

PEDRO HENRIQUE REZENDE

Estudo do Efeito de um Jato Rotacional no Desempenho de Ejeto Líquido-Líquido

Santos
2019

PEDRO HENRIQUE REZENDE

Estudo do Efeito de um Jato Rotacional no Desempenho de Ejeto Líquido-
Líquido

Trabalho de Formatura apresentado ao
Departamento de Engenharia de Minas e
Petróleo da Escola Politécnica da
Universidade de São Paulo como requisito
parcial para obtenção do grau de Bacharel
em Engenharia de Petróleo

Orientador: Prof. Dr. Rafael dos Santos
Goria

Santos
2019

PEDRO HENRIQUE REZENDE

Trabalho de Formatura
apresentado ao Departamento de Engenharia de Minas e Petróleo da Escola Politécnica da Universidade de São Paulo como requisito parcial para obtenção do grau de Bacharel em Engenharia de Petróleo

Estudo do Efeito de um Jato Rotacional no Desempenho de Ejutor Líquido-líquido

Trabalho de Formatura apresentado ao Departamento de Engenharia de Minas e Petróleo da Escola Politécnica da Universidade de São Paulo como requisito parcial para obtenção do grau de Bacharel em Engenharia de Petróleo

Área de Concentração: Dinâmica de Fluidos Computacional

Orientador: Prof. Dr. Rafael dos Santos Gioria

Santos

2019

Dedico este trabalho a meus pais, que desde o princípio fizeram o possível pela minha educação e para que tivesse as oportunidades que tive.

AGRADECIMENTOS

Aos amigos, docentes e funcionários que contribuíram com seu conhecimento e sua companhia.

Ao Prof. Dr. Rafael Gioria pela oportunidade em dois projetos de iniciação científica e pela orientação neste trabalho.

À Letícia pela sua sabedoria, seu companheirismo e seu apoio inabalável durante todos estes anos.

À minha irmã pela compreensão e pelo carinho. Aos meus pais por acreditarem neste projeto antes mesmo que eu tivesse qualquer ideia do quanto impactaria minha vida.

À Deus pelo privilégio da presença de um pai que optou por sê-lo e por lutar ao meu lado e de minha mãe.

Ao contribuinte por manter a Universidade de São Paulo e ao santista e à cidade de Santos pela forma como receberam a mim e a minha família.

RESUMO

O presente trabalho tem por objetivo geral desenvolver uma avaliação da possibilidade de aplicação de ejetores na compressão de gás voltada à reinjeção, por meio de métodos numéricos relacionados à Dinâmica de Fluidos Computacional. O uso de ejetores por parte da indústria de petróleo para compressão de gás pode representar avanço tecnológico significativo no caminho para o desenvolvimento das técnicas de captura e estocagem de carbono, essenciais para o desenvolvimento sustentável. Este trabalho se propõe a avaliar o desempenho de ejetores líquido-líquido em diferentes condições operacionais e de geometria para determinar se estes são passíveis de aplicação na compressão de gás. Os objetivos específicos do trabalho se resumem portanto à aplicação de modelos numéricos que representem adequadamente o problema descrito e a subsequente análise dos resultados de performance obtidos. Uma revisão bibliográfica é desenvolvida para fundamentar os aspectos de cada componente geométrico do ejetor e suas condições operacionais, além de servir de base para concepção dos modelos numéricos. Três modelos são testados tendo seus resultados validados e analisados, possibilitando discussões e conclusões pertinentes sobre o potencial de aplicação dos ejetores na indústria de petróleo. Os resultados apontam para um possível ganho de desempenho em algumas condições operacionais quando se adiciona rotação ao jato em intensidade adequada.

Palavras-Chave: Dinâmica de Fluidos Computacional. Ejector de Alta Performance. Captura e Estocagem de Carbono.

ABSTRACT

The present work aims to develop an evaluation of the possibility of application of ejectors for gas compression applied to reinjection, by means of numerical methods related to Computational Fluid Dynamics. The use of ejectors by the oil industry for gas compression can represent significant technological advancement on the way to the development of carbon capture and storage techniques, essential for sustainable development. This work proposes to evaluate the performance of liquid-liquid ejectors under different operational conditions and geometries to determine if they can be applied in gas compression. The specific objectives of the paper are therefore the conception of numerical models that adequately represent the described problem and the subsequent analysis of the obtained performance results. A literature review is developed to substantiate the aspects of each ejector's geometric component and its operating conditions, as well as serving as a basis for the design of the numerical models. Three models are tested and their results validated and analyzed, enabling relevant discussions and conclusions about the application potential of the ejectors in the oil industry. The results point to a possible performance gain under some operational conditions when adding rotation to the jet at a proper intensity.

Keywords: Computational Fluid Dynamics (CFD). High Performance Ejector. Carbon Capture and Storage (CCS).

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 – Componentes de um ejetor.....	8
Figura 2 – Variações de forma de bocais de ejetores. Extraído de Xue et al (2017). Figura 3 – Visão geral do domínio computacional – malha com total de 66438 elementos.....	16 24
Figura 4 - Geometria do modelo.....	26
Figura 5 - Campo de velocidades e linhas de fluxo do fluido secundário, em m/s.	26
Figura 6 - Energia cinética turbulenta em m^2/s^2	27
Figura 7 - Campo de pressões, em Pa.....	27
Figura 8 - Geometria do modelo com entrada anular do fluido secundário.....	28
Figura 9 - Visão geral da malha - total de 9593 elementos.....	28
Figura 10 - Campo de velocidades, em m/s, para $M = 0,7$	29
Figura 11 - Linhas de fluxo e velocidade (m/s) do fluido secundário para $M = 0,7$	29
Figura 12 - Energia cinética turbulenta em m^2/s^2 para $M = 0,7$	30
Figura 13 - Campo de velocidades em m/s para $M = 3,5$	30
Figura 14 - Linhas de fluxo e velocidade (m/s) do fluido secundário para $M = 3,5$	30
Figura 15 - Energia cinética turbulenta em m^2/s^2 para $M = 3,5$	30
Figura 16 - Visão 2D da geometria, com eixo de rotação em vermelho.....	31
Figura 17 - Visão geral do domínio computacional – malha com total de 79112 elementos.....	33
Figura 18 - Velocidade e pressão na linha central do ejetor.....	33
Figura 19 - Magnitude de velocidades, de 0,02 a 80,7 m/s.....	34
Figura 20 - Campo de pressões, de 3,79 a 7 MPa.....	34
Figura 21 - Energia cinética turbulenta, de 0,00302 a 108,89733 m^2/s^2	34
Figura 22 - Linhas de fluxo do fluido secundário, de 0,13 a 41,90 m/s.	35
Figura 23 - Região com presença de recirculação na entrada do fluido secundário.	35
Figura 24 - Região com os maiores níveis de energia cinética turbulenta, atingindo $106\ m^2/s^2$	36
Figura 25 - Geometria desenvolvida para teste de jato rodopiante.....	37
Figura 26 - Visão geral do domínio computacional – malha grossa com total de 213987 elementos.....	39
Figura 27 - Linhas de fluxo e módulo da velocidade, de 0,06 a 15,80 m/s.....	39
Figura 28 - Linhas de fluxo e módulo da velocidade em m/s, seção YZ.	40
Figura 29 - Linhas de fluxo e módulo da velocidade, em m/s, do fluido primário com rotacional para taxa de arrastamento $M = 1,2$	41
Figura 30 - Linhas de fluxo e módulo da velocidade, em m/s, do fluido primário com rotacional para taxa de arrastamento $M = 4$	41
Figura 31 - Linhas de fluxo e módulo da velocidade, em m/s, do fluido secundário..	42
Figura 32 – Energia cinética turbulenta (k), em m^2/s^2 , para M entre 1,2 e 4,0.....	43
Figura 33 – Desempenho do ejetor para M entre 1,2 e 4.....	45
Figura 34 - Pressão média no ejetor ao longo de sua extensão, para M entre 4 e 1.	45
Figura 35 - Geometria utilizada para modelo sem vazão girante.	46
Figura 36 - Malha utilizada em detalhe na região do bocal.	46
Figura 37 - Linhas de fluxo e módulo da velocidade do fluido secundário, em m/s, para diferentes taxas de arrastamento (M).....	47
Figura 38 - Energia cinética turbulenta, em m^2/s^2 , para diferentes níveis de taxa de arrastamento (M).	48

Figura 39 - Pressão média no ejetor ao longo de sua extensão, para M entre 4 e 1.	49
Figura 40 - Desempenho do ejetor com e sem jato girante ("swirl") para M entre 1,2 e 4.	50
Figura 41 - Visão em detalhe da malha na entrada do ejetor.	52
Figura 42 - Visão em detalhe da malha no bocal do ejetor.	52
Figura 43 - Visão em detalhe da malha na saída do ejetor.	52
Figura 44 - Módulo da velocidade, em m/s, para M entre 0,8 e 3, modelo sem swirl.	54
Figura 45 - Energia cinética turbulenta, em m^2/s^2 , para M entre 0,8 e 3 modelo sem swirl.	54
Figura 46 - Módulo da velocidade, em m/s, na linha central do ejetor, para M entre 0,8 e 3, sem swirl.	55
Figura 47 - Pressão, em Pa, na linha central do ejetor, para M entre 0,8 e 3, sem swirl.	55
Figura 48 - Módulo da velocidade do escoamento, em m/s, para M entre 0,8 e 3, modelo com swirl.	56
Figura 49 - Energia cinética turbulenta, em m^2/s^2 , para M entre 0,8 e 3 modelo com swirl.	56
Figura 50 - Módulo da velocidade, em m/s, na linha central do ejetor, para M entre 0,8 e 3, com swirl.	57
Figura 51 - Pressão, em Pa, na linha central do ejetor, para M entre 0,8 e 3, sem swirl.	57
Figura 52 - Desempenho do ejetor com e sem jato girante ("swirl") para M entre 0,6 e 3.	58
Figura 53 - Detalhe da malha utilizada no modelo com vista interna do ejetor, total de 236995 elementos.	59
Figura 54 - Linhas de fluxo e módulo da velocidade, em m/s, para M entre 1,2 e 2,0.	60
Figura 55 - Linhas de fluxo e módulo da velocidade, em m/s, do fluido secundário próximo ao bocal.	61
Figura 56 - Energia cinética turbulenta, em m^2/s^2 , para M entre 1 e 2.	62
Figura 57 - Pressão média no ejetor ao longo de sua extensão, para M entre 4 e 1.	63
Figura 58 - Linhas de fluxo e módulo da velocidade do fluido primário, em m/s, para M = 1,6, na seção YZ de entrada do ejetor.	63
Figura 59 - Curva de performance para o modelo com rotação nas condições de contorno.	64
Figura 60 - Curva de Performance para os diferentes modelos testados, com jato girante (swirl).	66

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Parâmetros do Modelo	24
Tabela 2 – Estatísticas da Malha	25
Tabela 3 – Configurações da Malha.....	25
Tabela 4 – Informação computacional	26
Tabela 5 – Estatísticas da Malha	28
Tabela 6 – Configurações da Malha.....	29
Tabela 7 – Parâmetros do modelo.	32
Tabela 8 – Estatísticas da Malha.	32
Tabela 9 – Configurações da Malha.....	33
Tabela 10 – Parâmetros do modelo.	38
Tabela 11 – Variações de pressão obtidas nos diferentes modelos.	49
Tabela 12 – Reynolds estimado para regiões do ejetor.	65

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

CFD	Computational Fluid Dynamics
CO₂	Dióxido de Carbono
FEM	Método dos Elementos Finitos (<i>Finite Element Method</i>)
LJL	Liquid-Jet-Liquid Ejector
RANS	Reynolds Averaged Navier-Stokes Equations

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO	7
2. OBJETIVOS	9
3. REVISÃO DA LITERATURA	10
3.1. Cronologia do Desenvolvimento de Ejetores.....	10
3.2. Parâmetros Geométricos.....	15
3.2.1. Bocal	15
3.2.2. Câmara de Sucção.....	16
3.2.3. Câmara de Mistura.....	16
3.2.4. Difusor	17
3.3. DESEMPENHO DE EJETORES	17
4. MATERIAL E MÉTODOS	19
4.1. DINÂMICA DE FLUIDOS COMPUTACIONAL	19
4.1.1. Modelo de Turbulência	20
4.2. METODOLOGIA.....	21
4.2.1. Revisão Bibliográfica	21
4.2.2. Simulações Baseadas em Elementos Finitos.....	21
4.2.3. Análise dos Resultados	22
5. RESULTADOS	23
5.1. SIMULAÇÕES PRELIMINARES: ENTENDENDO O ARRASTAMENTO	23
5.1.1. Fluido Movido Ortogonal	24
5.1.2. Fluido Movido Anular	27
5.2. MODELAGEM DE EJETOR LÍQUIDO-LÍQUIDO	31
6. AVALIAÇÃO DO EFEITO DA INDUÇÃO DE ROTACIONAL	37
6.1. MODELO TRIDIMENSIONAL	37
6.1.1. Concepção do Modelo e Resultados Iniciais	37
6.2. MODELO AXISSIMÉTRICO	51
6.3. MODELO TRIDIMENSIONAL SEM TUBOS	58
7. CONCLUSÕES	65

1. INTRODUÇÃO

O desenvolvimento de novas tecnologias de compressão bem como o aprimoramento das já existentes consiste em componente fundamental para viabilizar a Captura e Estocagem de Carbono (CCS). Segundo o *Global Institute of CCS* (maior organização internacional liderando a aceleração do desenvolvimento das tecnologias de CCS), desde que a primeira instalação de grande escala para captura e estocagem de carbono começou a operar, com objetivo de realizar EOR por meio de injeção de CO₂, no campo de Sharon Ridge no Texas em 1972, 98 instalações de grande porte dedicadas à CCS e nove centros de testes passaram a operar ou entraram em construção. Segundo o *CCS Global Status Report* de 2018 da *Global CCS Institute*, em Dezembro de 2017 a Petrobras alcançou a marca de 7 milhões de toneladas de CO₂ capturado e reinjetado na subsuperfície utilizando unidades do tipo FPSO em operação desde 2013. Em 2017 atingiu-se injeção anual de 2,5 milhões de toneladas de CO₂ (*CCS Global Status Report*, 2018).

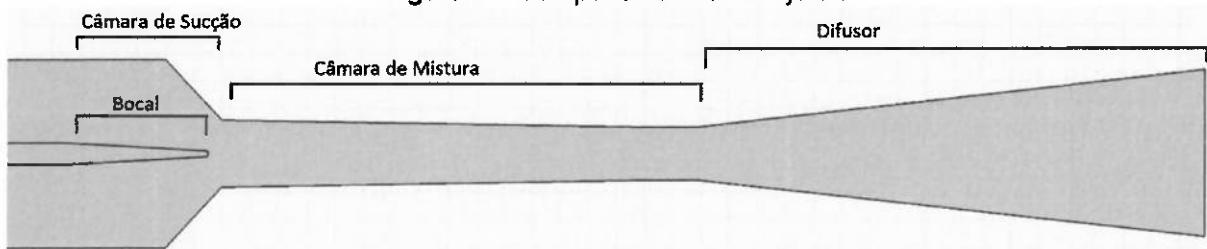
Ainda segundo este relatório, a contribuição global para mitigar as mudanças climáticas foi capaz de atingir mais de 230 milhões de toneladas de CO₂ capturado e injetado com sucesso em regiões profundas do subterrâneo. Os Estados Unidos são responsáveis pela injeção de mais de 150 milhões de toneladas, utilizadas quase que em sua totalidade para efetuar operações de EOR. Enquanto isso, a Noruega injetou mais de 20 milhões de toneladas exclusivamente para estocagem *offshore* de CO₂ em formações geológicas dedicadas à operações de CCS.

Para que seja efetuada injeção e estocagem de dióxido de carbono (CO₂) em reservatórios ou cavernas à grandes profundidades, necessita-se atingir altos níveis de pressão no escoamento de gás. Além disto, a formação da mistura de água e CO₂ durante o processo de injeção implica diversos tipos de danos aos equipamentos devido à corrosão.

Um ejetor ou um sistema de ejetores em série ou em paralelo pode ser capaz de atingir os altos níveis de eficiência necessários à tal aplicação. O ejetor consiste num equipamento com fluido motriz bombeado com alta pressão em um *design* apropriado para succionar um fluido secundário por meio da aceleração do fluido motriz induzida pela própria geometria do equipamento (ver Figura 1), sendo que na presente aplicação o fluido movido deve ser o próprio dióxido de carbono ou água saturada em dióxido de carbono. O fluido movido e motriz se misturam na região

intermediária, denominada câmara de mistura, e são desacelerados por um difusor a jusante da câmara de mistura fazendo com que o fluido movido atinja uma pressão superior à que estava anteriormente. Uma característica interessante dos ejetores é a ausência de partes móveis, o que reduz significativamente os custos de manutenção e possibilita sua instalação em ambientes de difícil acesso, como em águas profundas.

Figura 1 – Componentes de um ejetor.



Fonte: O autor (2019).

Neste estudo considera-se a possibilidade de melhoria no desempenho do equipamento pela indução de rotação no seu jato principal. Para se fazer tal avaliação, primeiro assume-se premissas que simplificam e compatibilizam o modelo com as ferramentas e conhecimentos dispostos. Ainda que a modelagem de um ejetor de água com dióxido de carbono necessite um modelo multifásico, o alto custo computacional envolvido na combinação de jato girante e modelo multifásico compressível inviabilizaria o modelo com as ferramentas e técnicas aqui utilizadas. Isto posto, utiliza-se para análise um modelo de ejetor líquido-líquido no qual assume-se as premissas de fluido incompressível, escoamento em regime permanente, despreza-se variação de temperatura e espessura das paredes. Esta última hipótese é significativamente importante pois implica a não consideração de efeitos de turbulência que poderiam ser causados principalmente pela variação da espessura do bocal do ejetor.

Por fim, mensura-se o desempenho obtido em cada modelo com jato girante, aqui também denominado *swirl*, e sem esta componente, verificando qual retorna melhores resultados.

2. OBJETIVOS

Avaliar o desempenho de ejetores líquido-líquido em diferentes condições operacionais e de geometria com base em métodos numéricos aplicados à Dinâmica de Fluidos Computacional (CFD) para estimar quais são os possíveis níveis de performance que se pode alcançar e consequentemente se estes são passíveis de aplicação na compressão de dióxido de carbono representando ganho em termos de menor ocupação de espaço, menor peso e menor necessidade de manutenção em comparação com compressores de uma maneira geral.

Para estabelecer tal análise deve-se, portanto, cumprir o objetivo preliminar de aplicar um modelo numérico de ejetor factível e com resultados consistentes, para tal, deve-se elaborar modelos semelhantes à literatura e validar os resultados obtidos.

Cumprido tal objetivo, tem-se por objetivos relacionados ao modelo realizar a análise de alguns dos parâmetros do ejetor, sendo estes geométricos, operacionais, ou que alterem o tipo de escoamento. A escolha foi estudar como a indução de rotacional no jato primário afeta a performance. Portanto tem-se como objetivo principal deste trabalho, avaliar o efeito do jato motriz girante no desempenho do ejetor, verificando se tal mudança impacta positivamente o equipamento.

3. REVISÃO DA LITERATURA

3.1. Cronologia do Desenvolvimento de Ejetores

Na Literatura, tem-se um extenso repertório de trabalhos relacionados às aplicações e ao aumento de eficiência dos ejetores.

Cairns e Na (1969) sumarizou os trabalhos analíticos e experimentais da época e estendeu os procedimentos de concepção de ejetores, prosseguindo os estudos anteriores que consideravam ejetores de dois estágios em Sidhom e Hansen (1966, apud Cairns; Na, 1969 p. 62) e Cairns e Sidhom (1968, apud Cairns; Na, 1969 p. 62) para um estudo de sistema genérico de n estágios de ejetores, que operam com água como fluido primário. O artigo desenvolve a modelagem de um ejetor de estágio único, passando para a descrição da modelagem de ejetores com múltiplos estágios, avaliando o desempenho do sistema por meio de uma definição de eficiência geral do sistema de ejetores, substituindo-se no termo de razão de vazão o termo de vazão de sucção pelo somatório das vazões de sucção em cada estágio e mantendo-se o termo de razão de carga adimensional com a carga inicial e final do sistema. O autor estabelece os limites operacionais do ejetor por meio das equações de continuidade e conservação de energia, e desta maneira define a capacidade máxima de sucção do ejetor, por meio da máxima vazão na seção de sucção. Ao final o autor aponta a necessidade de maior estudo do fenômeno de cavitação e sua influência nos parâmetros do ejetor, além da extensão para aplicações com diferentes fluidos.

Sanger (1970) realizou uma investigação experimental de ejetores de água com baixa razão de área entre bocal e garganta, investigando não apenas este parâmetro geométrico como também comprimento da garganta e espaçamento do bocal. Além disto, varia-se a geometria do difusor através da variação de seu ângulo de abertura. Valores experimentais de eficiência e razão de carga são comparados com um modelo teórico unidimensional previamente considerado aplicável para ejetores com razão de área moderada ou alta. Os parâmetros básicos considerados são razão de área bocal-garganta, razão de vazão entre fluido secundário e fluido primário, razão de carga, e eficiência, que é definida como a potência líquida de saída dividida pela potência líquida de entrada. O autor também desenvolve dois parâmetros relacionados à previsão de cavitação e os compara com os dados experimentais. Assume-se para este caso: (1) Fluidos primário e secundário incompressíveis; (2) não há variação de temperatura de ambos os fluidos; (3) distância bocal-garganta igual à zero; (4)

espessura da parede do bocal igual à zero. O autor especifica as dimensões do ejetor e o ciclo no qual este foi testado, que consiste num *loop* fechado com capacidade de 1325 m³ composto por água constantemente filtrada e com menos de 3 ppm de ar. Durante o desenvolvimento do artigo, o autor aponta que a distância do bocal, o comprimento de garganta e o ângulo do difusor afetam o desempenho geral sem cavitação de maneira interrelacionada, de maneira que não se encontra um ponto ótimo de operação fixando-se um destes parâmetros, porém, a razão de área 0.197 apresenta maior eficiência em relação às demais (0.141, 0.108 e 0.066), chegando a 38.7%. O artigo aponta que a garganta com comprimento 5.66 vezes o diâmetro teve boa performance em relação às demais. Gargantas mais longas são penalizadas pelas perdas de fricção e gargantas mais curtas resultam em mistura no difusor o que acarreta perda de desempenho. O estudo aponta que a posição de melhor eficiência do bocal é dependente do comprimento da garganta, e que gargantas curtas (3.54 vezes o diâmetro) exigem maior espaçamento entre bocal e garganta enquanto gargantas longas (7.25 vezes o diâmetro) são mais eficientes com zero distância entre saída do bocal e entrada da garganta. Para teste das geometrias de difusor fixa-se a posição do bocal e nota-se que o design do difusor fica dependente do comprimento de garganta. Indica-se um ângulo de 6 a 8 graus como apropriados para ejetores de garganta longa enquanto os ejetores de garganta curta alcançam alta eficiência com o baixo ângulos de 2.5 graus devido à continuação da mistura no difusor.

Carvalho, Podio e Sepehrnoori (1998) apresentam uma das primeiras aplicações de ejetor na indústria de petróleo, com o conceito de bomba a jato elétrica submersa, como um método de elevação artificial para melhorar a produção em poços com alta razão gás-líquido, num contexto onde já se avistava a migração para águas ultra profundas e a necessidade de métodos para melhorar a recuperação nestas condições. O sistema proposto consiste na combinação de uma bomba centrífuga (também mencionada como bomba elétrica submersa) com uma bomba a jato, sendo que a bomba a jato consiste em um ejetor líquido-gás modelado neste estudo com base nas conservações de momento, massa e energia. Assume-se líquido incompressível e gás ideal. Segundo o autor, uma alta pressão de descarga força mistura precoce, enquanto pressões baixas movem a zona de mistura para a direção do difusor, isto é, a jusante do escoamento. A partir das observações experimentais em Betzler (1969 apud Carvalho; Podio; Sepehrnoori, 1998, p.55) e Higgins (1964 apud Carvalho; Podio; Sepehrnoori, 1998, p.55) o autor lista fenômenos sobre o

escoamento, primeiro a evidência de um limite entre o gás anular e o escoamento líquido circundado por este, no começo da região da garganta. Após certo ponto, as fases passam a se misturar na garganta e, se a garganta for longa o suficiente, haverá um escoamento homogêneo de uma mistura com bolhas. O autor compara o fenômeno com os ejetores líquido-líquido, citando que nestes a transferência de momento ocorre principalmente na transferência de energia cinética, enquanto que no ejetor gás-líquido esta transferência de momento ocorre principalmente pela compressão do gás, o que faz com que este último tenha menor recuperação de pressão no difusor, visto o trabalho desempenhado na compressão das bolhas de gás. O estudo buscou mostrar a factibilidade do projeto de bomba a jato elétrica submersa através da construção teórica e da aplicação bem sucedida em um protótipo.

Guillaumea e Judge (1999) realizaram um estudo que propunha a utilização de bocal elíptico para aumento da performance do ejetor. Apoiando-se no fato do ejetor lidar com a mistura de dois fluidos, compõe-se um modelo onde a seção transversal do bocal é elíptica, e compara-se este com o modelo tradicional, de seção circular. O autor justifica seu estudo elencando que a força de arrasto viscosa induzida no fluido secundário não deve ser o único fenômeno a governar a mistura dos fluidos, justificando sua hipótese com base nos resultados obtidos por Gutmark e Ho (1982 apud Guillaumea; Judge, 1999, p. 4727) que apontam um arrasto de massa até 8 vezes maior em jatos elípticos de baixas proporções, se comparado à uma seção circular de mesmo perímetro. Este mecanismo é relacionado com a produção de vórtices elípticos dos jatos elípticos que ciclicamente mudam a orientação dos eixos maiores e menores conforme escoam a jusante (GUILLAUMEA; JUDGE, 1999). O autor aponta que as instabilidades azimutais geradas por este fenômeno geram flutuações de pequena escala que promovem a mistura e o arrasto do fluido primário com o secundário. Em seus resultados experimentais, o autor obteve significativo ganho de eficiência com o jato elíptico, de 2 vezes com vazão de fluido primário de 100 lpm aumentando até 6 vezes quando a vazão foi aumentada a 400 lpm. Em suas considerações finais o autor aponta a necessidade de efetuar mais experimentos para afirmar se a proporção 3:1 entre os eixos maior e menor é de fato a ideal para a geometria elíptica, além de determinar se a concepção da seção do difusor tipicamente circular é ideal para este caso.

Guillaumea e Judge (2004) fundamentam-se no fato da eficiência do ejetor estar atrelada à sua capacidade de adentrar e se misturar com o fluido movido para

propor um modelo de ejetor onde o jato rotaciona em relação à sua direção de propagação, isto é, a geração de uma componente azimutal de velocidade que causa uma curvatura de sua camada limite. Este fenômeno é dito pelo autor como causador de instabilidades complexas de escoamento e estruturas turbulentas organizadas, caracterizadas pela mistura turbulenta e pelo desprendimento e rompimento de vórtices. O autor propõe-se a determinar experimentalmente se o arrastamento ampliado por rotacionamento encontrado por Chigier e Chevinsky (1967 apud Guillaume; Judge, 2004 p. 553) e Chigier e Beer (1964 apud Guillaume; Judge, 2004 p. 553) podem ser aplicados à um ejetor, além de averiguar se o estudo numérico de Zhou et al (2000 apud Guillaume; Judge, 2004 p. 553) implica que todo rotacional induzido é prejudicial para o ejetor. Os experimentos do autor atingem seu objetivo, pois consegue-se aumento de até 5% de eficiência no ejetor (de 11.5% para 16.5%) com a inserção de um escoamento tangencial, responsável pela indução de rotacional no escoamento. Porém, quando este escoamento tangencial passou a representar mais de 26% da vazão do jato primário, a eficiência do ejetor passou a decair. O autor conclui portanto que o jato tangencial moderado pode melhorar a eficiência do ejetor e que deve-se conduzir estudos para averiguar se a geometria de garganta e difusor otimizadas para jatos sem rotação são otimizadas para jatos com rotação.

Fu et al (2016) realizaram um estudo numérico da influência da geometria e posicionamento do bocal primário no desempenho geral de ejetores. O autor considera o jato primário como vapor d'água, tendo portanto um bocal convergente-divergente, no qual ele avalia especialmente o comprimento da seção divergente. O método utilizado é de simulação numérica no software FLUENT, com modelo 2D axissimétrico. As hipóteses assumidas são: (1) vapor d'água é considerado gás ideal com calor específico constante, e todos os vapores que adentram o ejetor são considerados saturados; (2) o vapor primário e o arrastado são completamente misturados na seção da câmara de mistura e, antes desta, os fluidos escoam separadamente; (3) O processo de mistura ocorre à pressão constante; (4) o escoamento é axissimétrico com regime permanente. A parede interna do ejetor é adiabática. Foram utilizados diversos resultados de modelos transitórios para obtenção de um modelo estacionário. Na construção da malha, dividiu-se o domínio 2D em 8 quadriláteros cada qual com seu grau de detalhamento, além de aplicar adaptação de malha e refinamento próximo à paredes de acordo com os gradientes de pressão e temperatura de cada região. Os autores demonstram seus resultados

de teste de malha nos quais converge-se para valores extremamente próximos de pressão e velocidade à partir de 107.580 elementos. Efetua-se uma série de computações para diversos diâmetros de saída do bocal primário e comprimentos da seção divergente do bocal primário, com pressão no fluido primário 600 kPa e temperatura no seu correspondente valor de saturação de 432,15 K, enquanto o vapor succionado também opera em suas condições de saturação. Percebe-se que o aumento excessivo do diâmetro de saída do bocal leva à perda de taxa de arrastamento em função da perda de espaço para escoamento do fluido succionado podendo gerar até escoamento reverso do fluido primário. Nota-se que o aumento da pressão de vapor do fluido arrastado gera aumento da taxa de arrastamento, quando a pressão de vapor aumentou de 12 kPa para 18 kPa, a taxa de arrastamento máxima aumentou de 0.393 para 0.569, o que significa 45% de aumento de desempenho. Outro resultado verificado é de que a variação de taxa de arrastamento com a razão de diâmetro é similar para todos os modelos testados, de maneira que nas condições operacionais dadas o escoamento adquire estado duplo crítico (ambos fluidos em seus respectivos estados críticos) no qual as taxas de arrastamento são máximas e praticamente constantes com razão de diâmetro entre 1,5 e 3,5. O resultados do campo de velocidade para simulações com diferentes diâmetros de saída mostram uma onda de choque pouco expandida para razão de diâmetro menor que 1,5 e excessivamente expandida com razão de diâmetro maior que 3,5. As menores razões de diâmetro atingem os maiores números de Mach, chegando a pouco mais de 5. As maiores saídas de bocal proporcionam uma expansão mais suave da onda de choque reduzindo as perdas de energia fazendo com que o ejetor atinja bom desempenho. Para o estudo do comprimento da seção divergente do bocal, avalia-se a taxa de arrastamento como função da razão comprimento-diâmetro para três razões de diâmetro (2; 2,5; 3) e nas mesmas condições operacionais anteriores. As principais consequências do aumento deste comprimento são o aumento da perda de carga do escoamento e as mudanças na onda de choque. O aumento da perda de carga no entanto pode ser considerado desprezível em função das pequenas dimensões do ejetor estudado. O campo de velocidade sofre poucas variações nas simulações pois em todos os casos ocorre onda de choque dupla, enquanto o número de Mach atinge máximo de 3,99 na menor razão comprimento-diâmetro. Maior número de Mach implica menor pressão na saída do bocal, o que não implica necessariamente melhor desempenho, pois se ocorre uma queda brusca de velocidade em espaço curto, como

no caso com Mach 3,99 que decai para 2,36 logo em seguida, ocorre portanto grande perda de energia mecânica. A velocidade máxima para todas razões comprimento-diâmetro são similares, apesar do aumento do comprimento levar a velocidade máxima a jusante, o que leva os autores a concluírem que a influência da razão comprimento-diâmetro no desempenho do ejetor é desprezível podendo ser projetado numa gama grande de valores.

