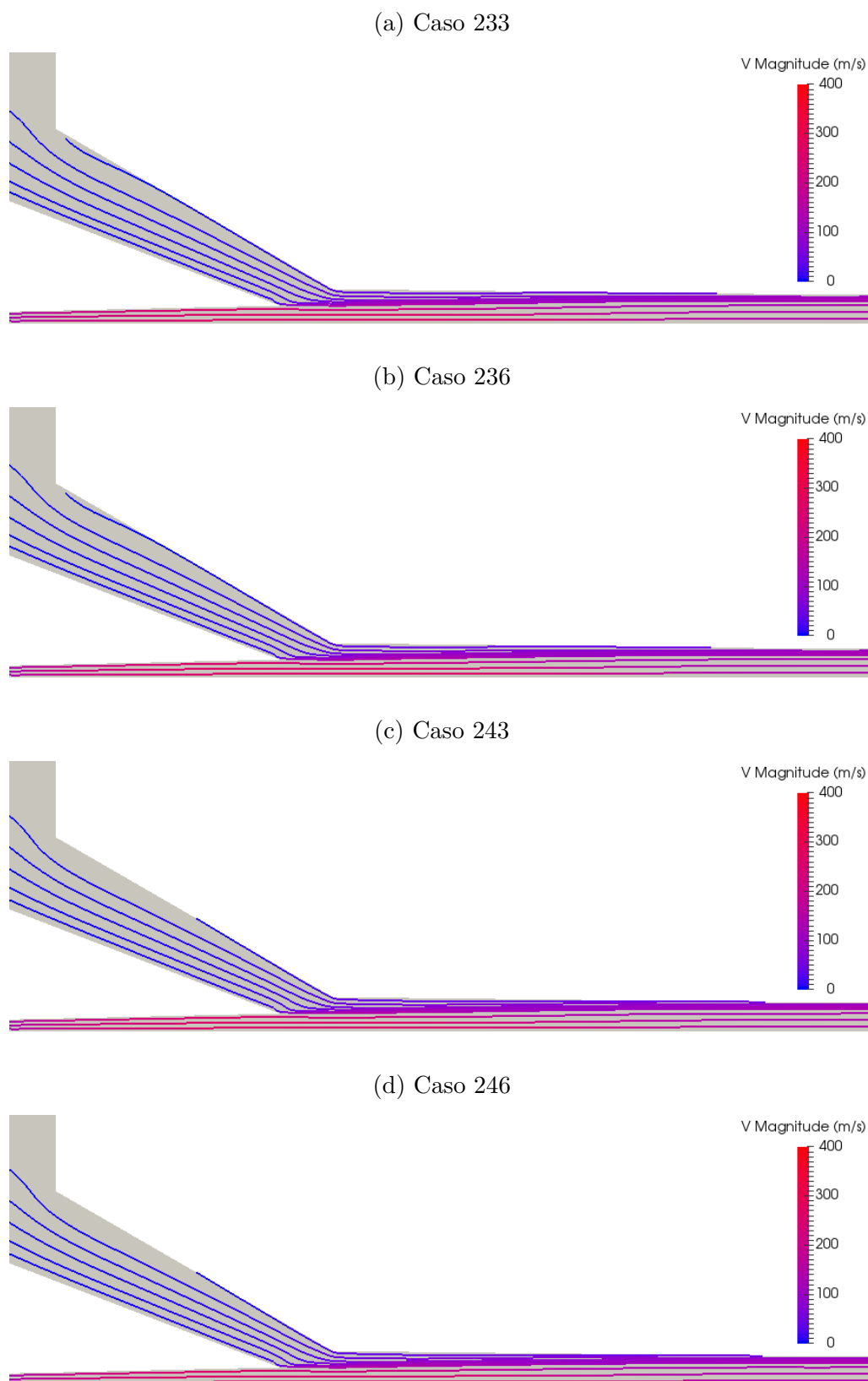
Fonte – o autor

Figura 33 – Linhas de fluxo dos casos 141, 143, 151 e 155 analisados na etapa 2



Fonte – o autor

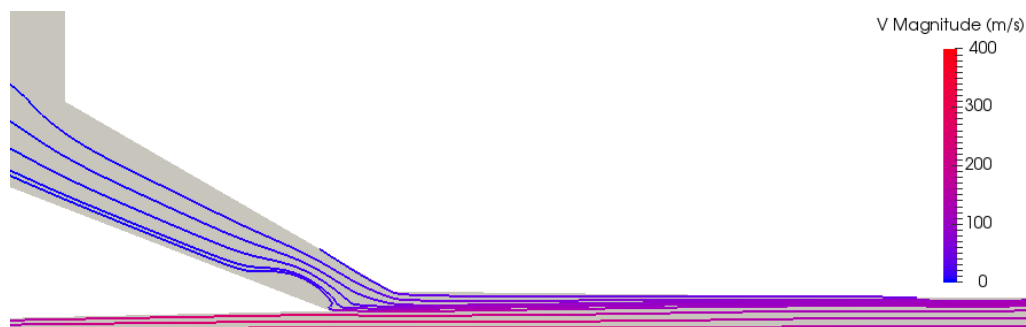
Figura 34 – Linhas de fluxo dos casos 233, 236, 243 e 246 analisados na etapa 2



