

UNIVERSIDADE DE CAXIAS DO SUL
ÁREA DO CONHECIMENTO DE CIÊNCIAS EXATAS E ENGENHARIAS

GUILHERME PORTALUPPI BARBOSA

**ESTUDO DA INFLUÊNCIA DA GEOMETRIA DE PERFIL DE ALETAS NO FLUXO
DE AR EM DUTOS DE SISTEMA DE TRANSPORTE AÉREO PARA FRASCOS PET**

BENTO GONÇALVES

2024

GUILHERME PORTALUPPI BARBOSA

**ESTUDO DA INFLUÊNCIA DA GEOMETRIA DE PERFIL DE ALETAS NO FLUXO
DE AR EM DUTOS DE SISTEMA DE TRANSPORTE AÉREO PARA FRASCOS PET**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado ao curso de Engenharia Mecânica da Universidade de Caxias do Sul, como requisito parcial à obtenção do grau de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Orientador Prof. Ms. Vagner Grison

BENTO GONÇALVES

2024

GUILHERME PORTALUPPI BARBOSA

**ESTUDO DA INFLUÊNCIA DA GEOMETRIA DE PERFIL DE ALETAS NO FLUXO
DE AR EM DUTOS DE SISTEMA DE TRANSPORTE AÉREO PARA FRASCOS PET**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado ao curso de Engenharia Mecânica da Universidade de Caxias do Sul, como requisito parcial à obtenção do grau de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Orientador Prof. Me. Vagner Grison

Aprovado em 16/12/2024

Banca Examinadora

Prof. Me. Vagner Grison
Universidade de Caxias do Sul

Prof. Dr. Matheus Poletto
Universidade de Caxias do Sul

Me. Eng. Mec. Augusto Antonioli Bolzoni
Universidade de Caxias do Sul

Dedico este trabalho a meus professores Matheus Poletto e Vagner Grison e principalmente a meus familiares e amigos por todo o suporte durante minha trajetória.

A ciência pode divertir e fascinar, mas é a engenharia que muda o mundo. – Isaac Asimov

RESUMO

Este estudo analisou o fluxo de ar no interior do duto de um transportador aéreo de garrafas PET, com foco em avaliar como as alterações na geometria de saída de ar podem influenciar o comportamento do fluxo de ar e, conseqüentemente, o transporte das garrafas. O objetivo é verificar de que forma tais modificações impactam nas linhas de fluxo de ar, nas velocidades, na vazão e nos níveis de pressão. A pesquisa baseia-se em estudos correlatos e referências de autores com objetivos semelhantes, empregando ferramentas avançadas de modelagem tridimensional e análise por Dinâmica dos Fluidos Computacional (*Computational Fluid Dynamics* - CFD) complementando os cálculos analíticos clássicos. Uma análise comparativa foi realizada entre as geometrias AU (atual) e AV (proposta), sendo que a última se distinguiu da primeira, especialmente em termos da pressão interna do duto. Os resultados obtidos nas simulações CFD indicaram uma redução de 91,53% na pressão de entrada e de 91,81% na pressão de saída, e mantiveram vazões semelhantes na saída para a geometria AV e AU. Além disso, foi constatado uma redução média na velocidade do fluxo e um aumento no número de Reynolds, devido ao aumento do diâmetro hidráulico que não foi completamente compensado pela redução da velocidade, resultando em valores de Reynolds maiores. Em uma análise em escala macro, o comportamento do fluxo de ar no interior do duto não apresentou variações significativas entre os dois modelos de aletas simulados. Embora os resultados sejam promissores, ressaltando a necessidade de testes práticos para comprovar a aplicabilidade das conclusões obtidas nas simulações.

Palavras-chave: Transportador aéreo; fluxo de ar; CFD; Frascos PET.

ABSTRACT

This study analyzed the airflow inside the duct of an overhead PET bottle conveyor, focusing on evaluating how changes in the air outlet geometry could influence airflow behavior and, consequently, the transportation of the bottles. The objective is to assess how such modifications impact airflow lines, velocities, flow rates, and pressure levels. The research is based on related studies and references from authors with similar objectives, employing advanced tools for three-dimensional modeling and Computational Fluid Dynamics (CFD) analysis, complementing classical analytical calculations. A comparative analysis was conducted between the geometries AU (current) and AV (proposed), with the latter distinguishing itself from the former, particularly in terms of internal duct pressure.

The CFD simulation results indicated a 91.53% reduction in inlet pressure and a 91.81% reduction in outlet pressure while maintaining similar outlet flow rates for both AV and AU geometries. Additionally, there was an observed average reduction in flow velocity and an increase in the Reynolds number due to the hydraulic diameter increase, which was not entirely offset by the velocity reduction, resulting in higher Reynolds values. On a macro-scale analysis, the airflow behavior inside the duct did not show significant variations between the two simulated fin models. Although the results are promising, they highlight the need for practical tests to validate the applicability of the conclusions drawn from the simulations.

Keywords: Air conveyor; air flow; CFD; PET bottles.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Divisão de Mecânica dos fluidos.....	17
Figura 2 - Aspectos relacionados ao fluxo de fluido em um duto.....	19
Figura 3 - Tipos de pás de ventiladores.....	20
Figura 4 – Exemplo de Curvas características de ventilador.....	21
Figura 5 - Curva típica de ventiladores radiais.....	22
Figura 6 - Curva típica de ventiladores com pás curvadas para trás.	23
Figura 7 - Curva típica de ventiladores com pás curvadas para frente.....	24
Figura 8 - Característica do duto de um transportador pneumático.	25
Figura 9 - Verificação de independência de malha.	27
Figura 10 – Representação cartesiana para volume de controle.....	29
Figura 11 - Fluxograma de atividades;.....	32
Figura 12 - Transportador aéreo.....	33
Figura 13 – Apoio de frascos em transportador aéreo.....	33
Figura 14 - Vista lateral ampliada da malha Geometria AU.	35
Figura 15 - Vista lateral ampliada da malha Geometria AV.	35
Figura 16 - Ventilador Siroco aplicado no transportador aéreo.	37
Figura 17 - Modelos de ventiladores Siroco.....	38
Figura 18 - Curva comparativa de desempenho entre ventiladores.....	39
Figura 19 - Geometria Aletada.	40
Figura 20 - Dimensões geometria AU.....	41
Figura 21 – União de topo perfil aletado.....	42
Figura 22 – Dimensões Geometria AV.	43
Figura 23 - Volume de controle (VC).	44
Figura 24 - Vetores de velocidade de ar Perfil AU em vista isométrica.	45
Figura 25 - Vetores de velocidade de ar Perfil AV em vista Isometrica.	45
Figura 26 - Vetores de velocidade de ar Perfil AU em vista frontal.	46
Figura 27 - Vetores de velocidade de ar Perfil AU em vista lateral.....	46
Figura 28 - Vetores de velocidade de ar Perfil AV em vista frontal.	47
Figura 29 - Vetores de velocidade de ar Perfil AV em vista lateral.....	47
Figura 30 - Gráfico comparativo de pressão Total na saída entre Geometria AU e AV.....	48
Figura 31 - Gráfico comparativo de pressão Total na entrada entre Geometria AU e AV.	49
Figura 32 - Gráfico comparativo – Pressão de entrada e saída de cada geometria.	49
Figura 33 – Gráfico comparativo de vazão entre Geometria AU e AV.	50

Figura 34 - Gráfico comparativo: Velocidade em relação ao comprimento de amostras.	52
Figura 35 - Gráfico comparativo: Reynolds em relação a quantidade de aletas.	53

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Comparativo entre ventiladores com vazões semelhantes.....	38
Tabela 2 - Dados Geometria AU.....	51
Tabela 3 - Dados Geometria AV.....	51

LISTA DE SÍMBOLOS

Π	Pi (-)
g	Aceleração gravitacional (m/s ²)
ρ	Densidade do Ar Atmosférico (Pa)
\emptyset	Diâmetro (mm)
Re	Número de Reynolds (-)

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

pol	Polegada
TCC	Trabalho de Conclusão do Curso
UCS	Universidade de Caxias do Sul
CFD	<i>Computational fluid dynamics</i>
PET	Politereftalato de etileno
mmca	Milímetro de Coluna D'água
3D	Tridimensional
kg	Quilograma
AV	Perfil aletado em formato “V” invertido
AU	Perfil aletado em formato “U” invertido
L	Largura (m)
m/s	Metros por segundo
m ²	Metros Quadrados
m	Metros
mm	Milímetros
VC	Volume de Controle
Pa	Pascal
s	Segundos

Sumário

1	INTRODUÇÃO.....	13
1.1	JUSTIFICATIVA	14
1.2	OBJETIVO GERAL	15
1.2.1	Objetivos específicos	15
2	REFERENCIAL TEÓRICO.....	16
2.1	CARACTERÍSTICAS DE ESCOAMENTO	17
2.2	PERDA DE CARGA	18
2.3	MÁQUINAS FLUIDOMECÂNICAS.....	19
2.3.1	Curva característica de ventiladores: Construção e aplicações	21
2.4	GEOMETRIA DE DUTOS	24
2.5	GEOMETRIA DE ALETAS	26
2.6	ANÁLISE NUMÉRICA	26
2.6.1	Modelo k- ϵ	30
2.6.2	Modelo k-ω	30
2.6.3	Modelo SST.....	30
3	METODOLOGIA	31
3.1	PRINCÍPIO DE FUNCIONAMENTO.....	32
3.2	ANÁLISE CFD.....	34
3.2.1	Pós-Processamento.....	36
4	RESULTADOS	36
4.1	SISTEMA DE INSUFLAÇÃO DE AR.....	36
4.2	GEOMETRIA AU	40
4.3	GEOMETRIA AV	42
4.4	RESULTADOS QUALITATIVOS	43
4.5	RESULTADOS QUANTITATIVOS	51
5	CONCLUSÃO	54
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	56

1 INTRODUÇÃO

Diariamente na engenharia, é recorrente deparar-se com desafios relacionados à necessidade de transportar fluidos entre múltiplos pontos, abrangendo diversas aplicações, tais como: transporte de água por meio de tubulações para abastecimento de reservatórios, distribuição de ar por dutos de ar-condicionado em ambientes comerciais, transporte de combustível do tanque do automóvel até o sistema de admissão. No entanto, o direcionamento controlado do fluxo de ar no interior de dutos pode ser empregado em aplicações como o transporte de frascos PET em linhas de produção de envase, configurando o que é conhecido como transporte aéreo. Esse método é amplamente adotado em setores industriais como alimentos, farmacêutica, embalagens, entre outros, para o transporte eficiente de materiais diversos, incluindo grãos, peças e caixas.

A eficiência geométrica para transferência de frascos pet é um aspecto crucial quando se trata de dutos ventilados. Em sistemas de transportes aéreos, a geometria dos dutos é um ponto de extrema importância para garantir um fluxo contínuo ao longo do seu comprimento de trabalho. Com isso, é importante compreender como eles funcionam, como a geometria do duto afeta o transporte e buscar meios de otimizar este fluxo para garantir um sistema operacional seguro, sem danos e interferência durante o transporte.

No estudo conduzido por Salehi, Sleiti e Idem (2016, p. 183), foram desenvolvidos modelos numéricos com o objetivo de avaliar a capacidade dos métodos computacionais de análise em prever a queda de pressão em dutos curvos. Os resultados indicaram que esses modelos demonstram uma precisão satisfatória, com menos de 15% de desvio em comparação com medições experimentais, evidenciando sua eficácia na predição de resultados.

Um transportador aéreo de garrafas PET é útil para deslocamento rápido de garrafas entre estações de trabalho, como por exemplo, entre um sistema de armazenagem e uma estação de enchimento de garrafas. Os sistemas de transporte aéreos de frascos PET utilizam um perfil de distribuição de ar conhecido como perfil aletado. Este perfil é caracterizado por uma estrutura que possui múltiplas aberturas ao longo de sua extensão. Sua principal finalidade é facilitar a transferência do ar insuflado para o interior do duto, por meio das aletas, a fim de promover o deslocamento dos frascos ao longo do trajeto.

A geometria do perfil aletado pode influenciar a qualidade e eficiência no transporte de frascos. Diante da demanda industrial atual, surge a necessidade de conduzir uma análise baseada na geometria de aletas, visando identificar o efeito promovido no fluxo de ar em transportadores aéreos.

Porém, apesar da importância da realização deste estudo, a literatura que envolve a análise deste tipo de equipamento é limitada e não apresenta muita informação em relação a geometria dos perfis aletados. Sendo assim, a proposta deste trabalho é preencher esta lacuna, realizando uma análise detalhada por meio de modelos numéricos CFD.

1.1 JUSTIFICATIVA

Atualmente, o objeto de estudo deste trabalho apresenta falhas operacionais que se manifestam através da distribuição não uniforme dos frascos, resultando em colisões entre os mesmos e ocasionando variação de velocidade ao longo do trecho de transporte. Neste sentido, é observada a oscilação das garrafas, as quais sofrem um balanço de um lado para o outro enquanto são sopradas. Frequentemente, este movimento indesejado no transporte das garrafas faz com que elas fiquem presas umas nas outras e sofram deformações devido a colisões. Uma vez que as garrafas se prendem umas às outras, a força de ar necessária para mover o grupo de garrafas acumuladas deve ser maior para superar o arrasto. Como consequência, à medida que as garrafas únicas ou espaçadas são transportadas ao longo da linha por esse ar, as garrafas aceleram a uma alta velocidade. Essa alta velocidade torna-se prejudicial, pois as garrafas colidem entre si durante o transporte ao longo do sistema. Outro ponto de colisão ocorre quando as garrafas estão acumuladas a jusante de uma estação de trabalho, como uma máquina rotuladora, que opera a velocidades inferiores.

Com isso, é imprescindível realizar um estudo da geometria do perfil aletado e como ele influencia o fluxo de ar em dutos de transportadores pneumáticos, para que possa ser possível melhorar a eficiência do equipamento, atendendo as demandas solicitadas.

1.2 OBJETIVO GERAL

Avaliar o efeito da geometria dos perfis aletados no fluxo de ar em sistema de transportadores aéreos visando a melhoria de desempenho no transporte dos frascos.

1.2.1 Objetivos específicos

- a) Analisar os parâmetros operacionais de entrada de ar nos dutos transportadores;
- b) Implementar as mudanças geométricas em um novo módulo denominado AV de duto aletado em software de modelagem 3D;
- c) Analisar comportamento e particularidades do fluxo de ar por meio das aletas presentes em ambas as geometrias aletadas através de software CFD Altair;

2 REFERENCIAL TEÓRICO

O ar que constitui a atmosfera terrestre é composto por um gás ideal, composto por uma variedade de compostos químicos, tais como nitrogênio (N_2), oxigênio (O_2), dióxido de carbono (CO_2) e gases nobres. Predominantemente, a composição química do ar é composta principalmente de nitrogênio e oxigênio. Conforme apontado por Torenbeek e Wittenberg (2009), a composição química do ar permanece estável até uma altitude de aproximadamente 90 km, onde o ar é composto por 78,1% de nitrogênio na forma gasosa (N_2), 20,9% de oxigênio (O_2), e os demais componentes, incluindo dióxido de carbono, argônio e outros gases nobres.

A análise do deslocamento de fluidos é fundamental para compreender seu comportamento e verificar se o funcionamento está alinhado com as expectativas do equipamento. Uma das principais variáveis avaliadas nesse contexto é o número de Reynolds.

De acordo com Bistafa (2018, p. 76), o movimento turbulento em fluidos foi formalmente definido no século XIX. Em 1883, o físico e engenheiro Osborne Reynolds publicou os resultados de experimentos clássicos realizados em dutos, estabelecendo os fundamentos da dinâmica dos fluidos e suas implicações no deslocamento de fluidos.