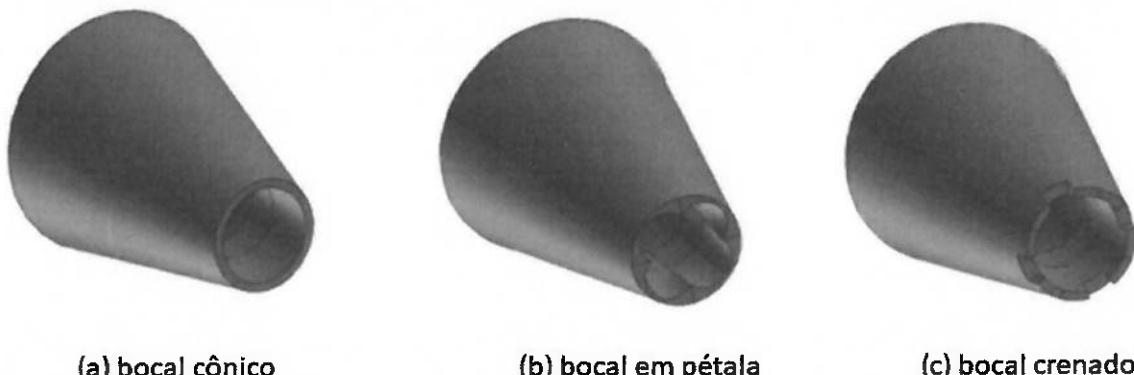
3.2. Parâmetros Geométricos

3.2.1. Bocal

O bocal é uma região de passagem de escoamento com seção transversal de área variável, reduzindo sua área até a seção de saída de maneira a acelerar o fluido na direção de seu escoamento (MORAN et al., 2010). A geometria e a posição do bocal no ejetor são fatores determinantes para a interação entre fluido primário e secundário. Segundo Berkeley (1957), tem-se pouca dissipação de energia neste componente, que afeta diretamente a velocidade de entrada do fluido primário na câmara de mistura. De acordo com Kroll (1947) um mal dimensionamento na geometria do bocal pode levar à excessivas perdas por fricção e diminuição da expansão lateral do escoamento, prejudicando a mistura de fluidos e consequentemente reduzindo significativamente o desempenho do ejetor.

Os parâmetros alvo de otimização neste componente são geralmente: diâmetro de entrada, diâmetro de saída, comprimento, ângulo de abertura, além de variações de geometria interna, como mostra a Figura 2. Segundo Xue et al (2017), o bocal com formato crenado atinge taxas de arrastamento sutilmente maiores em comparação com bocais cônicos, enquanto o bocal cônicamente atinge, de maneira geral, taxas de arrastamento superiores ao de geometria em pétala.

Figura 2 – Variações de forma de bocais de ejetores. Extraído de Xue et al (2017).



Fonte: Xue et al (2017).

Outro parâmetro geométrico, significativamente menos abordado na literatura, é a espessura de saída do bocal. Long et al. (2008) verificaram que tal espessura pode afetar significativamente a formação de vórtices na ponta do bocal, afetando a distribuição de energia cinética turbulenta e as possibilidades de ocorrência de refluxo. De fato, espera-se que uma espessura maior de saída do bocal esteja mais propensa à geração de pequenas zonas de recirculação nesta região, dado o maior volume de estagnação propiciado.

3.2.2. Câmara de Sucção

A câmara de sucção é a região na qual o fluido secundário é conduzido para ser arrastado pelo fluido primário e entrar na câmara de mistura. A geometria de tal região é essencial para favorecer ou desfavorecer o arraste do fluido secundário pelo primário. Uma câmara de sucção excessivamente larga pode levar à significativa perda de desempenho, como mostra Yadav e Patwardhan (2008) que estimam um ângulo entre 5° a 15° como ideal para a seção convergente de entrada do fluido secundário. Resultados preliminares de simulações deste trabalho corroboraram tal análise.

3.2.3. Câmara de Mistura

A câmara de mistura localiza-se à jusante do bocal e da câmara de sucção, e consiste na região na qual espera-se que ocorram os maiores níveis de energia cinética turbulenta decorrente da mistura dos dois fluidos. A geometria de tal componente é portanto fundamental para o desempenho do ejetor. Segundo Zheng e

Deng (2017), a eficiência desta região aumenta com o aumento da razão de área entre bocal e seção de mistura.

De acordo com Liu et al. (2017), a câmara de mistura desempenha um papel mais importante na eficiência do ejetor com a mudança de razão de área do que outras eficiências individuais de regiões como bocal primário, câmara de sucção e difusor. Os autores obtiveram aumento substancial de eficiência através da determinação da razão de área ótima.

3.2.4. Difusor

O difusor é o componente no qual ocorre perda de velocidade e ganho de pressão por parte do fluido através do aumento da área da seção transversal na direção do escoamento (MORAN et al., 2010).

Segundo Zheng e Deng (2017) a eficiência deste componente aumenta com o aumento da razão de área entre bocal e câmara de mistura, e decai com o aumento da razão de pressão de entrada entre fluido primário e fluido secundário. Além disso, também tem-se queda da eficiência deste componente com o aumento da taxa de arrastamento.

3.3. DESEMPENHO DE EJETORES

O ejetor é um dispositivo mecânico que utiliza um fluido primário altamente pressurizado bombeado dentro do dispositivo para succionar um fluido secundário inicialmente a uma pressão menor do que a do fluido primário, de maneira que este passe a ser impulsionado com uma pressão intermediária entre as pressões no primário e no secundário. A ausência de partes móveis e a simplicidade em sua construção resultam em operabilidade confiável, baixo custo de manutenção, longo ciclo de vida, baixo nível de ruído e alta adaptabilidade para instalação em locais remotos ou inacessíveis (XIAO et al., 2017).

Um ejetor consiste basicamente de um bocal, uma câmara de sucção, uma câmara de mistura e um difusor (ver Figura 1). Estes componentes devem ser adequadamente otimizados de forma que o ejetor atinja sua máxima eficiência.

O desempenho dos ejetores pode ser medido de diversas formas. Cita-se aqui alguns autores com definições de coeficiente de performance pertinentes para este trabalho.

Nakagawa et al. (1998) define o desempenho do ejetor como o ganho energético associado com o aumento isocórico de pressão dos escoamentos primário e secundário, ou seja, entre a pressão inicial do fluido primário e a pressão de saída do difusor, subtraído pela energia cinética inicial do fluido secundário, dividido pela entalpia total a ser fornecida pela expansão do fluido primário de sua pressão inicial até a pressão de saída do difusor.

Butrymowicz et al. (2005) define o desempenho como a potência de compressão necessária para que o fluido secundário (assumido gás ideal) seja comprimido de sua pressão inicial para a pressão de saída do ejetor, dividido pela potência fornecida pelo fluido primário ao se expandir da pressão inicial para a pressão de saída do ejetor. Tal estudo também assume densidade constante para o fluido primário durante o processo de expansão. Inclui-se o termo de energia cinética do fluido primário na saída do bocal.

Elbel e Hrnjak (2008) definem como a entalpia consumida por uma compressão isentrópica do fluido secundário de sua pressão de entrada até a pressão de saída do difusor, dividido pela entalpia fornecida pela expansão isentrópica do fluido primário de sua pressão inicial para a pressão de saída do difusor.

Para o presente estudo, utiliza-se fluidos incompressíveis para simulações preliminares, e portanto utiliza-se o coeficiente de performance equivalente ao estabelecido por Cairns e Na (1969), que é definido como:

$$\eta = \frac{Q_s}{Q_p} \frac{(P_d - P_s)}{(P_p - P_d)} \quad [1]$$

Onde Q_s é a vazão do fluido secundário, Q_p é a vazão do fluido primário, P_d é a pressão total na saída do ejetor, P_s é a pressão total do fluido secundário, e P_p é a pressão total do fluido primário.

Além disso, define-se a razão de vazões entre fluido secundário e primário como a taxa de arrastamento (M) do ejetor:

$$M = \frac{Q_s}{Q_p} \quad [2]$$

Uma interpretação clara e direta da equação de eficiência é a razão entre o ganho de energia do escoamento secundário $Q_s(P_d - P_s)$ pela quantidade de energia utilizada no fluido primário $Q_p(P_p - P_d)$.

4. MATERIAL E MÉTODOS

4.1. DINÂMICA DE FLUIDOS COMPUTACIONAL

O principal objetivo da dinâmica de fluidos computacional (CFD) consiste em obter o campo de velocidade e pressão dentro de um volume de controle definido (ANDERSON, 2013). Tem-se de maneira mais geral possível três componentes de velocidade e a pressão definidas em função do espaço e do tempo, sendo assim, respectivamente:

$$u(x, y, z, t), v(x, y, z, t), w(x, y, z, t), p(x, y, z, t)$$

Resolver as quatro variáveis exige quatro equações. Uma equação é obtida através da conservação de massa dentro de um volume finito, as três equações restantes são obtidas pela conservação de quantidade de movimento em cada direção espacial, que consistem nas equações de Navier-Stokes (POTTER, 2004).

Estas equações consistem em equações diferenciais parciais não-lineares, e não há de fato uma solução analítica para estas equações, requisitando assim os métodos numéricos.

Tem-se como métodos numéricos aplicados a dinâmica de fluidos computacional: o DNS (*Direct Numerical Solution*), que resolve com exatidão as equações, mas a custo de esforço computacional impraticável em altos Reynolds; e os métodos que solucionam de maneira suficientemente aceitável, como FEM (*Finite Element Method*) ou FVM (*Finite Volume Method*), sendo que estes partem de uma aproximação ou linearização das equações; e o uso de modelos de turbulência para representar as menores escalas do escoamento, assim poupano custo computacional porém pagando-se ao usar um modelo de fechamento para as pequenas escalas.

Neste contexto, as condições típicas necessárias para a operação de um ejetor são turbulentas: escolhe-se portanto utilizar modelos de turbulência. O presente projeto de Trabalho de Conclusão de Curso se valeu do Método dos Elementos Finitos, o FEM, solucionando equações de Navier-Stokes apresentadas na seção anterior. O método dos elementos finitos consiste em dividir o domínio em elementos de malha que no presente trabalho terão diversas formas de geometria, resolvendo-se cada elemento de malha e obtendo-se o campo de velocidades e pressão, bem como outros resultados de interesse para análise.

4.1.1. Modelo de Turbulência

No presente estudo, utiliza-se o *software* COMSOL Multiphysics 5.3, que tem, em seu módulo *Fluid Flow*, ferramentas para solução dos problemas levantados. O módulo resolve as equações de Navier-Stokes, definidas inicialmente como:

$$\underbrace{\rho \left(\frac{\partial \mathbf{u}}{\partial t} + \mathbf{u} \cdot \nabla \mathbf{u} \right)}_1 = \underbrace{-\nabla p}_2 + \underbrace{\nabla \cdot (\mu(\nabla \mathbf{u} + (\nabla \mathbf{u})^T)) - \frac{2}{3}\mu(\nabla \cdot \mathbf{u})\mathbf{I}}_3 + \underbrace{\mathbf{F}}_4 \quad [3]$$

Onde os diferentes grupos de termos correspondem à:

- 1 – forças iniciais do fluido;
- 2 – gradiente de pressão;
- 3 – forças viscosas;
- 4 – forças externas aplicadas ao escoamento.

E a equação de continuidade (conservação de massa), dada por:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{u}) = 0 \quad [4]$$

Para diferentes etapas do presente estudo, assume-se diferentes premissas, que podem modificar a equação. Por exemplo, a hipótese presente em todos os modelos, que assume fluido incompressível, modifica a equação de conservação de massa, pois tem-se $\partial \rho / \partial t = 0$.

Da mesma forma, a hipótese de regime permanente implica $\partial \mathbf{u} / \partial t = 0$. E a adição de um modelo de turbulência para o estudo implica em adição de termos na equação de Navier-Stokes, tratando as diferentes escalas de vorticidade do fluido e adicionando equações de transporte das grandezas turbulentas: intensidade de turbulência e taxa de dissipação. Isto ocorre pois, no caso de Reynolds muito altos, as forças iniciais tornam-se muito maiores do que as forças viscosas, e tais problemas, transitentes por natureza, requisitariam uma malha tão fina quanto o menor vórtice de turbulência gerado, a escala do menor vórtice é denominada escala de Kmogorov, proporcional a $Re^{-3/4}$ (TENNEKES e LUMLEY, 1972), totalizando um esforço computacional impraticável. Portanto, utiliza-se a formulação RANS (Reynolds Averaged Navier-Stokes equations), que calcula a média dos campos de velocidade e pressão no tempo. Estas equações médias no tempo podem ser computadas em

um estado estacionário em uma malha relativamente grossa, reduzindo drasticamente o esforço computacional. O modelo utiliza a equação:

$$\begin{aligned} \rho(U \cdot \nabla U) + \nabla \cdot \left(\mu_T (\nabla U + (\nabla U)^T) - \frac{2}{3} \mu_T (\nabla \cdot U) I \right) \\ = -\nabla P + \nabla \cdot \left(\mu (\nabla U + (\nabla U)^T) - \frac{2}{3} \mu (\nabla \cdot U) \right) + F \end{aligned} \quad [5]$$

Onde U e P consistem, respectivamente, nos campos de velocidade e pressão médios no tempo. O termo μ_T consiste na viscosidade turbulenta, ou seja, o efeito das flutuações de pequena escala da velocidade. A viscosidade turbulenta é obtida através da utilização de um modelo de turbulência, que para o presente caso é o modelo k- ϵ , que consiste na resolução de duas equações adicionais, para transporte (k) e dissipação (ϵ) de energia cinética turbulenta (COMSOL Multiphysics CYCLOPEDIA 2015).

4.2. METODOLOGIA

4.2.1. Revisão Bibliográfica

A revisão bibliográfica é efetuada com dois critérios: primeiro, busca-se elencar cronologicamente o nível de desenvolvimento e otimização dos ejetores com base na análise de artigos da literatura (Revisão Bibliográfica); segundo, analisa-se individualmente os componentes do ejetor, verificando trabalhos da literatura que elenquem conclusões pertinentes relacionadas à cada componente.

4.2.2. Simulações Baseadas em Elementos Finitos

O trabalho usufrui da licença acadêmica adquirida para utilizar o *software COMSOL Multiphysics 5.3 e 5.3a*, que possui recursos que abrangem todas as etapas de modelagem e resolução de um problema de dinâmica de fluidos computacional. Ou seja, utiliza-se este *software* para concepção, desenho e parametrização da geometria, construção da malha, definição de equações, condições de contorno e constantes a serem utilizadas, e computação do modelo pelo método RANS com modelo de turbulência k- ϵ .

Tal *software* também é utilizado para visualização dos resultados e exportação de dados das simulações, como estatísticas da malha utilizada, gráficos que ilustram os valores das propriedades calculadas pelo modelo, entre outros.

4.2.3. Análise dos Resultados

A análise dos resultados usufrui dos gráficos e dados resultantes do modelo computado pelo *COMSOL Multiphysics*, possibilitando o cálculo de importantes indicadores do problema abordado como taxa de arrastamento (M) e coeficiente de performance (η). Utiliza-se o *Microsoft Excel 2013* para consolidar os resultados obtidos e calcular tais parâmetros de avaliação do desempenho do ejetor.

Comparam-se os resultados obtidos com as simulações dos modelos numéricos com os respectivos trabalhos da literatura que serviram de base a estes, de maneira a validar os modelos elaborados neste trabalho.

Para avaliação do efeito de rotacional no jato primário, levantam-se os níveis de coeficiente de performance para diferentes condições operacionais, ou seja, diferentes taxas de arrastamento, comparando-se os níveis de desempenho obtidos sem o jato primário girante e com jato primário girante, sendo que estes devem ser comparados com resultados provenientes de modelos semelhantes, isto é, comparando-se modelos de mesma dimensão espacial (3D, 2D axissimétrico) e mesmas condições de contorno. Para possibilitar a convergência do modelo 3D em todas as condições operacionais desejadas, primeiro incrementa-se sutilmente a magnitude das velocidades de entrada a cada simulação bem sucedida, verificando a quais níveis a computação é do modelo é factível. Para levantamento das curvas de performance, efetua-se varredura paramétrica do modelo indo de taxas de arrastamento (M) mais altas para M menores, utilizando a solução anterior como condição inicial para o modelo seguinte, possibilitando a convergência em níveis baixos de taxa de arrastamento que antes não puderam ser computados individualmente. Para simular a indução de rotacional foram utilizados dois métodos: (1) utiliza-se tubos ortogonais no modelo 3D responsáveis por adentrar tangencialmente ao jato principal concedendo rotação a este; (2) insere-se a rotação como condição de contorno do campo de velocidades nos modelos 3D e axissimétrico, desta forma reduzindo o esforço computacional.

5. RESULTADOS

5.1. SIMULAÇÕES PRELIMINARES: ENTENDENDO O ARRASTAMENTO

A geometria utilizada para estas simulações preliminares de CFD é similar à estudada por Sriveerakul et al (2007). É importante ressaltar que a geometria em questão é apropriada para fluidos compressíveis (gases) enquanto as simulações aqui estabelecidas utilizam fluidos incompressíveis (líquidos), consequentemente não espera-se atingir altos níveis de desempenho. Como o fluido movido no trabalho original trata-se de gás, que possui mobilidade significativamente maior que a água, tem-se um maior diâmetro de entrada do fluido secundário, região na qual espera-se a geração de zonas de recirculação de fluido incompressível, deixando evidente o reflexo do baixo nível de desempenho na trajetória do escoamento.

Os objetivos destas simulações são testar condições de contorno apropriadas, mensurar esforços computacionais, e adquirir maior familiaridade com o software *COMSOL Multiphysics*, além de, principalmente, avaliar os impactos, em termos de perda de energia e consequentemente de desempenho, das zonas de estagnação e recirculação. Pode-se atestar que, quanto menor a taxa de arrastamento, maior a recirculação de escoamento evidenciada pelas linhas de fluxo. Isto pode também levar à um estado instável de escoamento.

As condições da simulação são listadas abaixo:

- Condições de Contorno:
 - Vazão do fluido primário;
 - Vazão do fluido secundário;
 - Velocidade nula nas paredes;
 - Saída livre (tensões normais nulas).
- Modelo de turbulência k- ϵ ;
- Reynolds da ordem de 10^6 .

Como será mais explorado adiante, a escolha da saída livre como condição de contorno de saída, que significa não haver tensão normal à seção, leva a um modelo numérico mais estável. O campo de pressões aqui é tratado como relativo dada a utilização apenas de líquido incompressível no modelo. A geometria é controlada pelos parâmetros listados na Tabela 1, os quais são os mesmos utilizados por Sriveerakul et al (2007), mas em escala de dm ao invés de mm, a fim de alcançar condições operacionais mais adequadas à modelagem de um ejetor líquido-líquido.

Tabela 1 – Parâmetros do Modelo

Nome	Expressão	Valor	Descrição
L	19[dm]	1.9 m	Comprimento da garganta
Xo	2[dm]	0.2 m	Diâmetro de entrada do bocal
Yo	8[dm]	0.8 m	Diâmetro de saída do bocal
Zo	24[dm]	2.4 m	Diâmetro da garganta
Wo	60[dm]	6 m	Diâmetro do difusor

Fonte: O autor (2019).

A malha utilizada nestas simulações é gerada automaticamente pelo COMSOL, com critérios de refinamento previamente estabelecidos tanto pelo programa quanto pelo usuário.

5.1.1. Fluido Movido Ortogonal

Utilizando um fluido movido com entrada ortogonal é recomendado para ejetores gás-líquido ou gás-gás em diversos trabalhos na literatura, mas o mesmo não se aplica para ejetores líquido-líquido, como será visto nesta seção. Ao deixar uma entrada ortogonal, a energia necessária para desviar e arrastar o fluido secundário tende a crescer, consequentemente levando a um menor desempenho.

A Figura 3 mostra a malha utilizada neste modelo, que tendeu a trazer os mesmos resultados de simulações com malhas mais refinadas. As Tabelas 2 e 3 estabelecem os parâmetros e configurações da malha.

Figura 3 – Visão geral do domínio computacional – malha com total de 66438 elementos.

Fonte: O autor (2019).

Tabela 2 – Estatísticas da Malha

Descrição	Valor
Qualidade mínima de elemento	0.0832
Qualidade média de elemento	0.8238
Elementos triangulares	54226
Elementos quadrangulares	10169
Elementos de borda	2016
Elementos de vértice	27

Fonte: O autor (2019).

Tabela 3 – Configurações da Malha

Descrição	Valor
Calibrar para	Dinâmica de Fluidos
Máximo tamanho de elemento	0.00765 m
Mínimo tamanho de elemento	8.83E-5 m
Fator de curvatura	0.25
Máxima taxa de crescimento de elemento	1.08
Tamanho pré-definido	Extra fino

Fonte: O autor (2019).

A qualidade de elemento citada na Tabela 2 consiste na razão entre comprimento e largura dos elementos de malha.

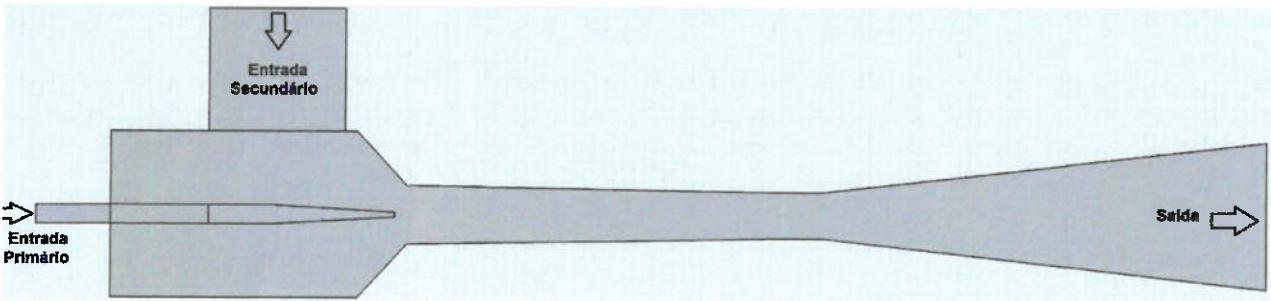
Utiliza-se malha extra fina de maneira a obter maior resolução das curvaturas esperadas na trajetória do escoamento secundário. Foram necessárias baixas velocidades de entrada para que o modelo convergisse para uma solução, evidenciando a instabilidade da condição operacional utilizada. A metodologia utilizada portanto foi incrementar sutilmente a magnitude destas velocidades a cada simulação bem sucedida. As maiores velocidades de entrada obtidas foram $v_1 = 0,04$ m/s e $v_2 = 0,0016$ m/s (já convertidas do fator de escala da geometria), o que resulta numa taxa de arrastamento de $M = 2,014$, relativamente alta, considerando a geometria, ilustrada em detalhes na Figura 4. A geometria neste caso possui um fator de escala de 5 vezes com relação à utilizada em Sriveerakul et al (2007), de maneira que a malha fique mais fina em relação ao domínio.

A Tabela 4 mostra o custo computacional do modelo que é significativo considerando-se o baixo módulo de velocidades utilizado.

Tabela 4 – Informação computacional

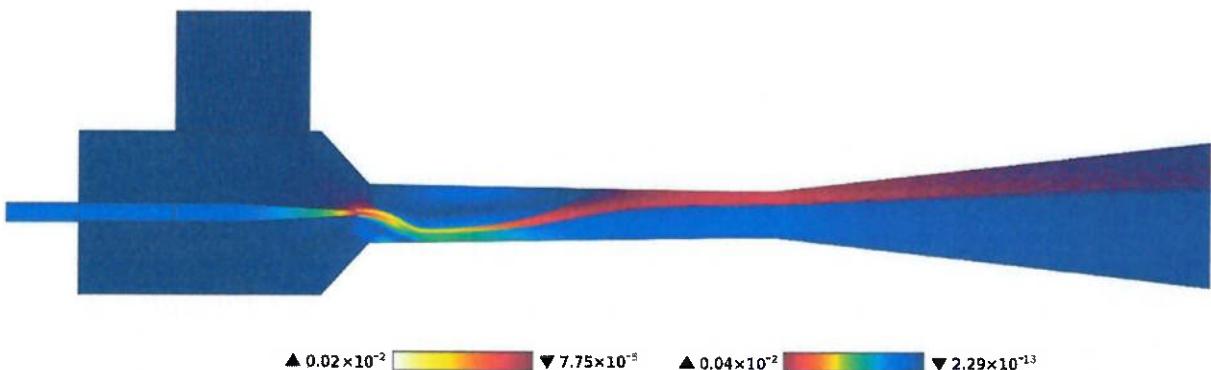
Tempo de computação	1 min 52 s
CPU	Intel(R) Core(TM) i7-8700K CPU @ 3.70GHz, 6 cores
Sistema operacional	Windows 10

Fonte: O autor (2019).

Figura 4 - Geometria do modelo.

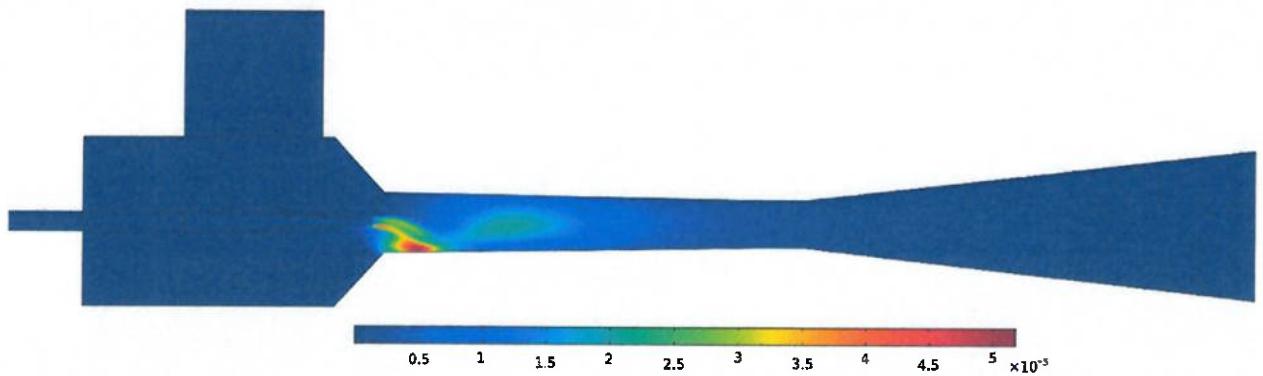
Fonte: O autor (2019).

As Figuras 5 a 7 mostram os resultados obtidos pelo modelo. A Figura 5 mostra dois tipos de resultados: linhas de fluxo do fluido secundário e campo de velocidade para ambos os fluidos. É evidente a presença de uma zona de estagnação, assim como de curvatura na trajetória do fluido primário. A Figura 6 mostra como a energia cinética turbulenta fica concentrada em uma região inferior próxima ao bocal, consequentemente gerando baixa mistura dos fluidos e maior dificuldade ao arrastamento.

Figura 5 - Campo de velocidades e linhas de fluxo do fluido secundário, em m/s.

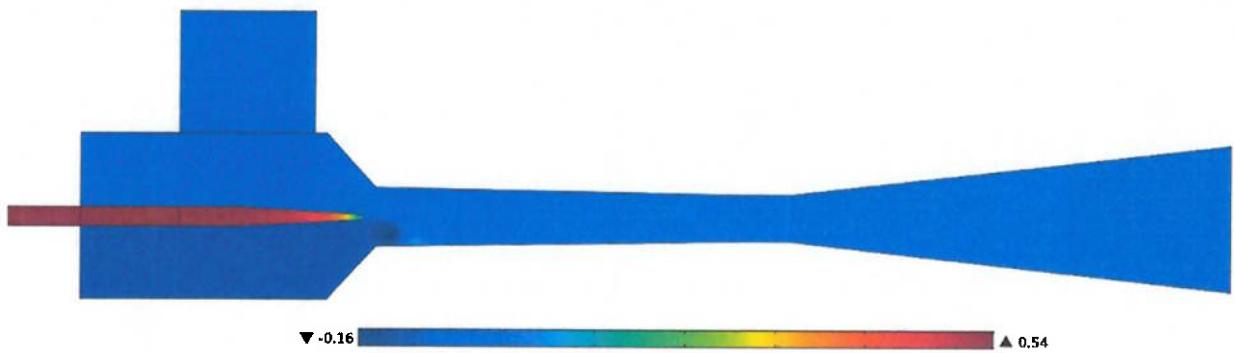
Fonte: O autor (2019).

