



**UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS**  
Faculdade de Engenharia Mecânica

**BRUNO BRASSELOTTI**

# **Análise CFD aplicada ao Projeto e Desempenho de Medidores de Consumo de Água**

CAMPINAS  
2020

**BRUNO BRASSELLOTTI**

# **Análise CFD aplicada ao Projeto e Desempenho de Medidores de Consumo de Água**

Dissertação de Mestrado apresentada à Faculdade de Engenharia Mecânica da Universidade Estadual de Campinas como parte dos requisitos exigidos para obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica, na Área de Térmica e fluídos.

Orientador: Prof. Dr. Kamal Abdel Radi Ismail

ESTE EXEMPLAR CORRESPONDE À VERSÃO  
FINAL DA DISSERTAÇÃO DEFENDIDA PELO  
ALUNO BRUNO BRASSELLOTTI, E ORIENTADA  
PELO PROF. DR. KAMAL ABDEL RADI ISMAIL.

.....  
ASSINATURA DO(A) ORIENTADOR(A)

**CAMPINAS  
2020**



Ficha catalográfica  
Universidade Estadual de Campinas  
Biblioteca da Área de Engenharia e Arquitetura  
Rose Meire da Silva - CRB 8/5974

B736a      Brasselotti, Bruno, 1983-  
Análise CFD aplicada ao projeto e desempenho de medidores de consumo de água / Bruno Brasselotti. – Campinas, SP : [s.n.], 2020.

Orientador: Kamal Abdel Radi Ismail.  
Dissertação (mestrado) – Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica.

1. Fluidodinâmica computacional. 2. Hidrômetro. 3. Torque. 4. Abastecimento de água. I. Ismail, Kamal Abdel Radi, 1940-. II. Universidade Estadual de Campinas. Faculdade de Engenharia Mecânica. III. Título.

Informações para Biblioteca Digital

**Título em outro idioma:** CFD analysis applied to water meters design and performance

**Palavras-chave em inglês:**

Computational fluid dynamics

Water meters

Torque

Drinking water supply

**Área de concentração:** Térmica e Fluídos

**Titulação:** Mestre em Engenharia Mecânica

**Banca examinadora:**

Kamal Abdel Radi Ismail [Orientador]

Alcides Padilha

Vicente Luiz Scalon

**Data de defesa:** 10-12-2020

**Programa de Pós-Graduação:** Engenharia Mecânica

**Identificação e informações acadêmicas do(a) aluno(a)**

- ORCID do autor: <https://orcid.org/0000-0002-0168-9554>

- Currículo Lattes do autor: <http://lattes.cnpq.br/8440917236841850>

**UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS  
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA**

**DISSERTAÇÃO DE MESTRADO ACADÊMICO**

# **Análise CFD aplicada ao Projeto e Desempenho de Medidores de Consumo de Água**

Autor: Bruno Brasselotti

Orientador: Prof. Dr. Kamal Abdel Radi Ismail

A Banca Examinadora composta pelos membros abaixo aprovou esta Dissertação:

**Prof. Dr. Kamal Abdel Radi Ismail**

**Instituição: Universidade Estadual de Campinas**

**Faculdade de Engenharia Mecânica, Departamento de Energia**

**Prof. Dr. Alcides Padilha**

**Instituição: Universidade Estadual Paulista Júlio de Mesquita Filho**

**Faculdade de Engenharia de Bauru, Departamento de Engenharia Mecânica**

**Prof. Dr. Vicente Luiz Scalon**

**Instituição: Universidade Estadual Paulista Júlio de Mesquita Filho**

**Faculdade de Engenharia de Bauru, Departamento de Engenharia Mecânica**

Campinas, 10 de dezembro de 2020

## Dedicatória

*“Aquele que na concha de sua mão mediu as águas e tomou a medida do céu a palmos”, eu dedico esta dissertação.*

*Is 40.12*

## **Agradecimentos**

Em primeiro lugar, sou grato ao Criador do Universo e tudo que nele há, que por Ele tive ar nos meus pulmões, saúde física e mental para concluir este trabalho.

Agradeço à minha família, em especial minha esposa Rafaela e aos meus pais, Roberto e Hercy, por terem dado condições emocionais, coragem, metas, determinação e objetivos para poder concluir com êxito mais essa etapa de minha vida.

Ao professor e orientador deste trabalho, Dr. Kamal Abdel Radi Ismail, que de forma sempre muito amigável, acessível e solícito me concedeu atenção, tempo, conhecimento e experiência durante todas as fases dessa pesquisa.

Ao professor Dr. Luiz Felipe Mendes Moura, que acreditou no meu potencial e me concedeu a oportunidade de iniciar o mestrado como aluno em dedicação parcial.

Aos meus colegas de trabalho que foram vitais na transmissão do conhecimento quanto à área de hidrometria. Em especial deixo minha gratidão ao time do laboratório: Cláudio Camargo, Alexandro Pereira, Adriano Oliveira e Gustavo Bovo.

Ao meu gerente Sérgio Luiz da Silva, pelo incentivo em P&D e liberação durante o meu horário de trabalho para cursar os créditos requeridos por este programa de mestrado.

E a todos aqueles que involuntariamente aqui foram esquecidos, deixo aqui a minha gratidão.

## Resumo

Através do modelo CAD 3D de um hidrômetro, foi realizada uma análise CFD considerando simulações em uma ampla faixa de vazões, contemplando os fluxos em regime laminar, transacional e turbulento. A interação entre a turbina e o jato impactado foi estudada, fornecendo informações de grandezas físicas como curvas de torque, perfis de pressão e velocidade, cálculo da perda de carga e velocidade angular da turbina para as diferentes taxas de fluxos. O atrito mecânico entre o eixo da turbina e o mancal é de vital importância, refletindo diretamente na sensibilidade a baixas vazões, tal fenômeno foi estudado e analisado a sua interferência na velocidade angular na turbina. Os resultados foram validados por meio de testes experimentais realizados em bancada de teste. Inicialmente se empregou para cada taxa de vazão volumétrica uma simulação em estado permanente, na qual a velocidade angular da turbina foi estimada teoricamente e imposta na fase de pré-processamento.

A velocidade angular da turbina é o objeto principal de estudo desta pesquisa, na qual se correlaciona com o princípio físico de medição de um hidrômetro velocimétrico, em que a cada rotação da turbina se desloca um volume cíclico conhecido, perfazendo deste modo através do sistema registrador o volume consumido de água em um determinado período.

A metodologia adotada foi capaz de reproduzir o comportamento metrológico do hidrômetro testado, fornecendo informações antes desconhecidas, como capturar perfis de pressão e velocidade e possibilitar entendimentos adicionais da interação entre o jato de água e a turbina.

Os valores teóricos da velocidade angular da turbina para cada vazão testada foram comparados com os valores obtidos pelo método experimental e este por sua vez com o valor numérico.

Os desvios da abordagem experimental foram comparados com cinco cenários obtidos com a abordagem numérica, diferentes entre si pelos valores estimados da força de atrito. O maior desvio encontrado é de 2,01% na condição isenta de atrito, e 0,20% na condição estimada de  $-9 \times 10^{-4}$  N.mm.

*Palavras-chave:* CFD; hidrômetro; água potável; perda de carga; torque; turbina.

## Abstract

Through the 3D CAD model of a hydrometer, a CFD analysis was performed considering simulations in a wide range of flows, contemplating the flows in laminar, transactional, and turbulent regime. The interaction between the turbine and the impacted jet was studied, providing information of physical quantities such as torque curves, pressure and velocity contours, calculation of the load loss and angular velocity of the turbine for the different flow rates. The mechanical friction between the turbine shaft and the bearing is of vital importance, reflecting directly on the sensitivity to low flows, such phenomenon was studied and its interference with the angular speed of the turbine was analyzed. The results were validated by means of experimental tests carried out on test benches. Initially, a permanent simulation was used for each volumetric flow rate, in which the angular velocity of the turbine was theoretically estimated and imposed in the pre-processing phase.

The angular velocity of the turbine is the main object of study of this research, in which it correlates with the physical principle of measuring a velocimetric hydrometer, in which at each rotation of the turbine a known cyclic volume is moved, thus making up through the recording system the volume consumed of water in each period.

The methodology adopted was able to reproduce the metrological behavior of the tested hydrometer, providing information previously unknown, such as capturing pressure and speed contours and enabling additional understanding of the interaction between the water jet and the turbine.

The theoretical values of the angular velocity of the turbine for each flow tested were compared with the values obtained by the experimental method and this in turn with the numerical value.

The deviations experimental approach was compared with five scenarios obtained with the numerical approach, different from each other by the estimated values of friction force. The largest deviation found is 2.01% in the frictionless condition, and 0.20% in the estimated condition of  $-9 \times 10^{-4}$  N.mm.

*Keywords:* CFD; water meter; drinking water supply; pressure loss; torque; turbine.

## Lista de Ilustrações

Figura 1: Medidor de disco de natação .....	26
Figura 2: Medidor de pistão oscilante .....	27
Figura 3: Vista lateral em corte parcial de um medidor unijato .....	28
Figura 4: Vista superior em corte de um medidor unijato .....	28
Figura 5: Vista lateral em corte parcial de um medidor multijato .....	29
Figura 6: Vista superior em corte de um medidor unijato .....	29
Figura 7: Medidor eletromagnético .....	30
Figura 8: Medidor ultrassônico com transdutores extrusivos ao fluxo .....	31
Figura 9: Esquema do sistema de testes laboratoriais .....	34
Figura 10: Túnel de erro .....	36
Figura 11: Princípio de operação de medidores unijato .....	41
Figura 12: Representação do domínio estático e rotativo .....	42
Figura 13: Trechos retos a montante e a jusante .....	43
Figura 14: Qualidades de volume de controle .....	44
Figura 15: Multi-blocos com volumes hexaédricos .....	45
Figura 16: Refinamento axial dos volumes .....	46
Figura 17: Volume fluido discretizado com elementos tetraédricos e prismáticos .....	46
Figura 18: Corte longitudinal do volume fluido discretizado .....	47
Figura 19: Corte transversal do volume fluido discretizado .....	47
Figura 20: Subdivisões de um escoamento turbulento próximo a uma parede .....	49
Figura 21: Detalhe do contorno geométrico de uma pá da turbina .....	50
Figura 22: Domínio fluido e condições de contorno .....	53
Figura 23: Modelos de turbulência RANS .....	57
Figura 24: Erros absolutos entre resultado experimental vs numérico para perda de carga ....	61
Figura 25: Erros relativos entres malhas vs quantidade volumes da malha .....	62
Figura 26: Resultado comparativo de perda de carga: experimental x numérico .....	66
Figura 27: Resultado comparativo de erro metrológico, experimental x numérico .....	67
Figura 28: Redução da velocidade da turbina em função dos valores de $T_T$ .....	69
Figura 29: Curva comparativa de erro metrológico: Experimental x Numérico com diferentes valores de $T_T$ .....	70
Figura 30: Resultado de curva de perda carga em $Q_3$ .....	71
Figura 31: Resultados I de perfis de velocidade e pressão no plano médio. $Q_3=1000$ l/h .....	72
Figura 32: Resultados II de perfis de velocidade e pressão no plano médio. $Q_3=1000$ l/h .....	73
Figura 33: Curvas de torque gerado por pá em $Q_3$ .....	74
Figura 34: Curvas de torque positivo em $Q_3$ .....	75
Figura 35: Curvas de torque negativo gerado por pá em $Q_3$ .....	76
Figura 36: Curvas de torques totais para altos Reynolds .....	76
Figura 37: Curvas de torques totais para baixos Reynolds .....	77
Figura 38: Resultados I de perfis de velocidade e pressão no plano médio. $Q_1=10$ l/h .....	79
Figura 39: Resultados II de perfis de velocidade e pressão no plano médio. $Q_1=10$ l/h .....	80
Figura 40: Resultados I de perfis de velocidade e pressão no plano médio. $Q_2=16$ l/h .....	86
Figura 41: Resultados II de perfis de velocidade e pressão no plano médio. $Q_2=16$ l/h .....	87
Figura 42: Resultados I de perfis de velocidade e pressão no plano médio. $Q_x=350$ l/h .....	88
Figura 43: Resultados II de perfis de velocidade e pressão no plano médio. $Q_x=350$ l/h .....	89
Figura 44: Resultados I de perfis de velocidade e pressão no plano médio. $Q_Y=750$ l/h .....	90
Figura 45: Resultados II de perfis de velocidade e pressão no plano médio. $Q_Y=750$ l/h .....	91
Figura 46: Resultados I de perfis de velocidade e pressão no plano médio. $Q_4=1250$ l/h .....	92

Figura 47: Resultados II de perfis de velocidade e pressão no plano médio.  $Q_4=1250$  l/h .....93



## Lista de Tabelas

Tabela 1: Valores de velocidades angulares, número de Reynolds.....	39
Tabela 2: Dimensões das malhas geradas .....	51
Tabela 3: Modelos de turbulência utilizados em cada vazão de teste .....	54
Tabela 4: Regiões de interesse e expressões utilizadas .....	55
Tabela 5: Valores de passo de tempo para cada vazão Q.....	64
Tabela 6: Resultados experimentais e numéricos para a perda de carga.....	65
Tabela 7: Resultados de velocidades angulares: analítica, experimental e numérica .....	68

## Lista de Abreviaturas e Siglas

### *Letras Latinas*

$C_f$	Coefficiente experimental estimado
CV	Volume cíclico
$E_2$	Plano na região de entrada do medidor
$I_T$	Momento de inércia da turbina
k	Deslocamento volumétrico
L	Escala de comprimento característico do fluxo
Q	Vazão volumétrica
r	Raio da turbina
Re	Número de Reynolds
S1	Plano na região de saída do medidor
t	Tempo
T	Período de rotação da turbina
$T_A$	Forças de fricção dos elementos rotativos
$T_J$	Torque gerado pelo impacto do jato de água
$T_R$	Forças de fricção do sistema registrador
$T_T$	Força de atrito total
U	Velocidade característica do fluido
$U_t$	Velocidade de atrito
$y^+$	Coordenada vertical normalizada

### *Letras Gregas*

k	Energia cinética turbulenta
u	Vetor velocidade
$\varepsilon$	Taxa de dissipação da energia cinética
$\omega_t$	Velocidade angular da turbina
$\mu$	Viscosidade dinâmica do fluido
$\nu$	Viscosidade cinemática do fluido
$\rho$	Densidade do fluido
$\tau_w$	Tensão de cisalhamento na parede
$\omega$	Taxa de dissipação específica da energia cinética
$\omega_t$	Velocidade angular

## ***Siglas***

ANA	Agência Nacional de Águas
CAD	Computer-Aided Design
CAE	Computer-Aided Engineering
CFD	Computational Fluid Dynamics
EVM	Eddy Viscosity Model
FEM	Finite Element Met
FVM	Finite Volume Method
GGI	General Grid Interface
ISO	International Organization for Standardization
MFR	Multiple Frames of Reference
ONU	Organização Das Nações Unidas
RAM	Random-Access Memory
RANS	Reynolds-Averaged Navier-Stokes
RSM	Reynolds Stress Models
SCDM	Space Claim Design Modeler
SNIS	Sistema Nacional de Informações sobre Saneamento
SST	Shear Transport Model

## Sumário

<b>1 INTRODUÇÃO .....</b>	<b>16</b>
1.1 Motivação.....	16
1.2 Objetivos .....	18
1.3 Organização do Trabalho .....	19
<b>2 REVISÃO DA LITERATURA .....</b>	<b>21</b>
<b>3 MEDIDORES DE VAZÃO .....</b>	<b>25</b>
3.1 Modelos de medidores de vazão .....	25
3.2 Medidores de deslocamento positivo .....	26
3.3 Medidores de vazão tipo turbina .....	27
3.4 Medidores eletromagnético .....	29
3.5 Medidores ultrassônicos .....	30
<b>4 ANÁLISE EXPERIMENTAL.....</b>	<b>31</b>
4.1 Materiais .....	31
4.2 Método.....	32
<b>5 METODOLOGIA NUMÉRICA .....</b>	<b>36</b>
5.1 Cálculos teóricos .....	37
5.2 Equações governantes .....	39
5.3 Modelo CAD .....	41
5.4 Geração de malha .....	44
5.5 Estimativa do valor de $\Delta y$ e camada limite.....	48
5.6 Condições de Contorno .....	52
5.7 Modelo de turbulência.....	56
5.8 Abordagens em regiões próximas a paredes .....	58
5.9 Análises em regime permanente e estudo de independência de malha .....	60
5.10 Análises em regime transiente .....	63
<b>6 RESULTADOS E DISCUSSÕES .....</b>	<b>65</b>

6.2 Interação entre fluxo e turbina .....	70
6.3 Resultados para $Q_3 = 1000$ l/h; $Re = 57.557$ .....	71
6.4 Resultados para $Q_1 = 10$ l/h; $Re = 575$ .....	77
<b>7 CONCLUSÕES.....</b>	<b>81</b>
<b>8 TRABALHOS FUTUROS .....</b>	<b>82</b>
<b>ANEXO A – Perfis de velocidade e pressão - <math>Q_2 = 16</math> l/h.....</b>	<b>86</b>
<b>ANEXO B – Perfis de velocidade e pressão - <math>Q_x = 350</math> l/h.....</b>	<b>88</b>
<b>ANEXO C – Perfis de velocidade e pressão - <math>Q_Y = 750</math> l/h .....</b>	<b>90</b>
<b>ANEXO D – Perfis de velocidade e pressão – <math>Q_4 = 1250</math> l/h .....</b>	<b>92</b>
<b>APÊNDICE A – Relação entre velocidade angular da turbina e erro metrológico .....</b>	<b>94</b>

# 1 INTRODUÇÃO

## 1.1 Motivação

A evolução da condição humana na atualidade está intrinsecamente ligada ao termo da sustentabilidade, que possui como princípio o uso racional dos recursos naturais, na qual uns dos termos mais proeminentes é o uso sustentável da água potável. Dados de 2017 do Sistema Nacional de Informações sobre Saneamento (SNIS) divulgados em 2019 pela Secretaria Nacional de Saneamento Ambiental do Ministério das Cidades indicam o consumo médio de 153,6 l/hab.dia de água potável no Brasil, isso significa o consumo médio diário por indivíduo do volume de água para satisfazer o uso doméstico, comercial, público e industrial. De forma complementar segundo um estudo da ONU (Organização das Nações Unidas) a demanda global até 2030 será de 50% maior. Portanto campanhas contra o consumo excessivo, combates aos desperdícios e fraudes são de grande importância e essenciais para que de fato opere o desenvolvimento sustentável dos recursos naturais.

As perdas e fraudes são temas atuais e debatidos devido à escassez hídrica, alto custo de geração de energia elétrica e perspectiva financeira das Cia de abastecimento. Em teoria as perdas são classificadas como perdas aparentes e perdas reais, sendo as perdas aparentes relacionadas com todo o volume de água que foi efetivamente consumido pelo consumidor, porém, não contabilizado ou não medido. As perdas reais estão relacionadas ao volume disponibilizado para distribuição e consumo que não chega ao consumidor, costumeiramente por vazamentos em adutoras, ramais, redes etc. Seja na macromedição ou micromedição é latente a necessidade de aprimoramento e controle do sistema de gestão e meios mais robustos e precisos de medição do volume de água consumido.

Em particular, a hidrometria é uns dos temas mais relevantes para o setor, de acordo com Assis (1961) os hidrômetros não são apenas os meios ou equipamentos que medem o volume de água consumido, mas são peças-chaves no controle de perdas e redução de desperdício e controle de faturamento.

Segundo Tedesco (1969), a água potável é um precioso líquido, na qual uma vez submetido a um processo de medição robusto e com qualidade, gerará como resultado uma

oportunidade de equalizar diferentes vertentes no que tange a tributação justa e identificação de perdas.

Os hidrômetros são dispositivos largamente aplicados nos meios: residencial, comercial e industrial para medir o consumo de água potável. Considerando o seu robusto projeto aliado com a sua alta sensibilidade em medições de baixas vazões e a sua extensa faixa de campo de medição, torna um produto essencial para estimar as perdas entre a produção e a distribuição de água, auxilia os consumidores a terem consciência sobre a importância da utilização racional da água, além de possuir uma expressiva rentabilidade para a Cia de abastecimento de água.

Na definição de Meinecke (1984), um medidor de água velocimétrico é composto basicamente de um corpo contendo uma câmara de medição e uma turbina, na qual recebe o impacto do jato de água. Em teoria a velocidade angular da turbina é proporcional à vazão aplicada, na qual a cada rotação se desloca um volume conhecido, chamado de volume cíclico,  $K$ . No entanto de acordo com Meinecke experimentalmente a velocidade angular da turbina não converge com a teoria, refletindo em um desvio entre o volume registrado pelo medidor e o volume efetivamente consumido. Esse desvio depende da vazão de operação do medidor, sendo normalizados pela Norma ISO 4064/2014, na qual também denota que a formação da curva interpolada a partir dos pontos de desvios em função da vazão de operação, como sendo a curva de erro do medidor.

A física contida em um medidor de água possui expressiva complexidade para ser entendida e ter as suas grandezas calculadas analiticamente conforme Larraona (2008), grandezas como: pressões exercidas nas pás da turbina, cálculo de perda de carga e torques, sendo essa grandeza física podendo ser positiva devido ao impacto do jato da água nas pás da turbina e possuindo o seu valor dependente da posição angular da mesma ou podendo ser negativa, atuando no sentido oposto ao da rotação da turbina, gerado a partir de atritos existentes entre componentes móveis da parte hidráulica e do sistema registrador, consistindo o atrito mecânico uma variável significativa no que tange a sensibilidade de medição em baixas vazões.

Contribui para a complexidade das análises analíticas as geometrias irregulares, os valores de atritos entre componentes móveis desconhecidos, a indisponibilidade técnica de instrumentação para medição de baixos torques, incompreensão das forças de arrastos produzidas no movimento rotacional da turbina, além da presença de bolhas de ar, particulados e outras intempéries formando assim um escoamento multifásico.

## 1.2 Objetivos

Devido a uma escassa bibliografia técnica e por ser uma área específica e pouco difundida, isso resulta em uma limitada quantidade de literaturas sobre a teoria do projeto e funcionamento de hidrômetros, restringindo os novos projetos unicamente a custosos testes laboratoriais.

De forma a complementar o desenvolvimento para este segmento de produto, a técnica da Dinâmica dos Fluidos Computacional (CFD) foi empregada com sucesso nesse estudo, contemplando simulações em diversas faixas de vazões. Foram também estudados em detalhes os valores de torque versus a velocidade angular da turbina, os valores de perda de carga, além da predição da curva de erro metrológico do medidor, sendo estas também às variáveis físicas utilizadas para validação em laboratório. Adicionalmente foi estudado o impacto do atrito mecânico existente entre a bucha da turbina e o eixo sobre a qual a mesma rotaciona, sendo simulados diferentes valores e analisados as contribuições dos seus efeitos na velocidade angular da turbina.

O objetivo principal da análise numérica é encontrar soluções aproximadas para problemas complexos. Com o advento e avanços dos recursos computacionais a interatividade proporcionada por protótipos virtuais concebidos em ambiente CAD, proporcionou a metodologia numérica um ganho de versatilidade e velocidade no que tange a obtenção de resultados e informações. É importante ressaltar que a simulação numérica deve ser vista como uma abordagem complementar aos métodos analítico e experimental, trazendo vários benefícios para o projeto e pesquisa. Para a execução e obtenção dos resultados deste trabalho, a metodologia numérica foi empregada. Utilizando o software comercial Ansys CFX 19.1, baseado no Método de Volumes Finitos para discretizar às equações que governam o sistema físico envolvido.



### 1.3 Organização do Trabalho

O projeto de um hidrômetro requer a análise de múltiplas variáveis, pois engloba o conhecimento em áreas tais como termodinâmica, mecânica dos fluidos, mecânica dos sólidos, eletromagnetismos e simulação numérica.

O capítulo de revisão da literatura compartilha algumas publicações das áreas envolvidas. Algumas raras dedicadas a hidrometria, porém se restringindo a experimentos e abordagens teóricas.

O capítulo 3 compartilha a importância do uso hidrômetro, assim como os principais tipos atualmente empregados para mensurar o consumo de água potável em aplicações residenciais, comerciais e industriais.

Sendo a modelagem numérica umas das metodologias utilizadas neste trabalho, o Capítulo 4 descreve os procedimentos adotados para a obtenção do objetivo proposto. A abordagem teórica para o cálculo da velocidade angular da turbina é proposta, bem como a teoria das equações governantes compreendidas neste estudo e os procedimentos para a análise CAE, partindo dos trabalhos recomendados com a geometria CAD e as fases de geração de malha, condições de contorno, modelos de turbulência e estudos de independência de malha da análise CFD.

No capítulo 5 são mostrados os procedimentos experimentais, onde cinco protótipos foram construídos e submetidos a testes em ambiente laboratorial. Foram executados testes de perda de carga e obtenção da curva de perfil metrológico, na qual foram submetidas às vazões de testes conforme a norma ISO4064/2014. As vazões de testes compreenderam os regimes de fluxos laminar, transacional e turbulento.

O capítulo 6 aborda os resultados comparativos e o processo de validação entre a metodologia experimental e a metodologia numérica. Os parâmetros para validação dos resultados foram os valores obtidos pelo teste de perda de carga e pelos pontos do perfil metrológico obtidos de cada vazão, sendo este diretamente proporcional à velocidade angular da turbina. Bem como foram analisados a interação do fluxo do jato da água com as pás da turbina e a contribuição do torque unitário gerado por cada pá.

No Capítulo 7 são mostrados as conclusões e os benefícios que a análise CFD pode agregar ao projeto e otimização de produtos, bem como na redução do tempo de desenvolvimento e de custos.

Por fim no Capítulo 8, sugestões são compartilhadas para futuros desenvolvimentos que tenham como foco a modelagem numérica em hidrômetros.

## 2 REVISÃO DA LITERATURA

Ao se tratar de literaturas com abordagens teóricas e analíticas dos conceitos físicos existentes nos hidrômetros, essas literaturas possuem quantidades de publicações limitadas ou estão arquivadas sob a tutela dos fabricantes de hidrômetros.

Assis (1936) publicou sobre diversos ensaios a que são submetidos os hidrômetros. Neste trabalho Assis também descreve os equipamentos disponíveis para a execução de ensaios, não só de medidores novos, como especialmente daqueles que, depois de utilizados na rede, são reparados nas oficinas.

Coutinho (1960) descreve o serviço de hidrômetros instalado em Niterói e São Gonçalo no estado do Rio de Janeiro, abordando a estrutura dos serviços, o controle geral de medidores, as leituras, a aferição e recebimento de hidrômetros, suas características, a reparação e consertos.

Oliveira (1963) abordou a necessidade de melhor divulgar as vantagens dos serviços de medição de consumo de água na esfera da administração pública, frisando a importância de economia de água, sem prejuízo da higiene, combatendo o desperdício, da melhoria da arrecadação, com uma taxa equitativa e do conhecimento exato da água utilizada, permitindo um melhor combate dos desperdícios de água.

A literatura sobre a importância da hidrometria conforme citado pelos editores da Revista DAE (2014), data da Roma Antiga (anos 97-100), quando Frontinus já indagava os imperadores Nerva e Trajano a respeito de coibir o abuso e o desperdício, além de propiciar uma igualdade na distribuição da água potável na sociedade Romana.

Entre as literaturas técnicas da área, Tedesco (1969) publicou sobre a importância da evolução dos hidrômetros conhecido como prensa-estopa para os de transmissão magnética. Esse sistema trata de dois ímãs circulares, axialmente posicionados e separados entre si por uma base intermediária, por meio da atração magnética, o ímã propulsor

anexado a turbina transmite a rotação ao imã propelido, que por sua vez está anexado ao sistema registrador de engrenagens.

Tedesco (1969), cita sobre a evolução que o sistema de transmissão magnética proporcionou aos consumidores. Segundo Tedesco o sistema conhecido de prensa-estopa era ineficaz, consistindo em um dispositivo que conectava o redutor com o dispositivo registrador do hidrômetro, porém o redutor atuava mergulhado no fluido. Uma característica desse sistema era o vazamento interno, causando o embasamento do visor do sistema registrador, contribuindo assim com possíveis erros de leitura dos dígitos do sistema registrador. Com o advento da transmissão magnética, o sistema registrador com o trem de engrenagem foi conjugado em um único componente, isolando todo esse sistema de contato e possíveis intempéries.

Mutchnik (1971) cita como deve ser a manutenção de hidrômetros que não podem ser tratados como simples aparelhos destinados a medir água consumida, mas segundo Mutchniik, esses aparelhos fazem parte de um sistema complexo e que é de supra importância a adequada operação dentro de um conjunto destinado ao abastecimento de água.

Meinecke (1984), em sua publicação tratou de pesquisar a inerência entre a curva de erro metrológica de um medidor de consumo de água com as leis da física. Meinecke observou a influência do perfil de fluxo laminar nas baixas vazões associando-o a tendência ascendente da curva metrológica, além de explicar sobre os efeitos das variáveis físicas como bolhas de ar, viscosidade cinemática e distúrbio de fluxo na metrologia de um hidrômetro.

