

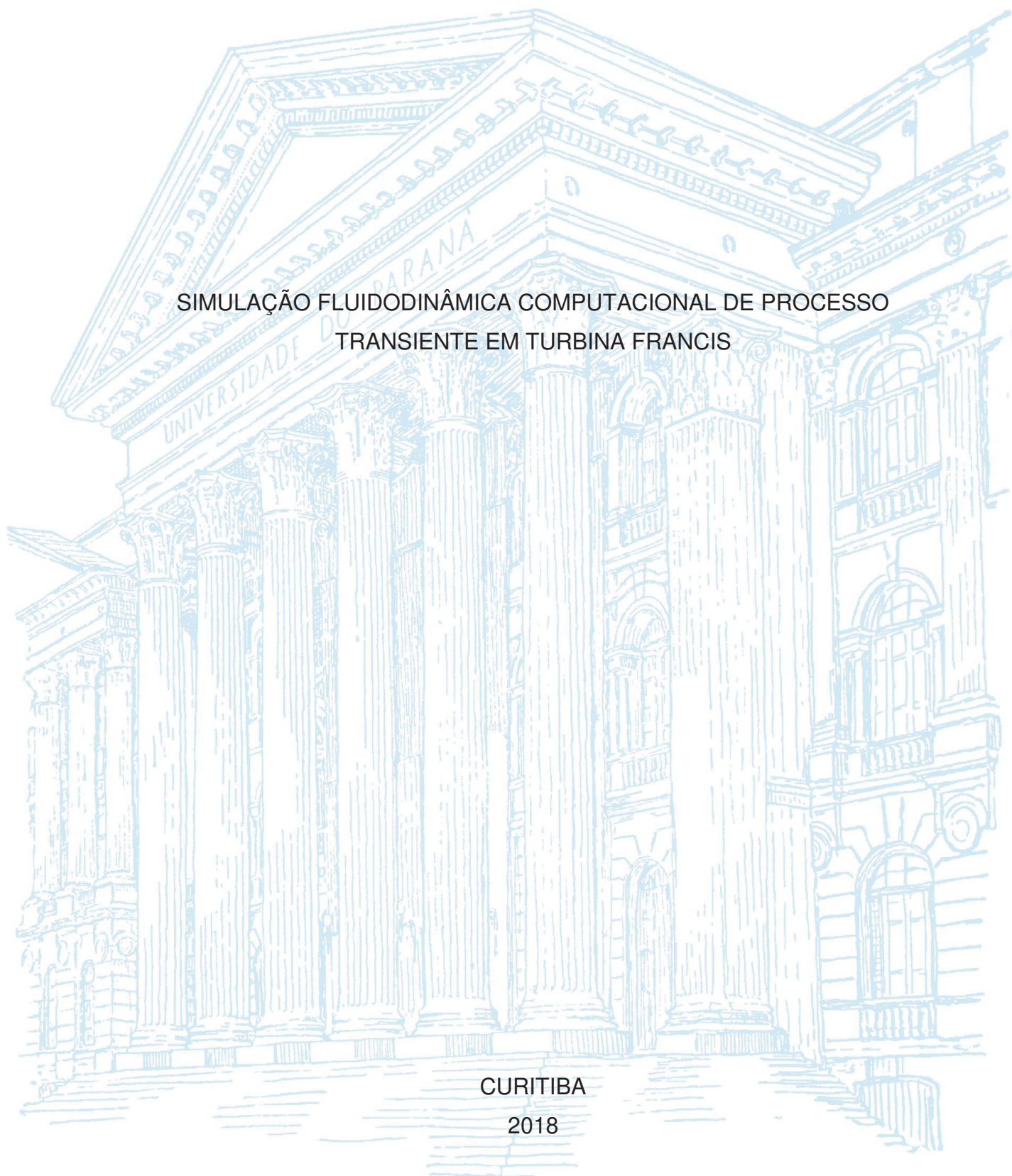
UNIVERSIDADE FEDERAL DO PARANÁ

LUIZ FERNANDO ZUBELDIA DAL POSSO

SIMULAÇÃO FLUIDODINÂMICA COMPUTACIONAL DE PROCESSO  
TRANSIENTE EM TURBINA FRANCIS

CURITIBA

2018



LUIZ FERNANDO ZUBELDIA DAL POSSO

SIMULAÇÃO FLUIDODINÂMICA COMPUTACIONAL DE PROCESSO  
TRANSIENTE EM TURBINA FRANCIS

Monografia apresentada ao curso de Pós-Graduação em Métodos Numéricos em Engenharia, Setor de Ciências Exatas e Setor de Tecnologia, Universidade Federal do Paraná, como requisito parcial à obtenção do título de Especialista em Métodos Numéricos em Engenharia.

Orientador: Prof. Dr. Eloy Kaviski

Coorientadora: Profa. Dra. Liliana M. Gramani

CURITIBA

2018



## TERMO DE APROVAÇÃO

LUIZ FERNANDO ZUBELDIA DAL POSSO

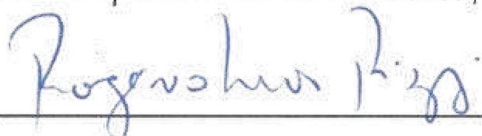
### SIMULAÇÃO FLUIDODINÂMICA COMPUTACIONAL DE PROCESSO TRANSIENTE EM TURBINA FRANCIS

Monografia apresentada ao curso de Pós-Graduação em Métodos Numéricos em Engenharia, Setor de Ciências Exatas e Setor de Tecnologia, Universidade Federal do Paraná, como requisito parcial à obtenção do título de Especialista em Métodos Numéricos em Engenharia.

---

Prof. Dr. Eloy Kaviski

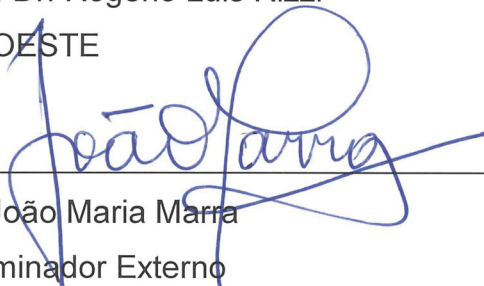
Orientador – Departamento de Hidráulica, UFPR



---

Prof. Dr. Rogério Luis Rizzi

UNIOESTE



---

Dr. João Maria Marra

Examinador Externo

Curitiba, 14 de dezembro de 2018.

À minha família.

## **AGRADECIMENTOS**

À minha mãe Inês e ao meu pai Rui por todo apoio, incentivo e carinho que dedicaram a mim nestes últimos meses. Ao meu irmão Douglas, pelos conselhos e apoio e parceria.

Ao meu orientador Eloy Kaviski e à minha coorientadora Liliana Gramani, pelos ensinamentos transmitidos durante a realização deste estudo e deste curso.

Ao engenheiro João Marra por continuar me proporcionando ótimas experiências nesta área da engenharia mecânica.

Agradeço também a toda equipe do CEASB por todo o apoio durante este estudo. Em especial à Alexandra, que trabalhou muito para o sucesso do curso e que me apoiou em toda trajetória, e aos bons amigos Christian, Christiano, Edson e Luan por várias boas ideias, apoio e parceria durante este estudo e o curso.

Ao PTI-CEASB por viabilizar o programa de Especialização em Métodos Numéricos em Engenharia, permitindo que me aperfeiçoe ainda mais e por prover toda a estrutura necessária ao desenvolvimento deste estudo.

À equipe do PTI Educação, que também foi fundamental para o bom andamento da especialização.

À ITAIPU BINACIONAL, por fornecer os documentos técnicos e dados necessários para o desenvolvimento do estudo.

“Study hard what interests you the most in the most undisciplined, irreverent  
and original manner possible.”

