

UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ

GABRIEL CAMPOI KARASHIMA

**AVALIAÇÃO NUMÉRICA DA INFLUÊNCIA DO AFASTAMENTO ENTRE
DISCOS DE DIFUSORES RADIAIS MODIFICADOS NOS PARÂMETROS
GLOBAIS DO ESCOAMENTO**

CORNÉLIO PROCÓPIO

2025

GABRIEL CAMPOI KARASHIMA

**AVALIAÇÃO NUMÉRICA DA INFLUÊNCIA DO AFASTAMENTO ENTRE
DISCOS DE DIFUSORES RADIAIS MODIFICADOS NOS PARÂMETROS
GLOBAIS DO ESCOAMENTO**

**NUMERICAL EVALUATION OF THE INFLUENCE OF DISC SPACING IN
MODIFIED RADIAL DIFFUSERS ON GLOBAL FLOW PARAMETERS**

Trabalho de Conclusão de Curso de Graduação apresentado como requisito para obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica do Curso de Bacharelado em Engenharia Mecânica da Universidade Tecnológica Federal do Paraná.

Orientador: Prof. Dr. Ricardo Lopes Ferreira

CORNÉLIO PROCÓPIO

2025



[4.0 Internacional](https://creativecommons.org/licenses/by/4.0/)

Esta licença permite compartilhamento, remixe, adaptação e criação a partir do trabalho, mesmo para fins comerciais, desde que sejam atribuídos créditos ao(s) autor(es). Conteúdos elaborados por terceiros, citados e referenciados nesta obra não são cobertos pela licença.

GABRIEL CAMPOI KARASHIMA

**AVALIAÇÃO NUMÉRICA DA INFLUÊNCIA DO AFASTAMENTO ENTRE
DISCOS DE DIFUSORES RADIAIS MODIFICADOS NOS PARÂMETROS
GLOBAIS DO ESCOAMENTO**

Trabalho de Conclusão de Curso de Graduação
apresentado como requisito para obtenção do
título de Bacharel em Engenharia Mecânica
do Curso de Bacharelado em Engenharia
Mecânica da Universidade Tecnológica Federal
do Paraná.

Data de aprovação: 11/dezembro/2025

Prof. Dr. Ricardo Lopes Ferreira
Doutor
Universidade Tecnológica Federal do Paraná

Prof. Dr. Adriano Silva Borges
Doutor
Universidade Tecnológica Federal do Paraná

Prof. Dr. Marcos Antonio de Souza Lourenço
Doutor
Universidade Tecnológica Federal do Paraná

CORNÉLIO PROCÓPIO
2025

Dedico este trabalho aos meus pais e irmãos,
pelo incentivo incondicional à minha formação.
À minha companheira, pelo suporte cotidiano.
Aos meus amigos, pelos momentos de
ausência.
Aos professores, pelo tempo despendido.

AGRADECIMENTOS

Agradeço primeiramente à Universidade Tecnológica Federal do Paraná (UTFPR), pela infraestrutura e excelência no ensino proporcionado ao longo da graduação.

Ao meu orientador, Prof. Dr. Ricardo Lopes Ferreira, pela paciência, pelas diretrizes técnicas e por me introduzir ao vasto campo da Dinâmica dos Fluidos Computacional, assim como os demais professores de Fenômenos de Transporte.

Agradeço à minha família, pela infraestrutura emocional e motivação.

Agradecimento em especial à minha companheira, pela persistência, paciência e incentivos incansáveis.

Aos amigos que fiz durante toda a trajetória.

Aos docentes da UTFPR que tive o prazer de conhecer, que contribuíram com os ensinamentos acadêmicos, profissionais e pelo tempo despendido.

Aos meus colegas de trabalho tive a oportunidade de aprender e crescer em conjunto.

Enfim, a todos que, de certa forma, me passaram ensinamentos valiosos (bons e ruins).

RESUMO

Com sua alta empregabilidade em sistemas de refrigeração residenciais e industriais, as válvulas automáticas do tipo palheta desempenham um papel determinante na eficiência energética de compressores alternativos. Devido à complexidade da interação fluido-estrutura e às dificuldades experimentais impostas pelas dimensões reduzidas, a modelagem numérica desses componentes é frequentemente realizada utilizando a simplificação geométrica de difusores radiais. Este trabalho apresenta uma análise numérica detalhada dos parâmetros globais do escoamento em um difusor radial modificado, caracterizado pela introdução de um chanfro de 23° no orifício de alimentação, visando avaliar o impacto dessa geometria no comportamento fluidodinâmico. As simulações foram conduzidas para diferentes afastamentos entre discos (s/d variando de 0,2 a 1,0) sob um número de Reynolds fixo ($Re = 3000$). Para a solução do campo de escoamento, utilizou-se o software OpenFOAM® baseado no Método dos Volumes Finitos (MVF), empregando o modelo de turbulência $\kappa - \epsilon$ RNG para o fechamento das equações médias de Reynolds (RANS). Os resultados demonstram que a modificação geométrica suaviza a transição do escoamento axial para radial, alterando significativamente os perfis de pressão na superfície da válvula. Observou-se que, comparado à geometria padrão, o difusor chanfrado apresenta uma redução na área efetiva de força (A_{ef}^*) devido à menor pressurização na região central, ao mesmo tempo que há um aumento no coeficiente de descarga (C_d), indicando uma redução nas perdas de carga por separação na entrada da fresta.

Palavras-chave: difusor radial; openfoam; parâmetro global de escoamento; simulação numérica; válvula palheta.

ABSTRACT

With their high applicability in residential and industrial refrigeration systems, reed-type automatic valves play a decisive role in the energy efficiency of reciprocating compressors. Due to the complexity of fluid-structure interaction and experimental difficulties imposed by small dimensions, numerical modeling of these components is often performed using the geometric simplification of radial diffusers. This work presents a detailed numerical analysis of the global flow parameters in a modified radial diffuser, characterized by the introduction of a 23° chamfer at the feeding orifice, aiming to evaluate the impact of this geometry on fluid dynamic behavior. Simulations were conducted for different disc spacings (s/d ranging from 0.2 to 1.0) under a fixed Reynolds number ($Re = 3000$). For the flow field solution, OpenFOAM® software based on the Finite Volume Method (FVM) was used, employing the RNG $\kappa - \epsilon$ turbulence model to close the Reynolds-Averaged Navier-Stokes (RANS) equations. The results demonstrate that the geometric modification smooths the transition from axial to radial flow, significantly altering the pressure profiles on the valve surface. It was observed that, compared to the standard geometry, the chamfered diffuser presents a reduction in the effective force area (A_{ef}^*) due to lower pressurization in the central region, alongside an increase in the discharge coefficient (C_d), indicating a reduction in pressure losses due to separation at the gap inlet.

Keywords: radial diffuser; openfoam; global flow parameters; numerical simulation; reed valve.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Ciclo do método de compressão mecânica a vapor.	12
Figura 2 – Ciclo de compressão alternativo.	13
Figura 3 – Placa de válvulas.	14
Figura 4 – Modelo do difusor radial.	15
Figura 5 – Modelo do difusor radial modificado	15
Figura 6 – Domínio computacional 2D.	17
Figura 7 – Condições de contorno empregadas.	18
Figura 8 – Comparação da distribuição de pressão na superfície do disco frontal.	21
Figura 9 – Comparação dos parâmetros globais do escoamento para os casos analisados.	22
Figura 10 – Linhas de escoamento para $s/d=0,2$	24
Figura 11 – Linhas de escoamento para $s/d=0,4$	25
Figura 12 – Linhas de escoamento para $s/d=0,6$	26
Figura 13 – Linhas de escoamento para $s/d=0,8$	27
Figura 14 – Linhas de escoamento para $s/d=1,0$	28

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Definição das dimensões de expansão do domínio em função do diâmetro (d).	18
--	-----------

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

Siglas

CFD	Dinâmica dos Fluidos Computacional, do inglês <i>Computational Fluid Dynamics</i>
PMI	Ponto Morto Inferior
PMS	Ponto Morto Superior
RANS	<i>Reynolds-Averaged Navier-Stokes</i>
RNG	Grupo de Renormalização, do inglês <i>Renormalization Group</i>
SIMPLEC	<i>Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations-Consistent</i>
UTFPR	Universidade Tecnológica Federal do Paraná
MVF	Método dos Volumes Finitos

LISTA DE SÍMBOLOS

Letras Latinas

A	Área	$[m^2]$
L	Comprimento	$[m]$
R	Raio	$[m]$
A_{ef}	Área efetiva de força	$[m^2]$
A_{ef}^*	Área efetiva de força adimensional	[adimensional]
A_t	Área da seção transversal do orifício de alimentação	$[m^2]$
C_d	Coeficiente de descarga	[adimensional]
d	Diâmetro do orifício de alimentação	$[m]$
d_c	Diâmetro final do chanfro	$[m]$
D	Diâmetro do disco frontal (válvula)	$[m]$
e	Comprimento do orifício de alimentação	$[m]$
F	Força axial resultante sobre o disco fronta	$[N]$
k	Razão de calores específicos	[adimensional]
L	Comprimento radial do domínio estendido	$[m]$
T	Comprimento axial do domínio estendido	$[m]$
\dot{m}_v	Fluxo de massa através da válvula	$[kg/s]$
p	Pressão estática	$[Pa]$
p_u	Pressão a montante	$[Pa]$
T_u	Temperatura a montante	$[K]$
r	Coordenada radial ou Razão de pressões	[m ou adimensional]
U_0	Velocidade média de entrada	$[m/s]$