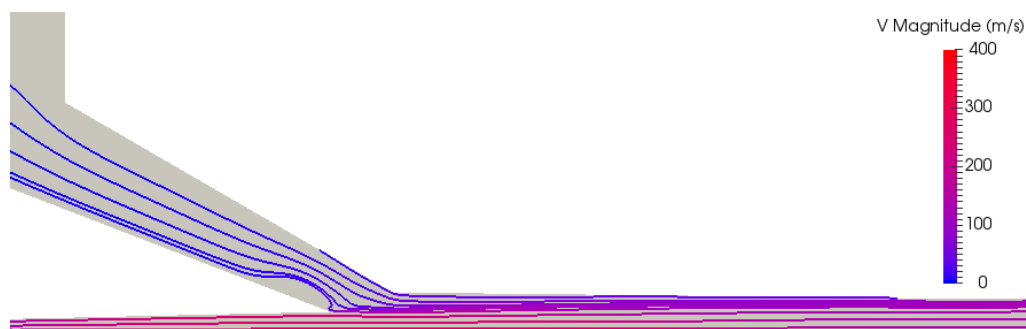
Fonte – o autor

Figura 35 – Linhas de fluxo dos casos 255, 256 e 266 analisados na etapa 2

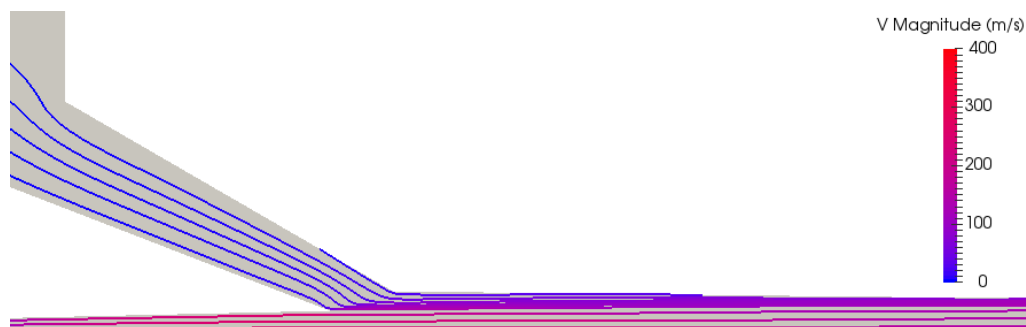
(a) Caso 255



(b) Caso 256

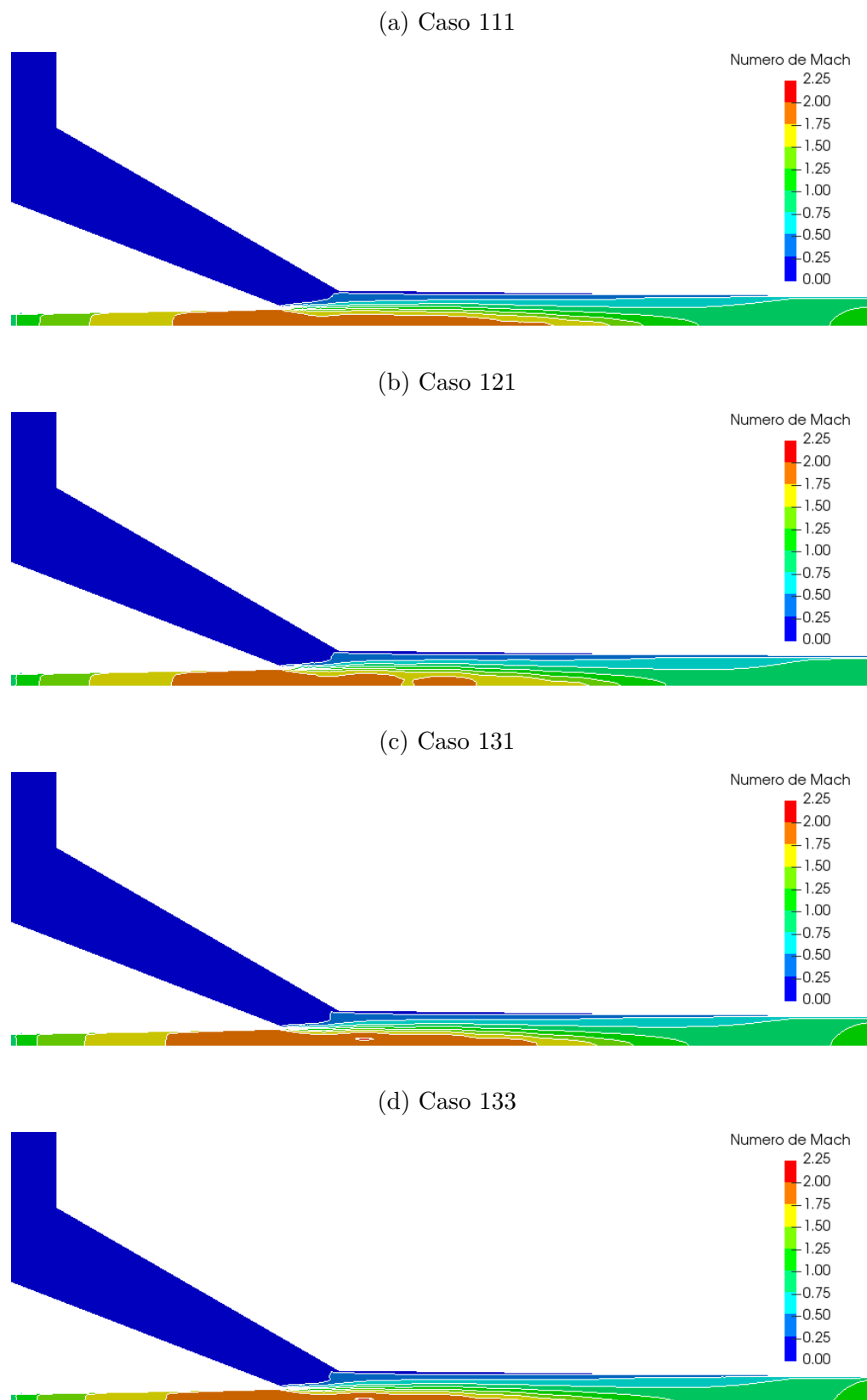


(c) Caso 266