Xu (1992) apresentou um estudo para prever o fluxo em torno de uma pá de um medidor de fluxo de turbina e simulou o fluxo nas bordas dianteira e traseira. A vazão na borda dianteira é separada para ambos os lados da pá e influenciadas pelo ângulo de incidência do escoamento. Xu também observou que desprendimento de vórtice na borda de fuga não é influenciado de forma expressiva pelo ângulo de incidência.

Baker (1993) realizou um trabalho teórico e experimental abrangendo medidores de fluxo de turbina axial aplicados a gases e líquidos, propondo uma derivação das equações de torque atuantes, como também compartilhou uma lista com principais normas inerentes ao assunto.

Ao se tratar de instrumentação, os estudos estatísticos e abordagens sobre as incertezas de medições dos equipamentos laboratoriais e da própria metrologia do produto em si contemplam às áreas ligadas ao projeto de um hidrômetro, em sua tese Oliveira (2006) investigou a influência da flutuação da vazão como uma componente da incerteza de medição no processo de calibração de um hidrômetro velocimétrico, multijato e de aplicação residencial.

Com o avanço da modelagem computacional, diversos trabalhos envolvendo a técnica de CFD aplicado a pesquisa e desenvolvimentos de novos produtos foram publicados.

Chen et. al. (2008), propuseram a equação de equilíbrio dos torques atuantes em um medidor de vazão, como método para prever a velocidade angular de uma turbina axial, por intermédio da simulação numérica CFD foi investigado o fator de deslocamento volumétrico de uma turbina K, correlacionando à análise numérica com os resultados experimentais.

Larraoana et. al. (2008), abordaram assuntos no que tange a influência do arrasto e forças de atrito atuantes em uma turbina radial, nessa mesma publicação propuserem um tempo de marcha semi-implícito para capturar a complexa interação entre o impacto do jato de água nas pás acoplado ao movimento rotacional da turbina.

Wang (2010) por sua vez contribuiu com estudos sobre o uso da metodologia CFD para a otimização de projetos de turbina em turbo máquinas. Wang usou a modelagem das equações médias de Navier-Stokes (RANS) para observar e analisar o fenômeno transitório de fluxos complexos nas pás de uma turbo-máquina.

Navarro (2011) publicou sobre a análise da influência de impelidores laterais no tempo de mistura em tanques de estocagem de diesel com o uso da fluidodinâmica computacional.

Tegtmeier (2015) abordou em sua tese a modelagem da dinâmica computacional de fluidos (CFD) para estudar os efeitos da viscosidade nos medidores de vazão, através de uma ampla gama de operações. Neste trabalho, Tegtmeier aplicou um modelo paramétrico para diferentes faixas de vazões, iniciando como uma análise em estado permanente para fornecer uma condição inicial aceitável para as simulações em estados transientes.

Huang et. al. (2015), apresentaram com os estudos sobre o torque gerado por uma turbina axial em um hidrômetro, nessa pesquisa foram deduzidas as equações do balanceamento de torque e simulado em estado transiente os efeitos do torque de atrito mecânico e do torque de arrasto viscoso considerando diferentes fluidos.

Conforme Avraham (2018), a modelagem de fenômenos turbulentos é uma área de estudo atual, onde ainda não há um modelo universal a ser aplicado para qualquer que seja a condição física, os modelos de duas equações, como por exemplo,  $k-\epsilon$  e  $k-\omega$  SST são expressivamente utilizados nos escopos acadêmicos e industriais, pois fornecem boa precisão e baixo custo computacional.

Essa pesquisa foi baseada em estudos e publicações prévias, na qual empregou com sucesso à modelagem numérica da fluidodinâmica computacional no projeto e concepção de medidores de consumo de água.

Os resultados desta dissertação contribuíram para a compreensão dos fenômenos físicos presentes em um hidrômetro. A expressiva concordância obtida entre os resultados experimentais e numéricos, consolida a metodologia adotada como uma opção capaz de resolver problemas reais industriais na área medidores de vazão de fluídos líquidos.

### **3 MEDIDORES DE VAZÃO**

Os medidores de vazão são equipamentos projetados para medir a taxa de fluxo de um fluido que se move dentro de um sistema específico, como por exemplo, pode-se citar a água potável que se move pelas tubulações dos grandes reservatórios até o consumidor final em suas residências.

As concessionárias de água são um dos principais usuários de medidores de vazão, usando esse conceito de tecnologia diariamente com o objetivo de garantir que seus clientes sejam devidamente cobrados com base em seu uso real.

Esses medidores de vazão, comumente chamados de medidores de água ou hidrômetros, são colocados em pontos ao longo da infraestrutura da concessionária de água, onde as linhas se ramificam para fornecer serviços aos clientes residenciais, comerciais e industriais.

Entre as mais diversas aplicações, esses equipamentos podem ser usados tanto na macromedição como na micromedição. Na qual a macromedição conforme a Agência Nacional de Água (ANA), a macromedição consiste na técnica de medição de grandes vazões e de volumes de água aportados, contribuindo deste modo para a diminuição das perdas de água no sistema de abastecimento. Por outro lado, a micromedição trata do controle de consumo do consumidor final, além monitorar a taxa de fluxo de um poço ou outra fonte de água.

O monitoramento do controle de fluxo de água em qualquer sistema pode ser realizado por alguns princípios físicos como: o deslocamento, a velocidade, o eletromagnetismo e o ultrassom. Na qual quando convertidas em tecnologias para produtos podem ser empregados de forma a obter melhor eficiência.

#### **3.1 Modelos de medidores de vazão**

Ao longo do tempo, os medidores de vazão foram evoluídos em seu projeto, como também na tecnologia empregada no seu princípio físico de funcionamento e nos modos construtivos, resultando produtos mais robustos e precisos.

Conforme citado pela editoria da Revista DAE (2014), os hidrômetros são a caixa registradora das companhias de saneamento, os hidrômetros representam um dos temas de maior relevância para o setor de saneamento. Mais do que um equipamento responsável por medir a água consumida pelos clientes, o hidrômetro é, na realidade, um instrumento de gestão do consumo. Seu perfeito funcionamento é essencial no controle de perdas e redução do desperdício, controle do faturamento e todo o gerenciamento da conta de consumo de água.

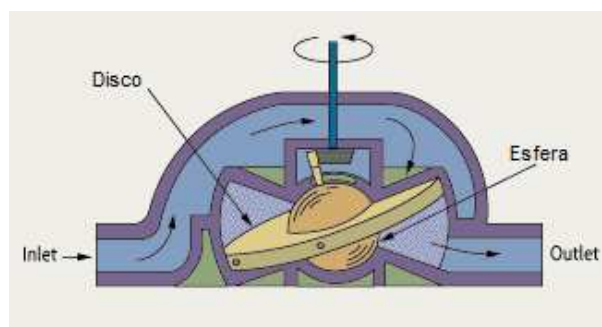
Em particular na hidrometria, empregam-se basicamente quatros modelos de hidrômetros, cada um suas características de medição, princípio de funcionamento, precisão e custos.

### 3.2 Medidores de deslocamento positivo

Os medidores de deslocamento positivo possuem o seu princípio de funcionamento baseado preenchimento contínuo de uma câmara de medição e na sua posterior descarga. Sendo o volume deslocado entre o preenchimento e a descarga da câmara conhecido, uma vez multiplicado pela quantidade de ciclos, determina-se quantidade total de fluido deslocado.

Esse conceito de medidor é basicamente é formado por tipos: medidores de disco de natação e pistão oscilante.

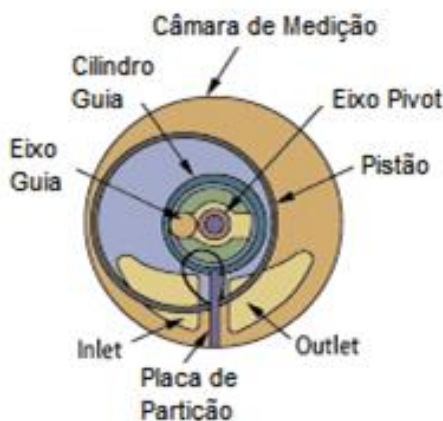
Independentemente da subcategoria, cada medidor de água de deslocamento mede a taxa de fluxo com base no movimento de um elemento específico dentro da construção do medidor. A quantidade de movimento registrada se correlaciona com a quantidade de água que flui através dessa parte do sistema.



(adaptado de [https://www.omega.com/literature/transactions/volume4/images/08\\_Fig\\_01\\_1.GIF](https://www.omega.com/literature/transactions/volume4/images/08_Fig_01_1.GIF))

Figura 1: Medidor de disco de natação





(adaptado de [https://www.omega.com/literature/transactions/volume4/images/08\\_Fig\\_02\\_1.GIF](https://www.omega.com/literature/transactions/volume4/images/08_Fig_02_1.GIF))

Figura 2: Medidor de pistão oscilante

### 3.3 Medidores de vazão tipo turbina

Um medidor tipo turbina consiste em uma seção de escoamento que abriga uma turbina que rotacional livremente com a passagem do fluido. A velocidade angular da turbina é aproximadamente proporcional à vazão do fluido, na qual a cada rotação completa desloca um volume de fluido conhecido.

Na metrologia de consumo de água potável esses medidores podem ser chamados de taquimétricos ou ainda velocimétricos, sendo constituídos basicamente de dois conceitos construtivos: multijato ou unijato.

Os medidores de vazão estudados neste trabalho são do tipo unijato, estes possuem um único e direto jato impactando na turbina, possuem como grande vantagem o baixo custo se comparado com outros conceitos de medidores de vazões, além de apresentar um reduzido valor de perda de carga e boa precisão metrológica, de simples montagem, boa manufaturabilidade e robustos no que tange a depósitos sólidos não filtráveis tornam esse modelo o mais comum em aplicações residenciais (Walter e outros, 2016).

Uma das desvantagens deste medidor é o fato de seu único jato manter a turbina quando em regime trabalho em contato constante com um único ponto do mancal, resultando em fadiga pré-matura, folgas de montagens e perda de sensibilidade metrológica, tornando este medidor com uma vida útil estimada menor, se comparado ao

medidor multi-jatos. No entanto conforme Tedesco (1969), essa desvantagem é apenas concretizada quando o medidor operar sob um regime além da qual projetado.

Tedesco (1969) cita que os resultados de testes de fadiga acelerado, sendo estes equivalentes entre 10 a 12 anos de operação em campo, os medidores unijatos não apresentaram alterações significativas em suas operacionalidades e qualidade de medição.

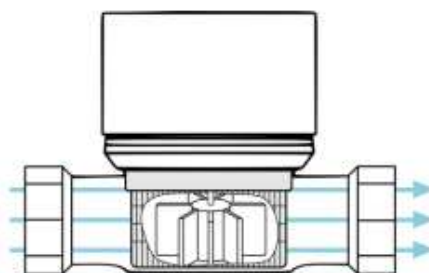


Figura 3: Vista lateral em corte parcial de um medidor unijato  
Fonte: <http://www.water-ideas.com/wpm/wp-content/uploads/sites/2/atti/7.pdf>



Figura 4: Vista superior em corte de um medidor unijato  
Fonte: <http://www.water-ideas.com/wpm/wp-content/uploads/sites/2/atti/7.pdf>

Os medidores multijatos são usados quando uma maior taxa de vazão é requerida. Esses medidores possuem uma câmara composta por múltiplas entradas e saídas, localizadas em diferentes planos, essa distribuição coordenada dos jatos de água proporciona um equilíbrio hidrodinâmico da turbina.

Normalmente este grupo de hidrômetros possuem dimensões maiores quando comparadas com os medidores do tipo unijato e consequentemente apresentam maior custo.

Umas das vantagens do medidor multi-jato é a sua grande faixa de aplicação, enquanto o unijato é exclusivamente para aplicações residenciais, os multi-jatos possuem capacidade de medição volumétrica entre 3 m<sup>3</sup>/h e 30 m<sup>3</sup>/h, cobrindo aplicações residências, comerciais e industriais.

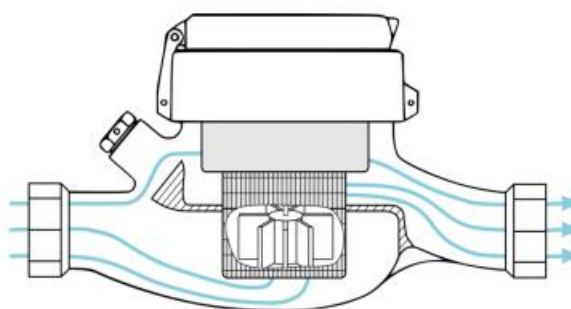


Figura 5: Vista lateral em corte parcial de um medidor multijato  
Fonte: <http://www.water-ideas.com/wpm/wp-content/uploads/sites/2/atti/7.pdf>



Figura 6: Vista superior em corte de um medidor unijato  
Fonte: <http://www.water-ideas.com/wpm/wp-content/uploads/sites/2/atti/7.pdf>

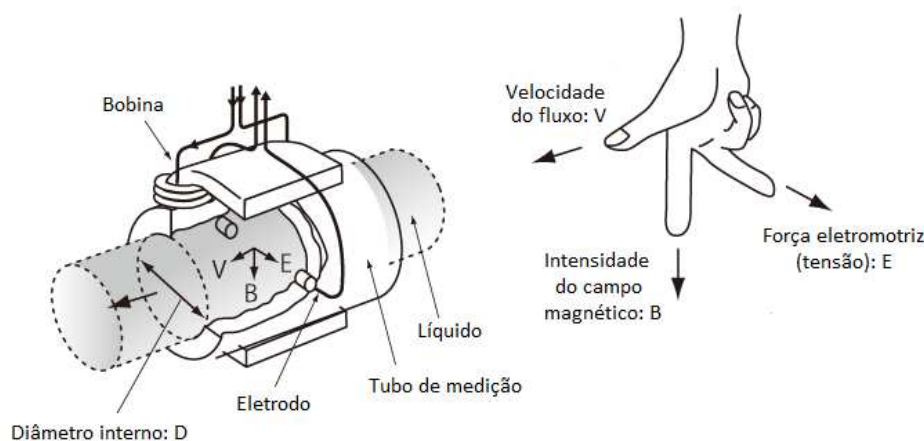
### 3.4 Medidores eletromagnético

Os medidores eletromagnéticos são uma variação do conceito velocimétrico. Utilizando a lei de indução de Faraday, este grupo de medidor não possui elementos móveis em sua arquitetura.

Trabalhando independente de componentes mecânicos para contabilizar o fluxo, este conceito de medidor tem como vantagem a capacidade metrológica de medição bidirecional de fluxo, baixa perda de carga e podendo atuar com elevada robustez na

medição de fluidos com sólidos suspensos. No entanto, a presença de material magnético no fluido pode afetar a precisão.

Sob a lei de indução de Faraday, ao mover líquidos condutores dentro de um campo magnético gera-se uma força eletromotriz na qual o diâmetro interno do tubo (D), a intensidade do campo magnético (B) e a velocidade média do fluxo (V) são todos proporcionais. Em outras palavras, a velocidade do fluxo de líquido que se move em um campo magnético é convertida em eletricidade (E).  $E = V \times B \times D$ .



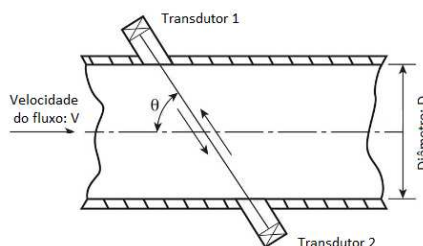
Fonte: adaptado de  
<https://www.keyence.com/ss/products/process/flowknowledge/types/electromagnetic.jsp>  
 Figura 7: Medidor eletromagnético

### 3.5 Medidores ultrassônicos

Os medidores ultrassônicos possuem dois conceitos principais de concepção tecnológica para determinação de velocidade do fluxo: um deles é o efeito Doppler, enquanto o outro se utiliza da medição do tempo de trânsito entre dois pontos estacionários. Qualquer abordagem tende a ser altamente precisa e pode fornecer faixas de medição de vazão substanciais.

Este grupo de medidores usa transdutores ultrassônicos para enviar ondas sonoras através da água para determinar a velocidade do fluxo. Estes transdutores podem ser intrusivos ou extrusivos no que se refere a sua localização em referência a seção por onde

há o escoamento. Uma vantagem do conceito extrusivo é o menor valor de perda carga e podem apresentar menores níveis de turbulência de fluxo.



Fonte: adaptado de <https://www.flowmeters.co.uk/low-flow-rate-ultrasonic-liquid-flow-meter-a-novel-approach/>

Figura 8: Medidor ultrassônico com transdutores extrusivos ao fluxo

## 4 ANÁLISE EXPERIMENTAL

### 4.1 Materiais

Os testes experimentais forneceram importantes dados dos hidrômetros. Por sua vez, estes dados foram utilizados para a validação das análises numéricas.

A validação da análise numérica foi realizada a partir dos valores comparativos entre os resultados obtidos numericamente com os resultados obtidos dos testes experimentais. As grandezas físicas comparadas foram à velocidade angular da turbina, a perda de carga e os valores relacionados aos erros de calibração.

O esquema representativo na figura 9, adaptado de Oliveira (2006), mostra a disposição da bancada de teste, equipamentos utilizados e dos reservatórios.

Os reservatórios consistem em uma caixa de água inferior e uma caixa da água elevada. Os equipamentos utilizados e contidos na banca de teste são: válvulas de controle de fluxo, sensores de pressão e temperatura, um medidor eletromagnético para a medição do fluxo de operação na bancada e tanques de calibração com resolução de 0,005 L foi usado para medir o volume.

O ajuste da vazão na bancada de teste foi realizado por meio de um medidor eletromagnético, modelo OPTIFLUX 1100 do fabricante Krohne. Esse medidor é uma solução econômica para aplicações gerais com líquidos condutivos  $\geq 5 \mu\text{S/cm}$  e sua

precisão de medição padrão se encontra na faixa de  $\pm 0,3\%$  ou  $\pm 1$  mm/s do ponto de calibração.

Conforme Oliveira (2006), a norma NBR NM 212 (1999) recomenda a utilização de um medidor de vazão com erro máximo admissível para medição da vazão de  $\pm 2\%$  do ponto de calibração.

## 4.2 Método

Os protótipos foram submetidos ao teste de calibração inicial, segundo a norma ISO4064/2014, os medidores devem ser calibrados em duas etapas, antes e após serem submetidos ao teste de fadiga acelerado. O teste de fadiga acelerado contempla os testes para aprovação e modelo em órgão como Inmetro, e possui como objetivo garantir que os hidrômetros continuem exercendo a sua função metrológica de acordo com as especificações. Essa pesquisa teve como base os dados obtidos por meio da calibração inicial, ou seja, antes do teste de fadiga acelerado.

Algumas definições e procedimentos usuais no processo experimental de hidrometria são:

- Calibração: operação que estabelece, sob condições especificadas, numa primeira etapa, uma relação entre os valores e as incertezas de medição fornecidos por padrões e as indicações correspondentes com as incertezas associadas; numa segunda etapa, utiliza-se esta informação para estabelecer uma relação visando a obtenção de um resultado de medição a partir duma indicação.
- Verificação de um instrumento de medição: procedimento que compreende o exame, a marcação e/ou emissão de um certificado de verificação e que constata e confirma que o instrumento de medição satisfaz às exigências regulamentares.
- Erro relativo: Quociente do erro absoluto de medição pelo valor real convencional da grandeza medida.
- Vazão de sobrecarga,  $Q_4$ : maior vazão com a qual se requer que um medidor de água opere durante um pequeno espaço de tempo dentro do seu máximo

erro permitido, mantendo ao tempo, seu desempenho metrológico quando for subsequentemente operado dentro de suas condições nominais de operação.

- Vazão permanente,  $Q_3$ : a maior vazão dentro das condições de faixa de operação, com a qual se requer que um medidor de água opere de maneira satisfatória, dentro do máximo erro permitido.
- Vazão de transição,  $Q_2$ : é a que ocorre entre a vazão permanente,  $Q_3$ , e a vazão mínima,  $Q_1$ , divide a faixa de vazão em duas zonas, zona superior e zona inferior, cada uma caracterizada por seu próprio máximo erro permitido.
- Vazão mínima,  $Q_1$ : a menor vazão com a qual se requer que o medidor de água opere dentro do máximo erro permitido.

Em casos excepcionais para estudo, pesquisa, preparação de amostras e protótipos, pode ser realizada uma quantidade de pontos de calibração diferentes das vazões acima mencionadas. Nesta pesquisa foram incluídas as vazões  $Q_x$  e  $Q_y$ , sendo executadas a repetibilidade de três leituras por vazão.

A metodologia experimental de calibração foi executada conforme os procedimentos:

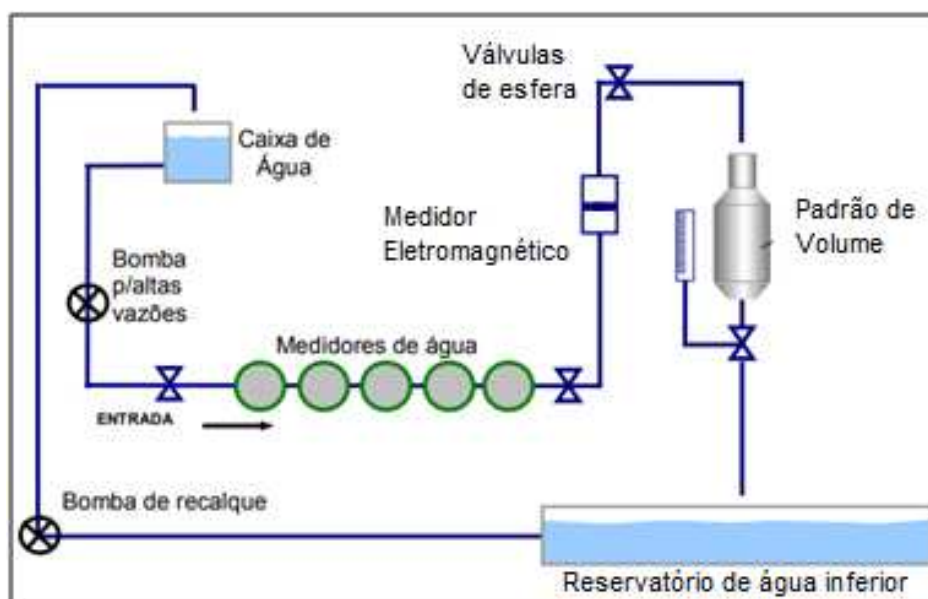
1. Posicionar horizontalmente na bancada volumétrica, os medidores de água a serem calibrados.
2. Identificar os medidores de água.
3. Realizar a purga do sistema. Garantir que não haja ar no sistema.
4. Ajustar a vazão de teste com o auxílio do medidor eletromagnético.
5. Registrar o volume inicial indicado na relojoaria.
6. Executar a calibração dos medidores em conformidade com a vazão requerida.
7. Registrar o volume final indicado na relojoaria.
8. Realizar três repetibilidades. Para cada repetibilidade deve-se registrar o volume indicado na relojoaria.
9. Executar os passos de 4 a 8 para cada vazão de teste.
10. Calcular a média aritmética dos resultados de cada vazão de teste.
11. Calcular o erro relativo a partir dos valores médios dos erros de calibração, com o volume registrado no padrão de volume.

Oliveira (2006) cita que ao se analisar as tolerâncias de flutuação das vazões permitidas, tanto no campo superior de medição como no inferior, a regra geral aplicada em metrologia para seleção de equipamentos é que: a soma quadrática do erro mais a incerteza de medição do equipamento devem ser de 1/5 a 1/10 da tolerância do processo a ser medida.

Outro fato importante observado é que, nestes documentos, não existem exemplos específicos para o cálculo da incerteza de medição de medidores de água, nem se faz menção às fontes de erros e incertezas que devem ser consideradas na análise.

De acordo com Castro (2004), a incerteza de medição associada à metrologia em medidores de água, quando executada em bancadas de calibração volumétrica é decorrente de alguns fatores como: a repetitividade, à resolução e a incerteza herdada do padrão de referência erros de paralaxe e resolução do sistema indicador.

No entanto variáveis tangíveis ao hidrômetro também possuem componentes de incerteza de medição, entre elas: o *drift*, na qual é a tendência de deformação do padrão de referência ao longo do tempo, a inércia da turbina, o estado vibratório do sistema decorrente da operação de bombas, turbulência gerada pelo diâmetro interno ou distância dos mancais, massa da água evaporada, variação de pressão x quantidade de medidores na bancada e flutuação da vazão.



Fonte: adaptado de Oliveira (2006)

Figura 9: Esquema do sistema de testes laboratoriais



Ao todo foram construídos cinco protótipos e testados na posição horizontal. O volume total de água escoado pelos medidores para os tanques de calibração, na quais são os padrões de volume, foram de 100 litros para as vazões de  $Q_4$ ,  $Q_3$ ,  $Q_y$ ,  $Q_x$  e 20 litros para as vazões de  $Q_2$  e  $Q_1$ .

Oliveira (2006) recomenda antes de realizar o ajuste da vazão de teste, deve-se realizar a purga do ar do sistema, visando deste modo garantir um escoamento monofásico. De grande valia é essa operação, pois o ar ao passar pela turbina fornece energia ao sistema, aumentando deste modo à velocidade angular, refletindo em uma contabilização não real do consumo de água para o consumidor. Para a simulação numérica essa operação se traduz na opção de escoamento monofásico configurado na fase de pré-processamento.

Para cada vazão testada foram executadas três leituras, realizando-se a purga dos tanques de calibração após cada uma delas. O processo de repetibilidade das três leituras por vazão é recomendado para checar a característica de repetibilidade metrológica do medidor e indicar eventuais equívocos de leituras devido ao fator humano. O desvio máximo obtido entre as leituras foi de 0,20% para um mesmo hidrômetro e 0,73% entre as cinco amostras testadas.

O teste de perda é tanto quanto importante para aprovação do modelo do hidrômetro em órgãos responsáveis e para a validação do modelo numérico, pois trata-se de uma variável utilizada para comparação dos resultados.

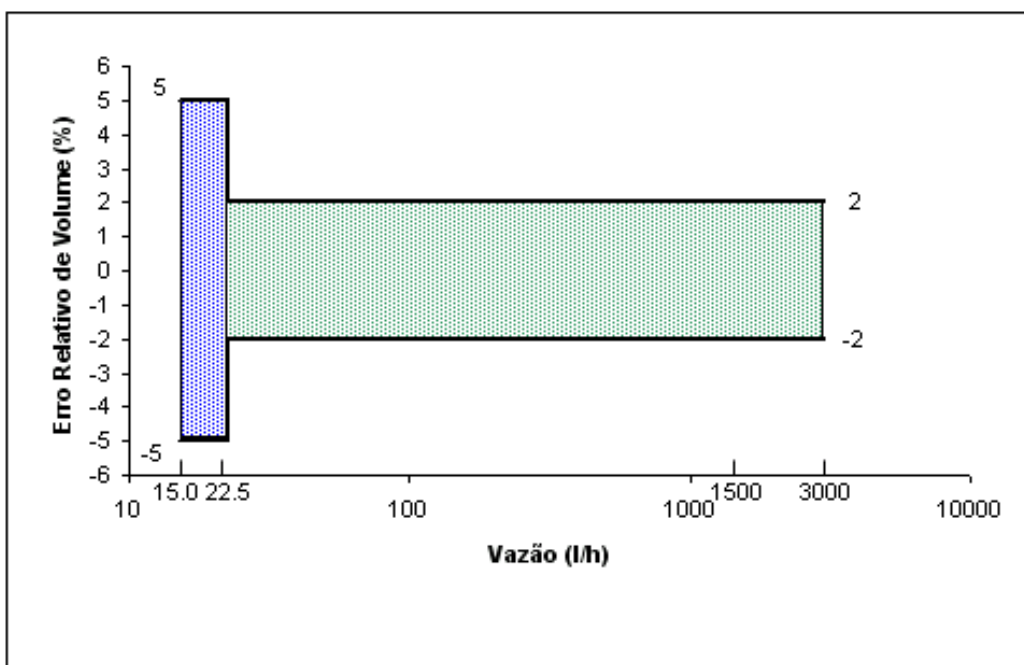
A execução do teste de perda de carga foi realizada com o auxílio de uma coluna de mercúrio. A vazão de  $Q_3$  foi a vazão determinada para execução do teste de perda de carga conforme determina a norma ISO 4064. No entanto, com o objetivo de eliminar possíveis oscilações no nível da coluna de mercúrio, a bomba de vazão foi desligada e o teste foi executado sob efeito exclusivo da gravidade sobre o fluido.

Os protótipos foram unitariamente montados na bancada de teste e então anotados os valores da perda de carga. Os pontos de medição da perda pressão foram a 95 mm a jusante e a 98 mm a montante da amostra. Para efeitos de medição e simulação numérica, não foi considerado o atrito interno da tubulação, uma vez que apresentaram baixa rugosidade e um reduzido comprimento.

A curva de erro metrológico de um hidrômetro não deve extrapolar as tolerâncias contidas na norma ISO 4064/2014, na qual indica uma tolerância de erro relativo de volume de  $\pm 5\%$  para a vazão de  $Q_1$  e  $\pm 2\%$  para as demais vazões, formando deste modo o chamado túnel de erro conforme a figura 10. Comumente muitos países possuem

particularidades normativas, no entanto tais normativas partem das referências descritas na norma ISO 4064/2014, na qual apresentam os parâmetros utilizados para se obter a certificação e validação de hidrômetros para os mercados residencial, comercial e industrial.