Letras Gregas

μ	Viscosidade dinâmica	$[kg/(m \cdot s)]$
ν	Viscosidade cinemática	$[m^2/s]$
π	Pi (constante circular)	$[rad]$
ρ	Massa específica	$[kg/m^3]$
σ	Tensão superficial	$[N/m]$

α	Ângulo do chanfro no orifício de alimentação	[°]
θ	Ângulo do setor circular do domínio computacional	[°]
ϵ	Taxa de dissipação da energia cinética turbulenta	[m ² /s ³]

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	12
1.1	Contextualização e motivação do trabalho	12
1.2	Revisão bibliográfica	14
1.3	Objetivos	16
2	METODOLOGIA DE SOLUÇÃO	17
2.1	Domínio computacional e condições de contorno	17
2.2	Validação do modelo numérico	19
2.3	Parâmetros globais do escoamento	19
3	RESULTADOS E DISCUSSÃO	20
4	CONCLUSÃO	29
	REFERÊNCIAS	30

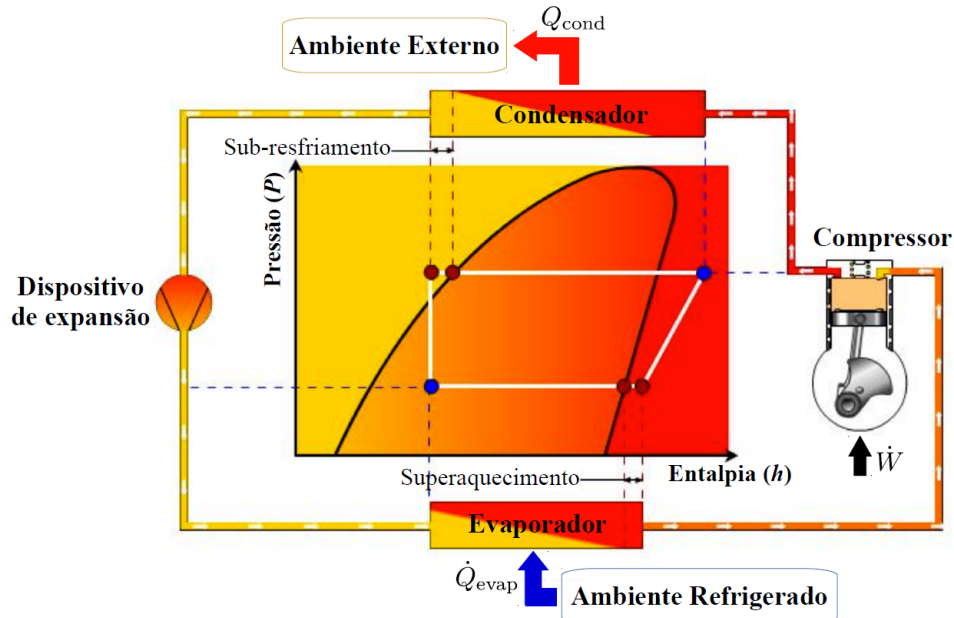
1 INTRODUÇÃO

1.1 Contextualização e motivação do trabalho

Desde as últimas décadas, a área da refrigeração vem sendo de grande importância no desenvolvimento e conforto humano, abrangendo setores alimentícios, climatização de ambientes e, mais recentemente, os sistemas de arrefecimento de computadores e demais componentes eletrônicos (CASANOVA, 2001; PEREIRA, 2006). Atualmente, cerca de 90% das residências brasileiras possuem algum tipo de refrigerador e este representa aproximadamente 33% da demanda energética total de uma residência doméstica (PEREIRA, 2006). Já no âmbito mundial, os refrigeradores apresentam uma parcela de 14% da demanda energética total residencial (FERREIRA, 2020).

Um dos pioneiros na área foi Jacob Perkins que propôs, em 1834, um sistema de refrigeração que posteriormente seria considerado um dos principais métodos de refrigeração mecânica (STOECKER; JABARDO, 2002). Trata-se do método de refrigeração por compressão mecânica a vapor, composta por quatro componentes principais: um evaporador, um compressor, um condensador e uma válvula de expansão (FERREIRA, 2020).

Figura 1 – Ciclo do método de compressão mecânica a vapor.



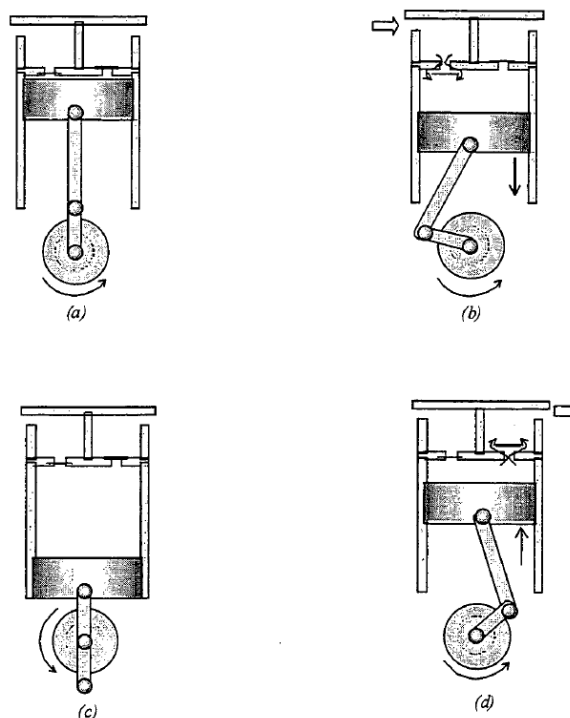
Fonte: Ferreira (2020).

Neste método, o arrefecimento ocorre no evaporador pela perda de calor do ambiente ou substância para o líquido refrigerante com baixas pressão e temperatura, que por sua vez evapora, tornando-se vapor superaquecido. Este vapor é coletado pelo compressor que aumenta a pressão do fluido refrigerante e encaminha ao condensador, onde é resfriado para a condição de líquido subresfriado, perdendo calor para o meio. Posteriormente, o líquido é encaminhado para

uma válvula de expansão, onde é expandido e diminuída sua pressão de forma brusca. Com isto, o refrigerante entra no estado de saturação (mistura de vapor e líquido) e é encaminhado para o evaporador, reiniciando-se o ciclo.

Apesar da maioria dos tipos de compressores (centrífugos, diafragma, parafusos rotativos, etc.) estarem aptos para operação em processos industriais de refrigeração (STOECKER; JABARDO, 2002), os compressores alternativos são os mais utilizados devido a sua ampla faixa de condições de operação, tamanhos, durabilidade e por serem economicamente atrativos (CASANOVA, 2001). A compressão do fluido é gerada a partir de um pistão alternativo e, de forma sucinta, consiste-se de quatro etapas (Figura 2):

Figura 2 – Ciclo de compressão alternativo.

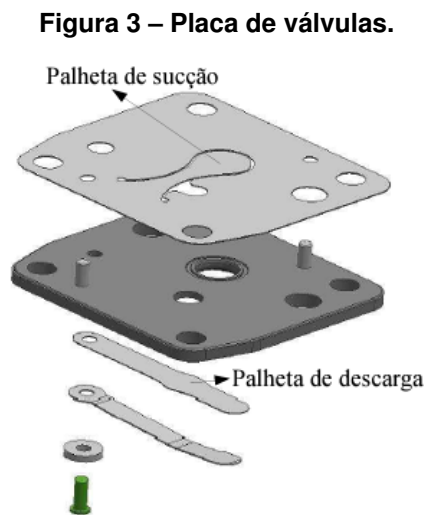


Fonte: Casanova (2001).

Na etapa de admissão, o pistão acaba de sair do ponto morto superior (PMS) em (a) e encontra-se deslocando de cima para baixo em direção ao ponto morto inferior (PMI), causando uma diferença de pressão negativa em relação a linha de admissão no interior da câmara, fazendo com que a válvula de sucção se abra, permitindo a entrada do refrigerante (b). Ao atingir o PMI em (c), o pistão começa o movimento inverso (de baixo para cima), dando início ao processo de compressão do fluido. A válvula de sucção é fechada devido ao aumento de pressão no interior da câmara e impede que o refrigerante escape, no entanto, sua pressão continua aumentando a medida que o pistão continua seu movimento em direção ao PMS. Ao atingir certo nível de pressão, a válvula de descarga é aberta, liberando o fluido em alta pressão (d). Após isso, o cilindro finalmente alcança o PMS (a) e reinicia o ciclo.