RICHARD FEYNMAN

## RESUMO

A matriz energética elétrica brasileira é composta na sua maioria por fontes de energia limpas e renováveis. A maior parcela dessas fontes é composta por usinas hidrelétricas as quais possuem grande capacidade de fornecimento de energia e elevada flexibilidade operativa, atuando assim tanto para suprir a demanda energética quanto para regular o sistema elétrico interligado. Entretanto, o aumento na participação de fontes de energia solar e eólica na matriz energética mundial tem exigido ainda mais flexibilidade operativa de turbinas hidráulicas, uma vez que essas novas fontes apresentam comportamento intermitente. A modelagem CFD de transientes hidráulicos ajuda a esclarecer fenômenos e esforços aos quais turbinas hidráulicas estão sujeitas durante as operações realizadas para garantir a estabilidade do sistema elétrico. Entretanto, essa modelagem necessita da técnica de deformação de malha, a qual apresenta desafios próprios para sua adequada aplicação. Neste trabalho é utilizado o Modelo *Displacement Diffusion* para modelar uma variação de condição de operação uma turbina Francis a partir de uma condição inicial de operação em alta cara para uma condição de máximo rendimento.

Palavras-chave: Transiente hidráulico. Deformação de malha. Variação de carga. CFD. Turbina Francis.

## **ABSTRACT**

The Brazilian electric power matrix is composed mostly of clean and renewable energy sources. The most of these sources are composed by hydraulic power plants. These sources have great capacity of power supply and high operational flexibility what allow then to supply energy demand as well as regulate the interconnected power system. However, the increase in the share of solar and wind energy sources in the world energy matrix has required even more operational flexibility from hydraulic turbines, since these new sources have intermittent behavior. CFD modeling of hydraulic transients helps clarify phenomena and stresses to which hydraulic turbines are subjected during operations performed to guarantee the stability of the electrical system. However, this modeling requires the technique of mesh deformation, which presents challenges for its proper application. In this work the Displacement Diffusion Model is used to model the changing of operating condition in a Francis turbine from an initial condition of full load to a best efficiency point operating condition.

Keywords: Hydraulic transient. Mesh deformation. Load change. CFD. Francis turbine.

## LISTA DE FIGURAS

FIGURA 1 – BALANÇO DIFERENCIAL EM UM VOLUME DE CONTROLE BIDIMENSIONAL.....	20
FIGURA 2 – EXEMPLO DE APLICAÇÃO DE REMALHAMENTO .....	25
FIGURA 3 – CAIXA ESPIRAL.....	27
FIGURA 4 – PRÉ DISTRIBUIDOR.....	27
FIGURA 5 - DISTRIBUIDOR À ESQUERDA E UMA PALHETA DIRETRIZ À DIREITA.....	28
FIGURA 6 - DESENHO ESQUEMÁTICO DA RODA DA TURBINA DE ITAIPU. ....	29
FIGURA 7 - RODA DA TURBINA DE ITAIPU. ....	29
FIGURA 8 – MODELO GEOMÉTRICO DA REGIÃO DE FLUIDO DO CONJUNTO CAIXA ESPIRAL, PRÉ-DISTRIBUIDOR E DISTRIBUIDOR.....	30
FIGURA 9 – MODELO GEOMÉTRICO DA REGIÃO DE FLUIDO DA RODA DA TURBINA. ....	31
FIGURA 10 – MODELO GEOMÉTRICO DA REGIÃO DE FLUIDO DO TUBO DE SUCÇÃO.....	31
FIGURA 11 – MALHA COMPUTACIONAL DO DOMÍNIO SIMULADO.....	32
FIGURA 12 – CORTE DA MALHA DO CONJUNTO CAIXA ESPIRAL, PRÉ- DISTRIBUIDOR E DISTRIBUIDOR. ....	33
FIGURA 13 – CORTE DA MALHA DA RODA DA TURBINA. ....	34
FIGURA 14 – CORTE DA MALHA DO TUBO DE SUCÇÃO E DETALHE DO REFINAMENTO DE PAREDE. ....	34
FIGURA 15 – CURVA DE COLINA DAS TURBINAS DE ITAIPU .....	36
FIGURA 16 – LOCALIZAÇÃO DA CONDIÇÃO DE CONTORNO DE ENTRADA.....	37
FIGURA 17 – LEI DE VARIAÇÃO DA VAZÃO E DA ABERTURA DO DISTRIBUIDOR. ....	38
FIGURA 18 – LOCALIZAÇÃO DA CONDIÇÃO DE CONTORNO DE SAÍDA. ....	38
FIGURA 19 – SISTEMA DE COORDENADAS LOCAL DE UMA DAS PALHETAS DIRETRIZES.....	39
FIGURA 20 – REGIÃO COM MOVIMENTO DE NÓS DA MALHA PARALELOS À SUPERFÍCIE.....	40

FIGURA 21 - CAMPOS DE PRESSÃO ABSOLUTA PARA O ESTADO INICIAL, ALTA CARGA (ESQUERDA) E ESTADO FINAL, MÁXIMO RENDIMENTO (DIREITA).....	41
FIGURA 22 - DESAPARECIMENTO DO VÓRTICE DE ALTA CARGA DURANTE A MUDANÇA DE CONDIÇÃO DE OPERAÇÃO.....	42
FIGURA 23 – LINHAS DE CORRENTE PARA O ESTADO INICIAL, ALTA CARGA (ESQUERDA) E ESTADO FINAL, MÁXIMO RENDIMENTO (DIREITA).....	42
FIGURA 24 - CURVA DE POTÊNCIA OBTIDA DURANTE A SIMULAÇÃO TRANSIENTE. ....	42

## LISTA DE TABELAS

TABELA 1 – DADOS CARACTERÍSTICOS DAS TURBINAS DE ITAIPU .....	26
TABELA 2 – DADOS DA MALHA PARA CADA COMPONENTE. ....	32
TABELA 3 – DADOS PARA CONDIÇÕES DE CONTORNO.....	36

## LISTA DE ABREVIATURAS OU SIGLAS

CFD	- Dinâmica dos Fluidos Computacional
RANS	- Equações Médias de Reynolds
SST	- <i>Shear Stress Transport</i>
RMS	- Raíz Média Quadrática

## LISTA DE SÍMBOLOS

$U_i$	Velocidade
$\bar{U}_i$	Componente média da velocidade
$u_i$	Componente da velocidade variável com o tempo
$\Delta$	Variação
$t$	Tempo
$\rho$	Massa específica
$p$	Pressão
$x$	Variável de espaço
$\tau_{ij}$	Tensor de tensão
$S_M$	Soma das força de corpo por unidade de volume
$\rho \overline{u_i u_j}$	Tensor de Reynolds
$\tilde{P}_k$	Limitador de produção de turbulência do modelo SST
$S$	Medida invariante da taxa de deformação
$F_1$	Primeira função de mesclagem do modelo SST
$F_2$	Segunda função de mesclagem do modelo SST
$y$	Distância até a parede mais próxima no modelo SST
$\sigma_{k1}$	Constante do modelo SST
$\sigma_{\omega 1}$	Constante do modelo SST
$\alpha_1$	Constante do modelo SST
$\alpha_2$	Constante do modelo SST
$\sigma_{k2}$	Constante do modelo SST
$\sigma_{\omega 2}$	Constante do modelo SST
$\beta_1$	Constante do modelo SST
$\beta_2$	Constante do modelo SST
$\Gamma_{disp}$	Rigidez da malha do modelo <i>Displacement Diffusion</i>
$\delta$	Deslocamento relativo
$V_{ref}$	Volume de referência
$V$	Volume do elemento
$C_{stiff}$	Coeficiente de rigidez do modelo
$L_{ref}$	Comprimento de referência
$d$	Distância entre um nó da malha e a fronteira