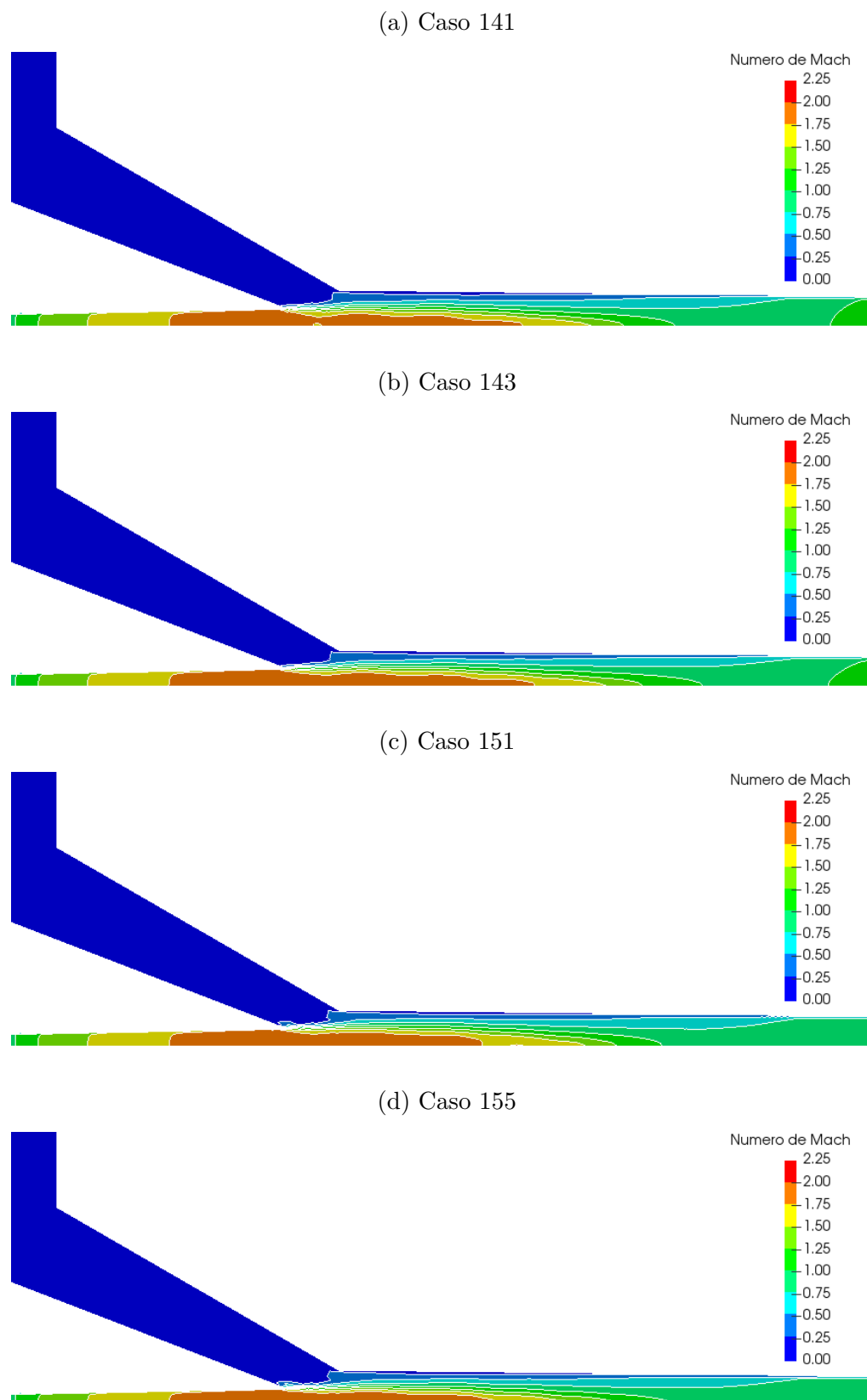
Fonte – o autor

Figura 36 – Número de Mach dos casos 111, 121, 131 e 133 analisados na etapa 2



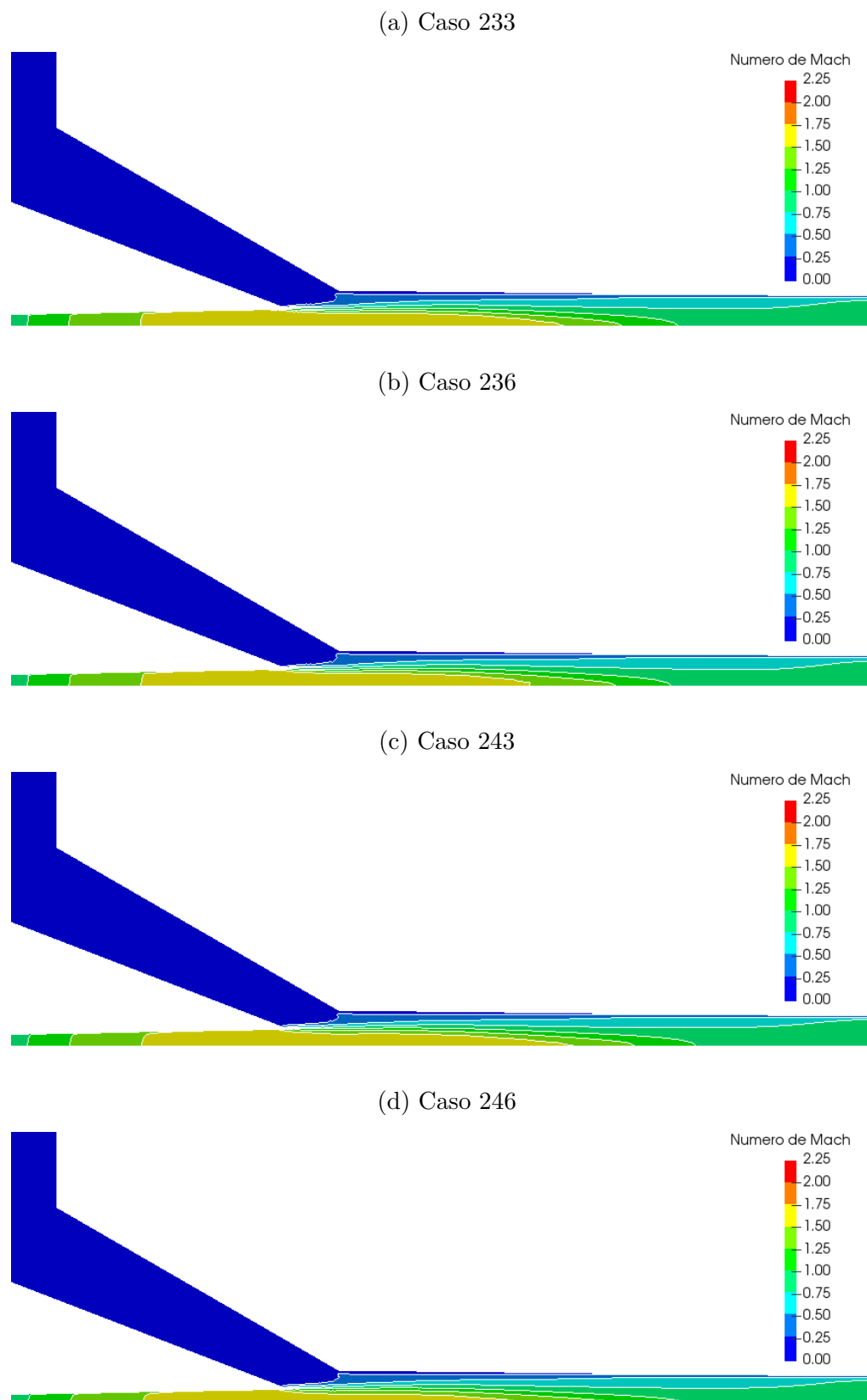
Fonte – o autor

Figura 37 – Número de Mach dos casos 141, 143, 151 e 155 analisados na etapa 2



