

UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL  
ESCOLA DE ENGENHARIA - CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA  
TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

ANÁLISE DA PERDA DE CARGA EM UMA UNIDADE DE TRATAMENTO DE AR

por

Willian Soares da Silva

Monografia apresentada ao Departamento de Engenharia Mecânica da Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, como parte dos requisitos para obtenção do diploma de Engenheiro Mecânico.

Porto Alegre, setembro de 2023

## DADOS INTERNACIONAIS DE CATALOGAÇÃO

### CIP - Catalogação na Publicação

Silva, Willian Soares  
ANÁLISE DA PERDA DE CARGA EM UMA UNIDADE DE  
TRATAMENTO DE AR / Willian Soares Silva. -- 2023.  
21 f.  
Orientador: Cirilo Seppi Bresolin.

Trabalho de conclusão de curso (Graduação) --  
Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Escola de  
Engenharia, Curso de Engenharia Mecânica, Porto  
Alegre, BR-RS, 2023.

1. Unidades de Tratamento de Ar. 2. Volumes  
Finitos. 3. Eficiência Energética. 4. Perda de Carga .  
I. Bresolin, Cirilo Seppi, orient. II. Título.

Elaborada pelo Sistema de Geração Automática de Ficha Catalográfica da UFRGS com os  
dados fornecidos pelo(a) autor(a).

Willian Soares da Silva

ANÁLISE DA PERDA DE CARGA EM UMA UNIDADE DE TRATAMENTO DE AR

ESTA MONOGRAFIA FOI JULGADA ADEQUADA COMO PARTE DOS  
REQUISITOS PARA A OBTENÇÃO DO TÍTULO DE  
**ENGENHEIRO MECÂNICO**  
APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELA BANCA EXAMINADORA DO  
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA

Prof. Dr. Ignácio Iturrioz  
Coordenador do Curso de Engenharia Mecânica

Área de concentração: Energia e Fenômenos de Transporte

Orientador: Prof. Dr. Cirilo Seppi Bresolin

Comissão de Avaliação:

Prof. Dr. Cirilo Seppi Bresolin (Presidente)

Prof. Dr. Felipe Roman Centeno

Prof. Dr. Guilherme Henrique Fiorot

Porto Alegre, setembro de 2023

## SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO.....	1
2. FUNDAMENTAÇÃO.....	2
2.1. Definição do escoamento .....	2
2.2. Análise diferencial.....	3
2.3. Perdas de carga.....	4
2.4. Caracterização do ventilador e consumo.....	5
3. METODOLOGIA.....	7
3.1. Caso de Análise.....	8
3.2. Solução de volumes finitos .....	9
3.2.1. Malha .....	10
3.3. Estudo preliminar de validação do modelo CFD .....	10
3.3.1. Solução analítica do modelo preliminar .....	10
3.3.2. Solução numérica do modelo preliminar .....	11
3.4. Solução numérica para o módulo de redirecionamento de ar .....	11
4. RESULTADOS .....	12
4.1. Resultados de validação do modelo CFD .....	12
4.2. Resultados do módulo de redirecionamento de ar .....	13
5. CONCLUSÃO.....	15

UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL  
ESCOLA DE ENGENHARIA - CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA  
TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO – 2023

ANÁLISE DA PERDA DE CARGA EM UMA UNIDADE DE  
TRATAMENTO DE AR

**Willian Soares da Silva**

willian.soares@ufrgs.br

**Resumo.** A busca pela redução do consumo energético das edificações vem cada vez mais fomentando a utilização de novas soluções no projeto de sistemas de climatização. O presente trabalho busca através da análise de perda de carga interna das unidades de tratamento de ar verticais, reduzir seu consumo, adotando uma abordagem através de simulação computacional com a utilização de volumes finitos para obtenção e análise dos dados de projeto. Após a obtenção dos dados, são analisadas soluções de alteração da geometria do equipamento para obtenção dos resultados desejados.

**Palavras-chave:** unidade de tratamento de ar, consumo energético, volumes finitos, perda de carga

**Analysis of pressure loss in an air handling unit**

**Abstract.** The search for reducing the energy consumption of buildings has been increasingly fostering the use of new solutions in the design of air conditioning systems. The present work seeks through the analysis of internal pressure loss of vertical air handling units, reduce their consumption, adopting an approach through the use of computer simulation with finite volumes to obtain and analyze the design data. After obtaining the data, solutions to change the geometry of the equipment are analyzed to obtain the desired results.

**Keywords:** Air Handling Unit, Energy Consumption, Finite Volumes, Pressure Loss

**NOMENCLATURA**

$R_e$	Número de Reynolds (adimensional)
$\rho$	Densidade [kg/m <sup>3</sup> ]
$V$	Velocidade média fluido [m/s]
$L$	Comprimento característico [m]
$\mu$	Viscosidade do fluido [N s/m <sup>2</sup> ]
$\partial/\partial i$	Derivada parcial em relação ao eixo arbitrário i (adimensional)
$g$	Aceleração da gravidade [m/s <sup>2</sup> ]
$\dot{w}$	Taxa de realização de trabalho [J/s]
$\partial/\partial t$	Derivada parcial em relação ao tempo (adimensional)
$p$	Pressão sobre uma partícula fluida [Pa]
$T$	Temperatura [K]
$D$	Diâmetro [m]
$c$	Velocidade da partícula fluida [m/s]
$u$	Energia interna específica do fluido [J/kg]

## 1. INTRODUÇÃO

O crescente aumento populacional verificado em território brasileiro no decorrer dos anos, tem impulsionado a verticalização das edificações, tendo em vista o espaço geográfico cada vez mais restrito. A restrição das dimensões dos loteamentos disponíveis para a construção de novas edificações nas grandes metrópoles acarreta uma influência direta no projeto de climatização destes espaços (ASHRAE, 1991).

A qualidade do ar interior é um dos principais pontos de interesse no projeto de novos empreendimentos, pois a climatização correta dos ambientes é fundamental para a sensação de conforto dos ocupantes, assim como para a redução dos riscos de propagação de vírus e bactérias no interior destes locais.

Em edificações de grande porte com alta capacidade de ocupação, como Centros Comerciais, Hospitais e Centros Administrativos, uma das soluções de climatização mais empregada é a de instalação de unidades centrais de tratamento de ar. As unidades de tratamento de ar são equipamentos de grande capacidade volumétrica de ar, dotados de sistemas de filtragem, ventilação, resfriamento, aquecimento e umidificação para condicionamento do ar interior.

Em geral, as unidades de tratamento de ar são instaladas na cobertura dos edifícios, em um pavimento técnico. Estes equipamentos são instalados em conjunto com os demais componentes do sistema ar-condicionado, como *chillers*, condensadoras, exaustores e geradores de energia. A fim de otimizar o espaço disponível nos pavimentos técnicos, é usual que projetos de climatização busquem a redução das dimensões dos equipamentos.

A construção de equipamentos com dimensões reduzidas, possuem como contraponto do aumento do consumo energético. A maior parte do consumo energético das unidades de tratamento de ar é devido aos ventiladores centrífugos, que são os componentes que atuam na movimentação do ar compensando as perdas de carga do sistema, geradas pela interação entre o escoamento de ar e as paredes do equipamento, que são evidenciadas em equipamentos verticais.

Tendo-se em vista os pontos destacados, quais seriam as alternativas de projeto para a redução dimensional das unidades de tratamento de ar aliada à uma maior eficiência total?

Buscando-se um método para a melhorar a eficiência energéticas de sistemas de tratamento de ar central, quando projetados com equipamentos verticais, o presente estudo procura verificar com maior nível de detalhe a perda de carga dos equipamentos, em especial no módulo de redirecionamento do ar, visando atingir uma relação ideal entre os dimensionais mínimos do equipamento aliado a um menor consumo.