A curva de erro metrológica de um medidor é obtida a partir dos valores médios das três leituras executadas em cada vazão de teste, interpolando-se uma curva pelos pontos médios e sobrepondo-a aos limites de tolerância, obtendo-se assim o túnel de erro com a curva característica de erro metrológico de um medidor.



Fonte: adaptado de Oliveira (2006)

Figura 10: Túnel de erro

## 5 METODOLOGIA NUMÉRICA

De acordo com Tegtmeier (2015) a solução de problemas envolvendo fenômenos físicos de escoamento de fluídos, normalmente se associa a três diferentes metodologias, sendo: a analítica, a experimental e a numérica. Cada uma dessas fornece características como exatidão, tempos de respostas, limitações, custos entre outras variáveis diferentes umas das outras.

Os métodos experimentais dependem de protótipos físicos do equipamento ou produto, construídos em escala real ou reduzida, que são submetidos a um ensaio que representa uma determinada condição de operação, se restringindo pela ordem de grandeza da infraestrutura do laboratório, pelos recursos físicos e pela instrumentação tecnológica disponível. Dependendo das variáveis a serem capturadas, os recursos desta metodologia não são suficientes ou não adequados para os objetivos dos estudos. No entanto a expressiva vantagem da metodologia experimental é a capacidade de reproduzir às condições físicas reais do problema em especial quando se tem uma instrumentação adequada e proximidades escalares das condições de estudo.

Os métodos analíticos e numéricos formam parte de uma classe de métodos teóricos utilizados na resolução das equações diferenciais que descrevem o fenômeno físico. A diferença entre esses é a complexidade das equações que cada um pode resolver.

A abordagem analítica é fundamentada por uma formulação matemática em sua maioria desenvolvida manualmente. É empregada em geometrias e condições de contorno simples, além disto, adotam-se hipóteses para simplificar a complexidade matemática do problema. Trata-se de uma metodologia simples, em geral de baixo custo e complexidade, que proporciona uma resposta rápida e direta após a solução destas equações.

A metodologia numérica possui como princípio o estudo e aplicação de algoritmos que buscam resultados numéricos de problemas das mais diferentes áreas do conhecimento humano, modelados matematicamente por meio de diferentes métodos numéricos, como por exemplo, o Método dos Elementos Finitos (FEM – *Finite Element Method* em inglês) ou o Método dos Volumes Finitos (*Finite Volume Method* – FVM em inglês) entre outros.

O medidor de vazão estudado neste trabalho é do tipo unijato e velocimétrico, este possui um único e direto jato impactando na turbina, sua grande vantagem é o baixo custo se comparado com outros conceitos de medidores de vazões, além de apresentar um reduzido valor de perda de carga e boa precisão metrológica. De simples montagem, boa manufaturabilidade e robusto no que tange a depósitos sólidos não filtráveis, torna esse modelo o mais comum em aplicações residenciais (Walter et al., 2016).

## 5.1 Cálculos teóricos

A velocidade angular teórica pode ser estimada e escrita como:

$$\omega_{teórico} = \frac{2\pi KQ}{3600} \left[ \frac{rad}{s} \right] \quad (1)$$

Q = vazão volumétrica (l/h)

$$K = \frac{1}{CV}$$

CV = volume cíclico (litros / revolução)

O número de Reynolds, conforme White (2007) é a razão entre as forças inerciais e as forças viscosas. Em outras palavras, podemos na prática utilizar o número adimensional de Reynolds para classificar o escoamento quanto a sua trajetória, sendo laminar, transacional ou turbulento.

Se as forças inerciais são dominantes, o fluxo tende a ser turbulento. Caso contrário, se as forças viscosas como a resistência ao fluxo são dominantes, o fluxo tenderá a ser laminar.

O número de Reynolds pode ser especificado como abaixo:

$$Re = \frac{F_{Inerciais}}{F_{Viscosas}} = \frac{UL}{\nu} = \frac{\rho UL}{\mu} \quad (2)$$

U = velocidade característica do fluido (m/s)

L = escala de comprimento característico do fluxo (m)

$\mu$  = viscosidade dinâmica do fluido (Pa.s)

$\nu$  = viscosidade cinemática do fluido (m<sup>2</sup>/s)

$\rho$  = densidade do fluido (kg/m<sup>3</sup>)

Para  $\mu$  e  $\rho$  os valores adotados foram obtidos com a temperatura de referência de água a 25°C.

Conforme Childs (2011), para um o domínio rotativo, o número rotacional de Reynolds está relacionado com o raio da circunferência local, r, podendo ser estimado como:

$$Re_u = \frac{\rho n r^2}{\mu} \quad (3)$$

r = raio da turbina (m)

$n$  = velocidade angular da turbina (rad/s)

$\mu$  = viscosidade dinâmica (Pa.s)

A tabela 1 mostra de forma resumida os valores adotados das velocidades angulares, e número de Reynolds para cada vazão volumétrica simulada:

Tabela 1: Valores de velocidades angulares, número de Reynolds

Vazão	Q (l/h)	$\omega_t$ (rpm)	N. de Reynolds
<b>Q<sub>4</sub></b>	1250	1303,63	71946
<b>Q<sub>3</sub></b>	1000	1042,91	57557
<b>Q<sub>Y</sub></b>	750	782,18	43168
<b>Q<sub>X</sub></b>	350	365,02	20145
<b>Q<sub>2</sub></b>	16	16,69	921
<b>Q<sub>1</sub></b>	10	10,43	576

## 5.2 Equações governantes

Diferentes formas das equações de Navier-Stokes foram aplicadas neste estudo, uma vez que o domínio fluido em estudo assume diferentes tipos de regime de escoamento.

As equações de Navier-Stokes para o escoamento em regime transiente e laminar ou com baixos valores do número de Reynolds foram aplicadas neste trabalho, elas podem ser escritas em sua forma vetorial como, conforme Tegtmeier (2015):

$$\nabla \times u = 0$$

(4)

$$\frac{\partial u}{\partial t} + \nabla \times (uu) = -\frac{1}{\rho} \nabla \rho + \nabla \times [\nu (\nabla u + \nabla u^T)] \quad (5)$$

Para os escoamentos com altos valores de números de Reynolds, foi empregada às equações de Navier-Stokes com médias de Reynolds, também conhecida como RANS (Reynolds Averaged Navier-Stokes), considerando o fluxo totalmente turbulento e adotando a hipótese de Boussinesq, Tegtmeier (2015):

$$\nabla \times U = 0 \quad (6)$$

$$\frac{\partial U}{\partial t} + \nabla \times (UU) = -\frac{1}{\rho} \nabla P + \nabla \times \left\{ (v + v_i) \left[ (\nabla U + \nabla U^T) \right] - \frac{2}{3} kI \right\} \quad (7)$$

A modelagem da turbina partiu do pressuposto sendo como um corpo rígido, no entanto, de acordo com Larraona (2008) a rotação é governada pelo sistema de diferencial ordinário e pode ser escrita como:

$$I_T = \frac{d\omega_t}{dt} = T_J - T_A - T_R = T_J - T_T \quad (8)$$

Sendo  $I_T$  é o momento de inércia da turbina,  $\omega_t$  é a velocidade angular da turbina,  $T_J$ ,  $T_A$  e  $T_R$  são os torques inerentes ao sistema, sendo,  $T_J$  o torque gerado pelo impacto do jato de água em cada uma das pás da turbina, na qual faz a mesma rotacionar.  $T_A$  é o resultado das forças de fricção entre a superfície do eixo da turbina em contato dinâmico com a superfície do mancal, este componente age negativamente ao sentido de rotação da turbina. Por fim há o torque  $T_R$ , na qual age também de forma oposta ao movimento da turbina, esta força corresponde a um conjunto de variáveis físicas contidas no sistema registrador, entre elas: às forças inerciais do trem de engrenagens, às forças de atrito entre superfícies de contato das engrenagens, às perdas relativas inerentes ao acoplamento magnético e outras físicas presentes no dispositivo contabilizador de volume, denominado como relojoaria. Para simplificação do caso estudado, não foi considerado em profundidade a contribuição específica do acoplamento magnético ao sistema.

O resultado líquido do torque  $T_J$  é composto pela somatória dos torques atuantes em cada pá e pela velocidade angular da turbina, no entanto uma parcela deste torque é perdida devido ao arrasto gerado pelo próprio movimento rotacional da turbina inserida ao meio fluido.

O torque  $T_J$  na análise CFD é calculado a cada tempo de passo, integrando as forças de pressão e as forças de cisalhamento sobre o eixo de rotação y e ao longo das superfícies da turbina, na qual pode ser escrita como:

$$T_J = \left[ \iint_{A_T} r \wedge (-\rho n + \tau_w) dA \right] \cdot y \quad (9)$$

Basicamente o sistema físico estudado é formado por forças positivas e negativas, sendo positivas as forças de pressão atuantes nas áreas de cada pá, convertidas em torque pela integração no elemento de área ao longo do raio da turbina, na qual foi designado como torque  $T_J$ . Possuindo o sinal positivo devido ao jato de água impacto diretamente nas pás da turbina e os torques de atrito  $T_A$  e  $T_R$ , que atuam negativamente, ou seja, de forma oposta a rotação da turbina. Esses torques possuem valores expressivamente baixos e sensíveis aos métodos de medição experimentais disponíveis para essa pesquisa.

Os torques  $T_A$  e  $T_R$  foram conjugados em uma única variável física  $T_T$ , na qual na etapa de pré-processamento da análise numérica transitória em razão da incerteza e indisponibilidade de meios de medição foram estimados com diferentes grandezas para cada vazão simulada, sendo notável sua maior interferência em baixas vazões em conformidade com Meinecke (1984).

### 5.3 Modelo CAD

O princípio de operação de medidores unijato é baseado na interação entre o fluxo e a turbina, para reproduzir este princípio físico, um modelo CAD 3D foi criado no software PTC Creo. O modelo contempla a região de entrada, a região de saída, turbina e filtro, conforme figura 11.

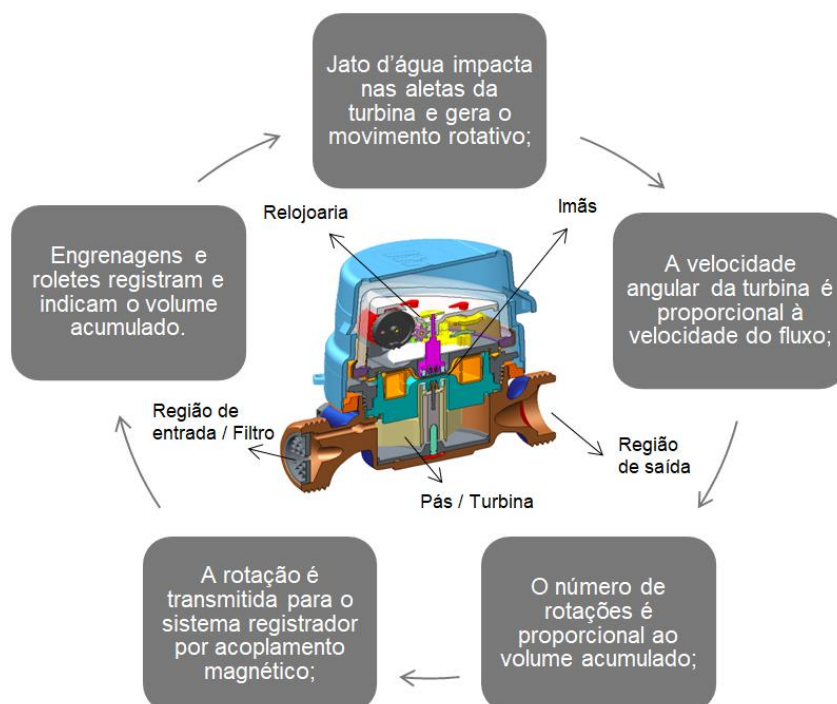


Figura 11: Princípio de operação de medidores unijato

Em uma segunda fase o modelo CAD foi exportado para o software *Space Claim Design Modeler* ou SCDM, sendo este uma alternativa CAD disponível aos usuários do CFX.

Limitado pelas paredes internas do modelo 3D, todo o volume interno foi extraído, na qual em análises numéricas CFD denomina-se de domínio fluído, este por sua vez foi partilhado em dois novos domínios, o domínio estático e o domínio rotativo, conforme a figura 12.

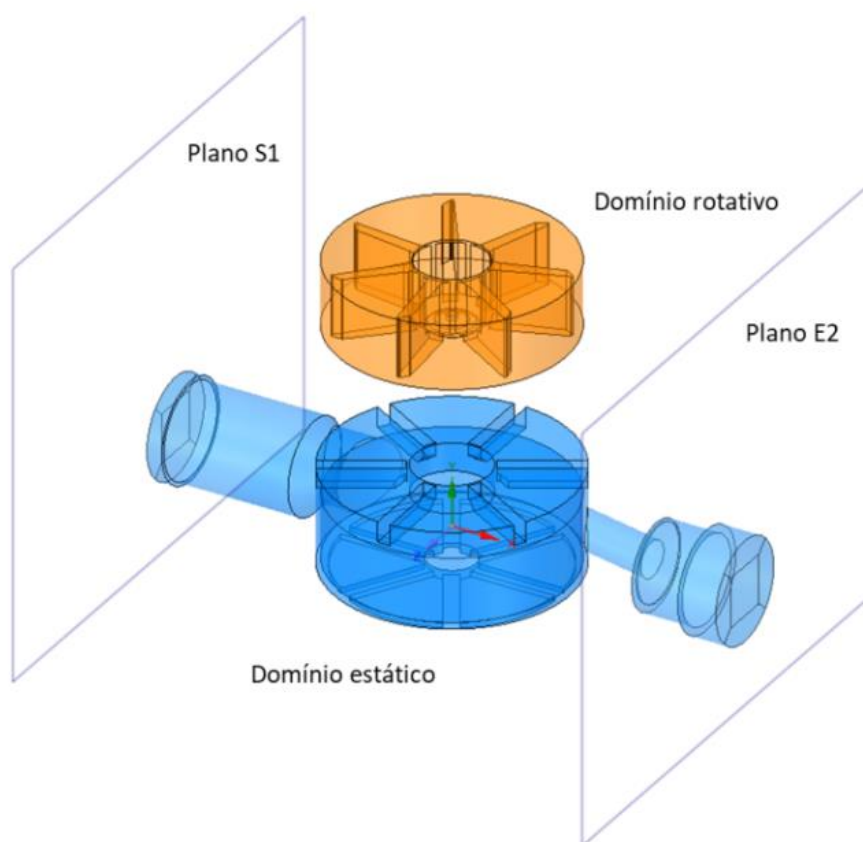


Figura 12: Representação do domínio estático e rotativo

A determinação do domínio rotativo e estacionário não pode ser arbitrária, uma vez que em uma análise CFD, a reprodutibilidade do fenômeno físico envolvido possui grande relevância. Deste modo, as interfaces entre os domínios estático e rotativo devem ser determinadas a uma distância na qual tenham interferência mínima ou nula nas variáveis físicas influenciadas pelo estado transitório do movimento rotativo da turbina.

Assim, restrito pela geometria do modelo CAD, o diâmetro externo do domínio rotativo foi determinado no ponto médio entre a parede externa do domínio estático e a



parede externa do domínio rotativo, compreendido este pelo raio da turbina, resultando em 1,0 mm de distância de ambas as paredes.

No sentido axial, a distância é delimitada pelas paredes superiores e inferiores das pás da turbina e das faces superiores e inferiores do domínio estático, o ponto médio entre essas superfícies resultou em uma distância de 0.5 mm, na qual foram determinadas as interfaces do domínio rotativo.

Para efetuar a medição numérica do valor de perda de carga, os planos E2 e S1 foram criados conforme a figura 13. Esses planos estão localizados respectivamente nas regiões de entrada e saída do protótipo físico, locais estes onde estão localizados os pontos utilizados como referência para a execução do teste de perda de carga em laboratório.

Com o objetivo de efetuar a análise numérica de modo a reproduzir as condições executadas nos testes experimentais, a região original de entrada foi estendida em 200 mm a montante do plano E2, compreendendo dez vezes o diâmetro de entrada. Desta forma conforme sugerido por Çengel (2015) um trecho reto foi inserido para que o escoamento seja considerado completamente desenvolvido. De forma análoga, a região de saída foi estendida em 300 mm a jusante do plano S1, possuindo como objetivo minimizar os erros numéricos devidos as possíveis recirculação de fluido, conforme figura 3.

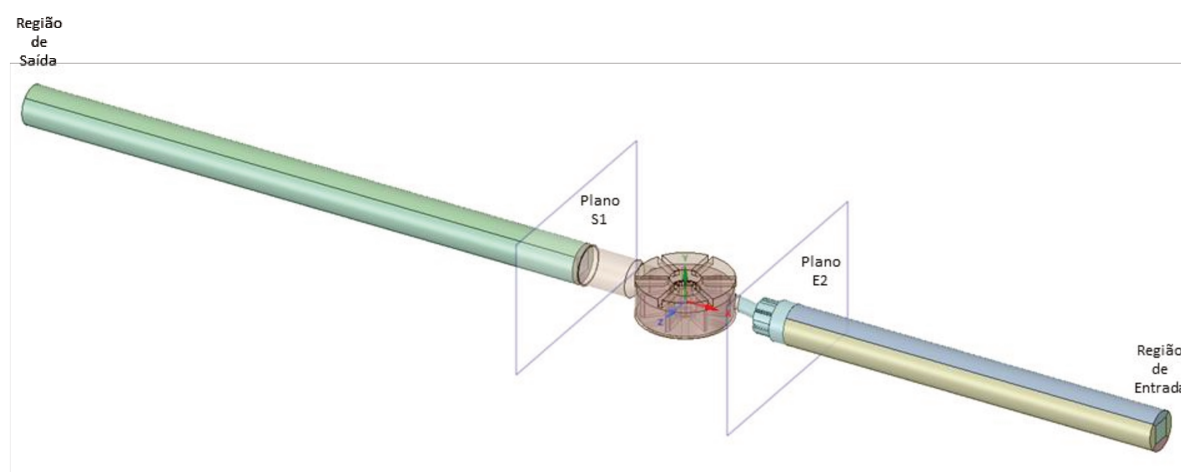


Figura 13: Trechos retos a montante e a jusante

As geometrias CAD 3D normalmente são elaboradas para suprir as necessidades quanto às informações técnicas de projetos e processos de fabricação. Como resultado, algumas dessas geometrias para uso em análises CFD podem ser simplificadas, como por

exemplo, faces com ângulos para atender a desmoldagem do processo de injeção plástica, tal característica é necessária para atender uma melhoria do processo de fabricação, porém não é funcional para o produto. Geometrias na qual foram julgadas de baixa relevância para o estudo da dinâmica dos fluidos foram eliminadas neste do modelo fluido.

Características como faces em ângulos  $\leq 0.3^\circ$ , assim como filetes de roscas, raios ou chanfros  $\leq 0.2$  mm foram do mesmo modo eliminados.

O processo de simplificação da geometria é uma etapa recomendada para às análises CFD, uma vez que a geometria do domínio fluido a ser analisada será discretizada em volumes menores e quanto maior for a uniformidade dos volumes discretizados, maior será a probabilidade de convergência da análise.

É recomendável um julgamento prévio das simplificações, levando em consideração que as características do escoamento devem ser mantidas com o propósito de representar com fidelidade o sistema estudado e então executado.

## 5.4 Geração de malha

O processo de geração da malha representa a decomposição do domínio fluido em pequenos volumes de controle, também conhecido como processo de discretização. As variáveis a serem resolvidas pelo método CFD são alocadas nos nós, e estes por sua vez estão localizados nos vértices ou no centro de cada volume de controle.

Este é um procedimento de grande relevância para o método CFD, pois a precisão dos resultados é diretamente dependente da qualidade da malha. Qualidade essa mensurada por alguns fatores como exemplo, a distorção dos volumes, a quantidade de volumes, bem como o tipo de volume escolhido para cada região do domínio fluido.

O domínio fluido foi discretizado com volumes de controle contendo geometrias hexagonais, prismáticas, tetraedros e piramidais, conforme a figura 14.

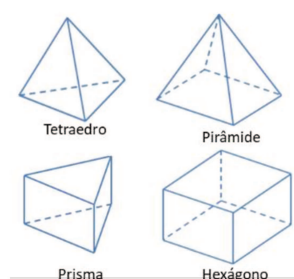


Figura 14: Qualidades de volume de controle

A geração da malha foi realizada no software *Ansys Meshing*, o qual disponibiliza vários recursos para a geração e controle da malha, seja aplicado em todo o domínio a ser discretizado ou em regiões específicas.

De acordo com a região de interesse e da geometria, perfis e dimensões distintas de volumes de controle foram utilizados.

Os trechos retos a jusante e montante dos planos E2 e S1 foram partilhados em cinco blocos regulares e discretizados com elementos hexaédricos, conforme a figura 15.

A opção por elementos hexaédricos em regiões com geometrias de baixa complexidade é viável, algumas vantagens de acordo com Avraham (2017) de se trabalhar com volumes hexaédricos é a redução da quantidade do número de elementos e nós do modelo fluido, além de evitar a difusão numérica, uma vez que os elementos se encontram alinhados.

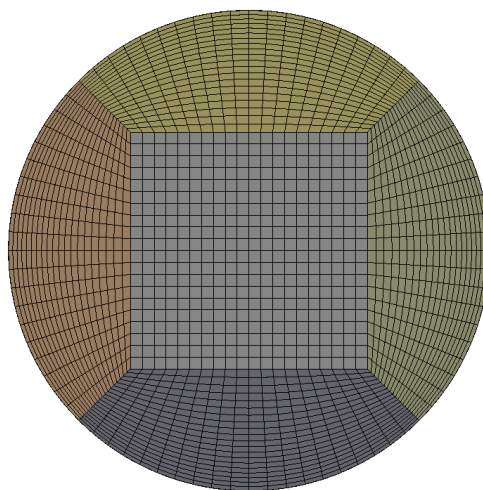


Figura 15: Multi-blocos com volumes hexaédricos

As dimensões de cada volume nessa região foram gradualmente refinadas em suas direções radiais e axiais. A concentração de volumes na proximidade das paredes é devido a um maior gradiente de velocidade nessa região.

No sentido axial a concentração de volumes foi realizada nas proximidades da fronteira correspondente ao volume interno do hidrômetro, possuindo esta região maior

refinamento, conforme visto na figura 16. De acordo com Cengel (2015) a transição entre volumes da malha deve ser suave, evitando alterações bruscas de dimensão, pois isso pode levar a dificuldades de convergência da solução.

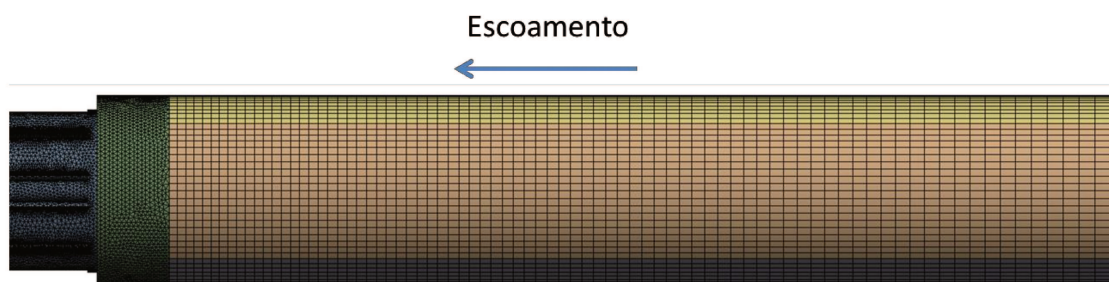


Figura 16: Refinamento axial dos volumes

O domínio fluido correspondente ao volume interno do hidrômetro, da turbina e do filtro, possuindo geometrias complexas, nessas situações a opção de volumes hexaédricos normalmente irá requerer um refino expressivamente alto, resultando em uma grande quantidade de volumes.

Assim sendo, foi adotada a opção de realizar a decomposição do volume fluido do hidrômetro com o uso de volumes tetraédricos conforme visto nas figuras 17,18e 19. Essa abordagem foi adotada em todos os volumes fluido correspondente ao hidrômetro, turbina e filtro, empregando-se inicialmente parâmetros globais de dimensões e taxa de crescimento dos volumes.



Figura 17: Volume fluido discretizado com elementos tetraédricos e prismáticos



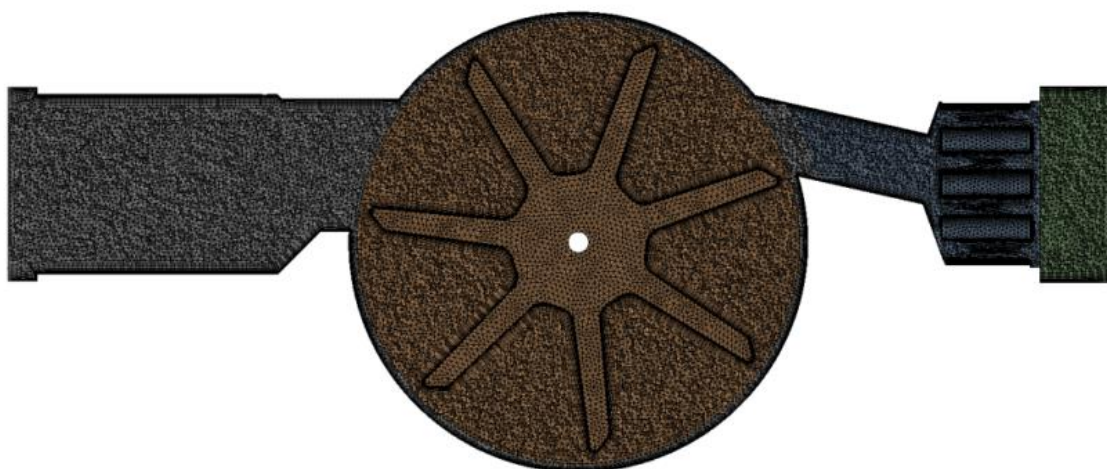


Figura 18: Corte longitudinal do volume fluido discretizado

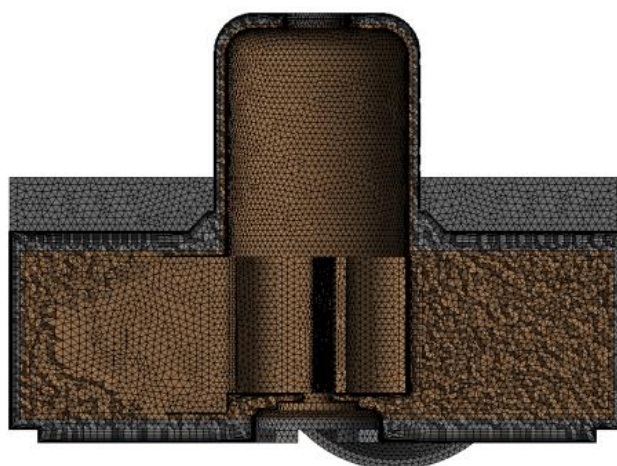


Figura 19: Corte transversal do volume fluido discretizado

Para obtenção dos primeiros resultados a respeito da sensibilidade e confiabilidade da malha a ser escolhida, uma estimativa inicial do valor  $\Delta y$  foi realizada. O parâmetro  $\Delta y$  corresponde à altura do primeiro elemento ou volume adjacente a uma parede sólida.

Wimshurt (2019) cita que a importância desse parâmetro se encontra na necessidade de resolução da camada limite próxima à parede, fornecendo então uma representação adequada de seu perfil, levando a previsões precisas da tensão de cisalhamento na parede, das pressões de superfície, dos efeitos de gradientes e das forças de pressão adversas.

## 5.5 Estimativa do valor de $\Delta y$ e camada limite

A estimativa do valor de  $\Delta y$  remete a lei da parede, na qual é uma expressão semi-empírica que relaciona a velocidade  $u$  com a distância da parede  $y$  em um fluxo turbulento limitado por uma parede. A lei da parede também é a base em proporcionar uma métrica muito utilizada em CFD, trata-se do parâmetro  $y^+$ , sendo este um parâmetro adimensional utilizado em análises da camada limite, e que muito se aplica para a prévia dos requisitos e qualidade da malha utilizada.

Pope (2000) comenta que o  $y^+$  pode ser interpretado como um número Reynolds local, o que significa que sua magnitude pode ser esperada para determinar a importância relativa de processos viscosos e turbulentos.

De acordo com Salim (2009), o escoamento turbulento ao longo de uma parede, pode ser subdividido em regiões em função dos valores de  $y^+$ , conforme visto na figura 20:

- Subcamada viscosa ( $y^+ \leq 5$ ): na camada viscosa, o escoamento é dominado pelo efeito viscoso, portanto, pode-se supor que a tensão de cisalhamento de Reynolds seja desprezível.
- Camada amortecedora ( $5 < y^+ \leq 30$ ): nessa região ocorre a transição entre a região dominada pela viscosidade e a parte do fluxo dominada pela turbulência. As tensões viscosas e turbulentas são de magnitudes equivalentes.
- Camada logarítmica ou subcamada inercial ( $30 < y^+ < 100$ ): nessa região, as tensões turbulentas dominam o perfil do escoamento e a velocidade varia lentamente com uma função logarítmica ao longo da distância  $y$ .
- Camada externa: região na qual os efeitos turbulentos dominam sobre os efeitos viscosos.