O número de Reynolds desempenha um papel crucial na caracterização do movimento de fluidos, distinguindo o movimento dos fluidos entre fluxo retilíneo, conhecido como laminar, e fluxo sinuoso, conhecido como turbulento. Como citado por Bistafa (2018, p. 76), a concepção de Osborne era: *“O movimento interno da água assume essencialmente uma ou outra de duas formas distintas – ou os elementos do fluido seguem uns aos outros ao longo de linhas de movimento que os conduzem da maneira mais direta aos seus destinos, ou eles redemoïnham em trajetórias sinuosas mais indiretamente possível”*

A Equação 1 refere-se a expressão que permite calcular o número de Reynolds, a qual é formulada incorporando quatro variáveis críticas, onde ρ denota a densidade do fluido (kg/m^3), V representa a velocidade média do fluido, D indica a dimensão característica (m) do tubo, e μ e ν correspondem à viscosidade dinâmica ($Pa.s$) e cinemática (m^2/s), respectivamente

$$Re = \frac{\rho.v.D}{\mu} = \frac{V.D}{\nu} \quad (1)$$

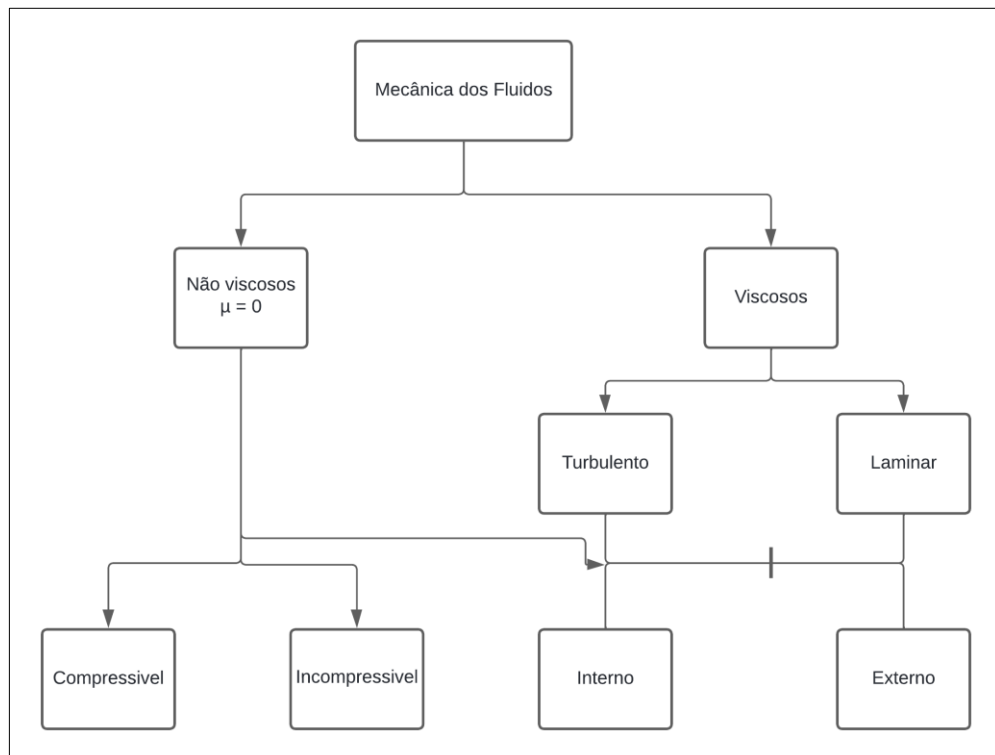
Para Bistafa (2018, p.76), a equação de Reynolds é essencial para analisar interações fluido-estrutura em diferentes escalas, pois fornece uma unidade adimensional. Em suma, ela permite obter várias variáveis dinâmicas do fluido para uma geometria específica, através de cálculos de similaridade.

O número de Reynolds também desempenha um papel fundamental na caracterização do comportamento de um escoamento. É comum que escoamentos com valores elevados de Re sejam predominantemente não viscosos, como no caso do escoamento de ar em um duto, o que resulta em um regime turbulento ou sinuoso. Por outro lado, escoamentos com valores baixos de Re , como o fluxo de mel ao redor de um recipiente, geralmente exibem um comportamento retilíneo ou laminar.

2.1 CARACTERÍSTICAS DE ESCOAMENTO

Mencionado por Fox, Pritchard e MC Donald (2012) a área de mecânica dos fluidos possui uma enorme aplicabilidade. Esta área é comumente dividida levando em consideração a relação de viscosidade e compressibilidade dos fluidos, conforme Figura 1 .

Figura 1 - Divisão de Mecânica dos fluidos.



Fonte: Adaptado de W. Fox; J. Pritchard; T. McDonald (2012).

Como atributo da viscosidade, compreende-se que existem forças de oposição atuando sobre a superfície de entidades a serem analisadas. A Equação 1 do número de Reynolds evidencia um método para quantificar esses efeitos das forças viscosas e sua correlação com forças de inércia.

2.2 PERDA DE CARGA

O coeficiente de perda de carga, segundo Bistafa (2018, p. 183), é determinado principalmente pela rugosidade das paredes do duto e pelo número de Reynolds. A formulação empregada para dutos de seção circular pode ser estendida para outras configurações de seções transversais mediante a aplicação do conceito de Diâmetro Hidráulico, amplamente reconhecido na mecânica dos fluidos. Parâmetros como o acabamento superficial e a presença de acessórios podem significativamente incrementar a perda de carga em um sistema de dutos.

Como mencionado por Bistafa (2018, p. 183), existem duas categorias de perda de carga: distribuída e localizada. A perda de carga distribuída ocorre devido ao atrito do fluido com as paredes do duto ao longo de seu trajeto em uma tubulação. Por outro lado, a perda de carga localizada resulta da presença de acessórios, tais como válvulas, cotovelos, tês e curvas, que introduzem descontinuidades e turbulências no escoamento. Esses acessórios podem contribuir significativamente para o aumento do fator de perda de carga, implicando que, quanto maior o número de acessórios em um sistema de transporte, maior será a perda de carga observada.

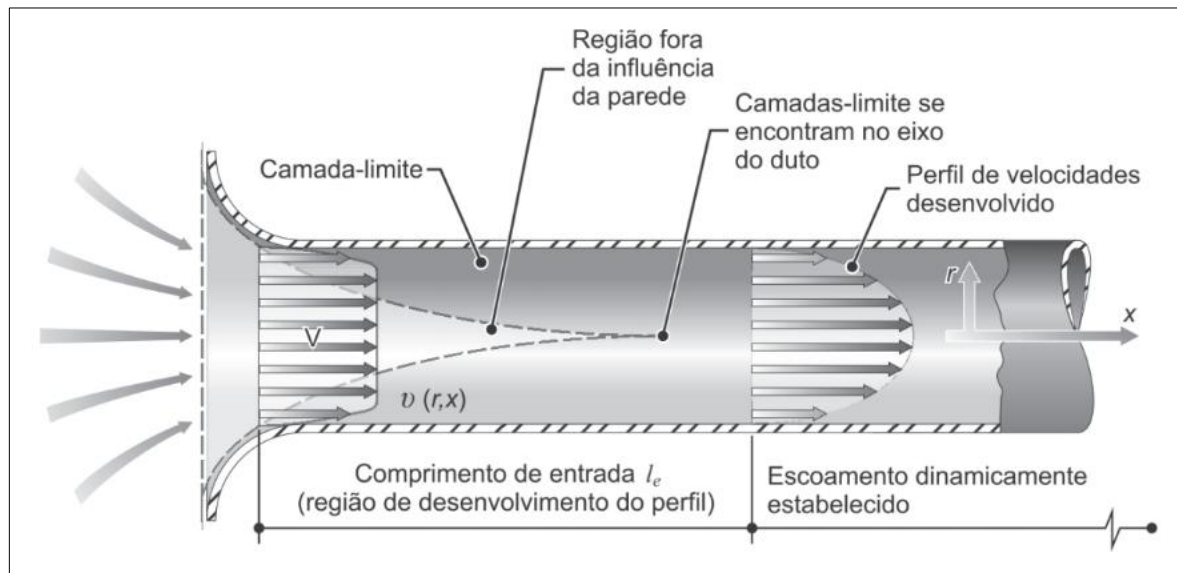
A perda de carga distribuída em dutos é determinada pela fórmula universal da perda de carga distribuída (Equação 2), onde D representa o diâmetro do duto (m), L o comprimento do duto (m), V a velocidade média do fluido (m/s), g a aceleração devido à gravidade, e f o coeficiente de perda de carga viscosa.

$$hf = f \cdot \frac{L \cdot V^2}{D \cdot 2G} \quad (2)$$

Como ilustra a Figura 2 o fluido entra no duto com um perfil de velocidade uniforme V , que corresponde à velocidade média nas demais seções do duto. À medida que o fluido se desloca ao longo do comprimento do duto, as partículas mais próximas às paredes sofrem maior atrito devido à rugosidade das superfícies do duto em comparação com as partículas localizadas no centro do escoamento. Essa interação entre o fluido e as paredes internas do duto resulta na modificação do perfil de velocidade uniforme da entrada, evoluindo ao longo do tempo e da distância até que as camadas limites se encontrem no eixo do duto. A partir desse ponto, é

estabelecido um perfil de velocidade conhecido como plenamente desenvolvido, que pode apresentar características laminares ou turbulentas, indicando que o escoamento está dinamicamente estabelecido.

Figura 2 - Aspectos relacionados ao fluxo de fluido em um duto.



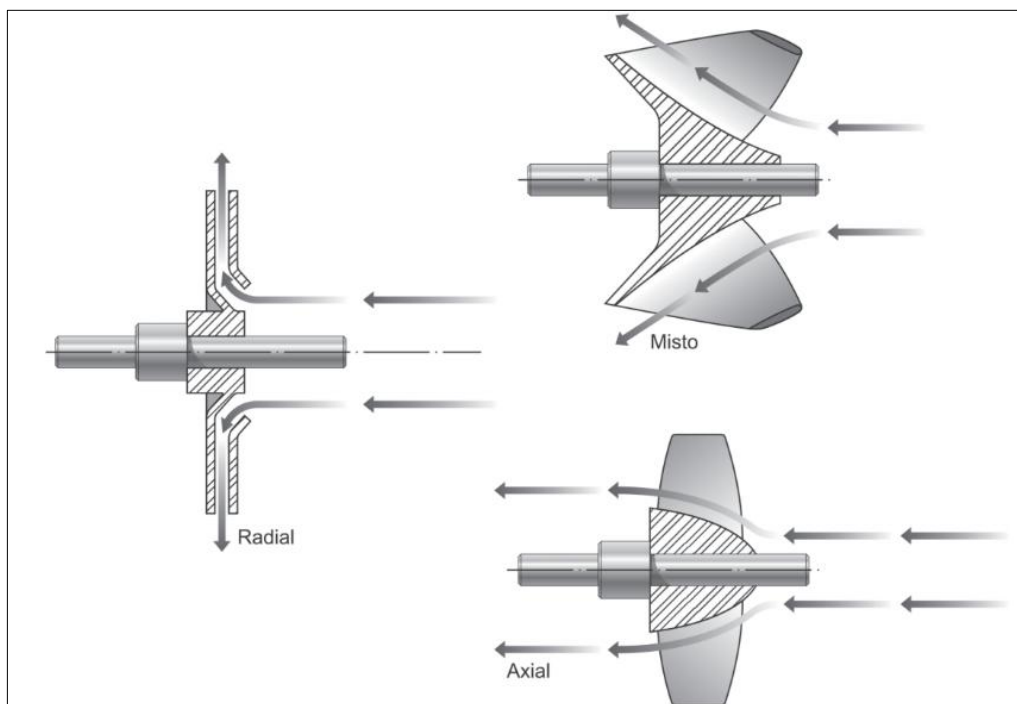
Fonte: adaptado de Bistafa (2018)

O comprimento de entrada varia conforme o escoamento na camada limite e do número de Reynolds do fluido. Para Young (2017, p.290) através da utilização da análise dimensional é possível calcular que o comprimento de entrada na sua forma adimensional é le/D , ou seja, $le/D = \psi(Re)$. Quando a camada limite tem características laminares ($Re < 2.000$) seu comprimento de entrada é aproximadamente $le = 0,06 \cdot Re \cdot D$. Mas quando a camada limite tiver características turbulentas ($Re > 2.000$), seu comprimento de entrada será dado por aproximadamente $le = 4,4 \cdot Re^{1/6} \cdot D$.

2.3 MÁQUINAS FLUIDOMECÂNICAS

As máquinas fluidomecânicas fornecem ou retiram energia do escoamento de maneira contínua, geralmente caracterizadas por um conjunto em eixo rotativo (Bistafa, 2018, p. 220). Bombas e ventiladores são os principais exemplos de máquinas fluidomecânicas que adicionam energia ao escoamento de fluidos líquidos e gases, operando tanto com escoamento compressível quanto incompressível. Bombas, ventiladores e turbinas hidráulicas são classificadas de acordo com a direção do escoamento no rotor, podendo ser axial, mista ou radial conforme mostrado na Figura 3.

Figura 3 - Tipos de pás de ventiladores.



Fonte: adaptado de Bistafa (2018)

O processo operacional dos ventiladores é análogo ao das bombas, pois ambos transferem energia ao fluido em escoamento por meio de um rotor. No caso das bombas, a energia é transferida para fluidos líquidos, enquanto nos ventiladores, a energia é transferida para fluidos gasosos. De acordo com Bistafa (2018, p. 230), quando a altura manométrica de um ventilador é inferior a 500 mmca, ele é classificado como de "baixa pressão" e pode-se considerar que seu fluido é incompressível. Similarmente, se a velocidade do ar for inferior a 100 m/s, o escoamento pode ser tratado como de fluido incompressível. Ventiladores são componentes essenciais em sistemas de ventilação, utilizados em transportadores aéreos para transferir movimento através do ar e movimentar frascos.

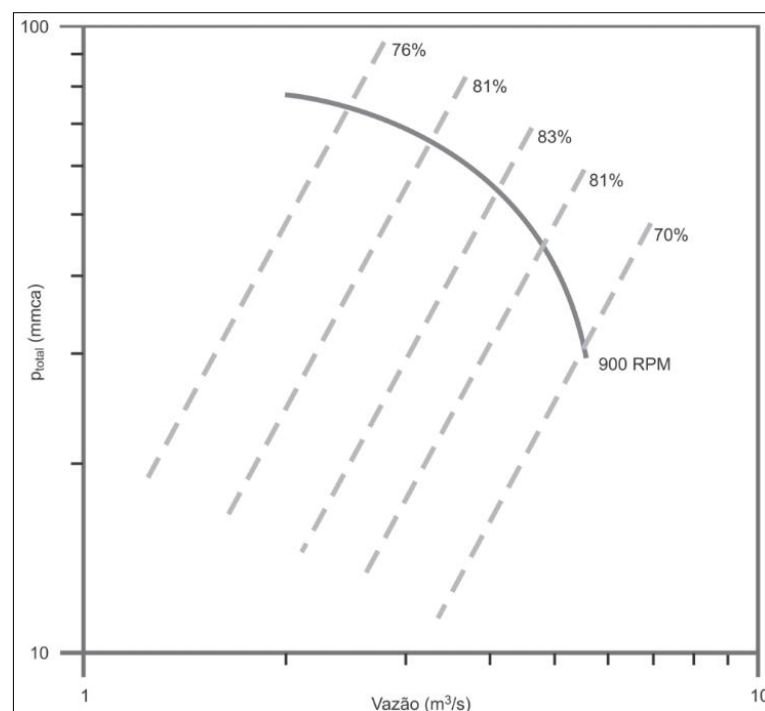
De acordo com Bistafa (2018, p. 231), ventiladores são componentes essenciais em sistemas de ventilação, especialmente quando aplicados ao condicionamento de ar, como em sistemas de refrigeração, aquecimento, exaustão e diluição de poluentes em ambientes comerciais, residenciais e industriais. Os ventiladores empregados nessas instalações são tipicamente de baixa pressão, o que significa que eles não transferem energia suficiente para provocar uma variação significativa na massa específica do gás.

A altura manométrica do ventilador H_v é dada por uma diferença entre a carga total de saída ($H_{saída}$) e carga total de entrada do ventilador ($H_{entrada}$), expressa na equação 3:

$$H_V = H_{saída} - H_{entrada} \quad (3)$$

Bistafa (2018, p. 232) também elucida que a relação entre a pressão total e a vazão descarregada, quando o ventilador opera a rotações constantes, é denominada curva característica do ventilador. As curvas características apresentadas na Figura 4 correspondem a diferentes valores de rendimento do ventilador, refletindo sua eficiência em variadas condições operacionais.

Figura 4 – Exemplo de Curvas características de ventilador.



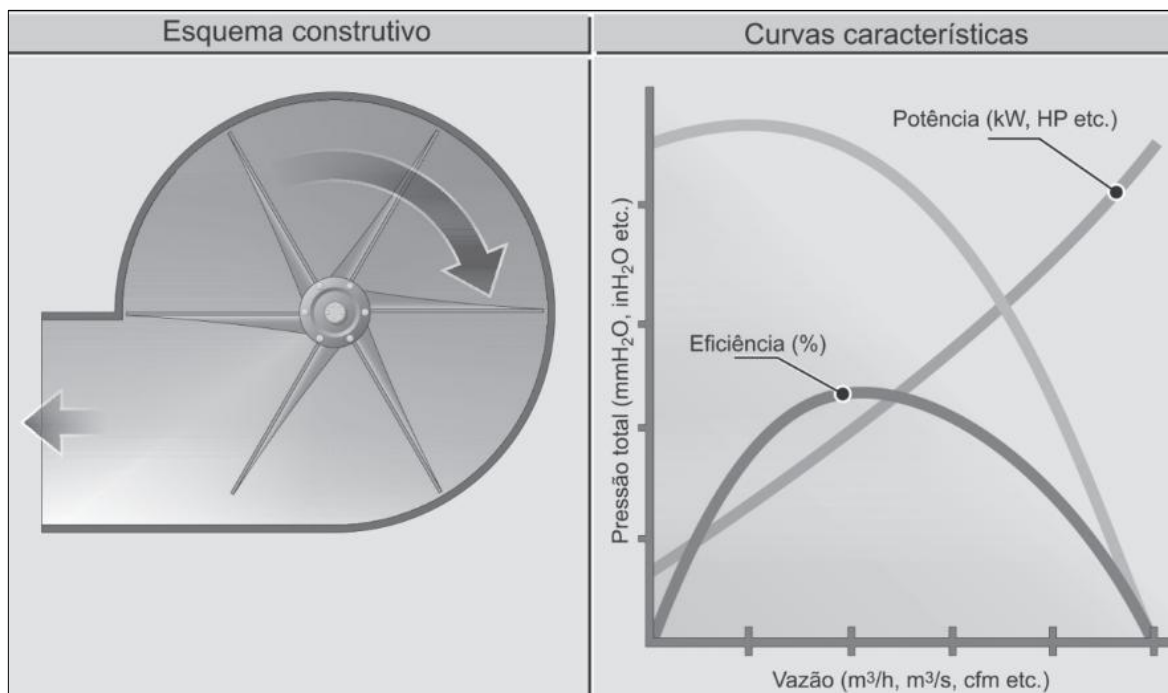
Fonte: adaptado de Bistafa (2018)

2.3.1 Curva característica de ventiladores: Construção e aplicações

Bistafa (2018, p.233) pontua que ventiladores radiais (ou centrífugos) apresentam três tipos de pás: radiais (Figura 5), curvadas para trás (Figura 6) e curvadas para frente (Figura 7).