Figura 6 - Energia cinética turbulenta em m²/s².



Fonte: O autor (2019).

Figura 7 - Campo de pressões, em Pa.



Fonte: O autor (2019).

Explorando-se os resultados da Figura 7 no COMSOL pode-se avaliar os valores de pressão média nas seções de entrada e na saída do modelo, de maneira a calcular o desempenho do ejetor. As vazões são previamente determinadas nas condições de contorno. O desempenho é calculado conforme estabelecido por Cairns e Na (1969) pelo coeficiente η , definido como:

$$\eta = \frac{Q_s}{Q_p} \frac{(P_d - P_s)}{(P_p - P_d)} \quad [1]$$

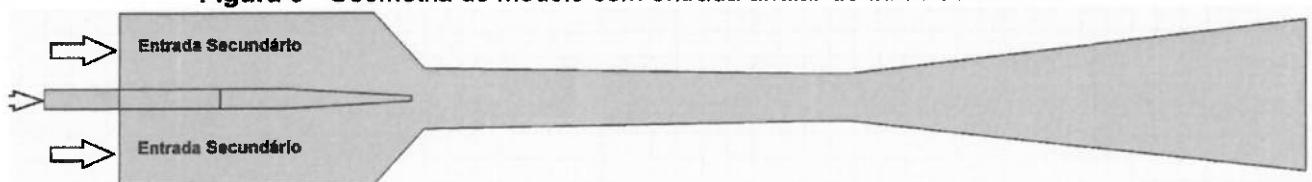
O η calculado foi de aproximadamente 0,2011, significativamente abaixo do desempenho ideal nesta mesma taxa de arrastamento.

5.1.2. Fluido Movidio Anular

Para superar a perda de energia e consequentemente de desempenho referente às zonas de estagnação e recirculação do escoamento, muda-se a entrada do fluido secundário para uma geometria anular em relação ao bocal. A Figura 8 ilustra

a geometria construída, agora sem fator de escala dado que a exigência de esforço computacional foi significativamente reduzida pela geometria e trajetórias dos fluidos.

Figura 8 - Geometria do modelo com entrada anular do fluido secundário.



Fonte: O autor (2019).

Espera-se que este modelo apresente melhor performance que o anterior, todavia a mudança na geometria não impossibilite a formação de curvaturas na trajetória do escoamento. Como será mostrado, baixas taxas de arrastamento podem levar a esta situação. Como este modelo leva a um modelo numérico mais estável, pôde-se utilizar malha mais grossa e economizar esforço computacional, fator que também levou ao descarte do fator de escala. A Figura 9 ilustra a malha utilizada, enquanto as Tabelas 5 e 6 descreverem os parâmetros da malha.

Figura 9 - Visão geral da malha - total de 9593 elementos.



Fonte: O autor (2019)

Tabela 5 – Estatísticas da Malha

Descrição	Valor
Qualidade mínima de elemento	0.05152
Qualidade média de elemento	0.8183
Elementos triangulares	5961
Elementos quadrangulares	2998
Elementos de borda	610
Elementos de vértice	24

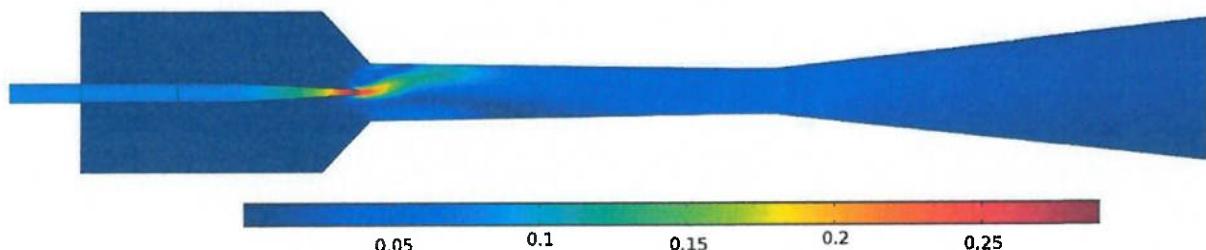
Fonte: O autor (2019).

Tabela 6 – Configurações da Malha

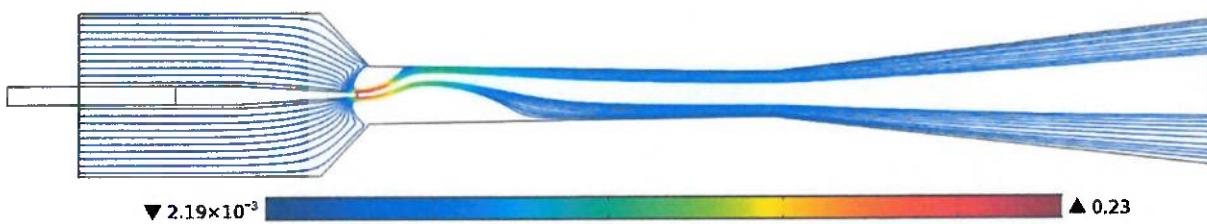
Descrição	Valor
Calibrar para	Dinâmica de Fluidos
Máximo tamanho de elemento	0.00454 m
Mínimo tamanho de elemento	2.03E-4 m
Fator de curvatura	0.4
Máxima taxa de crescimento de elemento	1.2
Tamanho pré-definido	Grossa

Fonte: O autor (2019).

O modelo gera resultados estáveis e razoáveis com baixa resolução de malha se comparado ao modelo anterior, devido ao grande decréscimo de gradientes de velocidade provenientes da mudança de direção do fluido secundário. Este modelo foi simulado com taxas de arrastamento 0,7 e 3,5, de maneira a ilustrar a mudança na trajetória do escoamento demonstrando o efeito da recirculação e curvatura na perda de performance. As Figuras 10 a 12 mostram resultados para $M = 0,7$, enquanto as Figuras 13 a 15 mostram os resultados obtidos com $M = 3,5$.

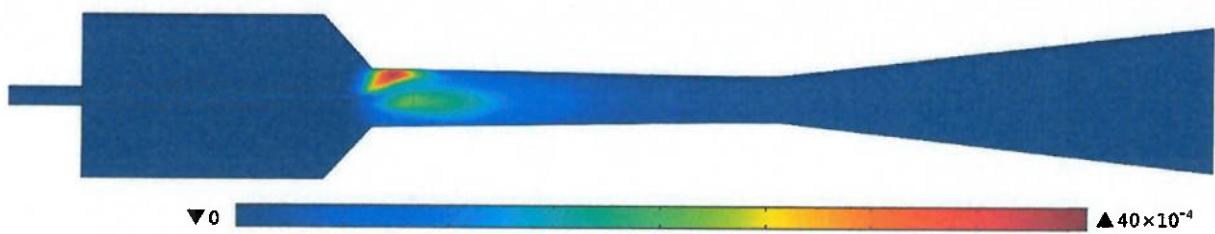
Figura 10 - Campo de velocidades, em m/s, para $M = 0,7$.

Fonte: O autor (2019).

Figura 11 - Linhas de fluxo e velocidade (m/s) do fluido secundário para $M = 0,7$.

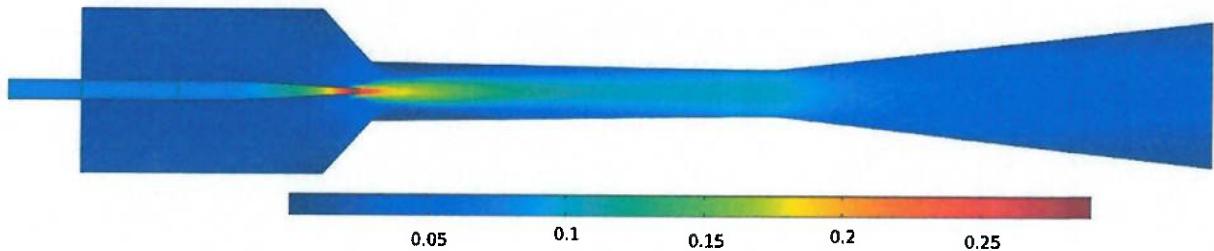
Fonte: O autor (2019).

Figura 12 - Energia cinética turbulenta em m^2/s^2 para $M = 0,7$.



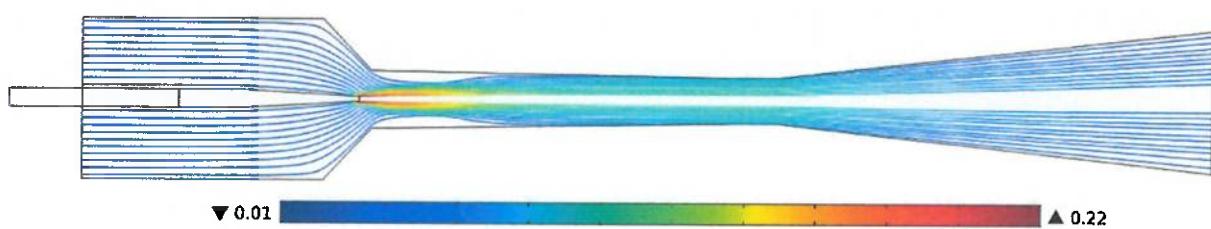
Fonte: O autor (2019).

Figura 13 - Campo de velocidades em m/s para $M = 3,5$.



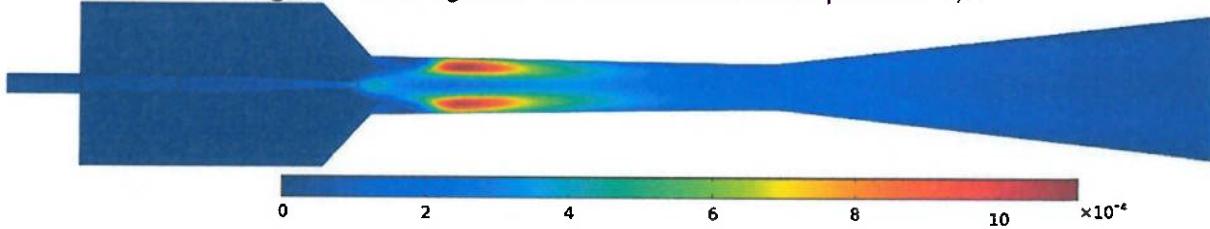
Fonte: O autor (2019).

Figura 14 - Linhas de fluxo e velocidade (m/s) do fluido secundário para $M = 3,5$.



Fonte: O autor (2019).

Figura 15 - Energia cinética turbulenta em m^2/s^2 para $M = 3,5$.



Fonte: O autor (2019).

Como evidenciado pelas Figuras 11 e 14, a trajetória do fluido secundário muda significativamente com a taxa de arrastamento, levando à um escoamento instável em baixas taxas de arrastamento, desviados acima ou abaixo do bocal. O desvio presente na Figura 11 é gerado pela pressão hidrostática ligeiramente maior na seção inferior do escoamento anular, sendo esta diferença de pressão relevante apenas em baixas velocidades, como neste caso. As Figuras 13 a 15 mostram um escoamento estável com energia cinética turbulenta bem distribuída na região de mistura, onde espera-se que esta aconteça. A trajetória do fluido secundário permanece simétrica conforme o escoamento adquire maior energia cinética, evidenciando o predomínio das forças motrizes frente às forças estáticas. Um aumento de 5 vezes na taxa de arrastamento levou à um aumento de 2,66 vezes no coeficiente de performance (de 0,1369 para 0,3649).

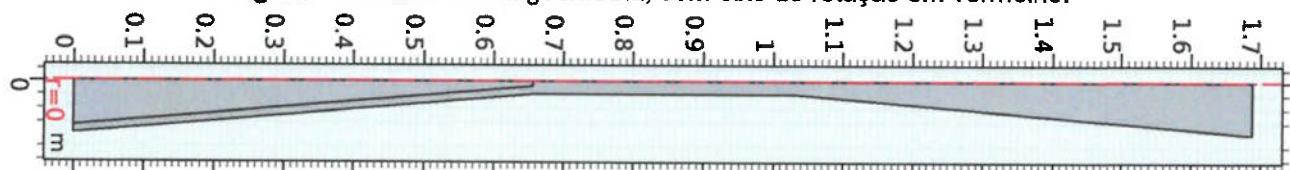
5.2. MODELAGEM DE EJETOR LÍQUIDO-LÍQUIDO

A fim de avaliar uma geometria aplicável a ejetores líquido-líquidos e validar um modelo construído em COMSOL com os métodos propostos neste trabalho, um ejetor líquido-líquido é desenvolvido de acordo com Pedroso (2015). Este trabalho utilizou o ANSYS Fluent 6.3.17 para a modelagem de um fluxo não compressível monofásico 2D, enquanto o presente trabalho utiliza o COMSOL Multiphysics 5.3 para modelagem de um fluxo não compressível de fase simples 2D axissimétrico. Se ambos os modelos forem física e numericamente consistentes, os resultados devem ser semelhantes.

A Figura 16 mostra a geometria incorporada no COMSOL para este modelo. As condições de contorno foram as mesmas implementadas por Pedroso (2015), que são:

- Pressão na entrada do primário: 7 MPa
- Pressão na entrada do secundário: 4 MPa
- Vazão de saída: 2600 m³/d

Figura 16 - Visão 2D da geometria, com eixo de rotação em vermelho.



Fonte: O autor (2019).

Os parâmetros geométricos também são construídos conforme Pedroso (2015), de maneira a parametrizar a construção da geometria no COMSOL e possibilitar a modificação individual destes parâmetros sem afetar o restante do modelo. A Tabela 7 mostra os parâmetros geométricos estabelecidos. Razão de área (b), ângulo de abertura do bocal (β – β), diâmetro de entrada e saída (D), diâmetro da garganta (D_{th}) e ângulo de abertura do difusor (θ – θ) são adotados de acordo com o modelo referência para comparação destes.

Tabela 7 – Parâmetros do modelo.

Nome	Expressão	Descrição
b	0.15	Razão de área bocal/garganta
β	10[°]	Ângulo de abertura do bocal
D	6[in]	Diâmetro de entrada e saída
D_n	$(b * (D_{th}^2))^{(1/2)}$	Diâmetro do bocal
D_{th}	1.48[in]	Diâmetro da garganta
L_d	$(D - D_{th}) / (2 * \tan(\theta/2))$	Comprimento do difusor
L_n	$(D - D_{th}) / (2 * \tan(\beta/2))$	Comprimento do bocal
L_{th}	$10 * D_{th}$	Comprimento da garganta
θ	10[°]	Ângulo de abertura do difusor

Fonte: O autor (2019).

As Tabelas 8 e 9 mostram os parâmetros de malha utilizados para computar o modelo, enquanto a Figura 17 ilustra a malha construída, que consiste em um total de 79112 elementos. O modelo foi computado anteriormente com mais de 80 mil elementos de maneira a se estabelecer um refinamento de malha próximo ao utilizado por Pedroso (2015), mas os resultados permaneceram os mesmos com a malha mais grossa de 79112. O modelo é computado em 8 minutos e 35 segundos por um Intel(R) Core(TM) i7-8700K CPU @ 3.70GHz, 6 cores. Malhas mais grosseiras, como por exemplo, de 31589 elementos, não convergiram para uma solução.

Tabela 8 – Estatísticas da Malha.

Descrição	Valor
Qualidade mínima de elemento	0.1542
Qualidade média de elemento	0.8679
Elementos triangulares	60811
Elementos quadrangulares	15164
Elementos de borda	3128
Elementos de vértice	9

Fonte: O autor (2019).

Tabela 9 – Configurações da Malha

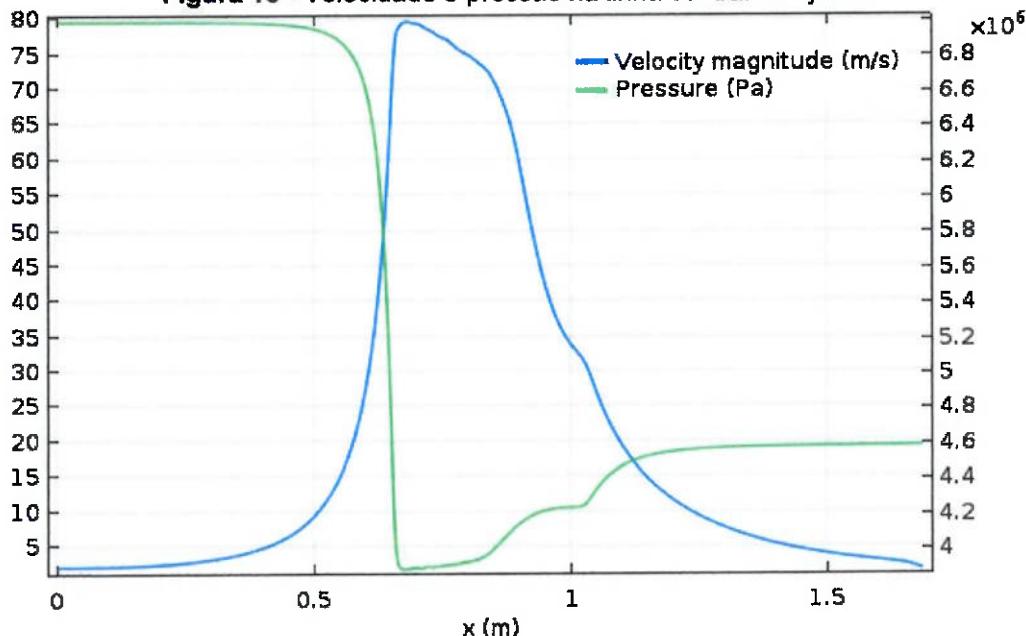
Descrição	Valor
Calibrar para	Dinâmica de Fluidos
Máximo tamanho de elemento	0.00267
Mínimo tamanho de elemento	7.62E-5
Fator de curvatura	0.3
Máxima taxa de crescimento de elemento	1.13

Fonte: O autor (2019).

Figura 17 - Visão geral do domínio computacional – malha com total de 79112 elementos.

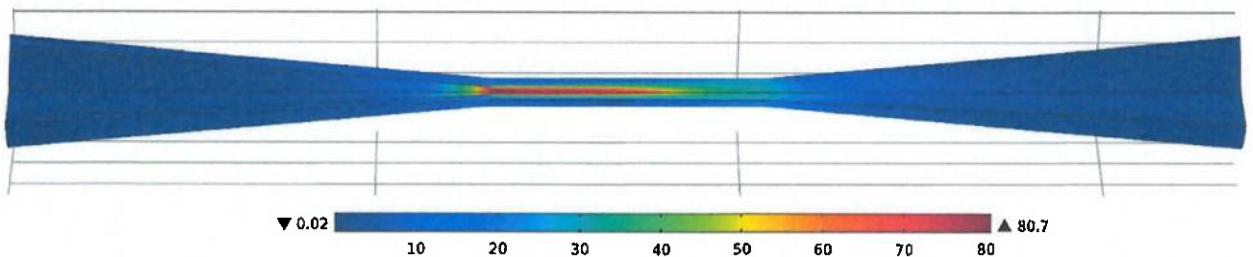
Fonte: O autor (2019).

Utilizar pressão como condição de contorno leva a maiores dificuldades na convergência do modelo, forçando a implementação de malhas mais refinadas em comparação com os modelos utilizados até então. Além disso, as pressões são consideravelmente altas, o que também é um fator dificultador na convergência do modelo. De fato, simulações preliminares mostraram variações de pressão e magnitudes de velocidade infactíveis. Malha refinada e condição de contorno de vazão na saída foram fatores fundamentais para alcançar boa convergência do modelo nos resultados ilustrados nas Figuras 18 a 21.

Figura 18 - Velocidade e pressão na linha central do ejetor.

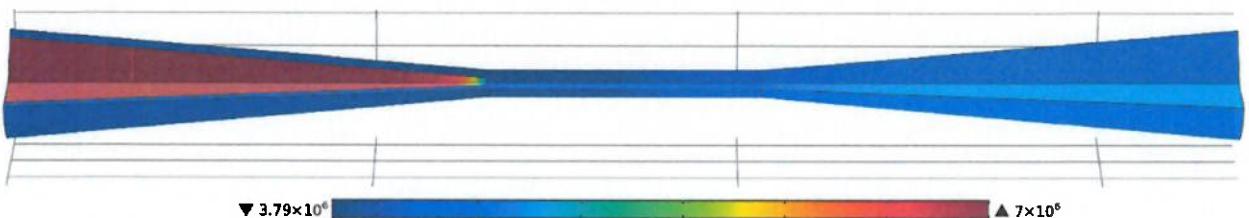
Fonte: O autor (2019).

Figura 19 - Magnitude de velocidades, de 0,02 a 80,7 m/s.



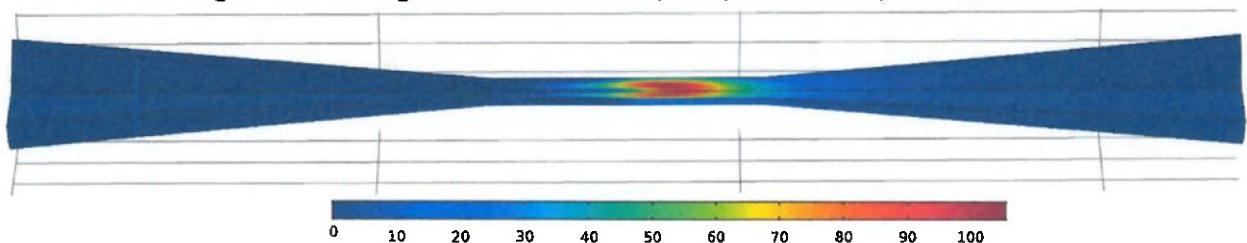
Fonte: O autor (2019).

Figura 20 - Campo de pressões, de 3,79 a 7 MPa.



Fonte: O autor (2019).

Figura 21 - Energia cinética turbulenta, de 0,00302 a 108,89733 m²/s².

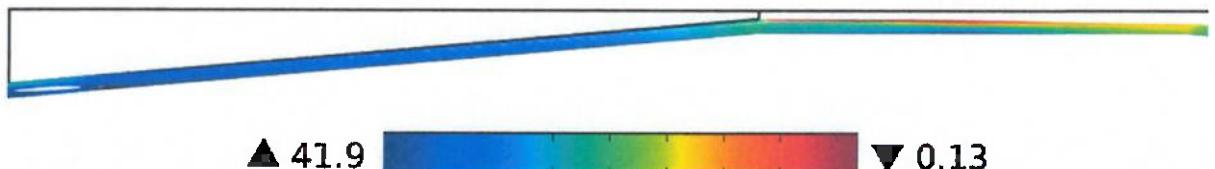


Fonte: O autor (2019).

Como pode ser visto nas Figuras 18 a 21, obteve-se resultados factíveis e comparáveis com os obtidos por Pedroso (2015), de maneira que pode-se ver tendências similares nos resultados dos campos de velocidade e pressão. Pedroso (2015) pode obter pressão de saída de aproximadamente 5 MPa enquanto o presente modelo obteve pressão de saída de 4,57 MPa. Os resultados levaram à um coeficiente de performance de $\eta = 0,1048$, que é significativamente menor que o obtido por Pedroso (2015) nas mesmas condições operacionais (0,1672), ainda que a taxa de arrastamento tenha se mostrado superior (0,44 contra 0,22). A Figura 22 mostra as linhas de fluxo do fluido secundário na entrada deste até a câmara de mistura, onde pode-se visualizar o fluido acelerando de 0,33 para até 41,90 m/s. Ao se investigar as

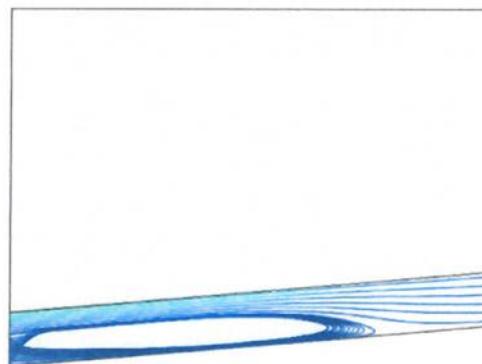
linhas de fluxo, pode-se ver uma zona de recirculação na entrada secundária (ver Figura 23), o que provavelmente levou à perda de desempenho verificada.

Figura 22 - Linhas de fluxo do fluido secundário, de 0,13 a 41,90 m/s.



Fonte: O autor (2019).

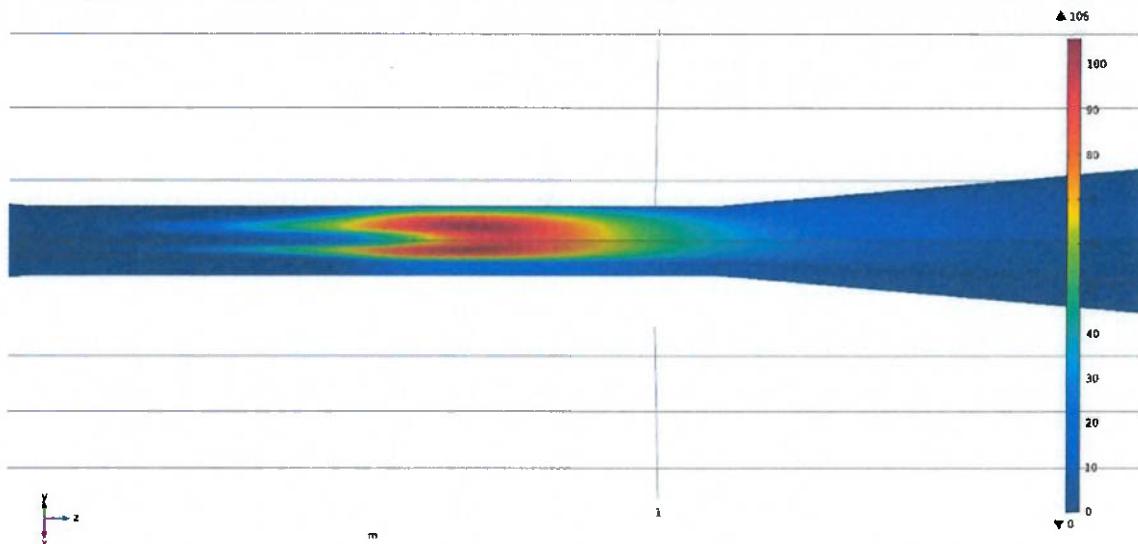
Figura 23 - Região com presença de recirculação na entrada do fluido secundário.



Fonte: O autor (2019).

Na Figura 24 é possível ver a energia cinética turbulenta ganhando intensidade na região onde a mistura dos fluidos é esperada para ocorrer com maior intensidade. Os resultados são concordantes com os obtidos por Pedroso (2015) nas mesmas condições operacionais apesar da região de instabilidade turbulenta ocorrer ligeiramente à jusante em comparação com o modelo de referência. O deslocamento dessa região pode ser estudado variando-se os parâmetros geométricos da Tabela 7.

Figura 24 - Região com os maiores níveis de energia cinética turbulenta, atingindo $106 \text{ m}^2/\text{s}^2$.



Fonte: O autor (2019).

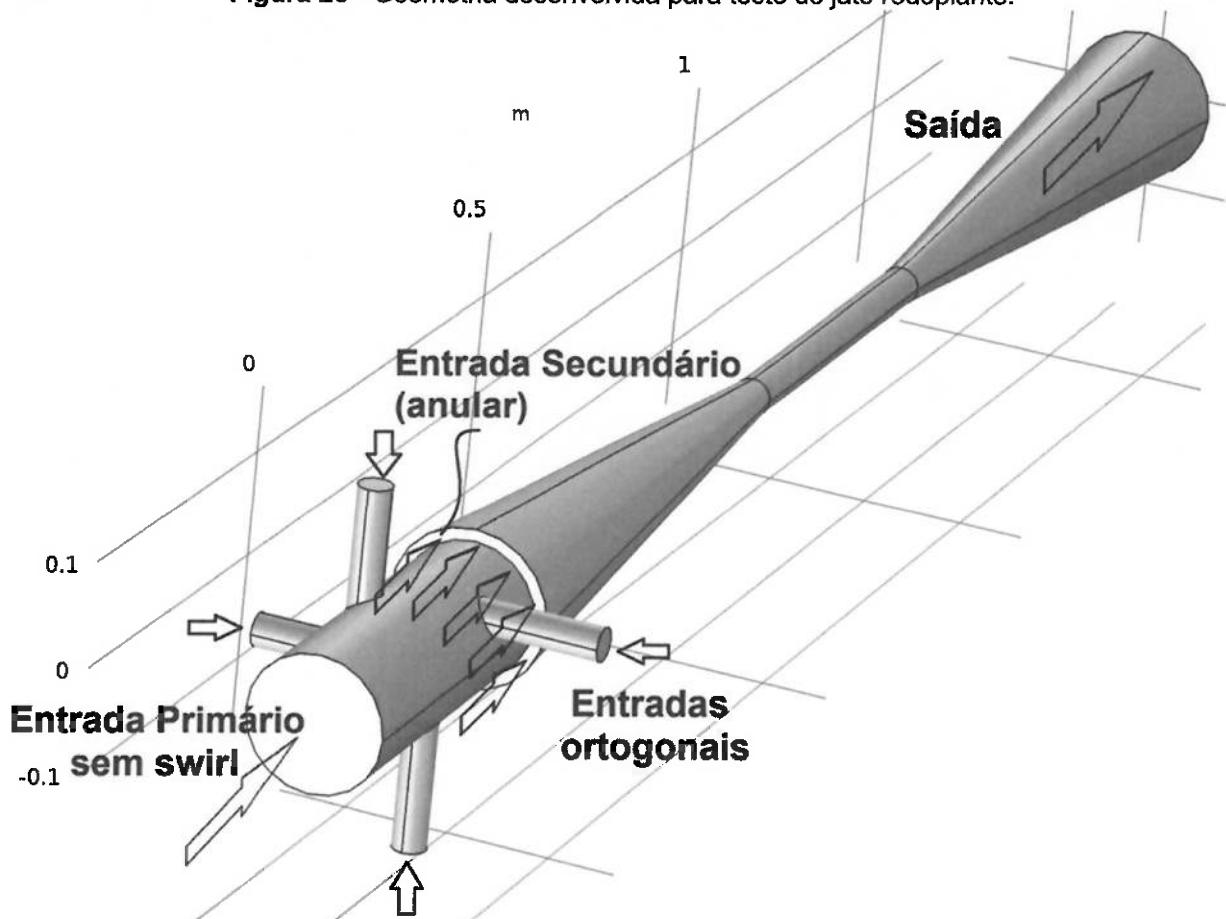
6. AVALIAÇÃO DO EFEITO DA INDUÇÃO DE ROTACIONAL

6.1. MODELO TRIDIMENSIONAL

6.1.1. CONCEPÇÃO DO MODELO E RESULTADOS INICIAIS

Os dois modelos de ejetores líquido-líquido produzidos até o momento com base em modelos existentes na literatura mostraram resultados interessantes porém ainda não permitiram avaliar o efeito da indução de rotacional no jato de um ejetor. Para fazer tal avaliação, elaborou-se um modelo 3D de ejetor com 4 canais tangenciais à entrada do fluido primário, responsáveis por gerar a componente azimutal de velocidade, conforme pode-se ver na Figura 25.