1.2 Revisão bibliográfica

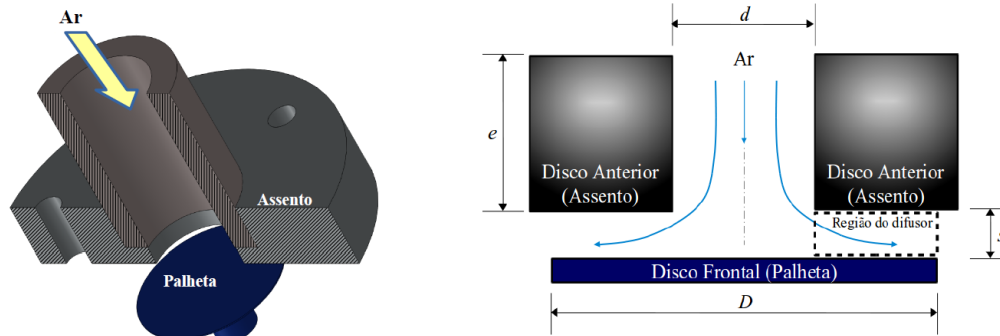
As válvulas do tipo palheta (Figura 3) são amplamente aplicadas nos compressores alternativos utilizados em sistemas de refrigeração. Estas exercem grande influência nas perdas devido aos efeitos viscosos do escoamento durante os processos de sucção e descarga do compressor (FERREIRA; GASCHE, 2019).



Fonte: Ferreira (2020).

Dado o exposto, o aprofundamento das investigações na dinâmica do sistema de válvulas é essencial para conhecer os motivos das perdas e possibilidades de aumento da eficiência do mesmo. A ferramenta numérica desempenha um papel fundamental nestas investigações, pois tais sistemas possuem tamanhos reduzidos que dificultam a realização de experimentos e a obtenção de dados. Entretanto, a realização da simulação numérica englobando todos os fenômenos físicos simultaneamente, principalmente da interação fluido-estrutura é complexa (FERREIRA; GASCHE, 2019). Segundo Ferreira e Gasche (2019), este método produz resultados bem precisos quando metodologicamente validados, mas demandam um alto custo computacional e tempo para a convergência do problema. Em contrapartida, é possível realizar uma simulação quase-estática, onde a dinâmica do escoamento é desacoplada da dinâmica da válvula, a qual é simplificada na sua forma geométrica complexa (Figura 3) utilizando o modelo físico do difusor radial (Figura 4). Estas simplificações propiciam menor tempo de espera para análise (PARK *et al.*, 2023) e reduz significativamente a demanda computacional (CASANOVA, 2001). Ademais, sua precisão atinge níveis satisfatórios dependendo dos propósitos requeridos (FERREIRA; GASCHE, 2019).

Figura 4 – Modelo do difusor radial.

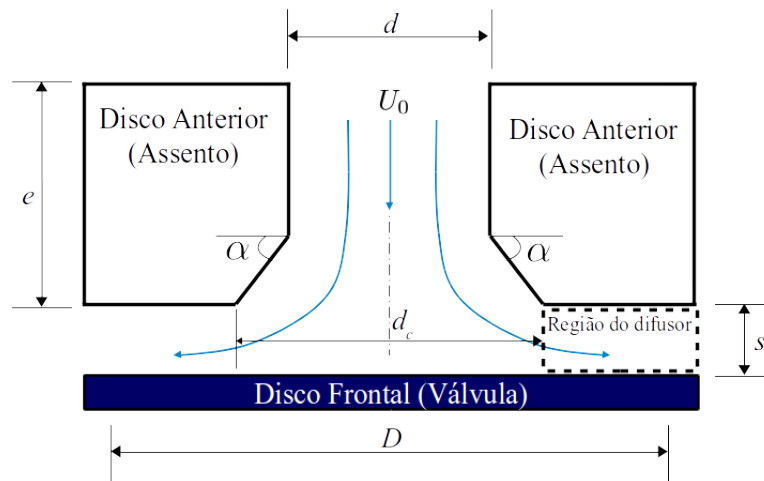


Fonte: Ferreira (2020).

O modelo físico do difusor radial (Figura 4) é caracterizado por uma alimentação axial do fluido e é composto por dois discos concêntricos e paralelos. O fluido provém do orifício de alimentação de diâmetro d presente no disco anterior (assento da válvula) e é encaminhado para o disco frontal (válvula tipo palheta) de diâmetro D por onde o escoamento será desviado e transformado em um escoamento radial na abertura entre os discos de altura s , formando a região do difusor.

Outro modelo físico proposto por alguns autores é o difusor radial modificado (Figura 5). Este assemelha-se ao modelo anterior, mas com a implementação de um chanfro ao final do orifício de alimentação. Esta modificação visa reduzir os impactos da recirculação provocada pela quina do difusor normal.

Figura 5 – Modelo do difusor radial modificado



Fonte: Autoria própria (2025).

O difusor radial padrão, sem modificações, é bastante empregado para simulação do escoamento em válvulas de compressores conforme é apresentado na revisão da literatura feita por Ferreira (2020).

Em Deschamps, Ferreira e Prata (1996), foram reproduzidos os escoamentos turbulentos de resultados experimentais em um modelo numérico de difusor radial normal ($\alpha = 0^\circ$)

utilizando o modelo de turbulência RNG $\kappa - \epsilon$, visando analisar os efeitos dos números de Reynolds de 10.000 e 40.000 e de afastamentos adimensionais de 0,05, 0,07 e 0,10. Os resultados obtidos foram próximos e proporcionaram uma validação do modelo para as determinadas condições. Ferreira e Gasche (2019) realizaram análises em uma ampla gama de condições de operações, com diferentes valores para Reynolds, razões de diâmetros e afastamentos adimensionais. O trabalho teve como objetivo providenciar os valores da A_{ef} (Área efetiva de força) e C_d (Coeficiente de descarga) considerando escoamento incompressível. Já em Park *et al.* (2023), foram consideradas como variáveis adicionais a diferença de pressão e as dimensões da válvula para a análise dos parâmetros globais do escoamento.

Por outro lado, trabalhos avaliando parâmetros dos escoamentos em difusores radiais modificados são bem menores, não abrangendo a vasta e ampla condições de operação quando aplicada estas análises para compressores alternativos. Exemplo de trabalhos com difusores radiais modificados são os de Mariani, Prata e Deschamps (2010) e do Rigola *et al.* (2015). O primeiro lida com um difusor com razão de diâmetros ($D/d = 3$) muito elevada para aplicações em compressores de refrigeração. O segundo, por sua vez, avalia a área efetiva de força e de escoamento para apenas um afastamento adimensional $s/d = 0,11$ para escoamento com Reynolds igual a 422.000.

1.3 Objetivos

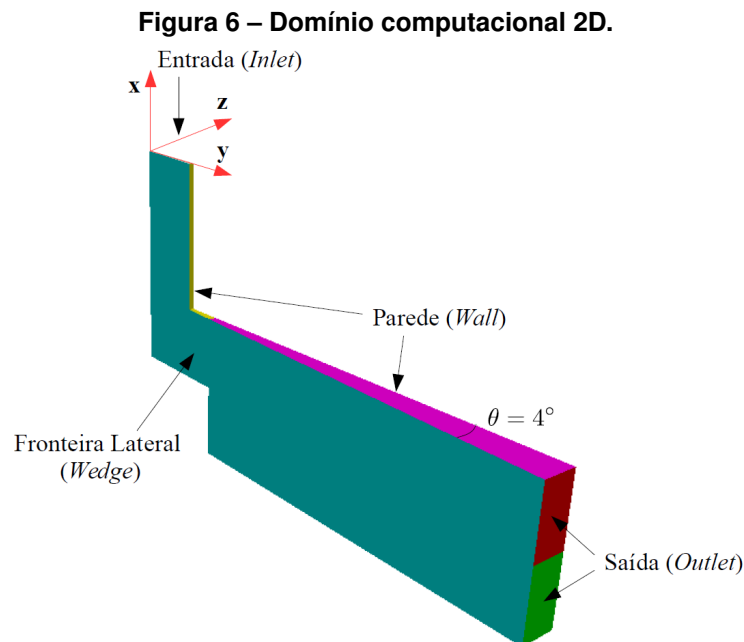
O presente trabalho aparece como uma proposta para ampliar o estudo dos parâmetros globais para diferentes configurações geométricas do difusor e do escoamento. Conforme mostrado na Figura 5, as simulações foram realizadas para um difusor radial modificado com $\alpha = 23^\circ$, variando o s/d de 0,2 até 1 para um escoamento com o número de Reynolds baixo igual a 3.000.

2 METODOLOGIA DE SOLUÇÃO

As equações governantes do escoamento: conservação da massa e o balanço da quantidade de movimento foram discretizadas utilizando o método de volumes finitos explanadas por Ferreira (2020). A discretização do domínio computacional foi realizada por uma ferramenta interna (blockMesh) do OpenFOAM® para construção de malhas estruturadas. O algoritmo de acoplamento pressão-velocidade SIMPLEC foi utilizado para a solução deste escoamento. As demais informações de solução, tais como esquemas de interpolação de segunda ordem, algoritmos de solução do sistema linear e modelos de turbulência são detalhados por Ferreira (2020).

2.1 Domínio computacional e condições de contorno

O domínio computacional 2D possui o formato de cunha com um setor circular de ângulo $\theta = 4^\circ$ e com volume somente no eixo Z , conforme Figura 6. Esta geometria é conhecida como 2D-Cunha e é comumente utilizado no OpenFOAM® com a condição *wedge* nas fronteiras laterais em problemas tridimensionais que podem ser simplificados para problemas bidimensionais com simetria de eixos (FERREIRA, 2020).