Bistafa (2018 p. 233) menciona algumas características do ventilador centrífugo com pás radiais como a de custo muito elevado, capacidade de desenvolver pressões consideravelmente elevadas, de aproximadamente 500 mmca, tem aptidão para insuflar materiais com particulados sólidos devido ao seu canal reto entre aletas que facilita o escoamento e a separação dos sólidos, tem baixa eficiência, tendo sua eficiência máxima ocorrendo em valores de vazão menores que 50% e possuem um alto nível de ruído operacional.

Figura 5 - Curva típica de ventiladores radiais.

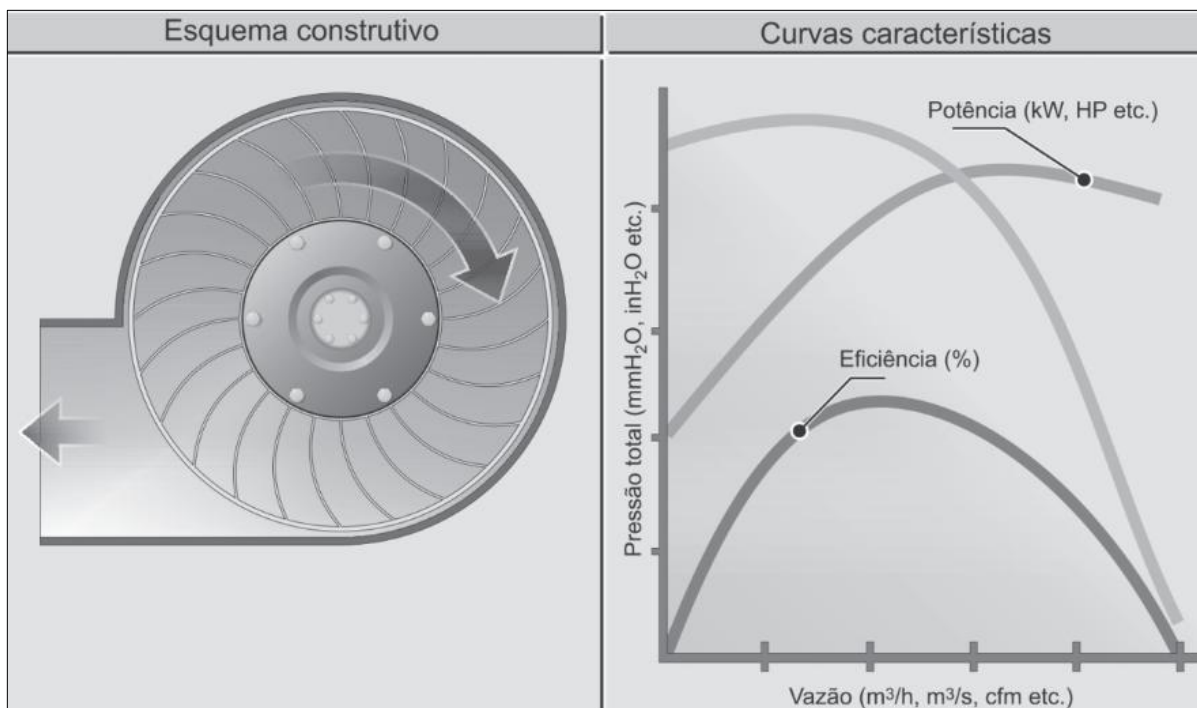


Fonte: adaptado de Bistafa (2018)

Já para ventilador centrífugo com pás curvadas para trás Bistafa (2018, p.233) menciona que este modelo é considerado o mais eficiente entre os ventiladores centrífugos, devido ao seu baixo nível de ruído, seu valor máximo de potência ocorre em um ponto operacional equivalente a 70% \approx 80% da vazão máxima. O resultado é que este ventilador não representa problemas de sobrecarga por projeto incorreto ou operação inadequada do sistema de ventilação. Por esse motivo, o ventilador de aletas curvadas para trás é chamado de “sem sobrecarga” (*non-overloading*, no inglês), disponível com aletas com perfil aerodinâmico, (um pouco mais eficiente e produzindo menos ruído, muito utilizado em sistemas de condicionamento de ar.

Porém, este modelo também apresenta algumas desvantagens como custo mais elevado que ventiladores com rotor radial, não indicado para movimentar gases com particulado sólido, os quais podem erodir as aletas

Figura 6 - Curva típica de ventiladores com pás curvadas para trás.

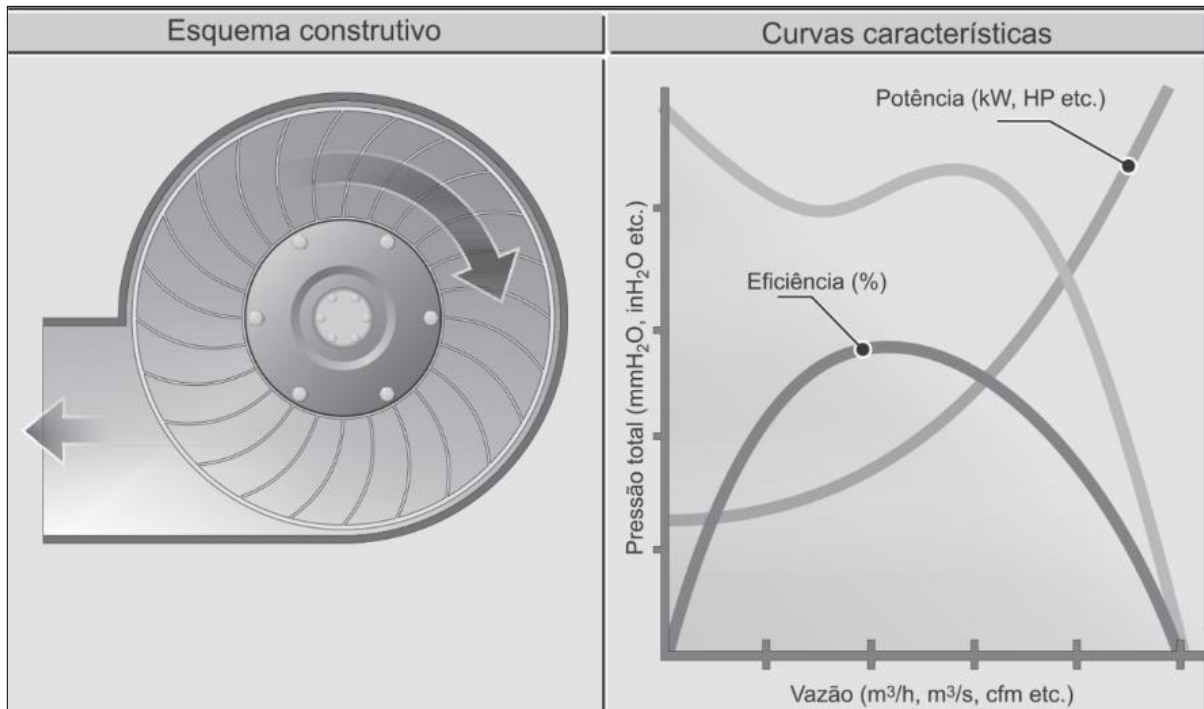


Fonte: adaptado de Bistafa (2018)

Para o modelo de ventilador centrífugo com pás curvadas para frente comercialmente conhecidos como ventiladores Siroco, Bistafa (2018, p.233) menciona que este ventilador é utilizado com gases isentos de particulado sólido e uma de suas particularidades é de sua curva característica ter uma extensa faixa de pressão quase constante, o que o torna particularmente adequado para aplicações em sistemas nos quais se deseja minimizar a influência de alterações de dispositivos, como os registros de controle de vazão (*dampers*). Este ventilador também apresenta um ramo instável da curva característica de potência, na faixa das baixas vazões.

A sua potência cresce constantemente com o aumento da vazão, o que requer um grande cuidado na determinação do ponto de operação do sistema e na seleção do motor de acionamento, o que pode ocasionar a queima se a vazão resultante for muito superior àquela projetada. Um tipo muito comum de ventilador centrífugo radial é o Sirocco, que tem rotor largo e muitas aletas curvas. Para uma dada vazão e uma certa pressão total, o Sirocco é o menor entre os ventiladores centrífugos, operando em uma rotação mais baixa, o que é importante para minimizar a geração de ruído. Sua eficiência, entretanto, é menor que a do centrífugo de aletas curvadas para trás.

Figura 7 - Curva típica de ventiladores com pás curvadas para frente.



Fonte: adaptado de Bistafa (2018)

2.4 GEOMETRIA DE DUTOS

Segundo Young (2017, p.282) existem dois tipos principais de condutos: condutos livres e condutos forçados. Rios, por exemplo, são exemplares típicos de condutos livres, onde o escoamento ocorre pela ação da gravidade em canais abertos. Por outro lado, sistemas de distribuição de água exemplificam condutos forçados, que operam sob pressão em tubulações fechadas, conduzindo o fluido em condições controladas de fluxo.

A geometria dos dutos pode variar principalmente em termos de comprimento, largura para dutos retangulares, diâmetro para dutos cilíndricos, e na quantidade de curvas presentes no duto. Para Mills (2004, p. 319), o design dos dutos é uma das primeiras tarefas a serem desenvolvidas no projeto de sistemas de transporte. A taxa de fluxo do material e a distância de transporte normalmente são especificadas pelo cliente que deseja adquirir o equipamento de transporte. Com base nessas informações, é dimensionado o diâmetro interno dos dutos em casos de dutos cilíndricos e a pressão de ar necessária para o funcionamento do equipamento.

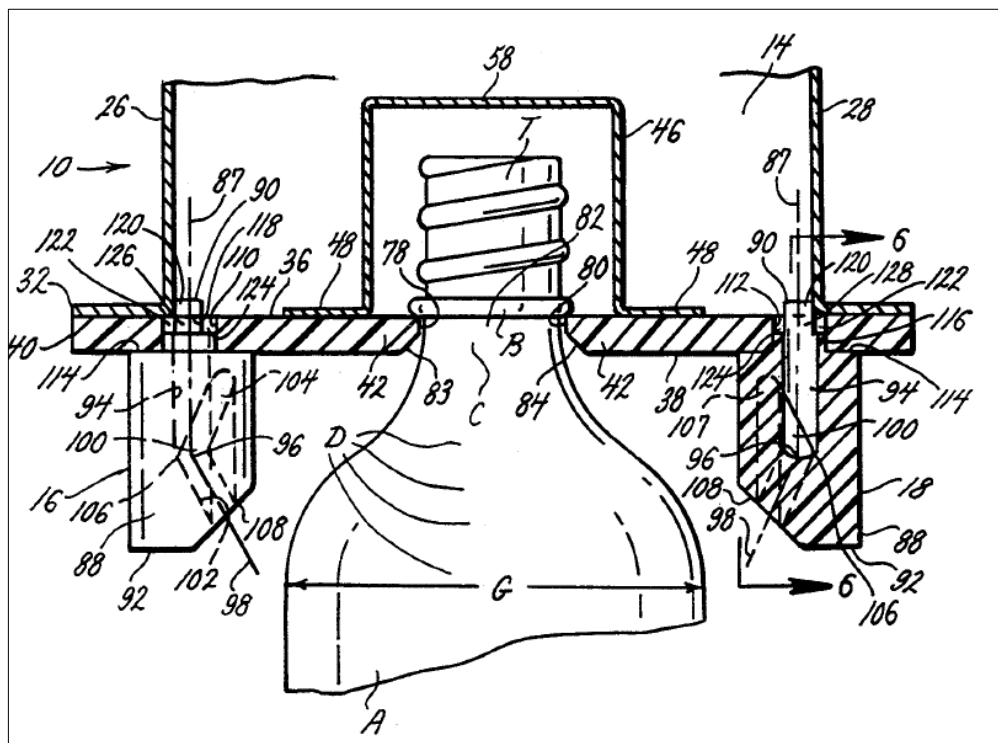
Outra tarefa citada por Mills (2004, p.319) é a tarefa primária para o dimensionamento do equipamento de transporte pneumático que é realizar testes ou utilizar alguma experiência anterior com o mesmo material a ser transportado. Se esses dados característicos estiverem disponíveis, eles podem ser usados para dimensionar outro duto com um certo nível de precisão.

Em um estudo feito por Oullette (1993, p. 4), é mencionado que uma das alternativas usadas no dimensionamento de dutos com o intuito de evitar colisões entre os frascos e priorizar a maior força de ar nas garrafas acumuladas em determinado ponto é através da instalação do que é conhecido por persianas nas laterais dos dutos, aliviando a pressão nos pontos de menor acúmulo.

Outro tipo de transportador mencionado por Oullette (1993, p. 4) é um transportador de garrafas determinado Plenum de ar ou duto. O Plenum possui na parede inferior da carcaça do duto um par de flanges espaçadas. Estes flanges fornecem bordas internas opostas que definem uma fenda longitudinal central.

A configuração de carcaça mostrada na Figura 8 que foi mencionada por Oullette (1993, p.4), suporta duas fileiras de bicos (46) em lados opostos da fenda, um soprador entrega ar pressurizado ao Plenum (14), e o Plenum transfere o ar para os bicos. Os bicos são orientados de forma que a sua saída direcione o ar em fluxo para baixo, para dentro, e para frente, contra a geometria da garrafa enquanto as garrafas são suportadas pelo perfil deslizante (42).

Figura 8 - Característica do duto de um transportador pneumático.



Fonte: adaptado de Oullette (1993)

2.5 GEOMETRIA DE ALETAS

Diversos sistemas de ar com diferentes geometrias são amplamente conhecidos para o transporte de garrafas. A patente americana EUA nº 4,283,370 de Danler, abordada no estudo realizado por Smith e Hilbish (1992, p.2), descreve um tipo de transportador que utiliza fendas e jatos de ar nas paredes laterais de um canal verticalmente orientado, projetados para emitir ar que incide nas porções do pescoço da garrafa. Outra patente discutida por eles é a patente americana EUA nº 4,822,214 de Aidlin, que compreende um conjunto de persianas direcionadoras de ar nas paredes superiores e laterais de um canal em forma de “U” invertido, projetado para receber a porção do pescoço de um recipiente.

Geometrias como essas, que utilizam jatos de ar dispostos acima dos trilhos do pescoço ou que transportam garrafas direcionando ar para a região acima dos anéis do pescoço, apresentam algumas desvantagens. Uma dessas desvantagens é a possibilidade de contaminantes presentes no ar do equipamento serem introduzidos no interior das garrafas. De acordo com Smith e Hilbish (1992, p.2), essa desvantagem pode ser exacerbada em um design que exige que uma garrafa consideravelmente grande seja transportada direcionando ar apenas na pequena porção do pescoço da garrafa. Transportar garrafas de porte consideravelmente grande pode necessitar de uma pressão de ar relativamente mais alta, aumentando assim o risco de contaminação e a necessidade de maior pressão para movimentação eficiente.

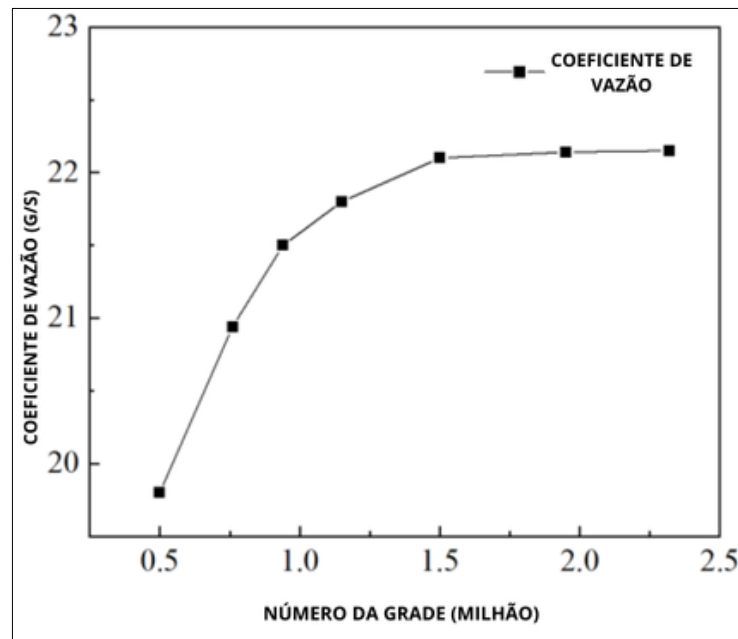
Outra desvantagem citada por Smith e Hilbish (1992, p.2), é a fricção que pode ser criada entre os trilhos do equipamento transportador e o anel do pescoço da garrafa, o que pode exigir um aumento na pressão do ar para realizar o transporte e assim reduzindo a eficiência do sistema.

2.6 ANÁLISE NUMÉRICA

A quantificação do desempenho do fluxo de ar representa um desafio complexo devido às possíveis inconsistências nos resultados estimados. A aplicação de métodos de análise numérica oferece uma alternativa para alcançar aproximações mais precisas em tais medições. O artigo elaborado por Bai, Tan e Liu (2022, p.4), exemplifica a utilidade prática dessas técnicas. Neste estudo, os autores empregam simulação numérica para investigar o comportamento do fluxo de ar em um ventilador centrífugo.