Conforme o projeto de ventiladores centrífugos elaborado por Érico Antônio Lopes Henn [2012], a potência consumida no eixo do ventilador possui dependência direta dos dados de vazão, pressão e rotação. Para o estudo de rendimento global das unidades de tratamento de ar, o enfoque principal será a redução da pressão total do ventilador do equipamento, uma vez que a vazão de ar não pode ser modificada sem que a capacidade de refrigeração da instalação sofra alterações. Logo, reduzindo-se a pressão total do ventilador, em uma mesma unidade de tratamento de ar, o consumo energético deste decairá, pois será necessária uma menor energia de fluido para o mesmo escoamento, tendo-se uma maior eficiência global da instalação.

Para que tenha uma maior simplicidade na aplicação de soluções deste estudo, o enfoque principal será em um módulo que não contenha componentes como serpentinas, ventiladores e filtros, uma vez que as unidades de tratamento de ar são equipamentos modulares que se utilizam de componentes fabricados por mais de uma empresa, e qualquer alteração nestes componentes representaria uma readequação complexa de toda a linha de fornecedores. Logo, o objeto de estudo será o módulo de redirecionamento de ar da unidade vertical, tendo-se em vista que este pode ser alterado de maneira simples alterando somente a sua geometria, por não possuir componentes internos.

## 2. FUNDAMENTAÇÃO

### 2.1. Definição do escoamento

Os fluidos são caracterizados como substâncias que se deformam continuamente quando na presença de uma tensão de cisalhamento tangencial, independente da magnitude desta (FOX et al., 2015). A partir desta definição, tem-se que os fluidos seguirão em movimento quando na presença de uma tensão aplicada, e cada fluido específico apresentará uma determinada resistência a este deslocamento, sendo esta chamada de viscosidade. A viscosidade de um fluido é determinada pela relação entre a tensão aplicada a este e a deformação ocasionada.

Em se tratando de estudos envolvendo a mecânica dos fluidos, podem-se ter duas abordagens com relação à viscosidade, podendo-se ter escoamentos viscosos e não viscosos. Para a análise de escoamentos não viscosos, ao contrário dos escoamentos viscosos, são desconsideradas as forças de arrasto, geradas pelo atrito entre o fluido e a superfície através da qual está escoando (FOX et al., 2015). Estas forças de arrasto geradas podem ter ou não uma maior importância frente as demais, dependendo das condições do escoamento. Para que se possa mensurar a magnitude das forças de arrasto frente as demais, é utilizado o número de Reynolds.

O número de Reynolds, dado pela equação 1, corresponde a um valor adimensional que representa a razão entre as forças de inércia e viscosas. Este número introduz também um importante dado, sendo este o regime de escoamento no qual o fluido encontra, podendo-o ser laminar ou turbulento.

Por definição, escoamentos laminares são caracterizados pelo movimento do fluido em camadas, sem que haja a alteração de uma partícula para a camada adjacente de fluido. Por outro lado, o escoamento é considerado turbulento quando as partículas se movimentam de maneira aleatória, ocorrendo a rápida mistura entre as camadas (FOX et al., 2015). Para escoamentos que ocorrem no interior de uma cavidade, números de Reynolds abaixo de 2300 representam que este escoamento será laminar, e números superiores à 2300 indicam um escoamento turbulento.

O número de Reynolds é dado pela equação 1,

$$R_e = \rho \frac{VL}{\mu} \quad (1)$$

sendo  $\rho$  a massa específica do fluido ( $\text{Kg/m}^3$ ),  $V$  a velocidade média do escoamento ( $\text{m/s}$ ),  $L$  o comprimento característico do escoamento ( $\text{m}$ ) – ou diâmetro característico para o caso de escoamentos internos - e  $\mu$  a viscosidade do fluido ( $\text{N s/m}^2$ ).

Para todas as análises envolvendo a mecânica dos fluidos, se faz necessário o estabelecimento das equações de movimento que regem o problema em questão. De modo geral, é possível a aplicação das seguintes leis a todos os tipos de escoamentos: a lei da conservação de massa, a segunda lei de Newton, o princípio da quantidade de movimento, a primeira lei da termodinâmica e a segunda lei da termodinâmica.

A lei da conservação de massa rege que dado um volume de controle – sendo este um volume delimitado por superfícies de controle através das quais ocorre o escoamento – a massa que escoar para o interior deste, deverá ser de igual magnitude à que escoar para o exterior desse volume. Em outras palavras, a massa de fluido no interior do volume de controle se manterá constante (WHITE, 1986).

Em se tratando da análise da segunda lei de Newton, é possível ser verificado que o somatório de todas as forças externas aplicadas à uma superfície de controle é igual à taxa de variação da quantidade de movimento linear através do tempo deste volume (FOX et al., 2015). De maneira análoga, a quantidade de movimento linear em um volume de controle é dada tendo-se que o somatório de todos os torques externos aplicados ao volume são iguais a taxa de

variação da quantidade de movimento angular (FOX et al., 2015). Em conjunto, estes princípios levam às equações denominadas de equações de transporte dos fluidos, que serão verificadas adiante.

## 2.2. Análise diferencial

A análise de problemas envolvendo mecânica dos fluidos quando tratados escoamentos de maior complexidade, tanto impostas pela geometria quanto pela região de interesse do estudo, se faz necessária a adoção da análise diferencial. Tendo-se determinado o interesse ponto a ponto de cada partícula fluida do escoamento, a análise deste se dá através de volumes infinitesimais (FOX et al., 2015).

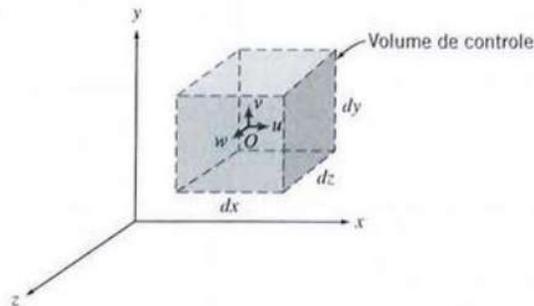
Os volumes infinitesimais são elementos determinados a partir de um ponto de interesse, considerado que as dimensões que delimitam este volume tendem à zero, torna-se possível a análise diferencial deste ponto através das equações de conservação de massa e quantidade de movimento. Considerando-se um cubo em coordenadas retangulares, este será dado como um elemento de massa  $dm$ , e volume determinado por  $dx$ ,  $dy$  e  $dz$ , os princípios seguem válidos (FOX et al., 2015).

Dado o cubo infinitesimal da figura 2.1, delimitado em coordenadas retangulares, e um campo de velocidades arbitrário do fluido, se torna possível a dedução da equação 2 de maneira diferencial, realizando-se a aplicação da lei de conservação de massa.

$$\frac{\partial \rho u}{\partial x} + \frac{\partial \rho v}{\partial y} + \frac{\partial \rho w}{\partial z} + \frac{\partial \rho}{\partial t} = 0 \quad (2)$$

onde,  $\partial \rho u / \partial x$  representa a componente diferencial parcial da vazão dada pela velocidade  $u$  no eixo  $x$ ,  $\partial \rho v / \partial y$  representa a componente diferencial parcial da vazão dada pela velocidade  $v$  no eixo  $y$ ,  $\partial \rho w / \partial z$  representa a componente diferencial parcial da vazão dada pela velocidade  $w$  no eixo  $z$  e  $\partial \rho / \partial t$  representa a componente diferencial da variação de massa ao longo do tempo (FOX et al., 2015).