Fonte: Ferreira (2020).

O campo bidimensional de escoamento de ar (com viscosidade cinemática igual a $1,5 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$) foi simulado em regime permanente e adotado um modelo axissimétrico, com equações governantes discretizadas pelo método dos volumes finitos, conforme apresentado em Ferreira (2020). Esta tarefa foi realizada por meio de um software livre e de código aberto denominado OpenFOAM®. As simulações foram realizadas para diferentes afastamentos adi-

mensionais entre os discos do difusor (0,2 até 1) para um ângulo de chanfro fixo $\alpha = 23^\circ$, uma razão de diâmetros $D/d = 1,15$, com $d = 34,83$ mm e uma razão de diâmetro associado ao chanfro com o diâmetro do orifício de alimentação $d_c/d = 1,05$, implicando em $d_c = 36,57$ mm. O comprimento do orifício de alimentação foi definido como $e = 25d$ para que o escoamento se desenvolva completamente mesmo com a imposição de um perfil uniforme na entrada do domínio, conforme mostrado na Figura 7.

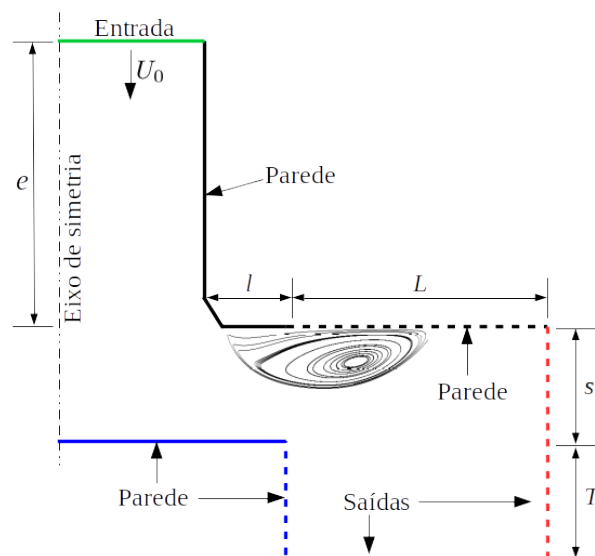
As condições de contornos empregadas são: condição de axissimetria no eixo central do difusor radial; condição de parede impermeável e de não deslizamento em todas as regiões definidas como parede na Figura 7; condição de derivada nula nas regiões de saída. Dependendo da velocidade imposta na entrada e do afastamento entre os discos (s) forma-se uma bolha de recirculação, conforme mostrado na Figura 7 (fora de escala), meramente com o propósito ilustrativo. Dependendo das configurações geométricas e do escoamento, a bolha de recirculação cresce pra fora da região do difusor, obrigando o analista numérico a fazer um alongamento do domínio computacional na direção radial (L) e na direção axial (T). Para garantir a consistência física da condição de contorno imposta na região de saída, o recurso do domínio computacional prolongado foi usado para todas as configurações da seguinte forma:

Tabela 1 – Definição das dimensões de expansão do domínio em função do diâmetro (d).

Razão de Abertura (s/d)	Radial (L)	Axial (T)
0,2	$2d$	$2d$
0,4	$2d$	d
0,6	$3d$	d
0,8	$4d$	d
1,0	$4d$	d

Fonte: Autoria própria (2025).

Figura 7 – Condições de contorno empregadas.



Fonte: Autoria própria (2025).

2.2 Validação do modelo numérico

A validação deste modelo numérico foi realizado por Ferreira (2020) visando: o delineamento correto do domínio computacional, uso adequado da discretização espacial do domínio, realizando testes de refinamento de malha e melhor escolha de modelos de turbulência para cada configuração do difusor e do escoamento. Todos os requisitos para o uso correto do modelo numérico definido por Ferreira (2020) foram adotados para os casos simulados, para os quais, empregou-se o modelo de turbulência $\kappa - \epsilon$ RNG nas equações RANS (Reynolds Averaged Navier-Stokes ou Navier-Stokes com Médias de Reynolds).

2.3 Parâmetros globais do escoamento

As equações para o cálculo da área efetiva de força adimensional (A_{ef}^*) e do coeficiente de descarga (C_d) são apresentadas nas Equações (1) e (2). A força F foi obtida por meio de uma integração do perfil de pressão sobre o disco frontal. A variação de pressão na válvula (Δp) foi adotada como sendo a pressão no centro do disco frontal. A_t é a área do orifício de alimentação do difusor, \dot{m}_v é o fluxo de massa na válvula, k é a razão de calores específicos, r é a razão de pressão na escala absoluta e tanto p_u como T_u representam a pressão e a temperatura à montante, respectivamente.

$$A_{ef}^* = \frac{F}{\Delta p A_t} \quad (1)$$

$$C_d = \frac{\dot{m}_v}{A_t p_u \sqrt{\frac{2k}{(k-1)RT_u} \left(r^{\frac{2}{k}} - r^{\frac{k+1}{k}} \right)}} \quad (2)$$

3 RESULTADOS E DISCUSSÃO

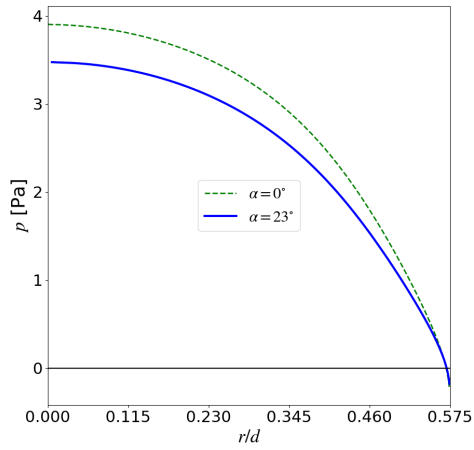
A Figura 8 apresenta as distribuições da pressão na superfície do disco frontal nos respectivos afastamentos estudados para ambos os modelos de difusores. Note que, para ambos os casos de difusores e para todos os afastamentos, a pressão é máxima no ponto de estagnação ($r/d = 0$) e decresce radialmente na forma de uma curva parabólica invertida. Na região central ($r/d < 0,5$), o escoamento desacelera ao impactar o disco, convertendo energia cinética em pressão. Ao atingir a borda do orifício de alimentação ($r/d \approx 0,5$), o fluido é forçado a mudar de direção e entrar na fresta radial. Esta mudança brusca gera uma aceleração local e, conseqüentemente, uma queda acentuada de pressão (efeito Venturi).

Comparando as curvas na Figura 8a e Figura 8b ($s/d = 0,2$ e $0,4$), nota-se que o difusor modificado apresenta uma queda de pressão mais suave na região de entrada da fresta. No difusor normal ($\alpha = 0^\circ$), a quina viva provoca uma separação abrupta do escoamento, criando uma zona de recirculação intensa (bolha) logo na entrada. Isso reduz a área efetiva de passagem e causa uma queda de pressão local mais severa. No difusor chanfrado, a geometria suavizada atua como um bocal convergente, guiando o escoamento de forma mais aerodinâmica para dentro da fresta. Isso minimiza a magnitude da zona de baixa pressão. Como resultado, a pressão média atuando sobre o disco na região $r/d > 0,5$ tende a ser ligeiramente menor ou menos recuperada do que no caso normal, pois o efeito de "bloqueio" causado pela recirculação intensa do caso normal é atenuado.

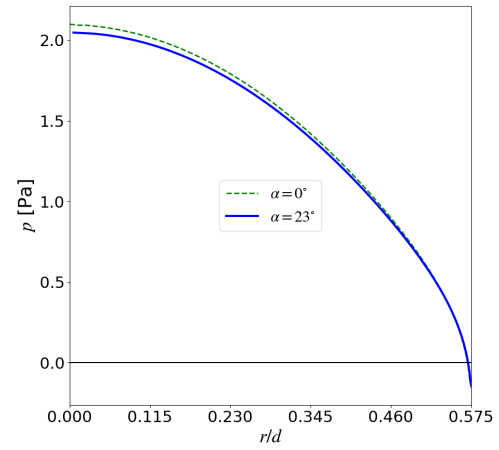
À medida que o afastamento aumenta (Figuras 8c a 8e), o perfil de pressão torna-se mais plano. Para $s/d = 0,6$, o comportamento do difusor modificado aproxima-se muito do difusor normal. Isso ocorre porque, com o aumento da área de saída ($2\pi r s$), a restrição imposta pelo disco frontal diminui. O escoamento deixa de ser dominado pela fresta e passa a ser controlado pela área do orifício de alimentação (A_t). Nota: Para $s/d \geq 0,8$, os dados comparativos do difusor normal não foram plotados, mas a tendência observada no difusor modificado segue a física esperada: o disco frontal exerce pouca influência, e o jato incide no centro como um jato livre, dissipando pressão radialmente.

Figura 8 – Comparação da distribuição de pressão na superfície do disco frontal.