## SUMÁRIO

<b>1 INTRODUÇÃO</b> .....	<b>16</b>
1.1 JUSTIFICATIVA.....	16
1.2 OBJETIVOS.....	17
1.2.1 Objetivo geral.....	17
1.2.2 Objetivos específicos .....	17
<b>2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA</b> .....	<b>18</b>
2.1 TURBINAS FRANCIS .....	18
2.2 TRANSIENTES EM TURBINAS.....	18
2.3 DINÂMICA DOS FLUIDOS COMPUTACIONAL.....	19
2.3.1 Método dos volumes finitos.....	19
2.3.2 Equações Médias de Reynolds (RANS).....	21
2.3.3 Modelo <i>Shear Stress Transport</i> (SST) .....	22
2.4 MÉTODOS DE MOVIMENTAÇÃO DE FRONTEIRA .....	24
2.4.1 Método de Difusão do Deslocamento ( <i>Displacement Diffusion</i> ) .....	24
2.4.2 Remalhamento.....	25
<b>3 OBJETO DE ESTUDO</b> .....	<b>26</b>
3.1 CAIXA ESPIRAL.....	26
3.2 PRÉ-DISTRIBUIDOR.....	27
3.3 DISTRIBUIDOR .....	27
3.4 RODA DA TURBINA .....	28
3.5 TUBO DE SUCÇÃO.....	29
<b>4 CONFIGURAÇÃO DO MODELO</b> .....	<b>30</b>
4.1 GEOMETRIA .....	30
4.2 MALHA COMPUTACIONAL .....	31
4.3 ESQUEMA NUMÉRICO.....	34
4.4 CONDIÇÕES DE CONTORNO.....	35
4.4.1 Condição de entrada.....	36
4.4.2 Condição de saída .....	38
4.4.3 Condição de parede.....	38
<b>5 RESULTADOS</b> .....	<b>41</b>
<b>6 CONSIDERAÇÕES FINAIS</b> .....	<b>43</b>
6.1 CONCLUSÃO .....	43
6.2 RECOMENDAÇÕES PARA TRABALHOS FUTUROS .....	43
<b>REFERÊNCIAS</b> .....	<b>45</b>

## 1 INTRODUÇÃO

As hidroelétricas são uma das mais antigas fontes de energias renováveis, tendo no Brasil um importante papel na composição de sua matriz energética e para regularização do sistema elétrico interligado.

Devido à introdução de fontes de energia com comportamento intermitente, como a solar e eólica, tem se requisitado ainda mais flexibilidade na operação de hidroelétricas uma vez que alternâncias na demanda de carga se tornam mais frequentes resultando na ocorrência de regimes transientes durante a operação (JAKOBSEN; HOLST, 2017).

Regimes transientes em turbinas hidráulicas são transições de um ponto de operação para outro, controlado pela abertura do distribuidor e carga sobre o gerador. Exemplos de tais processos são a partida ou parada da turbina, aceitação ou rejeição de carga, desligamento de emergência entre outros. A maioria desses processos está distante das melhores condições de operação da turbina, passando por áreas de operação instável nas quais diversos fenômenos hidráulicos podem ocorrer (CHERNY et al, 2010).

Este trabalho utilizará a dinâmica dos fluídos computacional para modelar escoamento nas turbinas de Itaipu durante a realização de regimes transientes.

### 1.1 JUSTIFICATIVA

As variações entre a demanda e a oferta de energia muitas vezes perturbam o sistema elétrico, obrigando turbinas hidráulicas a atuarem de forma a estabilizar o sistema. Nesse processo as turbinas experimentam diversos regimes transientes. Tais condições impõem maiores esforços à turbina, os quais podem induzir a ocorrência de fadiga e a um aumento no custo operacional (TRIVEDI; GANDHI; CERVANTES, 2013).

Poucos estudos numéricos foram desenvolvidos a respeito dos regimes transientes, pois o maior desafio para essas simulações é o poder computacional requerido devido à necessidade de aplicação da técnica de deslocamento de malha (TRIVEDI; CERVANTES; DAHLHAUG, 2016).

Conforme Trivedi e Cervantes (2016) a modelagem numérica de turbinas hidráulicas é desafiadora, pois uma abordagem específica aplicada a uma condição

de operação não irá necessariamente funcionar para outra já que diferentes fenômenos podem estar presentes no escoamento.

Considerando a tendência de crescimento na presença de fontes intermitentes, as hidroelétricas precisarão se adaptar para ter a flexibilidade necessária para regularizar o sistema elétrico. Para melhor entender o comportamento das turbinas nessas condições e como os regimes transientes afetam sua integridade estrutural, simulações mais eficientes e acuradas são necessárias (JAKOBSEN; HOLST, 2017).

Trabalhos anteriores, como os de Marra et al (2015a, 2015b, 2018) de aplicaram simulações computacionais para estudar o escoamento completo da turbina de Itaipu e avaliar seu comportamento em condições operativas que levam a ocorrência de fenômenos transientes. Contudo, apenas modelos unidimensionais foram utilizados para avaliar os regimes transientes (MARRA et al 2015c, 2017). Embora tais modelos tenham um excelente custo computacional e obtenham respostas excelentes para previsão fenômenos hidráulicos, eles não possibilitam avaliar as condições do escoamento.

## 1.2 OBJETIVOS

### 1.2.1 Objetivo geral

Modelar por meio de dinâmica dos fluidos computacional, a transição de uma condição de operação de alta carga para uma condição de máximo rendimento em uma turbina Francis.

### 1.2.2 Objetivos específicos

- Obter modelo geométrico tridimensional dos componentes do circuito hidráulico de uma turbina Francis para a condição de operação simulada;
- Obter uma malha computacional adequada para o cálculo dos fenômenos em estudo;
- Modelar o movimento das palhetas diretrizes do distribuidor por técnicas de deslocamento de fronteira do domínio.

## 2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

### 2.1 TURBINAS FRANCIS

Turbinas hidráulicas são máquinas de fluxo que extraem energia da água na forma de trabalho ou de potência. De acordo com a forma de acionamento, as turbinas podem ser classificadas entre turbinas de impulsão ou reação. As turbinas de impulsão são acionadas por um ou mais jatos livres e o trabalho sobre o rotor resulta da grande variação de quantidade de movimento (FOX; PRITCHARD; MCDONALD, 2013). Turbinas de reação são aquelas nas quais o rotor está completamente submerso na água, seu acionamento se dá pela reação do rotor ao decréscimo de pressão sofrido pelo fluido durante a passagem pelos seus canais e normalmente há um tubo de sucção posicionado na saída do rotor (DIXON, 2005).

De acordo com Macintyre (1983), as turbinas Francis são um dos tipos de turbinas de reação. Nessas turbinas, como descrito por Dixon (2005), a água escoar circunferencialmente por uma voluta denominada caixa espiral em que a seção transversal se reduz ao longo da trajetória de modo que a velocidade do escoamento permaneça constante enquanto o fluxo é direcionado pelo distribuidor para passar pela roda da turbina. Durante a passagem do fluxo pela roda da turbina ocorre redução do momento angular do escoamento e o trabalho é transferido ao eixo do gerador. Por fim, em condições de escoamento ótimas, a água entra axialmente no tubo de sucção e é levada ao canal de fuga.

Os elementos principais que compõem uma turbina Francis são: caixa espiral, distribuidor, roda e tubo de sucção. Há ainda um pré-distribuidor, no caso de turbinas de médio e grande porte (MACINTYRE, 1983).

### 2.2 TRANSIENTES EM TURBINAS

Em uma extensa revisão da literatura a respeito de transientes em turbinas realizada por Trivedi; Gandhi; Cervantes (2013), os autores concluíram que os regimes transientes causam carregamentos estacionários e não-estacionários sobre as pás do rotor da turbina resultando em ciclos de tensão sobre o equipamento que o levam à fadiga. Tais efeitos encurtam a vida do equipamento, aumentam o custo de operação e causam perdas de geração.

Com base em medidas fornecidas por usinas da Hydro-Québec, Gagnon et al (2016) avaliou a resposta das pás das turbinas durante transientes e de que forma os sistemas de controle das usinas podem ser otimizados para reduzir os efeitos prejudiciais de transientes sobre vida dos equipamentos. Seu trabalho mostra que os transientes, partidas, paradas e rejeições de carga podem ser otimizados de modo a estender a vida e manter a confiabilidade da roda da turbina (GAGNON et al 2016).

## 2.3 DINÂMICA DOS FLUIDOS COMPUTACIONAL

A dinâmica dos fluídos computacional (CFD) consiste da análise de um sistema envolvendo transferência de calor e massa e fenômenos associados como reações químicas, por meio de simulações computacionais. A técnica abrange um vasto grupo de áreas de aplicações industriais e não industriais (VERSTEEG; MALALASEKERA, 2007).