Figura 2.1: Volume de controle diferencial em coordenadas retangulares



Fonte.: FOX et al., 2015

Utilizando-se o mesmo procedimento de análise da aplicação da lei de conservação de massa, as equações da conservação da quantidade de movimento podem ser reescritas de maneira diferencial tomando-se em conta a análise das tensões aplicadas ao volume diferencial, resultando nas equações 3, 4 e 5 (FOX et al., 2015).

$$\rho g_x \frac{\partial \sigma_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} = \rho \left( \frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right) \quad (3)$$

$$\rho g_y \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \sigma_{yy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial z} = \rho \left( \frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right) \quad (4)$$

$$\rho g_z \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} + \frac{\partial \sigma_{zz}}{\partial z} = \rho \left( \frac{\partial w}{\partial t} + u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} \right) \quad (5)$$

Para o caso de fluidos newtonianos, é tido que a tensão viscosa é diretamente proporcional à taxa de deformação angular do fluido, desta forma levando à simplificação dos termos envolvendo as tensões de cisalhamento das equações da quantidade de movimento. Estas equações simplificadas para fluidos newtonianos são denominadas de equações de Navier-Stokes. Especificamente tratando de escoamentos incompressíveis com viscosidade constante, a simplificação dessas equações leva às equações 6, 7 e 8 (FOX et al., 2015).

$$\rho \left( \frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right) = \rho g_x - \frac{\partial p}{\partial x} + \mu \left( \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) \quad (6)$$

$$\rho \left( \frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right) = \rho g_y - \frac{\partial p}{\partial y} + \mu \left( \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) \quad (7)$$

$$\rho \left( \frac{\partial w}{\partial t} + u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} \right) = \rho g_z - \frac{\partial p}{\partial z} + \mu \left( \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) \quad (8)$$

Tendo-se descritas as equações 6, 7 e 8, quando desconsiderado o atrito, tem-se como resultado a chamada equação Euler, que possui grande importância para a análise de perdas de carga, conforme visto na equação 9.

$$\rho \frac{D\vec{V}}{Dt} = \rho \vec{g} - \nabla p \quad (9)$$

### 2.3. Perdas de carga

Uma das principais características de interesse para o estudo dos fluidos trata-se da perda de carga. Em particular quando se tratando de escoamentos internos – como escoamentos de ar no interior de dutos – os cálculos das perdas de carga são de fundamental importância para o projeto dos sistemas e correto funcionamento (MACINTYRE, 1990).

Em uma análise inicial, considerando-se a trajetória descrita por uma partícula fluida tem-se uma linha de corrente. Integrando-se a equação 9 ao longo desta linha de corrente, é obtida a equação 10, denominada de equação de Bernoulli. Essa equação descreve que ocorrerá a conservação da energia para pontos situados em uma mesma linha de corrente, dado um escoamento laminar em regime permanente, incompressível e com massa específica constante.

$$\frac{p}{\rho} + \frac{V^2}{2} + gz = \text{constante} \quad (10)$$

Sendo,  $p$  a pressão manométrica do fluido (kPa),  $\rho$  a massa específica (Kg/m<sup>3</sup>) do fluido,  $\bar{V}$  a velocidade média do escoamento (m/s),  $g$  a aceleração da gravidade (m/s<sup>2</sup>),  $z$  a altura da linha fluida a partir do referencial determinado (m).

Entretanto, a grande maioria de escoamentos internos ocorre com fluidos viscosos e em regime turbulento, apresentando uma limitação à essa abordagem. Para o caso de escoamentos internos viscosos, incompressíveis e completamente desenvolvidos, quando aplicada a equação de Bernoulli irá ocorrer um decréscimo contínuo no valor da constante, que corresponderá às perdas de carga do escoamento. Tendo-se isso em vista, é possível ser obtida a equação 11, que representa o decréscimo de energia entre dois pontos situados em uma mesma linha de corrente, sendo  $p$  a pressão manométrica do fluido (kPa),  $\rho$  a massa específica do fluido (Kg/m<sup>3</sup>),  $\bar{V}$  a

velocidade média do escoamento (m/s),  $g$  a aceleração da gravidade (m/s<sup>2</sup>),  $z$  a altura da linha fluida a partir do referencial determinado (m),  $\alpha_n$  o coeficiente de energia cinética e  $H_{lt}$  a perda de carga do escoamento – em metros de líquido escoando (FOX et al., 2015).

$$\left(\frac{p_1}{\rho g} + \alpha_1 \frac{\bar{V}_1^2}{2g} + Z_1\right) - \left(\frac{p_2}{\rho g} + \alpha_2 \frac{\bar{V}_2^2}{2g} + Z_2\right) = H_{lt} \quad (11)$$

O termo referente ao coeficiente de energia cinética, utilizado na equação 11, é utilizado para que seja possível a utilização de uma velocidade média do escoamento, uma vez que o perfil de velocidades não é uniforme em toda a seção. Contudo, para escoamentos internos em tubos com números de Reynolds elevados, é possível de maneira geral aproximar este termo para o valor 1, uma vez que a variação de energia cinética é pequena frente aos termos dominantes da equação da energia de Bernoulli (FOX et al., 2015).

Para que seja possível uma análise similar à da proposta através da equação de Bernoulli, porém para escoamentos turbulentos e viscosos, as perdas de carga em escoamentos internos podem ser subdivididas em perdas de carga maiores e perdas de carga menores. As perdas de carga maiores do sistema são ocasionadas pela interação de atrito entre o fluido escoando e as superfícies internas. Já as perdas de carga menores são ocasionadas por elementos que compõem o sistema de dutos, como válvulas, difusores e curvas (FOX et al., 2015). Assim, a perda de carga total de um dado escoamento corresponderá à soma das perdas de carga maiores e menores, conforme a equação 12, sendo  $h_l$  as perdas de carga maiores do escoamento e  $h_{lm}$  as perdas de carga menores do escoamento.

$$H_{lt} = h_l + h_{lm} \quad (12)$$

A abordagem de análise de perdas de carga envolvendo escoamentos turbulentos utilizando a equação de Bernoulli é baseada em dados experimentais e correlações, tendo em vista as limitações mencionadas. Os dados experimentais são correlacionados às perdas de carga através do fator de atrito  $f$ , obtido através do diagrama de Moody, que pode ser verificado na figura 2.2 do apêndice. Tendo-se a aplicação da equação de Bernoulli em conjunto com o diagrama de Moody é obtida a equação 13, onde  $h_l$  são as perdas de carga maiores do escoamento,  $L$  o comprimento da seção de escoamento (m) em análise,  $D$  o diâmetro interno do duto em análise (m),  $\bar{V}$  a velocidade média do escoamento (m/s) e  $f$  o fator de atrito (FOX et al., 2015).

$$h_l = f \frac{L}{D} \frac{\bar{V}^2}{2} \quad (13)$$

De maneira análoga à análise das perdas de carga maiores, as perdas de carga menores devido à componentes do sistema de ventilação são correlacionadas à equação de Bernoulli através do coeficiente de perda  $K$ . O valor total referente às perdas de carga menores pode ser obtido através da soma dos resultados dados pela equação 14, quando aplicados a todos os componentes do sistema (FOX et al., 2015).

$$h_{lm} = K \frac{\bar{V}^2}{2} \quad (14)$$

#### 2.4. Caracterização do ventilador e consumo

Os ventiladores utilizados amplamente nas aplicações de HVAC são caracterizadas como máquinas de fluido. As máquinas de fluido por sua vez, são definidas como sendo um equipamento que promove a transformação de energia mecânica em uma energia de fluido, ou

então uma energia de fluido em uma energia mecânica (HENN, 2012). De modo geral, dois ventiladores similares - porém de diâmetros distintos – induzindo uma mesma vazão de ar no sistema, irão possuir consumos distintos, pois o rendimento de cada máquina será diferente, tendo como tendência o ventilador de menor diâmetro apresentar o menor rendimento.