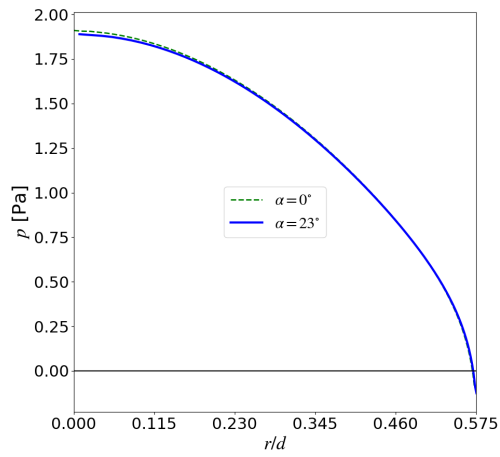
(a) $s/d = 0,2$



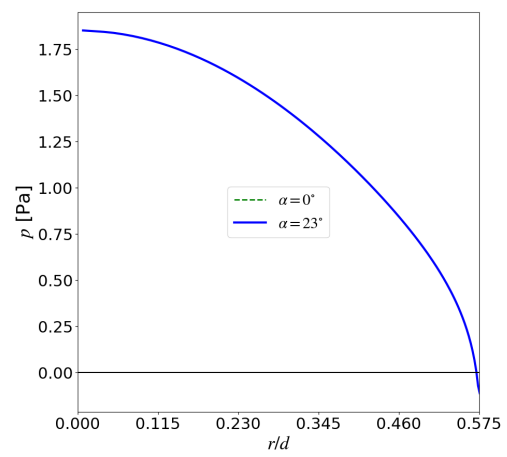
(b) $s/d = 0,4$



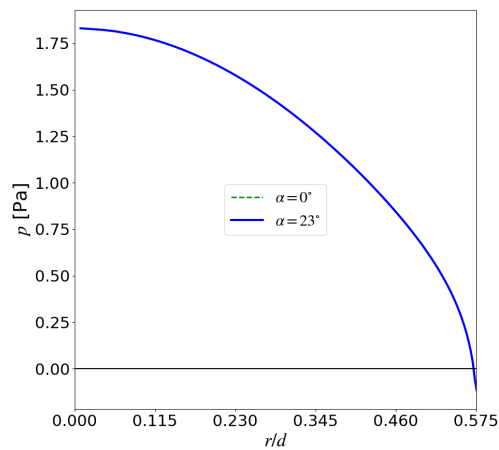
(c) $s/d = 0,6$



(d) $s/d = 0,8$



(e) $s/d = 1,0$



Fonte: Autoria própria (2025).

As Figuras 9a e 9b mostram o comportamento, respectivamente, da área efetiva de força adimensional e do coeficiente de descarga em função do afastamento adimensional dos discos.

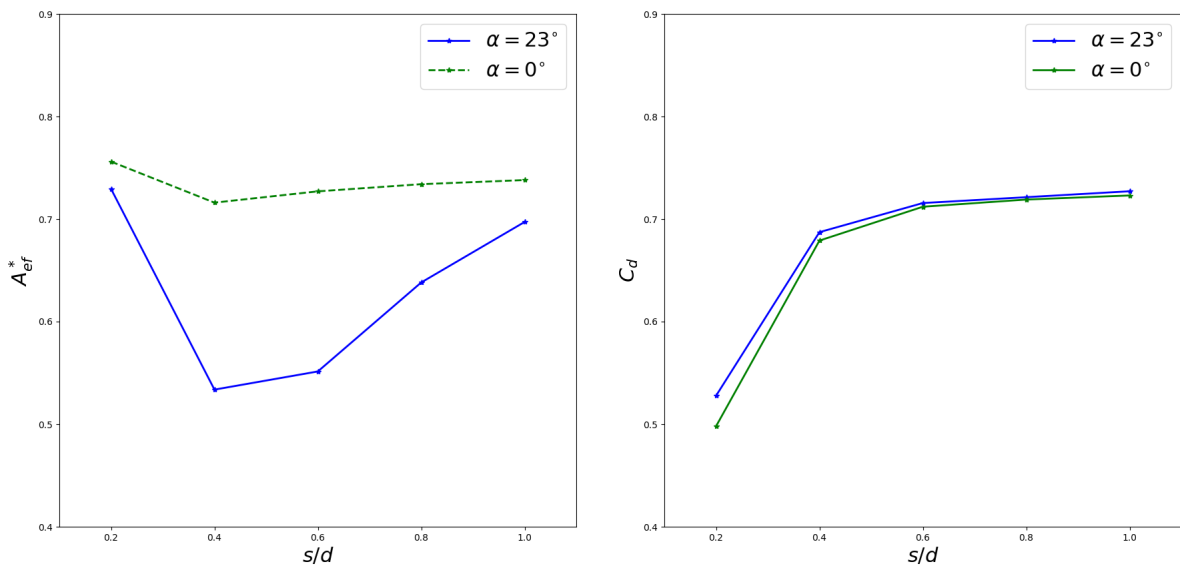
Conforme Figura 9a, os valores de A_{ef}^* para o difusor modificado são consistentemente menores que os do difusor normal. A força de sustentação na válvula advém da integral da pressão. No difusor normal, a recirculação intensa na entrada da fresta cria uma obstrução aerodinâmica que, paradoxalmente, pode manter níveis de pressão mais elevados na região central antes da aceleração total, ou alterar a distribuição de forma a maximizar a força. Com a introdução do chanfro, o escoamento flui com menor resistência; a "facilidade" do escoamento em sair reduz a pressurização acumulada sob o disco necessária para empurrar o fluido. Portanto, uma válvula mais eficiente em termos de fluxo gera menos força de abertura.

A Figura 9b mostra que o C_d é ligeiramente maior para o difusor modificado, especialmente em baixos afastamentos. O chanfro minimiza as perdas dissipativas viscosas associadas aos vórtices de recirculação da quina viva. Isso permite que uma massa maior de fluido atravesse a válvula para a mesma diferença de pressão. À medida que s/d aumenta, o C_d converge assintoticamente. Em grandes afastamentos, a perda de carga principal ocorre no tubo de alimentação e não mais na fresta, tornando o efeito do chanfro (localizado na transição) menos relevante para o coeficiente global.

Figura 9 – Comparação dos parâmetros globais do escoamento para os casos analisados.

(a) Área efetiva de força adimensional

(b) Coeficiente de descarga



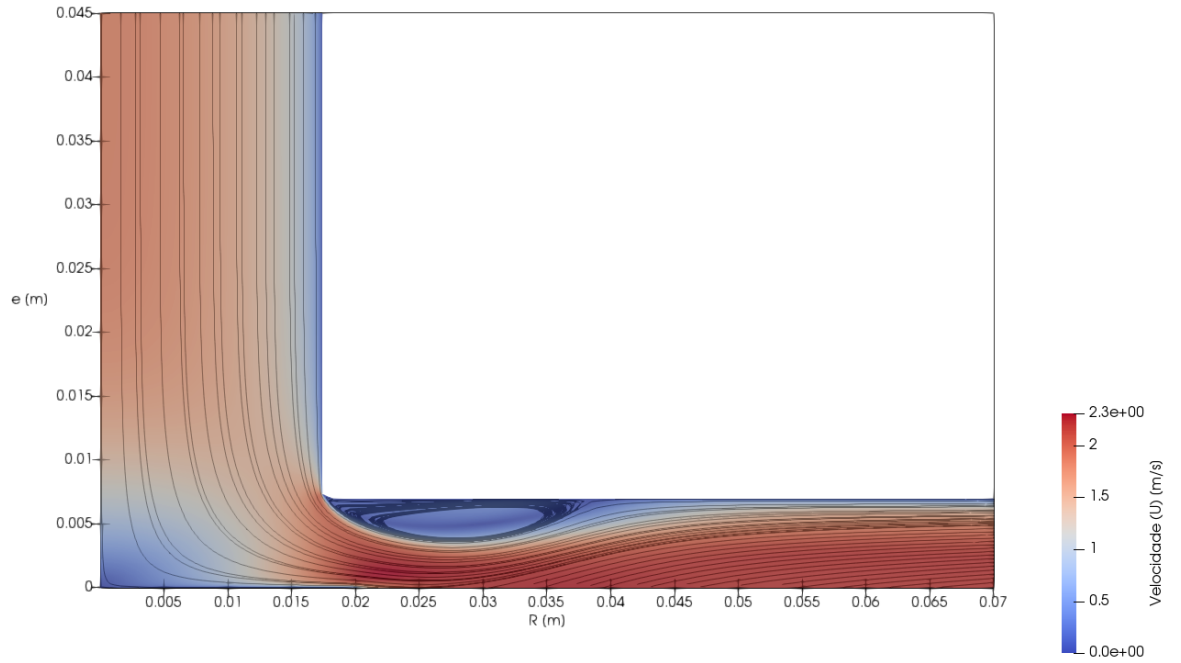
Fonte: Autoria própria (2025).

As linhas de corrente (Figuras 10 a 14) elucidam a dinâmica interna. Observa-se uma pequena zona de recirculação adjacente à parede do chanfro/assento. O fluido é acelerado na fresta, formando um jato de parede (wall jet) aderido ao disco frontal. As altas velocidades (em vermelho) coincidem com as regiões de baixa pressão.