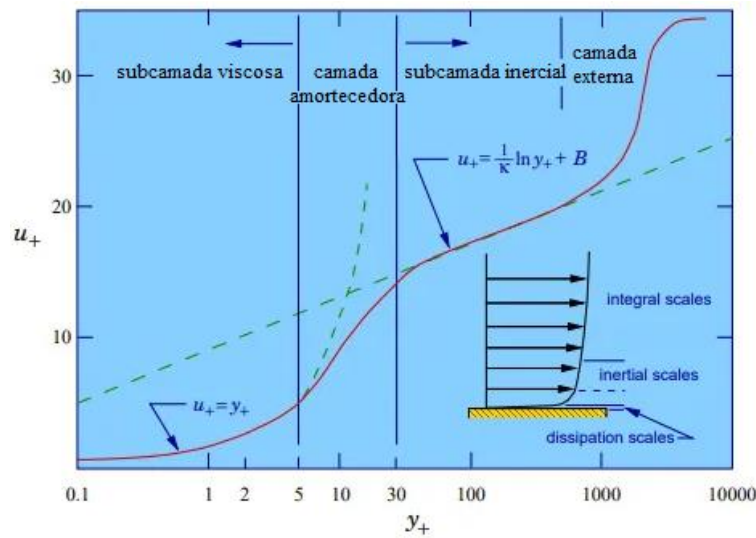


Figura 20: Subdivisões de um escoamento turbulento próximo a uma parede (adaptado de Avraham (2008))

Segundo Schlichting e Gersten (2017), o  $y_+$  pode ser calculado como:

$$y_+ = \frac{\Delta y \cdot U_t}{\nu} \therefore y_+ = \frac{\rho \cdot \Delta y \cdot U_t}{\mu} \therefore \Delta y = \frac{y_+ \cdot \mu}{\rho \cdot U_t} \quad (10)$$

Onde:

$U_t$  = velocidade de atrito (m/s)

$\Delta y$  = distância absoluta da parede, sendo este o valor alvo para a altura do primeiro volume da malha adjacente a uma parede no domínio fluído. (m)

$\rho$  = densidade do fluido ( $\text{kg/m}^3$ )

$\mu$  = viscosidade dinâmica (Pa s)

$\nu$  = viscosidade cinemática ( $\text{m}^2/\text{s}$ )

Uma vez conhecido o valor de  $y_+$  desejado e as propriedades do fluído a priori, então se faz necessário o cálculo da velocidade atrito de  $U_t$ .

$$U_t = \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}} \quad (11)$$

A região da subcamada viscosa possui dominância nas características do escoamento por conta dos grandes gradientes de velocidade que ela envolve. Devido ao amortecimento do movimento de vórtice ocorrido na parede, o escoamento nessa região é essencialmente laminar e a tensão de cisalhamento  $\tau_w$  consiste em uma tensão de cisalhamento laminar proporcional a viscosidade do fluido.

$$\tau_w = \frac{1}{2} \cdot C_f \cdot \rho \cdot U^2 \quad (12)$$

$C_f$  = coeficiente experimental estimado, para escoamento interno sendo:

$$C_f = 0,079 \cdot Re^{-0.25}$$

$U$  = velocidade do escoamento (m/s)

De acordo com White (2007), regiões próximas a paredes possuem altos gradientes de velocidade, portanto são regiões onde as variáveis de escoamento mudam rapidamente na direção normal à parede. Entretanto, com o objetivo de capturar os efeitos viscosos, foram geradas camadas de elementos prismáticos em todas as regiões normais as paredes estáticas e rotativas. De acordo com a figura 21, essas camadas são formadas por 10 prismas cada, na qual possuem uma taxa de crescimento de 20% no que tange à altura de cada volume.

A altura do primeiro volume da camada prismática e por seguinte à altura total da camada é algo relevante, pois determinará a quantidade nós contidos nessa região do escoamento e pôr fim a fidelidade da solução no que tange aos efeitos viscosos próximos a paredes.

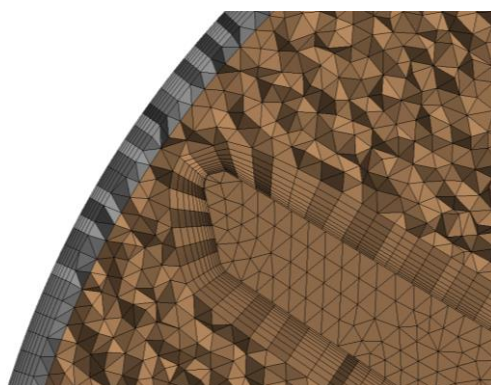


Figura 21: Detalhe do contorno geométrico de uma pá da turbina



Avraham (2017) comenta que umas das premissas para análises CFD é a qualidade e confiabilidade da malha, sendo um objeto de estudo na qual pode impactar tanto em custos computacionais versus precisão da solução. Conforme dados da tabela 2, foram geradas seis diferentes configurações de malha, para posterior análise e comparação dos resultados.

Tabela 2: Dimensões das malhas geradas

<b>Malhas - Dados Gerais</b>	
<b>Malha</b>	<b>Qtd de volumes</b>
<b>1</b>	4.540.567
<b>2</b>	4.360.599
<b>3</b>	4.137.191
<b>4</b>	3.670.929
<b>5</b>	3.243.557
<b>6</b>	2.805.015

A dimensão de uma malha é um parâmetro importante e possui impacto direto nos recursos computacionais de hardware como memória RAM, placa de vídeo, processadores etc., além de impactar diretamente na qualidade dos resultados. No entanto outros parâmetros devem ser observados, uma vez que não necessariamente uma malha de grandes proporções apresentará uma qualidade satisfatória dos volumes.

De acordo com Barczak (2019), a qualidade de uma malha pode ser verificada com base em diferentes parâmetros, entre eles estão:

1. Assimetria (distorção): assimetria representa o desvio do vetor que conecta o centro dos volumes vizinhos e o centro da face. Esta métrica está diretamente relacionada ao desvio do vetor que liga os centros dos volumes e o vetor normal à face e, portanto, afeta diretamente a acurácia da aproximação numérica dos fluxos. Com isso, altos valores de assimetria podem facilmente degradar a solução numérica. O valor da assimetria é matematicamente compreendido entre 0 e 1, sendo 0 o melhor valor possível enquanto 1 representa a pior situação. Para as malhas geradas, a malha 1 apresentou assimetria máxima de 0.84, enquanto a malha 6 um valor de 0.98. A média entre todas as malhas foi um valor de 0.23 com um desvio padrão de 0.15.

2. **Ortogonalidade:** A ortogonalidade se refere ao desvio do ângulo entre o vetor que conecta o centro dos volumes adjacentes e o vetor normal à superfície entre eles. A ocorrência de baixa ortogonalidade afeta a acurácia da aproximação numérica dos fluxos, em especial a discretização do operador gradiente. Malhas com baixos valores de ortogonalidade podem sofrer com a difusão numérica de erros na solução do problema. O valor da ortogonalidade é matematicamente compreendido entre 0 e 1, porém oposto a assimetria, sendo 0 o pior valor possível, enquanto 1 representa a melhor situação. A média entre todas as malhas foi um valor de 0.77 com um desvio padrão de 0.16.

## 5.6 Condições de Contorno

As condições de contorno de uma análise CFD compreende a aplicação do fenômeno físico envolvido no modelo numérico, estas podem ser apropriadas ou serem assumidas como suposições na ausência de dados concretos. Dados pertinentes às propriedades físicas dos fluidos também são tratadas nessa etapa.

A figura 22 mostra algumas das condições de contorno aplicadas, assim como também estão descritas a seguir.

- **Paredes:** às paredes estáticas são compostas pelas superfícies externas do modelo fluido e pelas extensões da tubulação a jusante e montante do domínio, por outro lado às paredes móveis são formadas pelas superfícies da turbina e do eixo da turbina. Conforme Çengel (2015), considerando que a velocidade do fluido é nula em relação às paredes, a condição de não deslizamento foi assumida para ambos os casos.
- **Interface entre os domínios estático e rotativo:** de acordo com Vergel (2013) as interfaces para modelos com referências rotacionais são tratadas como superfícies comuns não coincidentes tipo fluido-fluido (*General Grid Interface - GGI*). O que significa que embora o tipo de elementos e a localização dos nós entre os blocos não coincidam, o fluxo físico através da interface é permitido.

- Região de entrada: foi imposta a vazão mássica, uma vez que as vazões volumétricas em estudo são conhecidas. Devido à ausência de dados experimentais foi adotada intensidade média turbulenta igual a 5%.
- Região de saída: somente a pressão atmosférica (pressão manométrica igual à zero) no plano de saída foi imposta, outras variáveis físicas como, por exemplo, a velocidade do escoamento não foi imposta, pois isso poderia levar a um excesso de especificação matemática aumentando a possibilidade de erros de arredondamento na fase de processamento da solução de acordo com Çengel (2015).
- Modelagem turbulenta: os modelos de turbulência adotados tiveram como base o número de Reynolds calculado em função de cada vazão.

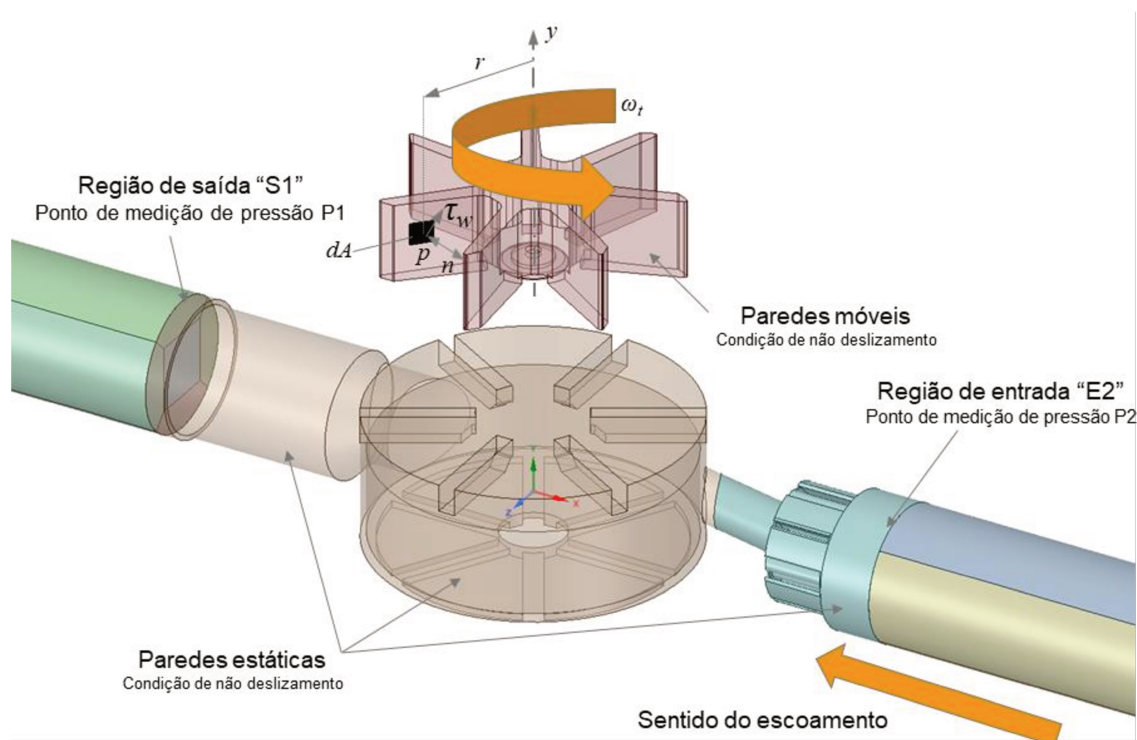


Figura 22: Domínio fluido e condições de contorno

O escoamento simulado foi considerado monofásico e incompressível, uma vez assumido que o fluido em questão apresenta variações de densidade desprezíveis de acordo com Çengel (2015). O fluido em estudo foi água em temperatura de 25°C.

Tabela 3: Modelos de turbulência utilizados em cada vazão de teste

Rate Flow	Q(l/h)	N. de Reynolds	Modelo Turbulência
Q <sub>4</sub>	1250	71946	k-ε
Q <sub>3</sub>	1000	57557	k-ε
Q <sub>Y</sub>	750	43168	k-ε
Q <sub>X</sub>	350	20145	k-ε
Q <sub>2</sub>	16	921	k-ω SST
Q <sub>1</sub>	10	576	k-ω SST

Nas vazões com baixos números foi adotado o modelo k-ω SST, uma vez que, esse modelo considera na equação de transporte, a tensão de cisalhamento que ocorre próximo da parede, sendo possível obter boa predição dos efeitos viscosos nessa região. Em vazões com elevado número de Reynolds a opção pelo modelo de turbulência k-ε foi baseado na limitação dos recursos computacionais e tempo. Uma vez que para baixos Reynolds a resolução com o modelo k-ε requer malhas com adicionais critérios de refino, conforme visto no item 5.5.

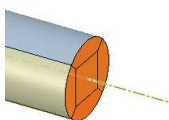
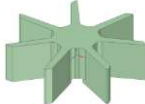
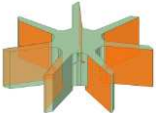
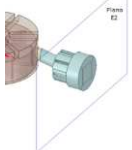
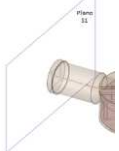
- Esquemas de Interpolação: de acordo com Navarro (2011), uma vez que todas as variáveis do problema são calculadas para o centro dos volumes de controle, os valores na face precisam ser expressos em termos dos valores centrais. Diversos esquemas de interpolação estão disponíveis no CFX, entre eles o esquema *Upwind*, o *Blend Factor* e o *High Resolution*. O esquema utilizado neste trabalho é o de Alta Ordem (do inglês *High Resolution*). Esquemas de alta ordem são usados na solução numérica de equações diferenciais parciais onde é necessária alta precisão na presença de choques ou descontinuidades no escoamento.
- Expressões para cálculos de variáveis: no Ansys CFX há possibilidade de se criar expressões para capturar os seus resultados de variáveis e/ou utilizá-las como monitores na fase de processamento. As expressões no Ansys CFX possuem uma rotina de programação própria e são conhecidas como CEL (do inglês *CFX Expression Language*), de acordo com a seção de ajuda ao usuário do Ansys CFX 19.1, trata-se de uma linguagem interpretativa e declarativa que foi desenvolvida para permitir aos usuários de CFX aperfeiçoar as simulações sem recorrer à escrita e à dependência de rotinas externas separadas.

Neste trabalho, variáveis como pressão na região de entrada e nos planos E2 e E1 foram monitorados com base na criação de expressões, bem como a captura do torque gerado por cada pá.

A metodologia de associar uma expressão com uma entidade ou região inicia com a realização da nomeação da região de interesse na fase de geração de malha. A tabela 4 mostra as regiões nomeadas e as suas respectivas funções criadas.

Na fase de pré-processamento, uma vez nomeado as áreas de interesse, a denominação das variáveis pré-existentes no CFX são aplicadas a cada região nomeada em forma de uma expressão.

Tabela 4: Regiões de interesse e expressões utilizadas

Região	Imagem	Característica	Dados de entrada	Dados Monitorados	Expressão
<b>Entrada (inlet)</b>		Área	Vazão mássica;	Pressão	areaAve(Pressure)@INLET
<b>*Turbina ** Raio externo da Pá</b>		*Volume da turbina **Ponto localizado no raio externo da Pá n.1	Geometria; Densidade do material;	*Torque; **Velocidade Angular;	*torque_y()@Turbina **maxVal()@REGION:R_PA1
<b>Pá_n (sendo n de 1 a 7)</b>		Área	Área de frontal da pá;	Torque gerado por pá;	torque_y()@REGION:PA1 torque_y()@REGION:PA2 torque_y()@REGION:PA3 torque_y()@REGION:PA4 torque_y()@REGION:PA5 torque_y()@REGION:PA6 torque_y()@REGION:PA7
<b>Plano E2</b>		Área	Localização análoga ao ponto de medição de pressão no protótipo físico.	Pressão de entrada;	areaAve(Pressure)@E2
<b>Plano S1</b>		Área	Localização análoga ao ponto de medição de pressão no protótipo físico.	Pressão de saída;	areaAve(Pressure)@S1

## 5.7 Modelo de turbulência

Conforme Salim (2009), os fluxos turbulentos são fenômenos significativamente afetados pela presença de paredes, onde as regiões afetadas pela viscosidade têm grandes gradientes nas variáveis da solução. Uma representação precisa da região próxima da parede determina uma previsão bem sucedida dos escoamentos turbulentos delimitados por uma parede.

A modelagem de turbulência é um dos passos mais críticos no processo global de simulação. Ao longo dos anos dezenas de modelos foram propostos, no entanto ainda sem uma universalidade de aplicações, apresentando cada modelo vantagens e desvantagens para cada tipo de física e aplicação.

O objetivo primário de qualquer modelo de turbulência é estimar a viscosidade turbulenta. De acordo com Zancanaro (2014), a turbulência é caracterizada por flutuações, não havendo assim uma abordagem determinística do problema, sendo necessário fazer uso de métodos estatísticos para resolvê-la.

MacDonough (2007) cita que geralmente devem-se integrar as propriedades do escoamento de interesse ao longo do tempo para obter uma média temporal, no entanto o uso de grandezas medianas conduz a correlações estatísticas nas equações de movimento, onde as equações de transporte turbulento passaram a ter variáveis desconhecidas, chamadas de tensor de Reynolds, na qual elas devem ser relacionadas com o escoamento em forma acoplada à própria solução. Segundo Avraham (2017), este é o clássico problema do fechamento para os tensores de Reynolds.

De acordo com Wimshurst (2019), uma das maneiras para solucionar o problema de fechamento das equações de transporte é a utilização dos modelos de turbulência conhecido como RANS (Reynolds Averaged Navier Stokes). Os modelos RANS podem ser divididos em dois grupos conforme visto na figura 23, sendo:

- Modelos baseados em viscosidade turbulenta (EVM – Eddy Viscosity Model), na qual consideram a hipótese de Boussinesq para o fechamento do tensor de Reynolds. De acordo com Zancanaro (2014) essa hipótese é baseada na analogia entre as tensões turbulentas e as tensões moleculares existentes no regime laminar.

- Modelos que não dependem da viscosidade turbulenta, na qual resolvem as equações de transportes para as componentes do tensor de Reynolds, conhecido como modelo de tensões de Reynolds (*RSM – Reynolds Stress Models*).

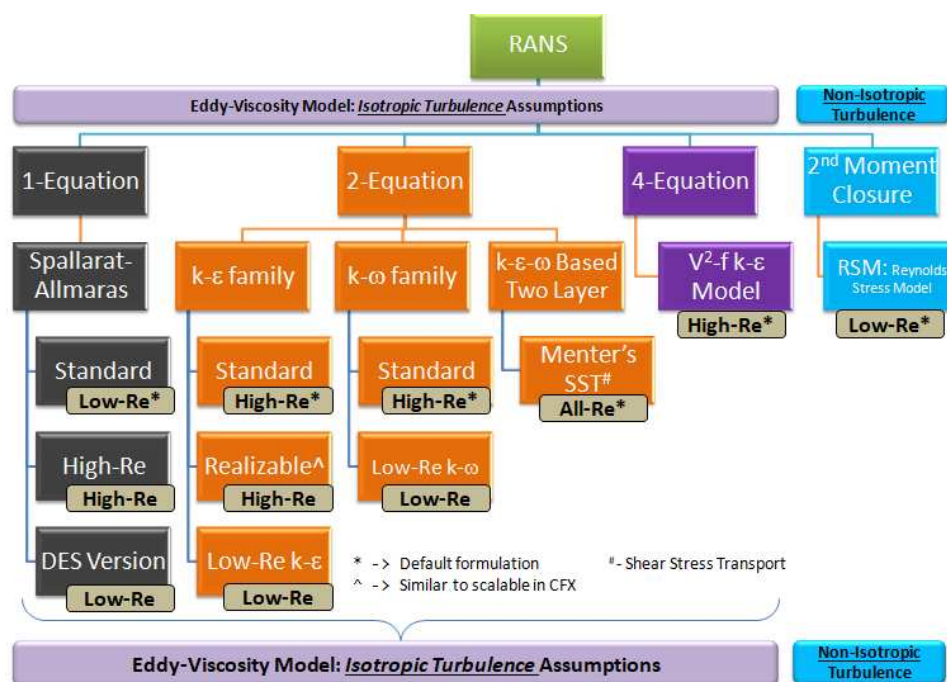


Figura 23: Modelos de turbulência RANS  
 Fonte: [www.cfdyna.com/CFDHT/turbulenceCFD.html](http://www.cfdyna.com/CFDHT/turbulenceCFD.html)

Neste trabalho foi adotado o modelo EVM de duas equações, em especial aos modelos  $k-\epsilon$  e  $k-\omega$  SST. Esses modelos consistem em duas equações diferenciais para o cálculo da viscosidade turbulenta, sendo:

$k$  - energia cinética turbulenta ( $m^2/s^2$ )

$\epsilon$  - taxa de dissipação da energia cinética ( $m^2/s^3$ ),

$\omega$  - taxa de dissipação específica da energia cinética ( $m^2/s^3$ )

O modelo  $k-\epsilon$  é um dos mais utilizados em simulações rotineiras em âmbito industrial, apresentando como principais vantagens:

- Bons resultados para muitas aplicações industriais
- Boa estabilidade e robustez numérica para altos Reynolds

- Requer baixo custo computacional para ser utilizado

No entanto o modelo  $k-\epsilon$  não apresenta bom desempenho em regiões próximas de paredes.

## 5.8 Abordagens em regiões próximas a paredes

De acordo com Barczak (2019), as condições de contorno das paredes exigem uma consideração especial, na qual geralmente os softwares de CFD abordam este problema de duas formas basicamente:

1. Integrando a turbulência à parede, na qual o modelo de turbulência é modificado para permitir que a região sob os efeitos viscosos seja resolvida, incluindo a subcamada viscosa. Nesse caso funções de amortecimento são inseridas na formulação matemática do modelo de turbulência, atuando em função do valor do  $y^+$ , sendo recomendados valores entre 1 a 2, requerendo uma malha refinada se estendendo até a parede e exigindo deste modo maiores recursos computacionais. Em casos desta natureza com baixos Reynolds os modelos da família  $k-\omega$  são recomendados, apresentando como vantagens:
  - Apresenta desempenho superior para resolução da camada limite, taxas de cisalhamento em baixos Reynolds.
  - Adequado para fluxos complexos de camada limite com gradiente de pressão adversa e separação.

No Ansys CFX 19.1 ao optar por modelos de turbulência baseado na frequência turbulenta  $\omega$ , a opção *Automatic* é única disponível, no entanto, o controle avançado dos parâmetros é uma alternativa ao usuário.

De acordo com a seção de ajuda ao usuário do Ansys CFX 19.1, essa abordagem efetua o tratamento automático próximo à parede, na qual altera automaticamente das funções de parede para uma formulação de baixo Reynolds próximo à parede conforme a malha é refinada.



Esta condição de contorno próximo à parede, denominada tratamento automático próximo à parede no CFX, é usada como padrão em todos os modelos baseados na equação frequência turbulenta  $\omega$ . Para obtenção de bons resultados e redução de erros que podem ocorrer pela substituição automática para uma formulação de parede de baixo  $Re$ , é recomendado uma camada de 10 nós localizados dentro da região da camada limite.

2. A outra maneira, segundo Barczak (2019), é a utilização de funções de parede que podem modelar a região próxima a paredes. As funções de parede são equações derivadas experimentalmente e em vez de utilizar funções de amortecimento, ela integra o efeito da subcamada laminar e aplica esse efeito somente no primeiro volume adjacente a parede. Deste modo recomenda-se que o centro de primeiro volume esteja localizado na região logarítmica, com  $30 < y^+ < 100$ , para garantir a precisão dos resultados. As funções de parede são usadas para fazer a ponte entre a região interna da parede e a região de turbulência totalmente desenvolvida. Ao utilizar a abordagem das funções de parede, não há necessidade de resolver a camada limite causando uma redução significativa da dimensão da malha e do domínio computacional. Uma das vantagens desse método é a possibilidade de utilização de malhas com menor rigor de refinamento, com valores de  $y^+$  entre  $30 < y^+ < 100$  e o uso de modelos  $k-\epsilon$ , porém baseado na modelagem da camada limite.

Em casos quando a opção por modelos de turbulência é baseada na taxa de dissipação  $\epsilon$ , a função de parede do tipo *Scalable* é a abordagem disponível no Ansys CFX 19.1, no entanto, assim como na abordagem automática os controles avançados dos parâmetros é uma alternativa ao usuário.

Segundo a seção de ajuda ao usuário do CFX, a função de parede Escalável (do inglês *Scalable*) supera uma das principais desvantagens da abordagem da função de parede padrão, pois podem ser aplicadas em malhas arbitrariamente finas. Tal função apresenta grande vantagem sobre as outras por impedir a deterioração do resultado numérico para regiões de baixo  $Re$ , já que essa função considera  $y^+ 11,225$  para valores das células adjacentes à parede inferiores a 11,225.

## 5.9 Análises em regime permanente e estudo de independência de malha

A partir do modelo CAD a turbina foi posicionada inicialmente com uma de suas sete pás formando um ângulo de  $90^\circ$  com a linha de centro do canal de entrada e identifica com sendo a pá número 1, as demais foram sucessivamente numeradas no mesmo sentido de rotação da turbina.

Com os valores teóricos da velocidade angular da turbina estimados, eles foram inseridos na etapa de pré-processamento a fim de se obter os valores aproximados das variáveis de interesse a partir de uma análise em regime permanente, para então serem utilizados como dados iniciais para as análises em estado transitório.

Em princípio, para obter a influência do nível de refinamento e da confiabilidade da malha e então prosseguir para as análises transientes, foram executadas análises e estado permanente para cada malha gerada.

Avraham (2017) comenta que umas das premissas para análises CFD é a qualidade e confiabilidade da malha, sendo um objeto de estudo na qual pode impactar tanto em custos computacionais versus precisão da solução, a partir desse viés, foi realizado um estudo independência de malha considerando diferentes configurações e executadas em estado permanente.

A opção pelo estudo de independência de malha ser realizado em regime permanente foi baseada nos pontos abaixo listados:

1. Em acordo com a norma ISO 4064/2014, para a classe do hidrômetro em estudo nesse trabalho, a perda de carga quando em regime permanente na vazão de  $Q_3$  (1000 l/h), não deve ser superior a 0.63 bar.
2. Obter possibilidade de resposta com reduzido custo computacional e tempo, quando comparado ao regime transiente com a mesma qualidade, dimensão de malha e setup.
3. Rápido processo de validação entre resultados experimentais de perda de carga e numérico.

O estudo de convergência de malha foi realizado com a geração de diferentes configurações de malhas, possuindo como variáveis entre elas diferentes níveis de

refinamento. Sendo numeradas de 1 a 6, e em concordância com o seu grau crescente de refinamento.

A figura 24 fornece um resultado relativo entre malhas, na qual foram simuladas numericamente a perda de carga para cada tipo de malha, e comparado com o valor médio de três repetibilidades por amostra obtido pelo método experimental, conforme visto no capítulo 4.

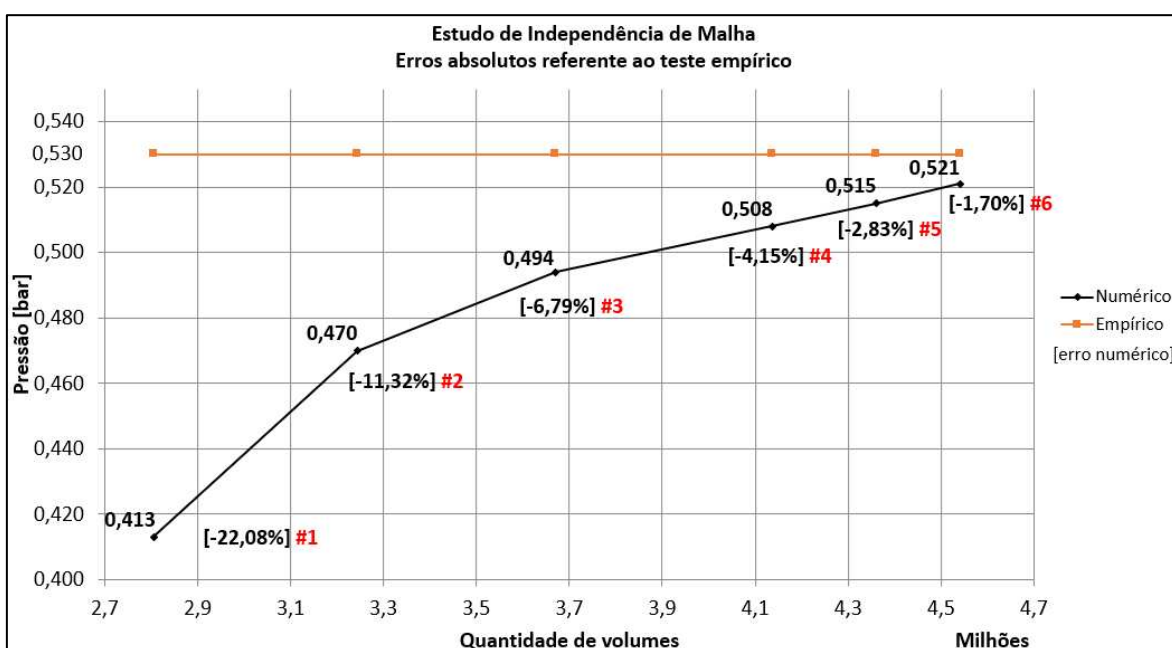


Figura 24: Erros absolutos entre resultado experimental vs numérico para perda de carga

A configuração 1 resultou em um erro de -22,08% quando comparado com os resultados experimentais, enquanto com maior precisão a configuração 6 resultou em um erro de -1,70%, porém a um custo computacional no que tange ao tempo para obtenção de convergência também maior, em uma ordem de grandeza de 55% superior.