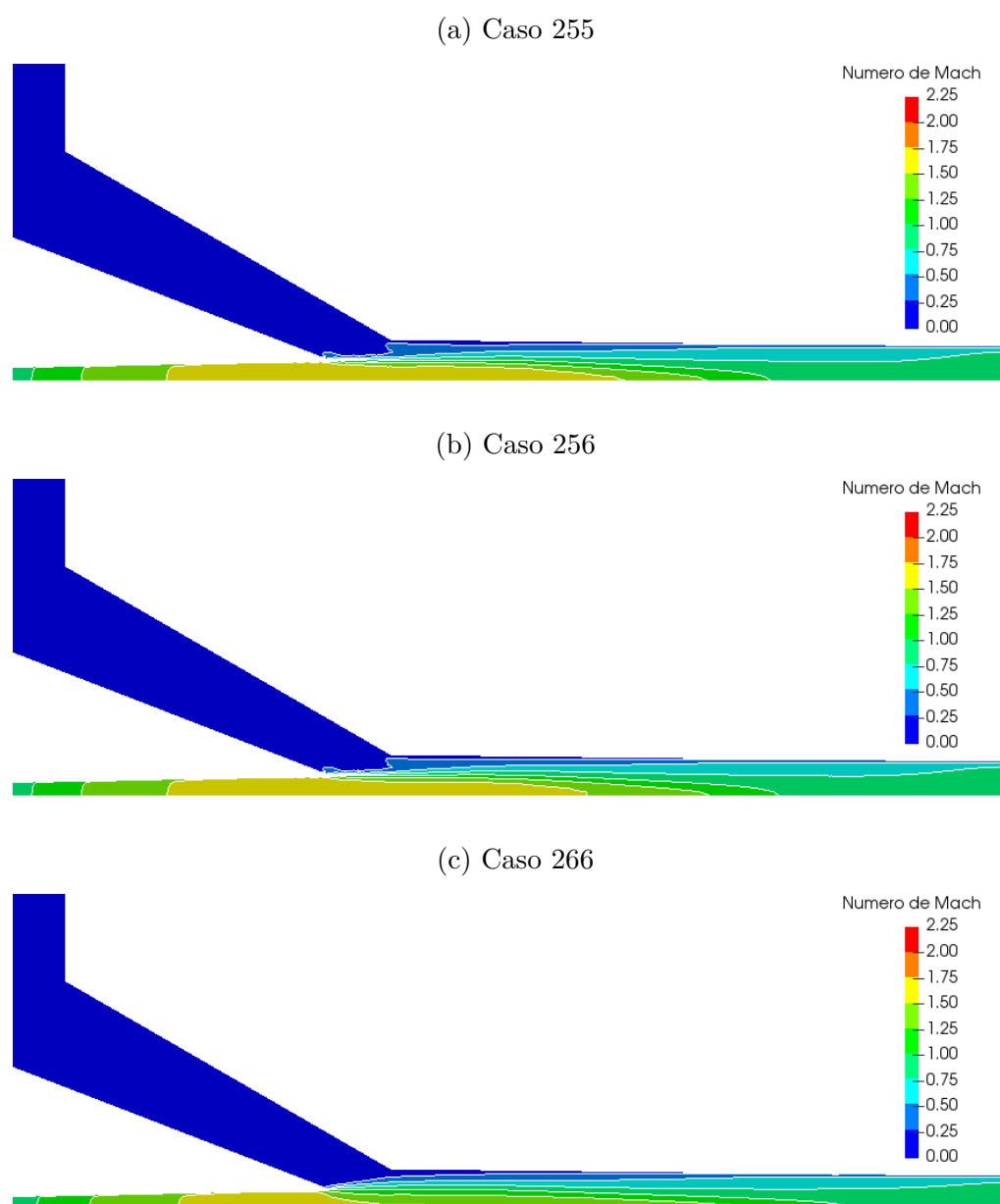
Fonte – o autor

Figura 38 – Número de Mach dos casos 233, 236, 243 e 246 analisados na etapa 2



Fonte – o autor

Figura 39 – Número de Mach dos casos 255, 256 e 266 analisados na etapa 2



Fonte – o autor

O estudo das diferentes condições de contorno através das Etapas 1 e 2 mostrou que não existe uma aproximação numérica única indicada para este tipo de problema. As condições de convergência podem variar não só com a malha, mas podem ser influenciadas até mesmo pelas condições de contorno e tipo de discretização que são utilizados. Desta forma, se possível, é sempre recomendável a realização de teste preliminares para avaliar o comportamento geral da solução antes da obtenção dos resultados finais da simulação.