Figura 25 - Geometria desenvolvida para teste de jato rodopiante.



Fonte: O autor (2019).

Além disso, estabelece-se os parâmetros geométricos listados na Tabela 10. Estes parâmetros, além de possibilitar o controle do diâmetro e da vazão dos jatos tangenciais, permite estabelecer as vazões como condição de contorno baseando-se na conservação de massa de na taxa de arrastamento (M), que consiste na razão entre a vazão do fluido secundário e a vazão do fluido primário. Utilizar velocidades

como condição de contorno, dividindo-se as vazões conhecidas pela área das seções, confere maior estabilidade numérica às simulações, o que é essencial para computar com sucesso um modelo 3D com grandes gradientes de velocidade nas três dimensões espaciais.

As constantes definidas na tabela podem ser alteradas conforme o intuito do modelo. Por exemplo, na Tabela 10 tem-se a expressão $Q_1 = Q_{sw}/2,8461538$ que consiste em uma aproximação da situação em que o fluido tangencial, responsável pela indução de rotacional, representa 26% da vazão total de entrada do fluido motriz, resultado que foi tido como ótimo nos estudos experimentais de Guillaumea e Judge (2004).

Tabela 10 – Parâmetros do modelo.

Parâmetro	Expressão	Descrição
b	0.15	Razão de área entre bocal e garganta
beta	10[°]	Ângulo de abertura do bocal
D	6[in]	Diâmetro de entrada e saída
Dn	(b*(Dth^2))^(1/2)	Diâmetro do bocal
Dth	1.48[in]	Diâmetro da garganta
Ld	(D-Dth)/(2*tan(theta/2))	Comprimento do difusor
Ln	(D-Dth)/(2*tan(beta/2))	Comprimento do bocal
Lth	10*Dth	Comprimento da garganta
theta	10[°]	Ângulo de abertura do difusor
Dsw	((Dn/2+tan(beta/2)*Ln)/4)*2	Diâmetro do tubo tangencial
Lsw	Ln/4	Comprimento do tubo tangencial
Q1	1.77e-3[m^3/s]	Vazão do fluido primário
M	5.16	Taxa de Arrastamento
P2	103 [kPa]	Pressão no Secundário
Qout	Q1+Qsw+(Q1+Qsw)*M	Vazão de saída
Din	(Dn/2+tan(beta/2)*Ln)*2	Diâmetro de entrada do primário
Qsw	Q1/2.8461538	Vazão do tubo tangencial

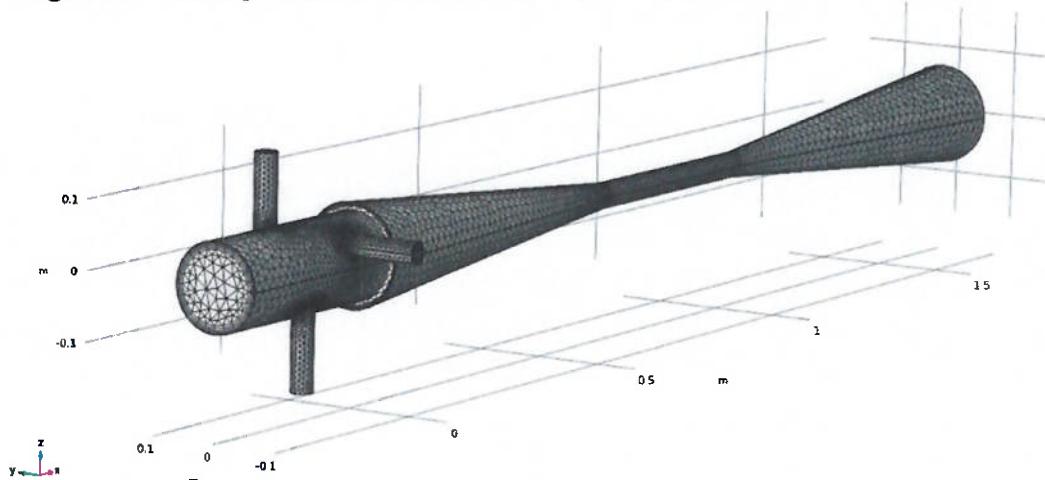
Fonte: O autor (2019).

A Figura 26 ilustra a malha utilizada para modelos preliminares, testados com altas taxas de arrastamento ($M = 5,16$) e baixa vazão rotacional (aproximadamente 13%), que produziram os resultados preliminares ilustrados nas Figuras 27 e 28.

Dado o novo patamar de complexidade atingido pelo problema, deve-se validar os resultados obtidos e efetuar novas premissas para mensurar o desempenho obtido e compará-lo com a situação na qual não há indução de rotacional. Para tal, o mesmo modelo será computado com ausência dos tubos tangenciais em cada condição

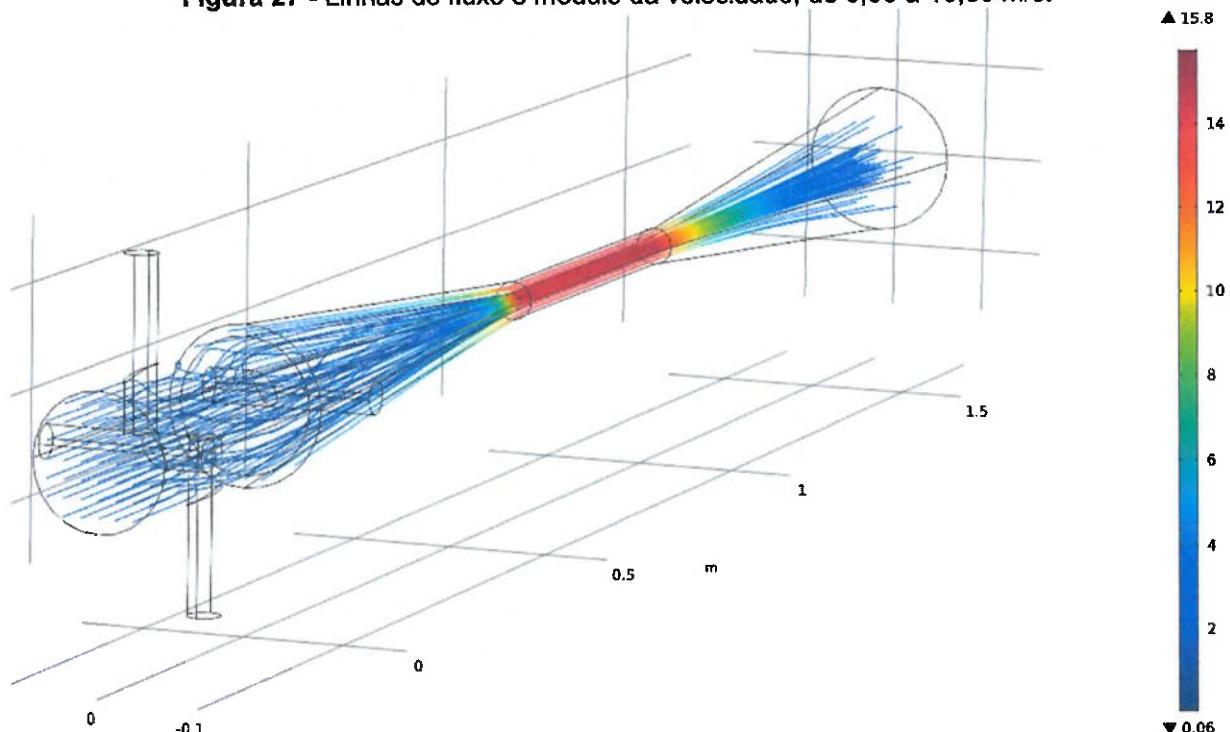
operacional ou combinação de parâmetros geométricos, de maneira a comparar-se efetivamente o efeito do jato rotacional na performance atingida.

Figura 26 - Visão geral do domínio computacional – malha grossa com total de 213987 elementos.



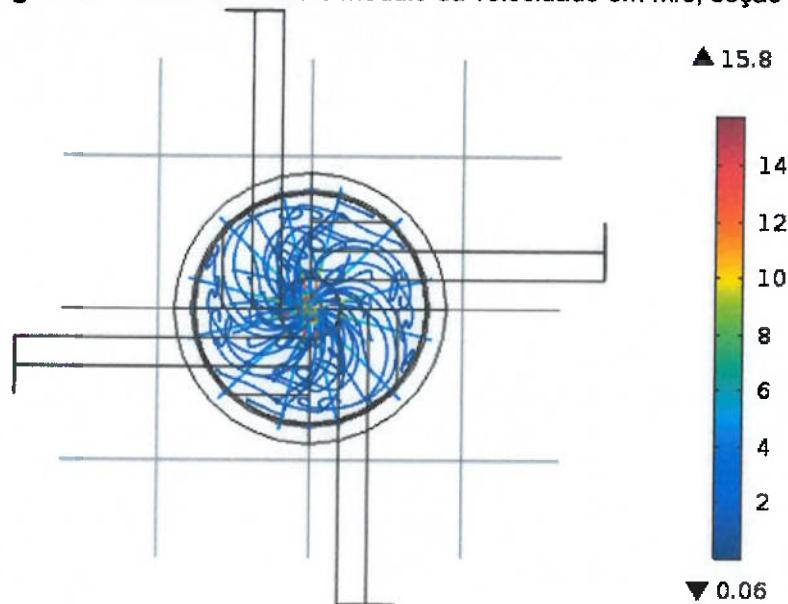
Fonte: O autor (2019).

Figura 27 - Linhas de fluxo e módulo da velocidade, de 0,06 a 15,80 m/s.



Fonte: O autor (2019).

Figura 28 - Linhas de fluxo e módulo da velocidade em m/s, seção YZ.



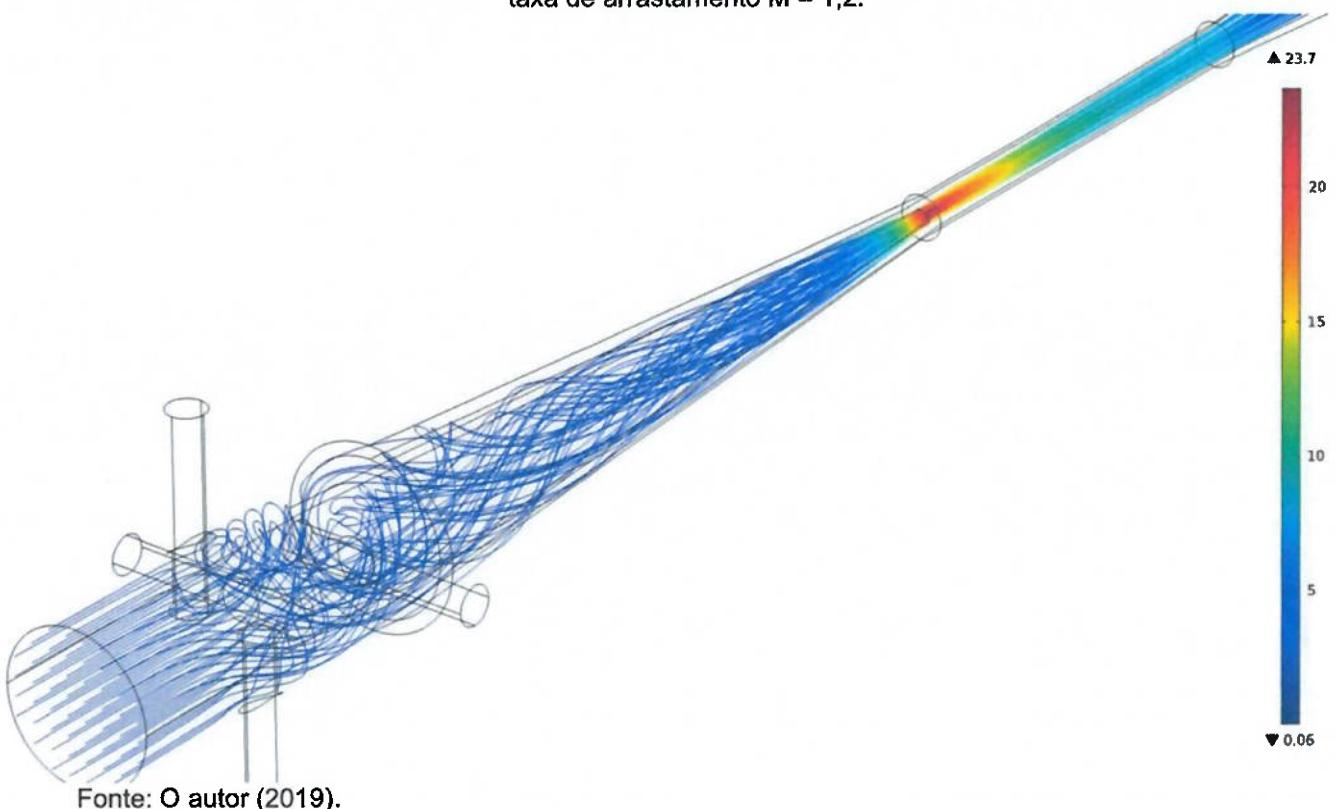
Fonte: O autor (2019).

6.1.2. VARREDURA PARAMÉTRICA E RESULTADOS

O modelo 3D desenvolvido implica em uma geometria real que poderia ser utilizada para conceber rotação para o jato primário de um ejetor. No entanto, efetuar as computações deste modelo se mostrou uma tarefa árdua em termos de estabilidade numérica e convergência das soluções. Desta forma, a varredura paramétrica foi não apenas uma ferramenta para simular várias condições operacionais e levantar a curva de desempenho, como também foi ferramenta essencial para possibilitar a convergência do modelo em taxas de arrastamento (M) menores que 4. Se o modelo é computado nesse nível de taxa de arrastamento individualmente, as soluções não convergem pois as tentativas iniciais tendem a se desviar muito da solução, de forma que a varredura paramétrica permite computar o modelo em uma condição que se mostrou mais estável nos testes, por exemplo $M = 5$, e utilizar este resultado como condição inicial na computação para $M = 4,8$, por exemplo.

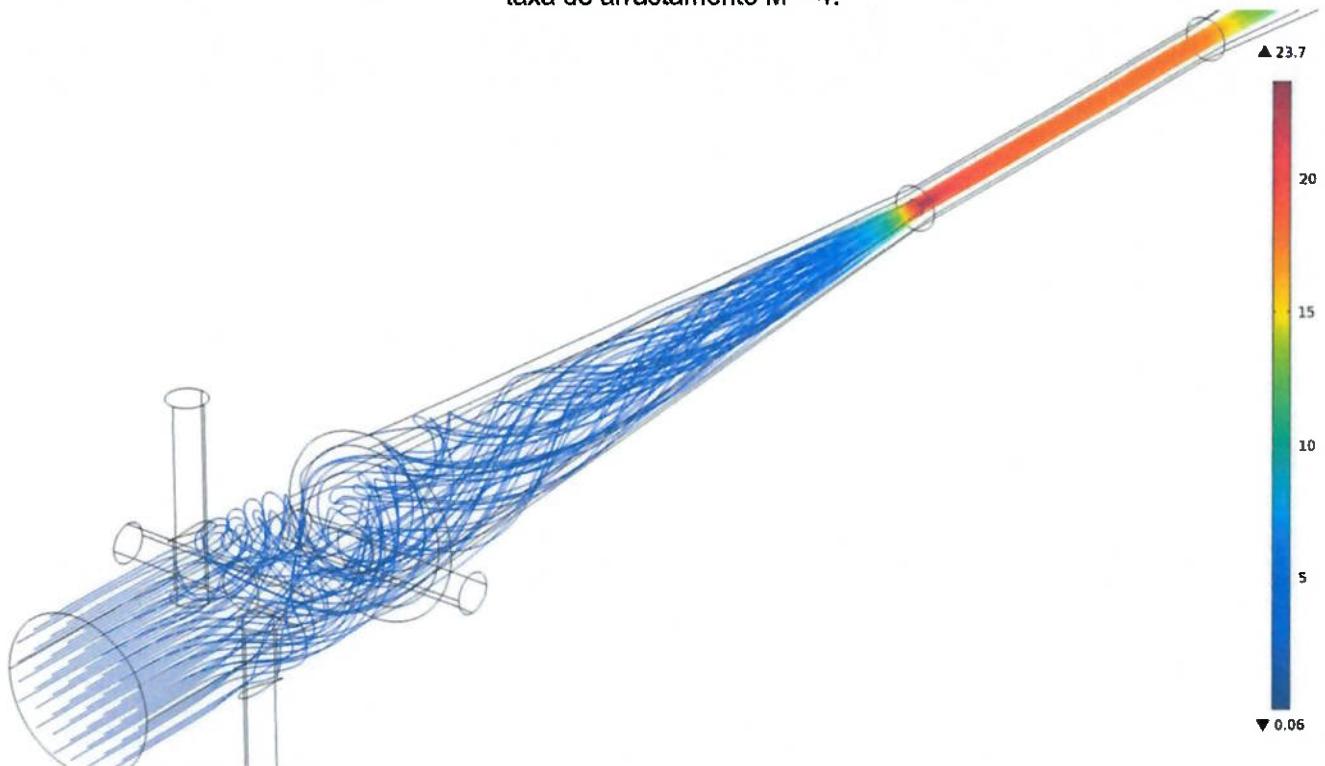
Desta forma, realiza-se a varredura paramétrica de $M = 4$ até $M = 1,2$, reduzindo M em 0.2 a cada simulação, e utilizando o resultado obtido como condição inicial do passo seguinte. Tal ferramenta possibilitou a convergência dos modelos nesses níveis de taxa de arrastamento produzindo os resultados ilustrados nas Figuras 29 a 32.

Figura 29 - Linhas de fluxo e módulo da velocidade, em m/s, do fluido primário com rotacional para taxa de arrastamento $M = 1,2$.



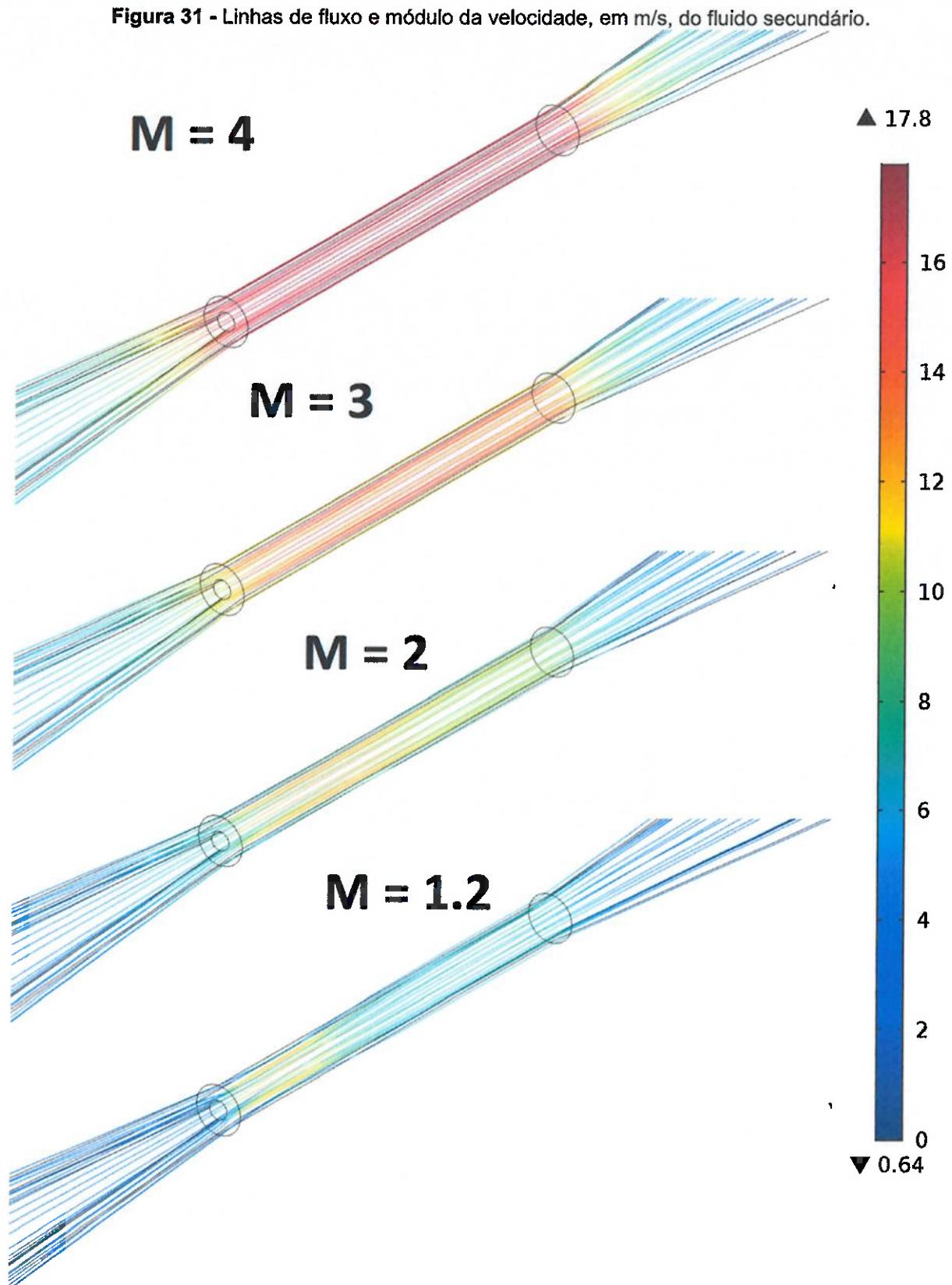
Fonte: O autor (2019).

Figura 30 - Linhas de fluxo e módulo da velocidade, em m/s, do fluido primário com rotacional para taxa de arrastamento $M = 4$.



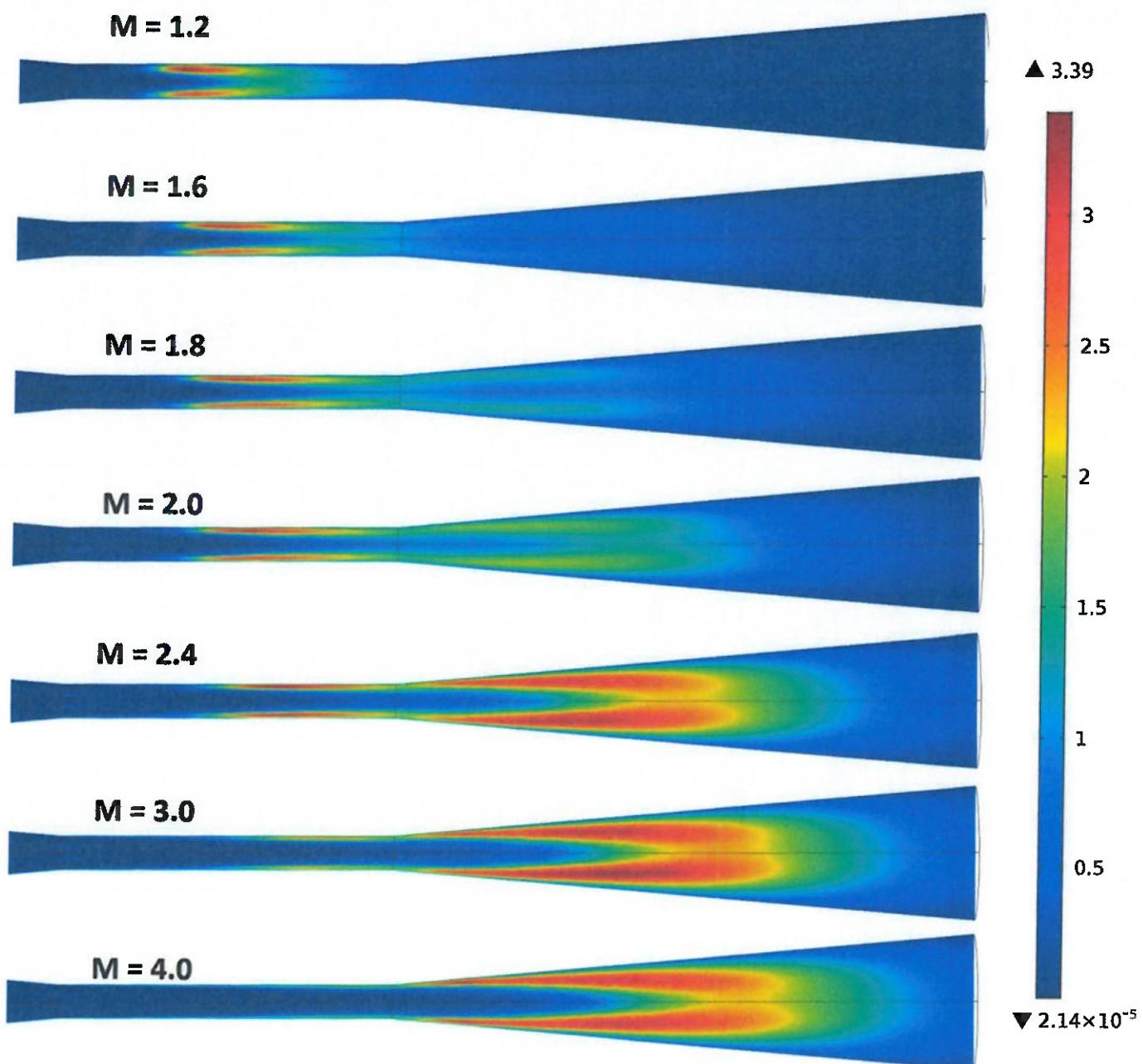
Fonte: O autor (2019).

Figura 31 - Linhas de fluxo e módulo da velocidade, em m/s, do fluido secundário.



Fonte: O autor (2019).

Figura 32 – Energia cinética turbulenta (k), em m^2/s^2 , para M entre 1,2 e 4,0



Fonte: O autor (2019).

As Figuras 29 e 30 evidenciam como o fluido primário sem rotacional adquire giro conforme atravessa os canais de entrada do escoamento tangencial. Isto evidencia o sucesso da indução de giro no jato, que continua, com significativa menor intensidade, até a saída do ejetor.

A Figura 31 ilustra a velocidade adquirida pelo fluido secundário em cada situação simulada, de forma que pode-se notar leve contração das linhas de fluxo próximo ao bocal, o que era esperado dado o nível de baixa pressão gerado pela aceleração do fluido primário, seguida da aceleração do fluido secundário. Quanto

maior a taxa de arrastamento (M), maior a velocidade de entrada do fluido secundário e naturalmente maior a velocidade atingida por este quando acelerado pelo fluido primário. Para $M = 1,2$ tem-se o fluido secundário sendo acelerado em até 12 m/s próximo ao bocal enquanto para $M = 4$ tem-se o fluido secundário atingindo até 17,8 m/s e mantendo-se acima de 16 m/s durante todo o trecho da câmara de mistura.

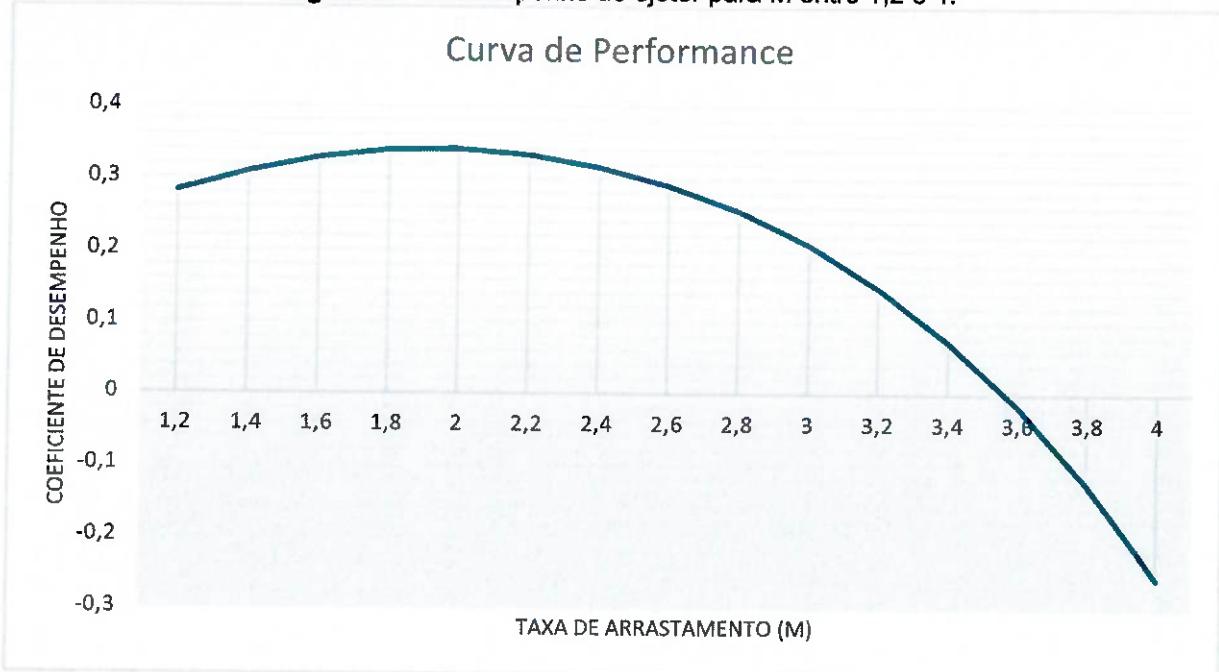
A Figura 32 ilustra o comportamento da energia cinética turbulenta e como esta passa a se intensificar mais a jusante do escoamento conforme aumenta-se a taxa de arrastamento (M). Conforme discutido na seção anterior, a distribuição da energia cinética turbulenta consiste em parâmetro importante para avaliar se há uma boa condição de performance ou não mesmo antes de efetuar-se os cálculos. Segundo este critério, poderia-se afirmar que conforme aumentou-se demasiadamente a taxa de arrastamento, isto é, a partir de $M = 2$, quando a distribuição da energia cinética turbulenta passa a se concentrar no difusor, tende-se a ter redução no coeficiente de performance do ejetor.