Para a realização da análise de energia em uma máquina de fluido, em específico para o caso dos ventiladores, é utilizado um volume de controle para o estudo da energia de trabalho específica necessária para elevar o nível energético do fluido ao desejado para a aplicação do equipamento. A partir da realização do balanço de energia neste volume de controle, é possível a obtenção da equação 15, sendo  $q$  a quantidade de calor por unidade de massa do fluido (J/Kg),  $Y$  o trabalho específico realizado pela máquina de fluido (J/Kg),  $u$  a energia interna do fluido (J/Kg),  $p$  a pressão estática do fluido,  $v$  o volume específico do fluido (m<sup>3</sup>/Kg),  $c$  a velocidade absoluta da corrente fluida (m/s),  $g$  a aceleração da gravidade (m/s) e  $z$  a cota de referência de um ponto do escoamento – representando a diferença de altura do fluido entre a sucção e a descarga (m) (HENN, 2012).

$$q - Y = u_d - u_a + p_d v_d - p_a v_a + \frac{1}{2}(c_d^2 - c_a^2) + g(z_d - z_a) \quad (15)$$

Entretanto, para o caso das aplicações propostas neste estudo, sendo este o estudo em torno de ventiladores centrífugos para operação com ar atmosférico como fluido, são obtidas algumas simplificações. Em geral para ventiladores, o fluido de trabalho pode ser tido como incompressível, pois a alteração de densidade do fluido entre a aspiração e a descarga pode ser desconsiderada, devido à pressão de trabalho destes se situar em patamares abaixo de 1000 mmCa. (HENN, 2012). Não obstante, considerando-se que o processo entre a aspiração e a descarga do ventilador é isentrópico, sendo a troca de calor e as perdas de carga maiores irrisórias, a equação 16 pode ser simplificada, levando à obtenção da equação 3.

$$Y = \frac{p_d - p_a}{\rho} + \frac{1}{2}(c_d^2 - c_a^2) + g(z_d - z_a) \quad (16)$$

Através equação 22, é possível se obter a potência total fornecida ao fluido, para o caso de ventiladores, considerando-se o trabalho específico obtido e a vazão mássica total de operação do equipamento, sendo dada a equação 17, sendo  $P$  a potência (W),  $\dot{m}$  a vazão mássica (Kg/s) e  $Y$  o trabalho específico obtido através da equação 2 (J/Kg) (HENN, 2012).

$$P = \dot{m} Y \quad (17)$$

Contudo, para equipamentos que trabalham com ar como fluido, é possível realizar a associação do trabalho específico à diferença de pressão total entre os limites do volume de controle, tendo-se a equação 18 (HENN, 2012).

$$P = Q (p_d - p_a) \quad (18)$$

Sendo  $P$  a potência total aplicada ao fluido (W),  $Q$  a vazão de ar total (m<sup>3</sup>/s),  $p_d$  a pressão total da descarga (Pa) e  $p_a$  a pressão total na aspiração do ventilador (Pa).

Por se tratarem de máquinas não ideais, os ventiladores possuem perdas de energia intrínsecas durante seu funcionamento, o que acarreta em um rendimento distinto do ideal. Dentre as perdas de energia intrínsecas a esses equipamentos podem ser mencionadas as perdas por atrito entre o fluido e as pás do rotor, perdas volumétricas devido às folgas internas dos componentes e além dessas as perdas mecânicas, advindas de outros componentes alheios ao escoamento do fluido como os motores elétricos e acoplamentos (HENN, 2012). Logo, para

que possa se obter a potência real no eixo do ventilador necessária para a operação do equipamento dentro dos parâmetros de projeto, é considerada o fator de rendimento, resultando na equação 19.

$$P_e = \frac{Q (p_d - p_a)}{n_t} \quad (19)$$

Sendo  $P_e$  a potência total requerida no eixo de acionamento do ventilador (W),  $Q$  a vazão de ar total ( $\text{m}^3/\text{s}$ ),  $p_d$  a pressão total da descarga (Pa),  $p_a$  a pressão total na aspiração do ventilador e  $n_t$  o rendimento total do ventilador.

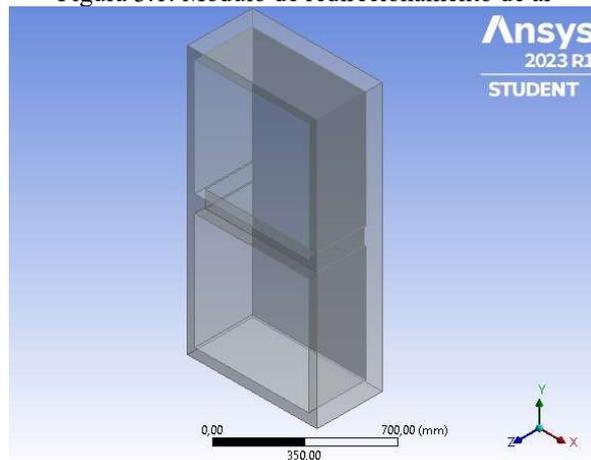
### 3. METODOLOGIA

A metodologia proposta para a elaboração da análise de perdas de carga em unidade de tratamento de ar se dará através de uma simulação numérica de um modelo CFD criado através do *software* ANSYS®, sendo utilizado em específico o módulo Fluent deste, dedicado a análise de fluidos. Para o caso do problema proposto, as soluções analíticas para a obtenção das perdas de carga se tornam de alta complexidade, devido à geometria interna do equipamento, tornando-se inviável a resolução das equações de Navier-Stokes, dadas nas equações 6, 7 e 8, de maneira analítica. Assim, através da utilização de uma solução numéricas se torna possível a obtenção de um resultado aproximado para os valores de perda de carga. Entretanto, para que se tenha a validação do modelo computacional proposto para a simulação do escoamento real, será realizada a análise preliminar utilizando-se um modelo com geometria de menor complexidade, sendo assim possível a obtenção dos valores através de cálculos analíticos.

Após a realização da análise numérica e dos cálculos analíticos referentes ao modelo preliminar, os dados obtidos serão utilizados para a calibração do modelo a ser utilizado na simulação da geometria final.

É de suma importância salientar que o método proposto para a análise do problema proposto se dará desta forma, pois a análise deste tipo de perda de carga em unidades de tratamento de ar carece de informações precisas com relação a perdas de carga em módulos de direcionamento de ar, de modo que a calibração do modelo se torna essencial. Devido a construção do módulo de redirecionamento de ar, sem componentes de geometria pré-determinada, esse representa um dos principais pontos de ação para alterações no equipamento, representando uma menor complexidade para alteração no equipamento e redução da sua perda de carga, tendo por consequência a redução de seu consumo energético. Uma vez que as dimensões desse módulo são cruciais para o projeto de unidades de tratamento de ar verticais, representando uma possibilidade de redução do espaço total necessário, têm-se o foco na obtenção de uma correlação entre as propriedades do escoamento de ar e a perda de carga, obtendo-se uma ferramenta de grande valia ao projeto destes equipamentos. O módulo de redirecionamento de ar pode ser visto na figura 3.1, assim como a medida de maior interesse neste estudo, se tratando do comprimento deste, direcionadas através do eixo z. O comprimento do módulo verificado será alterado de maneira que se possibilite a obtenção de uma correlação entre a velocidade média do ar nesta seção e a perda de carga gerada pelo escoamento.

Figura 3.1: Módulo de redirecionamento de ar



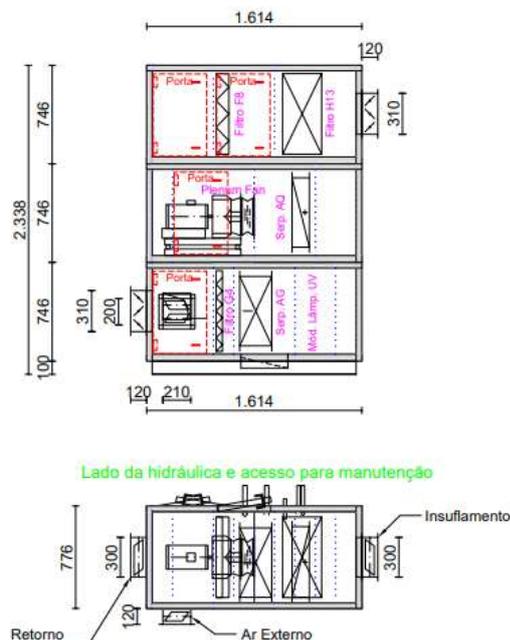
Fonte: O AUTOR

### 3.1. Caso de Análise

A unidade de tratamento de ar determinada para análise pode ser verificada na figura 3.2. O equipamento em questão trata-se de uma unidade de tratamento de ar da série VarioCond, modelo VC 4 fabricada pela empresa BerlinerLuft do Brasil. Este equipamento possui construção modular, sendo estes módulos de mistura do ar, filtragem, resfriamento, reaquecimento e ventilação do ar.