Capítulo 5

CONCLUSÃO

A partir dos modelos de simulação estudados necessários à simulação das Etapas 1 e 2, com as diferentes condições de contorno analisadas durante inúmeros testes, foram identificados uma série de aspectos relevantes, dentre os quais cabe destacar:

- depois de uma série de tentativas foi possível montar um modelo físico do ejetor com uma série de condições de contorno robustas e adequadas à simulação do problema;
- dos 21 casos analisados, com diferentes esquemas de discretização, 6 não tiveram sucesso conforme descrito na seção 4.3;
- dos 15 casos restantes, o caso 121 não foi capaz de alcançar a convergência para as condições da Etapa 1, embora tenha funcionado adequadamente na Etapa 2;
- para as condições de contorno da Etapa 1, a utilização de um esquema “Gauss upwind” para todas as equações (caso 266) foi o que apresentou os melhores resultados para a razão de fluxos de massa do ejetor e um dos menores desvios quadráticos de pressão;
- para as condições da Etapa 2, foi o esquema do caso 143, que apresentou os menores desvios entre a pressão estimada e a medida, pois a região de mistura dos fluxos e início do difusor apresentaram valores mais próximos dos pontos experimentais ;
- as linhas de fluxo apresentaram-se bastante similares em todas as condições tanto da Etapa 1 com da 2. Observa-se apenas uma pequena recirculação quando se utiliza o método “Gauss LUST grad(U)” para a velocidade;

- embora as linhas de fluxo sejam bastante estáveis, o gráfico de distribuição do número de Mach sofre forte influência dos esquemas de discretização;
- o método “Gauss upwind” para a pressão apresentou resultados bastante diferentes dos valores experimentais disponíveis;
- apesar dos inconvenientes, existe um amplo espectro de modelos de discretização que permitem resolver os esquemas propostos;
- os resultados mostraram que existe uma infinidade de esquemas de discretização que podem ser usados na solução do problema e que, associados a uma malha mais refinada, podem também produzir excelentes resultados.

Para dar continuidade a este trabalho existem uma série de aspectos que poderiam ser avaliados, dentre os quais pode-se destacar:

- o uso de equações de estado mais adequadas, com Peng-Robinson, para a avaliação das propriedades físicas;
- o estudo de diferentes geometrias;
- avaliação de condições de projeto para diferentes esquemas de ejetores e diferentes fluidos refrigerantes.

Referências

ABED, A. M.; ALGHOUL, M.; SOPIAN, K. Performance evaluation of flash tank-absorption cooling cycle using two ejectors. *Applied Thermal Engineering*, v. 101, p. 47–60, maio 2016. ISSN 13594311. Disponível em: <<http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S1359431116302174>>. Citado 2 vezes nas páginas 7 e 9.

ALLOUCHE, Y.; BOUDEN, C.; VARGA, S. A CFD analysis of the flow structure inside a steam ejector to identify the suitable experimental operating conditions for a solar-driven refrigeration system. *International Journal of Refrigeration*, v. 39, p. 186–195, mar. 2014. ISSN 01407007. Disponível em: <<http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0140700713002144>>. Citado na página 8.

BARTOSIEWICZ, Y.; AIDOUN, Z.; DESEVAUX, P.; MERCADIER, Y. Numerical and experimental investigations on supersonic ejectors. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, v. 26, n. 1, p. 56–70, fev. 2005. ISSN 0142727X. Disponível em: <<http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0142727X04001158>>. Citado 2 vezes nas páginas 7 e 8.

CARDEMIL, J. M.; COLLE, S. A general model for evaluation of vapor ejectors performance for application in refrigeration. *Energy Conversion and Management*, v. 64, p. 79–86, dez. 2012. ISSN 01968904. Disponível em: <<http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0196890412002154>>. Citado na página 7.

CHEN, J.; JARALL, S.; HAVTUN, H.; PALM, B. A review on versatile ejector applications in refrigeration systems. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, v. 49, p. 67–90, set. 2015. ISSN 13640321. Disponível em: <<http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S1364032115003433>>. Citado 2 vezes nas páginas 3 e 4.

FIALA, A. *CFD Support: Why OpenFOAM?, CFD software*. 2017. Disponível em: <<http://www.cfdsupport.com/why-openfoam.html>>. Citado na página 5.

GREENSHIELDS, C. *Energy Equation in OpenFOAM*. 2015. Disponível em: <<https://cfd.direct/openfoam/energy-equation/>>. Citado na página 18.

GREENSHIELDS, C. *OpenFOAM v4 User Guide: Index*. 2015. Disponível em: <<https://cfd.direct/openfoam/user-guide-v4/>>. Citado 2 vezes nas páginas 18 e 29.