De acordo com Bai, Tan e Liu (2022, p.2), a malha de cálculo empregada no estudo foi elaborada com base em uma estrutura geométrica complexa de tipo poliédrico, e técnicas de refinamento local foram implementadas para aprimorar a qualidade da malha. O modelo numérico foi subdividido em regiões rotativas e não rotativas, de acordo com as características dinâmicas específicas de cada zona. A área rotativa foi densamente gradeada, enquanto a região não rotativa foi configurada com uma malha mais esparsa. Para assegurar a precisão da malha, conduziu-se uma análise de independência de malha. Conforme mostrado na Figura 9, observou-se que, ao exceder 1,5 milhão de elementos na malha, a vazão na entrada do ventilador sofreu variações mínimas. Portanto, estabeleceu-se que o número final de elementos na malha do modelo seria de 1,55 milhão.

Figura 9 - Verificação de independência de malha.



Fonte: adaptado de Bai, Tan e Liu (2022)

Os resultados obtidos pelos autores revelaram que a simulação numérica é capaz de prever com precisão as características de desempenho e mecânicas do ventilador centrífugo. Especificamente, o estudo destacou a eficiência da modelagem em identificar padrões de fluxo de ar e distribuições de pressão dentro do dispositivo, assim como em avaliar o impacto das variáveis operacionais sobre a eficácia do ventilador. Além disso, a análise numérica ajudou a identificar áreas críticas onde ocorrem perdas de carga significativas, proporcionando uma base sólida para futuras melhorias no design dos ventiladores centrífugos.

A aplicação de análise numérica demonstra ser uma ferramenta eficaz na quantificação de perdas de carga em sistemas de dutos, conforme ilustrado no estudo de Manning et al. (2013, p. 400). Este estudo enfoca a utilização de técnicas de dinâmica dos fluidos computacional (CFD) para determinar o coeficiente de perdas de carga em conexões de dutos, proporcionando uma metodologia precisa para a previsão de eficiência hidráulica em sistemas de ventilação e transporte de fluidos.

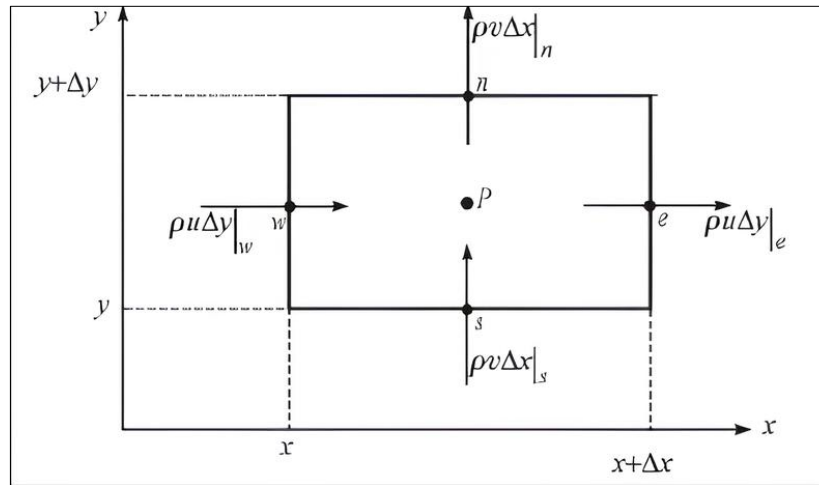
Conforme Çengel e Cimbala (2015), os métodos de dinâmica dos fluidos computacional (CFD) permitem resolver problemas na área de fenômenos de transporte por meio de análises diferenciais iterativas. Por outro lado, alguns modelos de escoamento bidimensional podem ser resolvidos de forma analítica, considerando aproximações de viscosidade e velocidade.

Já os modelos tridimensionais são representados pelas equações de Navier-Stokes, que envolvem variáveis dependentes como p sendo a pressão do fluido (Pa) e u , v e w sendo as velocidades nas direções x , y e z (m/s) respectivamente. Por outro lado, equações não lineares não possibilitam a resolução de forma analítica.

A análise por Dinâmica dos Fluidos Computacional (CFD), conforme Çengel e Cimbala (2015), incorpora a resolução das equações de Navier-Stokes, que são fundamentais para modelar o comportamento dos fluidos ao abordar as leis de conservação de massa, momento e energia. Essas equações são complementadas pela inclusão de parâmetros específicos que definem as propriedades físicas do fluido, como densidade, condutividade térmica e viscosidade. As leis de conservação para massa, momento angular e energia são formalmente expressas em termos matemáticos através das equações de conservação.

O método numérico dos volumes finitos (MVF) exemplificado na Figura 10 monta e resolve matrizes algébricas em todos os pontos da peça analisada no software de CFD. O método MVF substitui o domínio computacional do fluido em volumes discretos, onde as equações de transporte são integradas.

Figura 10 – Representação cartesiana para volume de controle



Fonte: adaptado de Maliska (2017)

O software de Dinâmica dos Fluidos Computacional (CFD) empregado no estudo de Manning et al. (2013, p. 400) é capaz de simular fluxos tanto laminares quanto turbulentos. Para a modelagem de fluxos turbulentos, o software implementa as equações de Navier-Stokes modificadas pela média de Favre, geralmente conhecidas como RANS, são derivadas colocando as variáveis de fluxo decompostas nas equações governantes, implementando a média de Favre e reorganizando. onde C_p = calor específico da mistura e P_{rT} = número de Prandtl turbulento. Com isso, é possível capturar as flutuações médias das velocidades e outras propriedades do fluido. Em contraste, a simulação de fluxos laminares é tratada com uma abordagem que integra diretamente fenômenos dependentes do tempo em larga escala, permitindo uma análise mais precisa das características do escoamento laminar.

Neste método, emergem termos adicionais, tais como as tensões de Reynolds, nas equações, exigindo a introdução de novas informações. Para contornar isso, o software de CFD emprega equações de transporte para a energia cinética turbulenta e sua taxa de dissipação, utilizando o modelo k-ε. Contudo, este modelo não é eficiente em todas as aplicações, particularmente sob condições de altas pressões adversas e em escoamentos rotativos e giratórios, sendo eficaz apenas para fluxos turbulentos plenamente desenvolvidos.

Neste contexto, os autores optaram por uma versão modificada do modelo k-ε, incorporando uma série de melhorias empíricas para ampliar sua aplicabilidade. Um exemplo é a incorporação da função de amortecimento proposta por Lam e Bremhorst (1981), destinada a aprimorar a representação do perfil da camada limite em malhas computacionais mais densas. Essa modificação no modelo k-ε padrão permite a descrição mais acurada de fluxos laminares, turbulentos e de transição em fluidos homogêneos.

2.6.1 Modelo k- ϵ

Em aplicações onde a turbulência é significativamente influenciada por difusão e convecção, conforme Versteeg e Malalasekera (2007), é necessário utilizar o fator de energia turbulenta (k) e os respectivos fatores que afetam essa energia (ϵ). O modelo k- ϵ apresenta duas principais equações de transporte: uma para a energia cinética turbulenta (k) e outra para a taxa de dissipação da energia turbulenta (ϵ).

2.6.2 Modelo k- ω

Outro modelo de turbulência com duas equações de transporte é o modelo k- ω , proposto por Wilcox (1988 apud Rech, 2016). Nesse modelo, o termo ω se refere à frequência de dissipação da turbulência. Conforme Rech (2016), este modelo é altamente sensível às condições de contorno de corrente livre. Em velocidades muito baixas, podem ocorrer variações na viscosidade dentro da camada limite, afetando significativamente os resultados.

2.6.3 Modelo SST

Um modelo mais refinado, na concepção de Rezende (2009), é o modelo SST (Shear Stress Transport), que combina o modelo k- ω para escoamentos próximos à superfície com camada limite presente, diminuindo a dependência das condições de corrente livre. Esse modelo foi desenvolvido para superar as limitações dos modelos tradicionais, como o k- ϵ , ao melhorar a previsão do comportamento de escoamentos turbulentos em regiões de alta taxa de deformação, particularmente em situações onde o escoamento transita de laminar para turbulento. O modelo SST incorpora uma formulação de transição suave entre os modelos k- ω e k- ϵ , permitindo uma descrição mais precisa dos fenômenos turbulentos em diversas regiões do fluxo, desde a camada limite até regiões mais afastadas da superfície.

3 METODOLOGIA

Para a execução deste estudo, foram analisados os principais parâmetros de entrada de ar no duto transportador. Com base em estudos prévios, como o de Smith e Hilbish (1992, p.2), foi conduzida uma avaliação detalhada da geometria aletada atual, identificando características que possam influenciar o comportamento do fluxo de ar na saída.

A partir dessa análise inicial e dos dados coletados, foi projetada uma nova proposta de geometria aletada, denominada geometria AV. Este novo design foi desenvolvido com foco na redução do número de Reynolds no escoamento, bem como na busca pela melhora da vazão e na uniformidade da velocidade do fluxo de ar.

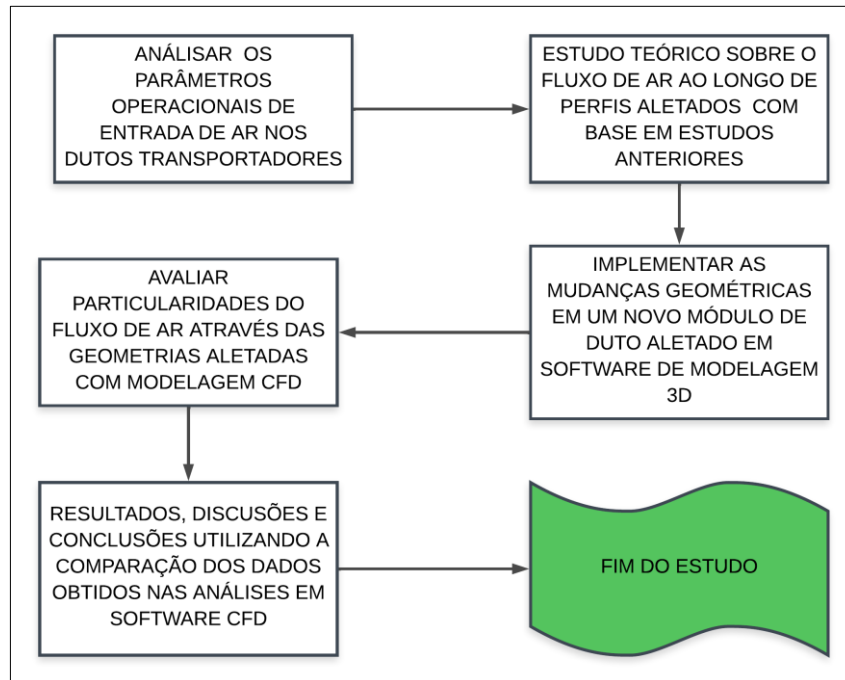
Em seguida, ambas as geometrias, AU e AV, foram modeladas em software tridimensional, possibilitando a realização de simulações utilizando Dinâmica dos Fluidos Computacional (CFD). Nessas simulações, serão aplicados os dados de entrada previamente determinados, permitindo uma análise comparativa detalhada entre os dois modelos.

Finalmente, os resultados obtidos das simulações foram submetidos a validações numéricas com base na literatura técnica disponível. Foram realizadas comparações quantitativas entre os dados de ambas as geometrias, com o objetivo de verificar se as alterações propostas na geometria AV resultaram em mudanças significativas no comportamento do fluxo de ar.

Através do software de dinâmica de fluidos computacional (CFD) Altair, e utilizando um novo modelo de perfil aletado projetado em software CAD 3D Solidworks, é possível verificar a eficiência de uma nova geometria de perfil aletado.

A Figura 11 detalha o fluxo de atividades que foram seguidas durante o estudo para a solução do problema proposto.

Figura 11 - Fluxograma de atividades;



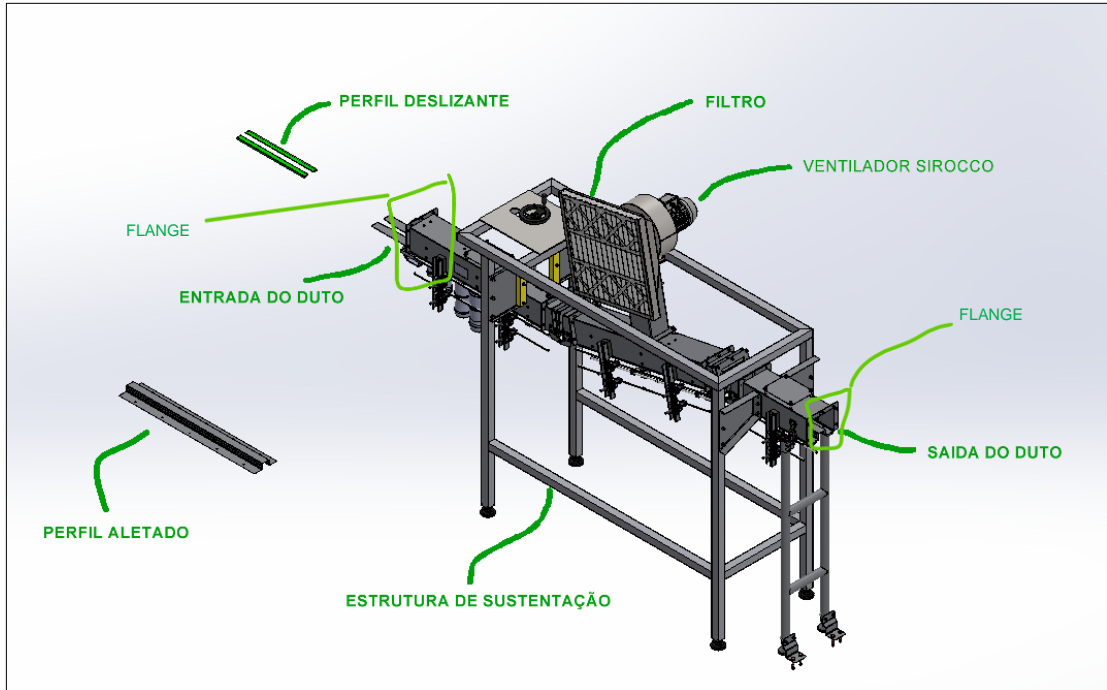
Fonte: Autor (2024)

3.1 PRINCÍPIO DE FUNCIONAMENTO

O transportador aéreo (Figura 12) consiste em um duto de geometria retangular com o perfil aletado fixado em seu interior. Sua estrutura que é composta por chassi do duto, perfil aletado, pés e suporte de perfil deslizante é produzida em Aço Inoxidável AISI 304. Perfis deslizantes de UHMWPE, e varandas de proteção para os frascos PET em Aço inoxidável AISI 304. O transportador é normalmente responsável pelo deslocamento de frascos PET do sistema de armazenagem para a próxima bancada de trabalho, como por exemplo até a máquina responsável pelo envase, ou em alguns casos, do sistema de armazenagem direto para a máquina responsável por rotular os frascos.

O sentido de trabalho do transportador aéreo começa da entrada do duto e segue até a saída. O comprimento do sistema de transporte aéreo pode variar dependendo do espaço disposto entre cada bancada de trabalho, com isso é possível unir diferentes comprimentos de duto para formar um sistema de transporte, através de flanges presentes na entrada e na saída de cada sessão transversal de duto com seu comprimento característico, conforme ilustrado na Figura 12.

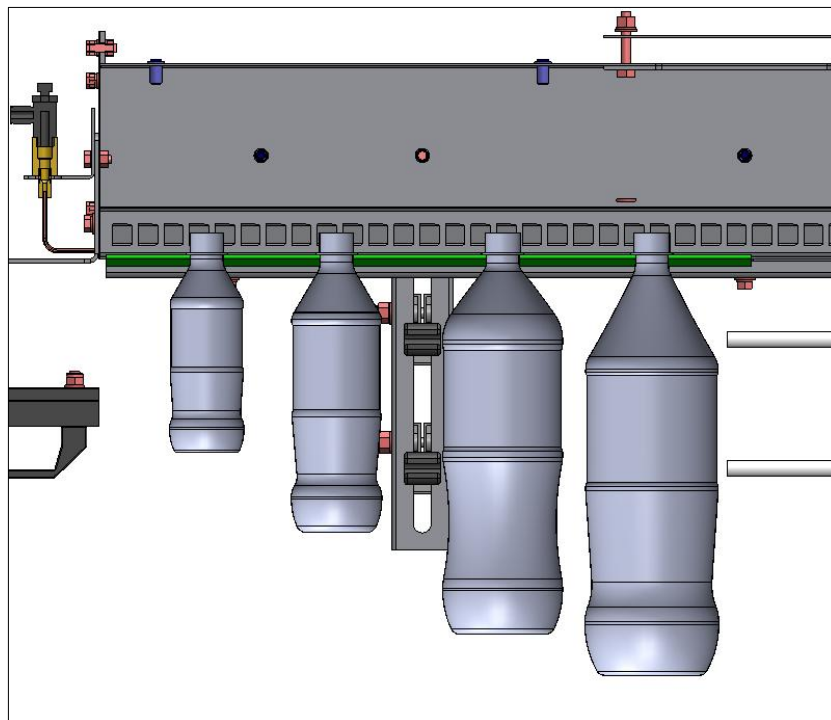
Figura 12 - Transportador aéreo.



Fonte: Autor (2024)

A Figura 13 ilustra como as garrafas são suspensas no interior dos dutos durante o transporte ao longo do sistema.

Figura 13 – Apoio de frascos em transportador aéreo.



Fonte: Autor (2024)

Conectados exclusivamente por conjuntos de fixação parafusada, os flanges destacados na Figura 12, entre os dutos não possuem sistemas de vedação, resultando frequentemente em vazamentos não quantificados ao longo da linha de transporte, o que pode ocasionar perdas ao longo de toda a extensão do sistema.