O equipamento em questão possui como condições operacionais, uma vazão de 2.800 m<sup>3</sup>/h e uma pressão estática total de 823 Pa, de ar à 18 °C, aproximadamente ao nível do mar, possuindo o ar nessas condições uma massa específica de 1,2135 Kg/m<sup>3</sup>. Dada essa vazão de ar a velocidade média da seção transversal do equipamento é de 2,08 m/s, sendo a seção interna retangular com dimensões internas de 692 mm de largura e 652 mm de altura, uma vez que o equipamento possui paredes com espessura de 42mm, isoladas termicamente com poliuretano expandido.

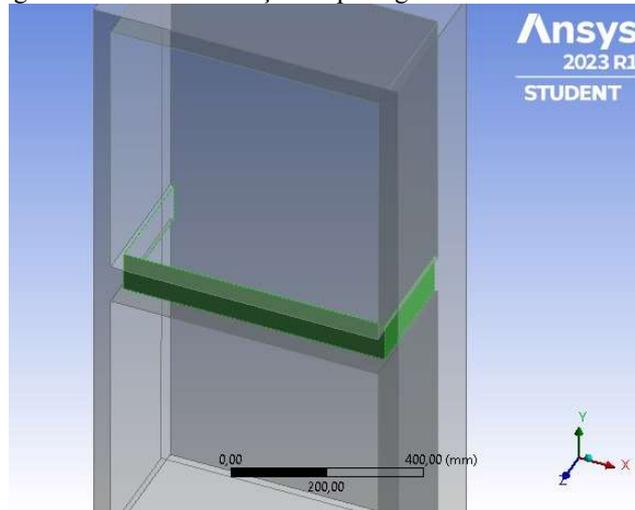
Figura 3.2: Equipamento VarioCond vertical



Fonte: BerlinerLuft, 2022.

Para a região de interesse do problema do módulo de redirecionamento de ar, mais especificamente na seção transversal disponível para a passagem do ar entre os módulos inferior e superior, a velocidade média do ar será de aproximadamente 3,67 m/s, tendo as dimensões dessa seção com 306 mm de altura e 692 mm de largura. A restrição mencionada pode ser verificada através da figura 3.3.

Figura 3.3: Detalhe da seção de passagem do ar entre módulos



Fonte: O AUTOR

Utilizando-se a equação 1, obtida no capítulo 2.1, pode ser verificado que o escoamento no interior do equipamento será totalmente turbulento, com número de Reynolds de  $6,17 \times 10^4$ .

Analisando-se o equipamento proposto, podem ser deduzidas simplificações no estudo a ser realizado, tendo-se em vista que a unidade de tratamento de ar é termicamente isolada, sem pontes térmicas, e opera com pressões manométricas do escoamento de ar abaixo do limiar de 1000 Pa, neste caso, podendo o escoamento ser tratado como incompressível (FOX et al., 2015).

### 3.2. Solução de volumes finitos

O *software* utilizado para os cálculos emprega a metodologia de cálculo numérico para solução aproximada das equações de quantidade movimento e conservação de massa aplicadas à volumes de controle pré-determinados pelo usuário, denominados volumes finitos. Contudo, para que os resultados obtidos através dos cálculos representem valores próximos aos reais, se faz necessária a determinação do modelo de cálculo - ou modelo de turbulência para o caso proposto - a ser adotado, tendo em vista a ampla gama de condições que temos envolvendo soluções para problemas de mecânica dos fluidos.

Para o escoamento proposto, o modelo  $K - \varepsilon$  foi adotado, tendo em vista que o regime do escoamento será totalmente turbulento. O modelo  $K - \varepsilon$  é utilizado para a simulação de escoamento viscosos, completamente turbulentos e completamente desenvolvidos. Esse modelo possui como base a utilização de duas equações complementares às equações de Navier-Stokes e conservação de massa, para a solução destas de maneira acoplada, obtendo-se um resultado aproximado nos volumes de controle. As equações complementares utilizadas são determinadas pela energia cinética de turbulência, dado por  $K$  (adimensional), e a taxa de dissipação da energia cinética, determinada por  $\varepsilon$  (ANSYS®, 2023).

Ao utilizar o modelo  $K - \varepsilon$  do *software*, se faz necessária a especificação dos valores iniciais de turbulência do escoamento, sendo estas condições de contorno para solução das equações. Os dados de turbulência indicados para as condições do escoamento para o problema são

determinados através da intensidade de turbulência e diâmetro hidráulico da geometria (ANSYS®, 2023). O valor a ser adotado para a intensidade de turbulência é dado pela equação 20, onde  $I$  representa o valor de intensidade de turbulência e  $Re_{D_H}$  representa o número de Reynolds do escoamento considerando o diâmetro hidráulico da geometria (ANSYS®, 2023).

$$I = 0,16(Re_{D_H})^{-1/8} \quad (20)$$

Para a obtenção do diâmetro hidráulico da geometria, é utilizada a equação 21, sendo  $A$  a área da seção transversal ( $m^2$ ),  $P$  o perímetro úmido da seção (m) e  $D_h$  o diâmetro hidráulico (m).

$$D_h = \frac{4A}{P} \quad (21)$$

Além das condições de contorno impostas pelo próprio modelo de turbulência adotado, se fazem necessárias as condições de contorno iniciais do escoamento e de maneira complementar a condição de não deslizamento. Para o caso da condição de não deslizamento, as partículas fluidas em contato direto com as superfícies do módulo irão possuir velocidade nula. Essa condição é aplicada a todas as superfícies em contato com o escoamento (FOX et al., 2015).

### 3.2.1. Malha

A malha adotada para o estudo do problema possui elementos tetraédricos de segunda ordem com tamanho médio de 20 mm.

## 3.3. Estudo preliminar de validação do modelo CFD

Para a calibração e validação do modelo de solução numérica proposta para o problema, fora realizado um estudo preliminar utilizando-se um escoamento com condições análogas à que ocorre no interior da unidade de tratamento de ar. Contudo, neste caso uma geometria simplificada é adotada, tornando-se possível a realização dos cálculos de perda de carga através das equações desenvolvidas no capítulo 2.3, para escoamentos viscosos completamente desenvolvidos e considerando-se fluidos incompressíveis.

### 3.3.1. Solução analítica do modelo preliminar

Na análise de validação, fora adotado o escoamento de ar através de um duto cilíndrico reto, onde as propriedades do escoamento se mantiveram análogas à que se tem na unidade de tratamento de ar. Os dados estipulados para a análise preliminar podem ser verificados na tabela 3.1, e a geometria modelada pode ser vista na Figura 3.4.

Tabela 3.1.: Dados propostos para validação de modelo de análise

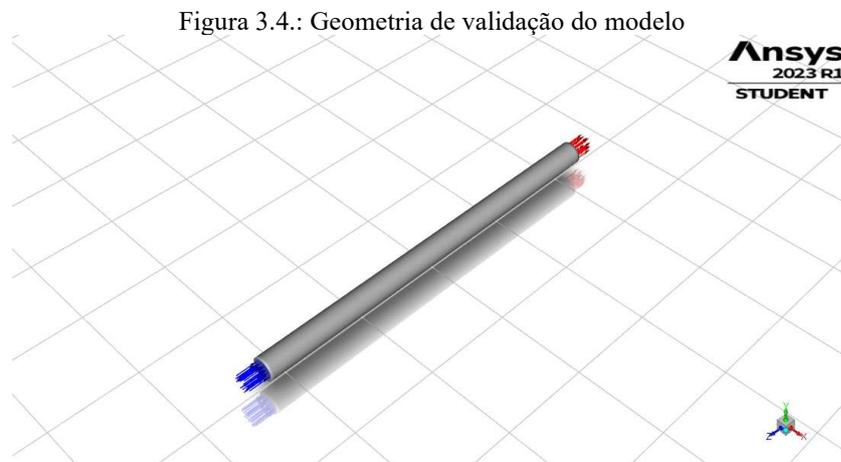
Dados do problema	
Massa específica do ar	1,184 Kg/m <sup>3</sup>
Viscosidade dinâmica do ar	1,849 × 10 <sup>-5</sup> Kg/m <sup>3</sup>
Velocidade média do ar	5 m/s
Diâmetro interno do tubo	0,5 m
Comprimento do tubo	10 m
Número de Reynolds	1,6 × 10 <sup>5</sup>
Diâmetro hidráulico (Modelo $K - \varepsilon$ )	0,5 m
Intensidade de Turbulência (Modelo $K - \varepsilon$ )	0,0358

Fonte: AUTOR.