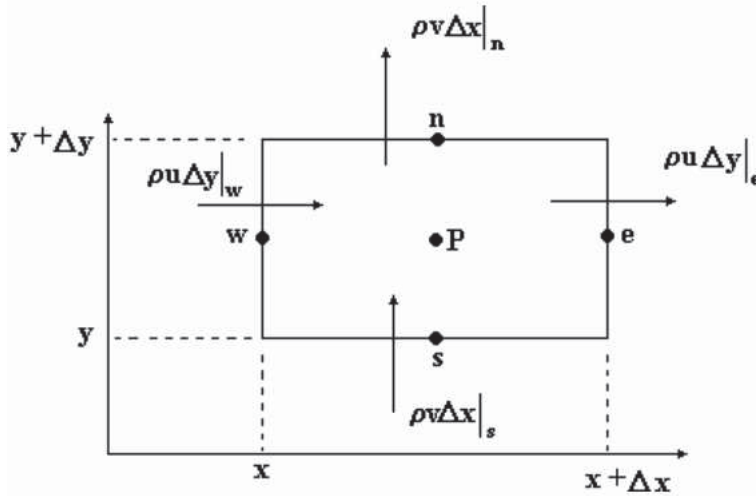
Dentre as técnicas para discretização de equações se destacam três grupos: diferenças finitas, elementos finitos e métodos espectrais. Neste trabalho será discutido apenas o método dos volumes finitos, o qual é uma formulação especial de diferenças finitas e é o método mais utilizado pela maioria dos melhores códigos de CFD comerciais (VERSTEEG; MALALASEKERA, 2007).

### 2.3.1 Método dos volumes finitos

Conforme Maliska (2004), o emprego do método dos volumes finitos produz equações aproximadas por meio de um balanço de conservação de certa propriedade para cada volume elementar. Isso pode ser feito por dois processos equivalentes, sendo um deles a realização o balanço da propriedade desejada em cada volume finito, e o outro por meio da integração sobre o volume finito, tanto no espaço quanto no tempo, das equações diferenciais na sua forma conservativa.

Para melhor compreensão do método de discretização, é mostrado a seguir a conservação da massa em um volume bidimensional em estado estacionário como apresentado na FIGURA 1 (MALISKA, 2004).

FIGURA 1 – BALANÇO DIFERENCIAL EM UM VOLUME DE CONTROLE BIDIMENSIONAL.



FONTE: MALISKA (2004).

A equação da conservação da massa na forma conservativa para regime permanente e em duas dimensões é dada na equação (1).

$$\frac{\partial}{\partial x}(\rho u) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho v) = 0. \quad (1)$$

Para obter a aproximação numérica da equação da conservação da massa é feito a sua integração sobre o volume finito elementar mostrado na FIGURA 1 onde os índices  $e$ ,  $w$ ,  $n$  e  $s$  representam os pontos cardeais leste, oeste, norte e sul respectivamente e indicam as faces do volume de controle, obtendo-se a equação (2):

$$\int_w^e \int_s^n \left[ \frac{\partial}{\partial x}(\rho u) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho v) \right] dx dy = 0. \quad (2)$$

Após a devida integração, obtém-se a equação (3):

$$\int_s^n [\rho u|_e - \rho u|_w] dy + \int_w^e [\rho v|_n - \rho v|_s] dx = 0. \quad (3)$$

Considerando que o fluxo de massa avaliado no centro da face do volume de controle representa a média da variação na face, pode-se escrever (3) com em (4):

$$\rho u \Delta y|_e - \rho u \Delta y|_w + \rho v \Delta x|_n - \rho v \Delta x|_s = 0. \quad (4)$$

Essa expressão (4) é a equação aproximada pertinente ao volume de controle da FIGURA 1 e equivale a realizar o balanço de massa nas faces do volume de controle representativo, ilustrado na FIGURA 1. Ao realizar a integração para todos os volumes, é obtida uma equação algébrica para cada volume e, conseqüentemente, o sistema de equações algébricas, que, resolvido, fornece os valores das variáveis de interesse.

Essa clara relação entre o algoritmo numérico e o princípio físico da conservação é uma das principais vantagens do método dos volumes finitos em relação aos outros referidos métodos numéricos (VERSTEEG; MALALASEKERA, 2007).

### 2.3.2 Equações Médias de Reynolds (RANS)

Para a maioria dos propósitos de engenharia é desnecessário resolver todos os detalhes da turbulência, de modo que geralmente valores médios das variáveis do escoamento são suficientes. Portanto, a maioria das simulações computacionais de escoamentos turbulentos são realizadas por meio de algoritmos baseados nas Equações Médias de Reynolds – RANS na sigla em inglês (VERSTEEG; MALALASEKERA, 2007). Essas equações são obtidas pela substituição dos valores instantâneos por valores médios nas equações de transporte originais, c

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho \bar{U}_j) = 0, \end{array} \right. \quad (5)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\partial \rho \bar{U}_i}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho \bar{U}_i \bar{U}_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\tau_{ij} - \rho \overline{u_i u_j}) + S_M. \end{array} \right. \quad (6)$$

A equação da continuidade (5) não foi alterada pela substituição dos valores médios. Mas a equação de momentum (6), na qual  $\tau$  é o tensor das tensões moleculares, contém agora termos de fluxo turbulento adicionais aos termos de fluxos difusivos moleculares. Esses termos são dados pelo Tensor de Reynolds,  $\rho \overline{u_i u_j}$  (ANSYS, 2016b).

Para ser possível solucionar as Equações Médias de Reynolds para escoamentos turbulentos é necessário modelos de turbulência para modelar o Tensor de Reynolds e assim fechar o sistema de equações (VERSTEEG; MALALASEKERA, 2007).

### 2.3.3 Modelo *Shear Stress Transport* (SST)

Em escoamentos em superfícies livres (ou condutos livres), os resultados obtidos com o modelo  $k-\varepsilon$  são pouco influenciados pelas condições de contorno, porém, próximo à parede, seu desempenho não é satisfatório para camadas limites com gradientes de pressão adversos (MENTER, 1992 apud VERSTEEG; MALALASEKERA, 2007). Para solucionar essa deficiência, um modelo híbrido foi sugerido aplicando uma transformação do modelo  $k-\varepsilon$  para o modelo  $k-\omega$  em regiões próximas a parede e usando o modelo  $k-\varepsilon$  em regiões completamente turbulentas, longe da parede (MENTER, 1992a,b, 1994, 1997 apud VERSTEEG; MALALASEKERA, 2007).

A formulação completa do modelo  $k-\omega$  SST dada a seguir extraída de Menter (2003) é como em (7) e (8):

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho U_i k) = \bar{P}_k - \beta' \rho k \omega + \frac{\partial}{\partial} \left[ (\mu + \sigma_k \mu_t) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right], \quad (7)$$

$$\frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho U_i \omega)}{\rho x_i} = \alpha \rho S^2 - \beta \rho \omega^2 + \frac{\partial}{\partial x_i} \left[ (\mu + \sigma_{\omega 1} \mu_t) \frac{\partial \omega}{\partial x_i} \right] + 2(1 - F_1) \rho \sigma_{\omega 2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_i} \frac{\partial \omega}{\partial x_i}, \quad (8)$$

em que a função de mesclagem  $F_1$  é definida pela expressão (9):

$$F_1 = \tanh \left\{ \left\{ \min \left[ \max \left( \frac{\sqrt{k}}{\beta' \omega y}, \frac{500\nu}{y^2 \omega} \right), \frac{4\rho \sigma_{\omega 2} k}{CD_{k\omega} y^2} \right] \right\}^4 \right\}, \quad (9)$$

em que  $y$  é a distância até a parede mais próxima e  $CD_{k\omega}$  é a parte positiva do termo de difusão cruzada, apresentado como em (10):

$$CD_{k\omega} = \max\left(2\rho\sigma_{\omega^2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_i} \frac{\partial \omega}{\partial x_i}, 10^{-10}\right). \quad (10)$$

O valor de  $F_1$  é igual a zero quando distante da parede, definindo assim o uso do modelo  $k-\varepsilon$  e torna-se unitário quando dentro da camada limite, indicando o uso do modelo  $k-\omega$ .