De fato, efetuando-se os cálculos de performance conforme equação 1, obtém-se resultado que corrobora a análise previamente efetuada com base na distribuição de energia cinética turbulenta. Calcula-se o coeficiente de performance utilizando-se as pressões e velocidades médias obtidas nas seções de entrada e saída do ejetor, sendo importante estabelecer que a seção de entrada do primário é considerada após a mistura com o jato principal com o jato tangencial, isto é, quando já há rotação do fluido primário. Desta forma, obtém-se o resultado ilustrado na Figura 33.

A curva de performance obtida (ver Figura 33) mostra perda de desempenho a partir de $M = 2$ corroborando o efeito esperado com a análise da Figura 32, e mostra que a partir de $M = 3,6$ tem-se desempenho negativo por parte do ejetor, isto é, não atinge-se a compressão do fluido secundário.

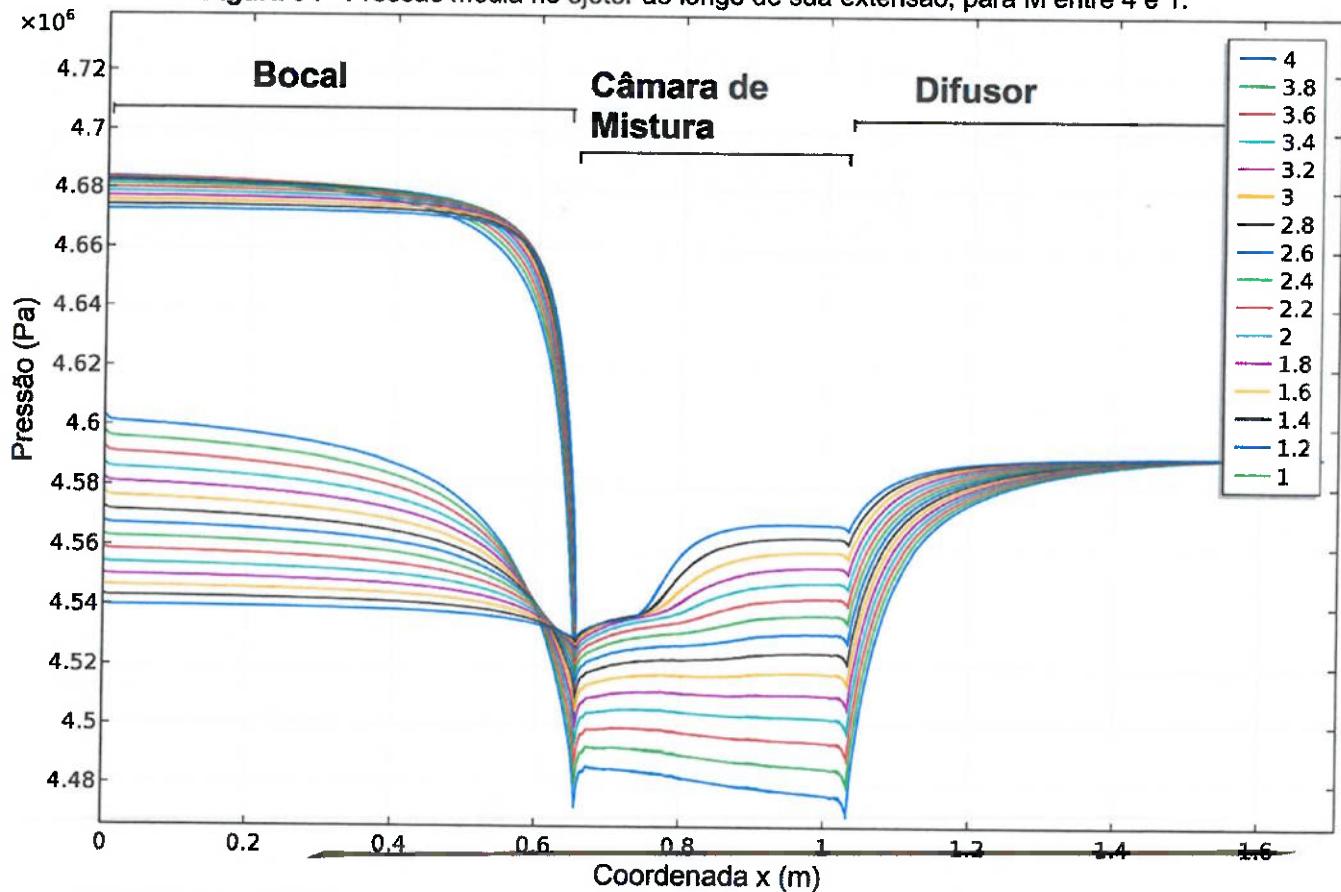
A Figura 34 ilustra a pressão média nas seções do ejetor em relação ao eixo x , mesmo eixo no qual corre o escoamento em direção à saída do difusor. Pode-se notar que em níveis de taxa de arrastamento (M) que apresentam coeficiente de performance negativo são os mesmos nos quais o fluido secundário adentra sob uma pressão maior da qual sai, de forma que a compressão não é bem sucedida. Enquanto para os demais níveis de M o fluido secundário apresenta pressão de entrada menor que sua pressão de saída.

Figura 33 – Desempenho do ejetor para M entre 1,2 e 4.



Fonte: O autor (2019).

Figura 34 - Pressão média no ejetor ao longo de sua extensão, para M entre 4 e 1.



Fonte: O autor (2019).

O modelo foi computado em 15 h 1 min e 51 segundos por um Intel(R) Core(TM) i7-8700K CPU @ 3.70GHz, 6 cores.

Neste modelo, considerou-se a vazão *swirl* como um quarto da vazão do fluido primário sem rotação, de forma que a vazão girante represente 20% da vazão total de entrada. Da mesma forma, um modelo sem vazão *swirl* foi construído, mantendo-se a vazão de entrada, para que fosse possível estabelecer uma comparação entre os resultados obtidos e avaliar se houve ganho de desempenho a partir da vazão girante.

Desta forma, o mesmo modelo é computado porém sem os 4 tubos tangenciais que conferem rotação ao fluido primário, como ilustra a Figura 35.

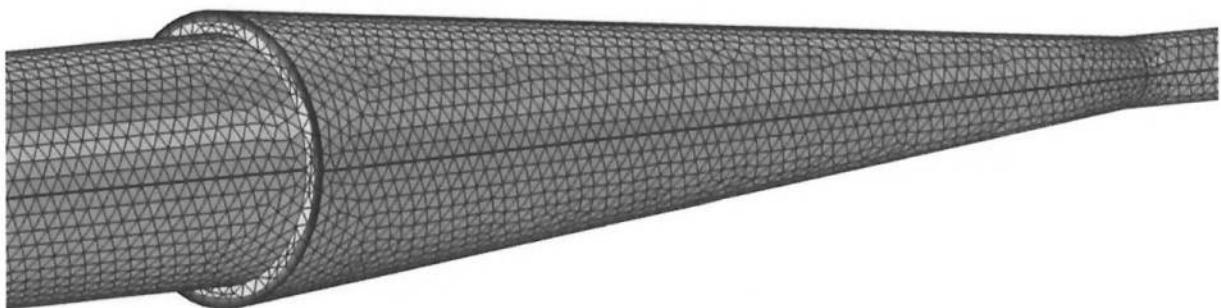
Figura 35 - Geometria utilizada para modelo sem vazão girante.



Fonte: O autor (2019).

A malha utilizada consiste num total de 236995 elementos, sendo 129827 tetraédricos e 106348 prismáticos, além de elementos triangulares piramidais e quadriculares. A Figura 36 ilustra a malha em detalhe na região do bocal do ejetor, além de também mostrar a entra do fluido secundário, anular em relação à entrada do fluido primário. O modelo é computado em 22 minutos e 50 segundos.

Figura 36 - Malha utilizada em detalhe na região do bocal.

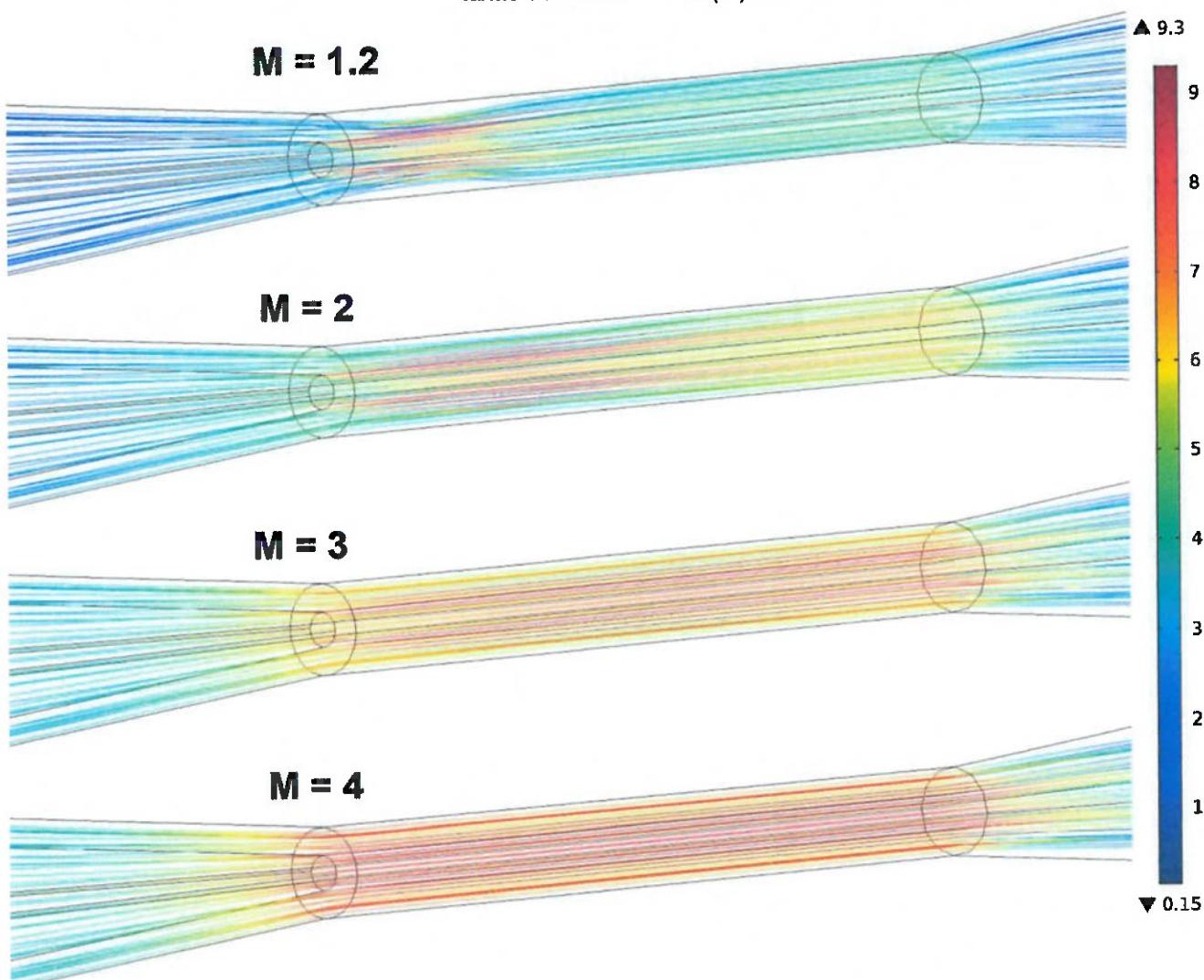


Fonte: O autor (2019).

A Figura 37 ilustra os resultados obtidos para velocidade do fluido secundário próximo ao bocal para diferentes níveis de taxa de arrastamento, mostrando como a aceleração deste passa a ser mais intensa em níveis mais baixos de M , e como em M altos, por exemplo $M = 4$, o fluido secundário já se encontra em módulo de velocidade próximo em ordem de grandeza ao módulo da velocidade do fluido primário.

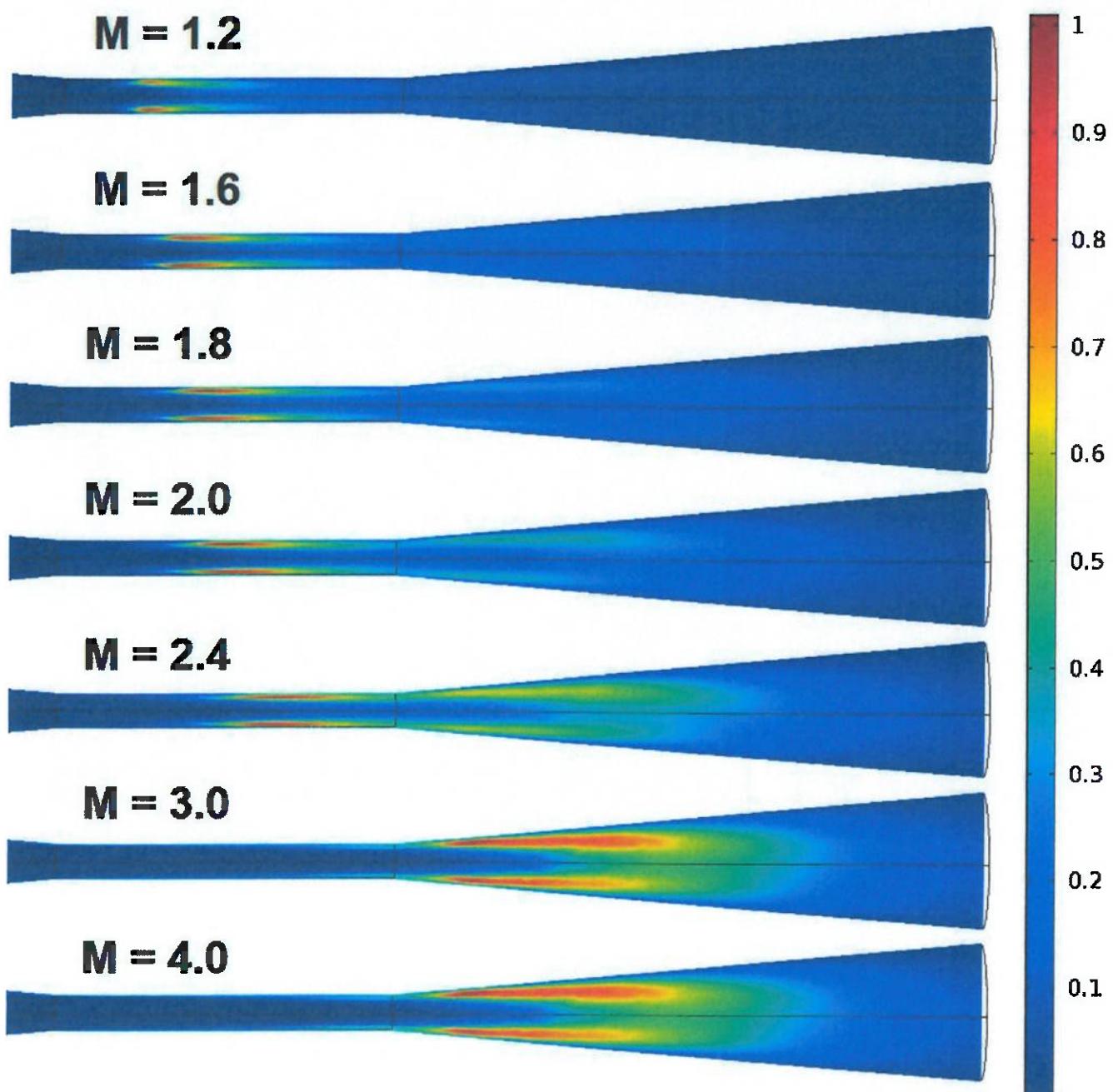
A Figura 38 ilustra a energia cinética turbulenta, em m^2/s^2 , para os diferentes níveis de taxa de arrastamento. Percebe-se um resultado semelhante ao da Figura 32, e portanto espera-se que este modelo atinja altos níveis de desempenho no mesmo espectro de taxa de arrastamento do modelo com vazão *swirl*.

Figura 37 - Linhas de fluxo e módulo da velocidade do fluido secundário, em m/s, para diferentes taxas de arrastamento (M).



Fonte: O autor (2019).

Figura 38 - Energia cinética turbulenta, em m^2/s^2 , para diferentes níveis de taxa de arrastamento (M).



Fonte: O autor (2019).

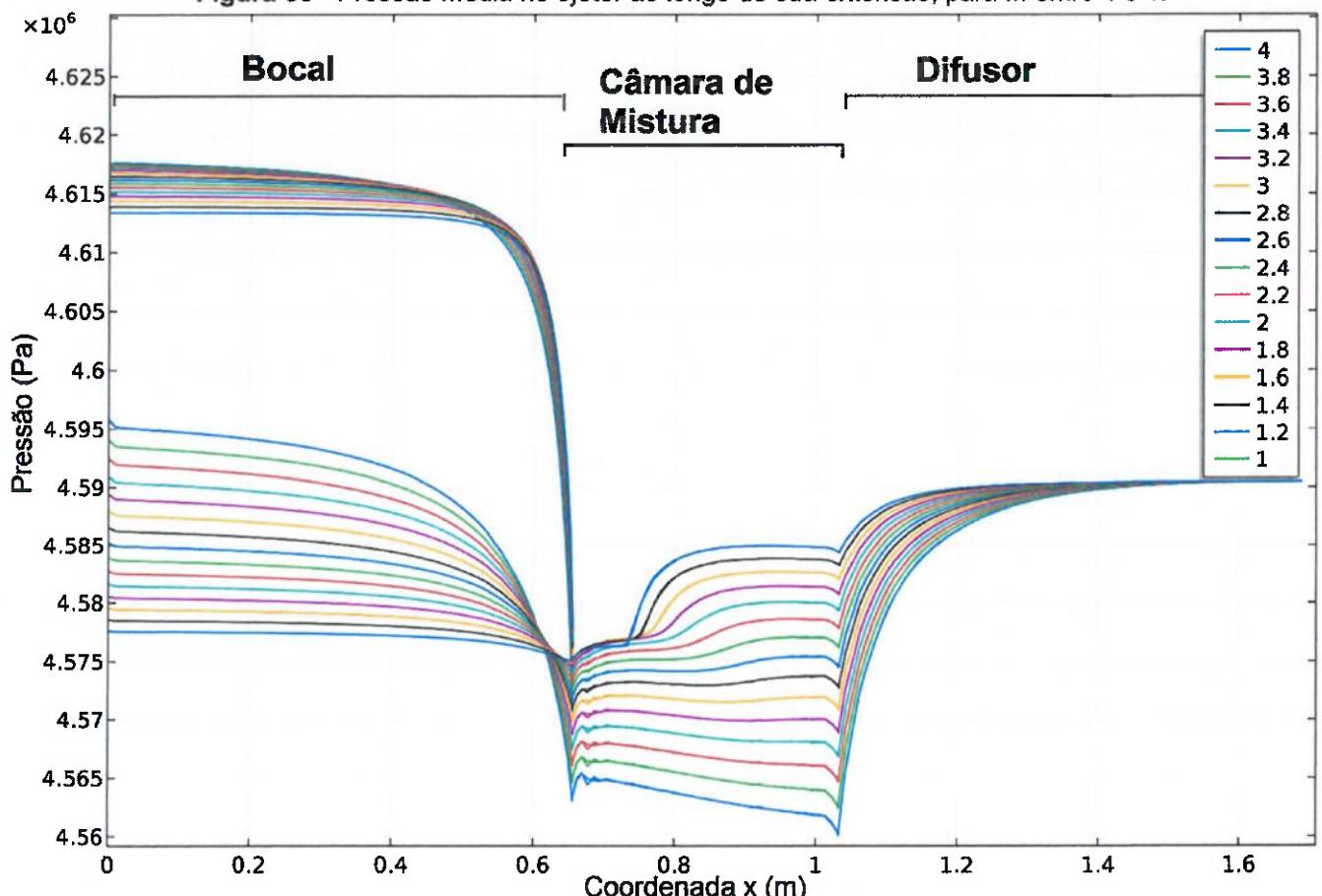
A Figura 39 ilustra a pressão média por seção do ejetor em função do eixo x, sentido de seu escoamento, onde pode-se notar efeito semelhante ao da Figura 34, que contém vazão *swirl*. Todavia, a pressão de entrada do modelo sem *swirl* se mostrou em níveis inferiores em relação ao modelo com *swirl*, além disso, a variação dos níveis de pressão em diferentes taxas de arrastamento atingidos pelo modelo sem *swirl* foi muito menor em relação ao modelo com *swirl*, como mostra a Tabela 11.

Tabela 11 – Variações de pressão obtidas nos diferentes modelos.

	Pressão primário (P1)		Pressão secundário (P2)		ΔP_1	ΔP_2
	Máximo (Pa)	Mínimo (Pa)	Máximo (Pa)	Mínimo (Pa)	(Pa)	(Pa)
Com swirl	4.805.453	4.764.565	4.601.740	4.539.983	40.888	61.756
Sem swirl	4.649.373	4.640.082	4.595.309	4.577.584	9.291	17.724

Fonte: O autor (2019).

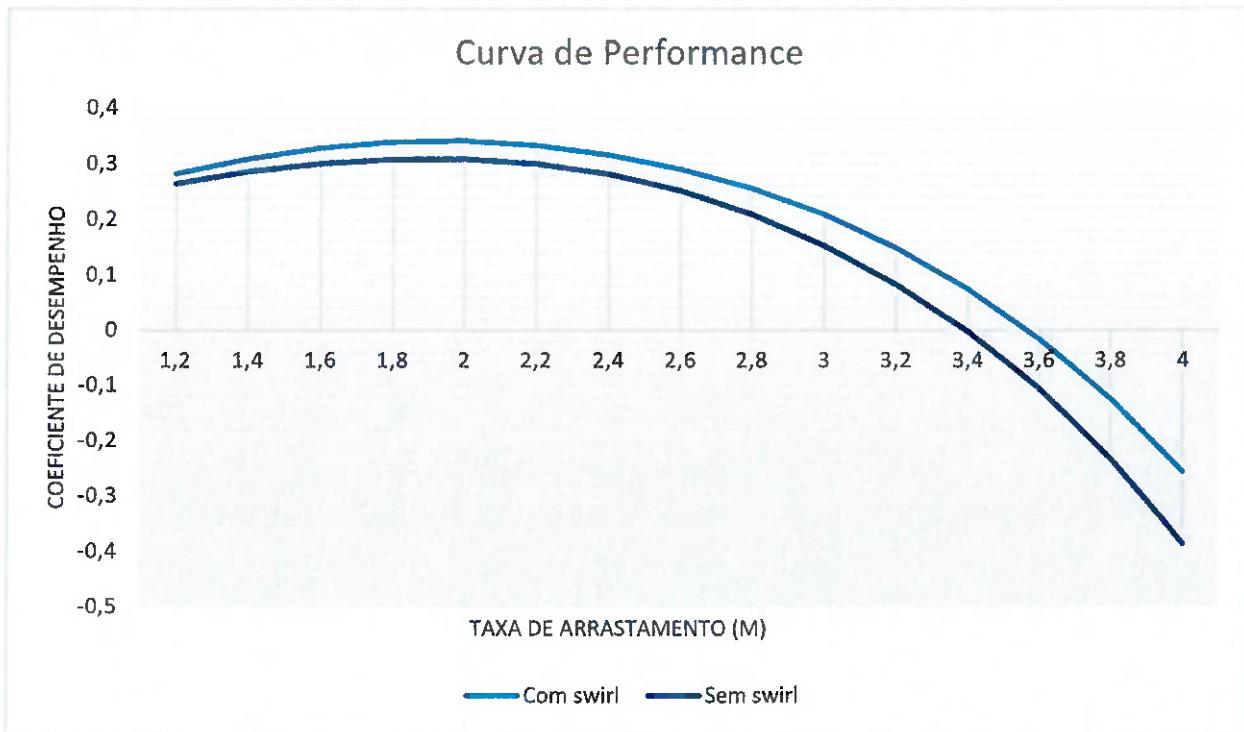
Figura 39 - Pressão média no ejetor ao longo de sua extensão, para M entre 4 e 1.



Fonte: O autor (2019).

Por fim, calculando-se o coeficiente de performance com base nos níveis de pressão obtidos nas seções do ejetor e construindo-se a curva de performance do ejetor sem *swirl*, ou seja, sem jato girante, tem-se o resultado ilustrado na Figura 40, já comparando com o resultado obtido na curva de performance do ejetor com *swirl*. A Figura evidencia que houve ganho de performance utilizando-se jato com *swirl* em todo espectro de valores de M, alcançando um máximo de $\eta = 0,340$ contra um máximo de $\eta = 0,308$ no modelo com jato sem *swirl*.

Figura 40 - Desempenho do ejetor com e sem jato girante ("swirl") para M entre 1,2 e 4.



Fonte: O autor (2019).

Para efetuar uma análise razoável do efeito do rotacional no escoamento, necessita-se efetuar sistemáticas simulações variando-se a porcentagem de vazão girante e verificando o efeito desta na curva de performance. Todavia, a convergência do modelo se mostrou de extrema dificuldade para diferentes porcentagens de vazão girante, de forma que o modelo não se mostrou factível para uma análise mais abrangente da porcentagem ideal de vazão girante, dado o alto custo computacional já presente, com computações que ultrapassaram 40 horas, e dado a instabilidade numérica intrínseca ao modelo. Ainda assim, pôde-se obter um coeficiente de desempenho de até 0,34, que pode ser considerado alto frente aos modelos testados anteriormente.

Ainda assim, deve-se notar que as condições operacionais foram significativamente reduzidas em relação ao modelo de referência em termos de intensidade de turbulência do escoamento, possibilitando a convergência dos modelos ainda e que com a alta interação entre fluido primário sem giro e fluido ortogonal responsável por conceber rotação.

6.2. MODELO AXISSIMÉTRICO

Para possibilitar uma análise mais completa para diferentes vazões girantes, volta-se ao modelo axissimétrico, desta vez estabelecido com condições de contorno de vazão na entrada e de pressão na saída, de forma que confere-se maior estabilidade numérica ao modelo, e menor tempo de computação. Para tal, mede-se a velocidade média nas seções de entrada do modelo axissimétrico com condições de contorno de pressão descrito na seção 5.2, obtendo-se 0,92203 m/s para entrada do primário e 3,9295 m/s para entrada do secundário, além de 4,59 MPa na pressão de saída do ejetor. Calcula-se as vazões de entrada com as velocidades médias obtidas e insere-se estas vazões como condição de contorno no modelo, exceto para a entrada do fluido primário onde eventualmente insere-se as componentes radial e normal do campo de velocidades para simular o efeito da indução de giro no jato primário.

Desta forma, estabelece-se os parâmetros da Tabela 11, onde pode-se variar a vazão de entrada do secundário conforme varia-se a taxa de arrastamento, possibilitando o estudo de varredura paramétrica deste modelo.

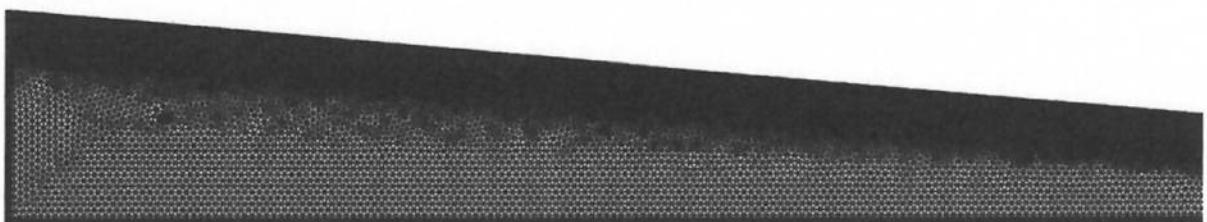
Tabela 11 – Parâmetros do modelo.

Parâmetro	Expressão	Descrição
b	0.15	Razão Abocal/Agarganta
beta	10[°]	Abertura bocal
D	6[in]	Diâmetro de entrada e saída
D1	(Dn/2+tan(beta/2)*Ln)*2	Diâmetro entrada primário
Dn	(b*(Dth^2))^(1/2)	Diâmetro bocal
Dth	1.48[in]	Diâmetro garganta
Ld	(D-Dth)/(2*tan(theta/2))	Comprimento difusor
Ln	(D-Dth)/(2*tan(beta/2))	Comprimento bocal
Lth	10*Dth	Comprimento garganta
M	Q2/Q1	Taxa arrastamento
Pd	4.590498556414417E6[Pa]	Pressão saída
Q1	v1*pi*(D1^2)/4	Vazão primário
Q2	M*Q1	Vazão secundário
theta	10[°]	Abertura difusor
v1	9.220348445044050E-1[m/s]	Veloc. primário
v2	3.929543150022910E0[m/s]	Veloc. secundário

Fonte: O autor (2019).

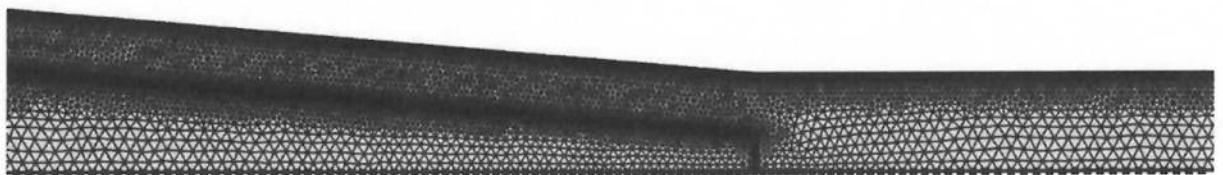
O modelo é computado utilizando a malha ilustrada em detalhes nas Figuras 41 a 43, constituída de um total de 75975 elementos.

Figura 41 - Visão em detalhe da malha na entrada do ejetor.