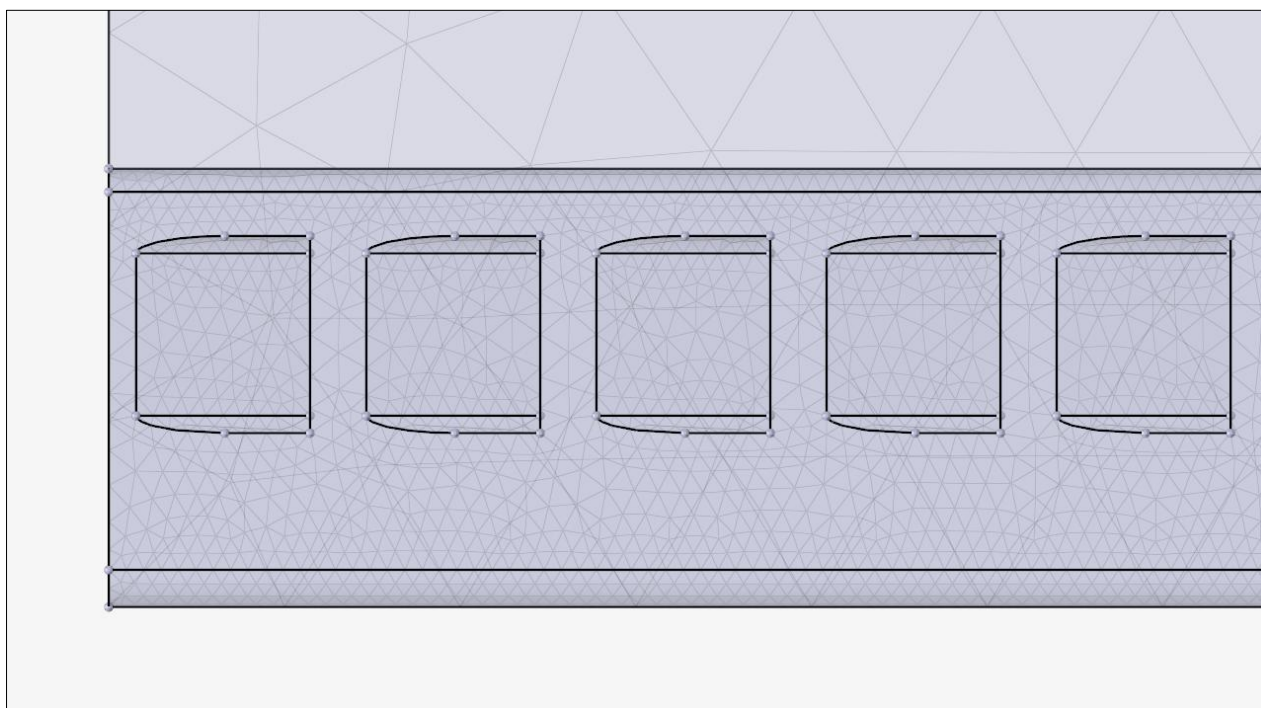
3.2 ANÁLISE CFD

Para a aplicação dos métodos numéricos empregados pelo CFD, foi desenvolvida uma geometria representativa do volume de controle (VC) correspondente ao ar insuflado no interior do duto. Após a importação do VC para o software de simulação, foram configurados os parâmetros físicos do escoamento, adotando-se um modelo de fluxo incompressível e utilizando o modelo de turbulência SST (Shear Stress Transport) formulado por Menter em 1993.

As equações de Navier-Stokes são resolvidas por métodos iterativos que convergem para resultados aceitáveis conforme os critérios estabelecidos pelo usuário. Nesse processo, o resíduo, que representa o desvio entre a solução obtida e a solução exata da equação de transporte, é um parâmetro fundamental na análise da precisão da simulação (ÇENGEL, Y. A.; CIMBALA, J. M., 2015). A magnitude desse resíduo tende a diminuir à medida que se adota um refinamento mais preciso da malha computacional, aprimorando a resolução espacial e a acurácia dos resultados. Com tudo, os modelos analisados neste estudo não pode ter sua malha refinada por limitações de hardware, tendo sua configuração de malha estabelecida em 1,5 milhões de elementos por limitações de hardware.

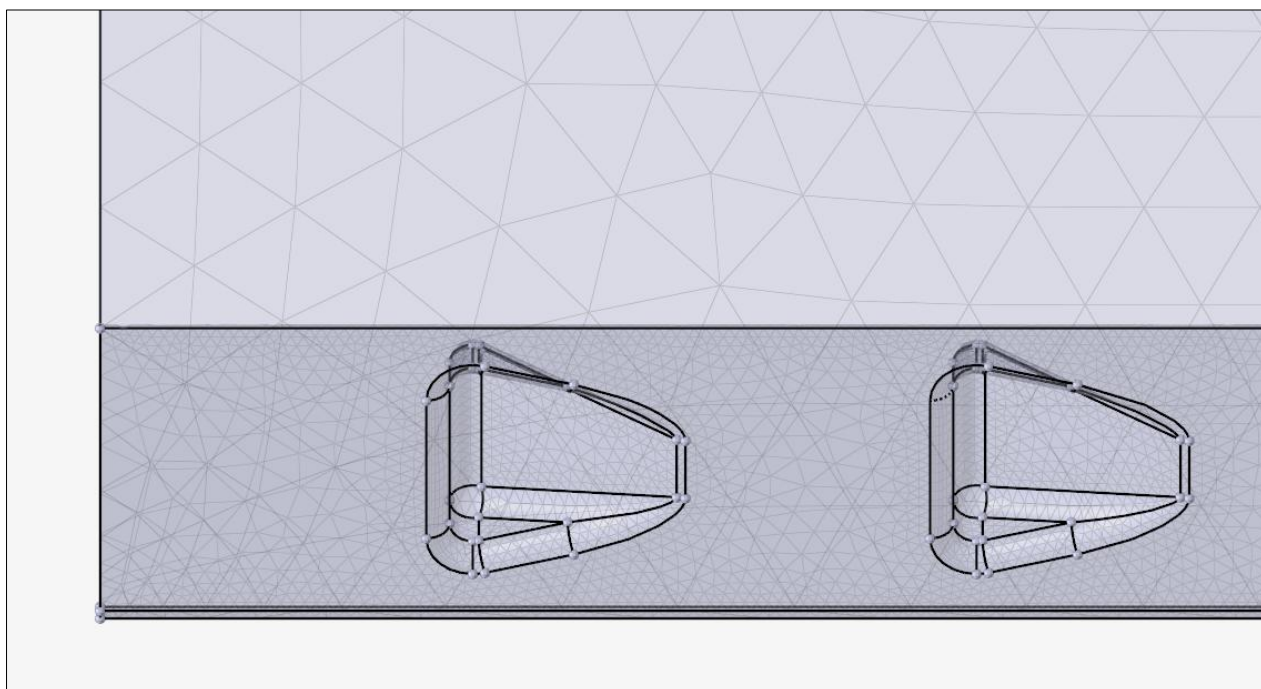
Para a fase de simulação computacional, o software de CFD foi configurado com base em critérios rigorosos de pré-tratamento, incluindo o ajuste das condições de contorno e a discretização da malha. A convergência da análise foi alcançada quando o número máximo de 100 ciclos iterativos foi completado ou, alternativamente, quando o desvio residual dos parâmetros simulados foi reduzido abaixo de 10^{-4} , a Figura 14 e Figura 15 ilustram as malhas criadas em ambas as geometrias para análise CFD.

Figura 14 - Vista lateral ampliada da malha Geometria AU.



Fonte: Autor (2024)

Figura 15 - Vista lateral ampliada da malha Geometria AV.



Fonte: Autor (2024)

3.2.1 Pós-Processamento

Após o processamento dos dados, a interpretação dos resultados torna-se fundamental para correlacioná-los com os parâmetros físicos de interesse. Nesta etapa, os resultados foram apresentados, permitindo a visualização dos fenômenos físicos associados à distribuição de pressão e ao comportamento da velocidade do escoamento nos dois perfis analisados. As velocidades e vazões de cada modelo de aleta foram determinadas diretamente a partir de cálculos analíticos. Para comprimentos de geometria distintos, no entanto, foi necessário complementar a análise com cálculos analíticos realizados pelo usuário para validação.

4 RESULTADOS

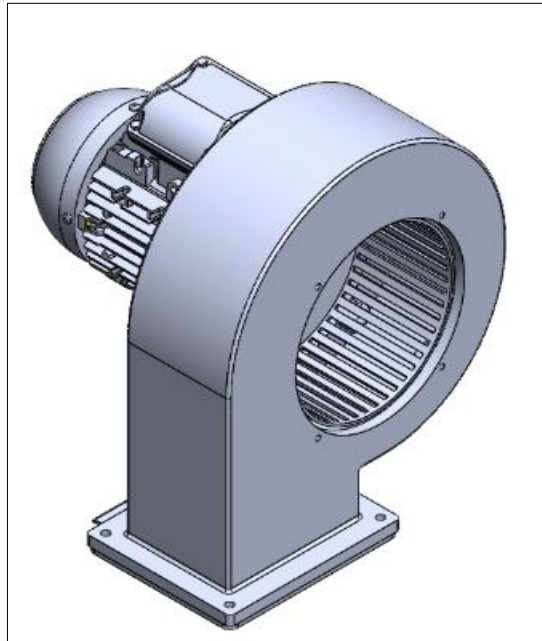
Através de cálculos analíticos, foram realizadas análises comparativas detalhadas entre vazão, velocidade e número de Reynolds, considerando variações no comprimento de cada geometria e na quantidade de aletas associadas. Esses parâmetros foram fundamentais para gerar gráficos comparativos, com o objetivo de identificar e caracterizar padrões de comportamento do fluxo de ar sob diferentes condições operacionais, proporcionando uma visão mais aprofundada das interações entre os elementos geométricos e o fluxo.

4.1 SISTEMA DE INSUFLAÇÃO DE AR

O modelo de ventilador atual utilizado no transportador aéreo é o Ventilador Sirocco modelo CV-20, com motor 2CV 2 POLOS, velocidade de 3500 RPM, posição de montagem S1 B14 e frequência de 60 HZ com 12 pás (Figura 16) conforme catálogo de representante.

Sua posição de montagem no equipamento atualmente varia dependendo da altitude em que o transportador irá trabalhar. Considerando a altitude da cidade de Bento Gonçalves, Rio Grande do Sul, Brasil de 690 metros acima do nível do mar, este ventilador é instalado a cada 3 metros de comprimento de duto, podendo variar para um ventilador a cada 2 metros para altitudes mais altas.

Figura 16 - Ventilador Siroco aplicado no transportador aéreo.



Fonte: Autor (2024)

Com base nas informações fornecidas pelo fornecedor na Figura 17 e considerando a área da entrada de ar na parte superior dos dutos, é possível determinar a velocidade nominal do ar impelido para o interior do transportador utilizando a seguinte equação.

$$v = \frac{Q}{A} \quad (3)$$

Onde:

v é a velocidade média do fluido (m/s),

Q é a vazão volumétrica (m³/s),

A é a área da seção transversal do tubo (m²).

Figura 17 - Modelos de ventiladores Siroco.

Modelo	Vazão	Pressão Max.	Peso	Tensão	Potência	Rotação
CV-09	3,6 m³/min	26 mmCa	4,5 kg	220/38v	0,16cv	3500 RPM
CV-10	6,6 m³/min	39 mmCa	6,5 kg	220/38v	0,25cv	3500 RPM
CV-11	9,0 m³/min	70 mmCa	5,0 kg	220/38v	0,33cv	3500 RPM
CV-13	9,9 m³/min	80 mmCa	7,5 kg	220/38v	0,5cv	3500 RPM
CV-16	19 m³/min	99 mmCa	16 kg	4T	1cv	3500 RPM
CV-18	25,8 m³/min	108 mmCa	20 kg	4T	1,5cv	3500 RPM
CV-20	42 m³/min	150 mmCa	22 kg	4T	2cv	3500 RPM
CV-20E	51 m³/min	172 mmCa	27 kg	4T	4cv	3500 RPM
CV-22	70 m³/min	190 mmCa	43 kg	4T	5cv	3500 RPM

Fonte: Adaptado de DJE Ventiladores (2024)

Considerando uma seção transversal de entrada retangular de 0,138m x 0,120m com área de 0,016 m² é possível calcular a velocidade média do ar para o sistema de insuflação de ar atual.

$$v = \frac{0,7}{0,01656} = 42,27m/s \quad (4)$$

Com base em uma análise comparativa entre dois ventiladores, os modelos VC-500 e VCD-300, é possível observar que, embora apresentem vazões e rotações semelhantes ao modelo CV-20, há distinções significativas em relação aos parâmetros de pressão e potência. A Tabela 1 detalha as diferenças entre os modelos.

Tabela 1 – Comparativo entre ventiladores com vazões semelhantes.

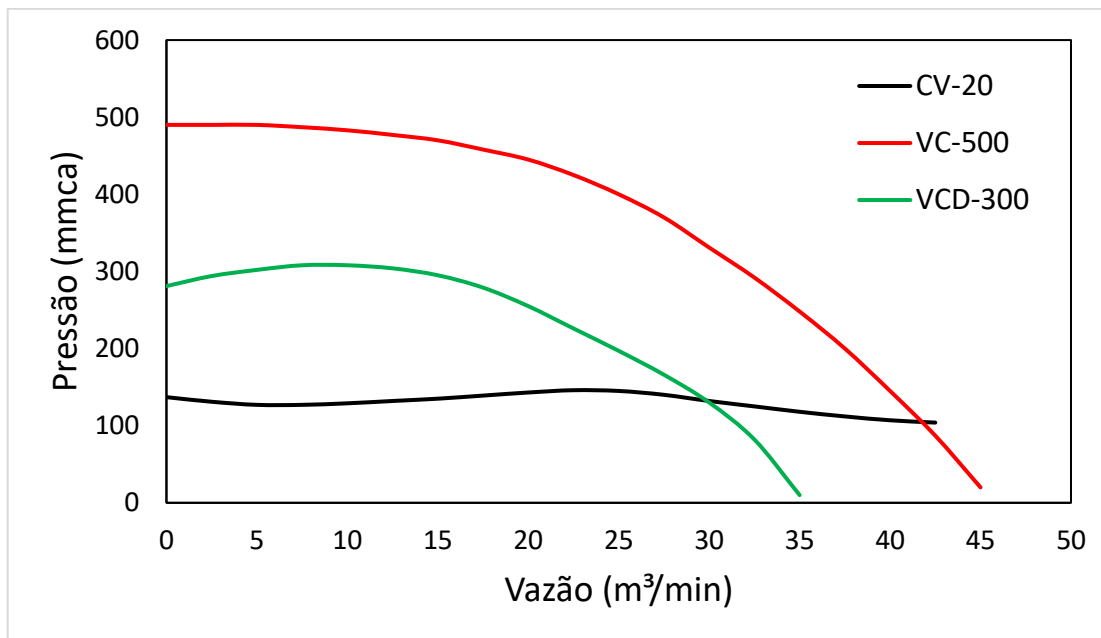
Modelo	Vazão (m³/min)	Pressão Max. (mmCa)	Peso (Kg)	Potência (CV)	Rotação (RPM)
CV-20	42	150	22	2	3500
VC-500	44	285	64	5	3500
VCD-300	34	335	46	3	3500

Fonte: Adaptado de DJE Ventiladores (2024)

O fornecedor do ventilador atualmente empregado no transportador oferece dois modelos adicionais tecnicamente equivalentes em termos de pressão e vazão máxima. A análise do catálogo técnico identificou os modelos VC-500 e VCD-300 como alternativas viáveis. Embora apresentem vazões e rotações semelhantes ao modelo CV-20, há discrepâncias significativas nos parâmetros de pressão e consumo de potência, conforme detalhado na Tabela 1.

Através de uma análise comparativa das curvas de desempenho dos ventiladores VC-500 e VCD-300 ilustrada na Figura 18, juntamente com os dados previamente apresentados na Tabela 1, conclui-se que o ventilador Sirocco CV-20 se destaca como a escolha mais eficiente entre as três opções avaliadas. Esse ventilador oferece uma vazão equivalente aos modelos concorrentes, com mínima variação de pressão em toda faixa de vazão, além de utilizar um motor de menor potência. Essas características resultam em uma redução significativa no custo operacional do equipamento. Esta seria uma escolha baseada em eficiência e custo, as análises serão comparativas com o mesmo tipo de ventilador. Porém futuros estudos podem ser feitos com regimes de pressão mais elevados para avaliar o efeito no transporte de frascos.

Figura 18 - Curva comparativa de desempenho entre ventiladores.