Tendo-se os dados estipulados, e considerados as simplificações do estudo elencadas no capítulo 3.1, foram realizados então os cálculos das perdas de carga considerando as equações 11, 12, 13 e 14, vistas no capítulo 2.3.

### 3.3.2. Solução numérica do modelo preliminar

Para a validação do modelo CFD proposto para o estudo, a geometria adotada para o modelo preliminar fora gerada no *software*, de modo que os valores das perdas de carga pudessem ser obtidos através do pós-processamento dos resultados aproximados das equações de Navier-Stokes e da equação de conservação de massa. O pós-processamento dos dados se deu através da verificação da diferença de pressão entre o início e o final do duto, sendo este o valor da perda de carga do sistema. As condições iniciais do fluido foram mantidas, e as condições de turbulência foram calculadas utilizando-se as equações 20 e 21.



Fonte: AUTOR.

### 3.4. Solução numérica para o módulo de redirecionamento de ar

Após a validação do modelo de simulação adotado e procedimento de cálculo, a geometria final do módulo de direcionamento do ar foi gerada tal qual o modelo de preliminar no *software* e os dados adotados para a análise podem ser verificados através da tabela 3.2.

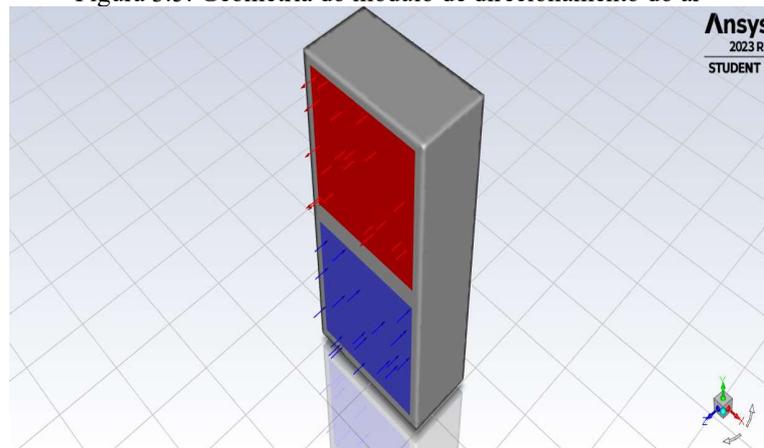
Tabela 3.2.: Dados adotados para a solução do módulo de redirecionamento de ar

Dados do problema	
Massa específica do ar	$1,184 \text{ Kg/m}^3$
Viscosidade dinâmica do ar	$1,849 \times 10^{-5} \text{ Kg/m}^3$
Velocidade média do ar	$2,08 \text{ m/s}$
Número de Reynolds	$6,7 \times 10^4$
Diâmetro hidráulico (Modelo $K - \varepsilon$ )	$0,6714 \text{ m}$
Intensidade de Turbulência (Modelo $K - \varepsilon$ )	$0,0399$

Fonte: AUTOR.

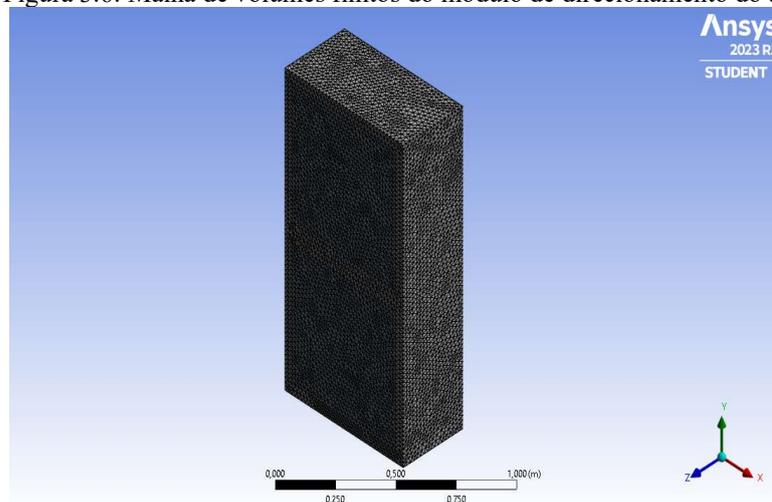
Os detalhes da geometria gerada no *software* podem ser vistos na figura 3.5 e a malha gerada pode ser observada na figura 3.6.

Figura 3.5: Geometria do módulo de direcionamento do ar



Fonte: AUTOR

Figura 3.6: Malha de volumes finitos do módulo de direcionamento do ar



Fonte: AUTOR

## 4. RESULTADOS

### 4.1. Resultados de validação do modelo CFD

Os resultados analíticos e os resultados obtidos através do método numérico podem ser comparados na tabela 4.1, e em vista dos dados obtidos, foi verificado que o erro associado de 6,25%. Esse erro foi tido como aceito para a análise do problema, tendo-se em vista as limitações com relação aos dados tidos para a validação do modelo real da geometria de redirecionamento de ar.

Tabela 4.1.: Soluções do modelo de validação.

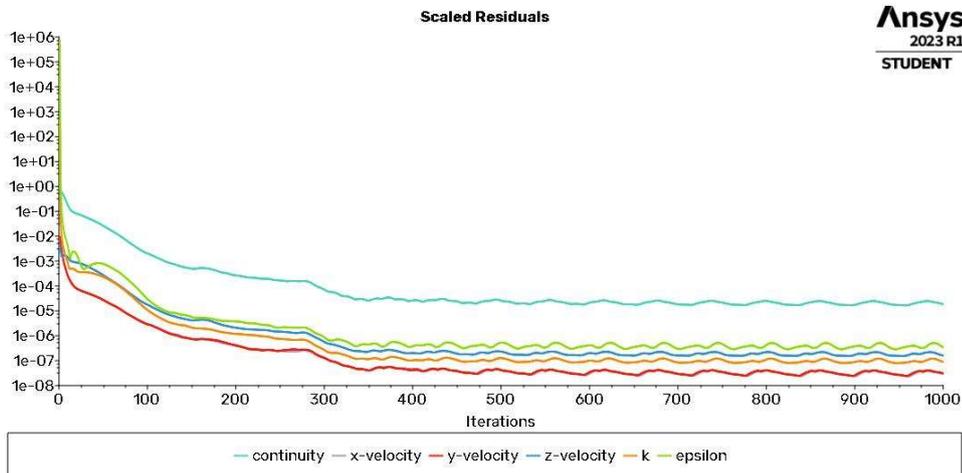
Solução	Perda de carga	Variação
Analítica	6,80 Pa	6,25%
Numérica	6,40 Pa	

Fonte: AUTOR

Através da análise de convergência de das iterações dos cálculos, pode-se perceber uma instabilidade entre as iterações, conforme a figura 4.1. Contudo, a convergência dos valores entre as iterações ocorreu, tendo-se uma variação inferior à  $10^{-4}$ . Analisando os resultados obtidos, pode-se notar que o modelo de turbulência aplicado gera uma instabilidade para a

solução da conservação de massa, sendo este causado possivelmente pela turbulência do escoamento, apresentando um resultado com maior imprecisão. Para as equações da quantidade de movimento, as diferenças entre iterações possuem variação inferior à  $10^{-6}$ , representando uma convergência satisfatória do modelo adotado para a solução do campo de velocidades.

Figura 4.1.: Iterações da solução numérica do modelo de validação.