De modo notável é a importância do refinamento e uso de uma malha adequada para obter os resultados esperados, motivado pelas diferentes dimensões dos volumes que a constitui, onde uma malha com maior grau de refinamento tende a fornecer resultados precisamente maiores, porém a um custo computacional crescente, requerendo adicionais investimentos de hardware e disponibilidade de tempo para atingir a convergência. A definição do ponto de aceite ou não de um resultado é formado a partir do julgamento técnico baseado em alguns critérios, entre eles na experiência e conhecimento do objeto de

estudo e das leis físicas na qual o envolve, comparação com resultados experimentais quando possíveis e com referências em trabalhos similares.

De acordo com Avraham (2007), uma malha com menor quantidade elementos pode representar uma discretização inadequada para a representação da física estudada, enquanto uma malha com maior quantidade de elementos representa uma discretização refinada do modelo fluído e capaz de capturar a física envolvida no sistema.

A figura 25 mostra o erro relativo entre as malhas, onde a tomada de decisão de prosseguir com a malha número 4 para as análises transientes teve como embasamento alguns critérios, entre eles:

1. Erro absoluto <5% quando comparado com o resultado experimental;
2. Erro relativo de -2,56% com a malha 6, no entanto obtido com aproximadamente 9,75% a menos na quantidade de volumes, resultando em 16% no custo computacional para a obtenção da convergência;
3. Balanço de massa do sistema < 0,2%;
4. Convergência de resíduos <  $10^{-4}$ ;
5. Estabilização das variáveis físicas;

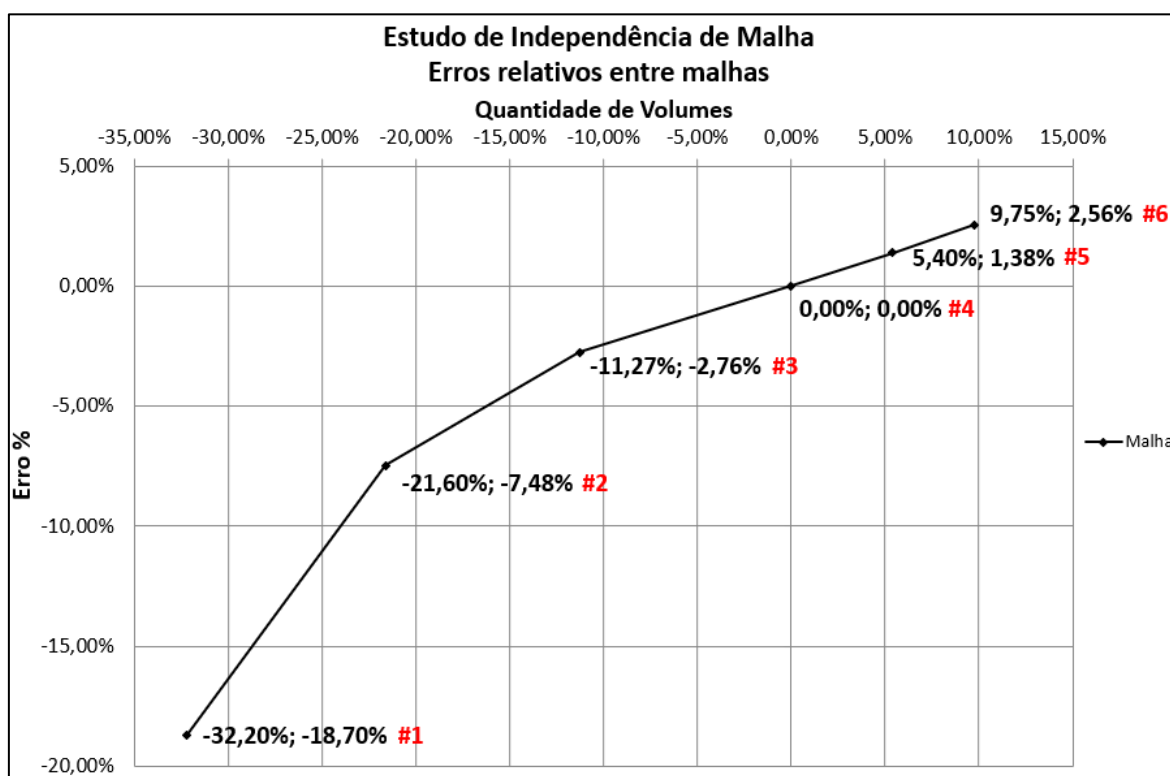


Figura 25: Erros relativos entres malhas vs quantidade volumes da malha

### 5.10 Análises em regime transiente

Com base nos resultados obtidos na análise permanente das seis malhas, a malha número 4 foi escolhida para prosseguir com as análises em estado transitório. Assim sendo, os resultados obtidos foram exportados e utilizados como valores iniciais para análise transiente. De acordo com Tegtmeier (2015), essa abordagem é comumente praticada ao se realizar análises CFD em estados transitórios, visto a expressiva redução do custo computacional relativo ao tempo de processamento.

As condições de contorno definidas na análise permanente permaneceram as mesmas, porém informações adicionais foram consideradas para uma análise transitória, sendo elas:

- Turbina: na fase de pré-processamento da análise transiente, diferente da análise permanente na qual a velocidade angular da turbina é inserida, são adicionadas variáveis físicas como o momento de inércia e massa da turbina, uma vez que a turbina é tratada como sendo um corpo rígido e sua velocidade angular passa ser uma variável de saída em função das condições físicas impostas, como vazão e temperatura, além das geometrias do medidor e da própria turbina.
- Esquema de interpolação: no caso da interpolação dos termos temporais foi utilizado o esquema transiente *Second Order Backward*. Essa abordagem trata de uma formulação de segunda ordem no avanço do tempo e implícita, mantendo robustez no que tange a estabilidade numérica, independente do passo de tempo utilizado.
- Passo de tempo: é o intervalo inserido para o cálculo entre uma iteração e outra durante a fase de processamento. Para essa pesquisa foi adotado o passo de tempo equivalente a 1° de rotação da turbina para os às vazões volumétricas de  $Q_4$ ,  $Q_3$ ,  $Q_y$  e  $Q_x$ . Para as vazões de  $Q_2$  e  $Q_1$  o passo de tempo adotado foi equivalente a 5° de rotação.

De acordo com Xang (2010) um passo de tempo excessivamente pequeno pode ocasionar o aumento do tempo físico para se obter a solução da análise, resultando em um alto custo computacional, por outro lado um passo de tempo excessivamente grande, pode ocasionar a não convergência da solução ou ainda convergir, porém apresentando resultados imprecisos. Os valores de passo de tempo e tempo total da análise estão indicados na tabela 5.

Tabela 5: Valores de passo de tempo para cada vazão Q

Vazão	Q (l/h)	$\omega$ (rpm)	Passo de tempo (s)	Tempo Total (s)
Q <sub>4</sub>	1250	1303,63	0,0001278	0,1381
Q <sub>3</sub>	1000	1042,91	0,0001598	0,1726
Q <sub>y</sub>	750	782,18	0,0002131	0,2301
Q <sub>x</sub>	350	365,02	0,0004566	0,4931
Q <sub>2</sub>	16	16,69	0,0499406	10,7872
Q <sub>1</sub>	10	10,43	0,0799050	17,2595

Para todas às análises à velocidade angular da turbina foi monitorada através de indicadores gráficos e atualizada a cada passo de tempo, sendo que para todas às análises o regime periódico foi alcançado antes de três voltas completas da turbina.

Durante a fase de processamento, as análises CFD geram uma grande quantidade de dados para serem acessados em forma de resultados na fase do pós-processamento, além de requerer uma boa parcela de memória RAM. Devido às limitações dos recursos computacionais e sem afetar os resultados da pesquisa, na fase de pré-processamento foi configurado para reter somente os resultados e os valores das variáveis físicas de interesse de determinadas posições angulares da turbina. As posições configuradas foram a cada 10° de rotação da turbina, sendo a posição inicial igual a 0°, sequenciadas em 10°, 20°, 30°, 40° e 51.43°, completando o período.

Durante a etapa de pré-processamento, monitores gráficos foram criados com o objetivo de acompanhar a solução do caso e a convergência da solução. Além dos gráficos de resíduos das equações de quantidade de movimento, massa e energia, foram monitorados os valores de torque em cada uma das pás, a velocidade angular da turbina e o valor da pressão na região de entrada.

Os critérios adotados para checagem da convergência da solução foram:

1. Valores dos resíduos com ordem de grandezas abaixo de  $10^{-4}$ ;
2. Estabilização do modelo, ou comportamento periódico dos monitores criados;
3. Balanço residual de massa  $<1\%$ ;

O tempo de execução para a análise transiente na etapa de processamento foi de aproximadamente 60 horas para cada vazão estudada, usando o processador Intel Xeon CPU E5-1620 @ 3.50GHz, 8 Processadores Lógicos, sendo 4 Núcleos em processamento local e seriado.

## 6 RESULTADOS E DISCUSSÕES

### 6.1 Validações dos resultados

A validação dos resultados foi obtida por meios comparativos da perda de carga, velocidade angular da turbina e pela curva de erro metrológica entre as medições realizadas experimentalmente versus os resultados obtidos por meio do modelo matemático, conforme visto na figura 36.

Em ambiente de laboratório foram mensurados os valores de perda de carga em  $Q_x$ ,  $Q_y$ ,  $Q_3$  e  $Q_4$ , os resultados numéricos tiveram boa concordância com as medições experimentais, possuindo a curva de perda de carga um comportamento quadrático conforme esperado.

Tabela 6: Resultados experimentais e numéricos para a perda de carga

Vazão [l/h]	Experimental [bar]	Numérico [bar]	Desvio [%]
1250	0,821	0,786	-4,45
1000	0,532	0,508	-4,77
750	0,283	0,268	-5,66
350	0,062	0,058	-6,09

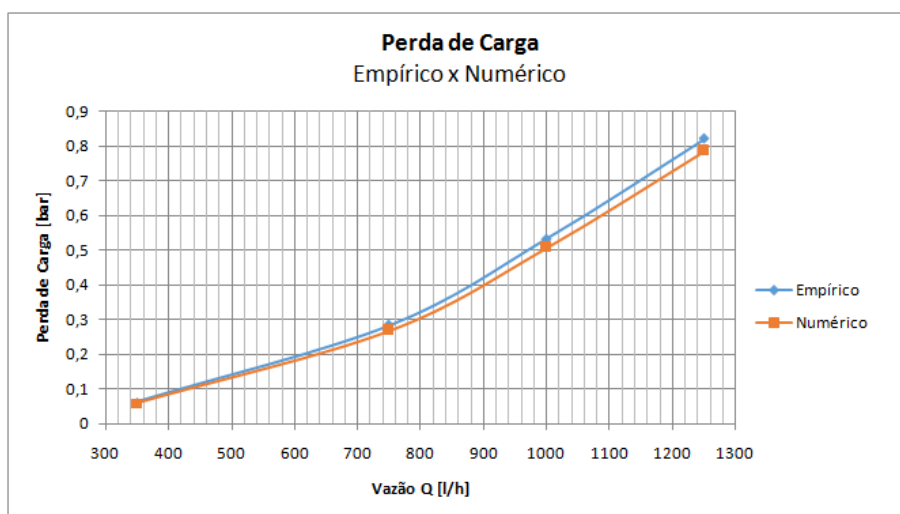


Figura 26: Resultado comparativo de perda de carga: experimental x numérico

Vale notar a tendência crescente no que tange ao desvio em função da redução das vazões ensaiadas, o aumento desses desvios pode ser associado aos meios de medição e a incerteza de medição da parte experimental, uma vez que para todas as vazões simuladas numericamente foram utilizadas a mesma malha computacional e o mesmo modelo de turbulência, apresentando deste modo bons resultados para vazões superiores.

De acordo com a Norma ISO 4064, o cálculo para o erro de medição de um medidor de água pode ser obtido conforme a equação 13:

$$erro \% = \left( \frac{Volume_{Reg} - Volume_{Real}}{Volume_{Real}} \right) \times 100 \quad (13)$$

Onde:

$Volume_{Reg}$  = volume de fluido registrado pelo medidor de água;

$Volume_{Real}$  = volume de fluido efetivamente escoado pelo medidor e armazenado nos padrões de volume.

Conforme citado por Meinecke (1984), o conceito físico da medição do volume de água por um medidor é diretamente proporcional ao número de rotação da turbina, na qual se desloca um volume de água conhecido, sendo possível por intermédio de algumas



passagens matemáticas associarem o erro de medição de um medidor de água em função da rotação de turbina, vide apêndice A.

Para efeitos comparativos e validação, a equação 14 trata do erro medição em função da rotação da turbina.

$$erro \% = \left( \frac{rpm_{num} - rpm_{real}}{rpm_{real}} \right) \times 100 \quad (14)$$

A condição de contorno inicial para a análise de torque  $T_T$  foi igual a 0 N.mm, ou seja, pressupõe-se que o resultado bruto do torque gerado pelo impacto do jato na turbina seja o valor igual a  $T_J$ . Essa condição física não é real, pois os momentos inerciais e atritos entre componentes móveis são relevantes principalmente em baixas vazões, no entanto essa tratativa é válida para a estimativa da ordem de grandeza dos valores de  $T_T$ , uma vez que a turbina rotaciona no sentido favorável ao impacto do jato de água, implicando que o torque  $T_T$  deverá ser sempre menor que o torque líquido  $T_J$ .

Notavelmente na figura 37, é observada uma boa concordância entre os resultados experimentais e numéricos na região de altas vazões, em especial nas vazões de  $Q_Y$ ,  $Q_3$  e  $Q_4$ .

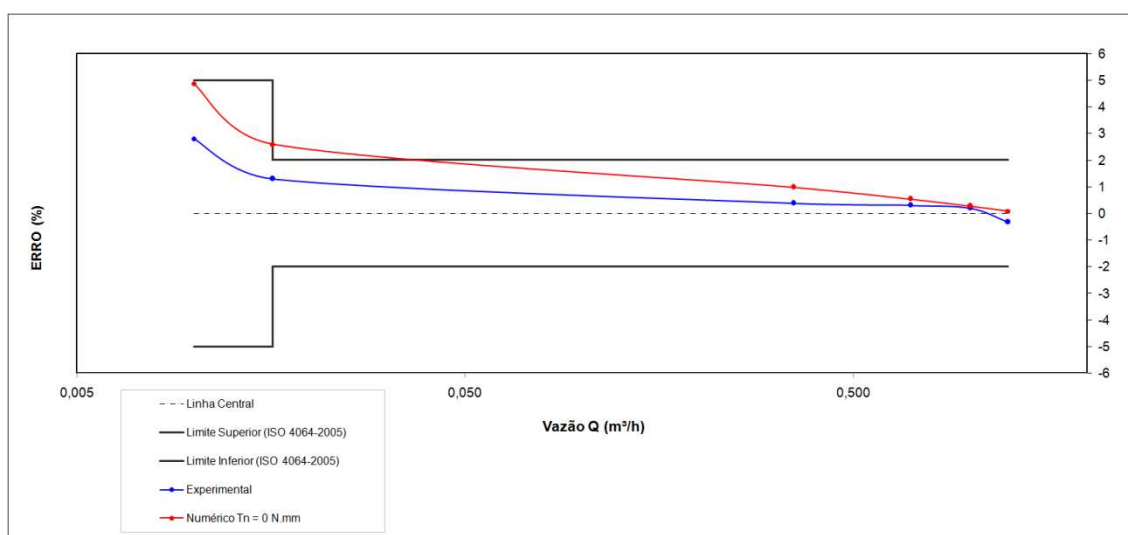


Figura 27: Resultado comparativo de erro metrológico, experimental x numérico

Em acordo com Meinecke (1984), nos menores valores de vazões às diferenças entre as metodologias se tornam mais expressivas, o desvio positivo para a metodologia

numérica é consistente, uma vez não considerado a modelagem dos atritos ou forças inerciais atuantes do sistema registrador, significa na prática uma velocidade angular maior da turbina.

Conforme Oliveira (2006), uma grande importância são os valores do perfil de erro metrológico em baixas vazões, pois se trata de critérios técnicos legais e tangíveis também a sensibilidade do projeto de um medidor de consumo de água, para tanto o estudo de influência das forças de atritos foram estudadas e simuladas.

Os torques  $T_A$  e  $T_R$  possuem certa complexidade para serem mensurados ou calculados analiticamente, para maior precisão dos resultados numéricos e fidelidade do sistema físico envolvido, na fase do pré-processamento da etapa transitória os torques  $T_A$  e  $T_R$  foram conjugados em uma única variável de valor negativo denominada  $T_T$ , em outras palavras,  $T_T$  representa a componente de torque que atua no sentido oposto ao de rotação da turbina.

Conforme mencionado, a estimativa inicial para o valor de  $T_T$  foi menor que o torque bruto gerado pela turbina em sua menor vazão de teste  $Q_1$ , caso oposto, as forças de atritos e inerciais seriam dominantes e mesmo sob o impacto do jato da água a turbina se manteria em estado estático.

A ordem de grandeza obtida numericamente na vazão de  $Q_1$  foi de  $11,3 \times 10^{-3}$  N.mm, para tanto, os valores inseridos na modelagem numérica foram executados através de simulações com diferentes valores estimados para o torque  $T_T$ , inicialmente assumidos na ordem de grandeza de  $10^{-4}$  N.mm, na qual posteriormente foram comparados com os resultados experimentais da velocidade angular da turbina em todas as vazões estudadas, conforme resultados na tabela 7.

Tabela 7: Resultados de velocidades angulares: analítica, experimental e numérica

	Velocidade Angular da turbina [RPM]					
	Q1 [10 l/h]	Q2 [16 l/h]	QX [350 l/h]	QY [700 l/h]	Q3 [1000 l/h]	Q4 [1250 l/h]
<b>Analítico</b>	10,43	16,69	365,02	782,18	1042,91	1303,63
<b>Experimental</b>	10,72	16,91	366,41	784,53	1045,00	1299,33
<b><math>T_T = 0</math> N.mm</b>	10,94	17,12	368,60	786,40	1045,73	1304,67
<b><math>T_T = 3 \cdot 10^{-4}</math> N.mm</b>	10,87	17,05	367,68	785,70	1045,73	1304,28
<b><math>T_T = 5 \cdot 10^{-4}</math> N.mm</b>	10,81	17,00	367,39	785,70	1045,62	1303,89
<b><math>T_T = 7 \cdot 10^{-4}</math> N.mm</b>	10,76	16,94	367,03	785,54	1045,52	1303,89
<b><math>T_T = 9 \cdot 10^{-4}</math> N.mm</b>	10,74	16,89	366,95	785,15	1045,52	1303,89

A figura 38 mostra os valores da redução da velocidade angular da turbina em % em função dos valores de  $T_T$  aplicados para cada vazão. Em conformidade com Meinecke (1984) a variável  $T_T$  atua com maior expressividade nas vazões com baixos valores de  $Re$ , nas vazões atribuídas de  $Q_1$  (10 l/h) e  $Q_2$  (16 l/h), podendo ser observado na faixa entre  $T_T = 0$  N.mm e  $T_T = 9 \cdot 10^{-4}$  N.mm. De outro modo para vazões com sob altos números de Reynolds há tendência linear horizontal no trecho de  $T_T = 0$  N.mm a  $T_T = 9 \cdot 10^{-4}$  N.mm. Esses resultados sugerem que há uma interferência menor das forças de atrito a partir da vazão de  $Q_X$  (350 l/h). Esse mesmo fenômeno foi observado por Arregui et al. (2015) em seus experimentos.

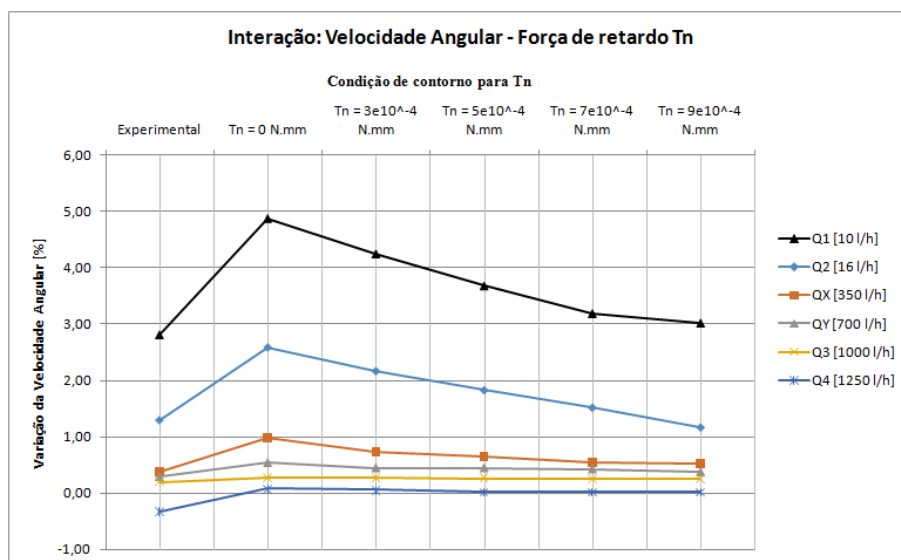


Figura 28: Redução da velocidade da turbina em função dos valores de  $T_T$

Os resultados plotados na figura 39 representam as curvas de erro metrológico considerando diferentes valores do torque  $T_T$ . Conforme esperado, à medida que o torque  $T_T$  apresenta comportamento crescente, em repostar o comportamento da velocidade angular da turbina é decrescente e consequentemente às curvas de erros metrológicos tende a se ajustarem próxima ao perfil da curva experimental. Estes resultados parecem confirmar a hipótese sobre a magnitude do torque de resistência mecânica e a sua invariabilidade com a velocidade de rotação da turbina observado por Larraona (2008).

Notavelmente a curva representada pelo cálculo teórico não considera aspectos físicos inerentes ao sistema, sendo a razão de se obter valores constantes para todas as vazões.

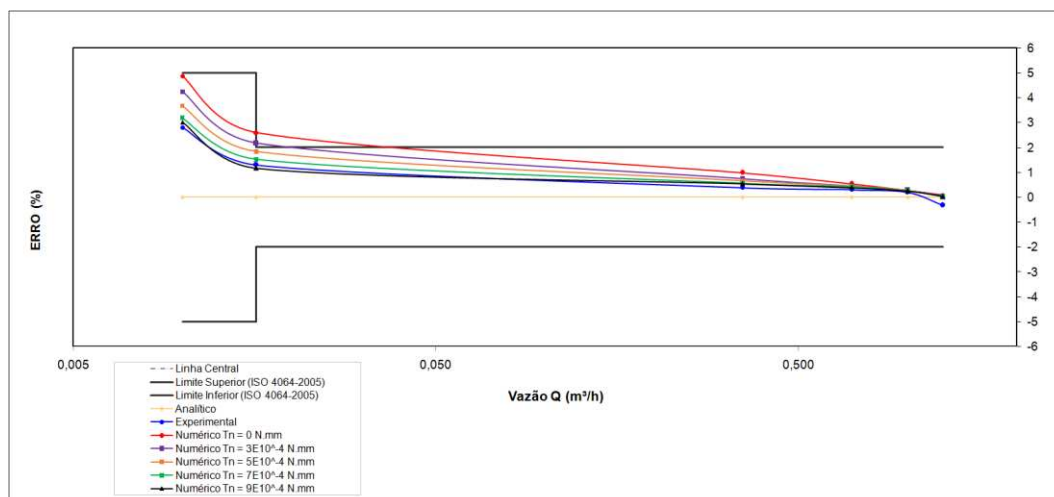


Figura 29: Curva comparativa de erro metrológico: Experimental x Numérico com diferentes valores de  $T_T$

## 6.2 Interação entre fluxo e turbina

Com o objetivo de investigar inicialmente o comportamento do fluxo, os efeitos relativos à fricção mecânica não foram considerados de imediato. As pás foram numeradas de um a sete, iniciando da posição perpendicular com a linha de centro do canal de entrada, tal propósito foi poder localizá-las em diferentes tempos ao longo da evolução da análise, uma vez que todas possuem as mesmas características geométricas. As faces das pás na qual recebem diretamente o jato, convencionalmente foram chamadas de face frontal e o oposto de face posterior. Os perfis de velocidade e pressão foram tomados no plano médio do domínio fluido, tais perfis foram capturados em seis posições distintas da turbina, sendo a 0°, 10°, 20°, 30°, 40° e 51.43° visando compreender a interação complexa entre a turbina e o fluido, especialmente a interação entre momento em que o jato impacta diretamente nas pás.

Um dado importante observado foi a oscilação da perda de pressão entre a região de entrada e a região de saída que varia de acordo com posição da turbina, como mostra a figura 26.

As pressões foram mensuradas nos planos E2 e S1, sendo subtraído o valor da pressão mensurado em S1 do valor E2. O maior valor de perda de carga ocorreu em todas as vazões testadas em aproximadamente a 23°, ou seja, quando a região de entrada com a interseção da câmara de medição é obstruída pela passagem da pá número 7.

Essa variação não é apenas por perdas hidráulicas, mas também pela troca de energia entre a turbina e o fluido no interior da câmara de medição.

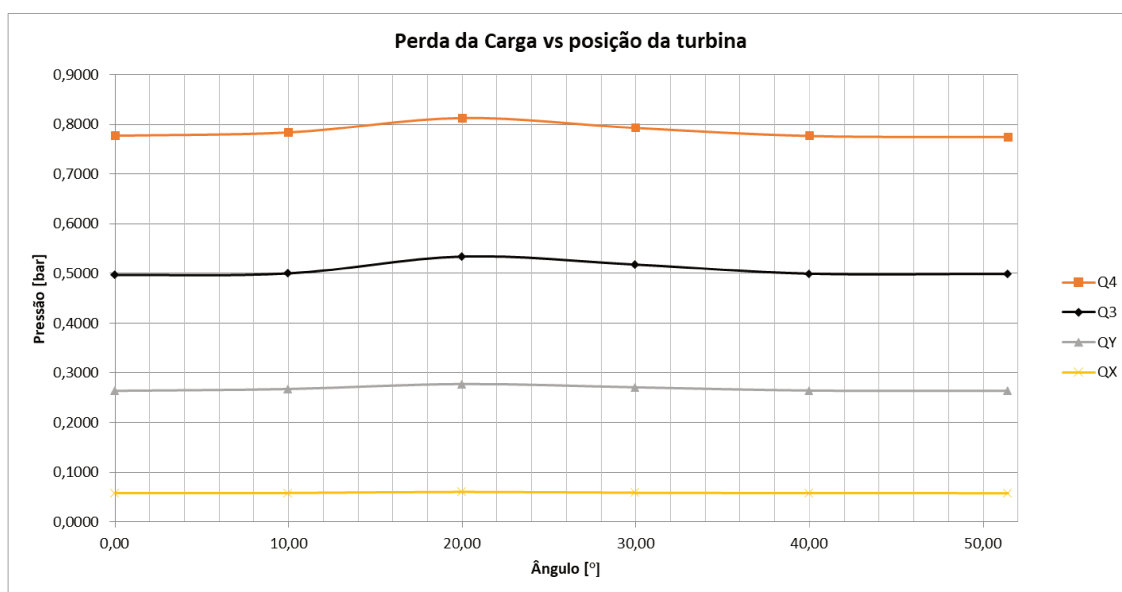
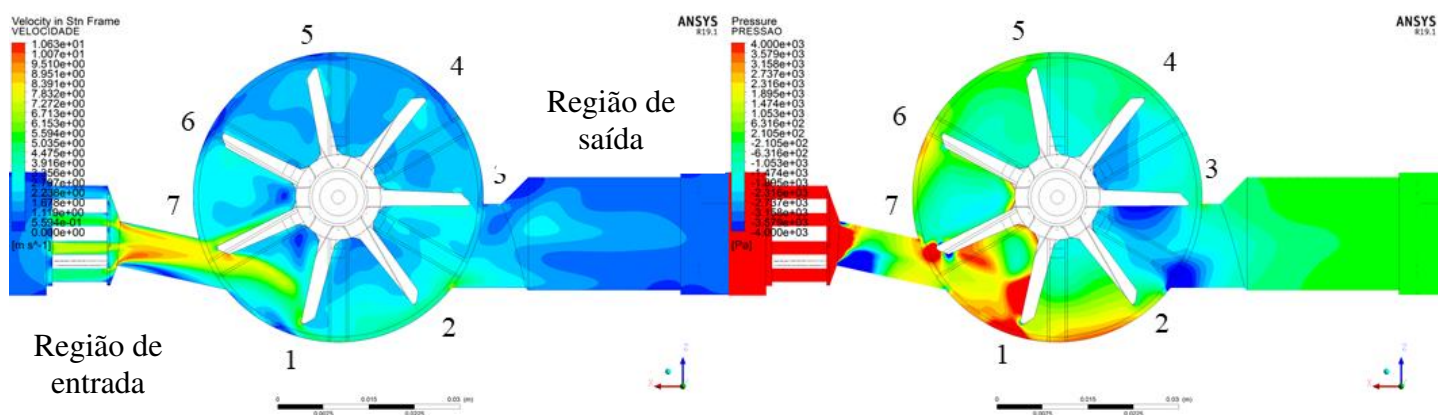


Figura 30: Resultado de curva de perda carga em Q3

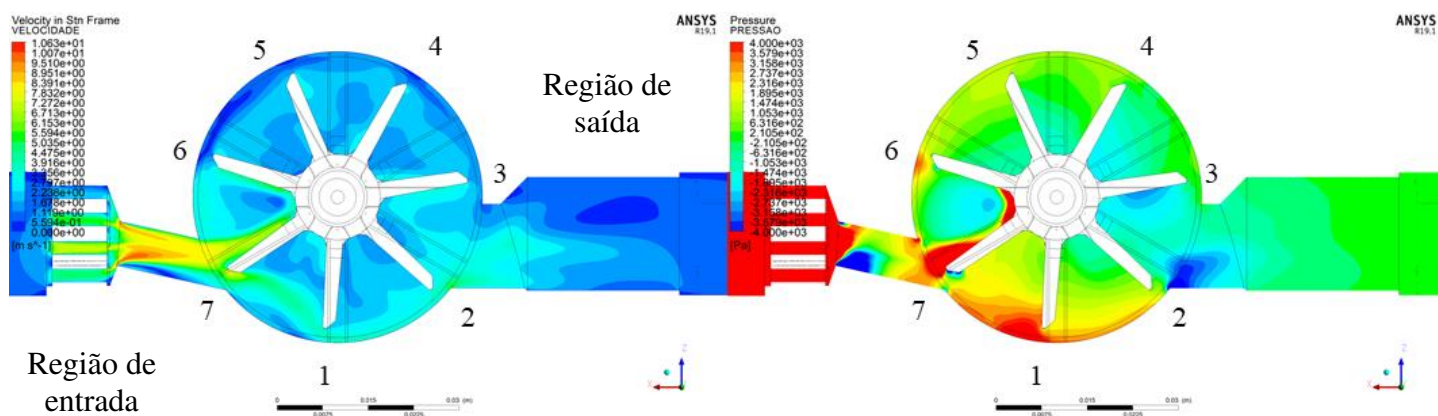
### 6.3 Resultados para $Q_3 = 1000 \text{ l/h}$ ; $Re = 57.557$

De acordo com a figura 27 e 28, a região da entrada que possui a conexão com a câmara de medição apresenta grandes gradientes de pressão em função da posição das pás da turbina, por outro lado a região de saída praticamente se mantém constante, exceto na região próxima a interseção com a câmara de medição, na qual com a passagem das pás da turbina gera uma região de baixa pressão em razão do aumento expressivo da aceleração do fluido ao ser direcionado para a área de saída.