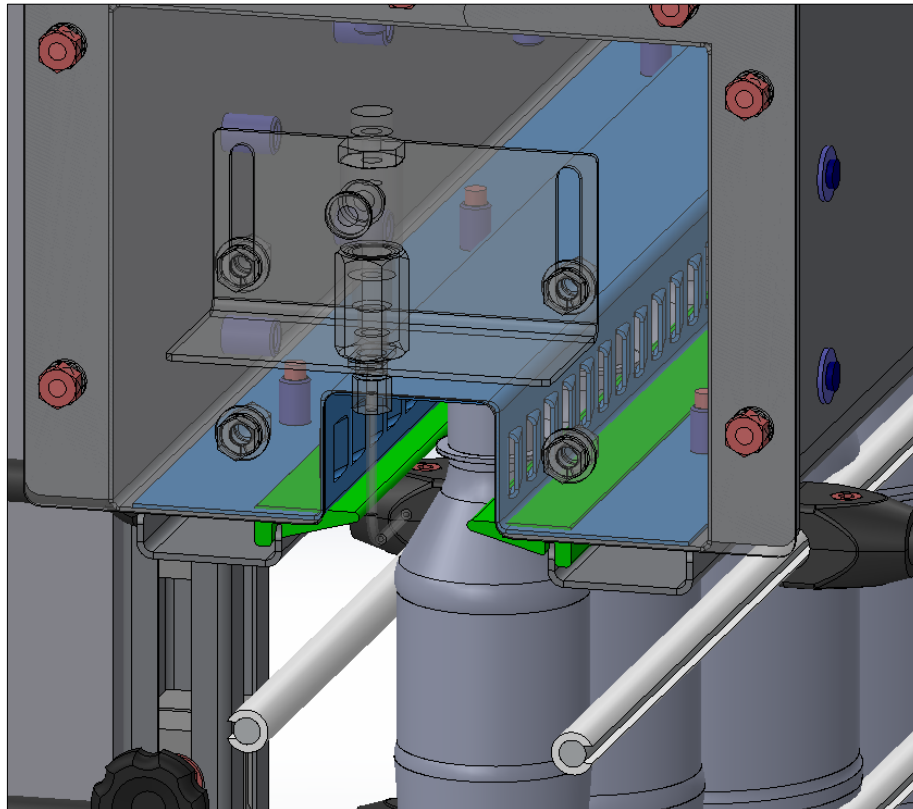
Fonte: Adaptado de DJE Ventiladores (2024)

4.2 GEOMETRIA AU

A seção específica em análise neste estudo é a geometria AU, destacado em azul na Figura 19, que está localizado no interior do equipamento. Este perfil desempenha a função de direcionar o ar ao longo do comprimento do duto, provendo o deslocamento dos frascos PET.

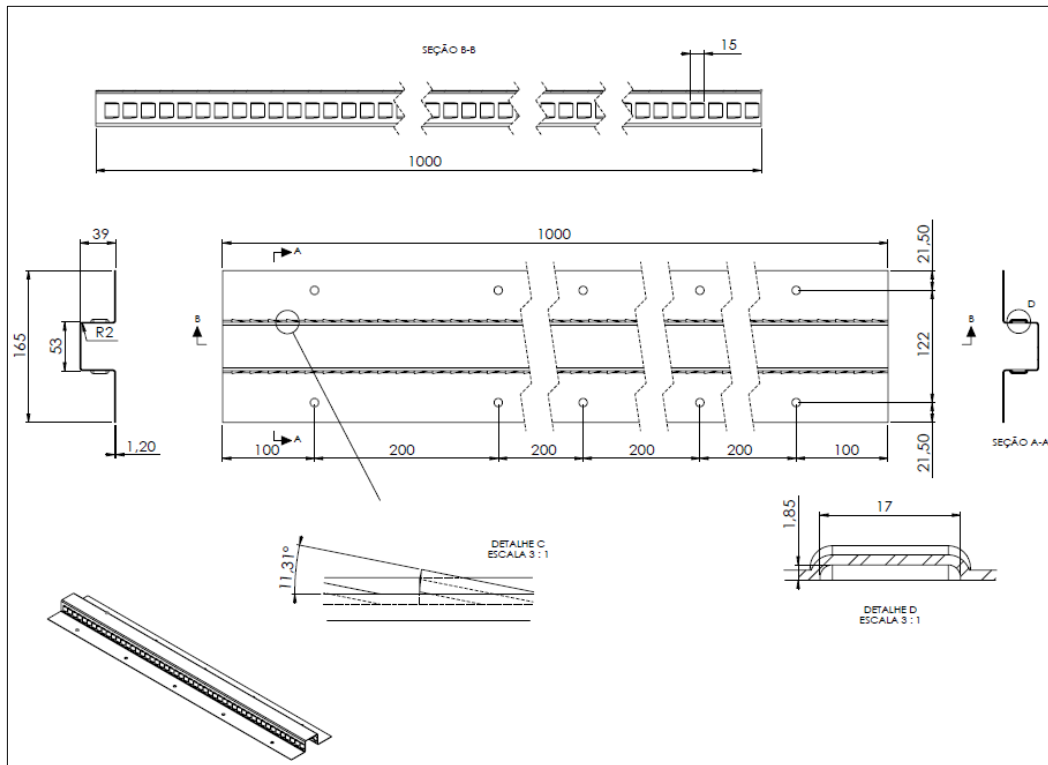
As aletas abertas na geometria AU (Figura 20) possuem ângulos de 90° , caracterizando-se como um perfil retangular, com aletas de 0,0018m de altura e 0,017m de largura que resulta em uma área de entrada de ar de $0,000031\text{m}^2$, e seu espaçamento entre aletas de 0,050m. São fabricadas utilizando uma matriz de estampo, e subsequentemente, são executadas as dobras necessárias para obter a geometria final do perfil. Este perfil é rigidamente fixado no interior do duto através de porcas rebites. Os frascos são suspensos pelo anel presente no pescoço, e o fluxo de ar que atravessa as aletas do perfil induz o deslocamento dos frascos ao longo do perfil deslizante, permitindo assim o transporte dos frascos.

Figura 19 - Geometria Aletada.



Fonte: Autor (2024)

Figura 20 - Dimensões geometria AU.



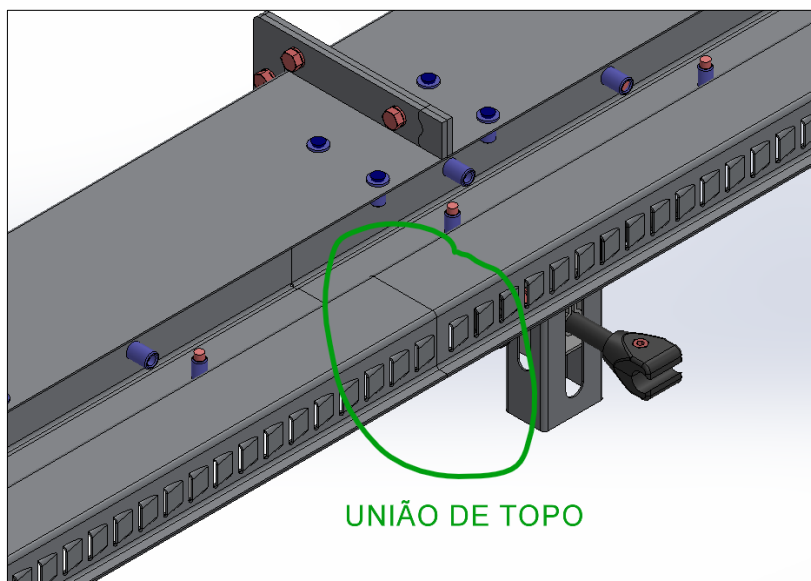
Fonte: Autor (2024)

Em termos de fluxo de ar, alguns pontos que podem ser analisados no estudo da configuração atual da geometria (AU) são a abertura, inclinação e distâncias das aletas. Conforme citado por Smith e Hilbish (1992, p.2) estes parâmetros podem caracterizar perda de eficiência no transporte devido a sua característica construtiva. redução de turbulências no fluxo de ar requer um dimensionamento adequado das áreas de saída das aletas. Áreas de saída muito pequenas podem causar acúmulo de ar, gerando gradientes de pressão que favorecem a formação de refluxos ou vórtices na região interna do duto. Esses fenômenos impactam diretamente o comportamento do escoamento, aumentando a dissipação de energia e comprometendo a uniformidade do fluxo na saída do sistema.

Em sistemas de transporte onde a distância entre as bancadas de trabalho é maior que 3000 mm que é o limite produtivo para transportar utilizando apenas uma seção transversal de duto, é necessário unir novas sessões transversais de diferentes comprimentos como mencionado no tópico anterior.

Para a geometria, a conexão interna é realizada através do que é denominado de união de topo (Figura 21), onde a face perpendicular ao plano superior do perfil se une à face perpendicular ao plano superior do perfil subsequente. Já a união dos dutos é feita através de flanges externas.

Figura 21 – União de topo perfil aletado.



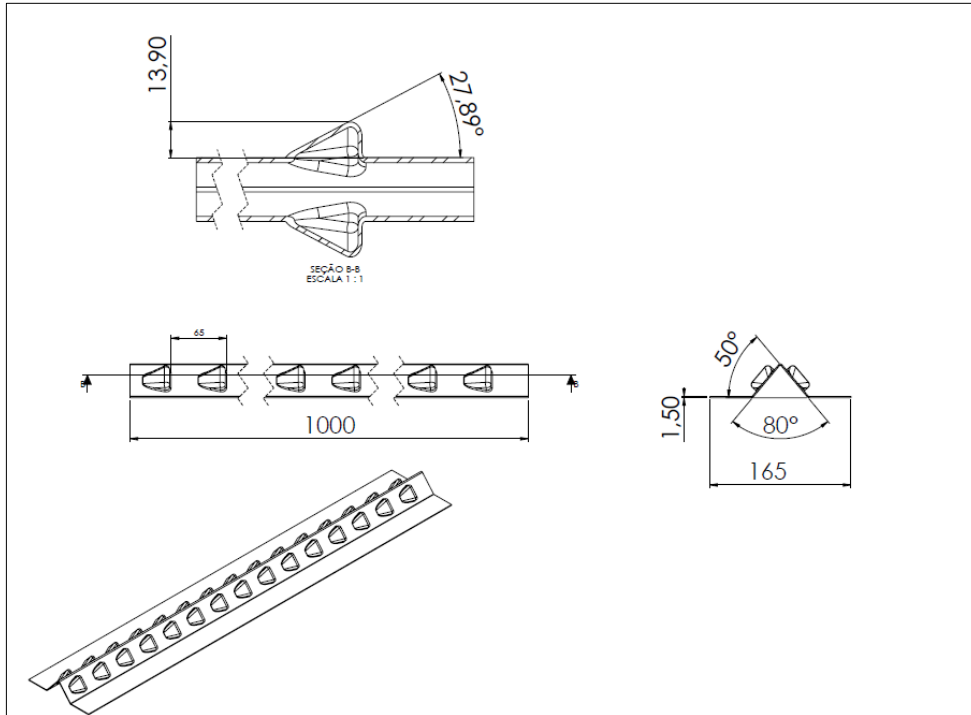
Fonte: Autor (2024)

4.3 GEOMETRIA AV

A nova configuração de geometria, denominada AV e ilustrada na Figura 22, apresenta um ângulo interno de abertura de 50° , com aletas de 0,105m de largura e 0,0352m de altura resultando em aletas com entrada de ar de área $0,0036\text{m}^2$ e seu espaçamento entre aletas foi definido em 0,065m, buscando uma possibilidade mais simplificada de produção da geometria.

A determinação das dimensões da geometria AV e de suas respectivas aletas foi realizada visando um potencial de melhora no processo de fabricação da peça em questão e, sobretudo, considerando a redução da velocidade de saída do ar através do aumento da área de saída das aletas. O fator de velocidade de saída elevado pode ser um dos principais indicadores de deslocamento irregular no transporte de garrafas no sistema atual. Com o aumento da área, há uma entrega de vazão superior e, conseqüentemente, velocidades reduzidas, o que pode favorecer uma distribuição do fluxo de ar menos turbulenta em comparação com a aleta da geometria AU, que possui uma área significativamente menor de saída de ar. Essa relação está diretamente associada à equação que define o número de Reynolds, a qual considera parâmetros como a velocidade do escoamento, o comprimento característico (geralmente associado à dimensão hidráulica da seção transversal), e as propriedades físicas do fluido, incluindo a viscosidade cinemática.

Figura 22 – Dimensões Geometria AV.



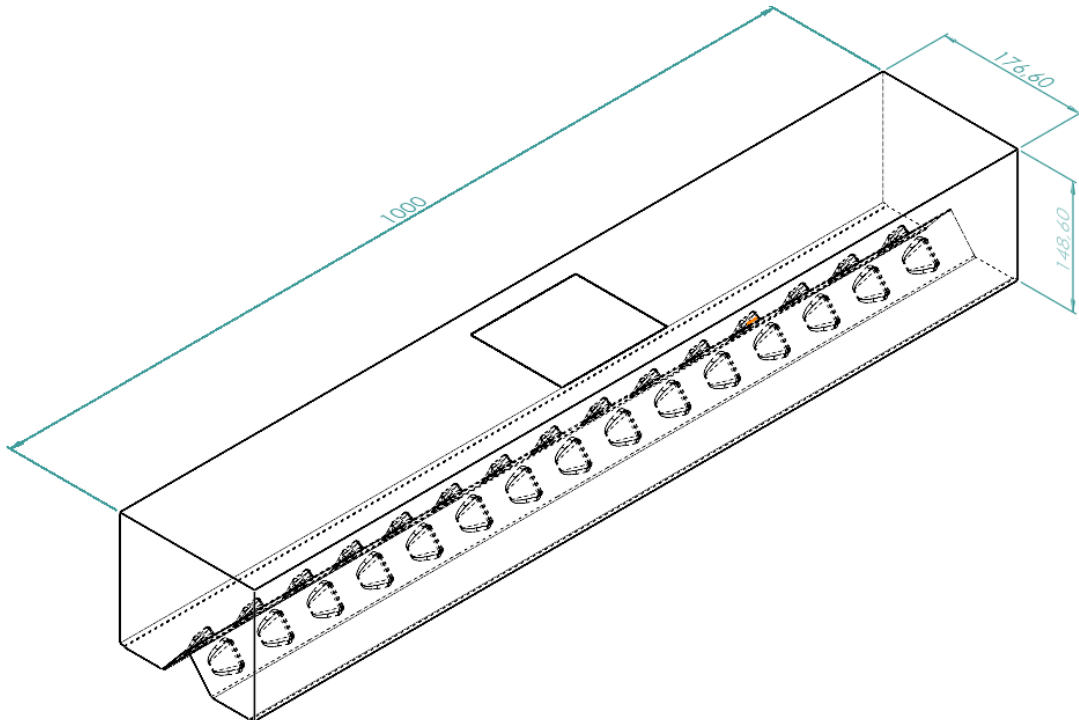
Fonte: Autor (2024)

4.4 RESULTADOS QUALITATIVOS

A partir da definição dos planos frontal de corte, foram geradas imagens representativas da velocidade ao longo dos modelos e gráficos de pressão e vazão. Para garantir consistência nas comparações, a escala de cores utilizada para a representação gráfica foi padronizada em todos os modelos analisados.

As Figura 24 e Figura 25 em vista isométrica mostram o comportamento de ambos os fluidos. A área retangular superior representa a posição atual de instalação dos ventiladores no duto, enquanto as áreas menores na região inferior da imagem correspondem às aletas de saída. A localização central da saída de ar no duto resulta em um fluxo de ar mais concentrado na região central do VC (Figura 23), o que pode gerar maiores perdas de carga nas aletas situadas nessa área.

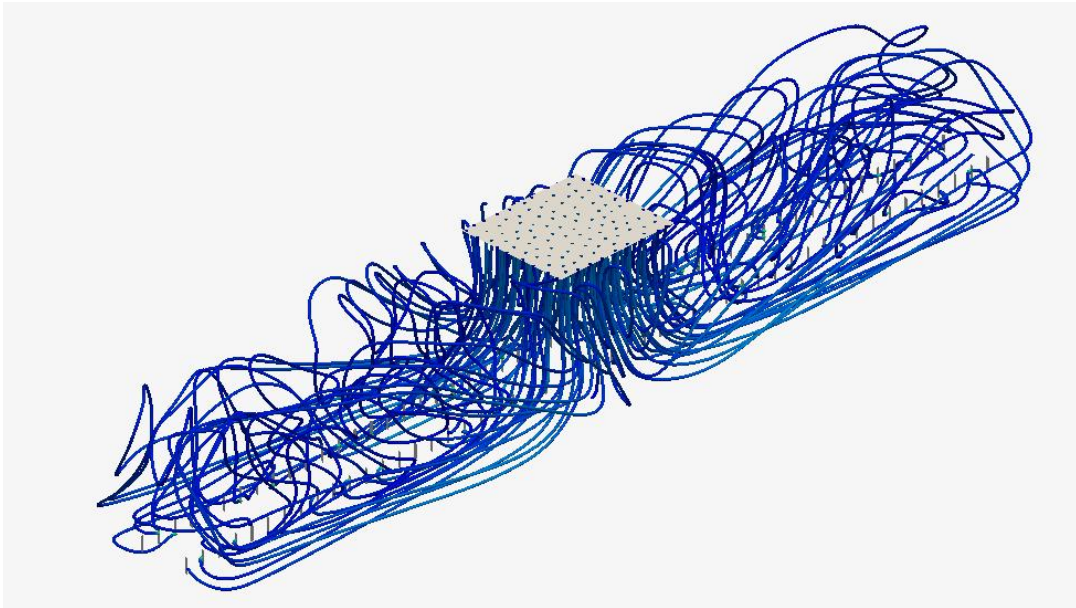
Figura 23 - Volume de controle (VC).