Para a definição da viscosidade turbulenta, assume-se, conforme a hipótese de Bradshaw, que o tensor de Reynolds é proporcional a energia cinética turbulenta, conforme a equação (11):

$$\mu_t = \frac{a_1 k}{\max(a_1 \omega, S F_2)}, \quad (11)$$

em que  $S$  é a medida invariante da taxa de deformação e  $F_2$  é uma segunda função de mesclagem definida por (12):

$$F_2 = \tanh\left\{\left[\max\left(\frac{2\sqrt{k}}{\beta' \omega y}, \frac{500\nu}{y^2 \omega}\right)\right]^2\right\}. \quad (12)$$

Um limitador de produção de energia cinética turbulenta,  $k$ , é usado no modelo SST para prevenir o acúmulo de turbulência em regiões estagnadas, sendo determinado por (13):

$$P_k = \mu_t \frac{\partial U_i}{\partial x_j} \left( \frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \quad \text{e então} \quad \tilde{P}_k = \min(P_k, 10 \cdot \beta' \rho k \omega). \quad (13)$$

Todas as constantes,  $\alpha$ , de fechamento do para o modelo SST são calculadas a partir de uma combinação das constantes,  $\alpha_1$  e  $\alpha_2$ , correspondentes as dos modelos  $k-\varepsilon$  e  $k-\omega$  pela expressão geral (14):

$$\alpha = \alpha_1 F_1 + \alpha_2 (1 - F_1), \quad (14)$$

em que  $\alpha_i$  corresponde a uma das constantes a ser calculada. As constantes para este modelo são:  $\beta' = 0,09$ ,  $\alpha_1 = 5/9$ ,  $\beta_1 = 3/40$ ,  $\sigma_{k1} = 0,85$ ,  $\sigma_{\omega1} = 0,5$ ,  $\alpha_2 = 0,44$ ,  $\sigma_{k2} = 1$ ,  $\beta_2 = 0,0828$ ,  $\sigma_{\omega2} = 0,0856$ .

## 2.4 MÉTODOS DE MOVIMENTAÇÃO DE FRONTEIRA

### 2.4.1 Método de Difusão do Deslocamento (*Displacement Diffusion*)

A deformação de malha é uma das técnicas para resolver problemas em que há movimentação das fronteiras do domínio. Neste estudo a deformação de malha é utilizada para modelar o movimento das palhetas diretrizes do distribuidor por meio do modelo *Displacement Diffusion*.

Conforme Ansys (2016a), o referido modelo faz com que o deslocamento dos nós da fronteira do domínio seja transmitido aos demais nós da malha pela solução da equação

$$\nabla \cdot (\Gamma_{disp} \nabla \delta) = 0, \quad (15)$$

em que  $\delta$  é o deslocamento relativo à posição anterior e  $\Gamma_{disp}$  é a rigidez da malha, a qual determina o quanto um grupo de nós de uma determinada região da malha irá se deslocar.

A rigidez da malha pode assumir um valor constante ou variar de duas formas. Uma delas é aumentar em regiões próximas a pequenos volumes, conforme a equação (16)

$$\Gamma_{disp} = \left( \frac{V_{ref}}{V} \right)^{C_{stiff}}, \quad (16)$$

de modo que a rigidez aumente exponencialmente, de acordo com o valor do coeficiente  $C_{stiff}$ , enquanto o volume  $V$  diminui. A segunda é aumentar em regiões próximas às fronteiras do domínio, conforme (17)

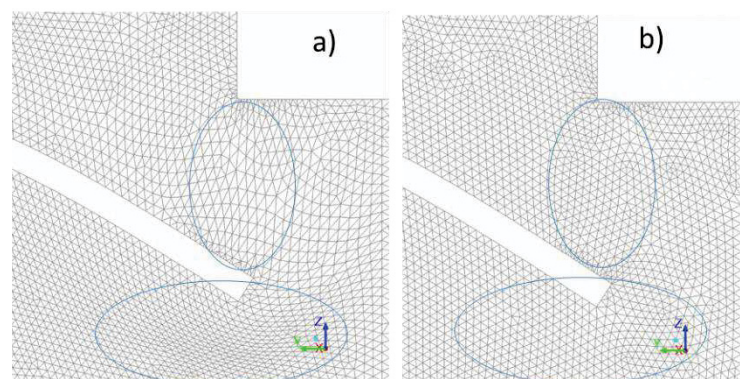
$$\Gamma_{disp} = \left( \frac{L_{ref}}{d} \right)^{C_{stiff}}, \quad (17)$$

tal que, do mesmo modo que em (16)(18), conforme a fronteira do domínio se move e a distância,  $d$ , em relação a um nó da malha se reduz, há um aumento exponencial no valor da rigidez (ANSYS, 2016a).

#### 2.4.2 Remalhamento

Segundo Ansys (2019), outra alternativa para a solução de movimentação de fronteiras do domínio é o remalhamento, ilustrado na FIGURA 2. Quando a deformação ou deslocamento da fronteira do domínio for muito grande em relação ao tamanho dos elementos da malha, a qualidade da malha pode se deteriorar em excesso, ao ponto de gerar elementos degenerados, o que leva a simulação a ser interrompida. Para contornar esse problema, elementos que violam um determinado critério de qualidade de malha são aglomerados em novos elementos e a solução dos elementos antigos é interpolada nos novos (ANSYS, 2019).

FIGURA 2 – EXEMPLO DE APLICAÇÃO DE REMALHAMENTO



FONTE: ANSYS (2019).

Em uma aplicação semelhante à deste estudo, desenvolvida por Mössinger; Jung (2016), os autores concluem que a deformação da malha em uma simulação de rejeição de carga em uma turbina é grande demais para a utilização apenas do modelo *Displacement Diffusion*. Para contornar o problema os autores utilizam uma rotina computacional junto ao solver que permite acionar o software gerador de malha e substituir a malha deformada por uma nova.

### 3 OBJETO DE ESTUDO

A turbina escolhida para a aplicação do estudo foi as da UHE Itaipu. Neste estudo é avaliado o que ocorre durante uma mudança de condição operativa em uma dessas turbinas. Em Itaipu há um total de 20 unidades geradoras, todas com turbinas Francis, as quais somam uma potência nominal de 14GW. A TABELA 1 apresenta as grandezas nominais e do ponto de projeto das turbinas de Itaipu.

TABELA 1 – DADOS CARACTERÍSTICOS DAS TURBINAS DE ITAIPU

<b>Grandeza</b>	<b>Valor</b>
Altura de queda líquida nominal [m]	112,9
Altura de queda líquida de projeto [m]	118,4
Potência nominal [MW]	715
Vazão nominal [m <sup>3</sup> /s]	707
Velocidade de projeto (50/60Hz) [rpm]	90,9 / 92,3
Eficiência (118,4 m e 715MW) [%]	95,2

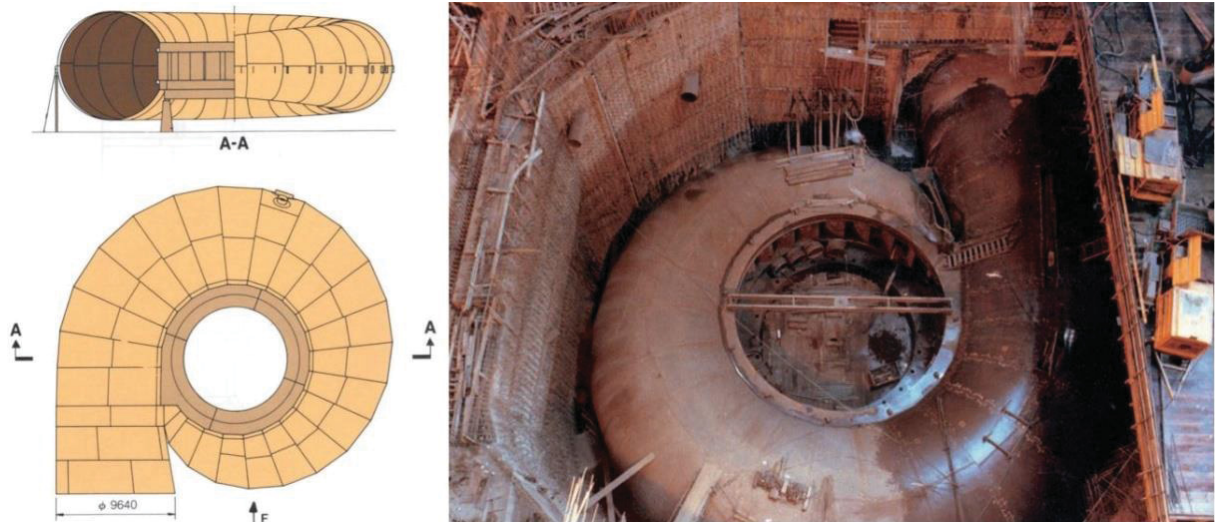
FONTE: ITAIPU (2009).