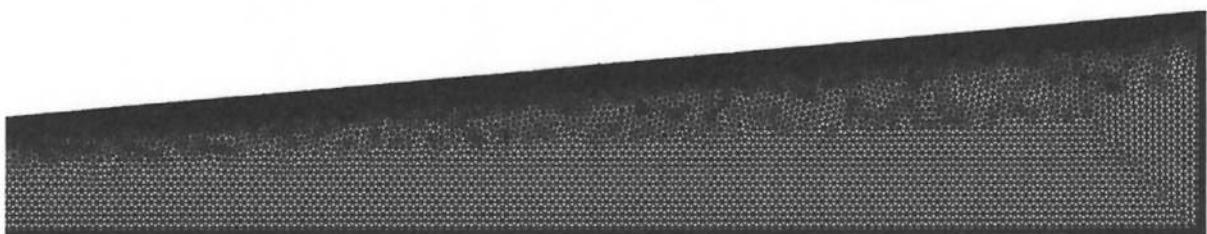
Fonte: O autor (2019).

Figura 42 - Visão em detalhe da malha no bocal do ejetor.



Fonte: O autor (2019).

Figura 43 - Visão em detalhe da malha na saída do ejetor.



Fonte: O autor (2019).

Para estabelecer um velocidade azimutal equivalente à velocidade esperada mediante o efeito dos tubos ortogonais do caso anterior, estabelece-se a velocidade azimutal como:

$$v_{sw} = \frac{4 Q_{sw}}{\pi D_{sw}^2} \frac{2 r}{D_{in}} \quad [6]$$

Onde Q_{sw} é a vazão de fluido entrando nos tubos ortogonais na seção anterior, D_{sw} é o diâmetro destes tudos, D_{in} é o diâmetro da entrada do fluido primário, e por fim r é a distância ao eixo central do ejetor no modelo axissimétrico. Desta forma, quando $r = D_{in}/2$, v_{sw} atinge a mesma velocidade de saída nos tubos ortogonais da seção anterior, simulando este efeito, ainda que sem considerar eventuais perdas por fricção.

Estabelecidas as formulações dos modelos com e sem *swirl*, computa-se estes com varredura paramétrica na taxa de arrastamento (M) entre 3 e 0,6, com *step* -0,2.

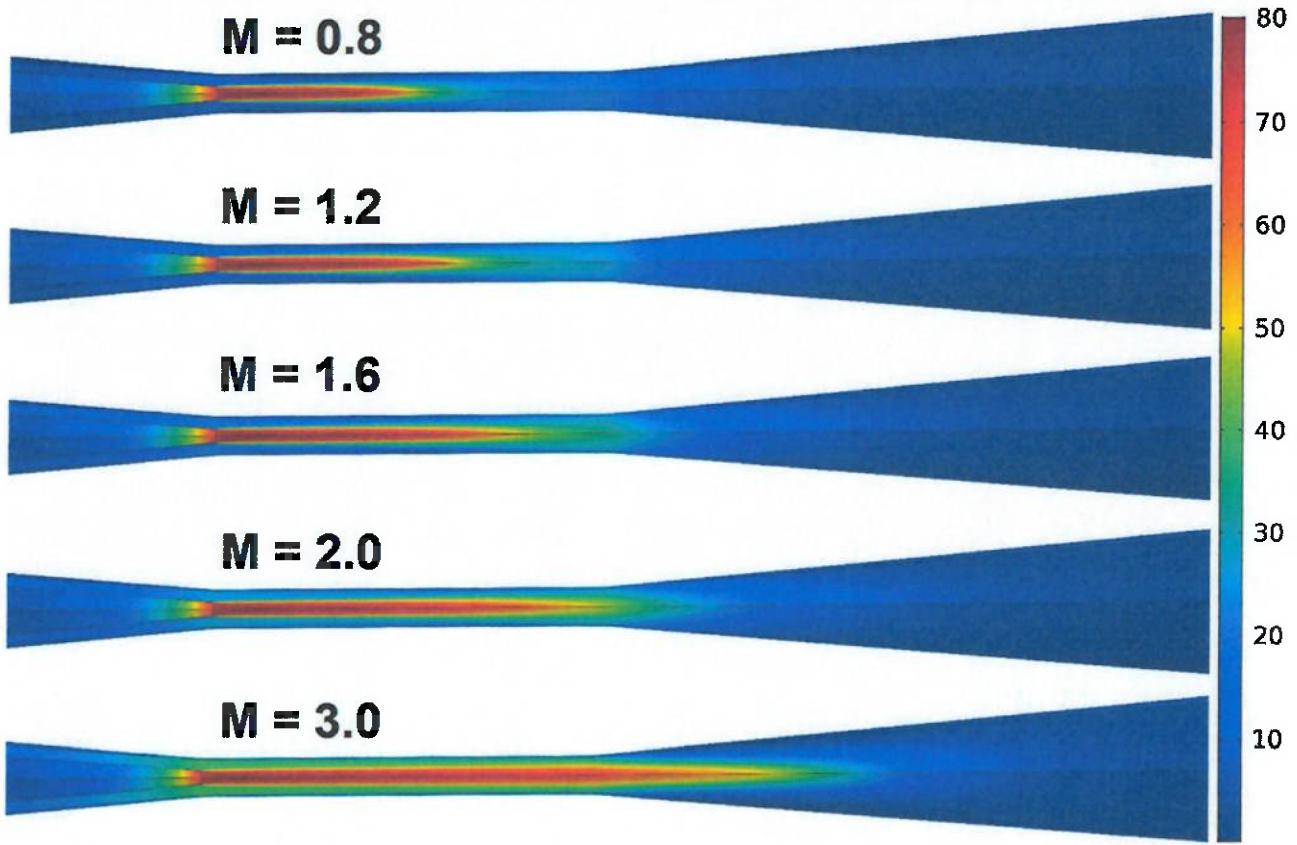
O modelo sem *swirl* foi computado em 33 minutos e 40 segundos, enquanto o modelo com *swirl* foi computado em 59 minutos e 10 segundos, ambos por um Intel(R) Core(TM) i7-8700K CPU @ 3.70GHz, 6 cores. A queda de esforço computacional, especialmente no modelo com *swirl*, é significativa.

As Figuras 44 e 45 ilustram, respectivamente, o módulo da velocidade e a energia cinética turbulenta do ejetor sem *swirl*. Nota-se o deslocamento a jusante da região de maior intensidade de energia cinética turbulenta conforme aumenta-se a taxa de arrastamento, de forma que pode-se esperar menor desempenho quando esta passa a deixar a câmara de mistura e adentrar o difusor. No tocante à velocidade, nota-se que o aumento da taxa de arrastamento leva ao aumento da velocidade média no ejetor de forma que fluido primário e secundário adentram o bocal com velocidades próximas em ordem de grandeza, consequentemente reduzindo o efeito de carregamento e compressão desejado. O cálculo de η para este modelo corrobora tal análise: tem-se um desempenho máximo de $\eta = 0,3832$ quando $M = 1,6$. As Figuras 46 e 47 ilustram, respectivamente, o módulo da velocidade e a pressão na linha central do ejetor, propriedade presente no modelo axissimétrico. Nota-se pela Figura 47 que, quanto menor a taxa de arrastamento (M), mais cedo ocorre o aumento de pressão dentro da câmara de mistura. Quando aumenta-se M , a pressão chega a cair até que se atinja a região do difusor, como na linha inferior da Figura 47, que representa $M = 3$. Por consequência, o inverso ocorre com a velocidade medida na linha central. Quando menor a taxa de arrastamento (M), mais cedo ocorre a queda de velocidade e quanto maior M , mais tardia a queda do módulo da velocidade (ver Figura 46), isto porque aumentou-se a velocidade média dentro do ejetor.

Pouco diferem os resultados obtidos no modelo com *swirl*, em termos de módulo da velocidade (ver Figura 48), energia cinética turbulenta (ver Figura 49), e mesmo as curvas de módulo da velocidade e pressão na linha central do ejetor, ilustradas nas Figuras 50 e 51.

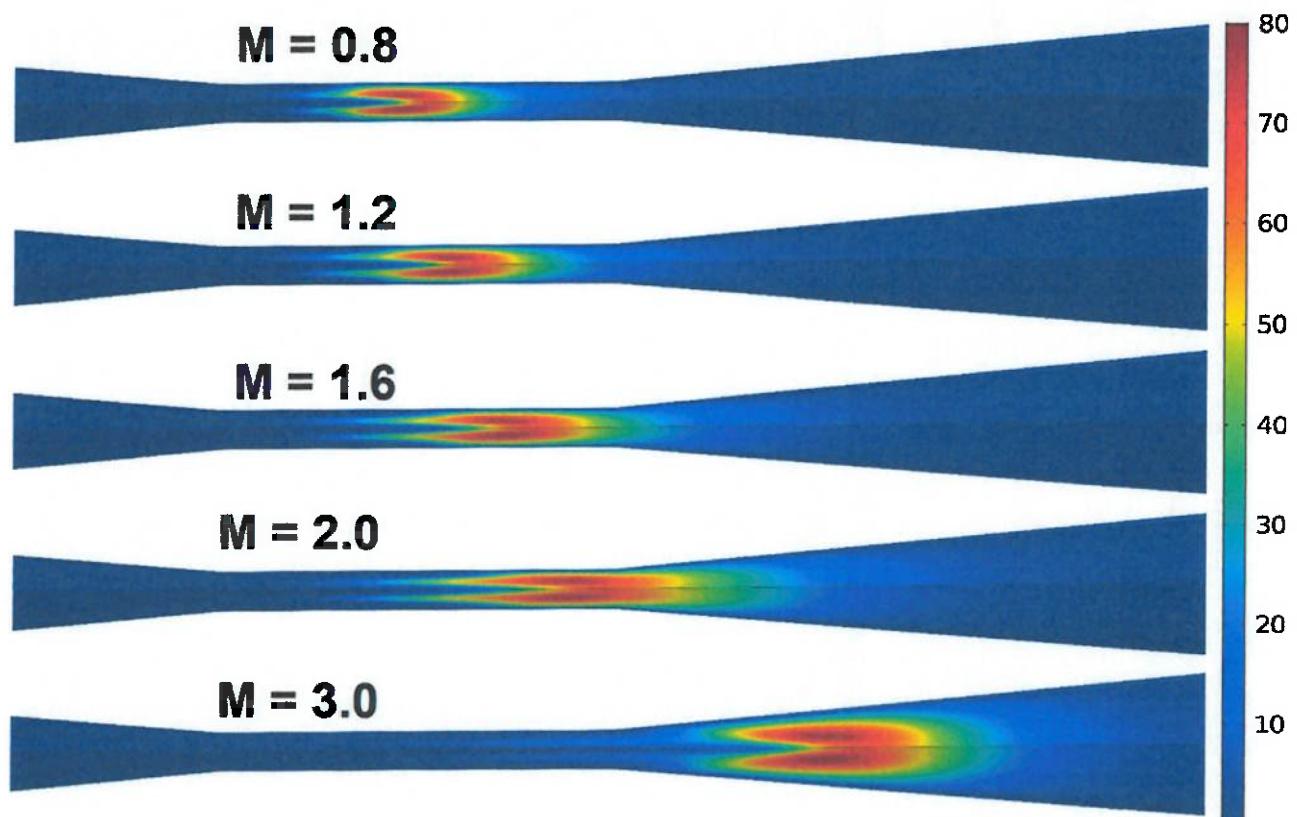
De fato, o desempenho apresentado por ambos os modelos foi relativamente próximo. O modelo com *swirl* atinge coeficiente de performance $\eta = 0,3842$ também para $M = 1,6$, representando um ganho de apenas 0,26% de desempenho. A Figura 52 ilustra as curvas de performance de ambos modelos.

Figura 44 - Módulo da velocidade, em m/s, para M entre 0,8 e 3, modelo sem swirl.



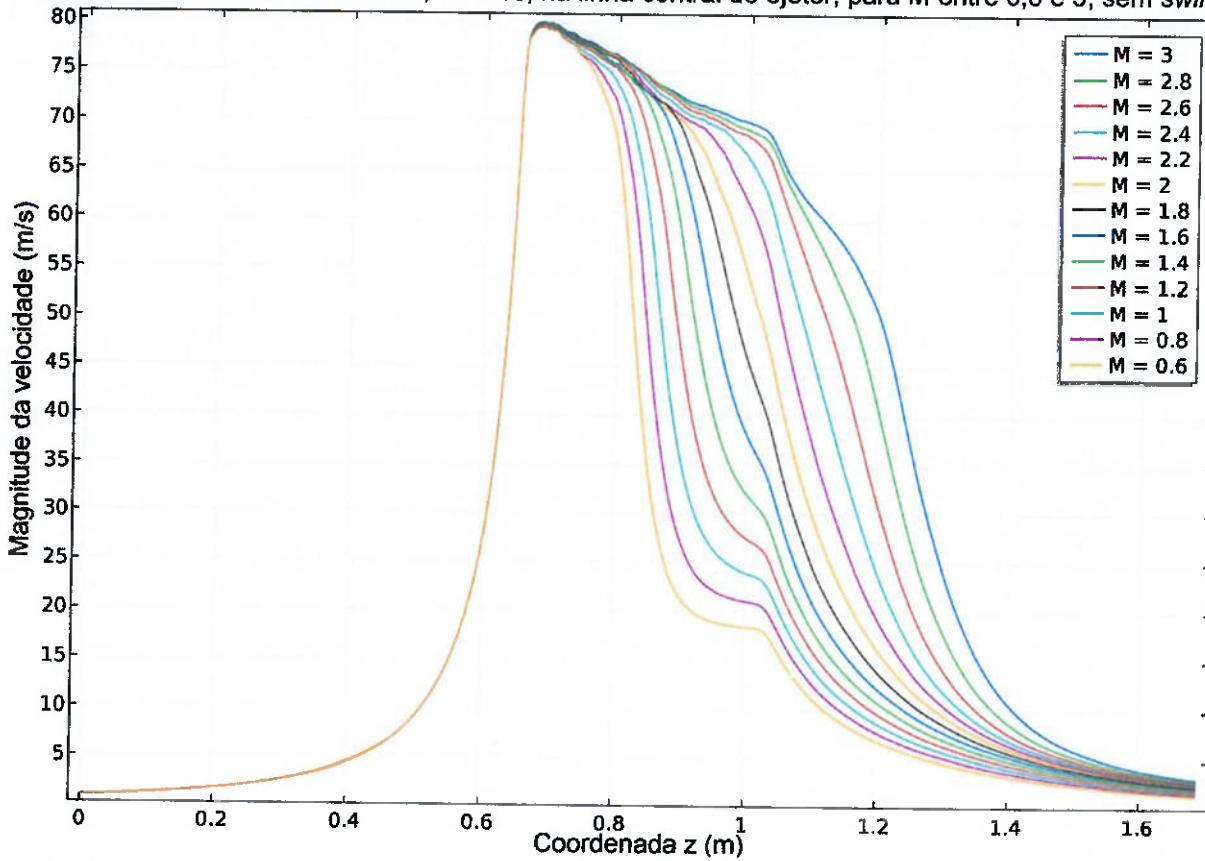
Fonte: O autor (2019).

Figura 45 - Energia cinética turbulenta, em m^2/s^2 , para M entre 0,8 e 3 modelo sem swirl.



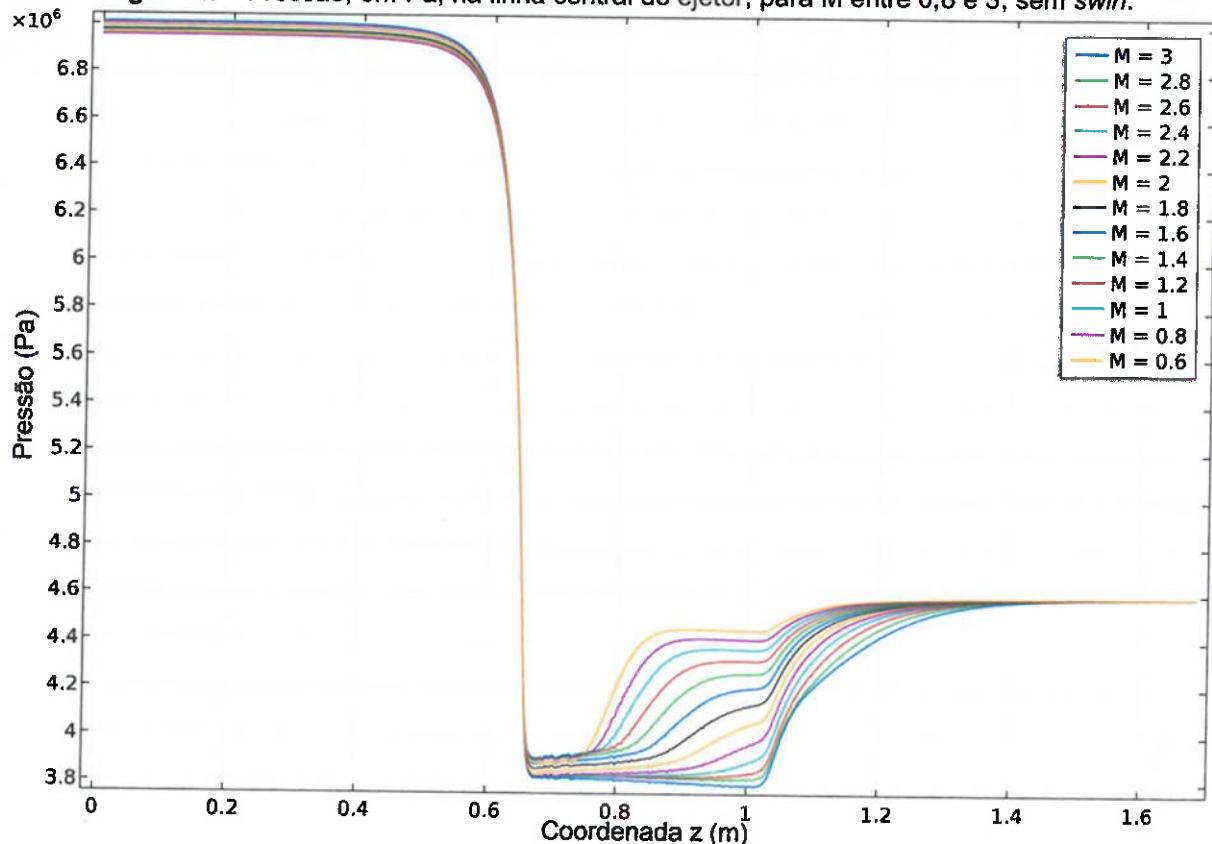
Fonte: O autor (2019).

Figura 46 - Módulo da velocidade, em m/s, na linha central do ejetor, para M entre 0,8 e 3, sem swirl.



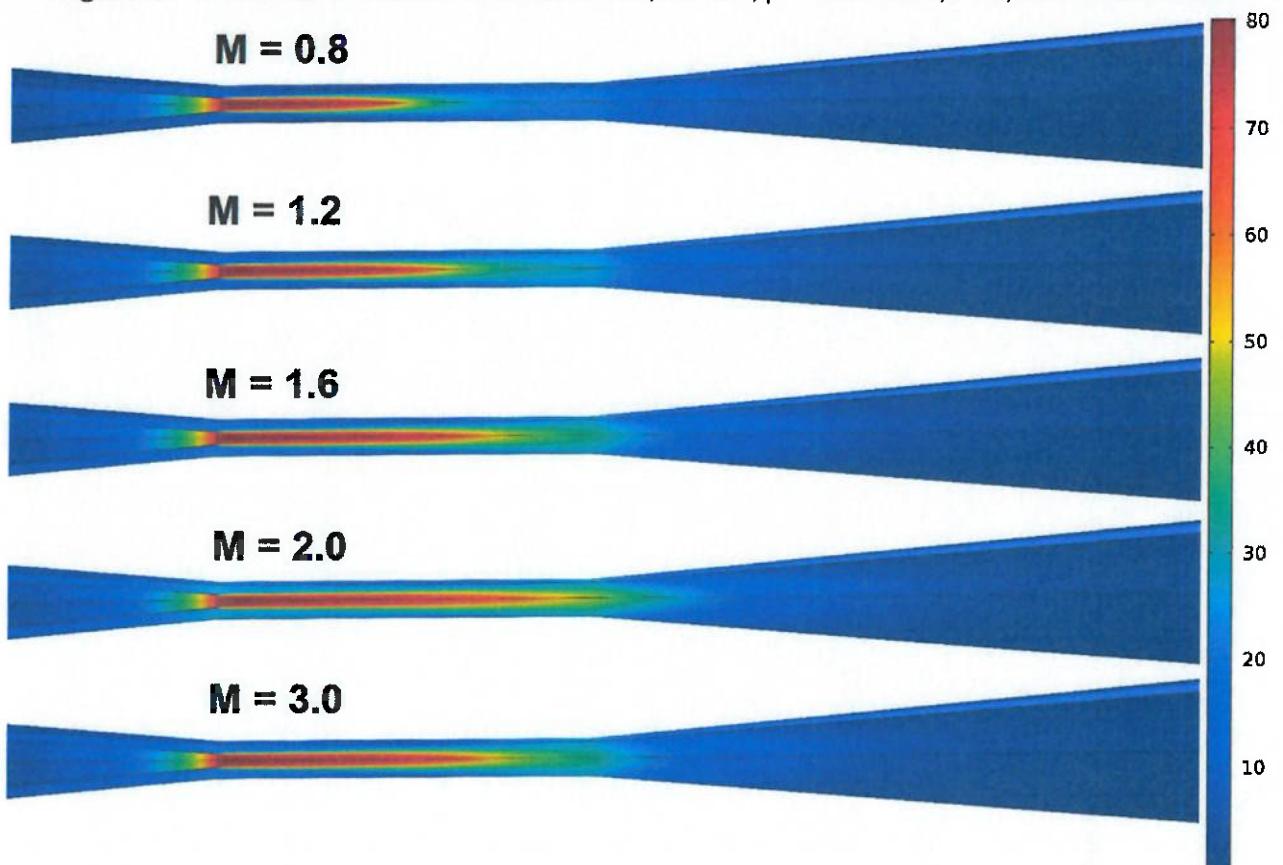
Fonte: O autor (2019).

Figura 47 - Pressão, em Pa, na linha central do ejetor, para M entre 0,8 e 3, sem swirl.



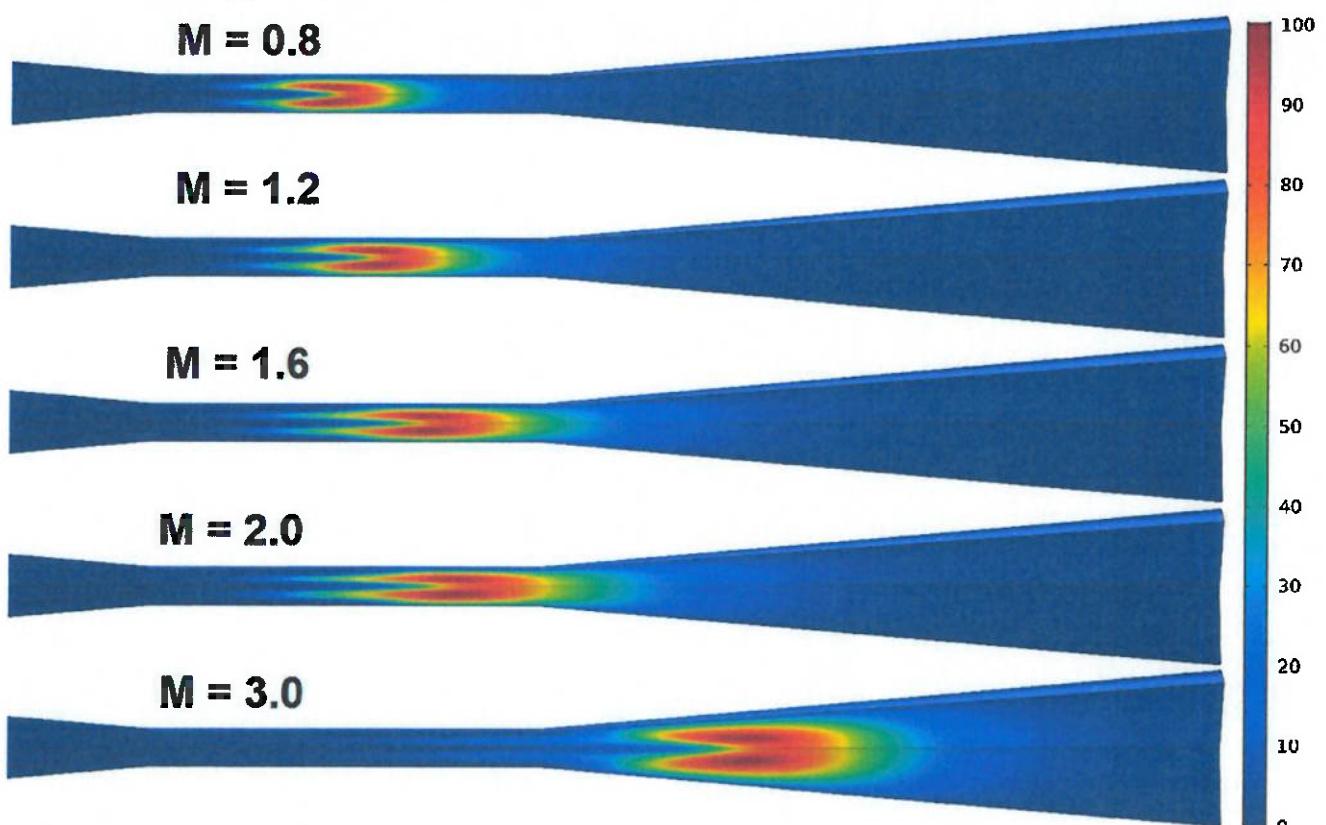
Fonte: O autor (2019).

Figura 48 - Módulo da velocidade do escoamento, em m/s, para M entre 0,8 e 3, modelo com swirl.



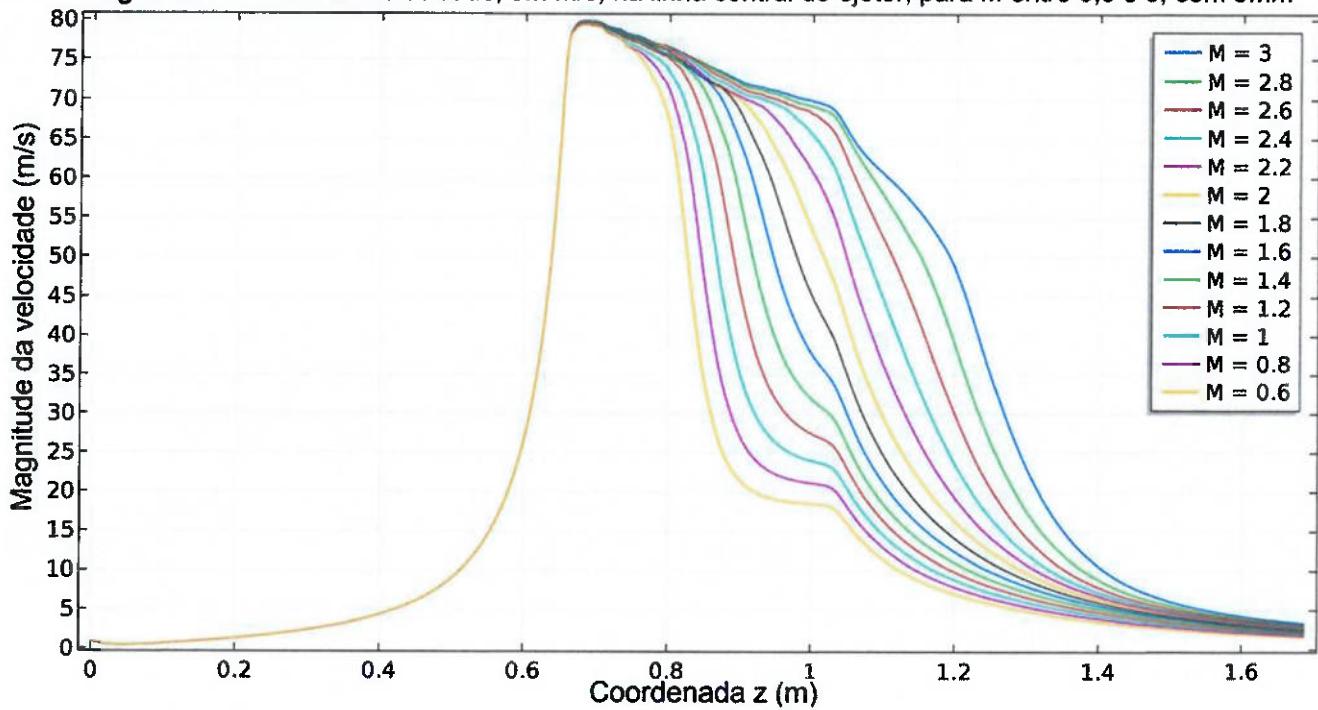
Fonte: O autor (2019).

Figura 49 - Energia cinética turbulenta, em m^2/s^2 , para M entre 0,8 e 3 modelo com swirl.