Fonte: Autor (2024)

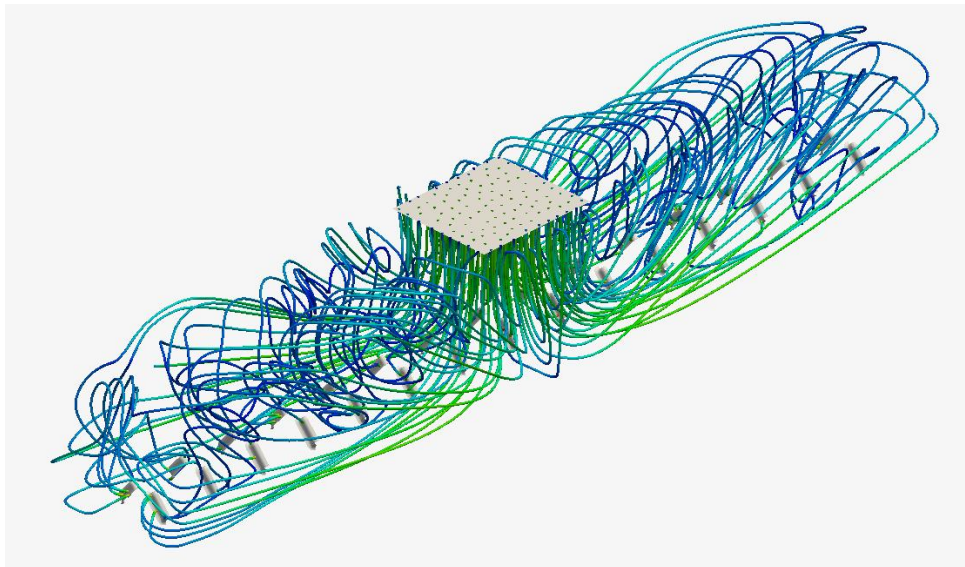
Uma possível alternativa para otimizar a distribuição do fluxo de ar seria instalar os ventiladores nas extremidades do duto, com uma inclinação ajustada para favorecer uma dispersão mais uniforme do escoamento ao longo das aletas. Em uma análise em escala macro, o comportamento do fluxo de ar no interior do duto não apresenta variações significativas entre os dois modelos de aletas simulados.

Figura 24 - Vetores de velocidade de ar Perfil AU em vista isométrica.



Fonte: Autor (2024)

Figura 25 - Vetores de velocidade de ar Perfil AV em vista Isometrica.

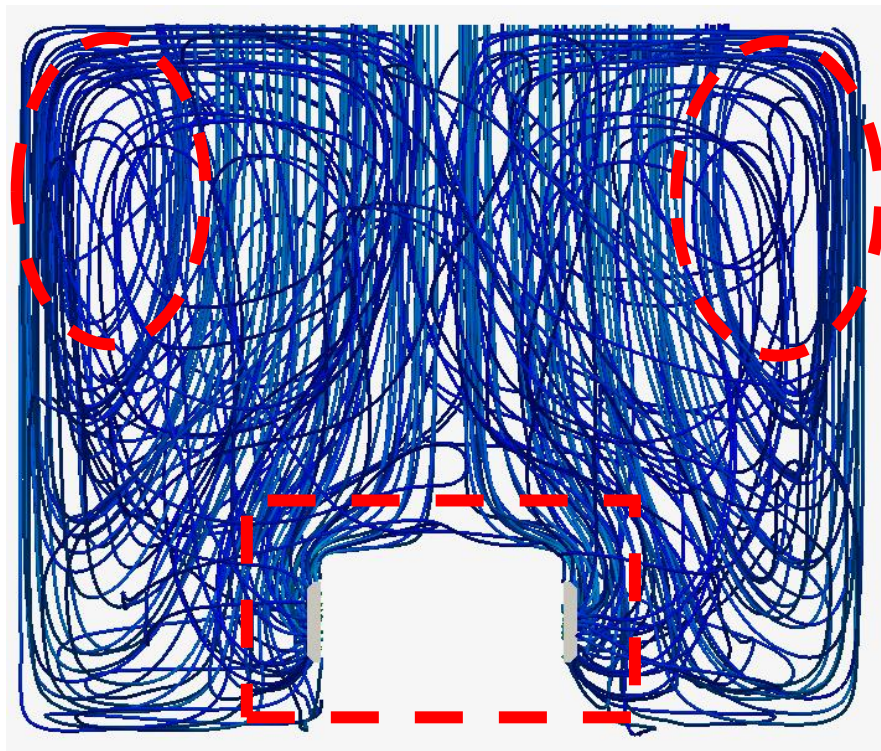


Fonte: Autor (2024)

Em uma vista frontal, é possível identificar a formação de vórtices nas regiões superiores laterais do volume de controle (VC), destacadas por linhas pontilhadas, estes vórtices podem caracterizar refluxo de ar no interior dos dutos. Ao comparar a geometria AV, representada na Figura 28, com a geometria AU, apresentada na Figura 26, observa-se uma intensificação na formação de vórtices na geometria AU. Esse comportamento pode sugerir, em termos práticos, uma maior ocorrência de turbulência no fluxo de ar no sistema de transporte atual.

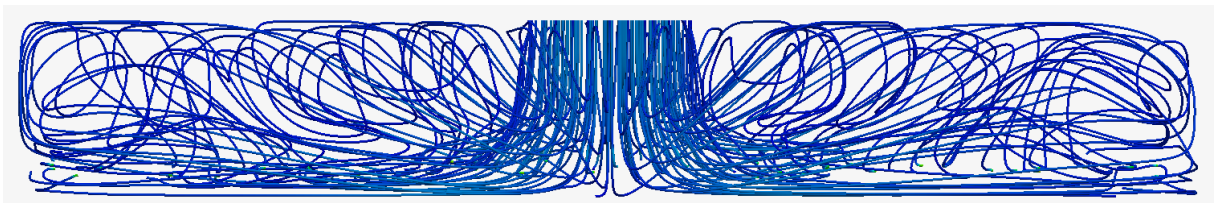
Outra região com diferenças significativas, observada em vista frontal, é a região central inferior do VC, destacada por linhas pontilhadas, onde estão posicionadas as aletas de saída. Na geometria AV (Figura 28), verifica-se um menor acúmulo de ar em comparação à geometria AU (Figura 26). Esse comportamento pode ser atribuído ao aumento da área das aletas na geometria AV, que facilita o escoamento do fluxo de ar. Como consequência, ocorre uma redução na pressão e na velocidade do ar, mas com incremento na vazão. Esse efeito pode indicar, na prática, uma melhoria no fluxo de ar, resultando em menor turbulência. A Figura 27 e Figura 29 mostram de forma macro a vista lateral do comportamento do fluxo de ar de ambas as geometrias.

Figura 26 - Vetores de velocidade de ar Perfil AU em vista frontal.



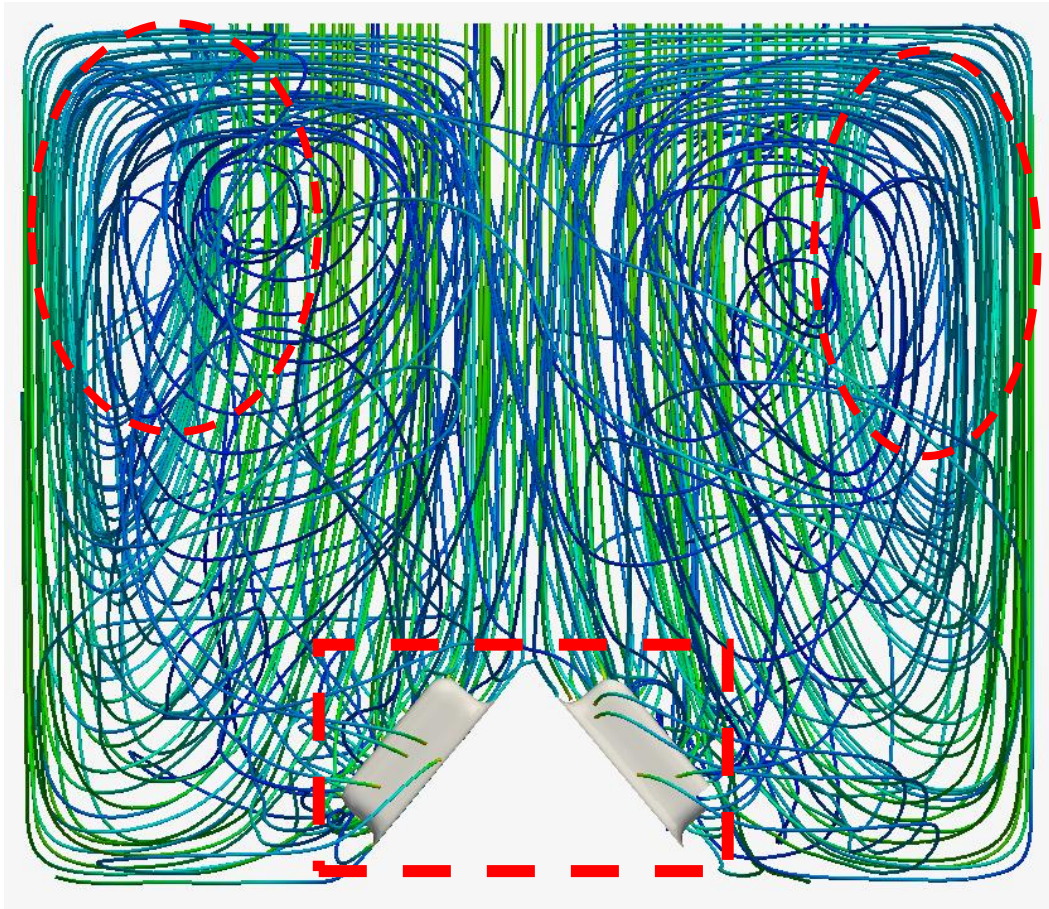
Fonte: Autor (2024)

Figura 27 - Vetores de velocidade de ar Perfil AU em vista lateral.



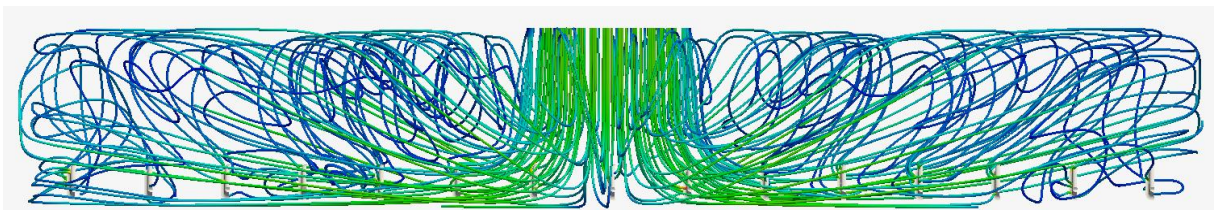
Fonte: Autor (2024)

Figura 28 - Vetores de velocidade de ar Perfil AV em vista frontal.



Fonte: Autor (2024)

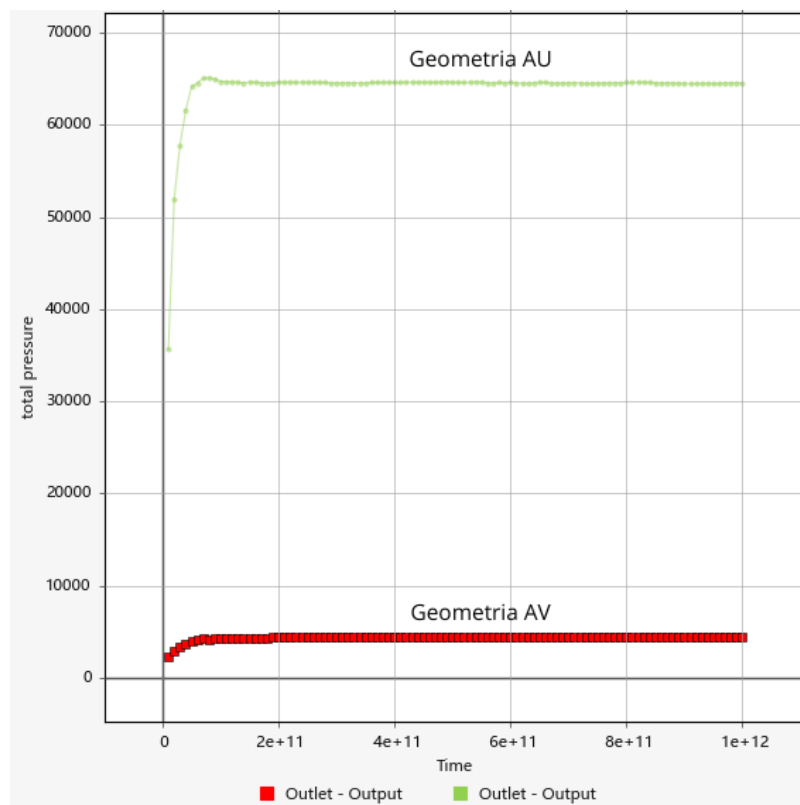
Figura 29 - Vetores de velocidade de ar Perfil AV em vista lateral



Fonte: Autor (2024)

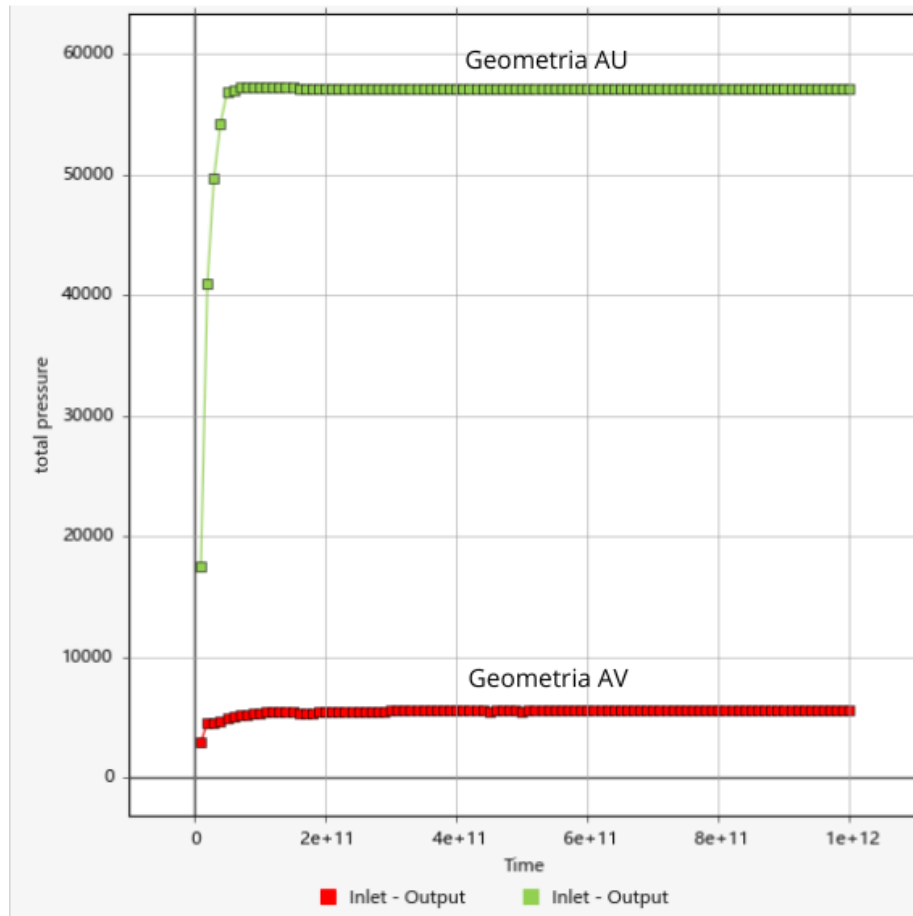
O gráfico representado pela Figura 30, demonstra a comparação das pressões (Pa) em relação ao tempo (s) na saída da geometria AU representada pela cor verde e geometria AV representada pela cor vermelha. Já o gráfico representado pela Figura 31, demonstra a comparação das pressões de entrada na geometria AU e geometria AV representadas pelas cores descritas anteriormente. Em termos quantitativos, observou-se uma redução de 91,53% na pressão de entrada e de 91,81% na pressão de saída na geometria AV em comparação à geometria AU. Esses resultados podem ser atribuídos ao aumento da área das aletas de saída, que facilita a distribuição do fluxo de ar e diminui as perdas de carga, resultando em uma redução significativa das pressões tanto na entrada quanto na saída do sistema. A expansão da área das aletas contribui para uma maior eficiência no escoamento, minimizando os pontos de estagnação e as zonas de alta resistência ao fluxo.

Figura 30 - Gráfico comparativo de pressão Total na saída entre Geometria AU e AV.



Fonte: Autor (2024)

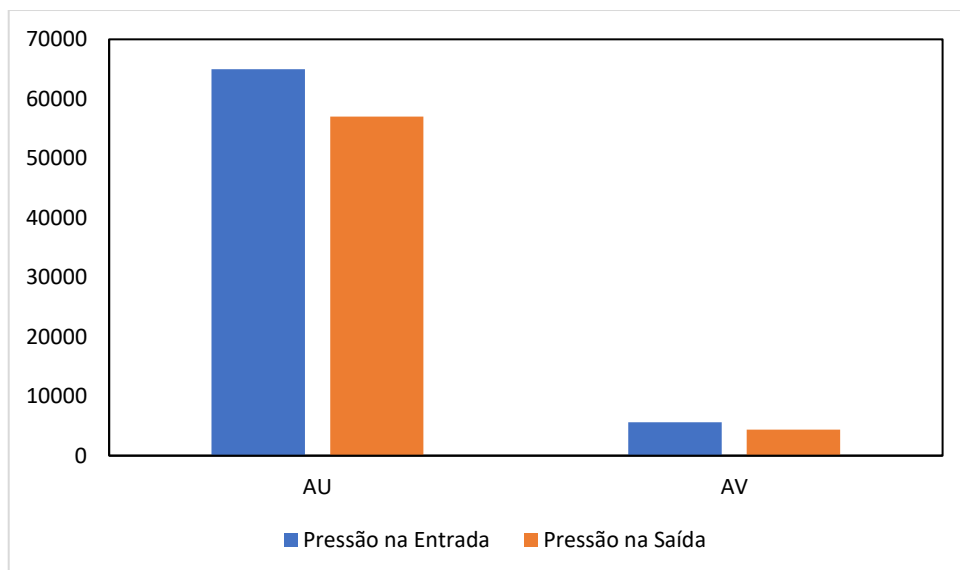
Figura 31 - Gráfico comparativo de pressão Total na entrada entre Geometria AU e AV.