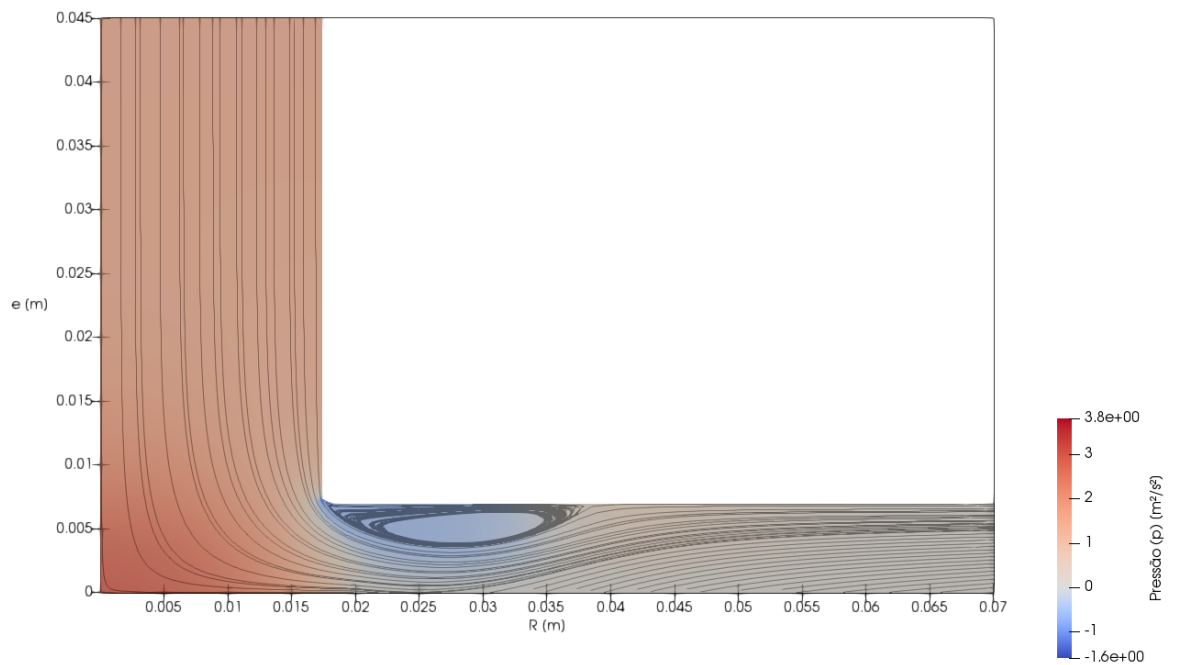
Em $s/d = 0,4$ e $0,6$ (Figuras 11 e 12), nota-se que a bolha de recirculação adjacente ao assento se alonga com o aumento da abertura. O escoamento tende a acompanhar a inclinação do chanfro devido ao efeito Coandă; contudo, essa deflexão não é suficiente para evitar a separação do fluxo do disco anterior. Conseqüentemente, a região de recirculação torna-se mais ampla e a zona de baixa pressão mais difusa.

Em $s/d = 0,8$ e $1,0$ (Figuras 13 e 14) nota-se grandes bolhas de recirculação na saída do difusor (e região do domínio estendido). Estas estruturas são responsáveis pela dissipação da energia cinética do fluxo ao ambiente estagnado. Sua presença confirma a necessidade do uso de domínios estendidos para evitar instabilidades numéricas nas fronteiras de saída.

Figura 10 – Linhas de escoamento para $s/d=0,2$
(a) Velocidade (U)

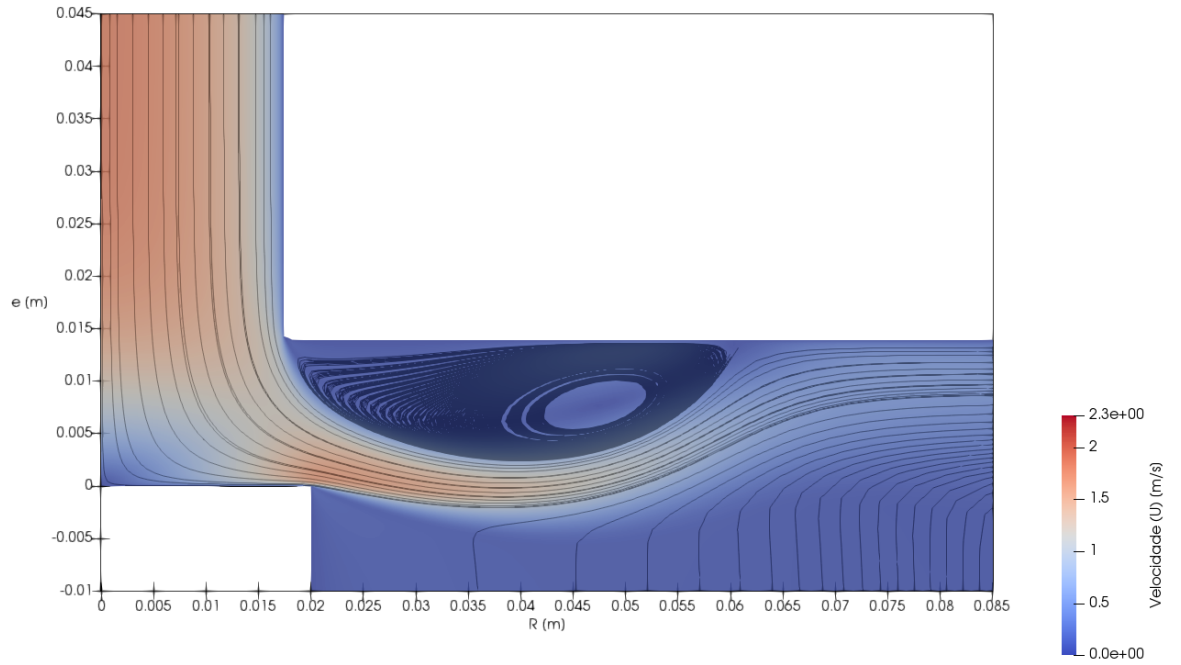


(b) Pressão (p)

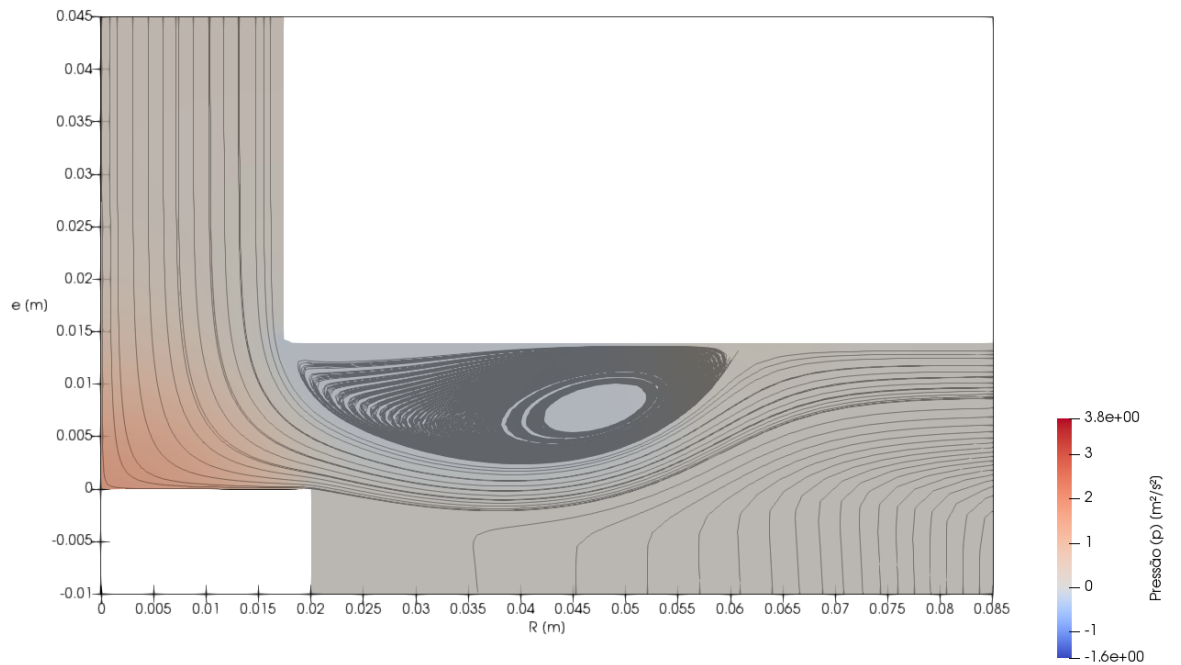


Fonte: Autoria própria (2025).