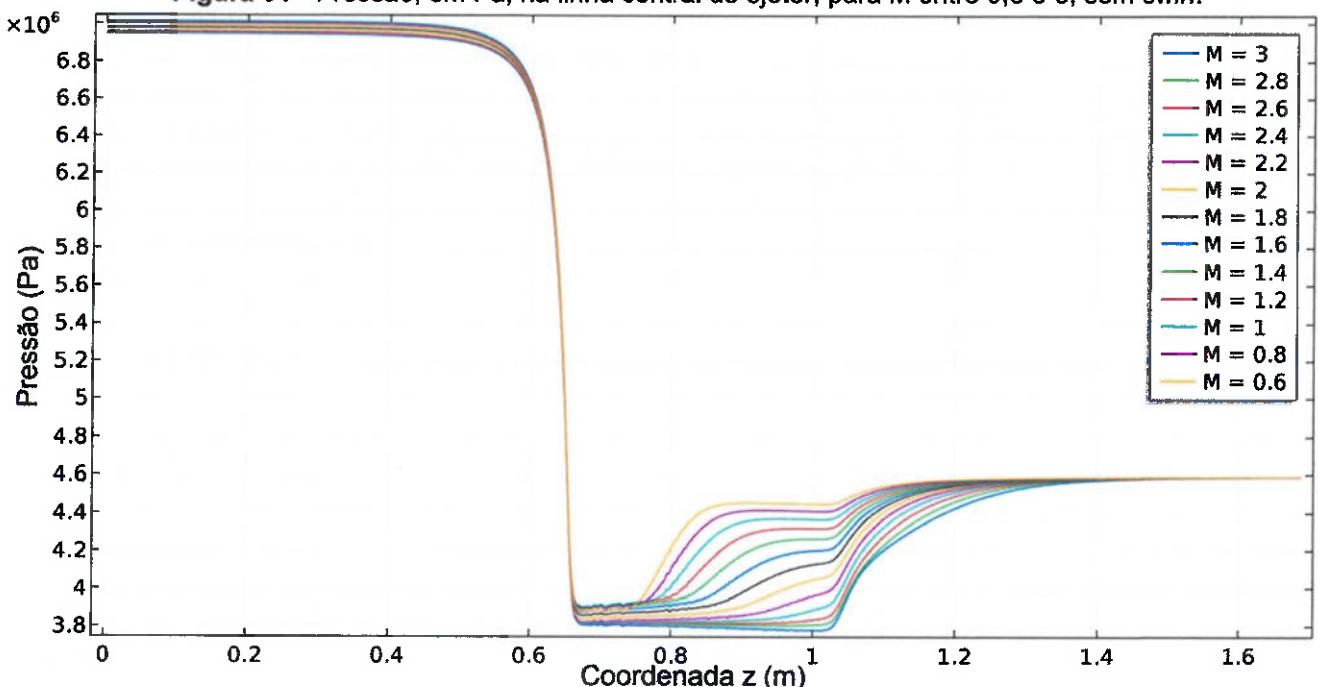
Fonte: O autor (2019).

Figura 50 - Módulo da velocidade, em m/s, na linha central do ejetor, para M entre 0,8 e 3, com swirl.



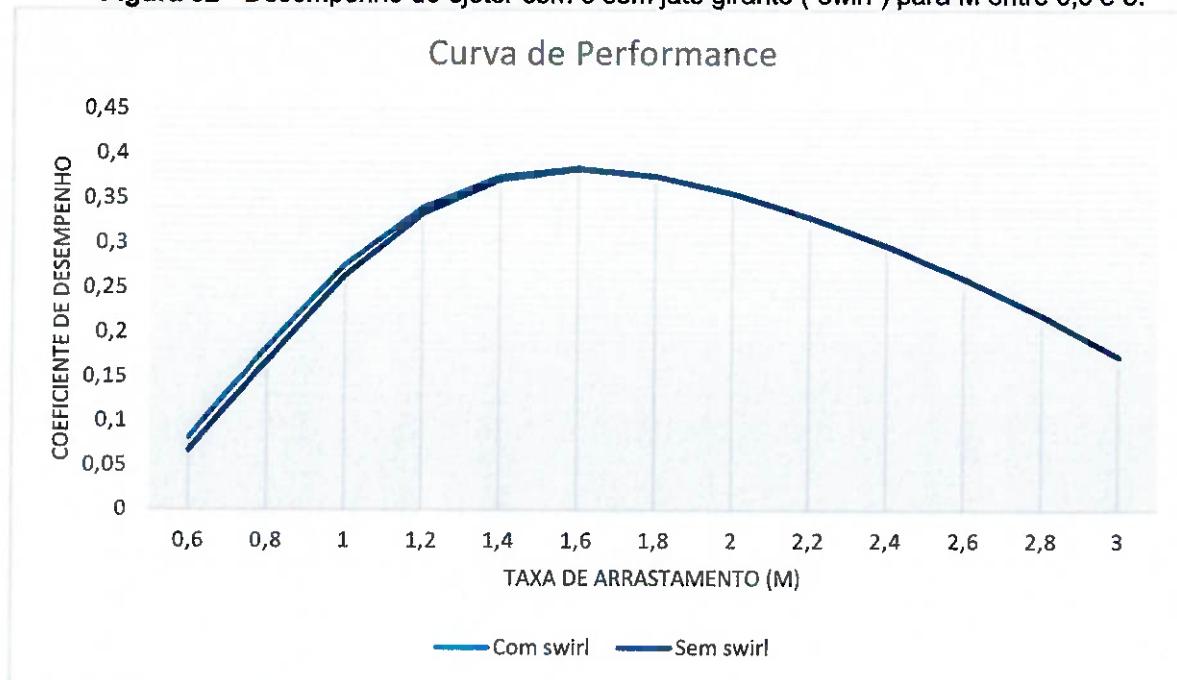
Fonte: O autor (2019).

Figura 51 - Pressão, em Pa, na linha central do ejetor, para M entre 0,8 e 3, sem swirl.



Fonte: O autor (2019).

Figura 52 - Desempenho do ejetor com e sem jato girante (“swirl”) para M entre 0,6 e 3.



Fonte: O autor (2019).

6.3. MODELO TRIDIMENSIONAL SEM TUBOS

Até este momento, o modelo tridimensional com tubos ortogonais não pôde replicar as condições operacionais de Pedroso (2015), em função da alta interação entre o fluido responsável pela indução de rotação e o fluido primário. Para esta dificuldade e possibilitar a computação do modelo tridimensional em condições operacionais próximas ao modelo de referência, utiliza-se o modelo sem tubos conforme mostrado na Figura 35, porém com rotação declarada no campo de velocidades de entrada do modelo, como uma condição de contorno, de forma que as componentes de velocidade ficam:

$$v_x = \frac{4 Q_1}{\pi D_{in}^2} \quad [7]$$

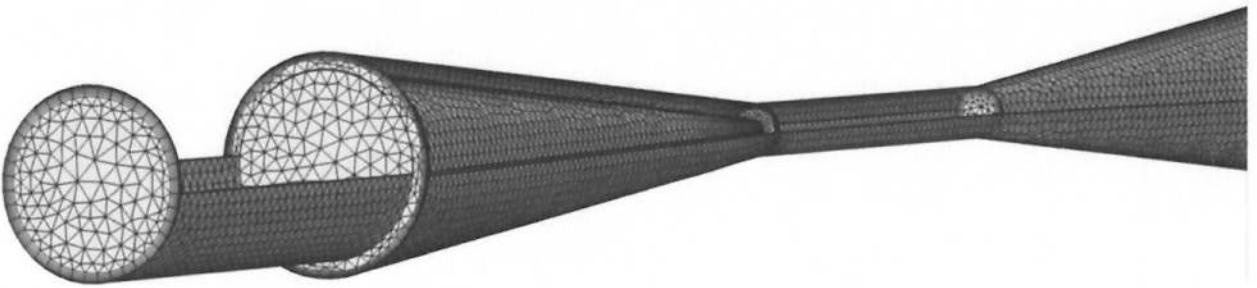
$$v_y = \frac{4 Q_{sw}}{\pi D_{sw}^2} \frac{z}{\sqrt{y^2 + z^2}} \quad [8]$$

$$v_z = \frac{4 Q_{sw}}{\pi D_{sw}^2} \frac{-y}{\sqrt{y^2 + z^2}} \quad [9]$$

Onde Q_1 é a vazão de fluido primário livre de rotação, D_{in} é o diâmetro de entrada do fluido primário, Q_{sw} é a vazão girante (*swirl*) e D_{sw} é o diâmetro dos tubos

ortogonais utilizados no modelo anterior, de forma que a velocidade azimutal passa a ser induzida no sentido horário em relação ao eixo x. A Figura 53 ilustra a malha utilizada, constituída de um total de 236995 elementos, mesmo grau de refinamento da malha na Figura 36. A ausência dos tubos ortogonais permitiu a computação do modelo e obtenção de resultados confiáveis ainda que com grau de refinamento de malha significativamente menor.

Figura 53 - Detalhe da malha utilizada no modelo com vista interna do ejetor, total de 236995 elementos.



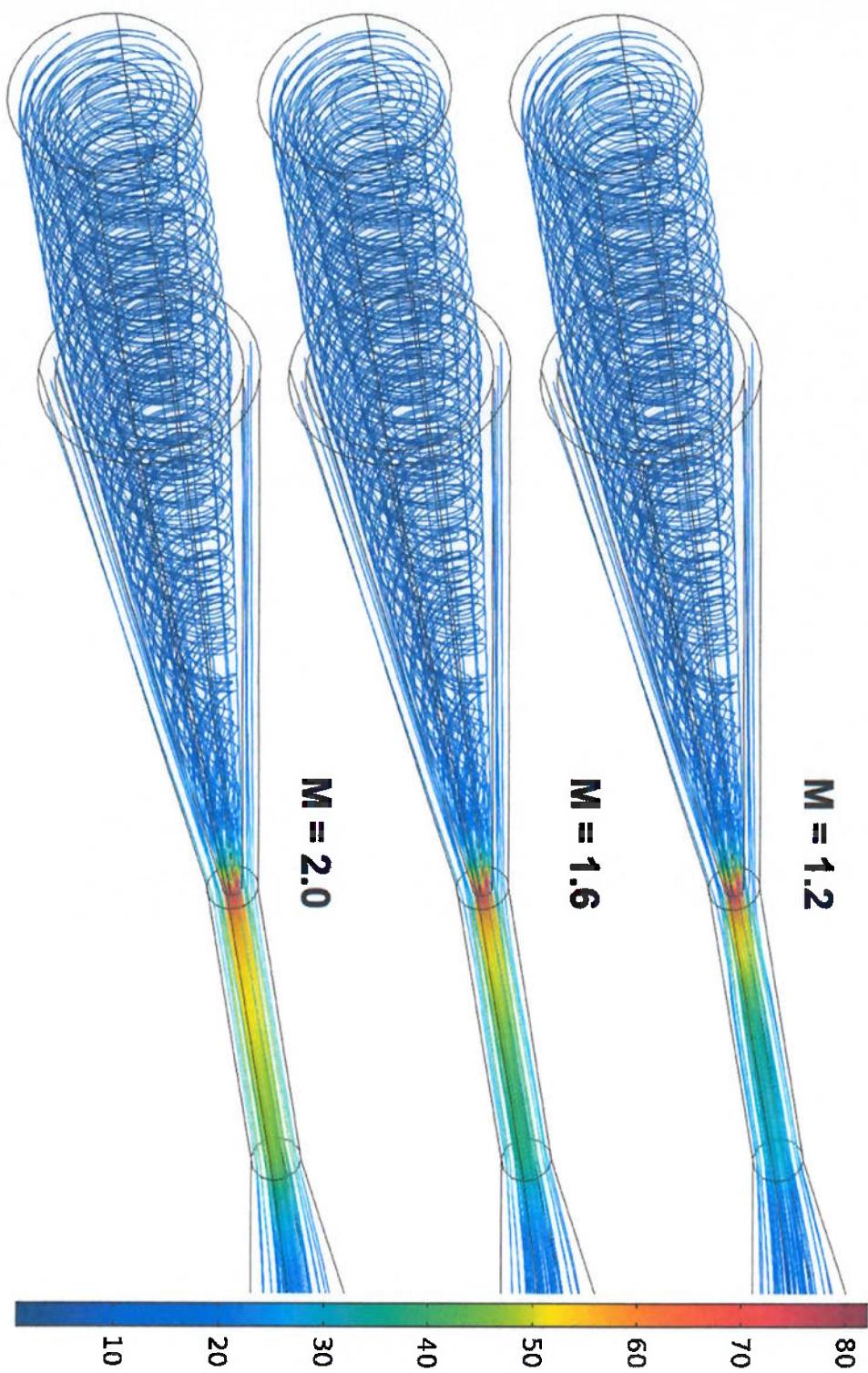
Fonte: O autor (2019).

O modelo com *swirl* pôde ser computado em 7 horas e 43 minutos por um Intel(R) Core(TM) i7-8700K CPU @ 3.70GHz, 6 cores. Os resultados dos campos de velocidade são ilustrados nas Figuras 54 e 55, sendo que a última mostra em detalhe a sucção do fluido secundário na região do bocal e entrada da câmara de mistura, atingindo mais de 50 m/s. A Figura 56 mostra a distribuição de energia cinética para cada nível de taxa de arrastamento, o resultado seguiu em linha com os resultados anteriores mesmo com o intenso efeito de rotação aplicado no jato primário, sendo que a intensidade de energia cinética turbulenta reduz significativamente em relação aos modelos anteriores, o que já indica uma forte tendência de perda de performance.

A Figura 57 ilustra a pressão média nas seções YZ do ejetor em função do eixo X, a forma das curvas segue em linha com os resultados dos demais modelos tridimensionais, porém evidencia-se uma diferença de pressão de até 378 kPa na entrada do fluido primário e até 665 kPa na entrada do secundário para os diferentes níveis de taxa de arrastamento (M), isto é, a variação de pressão foi significativamente maior para cada estado simulado, em relação aos modelos anteriores.

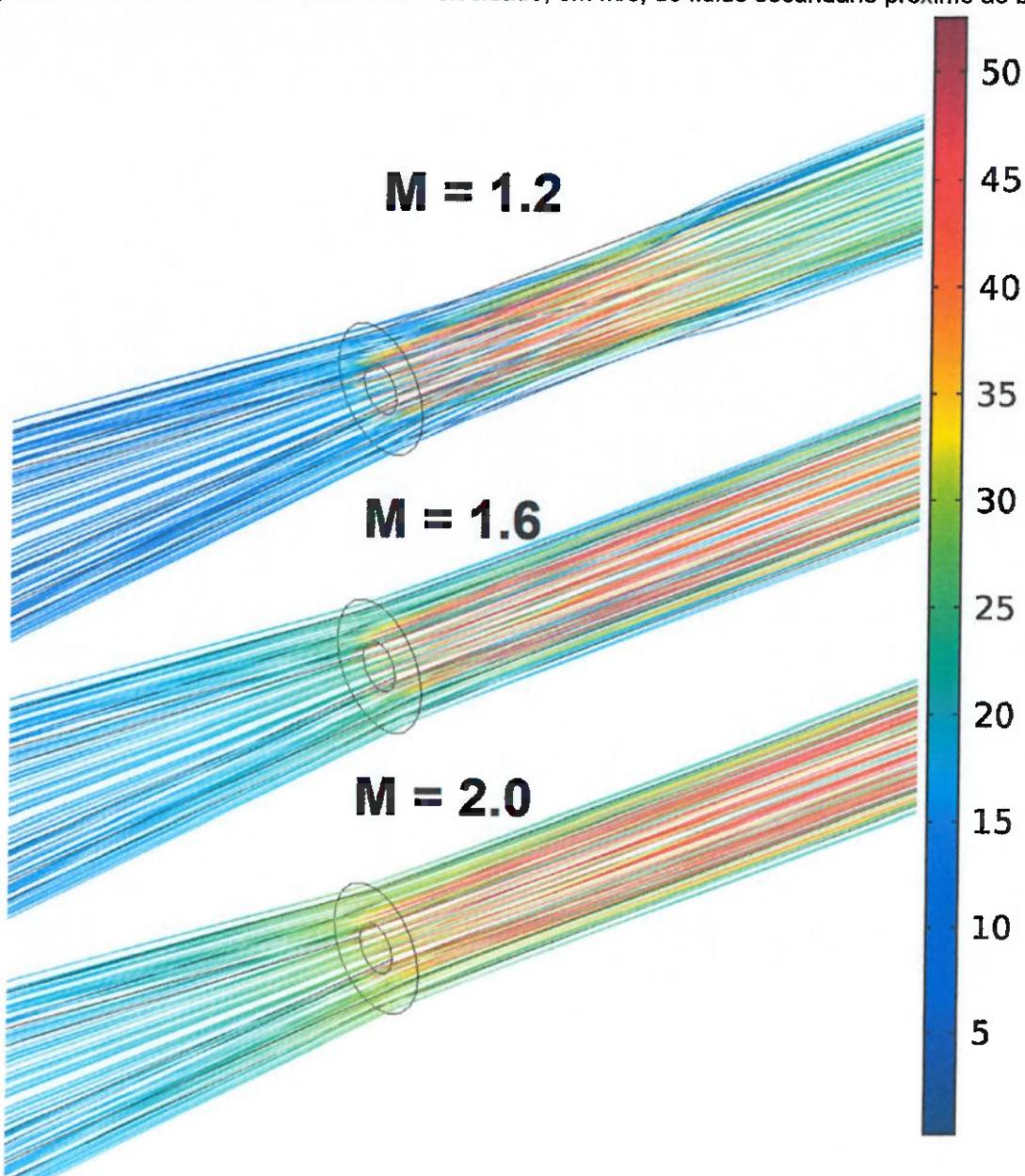
Por fim, pode-se ver na Figura 58 a seção YZ de entrada do fluido primário, com as respectivas linhas de fluxo deste fluido, evidenciando a intensa rotação adquirida pelo fluido.

Figura 54 - Linhas de fluxo e módulo da velocidade, em m/s, para M entre 1,2 e 2,0.



Fonte: O autor (2019).

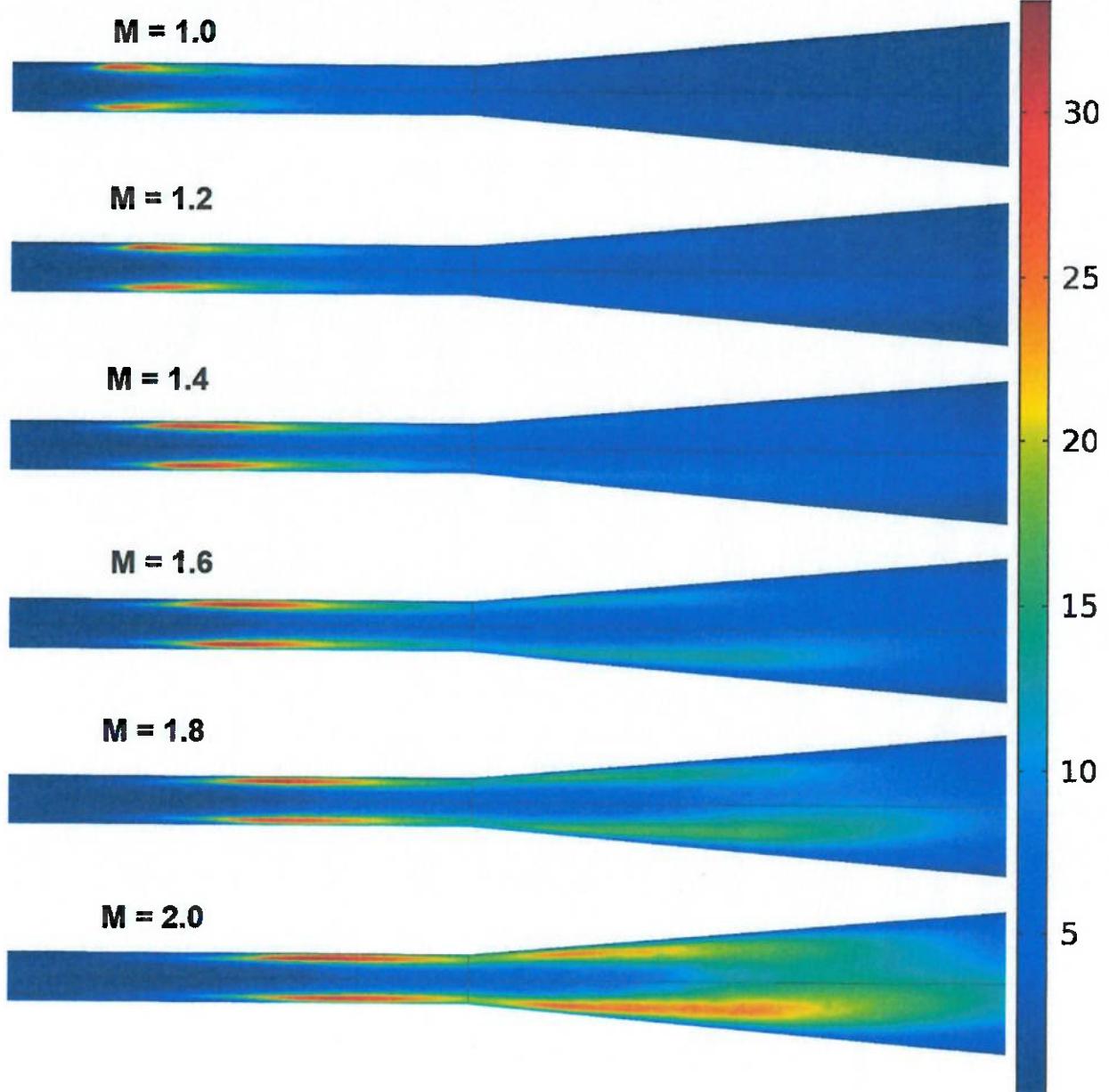
Figura 55 - Linhas de fluxo e módulo da velocidade, em m/s, do fluido secundário próximo ao bocal.



Fonte: O autor (2019).

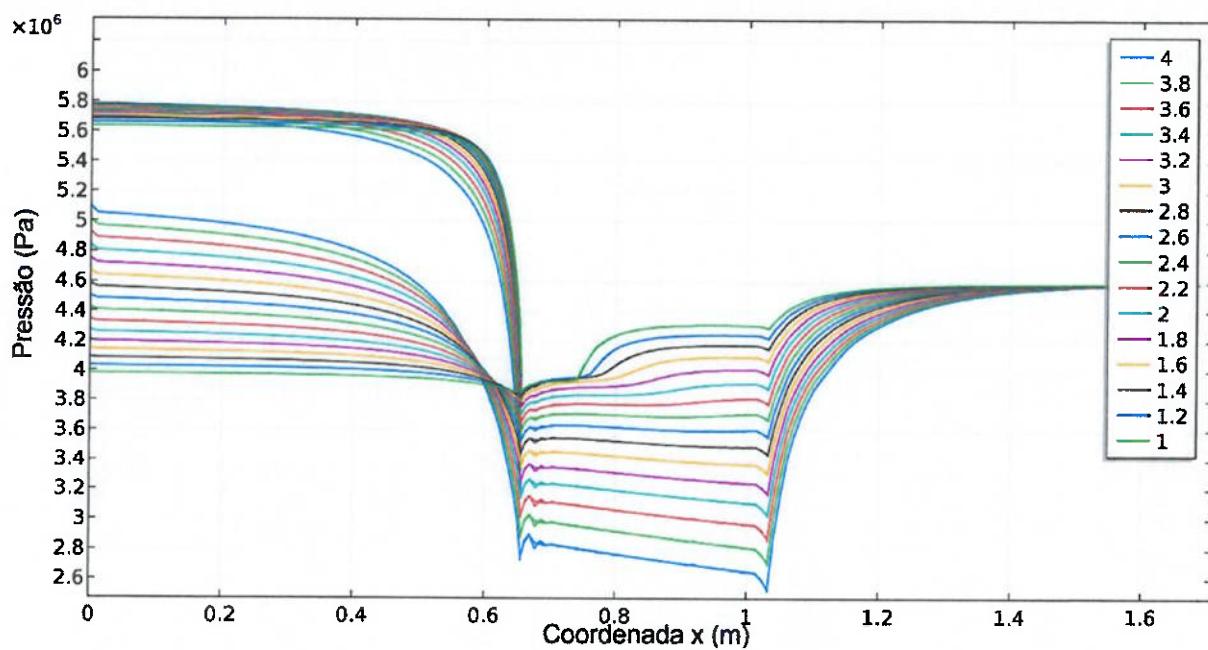
62

Figura 56 - Energia cinética turbulenta, em m^2/s^2 , para M entre 1 e 2.



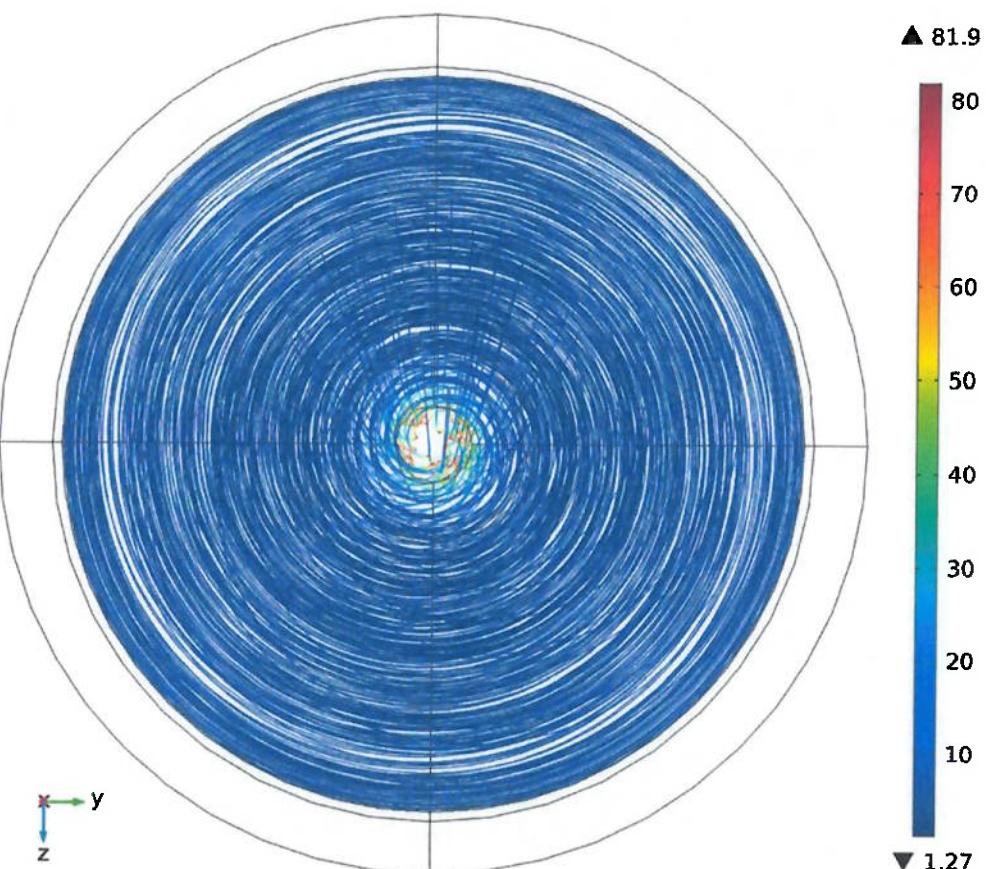
Fonte: O autor (2019).

Figura 57 - Pressão média no ejetor ao longo de sua extensão, para M entre 4 e 1.



Fonte: O autor (2019).

Figura 58 - Linhas de fluxo e módulo da velocidade do fluido primário, em m/s, para $M = 1,6$, na seção YZ de entrada do ejetor.



Fonte: O autor (2019).

Conforme descrito por Guillaumea e Judge (1999) o aumento de vazão girante de tal forma que as forças viscosas gerem perdas por fricção consideráveis pode levar à grandes perdas de desempenho por parte do ejetor, e tanto a intensidade de energia cinética turbulenta e as linhas de fluxo indicam que pode-se ter atingido tal condição. Com o cálculo do coeficiente de performance, chega-se ao resultado ilustrado na Figura 59, onde o desempenho máximo atingido foi de $\eta = 0,2688$, significativamente menor que os modelos anteriores, 21% menor do que o melhor desempenho do modelo tridimensional e 30% menor que o melhor desempenho do modelo axissimétrico. Ainda assim, $M = 1,6$ permanece como condição de melhor desempenho.

Figura 59 - Curva de performance para o modelo com rotação nas condições de contorno.



Fonte: O autor (2019).

7. CONCLUSÕES

O estudo aqui proposto possibilitou a concepção de três modelos de ejetor, dois destes baseados em modelos da literatura e o último modificando a geometria do modelo proposto por Pedroso (2015) para obter rotação, denominado efeito *swirl*, no modelo tridimensional. Tal modificação se mostrou geradora de alto custo computacional e de difícil convergência nas soluções, de tal forma que sua implementação só foi possível reduzindo a ordem de grandeza do número Reynolds em algumas regiões do escoamento, conforme mostra a Tabela 12.

Tabela 12 – Reynolds estimado para regiões do ejetor.

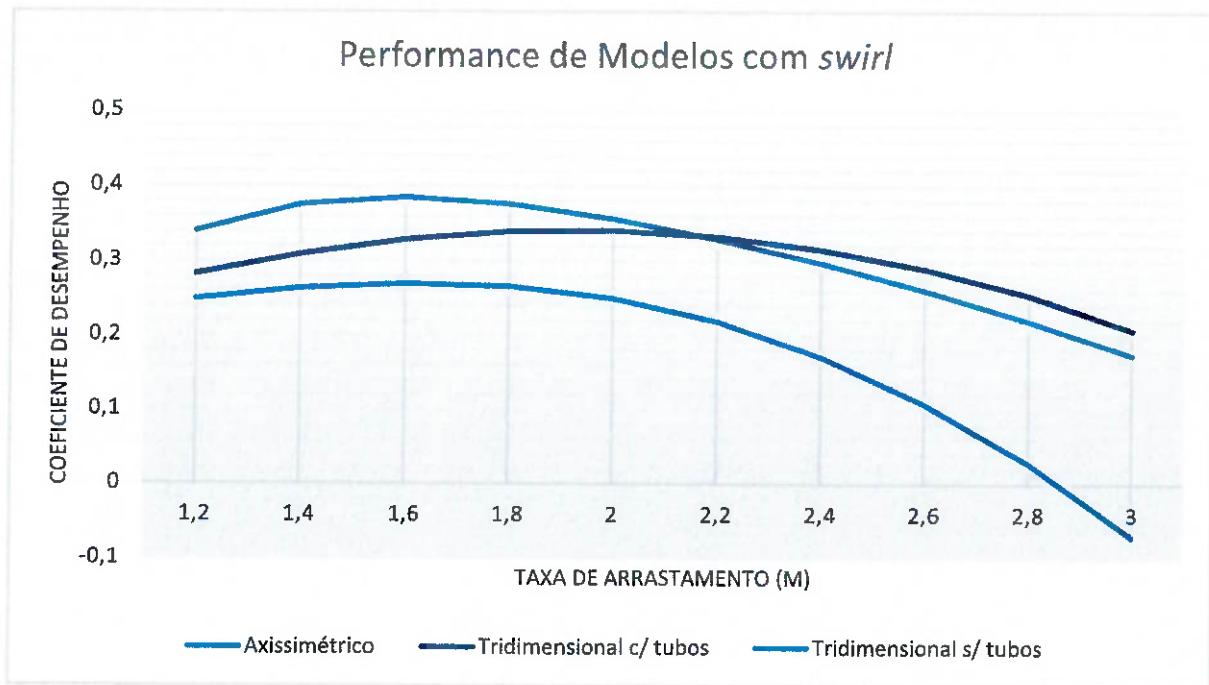
	Reynolds	
	Original	Ajustado
Entrada primário	1,2E+05	3,5E+04
Entrada secundário	9,0E+04	6,4E+04
Bocal	1,2E+06	1,7E+05
Garganta	1,9E+06	3,5E+05

Fonte: O autor (2019).