Fonte: Autor (2024)

A Figura 32 mostra um comparativo de pressões de entrada e saída entre ambas as geometrias.

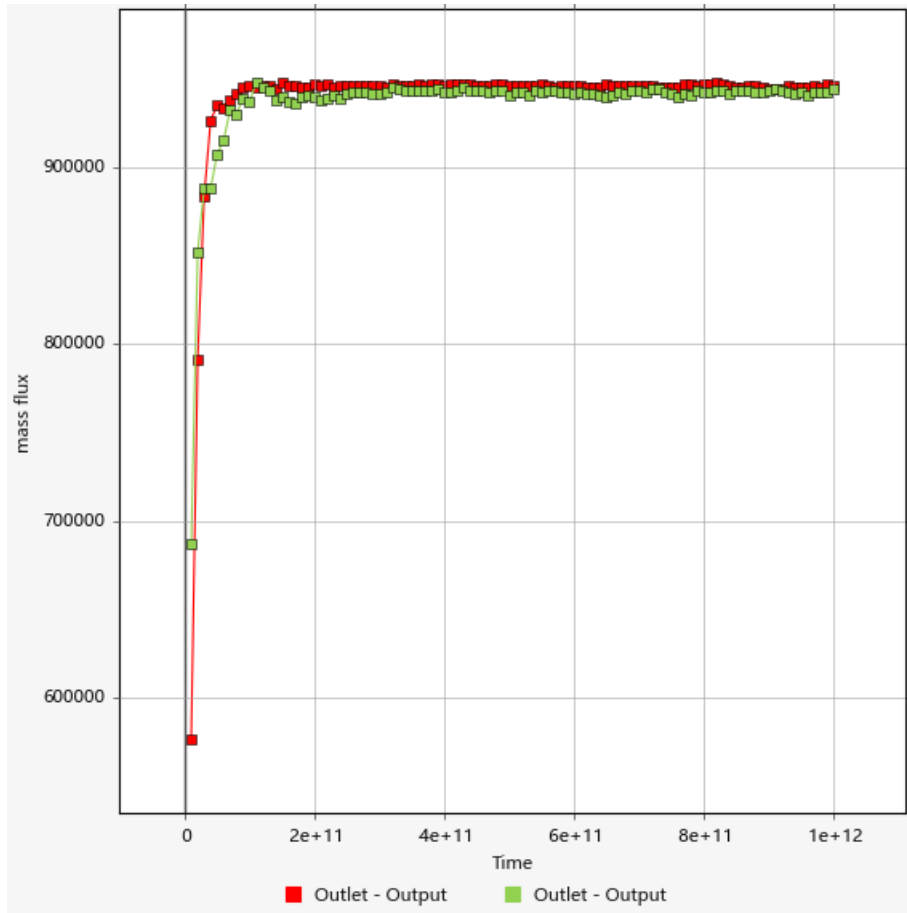
Figura 32 - Gráfico comparativo – Pressão de entrada e saída de cada geometria.



Fonte: Autor (2024)

Já o gráfico representado pelas Figura 33, demonstra o comparativo entre as geometrias AU e a AV em termos de vazões (m^3/s) em relação ao tempo (s) na saída, a geometria AU representada pelo gráfico verde e a geometria AV representada pelo gráfico vermelho. Em termos quantitativos é possível observar que as vazões se mantiveram próximas entre a geometria AU e a geometria AV.

Figura 33 – Gráfico comparativo de vazão entre Geometria AU e AV.



Fonte: Autor (2024)

4.5 RESULTADOS QUANTITATIVOS

A partir dos dados obtidos do projeto existente e do novo perfil projetado, foi possível realizar cálculos analíticos e análises comparativas dos parâmetros de velocidade e vazão e número de Reynolds para cada modelo de perfil. A análise considerou o comprimento de cada perfil e a quantidade de aletas associada, conforme exemplificado na Tabela 2, que quantifica os valores associados a geometria AU.

Tabela 2 - Dados Geometria AU.

Quantidade de aletas	Comprimento do duto (m)	Area total (m ²)	Velocidade por aleta (m/s)	<i>Re</i> (-)
300	3,0	0,00918	76	1,38 10 ⁴
250	2,5	0,00765	92	1,65 10 ⁴
200	2,0	0,00612	114	2,07 10 ⁴
150	1,5	0,00459	153	2,76 10 ⁴
100	1,0	0,00306	229	4,14 10 ⁴

Fonte: Autor (2024)

Tabela 3 - Dados Geometria AV.

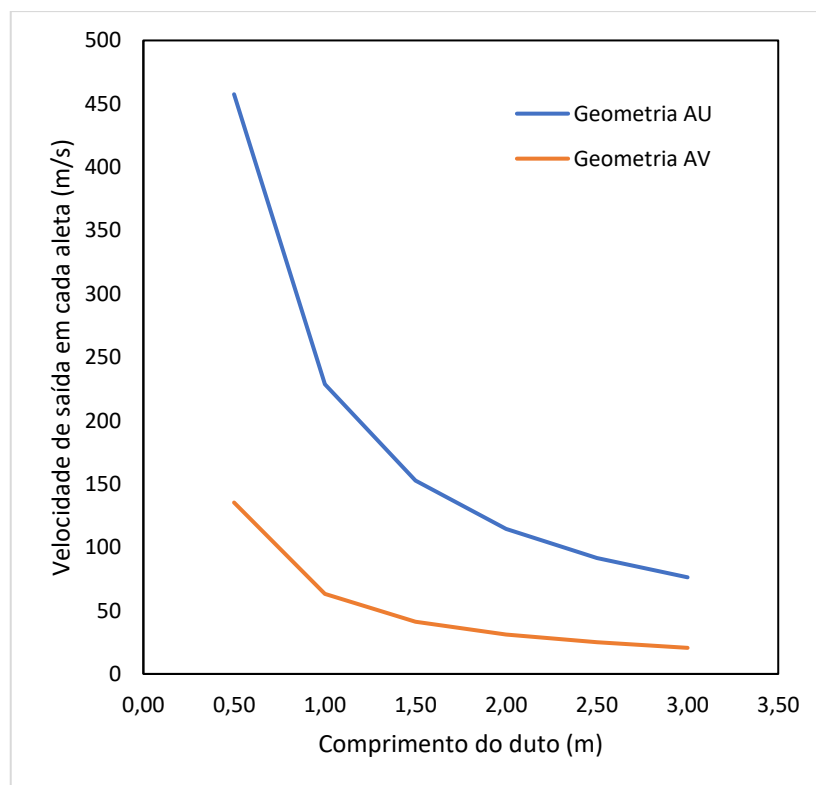
Quantidade de aletas	Comprimento do duto (m)	Area total (m ²)	Velocidade por aleta (m/s)	<i>Re</i> (-)
92	3,0	0,03312	21	2,01 10 ⁴
76	2,5	0,02736	26	2,44 10 ⁴
60	2,0	0,02232	31	2,99 10 ⁴
46	1,5	0,01656	42	4,03 10 ⁴
30	1,0	0,01080	65	6,17 10 ⁴

Fonte: Autor (2024)

Com os dados obtidos através do projeto de ambas geometrias nas Tabela 2 e Tabela 3, foi possível criar gráficos comparativos ilustrados nas, Figura 34 e Figura 35 que demonstram, de forma analítica, as velocidades em relação ao comprimento de cada amostra analisada.

Por meio da análise dos gráficos, observa-se uma diferença de vazão e velocidade entre as duas geometrias avaliadas. A geometria AU, destacada em laranja nos gráficos, apresenta uma maior quantidade de aletas por seção transversal, contudo, com área de aleta individual inferior em relação à geometria AV. As modificações implementadas na geometria AV demonstram que a redução no número de aletas por seção transversal, combinada com um aumento na área de cada aleta, resulta em uma redução na velocidade do fluxo e um aumento na vazão de ar.

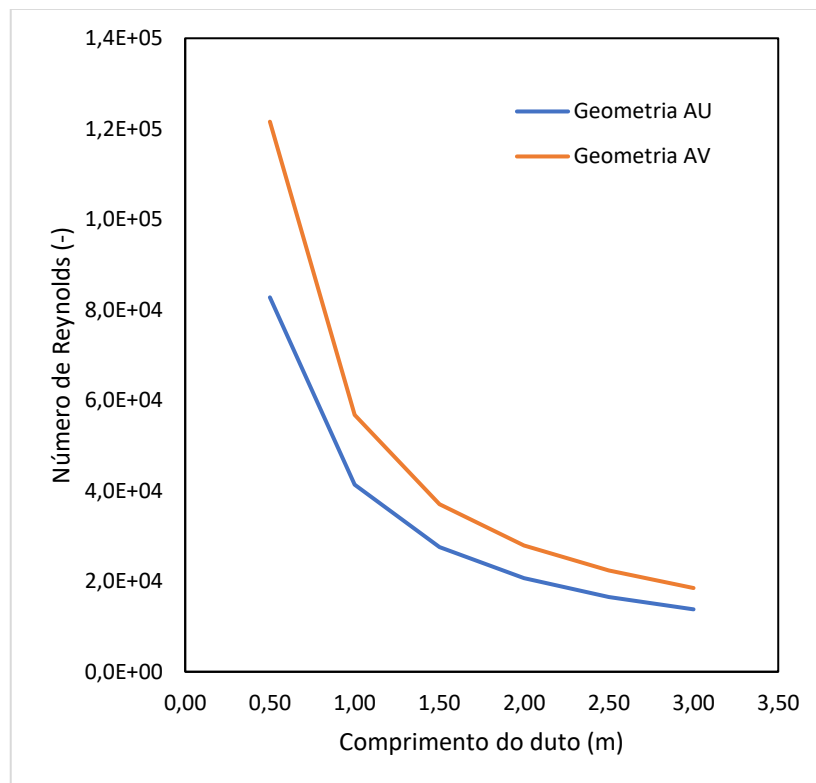
Figura 34 - Gráfico comparativo: Velocidade em relação ao comprimento do duto.



Fonte: Autor (2024)

Atualmente, observamos variações significativas nos valores do número de Reynolds entre as geometrias avaliadas. No caso da configuração AV, o aumento do diâmetro hidráulico não foi completamente compensado pela redução da velocidade, resultando em valores de Reynolds maiores, mesmo com uma velocidade mais baixa. Essa análise reforça a importância do número de Reynolds como parâmetro crítico para diferenciar o comportamento do escoamento em diferentes geometrias, permitindo identificar padrões de operação do sistema.

Figura 35 - Gráfico comparativo: Reynolds em relação ao comprimento do duto.



Fonte: Autor (2024)

5 CONCLUSÃO

O estudo conduzido teve como objetivo analisar o desempenho de um transportador aéreo de garrafas PET, destacando os impactos das alterações na geometria dos perfis aletados no comportamento do fluxo de ar e na eficiência do transporte. Problemas identificados no sistema atual, como oscilações, colisões e distribuição não uniforme das garrafas, comprometem a operação, causando perdas de eficiência e possíveis danos ao material transportado. Para abordar esses desafios, foram investigadas duas geometrias distintas de perfis: AU, atualmente em uso, e AV, desenvolvida como uma alternativa otimizada.

A pesquisa utilizou ferramentas avançadas de modelagem tridimensional no SolidWorks e simulações numéricas por Dinâmica dos Fluidos Computacional (CFD) no Altair, permitindo análises detalhadas do escoamento de ar em diferentes condições. As simulações incluíram a avaliação de parâmetros como pressão, vazão, velocidade do fluxo e número de Reynolds, que são fundamentais para compreender as características do transporte.

Os resultados das simulações demonstraram que a geometria AV trouxe melhorias significativas em relação à geometria AU. A AV apresentou uma redução de 91,53% na pressão de entrada e de 91,81% na pressão de saída, e mantiveram vazões semelhantes na saída. Essas mudanças indicam que a geometria AV consegue reduzir as perdas de carga e melhorar a eficiência do transporte. Além disso, as variações no número de Reynolds entre as geometrias avaliadas demonstram a relevância desse parâmetro como indicador fundamental para compreender e diferenciar o comportamento do escoamento em sistemas com geometrias distintas. No caso da configuração AV, o aumento do diâmetro hidráulico, mesmo com a redução da velocidade, resultou em valores de Reynolds mais elevados, destacando a influência da relação entre velocidade, dimensão característica e vazão. Esses resultados evidenciam a necessidade de considerar cuidadosamente as alterações geométricas em projetos de sistemas de escoamento, uma vez que elas impactam diretamente o desempenho e a eficiência do sistema.

Apesar das melhorias observadas, foi constatado que, em uma análise macro, o comportamento do fluxo de ar dentro do duto não apresenta variações significativas entre os modelos de aletas simulados. Isso sugere que as vantagens da geometria AV estão concentradas em áreas específicas, como na saída de ar, onde o aumento da área das aletas favoreceu a redução da pressão e a redistribuição do fluxo. Essa constatação reforça a necessidade de

integrar os resultados de simulações a validações experimentais em condições reais de operação.

Outra consideração importante é a influência direta das mudanças geométricas na fabricação e instalação do equipamento. A geometria AV, além de melhorar o desempenho aerodinâmico, simplifica o processo de fabricação e montagem devido à redução na quantidade de aletas. Essa abordagem pode diminuir os custos de produção e manutenção, tornando o sistema mais eficiente não apenas no transporte, mas também na perspectiva de viabilidade econômica e operacional.

As limitações impostas pelas condições de simulação, como a configuração de malhas e restrições computacionais, indicam a necessidade de futuros estudos que explorem outros parâmetros operacionais e geometrias alternativas. Experimentos práticos podem avaliar o impacto de fatores como diferentes condições de carga e variações na densidade do fluxo de garrafas, que não foram abordadas neste estudo.

Em conclusão, este trabalho contribui para o aprimoramento dos transportadores aéreos de garrafas PET, demonstrando que alterações geométricas no design dos perfis aletados podem impactar positivamente o desempenho do sistema. Os resultados obtidos não apenas oferecem uma base para melhorias futuras, como também destacam a importância de integrar abordagens numéricas e experimentais para garantir a aplicabilidade dos achados. A geometria AV se mostra uma solução promissora para sistemas industriais que buscam eficiência, confiabilidade e redução de custos.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Bistafa, S. R. *Mecânica dos Fluidos: Noções e Aplicações*. São Paulo: Blucher, 2018.
- Çengel, Y. A., & Cimbala, J. M. *Mecânica dos Fluidos: Fundamentos e Aplicações*. 3ª ed. Porto Alegre: AMGH, 2015.
- Fox, R. W., McDonald, A. T., & Pritchard, P. J. *Introdução à Mecânica dos Fluidos*. Tradução e revisão técnica Ricardo Nicolau Nassar Koury, Luiz Machado. Rio de Janeiro: LTC, 2012.
- Maliska, C. R. *Transferência de Calor e Mecânica dos Fluidos Computacional*. 2ª ed. Rio de Janeiro: LTC, 2017.
- Mills, D. *Pneumatic Conveying Design Guide*. 2ª ed. Oxford: Elsevier Butterworth-Heinemann, 2004.
- Torenbeek, E., & Wittenberg, H. *Flight Physics: Essentials of Aeronautical Disciplines and Technology, with Historical Notes*. New York: Springer, 2009.
- Versteeg, H. K., & Malalasekera, W. *An Introduction to Computational Fluid Dynamics: The Finite Volume Method*. 2ª ed. Edinburgh Gate, Harlow, England: Pearson Education Limited, 2007.
- Young, D. F. *Uma Introdução Concisa à Mecânica dos Fluidos*. Tradução da 2ª edição americana. São Paulo: Blucher, 2017.
- Bai, M., Tan, H., & Liu, Z. *Numerical Study on Airflow Performance and Mechanical Characteristics of Centrifugal Fan*.
- Lam, C., & Bremhorst, K. *A Modified Form of the $k-\epsilon$ Model for Predicting Wall Turbulence*. Journal of Fluids Engineering, 103(3), 456-460, 1981.
- Manning, A., Wilson, J., Hanlon, N., & Mikjaniec, T. *Prediction of Duct Fitting Losses Using Computational Fluid Dynamics*. DOI: 10.1080/10789669.2013.786603.
- Salehi, M., Sleiti, A. K., & Idem, S. *Study to Identify Computational Fluid Dynamics Models for Use in Determining HVAC Duct Fitting Loss Coefficients*. DOI: 10.1080/23744731.2016.1204889.
- Wilcox, D. C. *Turbulence Modeling for CFD*. DCW Industries, 1988.
- Aidlin, D. *United States Patent 4,822,214*. Data da patente: 18/04/1989.
- Danler, A. *United States Patent 4,283,370*. Data da patente: 11/08/1981.
- Oullette, J. F. *United States Patent 5,437,521*. Data da patente: 01/08/1995.
- Smith, P. W., & Hilbish, B. K. *European Patent Application 92302065.5*. Data de arquivamento: 11/03/1992.

Rezende, A. L. T. *Análise Numérica da Bolha de Separação do Escoamento Turbulento sobre Placa Plana Fina Inclinada*. Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro (PUC-RJ), 2009.