Os componentes de uma turbina são projetados de modo a minimizar a perda de carga do escoamento e maximizar a transferência de energia do fluido para o eixo acoplado ao gerador. As principais características dos componentes das turbinas de Itaipu são expostas apresentadas na sequência.

#### 3.1 CAIXA ESPIRAL

A Caixa Espiral (FIGURA 3) trata-se de uma estrutura embutida no concreto composta por 29 virolas de aço de diferentes espessuras, sendo a mais espessa tem 77mm. O diâmetro de entrada do escoamento é de 9,64m

FIGURA 3 – CAIXA ESPIRAL.



FONTE: ITAIPU (2009).

### 3.2 PRÉ-DISTRIBUIDOR

O pré-distribuidor, ilustrado na FIGURA 4, é soldado à caixa espiral por dois anéis do tipo caixa, de secção retangular, os quais estão fixadas às 24 palhetas fixas.

FIGURA 4 – PRÉ DISTRIBUIDOR



FONTE: ITAIPU (2009).

### 3.3 DISTRIBUIDOR

Durante a operação da turbina, o distribuidor é o componente que tem a função de regular o fluxo de água, atuando durante a partida, a parada ou mudança

de condição operativa da máquina. Na UHE de Itaipu, o distribuidor, ilustrado na FIGURA 5 é composto por 24 palhetas diretrizes, ligadas a um anel concêntrico por meio de bielas. Esse mecanismo é acionado por servomotores hidráulicos que movimentam todo o conjunto simultaneamente, de modo a regular a abertura do distribuidor. Em sua abertura máxima, a distância entre cada palheta é de 592mm e o ângulo entre fechamento e abertura completo é de  $36^{\circ}12'$  (ITAIPU, 1981).

FIGURA 5 - DISTRIBUIDOR À ESQUERDA E UMA PALHETA DIRETRIZ À DIREITA.



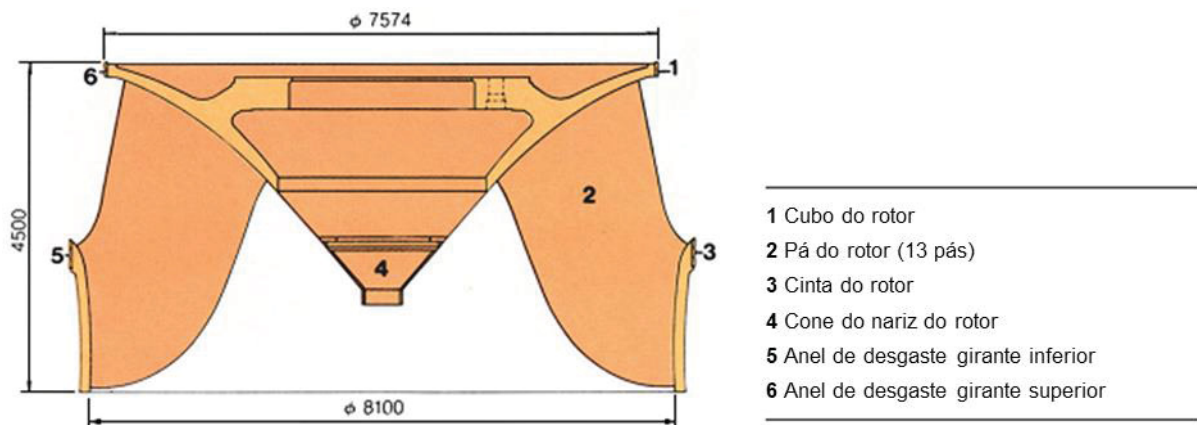
FONTE: ITAIPU (2009).

### 3.4 RODA DA TURBINA

Conforme Itaipu (2009), a roda da turbina de Itaipu, ilustrada na FIGURA 6 e na FIGURA 7, possui 13 pás e um diâmetro de saída de 8,1m. Seu perfil hidráulico foi desenvolvido para atender às seguintes especificações:

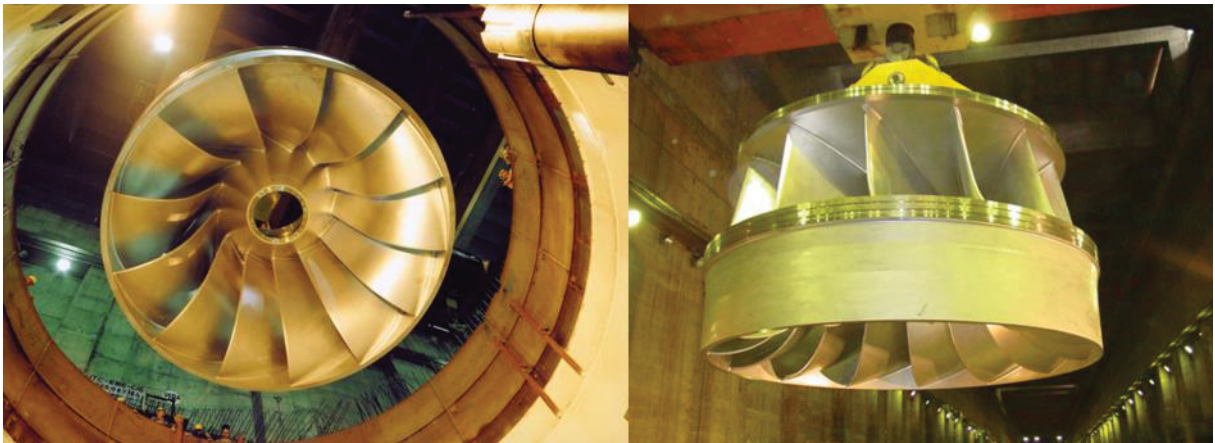
- Attingir um ponto de melhor eficiência com alta abertura das palhetas diretrizes do distribuidor, sem sacrificar a eficiência com abertura plena do distribuidor;
- Eliminar cavitação na entrada das pás sobre altas cargas, sem causar separações instáveis de fluxo com baixas quedas;
- Minimizar as flutuações durante a operação em carga parcial, sem induzir instabilidade ao operar em altas cargas.

FIGURA 6 - DESENHO ESQUEMÁTICO DA RODA DA TURBINA DE ITAIPU.



FONTE: ITAIPU (2009).

FIGURA 7 - RODA DA TURBINA DE ITAIPU.



### 3.5 TUBO DE SUCÇÃO

Nos tubos de sucção das turbinas de Itaipu distinguem-se duas regiões, sendo a primeira, logo a baixo da roda da turbina, revestida por segmentos metálicos que dão forma a um tronco de cone difusor e ao fim dois canais de difusão em concreto armado, cujo nariz do pilar central é revestido por chapas metálicas (ITAIPU, 2009).

## 4 CONFIGURAÇÃO DO MODELO

Para analisar o comportamento das turbinas durante uma rápida mudança de condição de operação, neste estudo é realizada uma simulação fluidodinâmica computacional para estudar a transição de uma operação em alta carga para um ponto operativo de máximo rendimento. As seções seguintes descrevem cada uma das etapas de obtenção do modelo.