Figura 11 – Linhas de escoamento para $s/d=0,4$
(a) Velocidade (U)

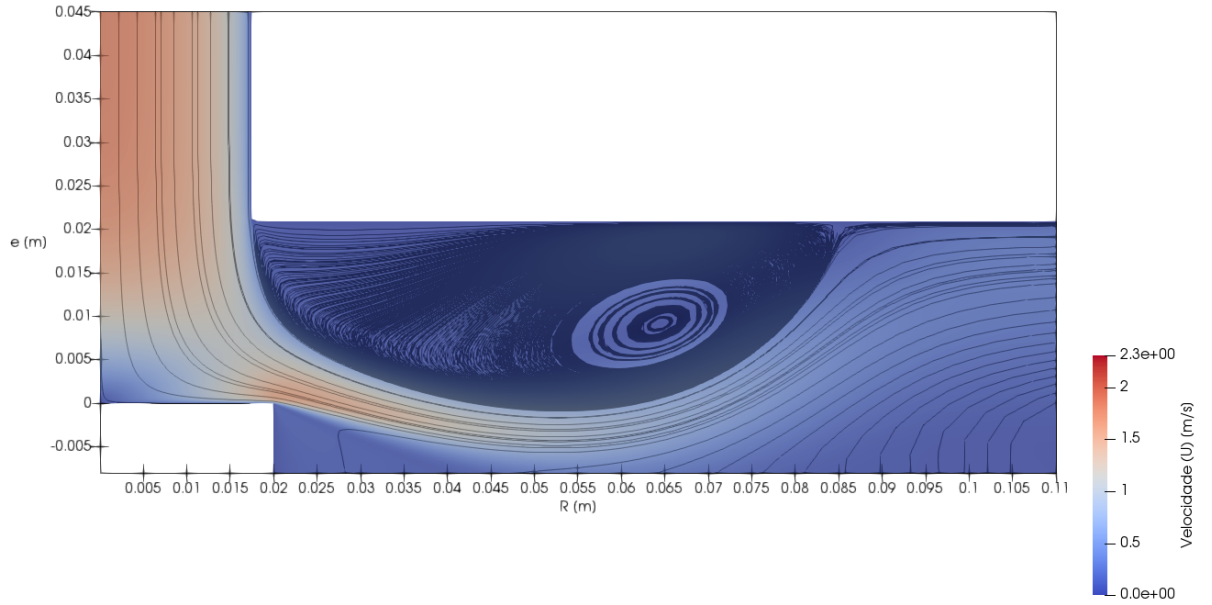


(b) Pressão (p)

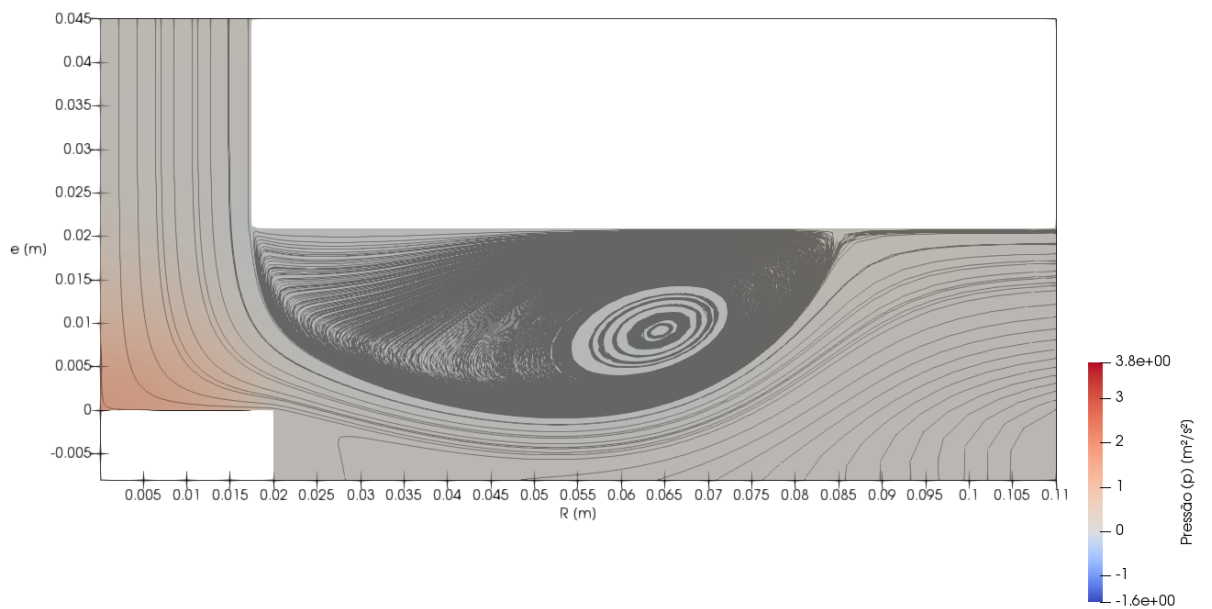


Fonte: Autoria própria (2025).

Figura 12 – Linhas de escoamento para $s/d=0,6$
(a) Velocidade (U)

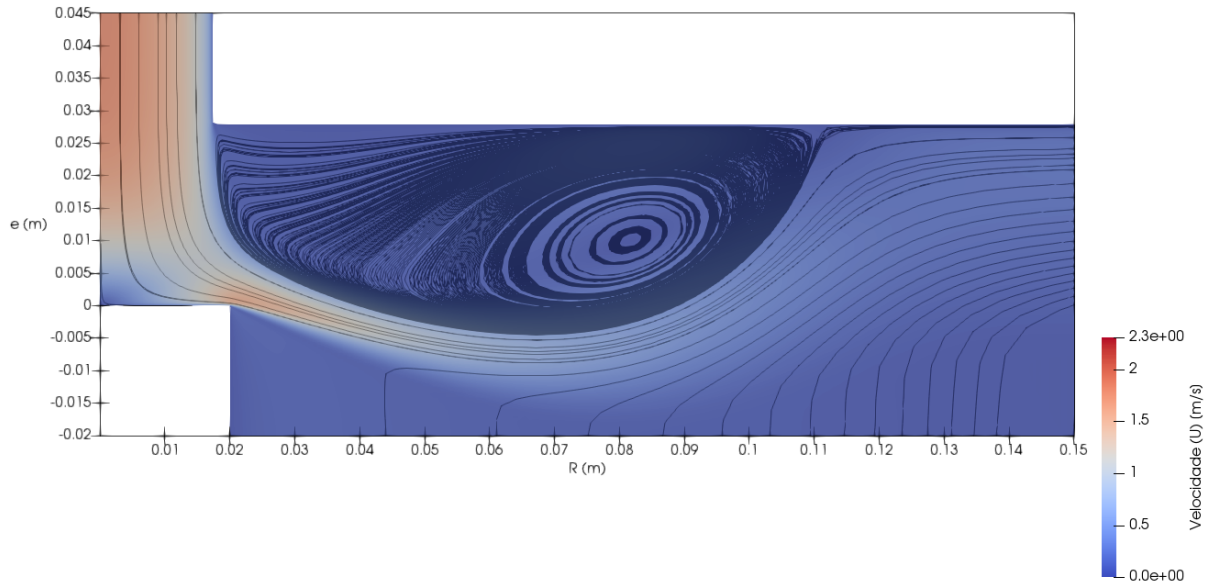


(b) Pressão (p)

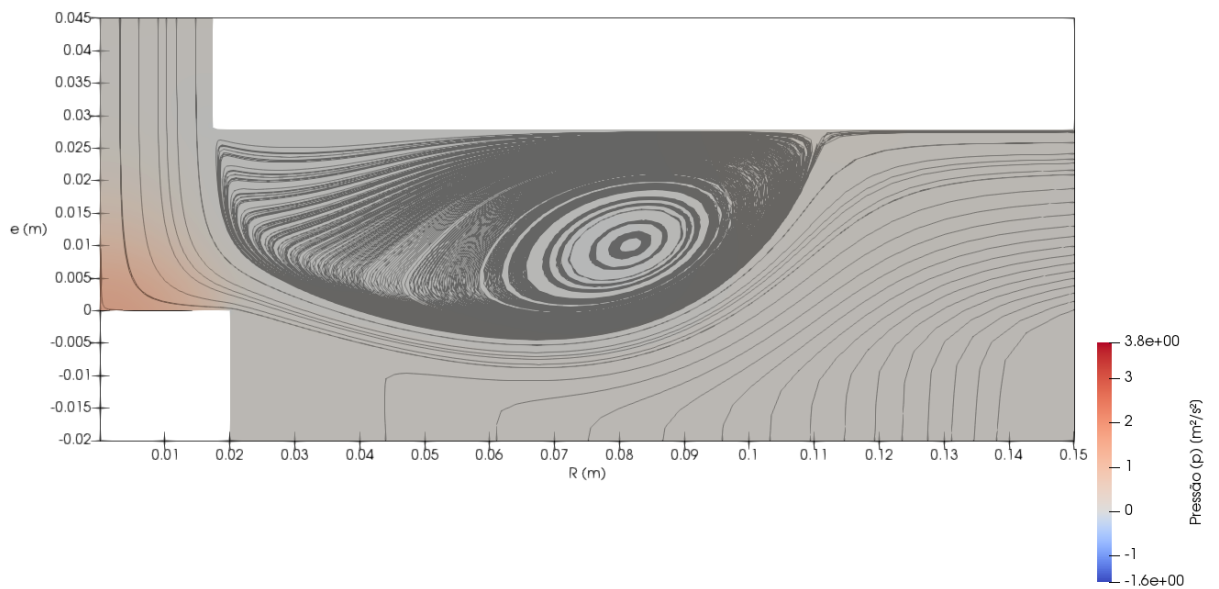


Fonte: Autoria própria (2025).