Desta forma, o substancial ganho de performance obtido com a indução de rotacional no jato do modelo tridimensional contendo tubos ortogonais, que chegou a 10,64%, pode ter sido influenciado pelo baixo nível de turbulência do escoamento, dado que esta turbulência influencia a intensidade de mistura dos dois fluidos. Para o modelo axissimétrico, que mantém o Reynolds nos níveis do modelo obtido com base em Pedroso (2015), a influência da rotação no jato primário se mostrou significativamente menor, gerando aumento máximo de apenas 0,26%.

Comparando-se os diferentes modelos estabelecidos, conforme mostra a Figura 60, pode-se notar que para $M < 2,2$ o modelo axissimétrico mantém performance superior aos demais, como esta é a região onde todos os modelos desempenham melhor (M entre 1 e 2), o modelo axissimétrico atinge maior valor de coeficiente de performance, com $\eta = 0,3842$. De fato, como o modelo axissimétrico opera com melhores níveis de desempenho, não surpreende que a indução de giro tenha acrescentado menos desempenho a este em relação aos demais modelos.

Figura 60 - Curva de Performance para os diferentes modelos testados, com jato girante (*swirl*).



Fonte: O autor (2019).

Ainda assim, tanto o modelo tridimensional quanto o modelo axissimétrico se beneficiaram da indução de rotacional efetuada com níveis próximos ao nível ótimo obtido por Guillaumea e Judge (1999), de cerca de 26% de vazão girante, onde testou-se até 25%, no modelo tridimensional com tubos.

Em se tratando de simulações utilizando fluido incompressível, onde as forças de inércia são as únicas responsáveis por aumentar o arrastamento de fluidos, sem considerar eventuais efeitos de expansão que ocorreriam próximos ao bocal, pode-se concluir que os modelos mostraram evidências favoráveis do potencial de ganho de desempenho para ejetores utilizando-se rotação em seu jato.

O modelo tridimensional com tubos propõe uma forma de induzir rotação no jato primário que evidentemente não está otimizada. Diferentes formas de injeção deste fluido e diferentes geometrias deste problema deveriam ser testadas para se obter o melhor equipamento. Dado o alto custo computacional explicitado nas seções anteriores, a otimização deste parâmetro não foi alvo deste estudo. Todavia, solucionar a questão do esforço computacional poderia tornar viável a computação de diversos cenários possibilitando otimização da vazão *swirl* e da geometria de injeção do fluido responsável por conceber rotação ao jato.

Além disto, dado que a proposta principal consiste em aplicar o ejetor no cenário de injeção de dióxido de carbono (CO₂) no subsolo, estudos futuros devem

envolver a computação de modelos multifásicos que considerem a compressibilidade e viscosidade do gás para obter resultados mais próximos ao real desempenho de um ejetor gás-líquido. Este estudo apesar de lidar com ejetor líquido-líquido com intuito de deixar o esforço computacional e a complexidade do modelo compatíveis com o nível de ferramentas e conhecimento disposto, cumpre o objetivo de evidenciar a tendência de ganho de desempenho sob a condição proposta, porém uma aplicação real necessita de simulações ainda mais complexas e experimentos que evidenciem eventuais especificidades que podem surgir quando lidando com dióxido de carbono (CO₂).

De maneira geral, o ejetor se mostra um equipamento interessante para aplicação em regiões de difícil acesso, como águas ultraprofundas, e foi possível explorar diversos aspectos de geometria e condições de entrada que afetaram significativamente o desempenho obtido, mostrando que há ainda grande espaço para melhorias e avanços na concepção e implementação de ejetores.

REFERÊNCIAS

- ANDERSON, D.A., TANNEHILL, J.C., PLETCHER, R.H. **Computational Fluid Mechanics and Heat Transfer**, CRC Press., 2013.
- BERKELEY, F.D. **Ejectors Give Any Suction Pressure**. Chem. Eng., 1957.
- BUTRYMOWICZ, D., KARWACKI, J., TRELA, M. **Investigation of two-phase ejector in application in compression refrigeration systems**. In: Proceedings of the IIR International Conference on Thermophysical Properties and Transfer Processes of Refrigerants, 2005.
- CAIRNS, J.R., NA, T.Y. **Optimum design of water jet pumps**. Journal of Engineering for Power January 1969, 62-68, 1969.
- CARVALHO, P.M., PODIO, A.L., SEPEHRNOORI, K. **Modeling a Jet Pump with an Electrical Submersible Pump for Production of Gassy Petroleum Wells**. Paper SPE 48934 presented at the 1998 SPE Annual Technical Conference and Exhibition held in New Orleans, Louisiana, 27-30 Setembro 1998.
- ELBEL, S., HRNJAK, P. **Experimental validation of a prototype ejector designed to reduce throttling losses encountered in transcritical R744 system operation**. Int. J. Refrig. 31, 411–422, 2008.
- CCS Global Status Report. **Global CCS Institute**, 2018. Disponível em: <<https://www.globalccsinstitute.com/resources/global-status-report/>>
- GUILLAUME, D.W., JUDGE, T.A. **Improving the efficiency of a jet pump using a swirling primary jet**. Review of Scientific Instruments 75, 553, 2004.
- GUILLAUME, D.W., JUDGE, T.A. **Improving the efficiency of a jet pump using an elliptical nozzle**. Review of Scientific Instruments 70, 4727, 1999.
- KROLL, A.E. **The design of jet pumps**. Chem. Eng. Prog. 2, 1947.
- LIU, J., WANG, L., JIA, L., WANG, X. **The influence of the area ratio on ejector efficiencies in the MED-TVC desalination system**. Desalination 413, 168–175, 2017.
- LONG, X., HAN, N., CHEN, Q. **Influence of nozzle exit tip thickness on the performance and flow field of jet pump**. J. Mech. Sci. Technol. 22, 1959–1965, 2008.
- MORAN, M.J., SHAPIRO, H.N., BOETTNER, D.D., BAILEY, M.B. **Fundamentals of Engineering Thermodynamics**, 7th ed. Wiley, 2010.
- NAKAGAWA, M., TAKEUCHI, H., NAKAJIMA, M. **Performance of Two Phase Ejector in Refrigeration Cycle**. Trans. Japan Soc. Mech. Eng. Ser. B 64, 3060–3067, 1998.

PEDROSO, M.C. **Dinâmica dos Fluidos Computacional Aplicada a Ejetores.** Dissertação (Mestrado) apresentada à Faculdade de Engenharia Mecânica e Instituto de Geociências da Universidade Estadual de Campinas, 2015.

POTTER, M. C. e WIGGERT, D. C., **Fluid Mechanics**, Thomson, 2004.

SANGER, N.L. **An Experimental Investigation of Several Low-Area-Ratio Water Jet Pumps.** Journal of Basic Engineering March 1970, 11-19.

SRIVEERAKUL, T., APHORN RATANA, S., CHUNNANOND, K. **Performance prediction of steam ejector using computational fluid dynamics: Part 1. Validation of the CFD results.** Int. J. Therm. Sci. 46, 812–822, 2007.

TENNEKES, H., LUMLEY, J. L. **A First Course in Turbulence.** MIT Press, 1972.

WEINA, F., YANXIA, L., ZHONGLIANG, L., HONGQIANG, W., TONGRAN, W. **Numerical study for the influences of primary nozzle on steam ejector performance.** Applied Thermal Engineering 106 1148–1156, 2016.

XIAO, Q., WANG, J., ZHAO, Z., BAI, F., WEI, Z., LI, S. **Numerical Simulation of the Cavitation Flow Inside the Jet Pump.** In: Proceedings of 25th International Conference on Nuclear Engineering. ASME, Shanghai, China, 2017.

XUE, K., LI, K., CHEN, W., CHONG, D., YAN, J. **Numerical Investigation on the Performance of Different Primary Nozzle Structures in the Supersonic Ejector.** Energy Procedia 105, 4997–5004, 2017.

YADAV, R.L., PATWARDHAN, A.W. **Design aspects of ejectors: Effects of suction chamber geometry.** Chem. Eng. Sci. 63, 3886–3897, 2008.

ZHENG, L., DENG, J. **Research on CO₂ ejector component efficiencies by experiment measurement and distributed-parameter modeling.** Energy Convers. Manag. 142, 244–256, 2017.

"What Are the Navier-Stokes Equations?". COMSOL Multiphysics CYCLOPEDIA, 2015. Disponível em: <<https://br.comsol.com/multiphysics/navier-stokes-equations>>

Universidade de São Paulo

Engenharia de Petróleo – Escola Politécnica

Número: 26 USP

Data: 27/10/2019



Estudo do Efeito da Indução de um Rotacional em Jato de Ejeto Líquido-líquido

Pedro Henrique Rezende Cândido

Orientador: Prof. Dr. Rafael dos Santos Gioria

Artigo Sumário referente à disciplina PMI1096 – Trabalho de Formatura para Engenharia de Petróleo II

Este artigo foi preparado como requisito para completar o curso de Engenharia de Petróleo na Escola Politécnica da USP.

Template versão 2018v11.

Resumo

O uso de ejetores por parte da indústria de petróleo para compressão de gás pode representar avanço tecnológico significativo no caminho para o desenvolvimento das técnicas de captura e estocagem de carbono, essenciais para o desenvolvimento sustentável. Este trabalho se propõe a avaliar o desempenho de ejetores líquido-líquido em diferentes condições operacionais e de geometria para determinar se estes são passíveis de aplicação na compressão de gás. Os objetivos específicos do trabalho se resumem portanto à aplicação de modelos numéricos que representem adequadamente o problema descrito e a subsequente análise dos resultados de performance obtidos. Uma revisão bibliográfica é desenvolvida para fundamentar os aspectos de cada componente geométrico do ejetor e suas condições operacionais, além de servir de base para concepção dos modelos numéricos. Três modelos são testados tendo seus resultados validados e analisados, possibilitando discussões e conclusões pertinentes sobre o potencial de aplicação dos ejetores na indústria de petróleo.

Abstract

The use of ejectors by the oil industry for gas compression can represent significant technological advancement on the way to the development of carbon capture and storage techniques, essential for sustainable development. This work proposes to evaluate the performance of liquid-liquid ejectors under different operational conditions and geometries to determine if they can be applied in gas compression. The specific objectives of the paper are therefore the conception of numerical models that adequately represent the described problem and the subsequent analysis of the obtained performance results. A literature review is developed to substantiate the aspects of each ejector's geometric component and its operating conditions, as well as serving as a basis for the design of the numerical models. Three models are tested and their results validated and analyzed, enabling relevant discussions and conclusions about the application potential of the ejectors in the oil industry.

1. Introdução

O desenvolvimento de novas tecnologias de compressão bem como o aprimoramento das já existentes consiste em componente fundamental para viabilizar a Captura e Estocagem de Carbono (CCS). Segundo o Global Institute of CCS (maior organização internacional liderando a aceleração do desenvolvimento das tecnologias de CCS), desde que a primeira instalação de grande escala para captura e estocagem de carbono começou a operar, com objetivo de realizar EOR por meio de injeção de CO₂, no campo de Sharon Ridge no Texas em 1972, 98 instalações de grande porte dedicadas à CCS e nove centros de testes passaram a operar ou entraram em construção. Segundo o CCS Global Status Report de 2018 da Global

CCS Institute, em Dezembro de 2017 a Petrobras alcançou a marca de 7 milhões de toneladas de CO₂ capturado e reinjetado na subsuperfície utilizando unidades do tipo FPSO em operação desde 2013. Em 2017 atingiu-se injeção anual de 2,5 milhões de toneladas de CO₂ (CCS Global Status Report, 2018).

Para que seja efetuada injeção e estocagem de dióxido de carbono (CO₂) em reservatórios ou cavernas à grandes profundidades, necessita-se atingir altos níveis de pressão no escoamento deste. Um ejetor ou um sistema de ejetores pode ser capaz de atingir os altos níveis de eficiência necessários à tal aplicação. O ejetor consiste num equipamento com fluido motriz bombeado com alta pressão em um design apropriado para succionar um fluido secundário (ver Figura 1), sendo que na presente aplicação o fluido movido deve ser o próprio dióxido de carbono ou água saturada em dióxido de carbono. Os fluidos movido e motriz se misturam na região intermediária e são desacelerados por um difusor a jusante fazendo com que o fluido movido atinja uma pressão superior à que estava anteriormente. Uma característica interessante dos ejetores é a ausência de partes móveis, que reduz significativamente os custos de manutenção e possibilita a instalação em ambientes de difícil acesso, como em águas ultraprofundas.

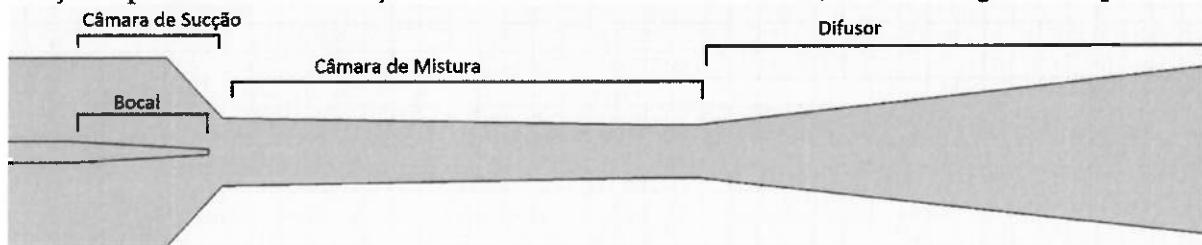


Figura 1 - Componentes de um ejetor.

Neste estudo considera-se a possibilidade de melhoria no desempenho do equipamento pela indução de rotação no seu jato principal. Para fazer tal avaliação, primeiro assume-se premissas que simplificam e compatibilizam o modelo com as ferramentas e conhecimentos dispostos. Utiliza-se para análise um modelo de ejetor líquido-líquido no qual assume-se as premissas de fluido incompressível, escoamento em regime permanente, despreza-se variação de temperatura e espessura das paredes.

2. Objetivos

Avaliar o desempenho de ejetores líquido-líquido em diferentes condições operacionais e de geometria com base em métodos numéricos aplicados à Dinâmica de Fluidos Computacional (CFD) para estimar quais são os possíveis níveis de performance que se pode alcançar e consequentemente se estes são passíveis de aplicação na compressão de dióxido de carbono representando ganho em termos de menor ocupação de espaço, menor peso e menor necessidade de manutenção em comparação com compressores de uma maneira geral.

Para estabelecer tal análise deve-se, portanto, cumprir o objetivo preliminar de aplicar um modelo numérico de ejetor factível e com resultados consistentes, para tal, deve-se elaborar modelos semelhantes à literatura e validar os resultados obtidos.

Cumprido tal objetivo, tem-se por objetivos relacionados ao modelo realizar a análise de alguns dos parâmetros do ejetor, sejam estes geométricos, operacionais, ou que alterem o tipo de escoamento. A escolha foi estudar como a indução de rotacional no jato primário afeta a performance. Portanto tem-se como objetivo principal deste trabalho, avaliar o efeito do jato motriz girante no desempenho do ejetor, verificando se tal mudança impacta positivamente o equipamento.

3. Revisão da Literatura

A ausência de partes móveis e a simplicidade de construção de um ejetor resultam em operabilidade confiável, baixo custo de manutenção, longo ciclo de vida, baixo nível de ruído e alta adaptabilidade para instalação em locais remotos ou inacessíveis (Xiao et al., 2017).

Um ejetor consiste basicamente de um bocal, uma câmara de sucção, uma câmara de mistura e um difusor (ver Figura 1). Estes componentes devem ser adequadamente otimizados de forma que o ejetor atinja sua máxima eficiência.

O desempenho dos ejetores pode ser medido de diversas formas. Cita-se aqui alguns atores com definições de coeficiente de performance pertinentes para este trabalho.

Nakagawa et al. (1998) define o desempenho do ejetor como o ganho energético associado com o aumento isocórico de pressão dos escoamentos primário e secundário, ou seja, entre a pressão inicial do fluido primário e a pressão de saída do difusor, subtraído pela energia cinética inicial do fluido secundário, dividido pela entalpia total a ser fornecida pela expansão do fluido primário de sua pressão inicial até a pressão de saída do difusor.

Butrynowicz et al. (2005) define o desempenho como a potência de compressão necessária para que o fluido secundário (assumido gás ideal) seja comprimido de sua pressão inicial para a pressão de saída do ejetor, dividido pela potência fornecida pelo fluido primário ao se expandir da pressão inicial para a pressão de saída do ejetor. Tal estudo também assume densidade constante para o fluido primário durante o processo de expansão. Inclui-se o termo de energia cinética do fluido primário na saída do bocal.

Elbel e Hrnjak (2008) definem como a entalpia consumida por uma compressão isentrópica do fluido secundário de sua pressão de entrada até a pressão de saída do difusor, dividido pela entalpia fornecida pela expansão isentrópica do fluido primário de sua pressão inicial para a pressão de saída do difusor.

Para o presente estudo, utiliza-se fluidos incompressíveis para simulações preliminares, e portanto utiliza-se o coeficiente de performance equivalente ao estabelecido por Cairns e Na (1969), que é definido como:

$$\eta = \frac{Q_s}{Q_p} \frac{(P_d - P_s)}{(P_p - P_d)}$$

Onde Q_s é a vazão do fluido secundário, Q_p é a vazão do fluido primário, P_d é a pressão total na saída do ejetor, P_s é a pressão total do fluido secundário, e P_p é a pressão total do fluido primário.

Além disso, define-se a razão de vazões entre fluido secundário e primário como a taxa de arrastamento (M) do ejetor:

$$M = \frac{Q_s}{Q_p}$$

4. Materiais e Métodos

No presente estudo, utiliza-se o COMSOL Multiphysics 5.3, que tem, em seu módulo de Fluid Flow, ferramentas para solução dos problemas levantados. O módulo resolve as equações de Navier-Stokes com Modelo de Turbulência k-ε, que implica em adição de termos tratando as diferentes escalas de vorticidade do fluido e adicionando equações de transporte das grandezas turbulentas. A equação fica:

$$\rho(\mathbf{U} \cdot \nabla \mathbf{U}) + \nabla \cdot \left(\mu_T (\nabla \mathbf{U} + (\nabla \mathbf{U})^T) - \frac{2}{3} \mu_T (\nabla \cdot \mathbf{U}) \mathbf{I} \right) = -\nabla P + \nabla \cdot \left(\mu (\nabla \mathbf{U} + (\nabla \mathbf{U})^T) - \frac{2}{3} \mu (\nabla \cdot \mathbf{U}) \right) + \mathbf{F}$$

Além da equação de continuidade (conservação de massa), dada por:

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

Onde U e P consistem nos campos de velocidade e pressão médios no tempo. O termo μ_T consiste no efeito das flutuações de pequena escala da velocidade. (COMSOL Multiphysics, 2015).

5. Resultados

5.1. Simulações Preliminares

O primeiro modelo se baseia na geometria proposta por Sriveerakul et al (2007), modificando-o de entrada ortogonal do fluido secundário para entrada anular do fluido secundário. Por se tratar de ejetor líquido-líquido, tal modificação possibilitou bons resultados de performance e uma leitura interessante sobre o efeito desta na forma de distribuição de energia cinética turbulenta, como mostra a Figura 2, onde o ejetor apresenta boa performance.

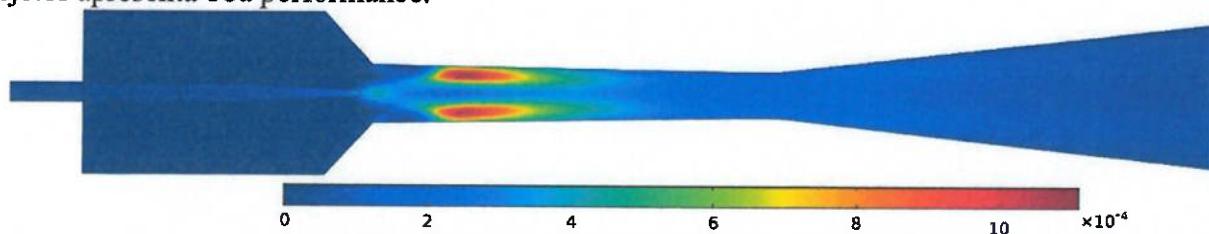


Figura 2 - Energia cinética turbulenta em m^2/s^2 para $M = 3,5$

5.2. Modelo Axissimétrico

Levanta-se um modelo de ejetor líquido-líquido da literatura para ser usado como base para construção de um novo modelo que possa ter seus resultados validados. Utiliza-se o modelo proposto por Pedroso (2015) construindo-se mesma geometria e mesmas condições operacionais, em um modelo axissimétrico com bom custo computacional. Os resultados acompanharam o obtido na literatura e mostraram boa consistência do modelo axissimétrico.

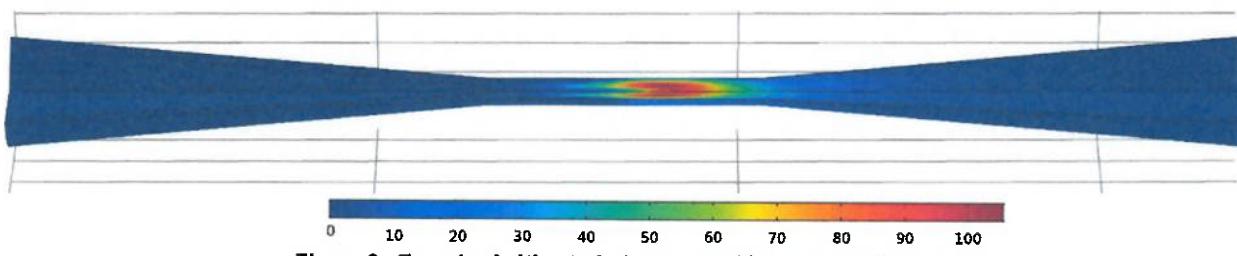


Figura 3 - Energia cinética turbulenta, de $0,00302$ a $108,89733 m^2/s^2$.

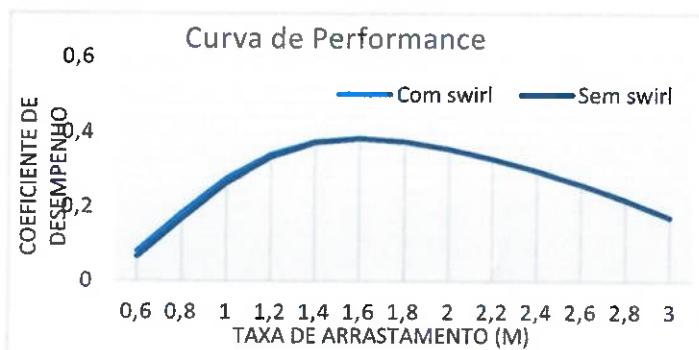


Figura 4 - Desempenho do ejetor com e sem jato girante ('swirl') para M entre $0,6$ e 3 .

O modelo é adaptado alterando as condições de contorno de entrada de pressão para velocidades, possibilitando que insira-se uma componente azimutal na velocidade do fluido primário responsável por simular o efeito de vazão girante (*swirl*). O desempenho de tal modelo é comparado com o do modelo sem *swirl* mostrando ganho util de performance, de até 0,26%. A comparação é ilustrada na Figura 4.

5.3. Modelo Tridimensional

O modelo tridimensional se baseia na mesma geometria do modelo axissimétrico em termos de dimensão dos componentes do ejetor, com a diferença que possibilite testar meios de induzir a rotação no jato primário, como mostram as Figuras 5 e 6, por meio da inserção de tubos ortogonais ao jato primário. O modelo se mostra de alto custo computacional e difícil convergência.

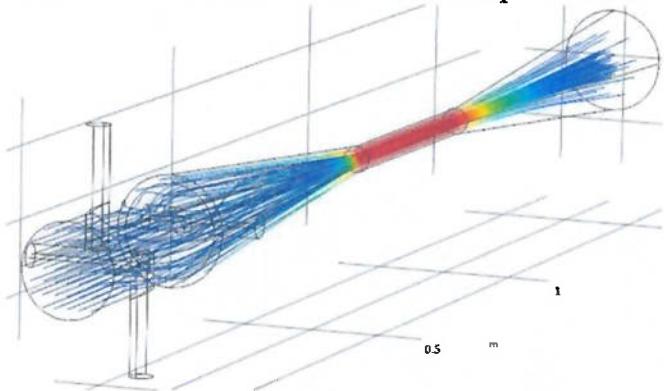


Figura 5 - Linhas de fluxo e velocidade, de 0,06 a 15,80 m/s, para $M = 5,16$.

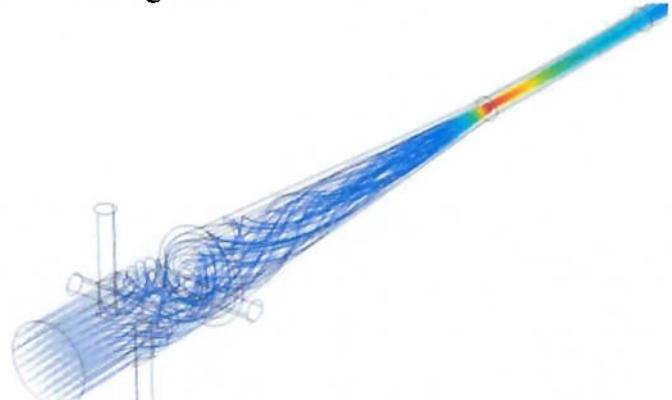


Figura 6 - Linhas de fluxo e velocidade, em m/s, do fluido primário com rotacional para taxa de arrastamento $M = 1,2$

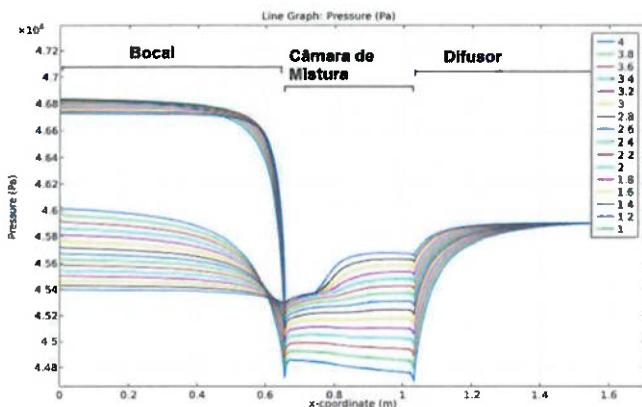


Figura 6 - Pressão média no ejetor ao longo de sua extensão, para M entre 4 e 1.

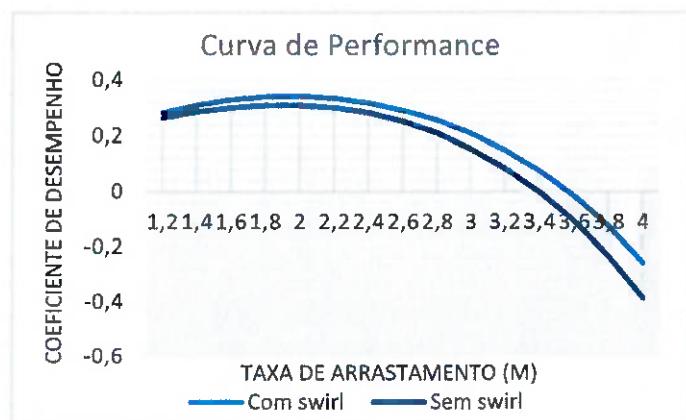


Figura 5 - Desempenho do ejetor com e sem jato girante ('swirl') para M entre 1,2 e 4.

A Figura 7 mostra a variação de pressão para cada taxa de arrastamento (M) simulada, onde evidencia-se que quanto menor o M maior as flutuações de pressão no modelo. Por fim levanta-se a curva de performance (ver Figura 8) mostrando ganho de até 10,64% no desempenho do ejetor.

6. Conclusões

Em todos os modelos testados pode-se notar aumento de desempenho do ejetor com a indução de jato girante (*swirl*), ainda que este ganho tenha sido modesto no modelo axissimétrico (até 0,26%), que opera com níveis de curva de performance acima dos do modelo tridimensional, que obteve ganho de performance de até 10,64%. O modelo tridimensional de mostrou computacionalmente custoso e necessita de aprimoramentos em sua formulação que viabilizem a execução de mais simulações para avaliar a vazão *swirl* que maximiza o coeficiente de desempenho.

Pondera-se que a avaliação mais realista da aplicação do ejetor na injeção de CO₂ necessita a concepção de um modelo multifásico computacionalmente viável, principalmente considerando-se a rotação do jato primário. Espera-se que a compressibilidade do gás possa potencializar este efeito.

7. Referências

- BARKLEY, D.; BLACKBURN, H. M.; SHERWIN, S. J. Direct optimal growth analysis for timesteppers. *International Journal for Numerical Methods in Fluids*, v. 231, p. 1–20, 2007.
- BARKLEY, D.; HENDERSON, R. D. Three-dimensional Floquet stability analysis of the wake of a circular cylinder. *Journal of Fluid Mechanics*, v. 322, p. 215–241, 1996.
- JACKSON, B. M. *Meter of Motion*, 2000. Disponível em: <<http://iutam.org/history-2/ictam-2000-poster-meters-of-motion/test-de-repertoire/>>
- MAO, X.; BLACKBURN, H. M.; SHERWIN, S. J. Optimal inflow boundary condition perturbations in steady stenotic flow. *Journal of Fluid Mechanics*, v. 705, p. 306–321, 2012.
- VON KÁRMÁN, T. Über den Mechanismus des Widerstandes den ein bewegter Körper in einer Flüssigkeit erfährt. p. 509–517, 1911.
- WILLIAMSON, C. H. K.; GOVARDHAN, R. N. Vortex-Induced Vibrations. *Annual Review of Fluid Mechanics*, v. 36, n. 1, p. 413–455, jan. 2004.