### 4.1 GEOMETRIA

A primeira etapa de uma modelagem CFD consiste em obter a geometria correspondente ao fluido que escoa pelo equipamento ou estrutura de interesse do estudo. No caso de turbinas Francis essa região compreende desde a entrada da caixa espiral e se estende até o fim do tubo de sucção. Além disso, também é necessário separar as geometrias que fazem parte dos domínios estacionários das que pertencem ao domínio rotativo. No caso de uma turbina, como a deste estudo, os domínios estacionários são compostos pelo conjunto caixa espira, pré-distribuidor e distribuidor e pelo tubo de sucção, já o domínio rotativo consiste na roda da turbina. As FIGURAS 8, 9 e 10 ilustram o modelo geométrico de cada domínio considerado para a simulação.

FIGURA 8 – MODELO GEOMÉTRICO DA REGIÃO DE FLUIDO DO CONJUNTO CAIXA ESPIRAL, PRÉ-DISTRIBUIDOR E DISTRIBUIDOR.



FIGURA 9 – MODELO GEOMÉTRICO DA REGIÃO DE FLUIDO DA RODA DA TURBINA.

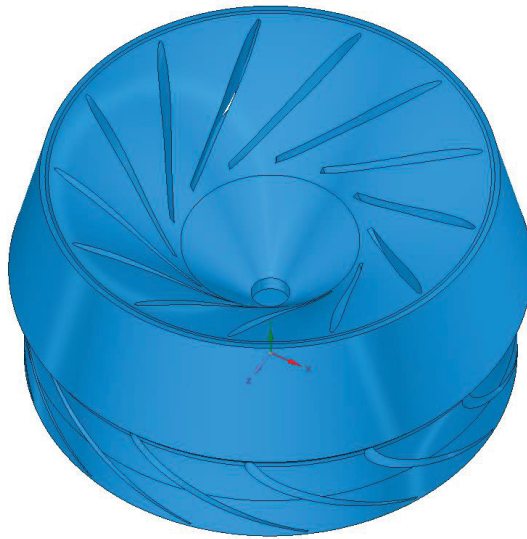
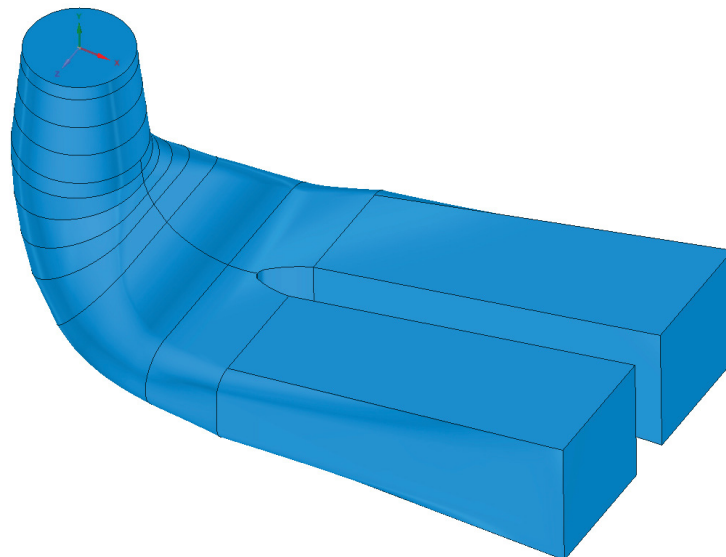


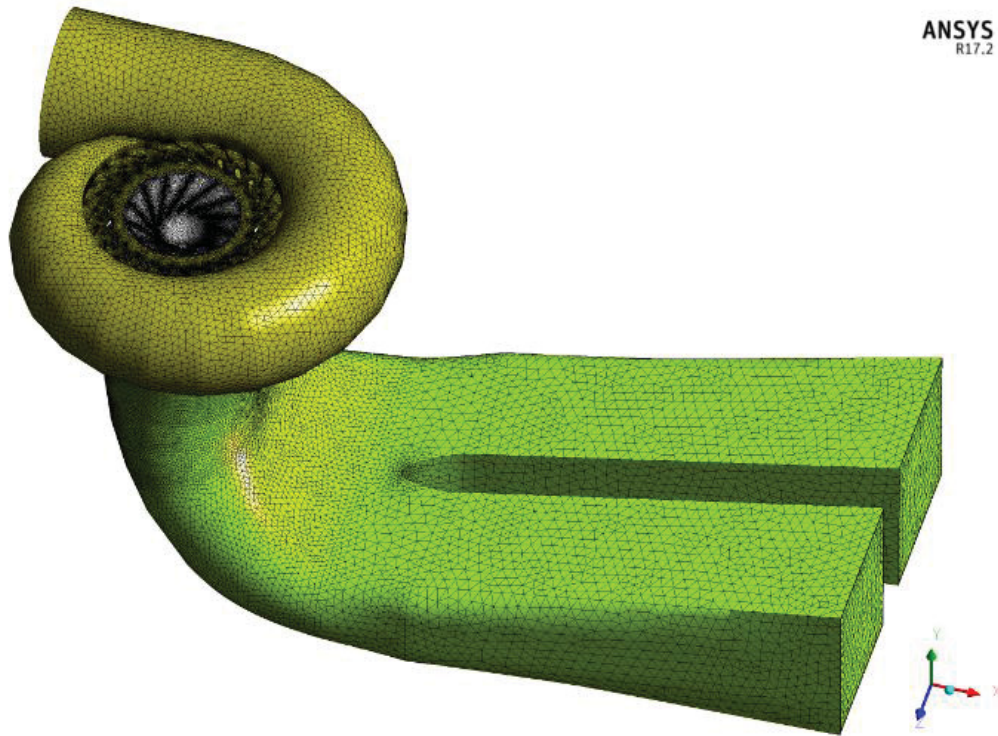
FIGURA 10 – MODELO GEOMÉTRICO DA REGIÃO DE FLUIDO DO TUBO DE SUÇÃO.



## 4.2 MALHA COMPUTACIONAL

Para solucionar as equações governantes no domínio definido para a simulação foi gerada uma malha computacional, apresentada na FIGURA 11 composta de elementos tetraédricos nas regiões de escoamento médio e camadas de elementos prismáticos nas regiões próximas às paredes do domínio para capturar os efeitos de camada limite.

FIGURA 11 – MALHA COMPUTACIONAL DO DOMÍNIO SIMULADO.



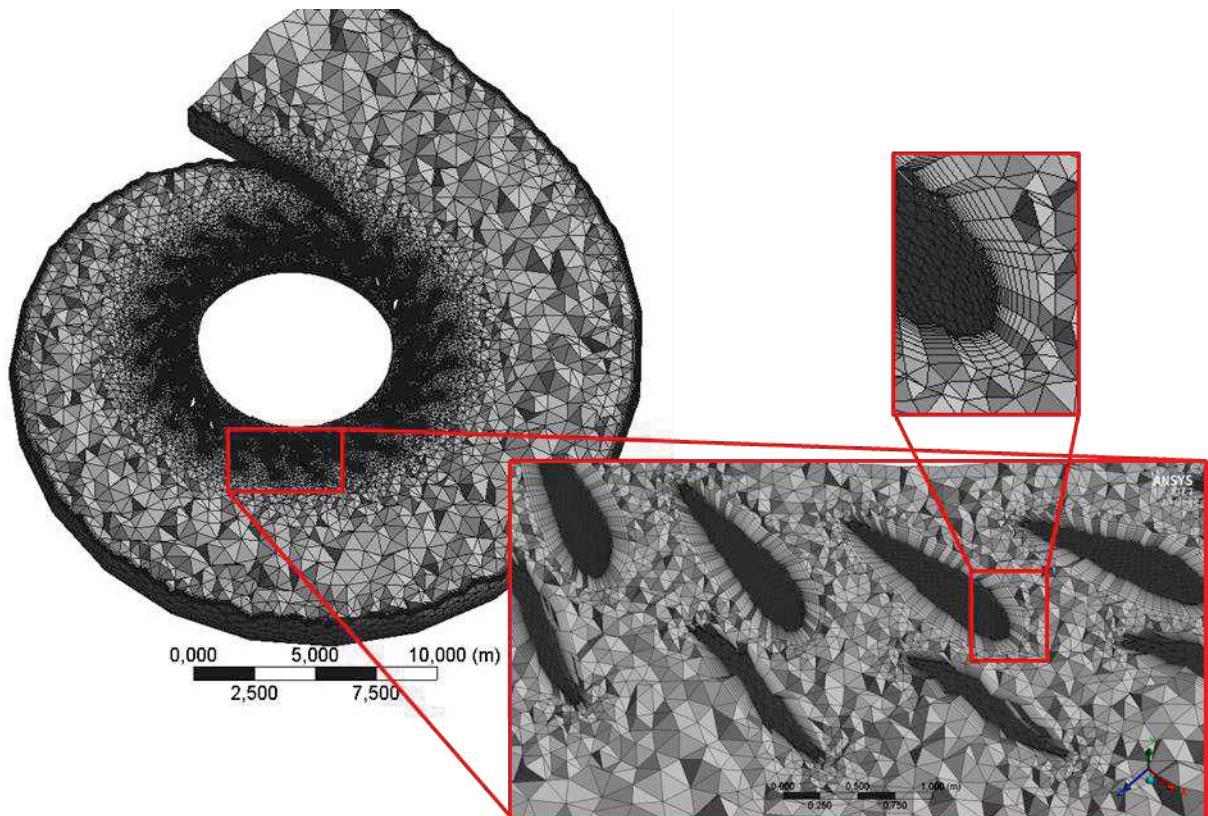
A malha de cada componente foi gerada individualmente para facilitar a aplicação de controles locais, que controlam o tamanho dos elementos em arestas, faces e volumes, permitindo assim definir os tamanhos dos elementos em cada região dos domínios simulados. A TABELA 2 apresenta os dados da malha gerada para cada componente. A malha gerada não atingiu, para todos os elementos, os critérios de qualidade ortogonal (mínimo superior a 0,05) e distorção (*skewness*) máximo inferior a 0,95.