GRIST. *How air conditioning is actually making us hotter*. 2015. Disponível em: <<http://grist.org/climate-energy/how-air-conditioning-is-actually-making-us-hotter/>>. Citado na página 1.

HAKKAKI-FARD, A.; AIDOUN, Z.; OUZZANE, M. A computational methodology for ejector design and performance maximisation. *Energy Conversion and Management*, v. 105, p. 1291–1302, nov. 2015. ISSN 01968904. Disponível em: <<http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0196890415008249>>. Citado na página 8.

HUANG, B. J.; CHANG, J. M.; WANG, C. P.; PETRENKO, V. A. A 1-D analysis of ejector performance. *International journal of refrigeration*, v. 22, n. 5, p. 354–364, 1999. Disponível em: <<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0140700799000043>>. Citado na página 7.

JAFARIAN, A.; AZIZI, M.; FORGHANI, P. Experimental and numerical investigation of transient phenomena in vacuum ejectors. *Energy*, v. 102, p. 528–536, maio 2016. ISSN 03605442. Disponível em: <<http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0360544216301633>>. Citado na página 10.

KASTRENAKES, J. *More people are going to buy air conditioners — and they may need a ton of energy*. 2015. Disponível em: <<https://www.theverge.com/2015/4/27/8504463/air-conditioner-adoption-study-energy-consumption-increases>>. Citado na página 1.

MALLER, C.; NICHOLLS, L.; PINK, S.; STRENGERS, Y. *Australia's rising air con use makes us hot and bothered*. 2014. Disponível em: <<http://theconversation.com/australias-rising-air-con-use-makes-us-hot-and-bothered-20258>>. Citado 2 vezes nas páginas 1 e 2.

MOONEY, C.; DENNIS, B. The world is about to install 700 million air conditioners. Here's what that means for the climate. *Washington Post*, maio 2016. ISSN 0190-8286. Disponível em: <<https://www.washingtonpost.com/news/energy-environment/wp/2016/05/31/the-world-is-about-to-install-700-million-air-conditioners-heres-what-that-means-for-the-climate/>>. Citado na página 1.

Resolved Analytics. *A Comparison of CFD Software Packages*. 2017. Disponível em: <<https://www.resolvedanalytics.com/theflux/comparing-popular-cfd-software-packages>>. Citado na página 5.

VALLE, J. García del; JABARDO, J. S.; RUIZ, F. C.; ALONSO, J. S. J. An experimental investigation of a R-134a ejector refrigeration system. *International Journal of Refrigeration*, v. 46, p. 105–113, out. 2014. ISSN 01407007. Disponível em: <<http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0140700714001406>>. Citado 2 vezes nas páginas 7 e 9.

VALLE, J. García del; SIERRA-PALLARES, J.; CARRASCAL, P. G.; RUIZ, F. C. An experimental and computational study of the flow pattern in a refrigerant ejector. Validation of turbulence models and real-gas effects. *Applied Thermal Engineering*, v. 89, p. 795–811, out. 2015. ISSN 13594311. Disponível em: <<http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S1359431115006237>>. Citado 15 vezes nas páginas vii, 7, 9, 11, 12, 15, 27, 34, 35, 36, 37, 46, 47, 48 e 49.

VERSTEEG, H. K.; MALALASEKERA, W. *An Introduction to Computational Fluid Dynamics*. 2. ed. India: Pearson Education, Ltd., 2007. ISBN 978-81-317-2048-6. Citado 2 vezes nas páginas 6 e 29.

YEN, R.; HUANG, B.; CHEN, C.; SHIU, T.; CHENG, C.; CHEN, S.; SHESTOPALOV, K. Performance optimization for a variable throat ejector in a solar refrigeration system. *International Journal of Refrigeration*, v. 36, n. 5, p. 1512–1520, ago. 2013. ISSN 01407007. Disponível em: <<http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0140700713000820>>. Citado na página 9.

ZIKANOV, O. *Essential Computational Fluid Dynamics*. 1. ed. India: Wiley-India, 2010. ISBN 978-81-265-3497-5. Citado na página 6.