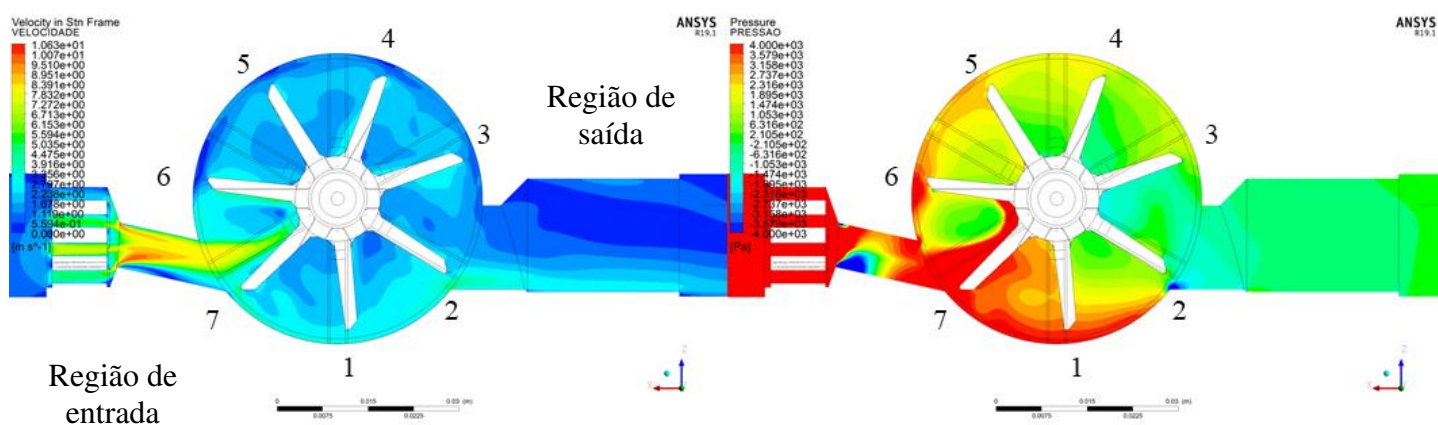
Posição: 0°



Posição: 10°

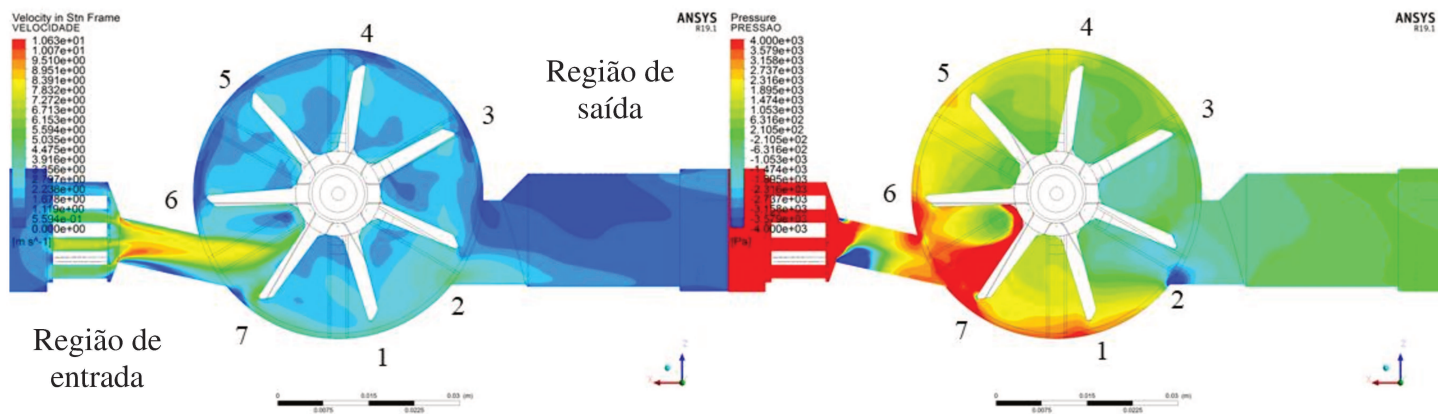


Posição: 20°

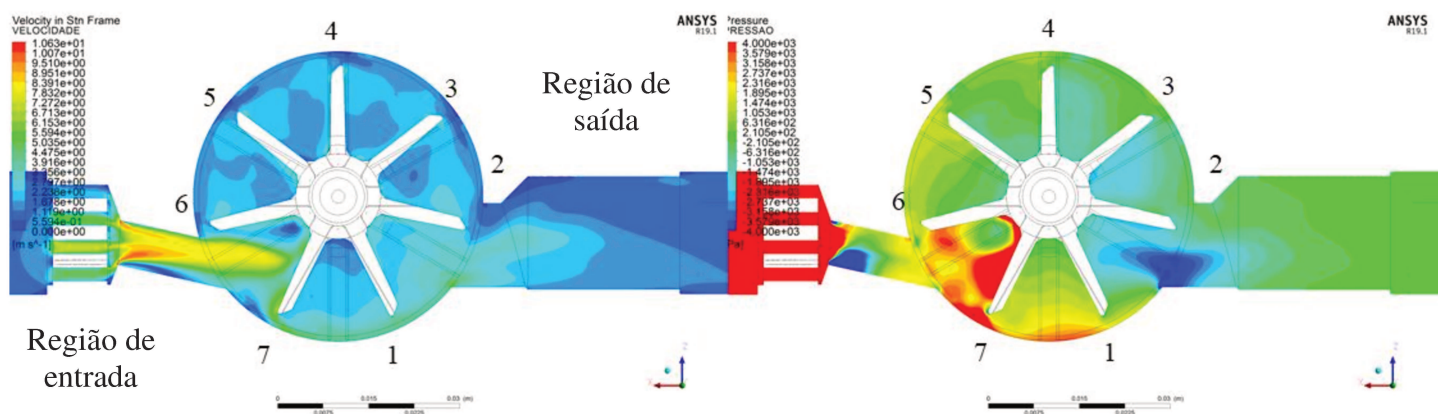
Figura 31: Resultados I de perfis de velocidade e pressão no plano médio.  $Q_3=1000$  l/h



Posição: 30°



Posição: 40°



Posição: 51.43°

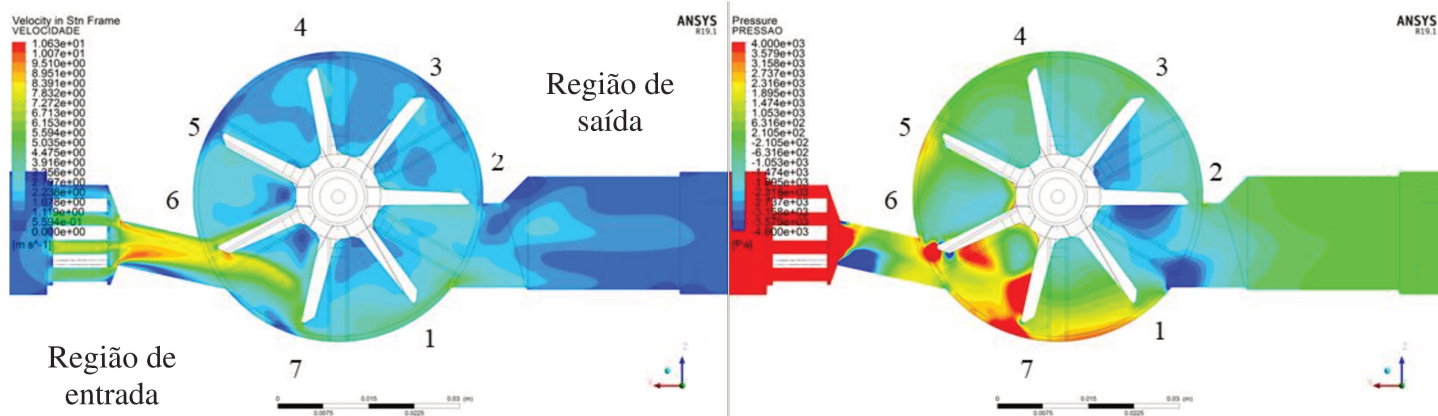


Figura 32: Resultados II de perfis de velocidade e pressão no plano médio. Q3=1000 l/h

O torque gerado pela turbina em cada uma das sete pás é mostrado na figura 29, são notados torques com valores predominantemente positivos, neste caso gerado pelas pás 1 e 7, na qual estão sob impacto direto do jato de água e prevalecem sobre as forças de arrasto e atritos, provocando assim uma aceleração na turbina. Os valores negativos de toque como esperados, são os torques gerados pelas pás 2, 3, 4, 5 e 6, que não estão sendo impactadas diretamente pelo jato da água, mas estão sob forte influência da força de arrasto que surge nas extremidades das pás e que atuam resistindo ao movimento da turbina.

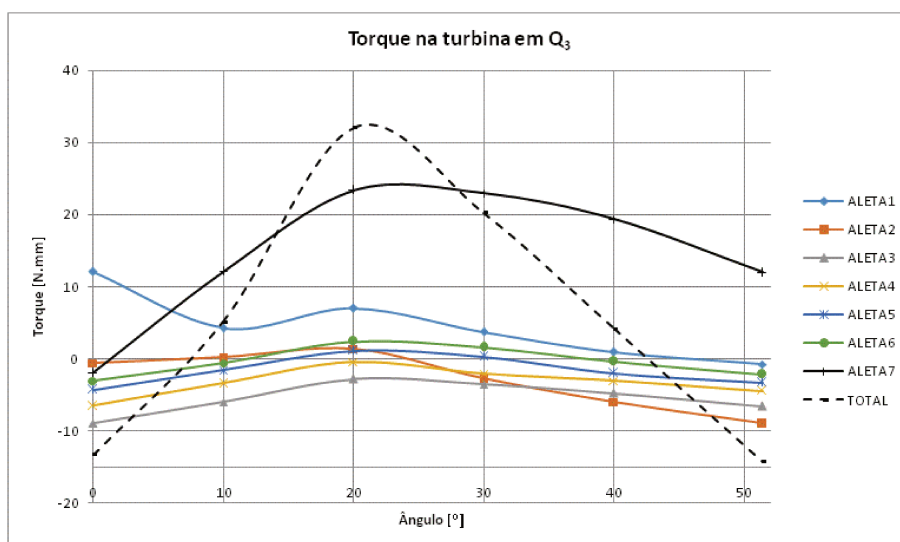


Figura 33: Curvas de torque gerado por pá em  $Q_3$

Analisando isoladamente as curvas de torques positivos, conforme as figuras 27 e 28, é possível notar na posição de  $0^\circ$  o momento em que a pá 1 e a extremidade da pá 7 estão sob influência direta do jato, sendo a pá 1 a única a gerar torque positivo ao sistema. Entre  $0^\circ$  e  $40^\circ$  a pá 7 gradativamente assume posição frontal da região de entrada e passa a contribuir com os maiores valores de torque, na qual aproximadamente a  $23^\circ$  se obtém o torque máximo unitário produzido por uma pá, possuindo também forte influência sobre o torque produzido pela pá 1, onde se observa uma queda do torque por ela produzido.

Na posição de  $10^\circ$  é possível notar uma queda da contribuição de torque pela pá 1, seguida de uma leve recuperação visto a  $20^\circ$ , essa oscilação pode ser devida as variações de pressão presente na parte frontal da pá 1, conforme mostrado na figura 19 nas posições entre  $0^\circ$  e  $20^\circ$ . Entre  $0^\circ$  e  $10^\circ$  há uma pequena zona de baixa pressão na extremidade da pá



7, esse fenômeno pode ser explicado pela rápida aceleração do fluido próxima da extremidade da pá.

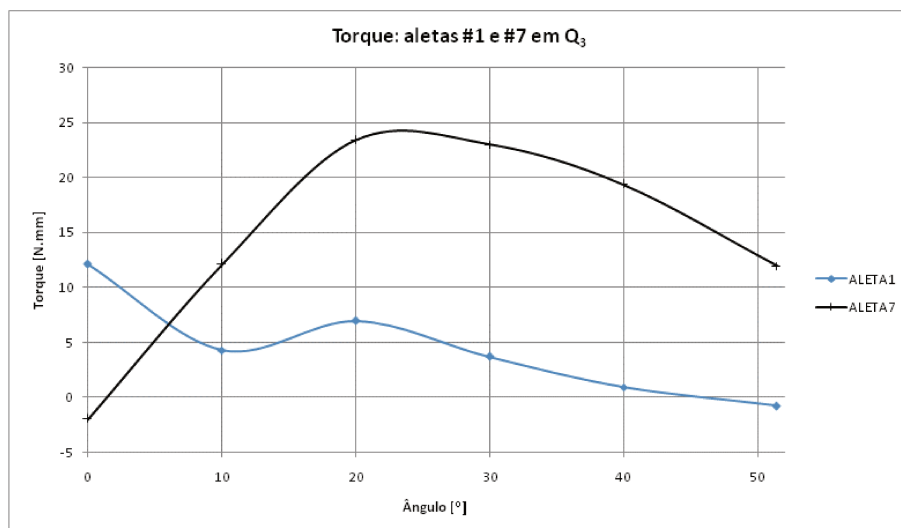


Figura 34: Curvas de torque positivo em  $Q_3$

As pás 2, 3, 4, 5 e 6 em sua maior parte atuam com a geração de torque negativo no sistema, claramente são entendidas que tais contribuições são inerentes às posições relativas das pás em relação às áreas de entrada e saída.

A partir da posição aproximada de  $20^\circ$  a pá 2 cruza a seção da região de saída, conforme visto na figura 28, há uma leve contribuição de torque até a região aproximada de  $20^\circ$  seguido de uma queda acentuada atingido o seu menor valor em  $51.43^\circ$ , conforme figura 31. Essa queda de torque pode ser compreendida pelo fato que na região tangencial entre as extremidades das pás e a parede interna da câmara de medição a aceleração do fluido oriundo da região de entrada é conservada, chegando até a região frontal da pá 2, a partir do momento que essa quantidade de fluido com maior velocidade deixa de interagir com a pá 2, a mesma passa a atuar negativamente com os valores de torque. Entre  $30^\circ$  e  $51.43^\circ$  é observada uma região crescente de baixa pressão na parte frontal da pá 2, podendo ser explicado em razão da rápida aceleração de fluido em direção à saída do medidor.

As pás 3, 4, 5 e 6 possuem basicamente o mesmo perfil de curva de torque, com exceção das pás 5 e 6 que aproximadamente entre  $12^\circ$  e  $38^\circ$  atuam levemente na região positiva de torque em razão do aumento da recuperação da pressão em suas faces traseiras. O aumento da pressão nessas regiões é resultado da proximidade com a região de entrada, na qual o gradiente de pressão influencia em suas regiões próximos. Em contrapartida as

pás 3 e 4 estando ao lado mais oposto ao inlet estão sob influência de regiões de menores pressões, recirculações de fluido e quase que exclusivamente atuando sob forças de arrasto.

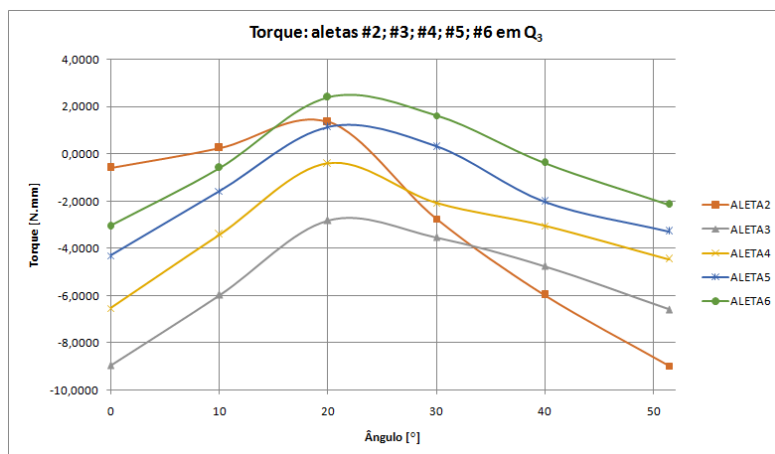


Figura 35: Curvas de torque negativo gerado por pá em Q<sub>3</sub>

De um modo geral as curvas características de torque para cada uma das vazões de fluxo estudadas apresentaram um perfil similar, conforme visto nas figuras 23 e 24, onde atingiram o seu maior torque aproximadamente em 23°.

Pode se notar na figura 32 que quanto maior foi a vazão em estudo, maior foi o torque e maior foi o número de Reynolds, na qual uma parcela do torque gerado pela turbina teve valores negativos, isso pode ser entendido pelo elevado grau dos níveis de turbulência, ocasionando forças resistivas, como por exemplo forças de fricção e pressão atuando sobre a turbina.

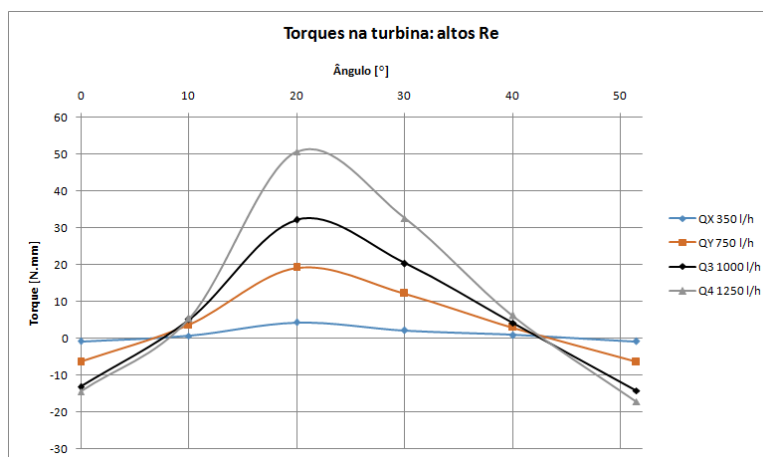


Figura 36: Curvas de torques totais para altos Reynolds

#### 6.4 Resultados para $Q_1 = 10 \text{ l/h}$ ; $Re = 575$

Nas vazões de  $Q_1$  e  $Q_2$  as curvas de torque apresentaram similaridades em seus aspectos, no entanto com uma pequena defasagem em relação às vazões com altos Reynolds, alcançando o pico de torque máximo aproximadamente a  $24^\circ$ , conforme visto na figura 33.

É válido notar a ordem de grandeza do menor torque obtido em  $Q_1$ , na qual foi utilizado como parâmetro para às simulações contemplando as forças de atrito atuantes  $T_A$  e  $T_R$ .

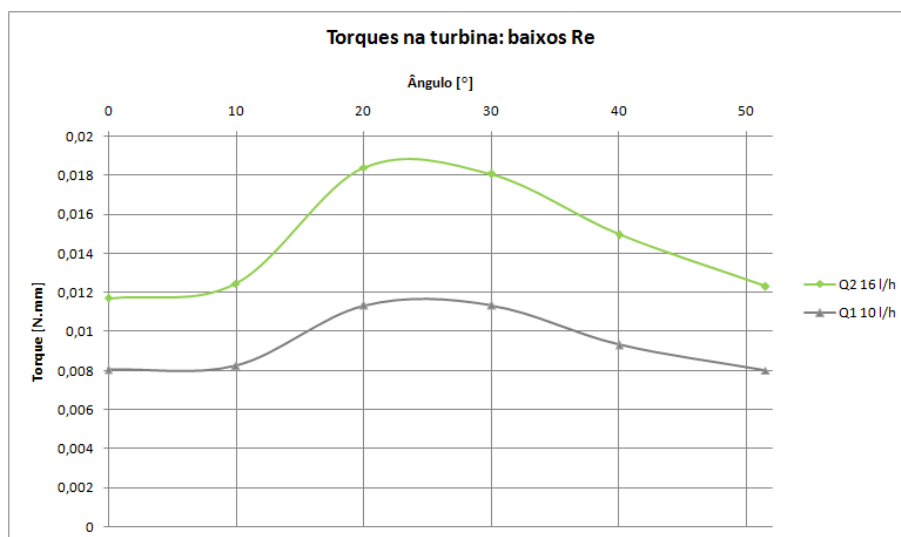


Figura 37: Curvas de torques totais para baixos Reynolds

As figuras 34 e 35 mostram os perfis de velocidade e pressão da vazão  $Q_1$ . Conforme esperado o torque máximo ocorre quando a face frontal da pá 7 está localizada em uma região próxima da região de entrada, obtendo a máxima energia proveniente do fluido.

É possível notar recirculações de fluido na região de saída, este fenômeno está presente em todas as posições de pás analisadas. Sugere-se que esta recirculação ocorre principalmente quando há gradientes de pressão adversos no interior do medidor, causados por espaços não totalmente preenchidos pelo fluido, sendo estes motivados pela expansão geométrica do medidor e das condições de escoamentos.

Segundo Schlichting e Gersten (2017), o gradiente de pressão adverso ocorre quando a pressão estática aumenta na direção do fluxo. Essa característica tem grande influência nos fenômenos atuantes na camada limite. O aumento da pressão estática é análogo ao aumento da energia potencial do fluido, portanto, a energia cinética do fluido é reduzida, resultando em uma desaceleração. Como o fluido na parte interna da camada limite é mais lento, ele é mais afetado pelo aumento do gradiente de pressão, na qual, uma vez sujeito a um aumento de pressão suficientemente grande, este fluido pode diminuir a velocidade até zero ou mesmo se tornar invertido ao escoamento causando uma separação do fluxo.

Predominantemente entre as extremidades das pás localizadas do lado oposto das regiões de entrada/saída e a parede interna da câmara de medição, em especial as pás 3, 4, 5 e 6, é notável uma porção de fluido estático. Esse fenômeno atua de forma a subtrair o torque gerado pela turbina, uma vez que camadas do fluido tendem a se cisalhar com o movimento rotacional gerado pelas pás.

As forças cisalhantes atuantes no fluido, somadas com as forças de atrito entre os componentes móveis, possuem expressivas contribuições em regime de escoamento com predominância de forças viscosas, tais características resultam na perda de sensibilidade do medidor em baixas vazões.

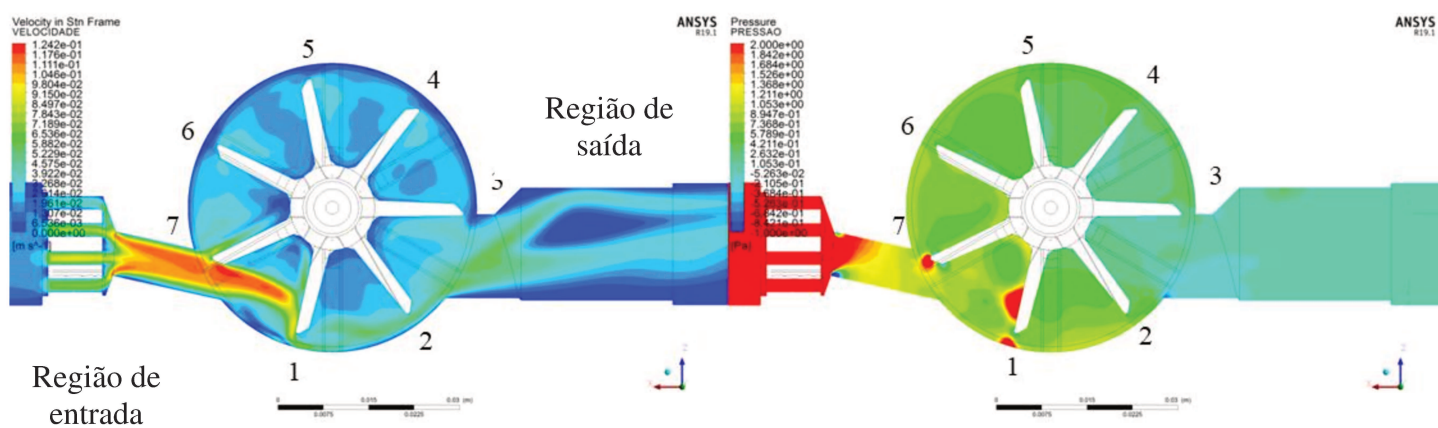
Um comportamento físico típico da turbina é a sua flutuabilidade na direção vertical, na qual em parâmetros de projetos um pequeno curso de deslocamento axial dá é permitido.

A flutuabilidade da turbina é existente em decorrência do seu material construtivo e das condições do escoamento, se localizando no seu ponto máximo inferior quando submetida a um escoamento dominado por forças inerciais e se localizando no seu ponto máximo superior quando submetida a um escoamento dominado por forças viscosas.

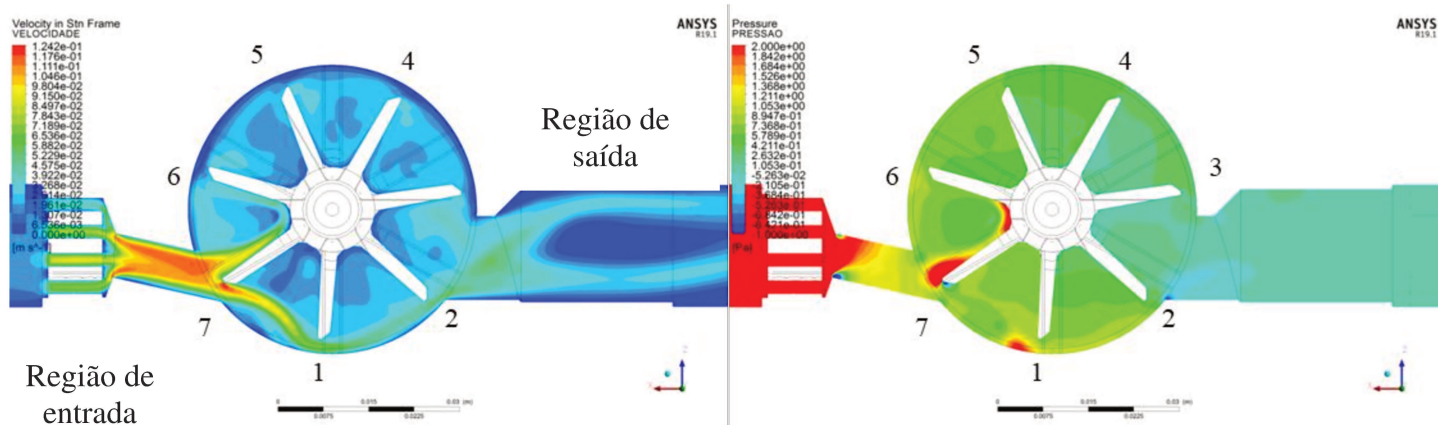
Para amenizar a influência das forças de atrito e cisalhantes em escoamentos de baixos Reynolds, recursos como materiais de baixa fricção mecânica são utilizados nos projetos entre os componentes móveis, por este meio, o atrito existente da extremidade do eixo da turbina com a superfície de mancais é reduzido, resultando em uma menor parcela de contribuição das forças resistivas.