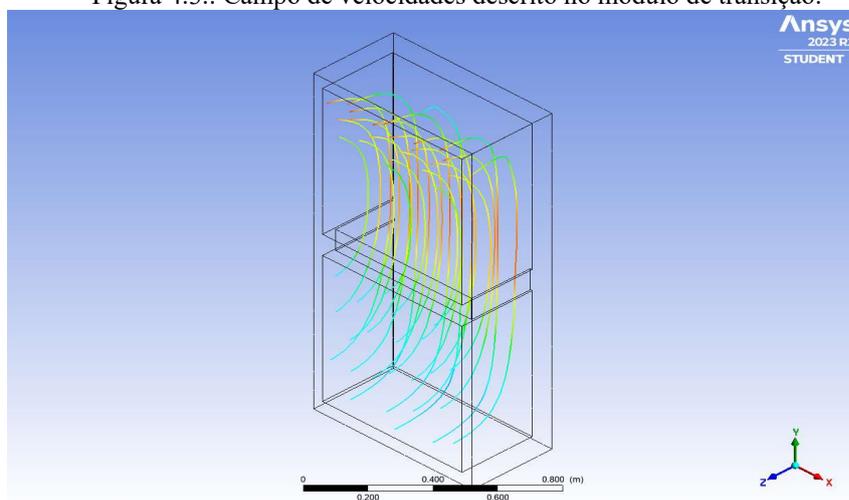
Fonte: AUTOR.

Como um resultado completar para o caso do escoamento do modelo preliminar, pode ser verificado na figura 4.2 do apêndice, o perfil de velocidades. Através da análise deste perfil de velocidades, é possível inferir que o escoamento possui o comportamento esperado, sendo este completamente desenvolvido e turbulento, com o campo de velocidades tendo um gradiente maior de crescimento nas proximidades das paredes do duto e maiores velocidades próximo à linha de centro.

## 4.2. Resultados do módulo de redirecionamento de ar

Tendo-se obtido a validação do modelo proposto, a aplicação do modelo de solução foi realizada na geometria real. Na figura 4.3, pode ser verificado o comportamento do campo de velocidades do ar obtido através da simulação, tendo uma maior magnitude na seção de transição da geometria.

Figura 4.3.: Campo de velocidades descrito no módulo de transição.

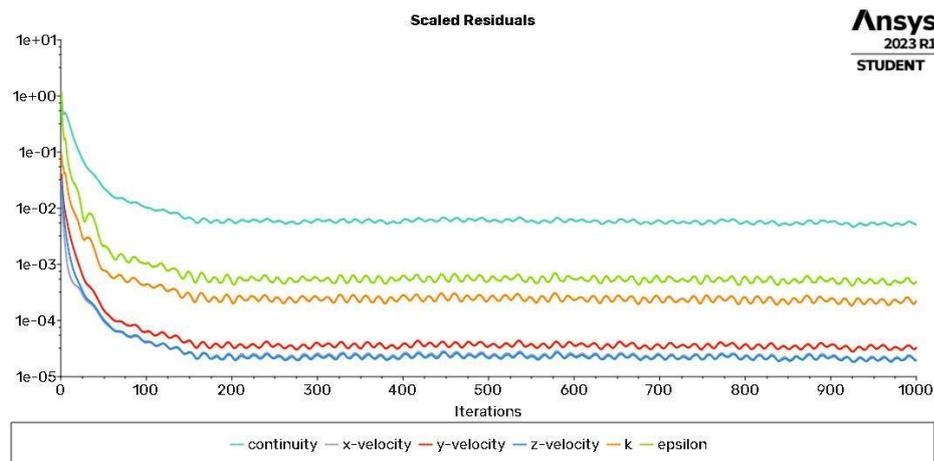


Fonte: AUTOR.

A convergência das iterações do modelo proposto pode ser verificada na figura 4.4, onde pode-se inferir que o comportamento da convergência se deu de maneira análoga ao modelo de validação, porém com uma maior variação. A maior variação entre as iterações do processo de solução numérica para o caso do módulo de redirecionamento de ar real é explicada devido às propriedades geométricas deste, pois neste caso o escoamento de ar ocorre perpendicularmente à parede posterior do módulo, de modo que ocorrem recirculações nesta região. Nesta região de grande turbulência, é esperado que ocorra uma maior variação dos resultados, contudo neste caso os valores verificados são satisfatórios para a solução.

O valor obtido para a perda de carga do módulo de redirecionamento de ar considerando as condições iniciais do escoamento, foi de 81,4 Pa.

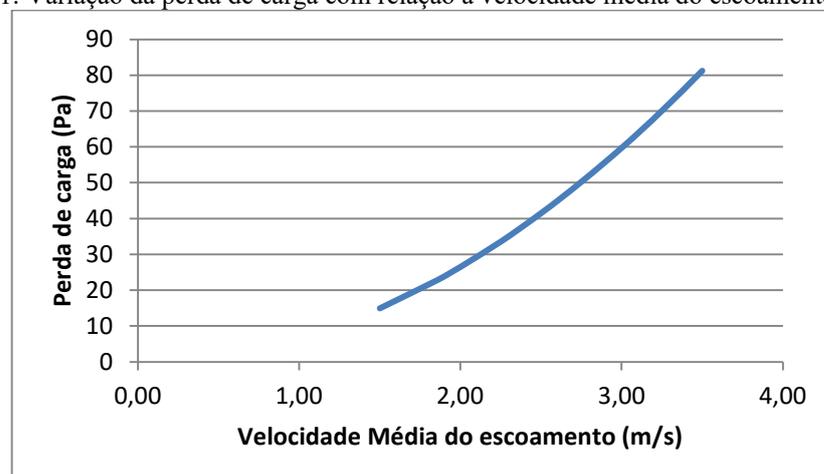
Figura 4.4: Convergência de iterações da solução para o módulo de redirecionamento de ar



Fonte: AUTOR.

Após a obtenção dos resultados numéricos para o caso inicial proposta para o equipamento, foram realizadas alterações no comprimento do módulo de redirecionamento de ar, visando a obtenção de uma correlação entre esta medida e a perda de carga do equipamento. Para a obtenção desta correlação, foram realizadas alterações no comprimento do módulo de modo que a velocidade de ar na seção variasse entre 3,67 m/s e 1,5 m/s, representando esta o módulo de maior comprimento. Após elaboradas estas geometrias, as soluções numéricas foram realizadas de maneira análoga ao caso inicial, obtendo-se o gráfico 4.1, que relaciona a perda de carga do módulo (Pa) com a velocidade média do ar na seção de transição (m/s).

Gráfico 4.1: Variação da perda de carga com relação à velocidade média do escoamento no módulo



Fonte: AUTOR.

Analisando-se o gráfico 4.1, é possível verificar que aumentando-se as dimensões do módulo, obtendo-se velocidades médias em torno de 2 m/s, a perda de carga do módulo de redirecionamento de ar passaria a ser de 26,6 Pa, neste caso uma redução de aproximadamente 67% com relação à geometria original, sendo o aumento total de comprimento do equipamento de 200mm. Além disto, realizando-se o ajuste de uma equação de segundo grau no gráfico 4.1, é obtida a correlação entre a perda de carga do módulo em Pa,  $P_c$ , e a velocidade média do escoamento em m/s,  $\bar{V}$ , conforme a equação 22.

$$P_c = 6,6185\bar{V}^2 + 0,0968\bar{V}^2 - 0,0889 \quad (22)$$

Verificando a análise através do consumo energético do ventilador, que opera nominalmente à uma pressão de 823 Pa, a redução de aproximadamente 67% da perda de carga nos módulos de transição reduziria a perda de carga total do equipamento para aproximadamente 713,4 Pa. Analisando-se essa redução, e aplicando a equação 19 - verificada no capítulo 2.4 - mantendo-se a mesma vazão operacional de ar do equipamento seria possível ser obtida uma redução de potência consumida no eixo do motor elétrico de acionamento do ventilador de aproximadamente 15,36%, conforme visto na tabela 4.2.

Tabela 4.2.: Resultados da redução de consumo do ventilador

Velocidade média do ar (m/s)	Pressão total do equipamento (Pa)	Redução de potência consumida
3,67	823	15,36%
2,00	713,4	

Fonte: AUTOR.