Figura 13 – Linhas de escoamento para $s/d=0,8$
(a) Velocidade (U)

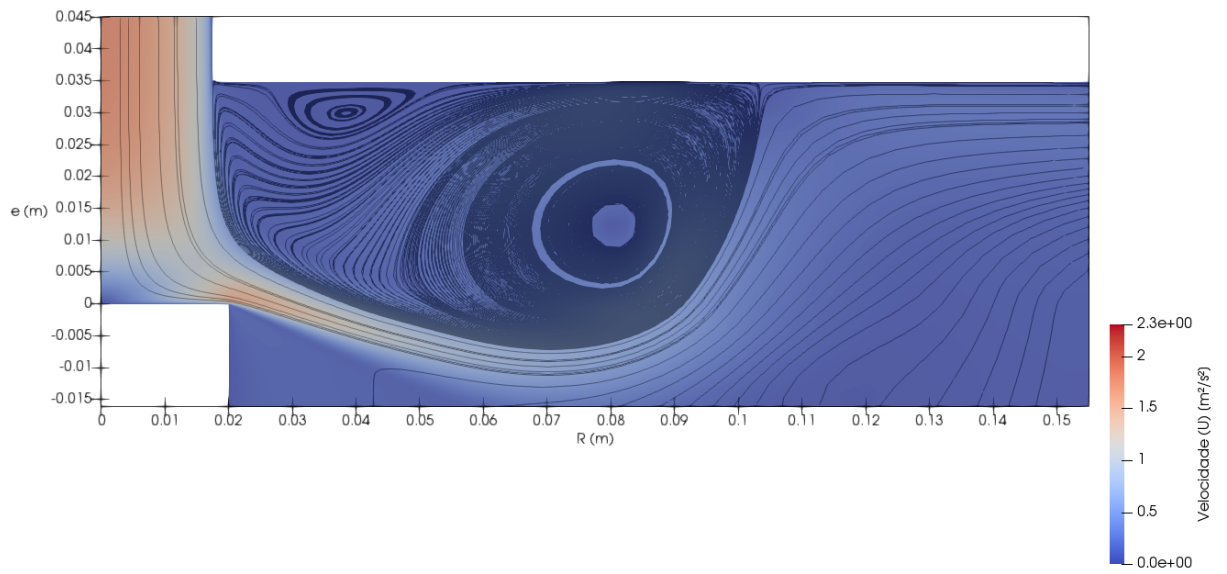


(b) Pressão (p)

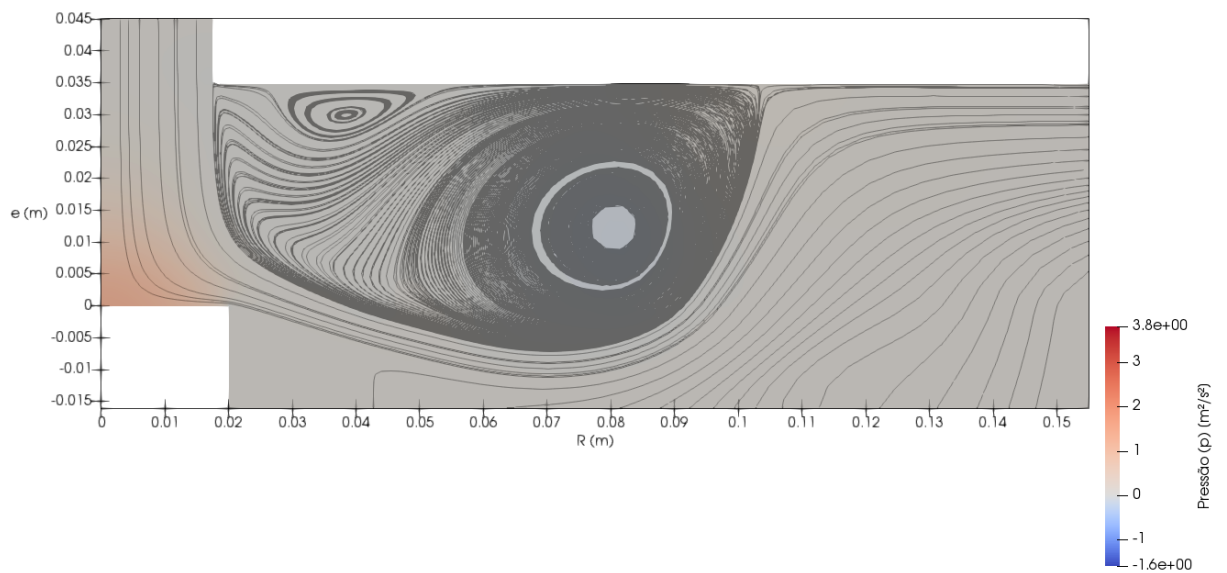


Fonte: Autoria própria (2025).

Figura 14 – Linhas de escoamento para $s/d=1,0$
(a) Velocidade (U)



(b) Pressão (p)



Fonte: Autoria própria (2025).

4 CONCLUSÃO

Este trabalho apresentou uma análise numérica detalhada do escoamento de ar em um difusor radial modificado com chanfro de 23° , representativo de uma válvula de compressor de refrigeração, operando a $Re = 3000$. A implementação do chanfro no assento da válvula altera significativamente a morfologia do escoamento na entrada da região radial. Ela atenua os gradientes de pressão abruptos observados em difusores de canto vivo, promovendo uma transição mais suave do escoamento axial para radial.

A análise paramétrica indicou que o difusor modificado apresenta valores de Área Efetiva de Força (A_{ef}^*) inferiores aos do difusor padrão. A redução da resistência ao escoamento diminui a pressurização sob a palheta, o que pode impactar a dinâmica de abertura da válvula em compressores reais, possivelmente exigindo ajustes na rigidez da mola ou massa da palheta.

Em contrapartida, o Coeficiente de Descarga (C_d) apresentou valores superiores para o modelo chanfrado, especialmente em pequenos afastamentos. Isso indica que a modificação geométrica é eficaz em reduzir as perdas por atrito e separação, permitindo maior fluxo mássico.

Para $s/d > 0,6$, a influência da geometria do assento diminui, e os parâmetros globais tendem a convergir, pois o escoamento passa a ser governado pela área do orifício de alimentação e não mais pela interação complexa na abertura.

Conclui-se que a modificação geométrica (chanfro) otimiza o sistema do ponto de vista termodinâmico (maior vazão/eficiência), mas altera as características de força mecânica, evidenciando a necessidade de balancear esses fatores no projeto de válvulas automáticas.

REFERÊNCIAS

- CASANOVA, D. A. S. **Análise Numérica do Escoamento Turbulento em Válvulas Automáticas de Compressores**. 2001. Tese (Tese (Doutorado)) — Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, SC, 2001. Disponível em: <http://repositorio.ufsc.br/xmlui/handle/123456789/82108>.
- DESCHAMPS, C. J.; FERREIRA, R. T. S.; PRATA, A. T. Turbulent flow through valves of reciprocating compressors. **International Compressor Engineering Conference**, Purdue University Libraries, p. 377–382, 1996.
- FERREIRA, R. L. **Área Efetiva de Força e Coeficiente de Descarga para Escoamentos em Difusores Radiais: um conjunto amplo de dados de soluções numéricas para aplicação em válvulas de compressores de refrigeração**. 2020. Tese (Tese (Doutorado)) — Universidade Estadual Paulista, Ilha Solteira, SP, 2020. Disponível em: <https://repositorio.unesp.br/handle/11449/202334>.
- FERREIRA, R. L.; GASCHE, J. L. Effective force area and discharge coefficient for reed type valves: A comprehensive data set from a numerical study. **International Journal of Refrigeration**, Elsevier, v. 103, p. 287–300, jul. 2019. ISSN 0140-7007.
- MARIANI, V. C.; PRATA, A. T.; DESCHAMPS, C. J. Numerical analysis of fluid flow through radial diffusers in the presence of a chamfer in the feeding orifice with a mixed eulerian–lagrangian method. **Computers & Fluids**, Elsevier, v. 39, n. 9, p. 1672–1684, out. 2010. ISSN 0045-7930.
- PARK, J. D. *et al.* Determination of effective flow and force areas for reed type compressor valve systems: Part 1—model derivation using cfd analysis results. **Energies**, MDPI, v. 16, n. 7, mar 2023. ISSN 0894-1777.
- PEREIRA, E. L. L. **Análise Numérica do Escoamento Turbulento em Válvulas Automáticas de Compressores**. 2006. Tese (Tese (Mestrado)) — Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, SC, 2006. Disponível em: <http://repositorio.ufsc.br/xmlui/handle/123456789/89020>.
- RIGOLA, J. *et al.* Numerical analysis of the turbulent fluid flow through valves. geometrical aspects influence at different positions. **IOP Conference Series: Materials Science and Engineering**, IOP Publishing, v. 90, set. 2015.
- STOECKER, W. F.; JABARDO, J. M. S. **Refrigeração Industrial**. São Paulo: Edgard Blücher, 2002. ISBN 85-212-0305-5.