A perda de carga na vazão de  $Q_1$  não foi mensurada no método experimental, uma vez que a sua ordem de grandeza foi menor do que a resolução do equipamento disponível para esse fim. No entanto os cálculos em CFD resultaram o valor médio entre os planos E2 e S1 igual 0.0001 bar.

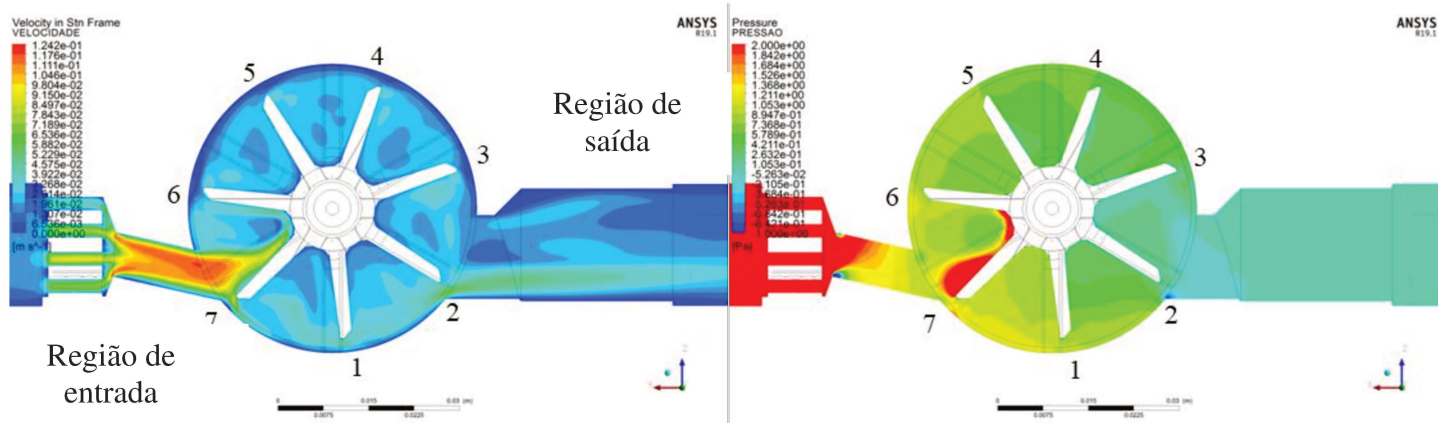
Posição: 0°



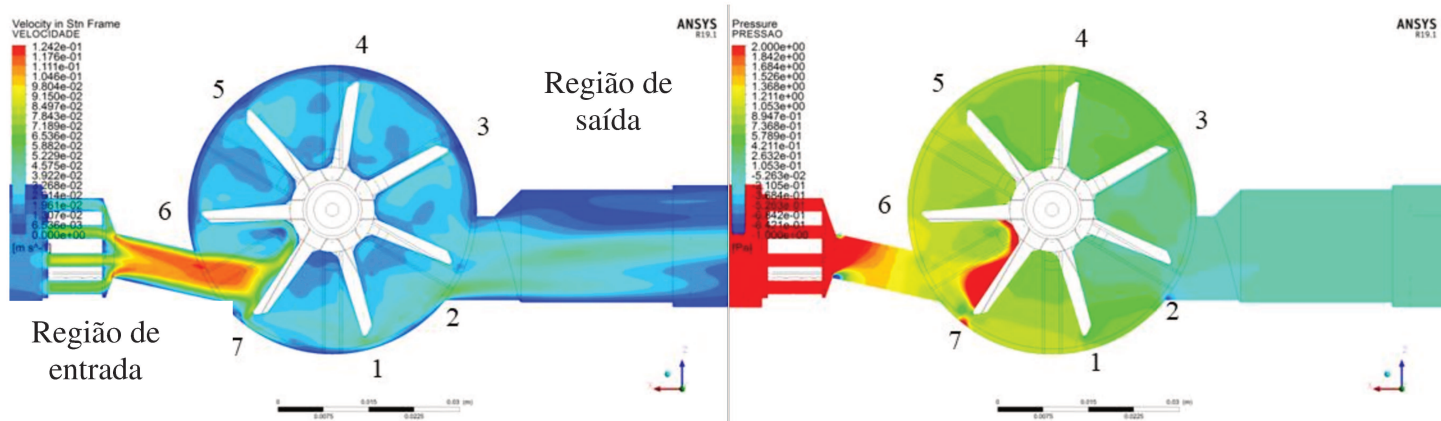
Posição: 10°



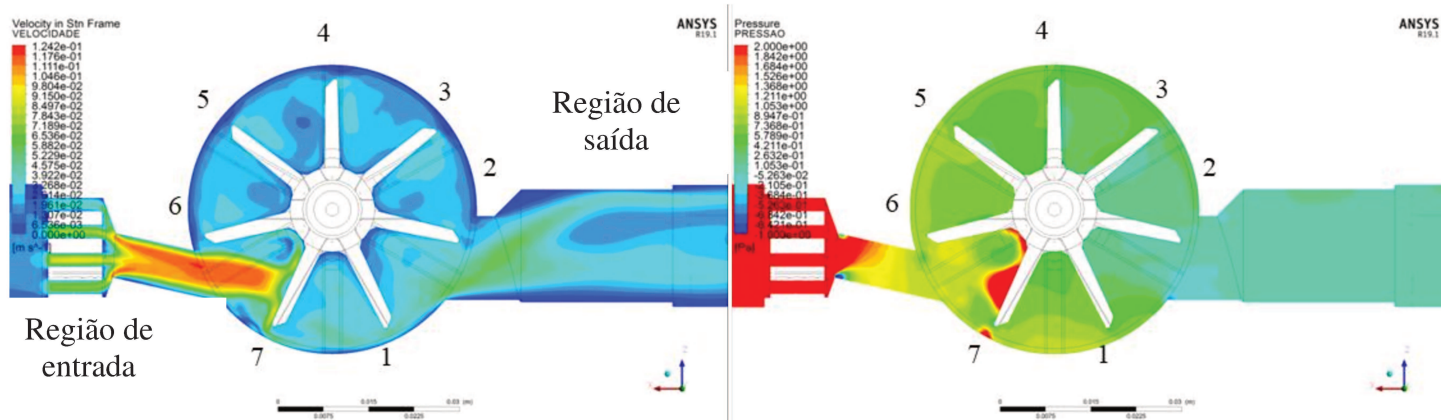
Posição: 20°

Figura 38: Resultados I de perfis de velocidade e pressão no plano médio.  $Q_1=10$  l/h

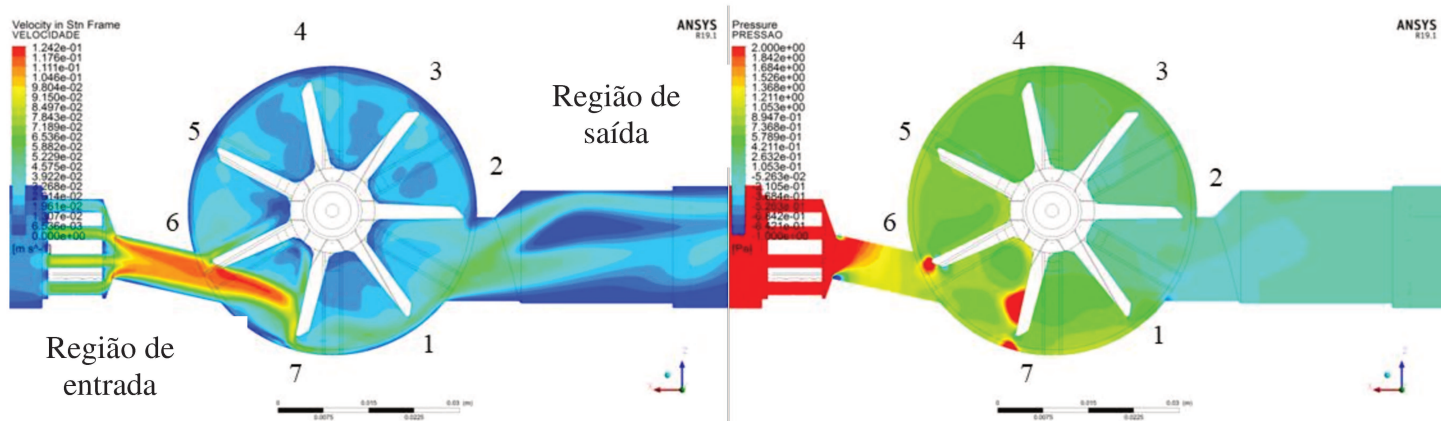
Posição: 30°



Posição: 40°



Posição: 51.83°

Figura 39: Resultados II de perfis de velocidade e pressão no plano médio.  $Q_1=10$  l/h



## 7 CONCLUSÕES

A análise CFD permitiu conhecer com mais detalhes a interação entre o fluxo e a turbina em diferentes vazões.

A simulação numérica forneceu detalhes antes não possíveis de serem visualizados pela forma experimental, como por exemplo, o impacto do jato da água nas pás, o efeito resistivo ao giro da turbina em razão do arrasto e forças de atritos.

As curvas de torques obtidas e validadas trouxeram uma nova realidade ao projeto de medidores de consumo de água. O torque um parâmetro físico diretamente intrínseco a sensibilidade principalmente em baixas vazões, podendo ser uma grandeza de referência para projetistas e engenheiros ao desenvolverem novas geometrias de perfis de turbina.

Os cinco protótipos testados forneceram resultados em acordo com o desvio metrológico aceitável. Conforme esperado o teste de perda carga apresentou para ambas as metodologias uma curva exponencial conforme esperado.

A simulação numérica forneceu valiosos conhecimentos referentes às forças atuantes com valores negativos de torque ao giro da turbina, sendo estas às forças de atrito e inércias, ambas são conhecidas, porém não mensuradas na forma experimental. Quando não consideradas na análise numérica, a velocidade angular da turbina foi numericamente maior do que na forma experimental conforme esperado. Porém uma vez consideradas os valores resistivos ao giro da turbina, a curva de erro metrológica obtida numericamente foi sendo ajustada ao perfil obtido de forma experimental.

## 8 TRABALHOS FUTUROS

Este trabalho apresentou diversos resultados experimentais e numéricos na qual foram comparados, considerando escoamento monofásico e isotérmico em estado laminar, transacional e turbulento.

Em análises futuras, também é importante que se considere o escoamento bifásico água-ar nas análises numéricas, uma vez que ar é uma variável que fornece energia ao sistema rotativo, resultando em um aumento da velocidade angular e potencializando o erro metrológico. O ar é um elemento presente em condições de instalação de campo, portanto é de grande valia compreender a contribuição desse elemento e sua interação com a turbina e a sua parcela no comportamento do erro metrológico do hidrômetro.

Outra variável importante, é considerar os efeitos térmicos do fluído. Os resultados experimentais mostraram que os desvios metrológicos são acentuados com a alteração de temperatura do fluido. Uma hipótese é que a viscosidade do fluido é consideravelmente afetada pela alteração da temperatura. Em ambiente laboratorial essa variável é controlada, no entanto em campo, a faixa de temperatura na qual os hidrômetros operam possui um elevado delta, a depender da região geográfica e estações do ano.

Os perfis de velocidade e pressão, mostraram que as faces traseiras da turbina podem contribuir com os valores de unitários de torque gerado por pá. Portanto, no que tange a simulação numérica para o cálculo de torque, é sugerido a inclusão das faces traseiras das pás da turbina nos cálculos de geração de torque para cada vazão de teste.



## Referências

SISTEMA NACIONAL DE INFORMAÇÕES SOBRE SANEAMENTO. **Diagnóstico dos Serviços de Água e Esgotos**. Disponível em: <http://www.snis.gov.br/diagnostico-agua-e-esgotos/diagnostico-ae-2017>. Acesso em: Mai. 2019.

ASSIS, O. **Métodos de ensaios de hidrômetros**. D.A.E, 1. 1936.

COUTINHO, A. S. **Organização de um serviço de hidrômetros**. D.A.E, 37. 1960

OLIVEIRA, W. E. **Obrigatoriedade do uso de hidrômetros**. D.A.E, 51. 1963

TEDESCO, G. **Hidrômetros de transmissão magnética**. D.A.E, 73. 1969.

MUTCHNIK, O. **Hidrômetros**. D.A.E, 82. 1971.

MEINECKE, W. **Measuring characteristics of water meters**. Aqua, 4, 1984. p. 233-237.

OLIVEIRA, A. F. **Investigação da flutuação da vazão como componente da incerteza de medição, na calibração de medidores de água velocimétrico**. Dissertação (Mestrado) – Universidade Metodista de Piracicaba, Santa Bárbara do Oeste, 2006.

TEGTMEIER, C. **CFD analysis of viscosity effects on turbine flow meter performance and calibration**. Dissertação (Mestrado) – Universidade do Tennessee, Knoxville, 2015.

WALTER, D., MASTALLER M., KLINGEL P. **Accuracy of Single-Jet and Multi-Jet Water Meters under the Influence of the Filling Process in Intermittently Operated Pipe Networks**. IWA Water IDEAS 2016 Conference. Bologna, Italy. 2016.

STUHLIK, A. FRANK, S. **Eccentric Rotor Position as a Means of Optimization of Sirocco Type Fans**. (em alemão). HLH. 2011.

LARRAONA, G., RIVAS, A., RAMOS, J. **Computational Modeling and Simulation of a Single-Jet Water Meter**. Journal of Fluids Engineering-transactions of The Asme - J FLUID ENG. 130. 10.1115/1.2911679. 2008.

ARREGUI, F., CABRERA, E. J. COBACHO, R., GAREFA-SERRA, J. **Key Factor Affecting Water Meter Accuracy**. Leakeage, Halifax, Canada. 2005.

WANG, X. **CFD Simulation of complex flows in turbomachinery and robust optimization of blade design**. Tese (Doutorado) – Universidade de Bruxelas, Bruxelas, 2010.

BUKLE, U., DURST, F., HOWE, B., MELLING, A. **Investigation of a Floating Element Flowmeter**. Flow Meas. Instrum., 3, pp 215-225. 1992.

AVRAHAM, T., 2017. **Understanding The k- $\epsilon$  Turbulence Model**. Disponível em: <<https://cfdisraelblog.wordpress.com/2017/04/27/understanding-the-k-%CE%B5-turbulence-model%E1%A5/>>. Acesso: Mar. 2018.

AVRAHAM, T., **Understanding The k- $\omega$  SST Model**. 2017. Disponível em: <<https://cfdisraelblog.wordpress.com/2017/03/23/understanding-the-k-%CF%89-sst-model/>>. Acesso: Mar. 2018.

AVRAHAM, T. **Understanding the Boussinesq Hypothesis and the Eddy-Viscosity Concept**. Disponível em: <<https://cfdisraelblog.wordpress.com/2018/01/29/the-bousinesq-hypothesis-thinking-out-of-the-box/>>. Acesso: Mar. 2018.

AVRAHAM, T. **Advanced ANSYS Fluent Course – Turbulence Modeling**. Disponível em: <<https://cfdisraelblog.wordpress.com/2018/03/24/advanced-ansys-fluent-course-turbulence-modeling/>>. Acesso: Mar. 2018.

ISO 4064-1:2014 (OIML R49). **Water meters for cold potable water and hot water -- Part 1: Metrological and technical requirements**. Standards ISO.

ANSYS INC. **Ansys CFX 19.1 User Help**. 2018.

WHITE, F. M. **Fluids Mechanics**. McGraw-Hill, New York. 2007.

ÇENGEL, Y. A. **Mecânica dos Fluidos, Fundamentos e Aplicações**. McGraw-Hill, New York. 2015.

WIMSHURT, A. **What is the difference between  $y^+$  and  $y^*$ ?**. Disponível em:<  
<https://www.youtube.com/watch?v=nSdVaF3JnI0/>>.  
 Acesso: Abr. 2018.

POPE, S. B. **Turbulent Flows**. Cornell University, New York. 2000.

SALIM M., CHEAH S.C. **Wall  $y^+$  Strategy for Dealing with Wall-bounded Turbulent Flows**. IMECS 2009, March 18 - 20, 2009, Hong Kong. 978-988-17012-7-5

SCHLICHTING H., GERSTEN K. **Boundary-Layer Theory**. Springer-Verlag Berlin Heidelberg. 2017.

NAVARRO F. A. C. **Análise da influência de impelidores laterais no tempo de mistura em tanques de estocagem de diesel com o uso da fluidodinâmica computacional**. Dissertação (Mestrado) – Universidade Estadual de Campinas, Campinas, 2011.

BARCZAK N. **Practical CFD Modeling: Mesh Deformation**. Disponível em:<  
<https://www.youtube.com/watch?v=PqBDEsOEVBk&list=PLhupav37c1P96025AWMashika9JvGCgEr&index=18/>>.  
 Acesso: Abr. 2019.

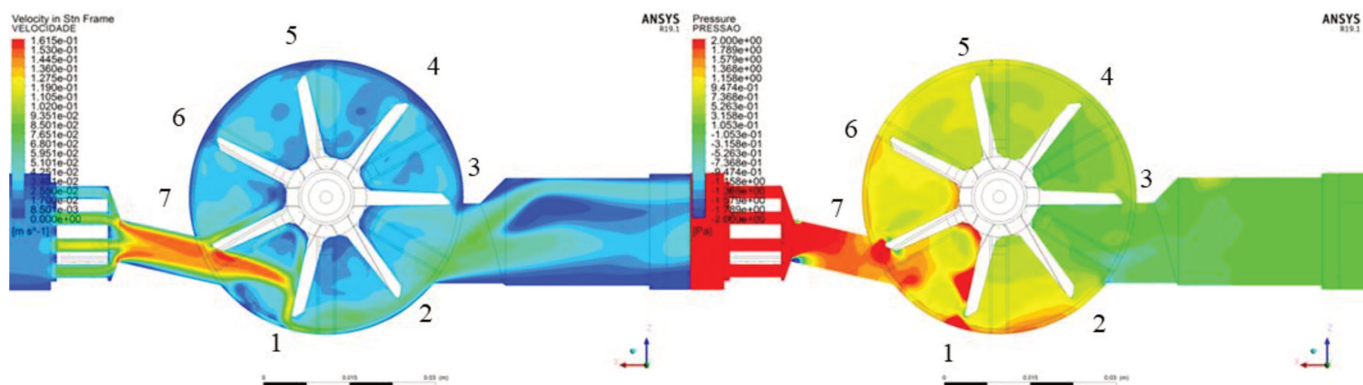
Moura N. **Simulação fluidodinâmica computacional de desempenho de um impelidor de um compressor centrífugo**. Dissertação (Mestrado) – Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 2008.

ZANCANARO F. V. **Análise numérica e experimental da combustão de metano em motores de combustão interna alternativos**. Dissertação (Mestrado) – Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2014.

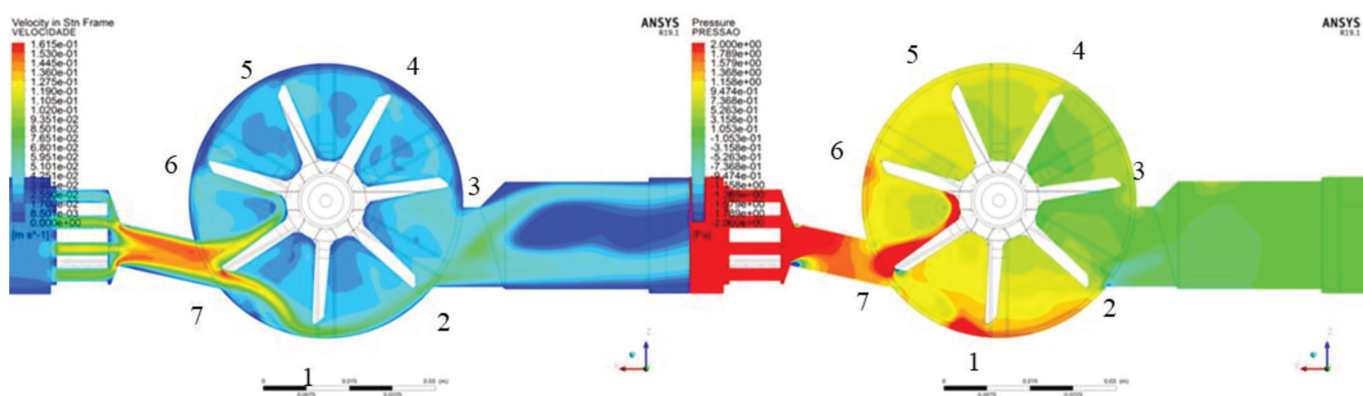
McDONOUGH J. M. **Lectures in Computational Fluid Dynamics of Incompressible Flow: Mathematics, Algorithms and Implementations**. Mechanical Engineering Textbook Gallery. 4. University of Kentucky. 2007

## ANEXO A – Perfis de velocidade e pressão - $Q_2= 16$ l/h

Posição:  $0^\circ$



Posição:  $10^\circ$



Posição:  $20^\circ$

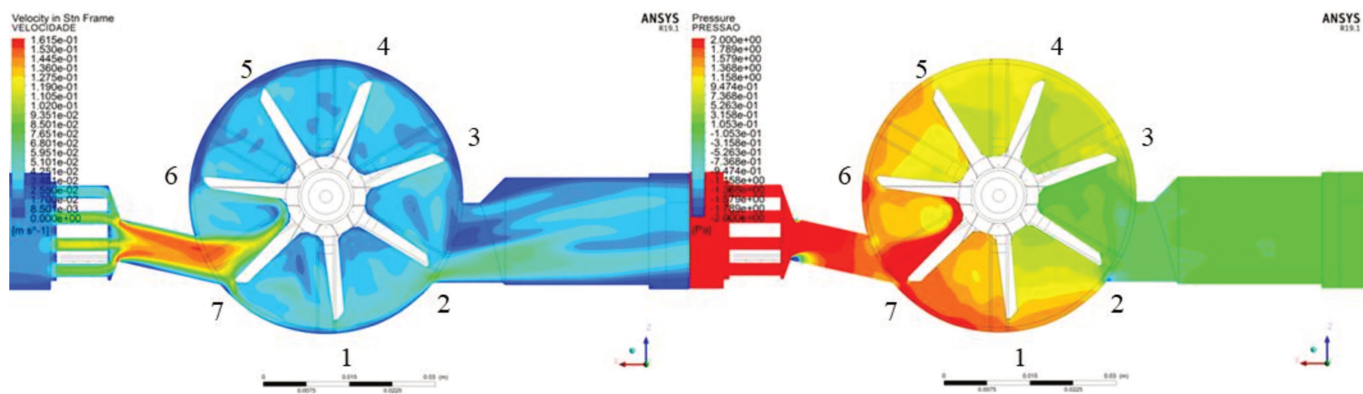


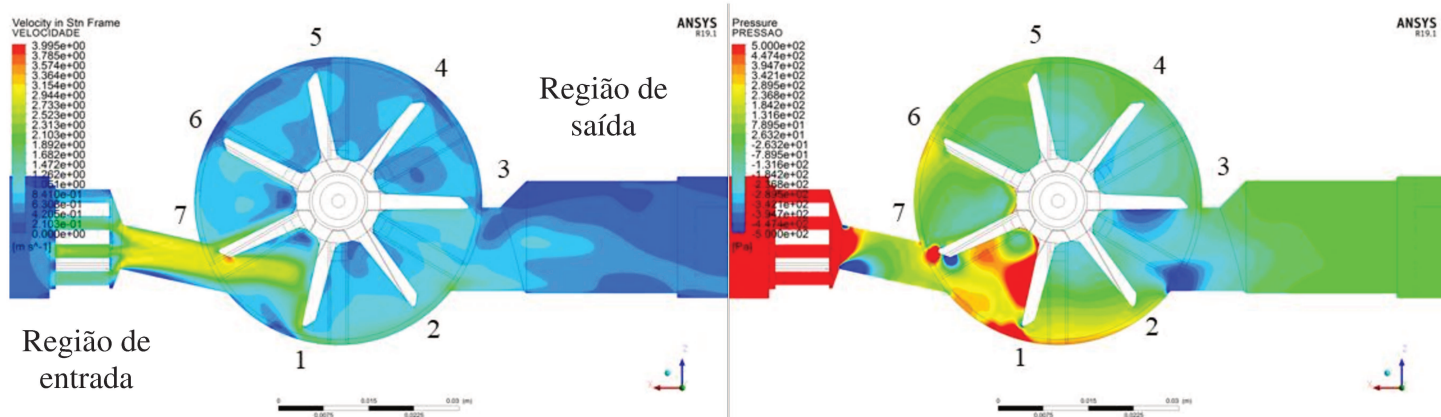
Figura 40: Resultados I de perfis de velocidade e pressão no plano médio.  $Q_2=16$  l/h



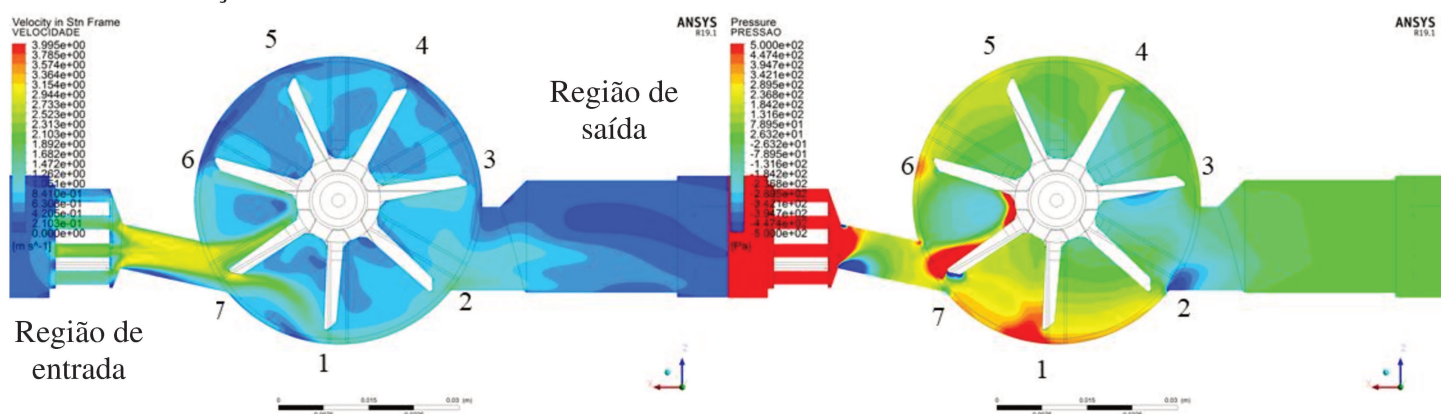


## ANEXO B – Perfis de velocidade e pressão - $Q_x= 350$ l/h

Posição:  $0^\circ$



Posição:  $10^\circ$



Posição:  $20^\circ$

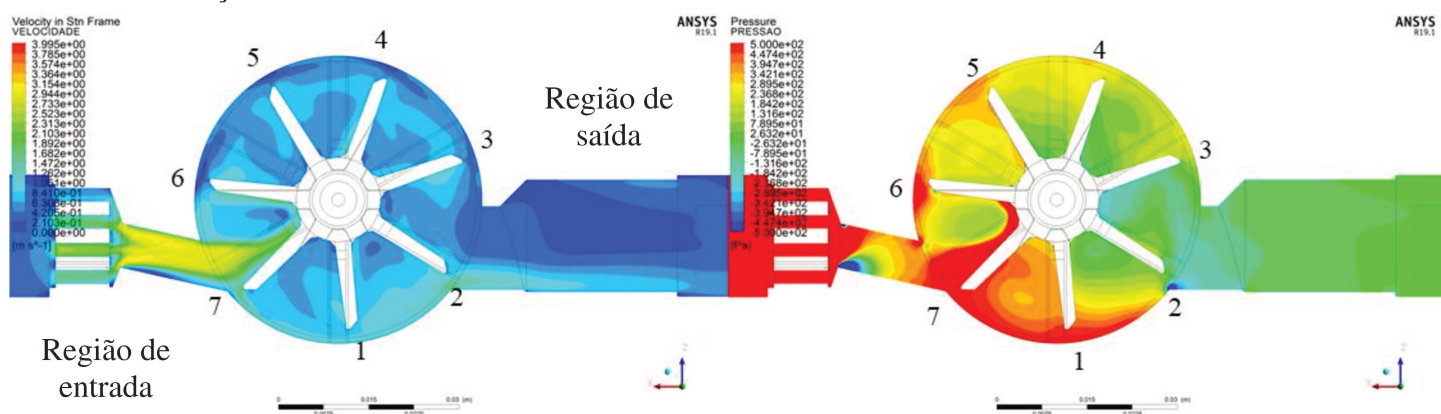
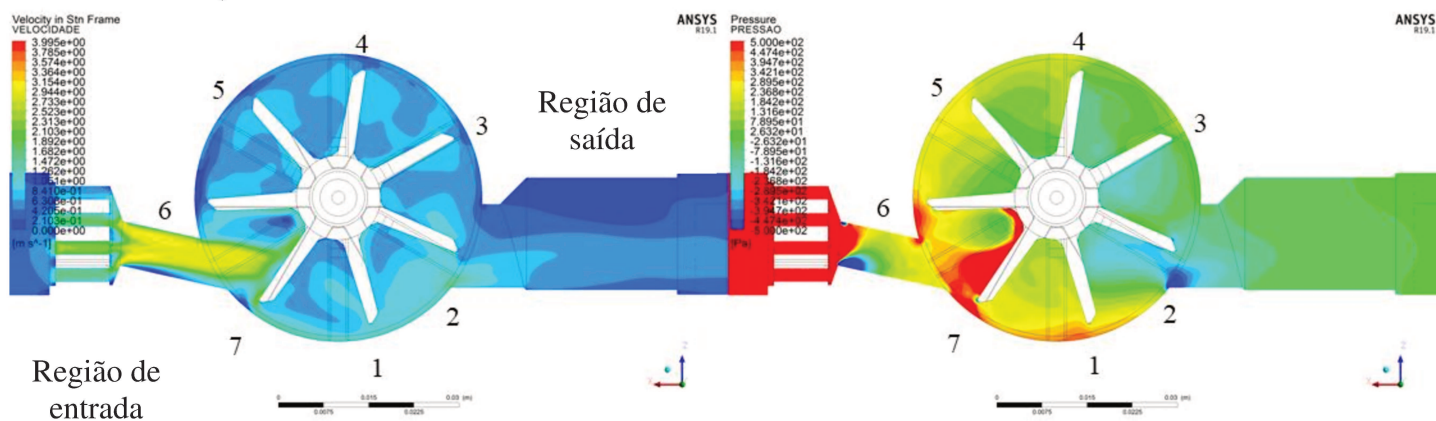
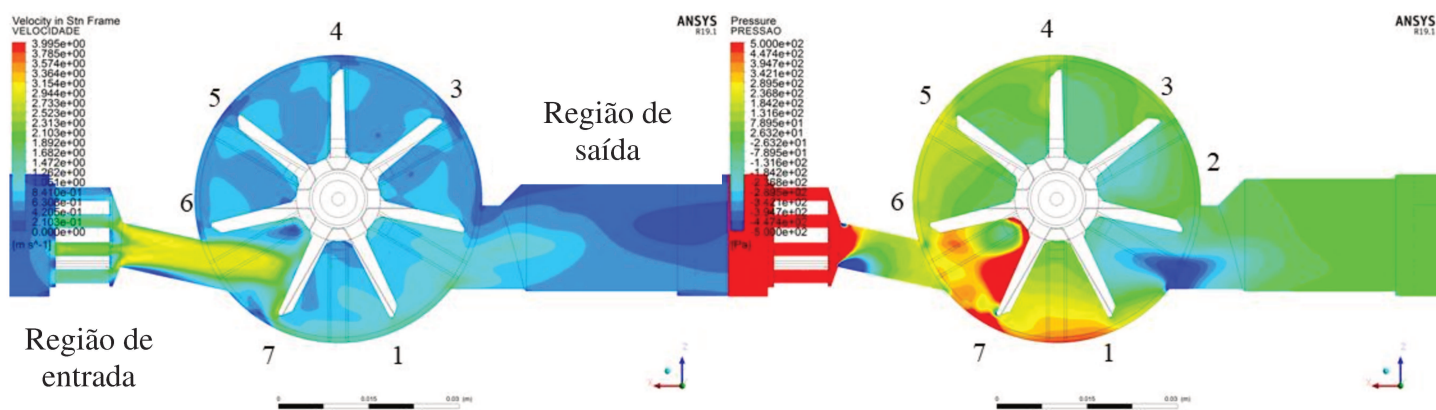