## 5. CONCLUSÃO

Através do estudo proposto, tornou-se possível a verificação de viabilidade de redução de consumo energético de uma unidade de tratamento de ar vertical. Este resultado representa um grande benefício para o projeto de sistemas de climatização, uma vez que a alteração das medidas do componente de redirecionamento de ar representa um ganho significativo de eficiência total do equipamento. Em se tratando de edificações em que mais de uma unidade de tratamento de ar é adotada, como as verificadas usualmente em hospitais e *Shoppings Centers*, para atendimento da capacidade de tratamento de ar total da edificação, este aumento na eficiência ganha maior relevância.

É importante verificar, que através do modelo de análise do projeto proposto, torna-se possível outras abordagens não discutidas no escopo deste trabalho, como a adoção de aletas de direcionamento de ar no módulo estudado, de modo que sejam reduzidas as perdas de carga devido à recirculação do ar. Adotando-se esta abordagem, seria possível verificar a viabilidade de manter as dimensões reduzidas do módulo, porém ainda tendo-se um aumento da eficiência total do equipamento.

Não obstante, um estudo em escala seria de grande valia para a validação do modelo numérico adotado, uma vez que as condições exatas do ar na entrada e saída do módulo poderiam ser obtidas, desconsiderando-se a simplificação adotada de um escoamento completamente desenvolvido. Esta alteração, poderia ter grande impacto nos valores obtidos para as perdas de carga, assim como também no campo de velocidades do escoamento.

## REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ANSYS®. (2023). **ANSYS User's Manual**.

ASHRAE, **ASHRAE Handbook - Fundamentals, American Society of Heating, Refrigerating, and Air Conditioning Engineers**, Atlanta, 1991

BERLINERLUFT. **Catálogo técnico equipamentos da série VarioCond**. Disponível em: <[https://www.berlinerluft.com.br/files/file\\_5a7d96cdd91a0.pdf](https://www.berlinerluft.com.br/files/file_5a7d96cdd91a0.pdf)>

FOX, R.W., MCDONALD, A.T. and PRITCHARD, P.J.; “ **Introdução à Mecânica dos Fluidos**”, 8a ed. Rio de Janeiro: LTC Editora, 2015

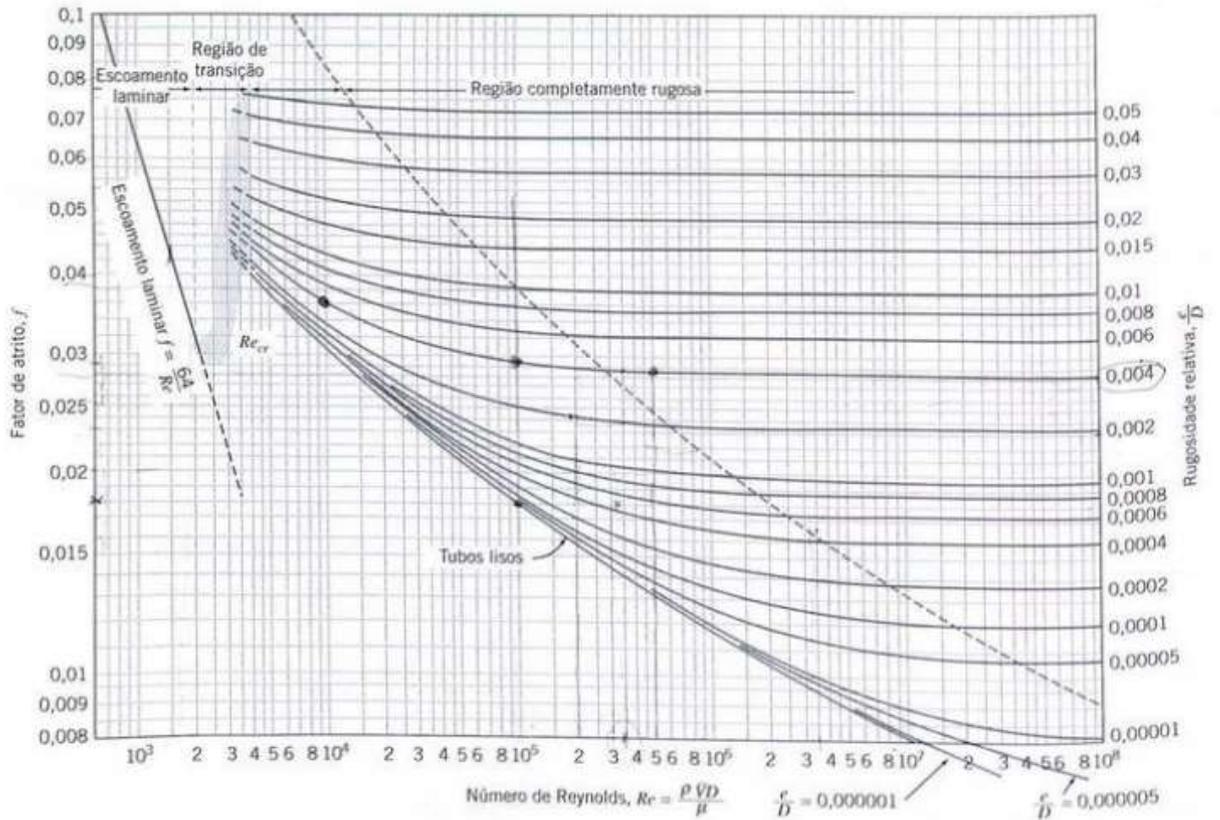
HENN, Érico A. L. **Máquinas de fluido**. 3. ed. Santa Maria, RS: Editora da UFSM, 2012

MACINTYRE, A. J. **Ventilação industrial e Controle de Poluição**. 2a ed. Rio de Janeiro: LTC Editora, 1990

WHITE, F.M., "**Fluid Mechanics**" Mc Graw Hill, 2002

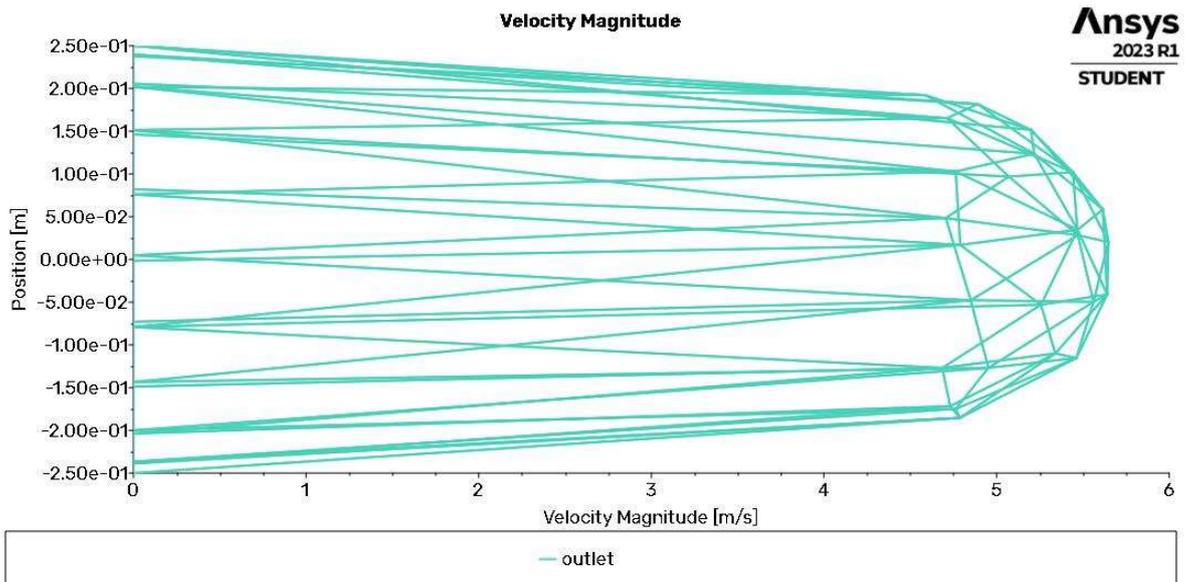
APÊNDICE

Figura 2.2: Diagrama de Moody



Fonte.: FOX et al., 2015

Figura 4.2: Perfil de velocidade para escoamento do modelo preliminar



Fonte: AUTOR.