Figura 42: Resultados I de perfis de velocidade e pressão no plano médio.  $Q_x=350$  l/h

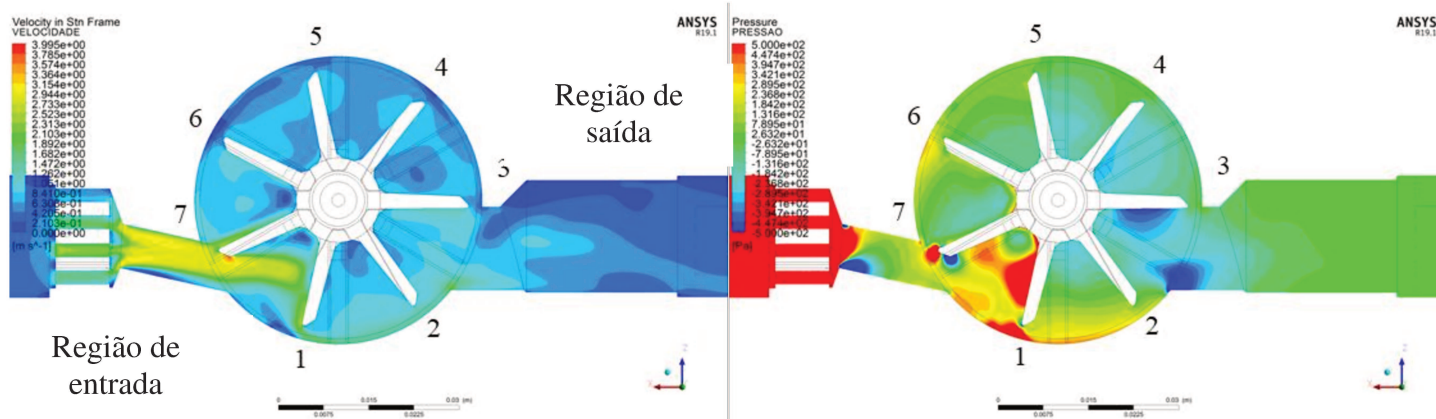
Posição: 30°



Posição: 10°

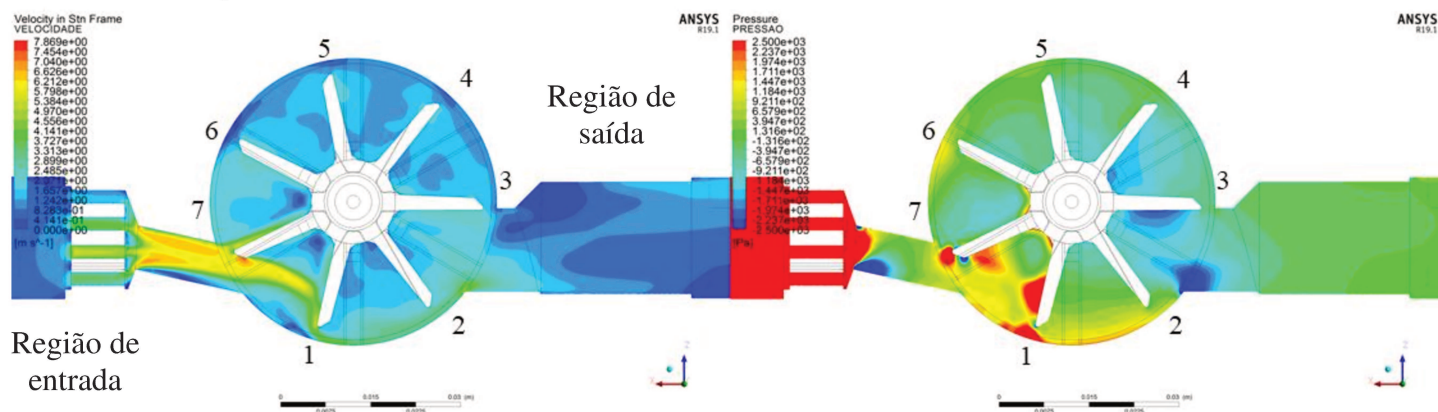


Posição: 51.43°

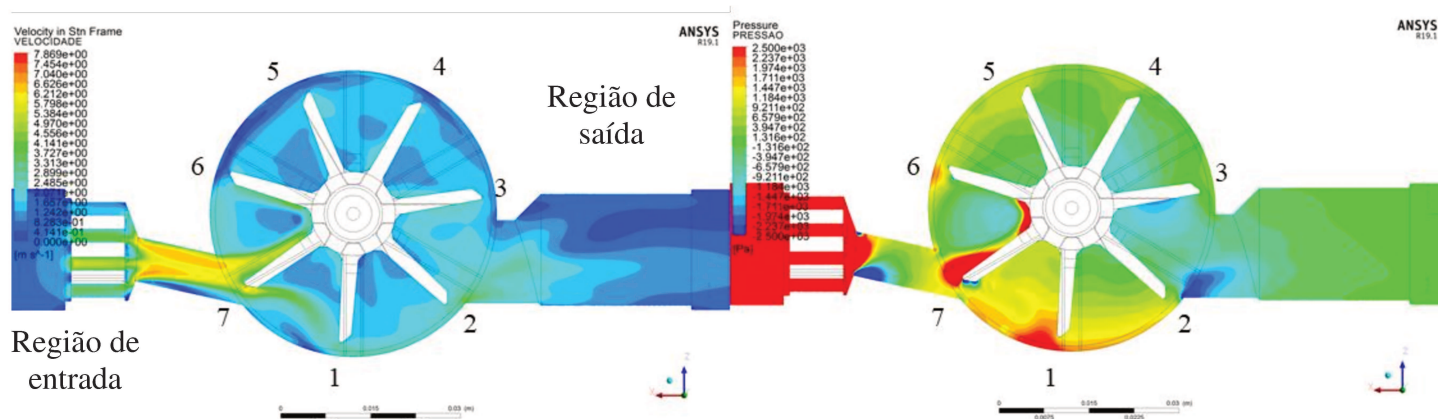
Figura 43: Resultados II de perfis de velocidade e pressão no plano médio.  $Q_x=350$  l/h

## ANEXO C – Perfis de velocidade e pressão - $Q_Y = 750$ l/h

Posição:  $0^\circ$



Posição:  $10^\circ$



Posição:  $20^\circ$

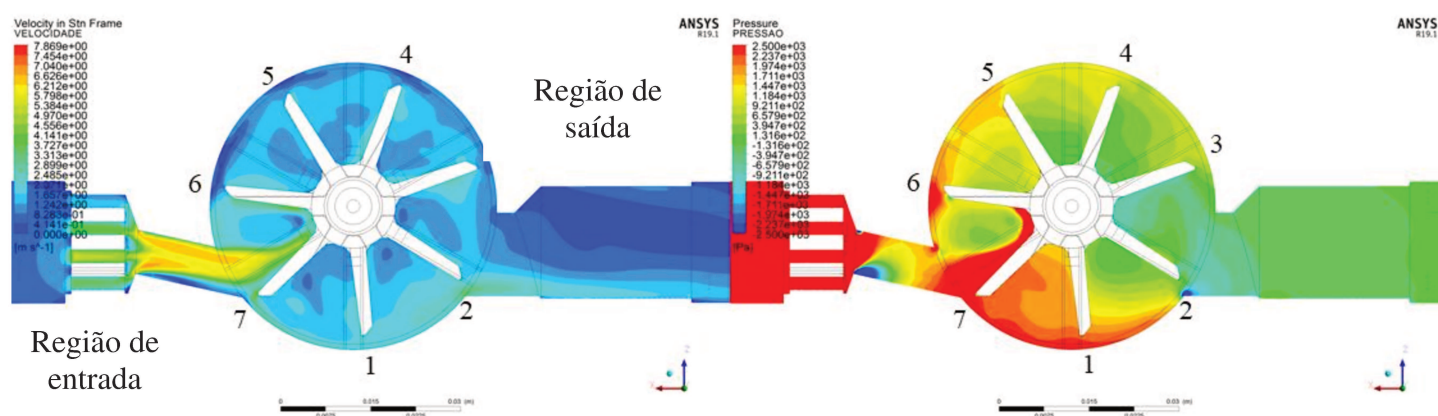
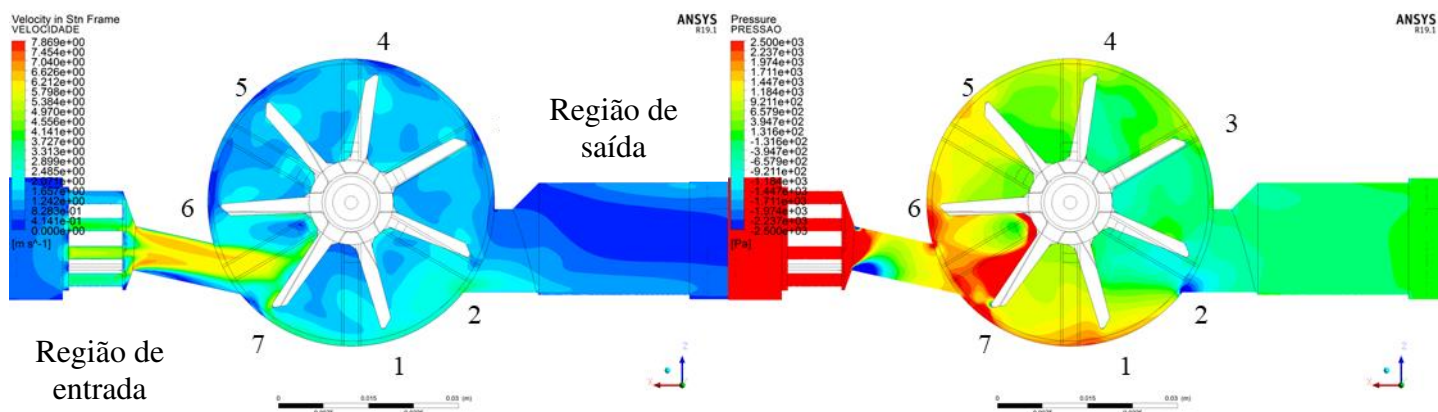


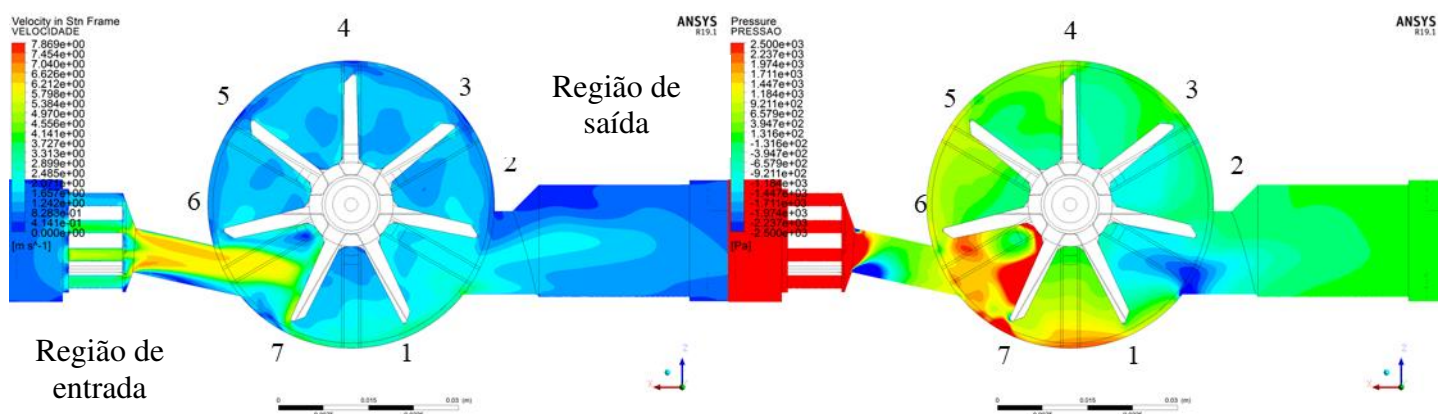
Figura 44: Resultados I de perfis de velocidade e pressão no plano médio.  $Q_Y = 750$  l/h



Posição: 30°



Posição: 40°



Posição: 51.43°

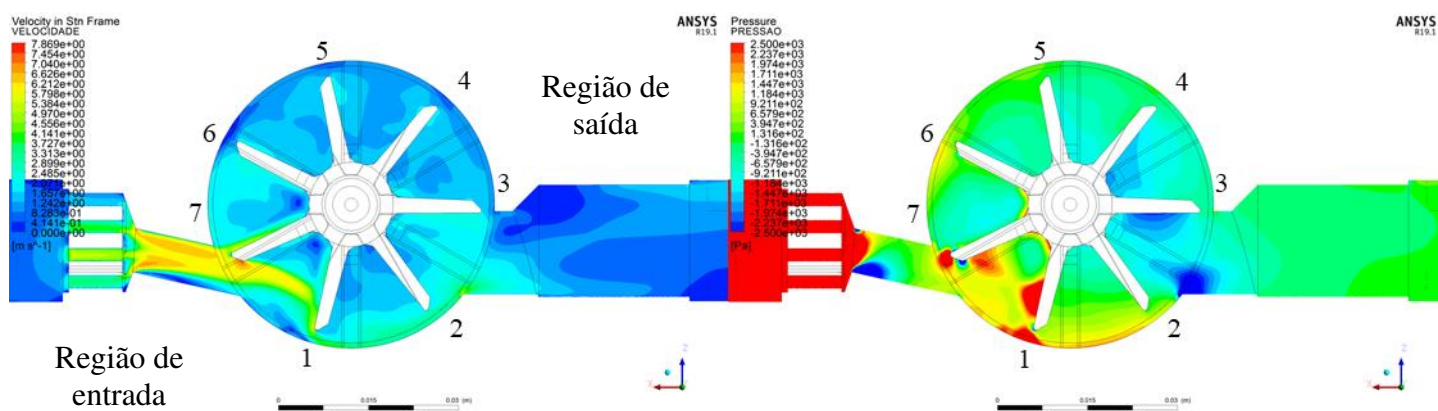
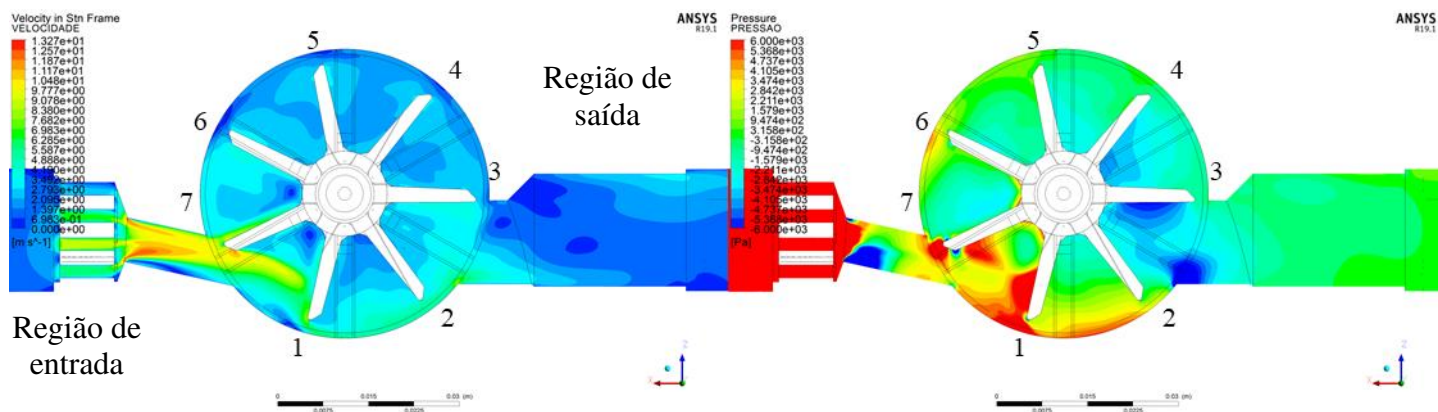


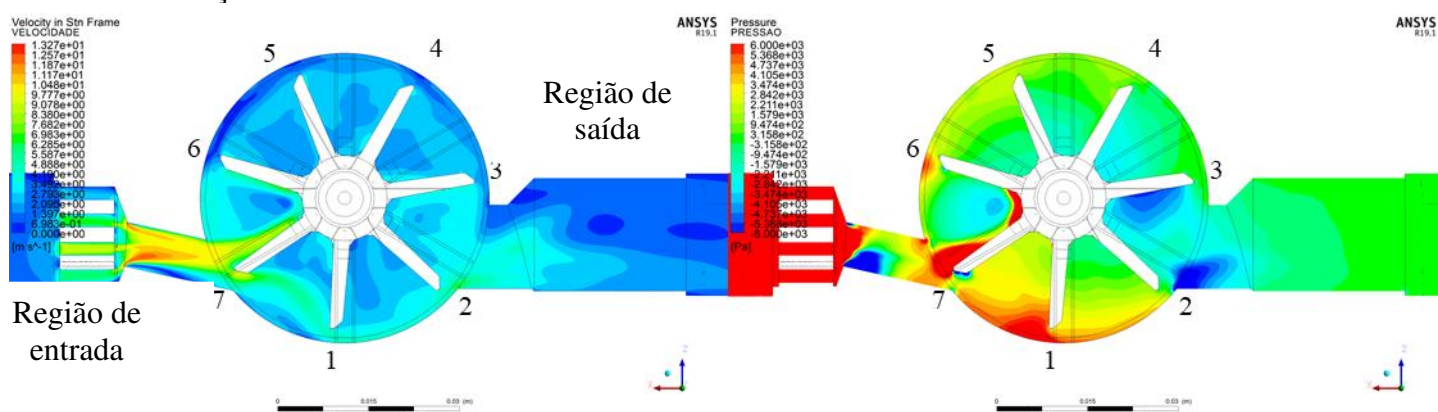
Figura 45: Resultados II de perfis de velocidade e pressão no plano médio. QY=750 l/h

## ANEXO D – Perfis de velocidade e pressão – $Q_4=1250$ l/h

Posição:  $0^\circ$



Posição:  $10^\circ$



Posição:  $20^\circ$

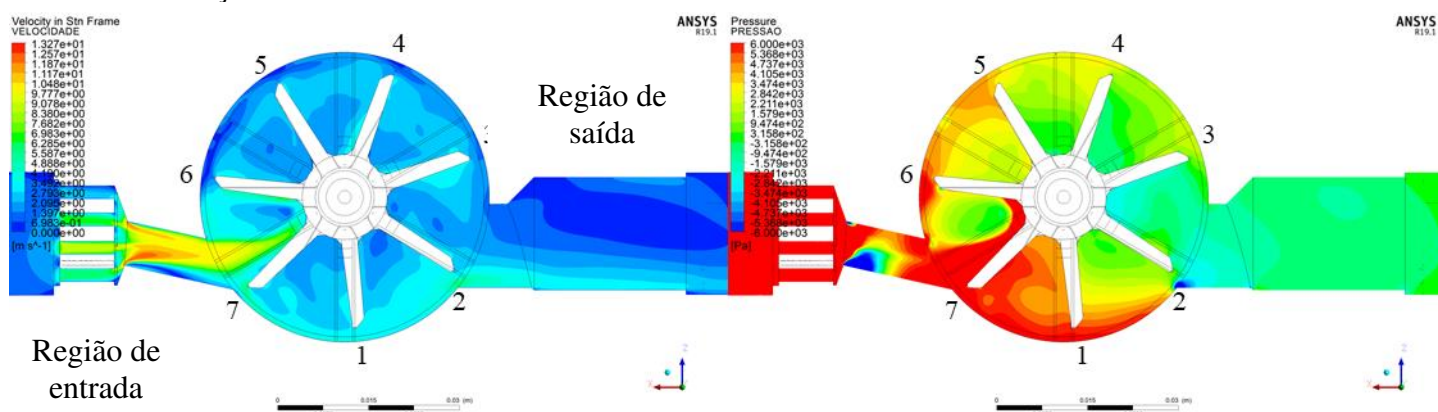


Figura 46: Resultados I de perfis de velocidade e pressão no plano médio.  $Q_4=1250$  l/h



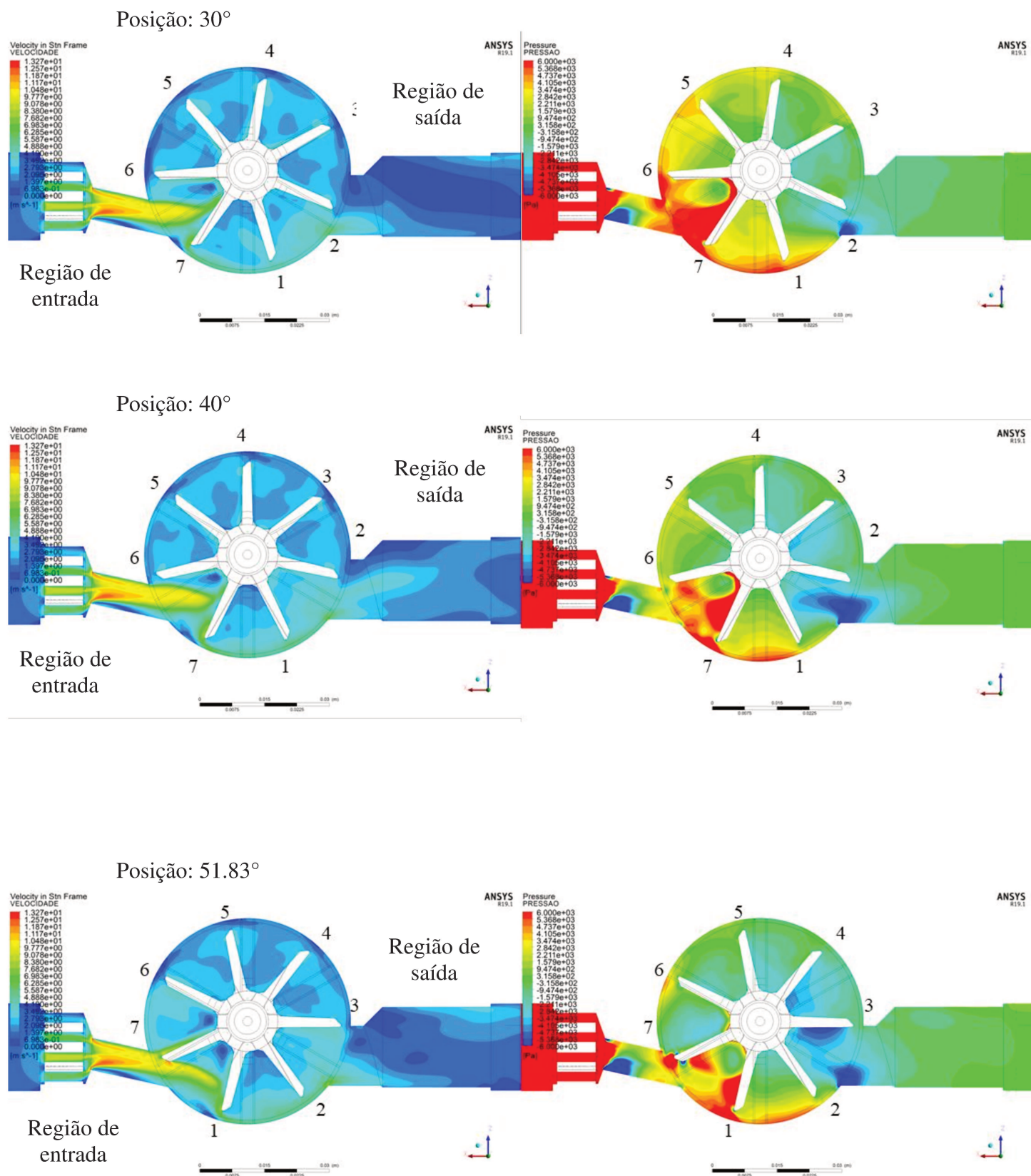


Figura 47: Resultados II de perfis de velocidade e pressão no plano médio.  $Q_4=1250$  l/h

## APÊNDICE A – Relação entre velocidade angular da turbina e erro metrológico

De acordo com a norma ISO 4064/2014, o erro metrológico pode ser calculado como:

$$erro \% = \left( \frac{Volume_{Reg} - Volume_{Real}}{Volume_{Real}} \right) \times 100 \quad (14)$$

Conforme definido por Meinecke (1984), o volume real pode cálculo como a multiplicação entre um período definido e a vazão.

$$Volume_{Real} = T \times Q \quad (15)$$

A velocidade angular da turbina é intrínseca ao período  $T$ .

$$T = \left( \frac{2\pi/7}{\omega_{T_{num}}} \right) \quad (16)$$

Das equações 12 e 13, se obtém:

$$Volume_{Real} = \left( \frac{2\pi/7}{\omega_{T_{num}}} \right) \times Q \quad (17)$$

O volume registrado pela turbina em um período  $T$  de revolução é:

$$Volume_{Reg} = \left( \frac{1}{7} \right) \times K^{-1} \quad (18)$$

Conforme a equação 6, tem-se que a velocidade angular teórica é:

$$\omega_{T_{teórico}} = 2\pi K Q \quad (19)$$

Substituindo a equação 16 em 15, se obtém:

$$Volume_{Reg} = \left( \frac{2\pi/7}{\omega_{T_{teórico}}} \right) \times Q \quad (20)$$

Substituindo 14 e 17 na equação 11, por final se obtém:

$$erro \% = \left( \frac{\omega_{T_{num}} - \omega_{T_{teórico}}}{\omega_{T_{teórico}}} \right) = \left( \frac{rpm_{num} - rpm_{real}}{rpm_{real}} \right) \quad (21)$$