TABELA 2 – DADOS DA MALHA PARA CADA COMPONENTE.

Componentes	Nós	Elementos	Qualidade Ortogonal (Mín.)	Razão de Aspecto (Máx.)	Skewness
Caixa Espiral	2278374	5943433	0,0046	462,91	0,99685
Roda	3668634	8514597	0,0039	189,54	0,995
Tubo de Sucção	509046	1231113	0,0037	672,19	0,79599
Total	6456054	15689143	-	-	-

Um corte da malha para o conjunto caixa espiral, pré-distribuidor e distribuidor é apresentada na FIGURA 12, na qual destaca-se a região da malha em torno das palhetas diretrizes do distribuidor, visto que durante a simulação a malha desta região será deformada.

FIGURA 12 – CORTE DA MALHA DO CONJUNTO CAIXA ESPIRAL, PRÉ-DISTRIBUIDOR E DISTRIBUIDOR.



Na FIGURA 12 também é possível perceber as camadas de elementos prismáticos no refinamento da malha adotado próximo às regiões de parede. Considerando que a espessura da primeira camada de elementos necessária para a solução da camada limite é da ordem de 0,001mm, optou-se por gerar uma malha que permita a modelagem da camada limite por meio de funções de parede. Desse modo, a primeira camada desses elementos possui 1mm de espessura. A taxa de crescimento de uma camada para a próxima é de 20%.

O mesmo tipo de refinamento de malha foi aplicado na roda da turbina, ilustrada na FIGURA 13, e no tubo de sucção, ilustrado na FIGURA 14.

FIGURA 13 – CORTE DA MALHA DA RODA DA TURBINA.

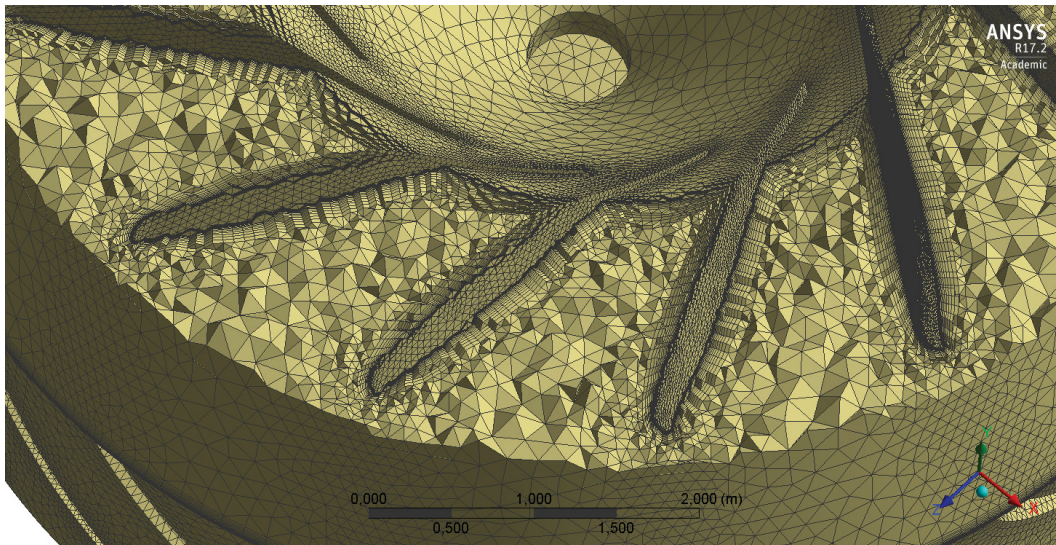
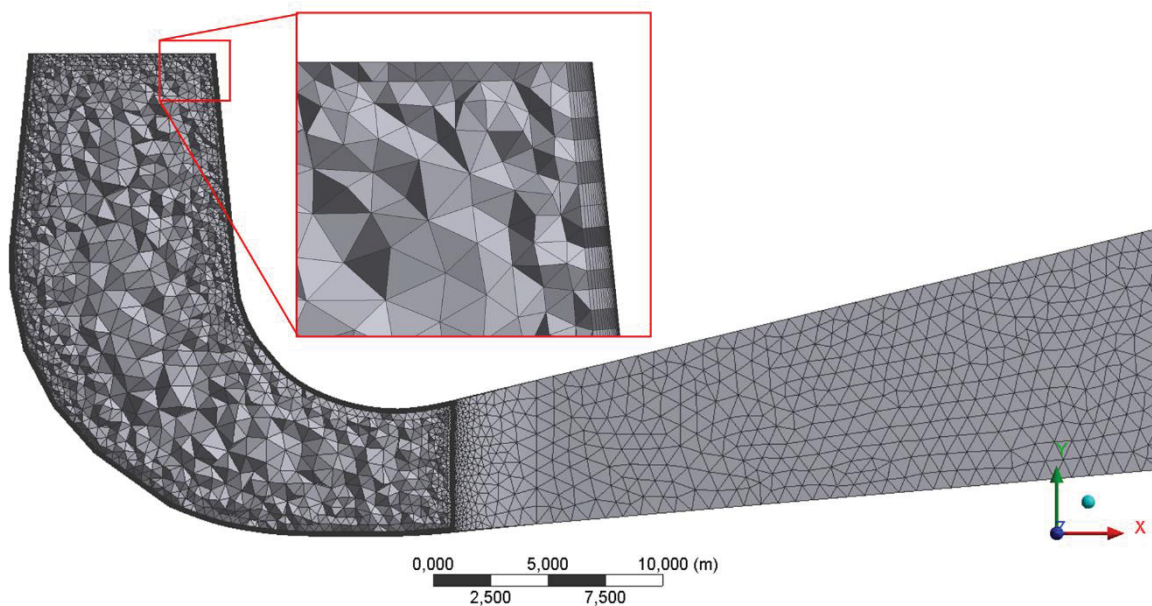


FIGURA 14 – CORTE DA MALHA DO TUBO DE SUÇÃO E DETALHE DO REFINAMENTO DE PAREDE.



### 4.3 ESQUEMA NUMÉRICO

Para modelar o processo transiente de mudança de condição de operação da turbina adotou-se como estratégia de solução dividir as simulações em duas etapas. A primeira é realizada em estado estacionário, ou seja, a solução é alcançada para um tempo infinito no qual as variáveis estejam estáveis. O objetivo da primeira etapa é obter um campo de soluções das variáveis do modelo para utilizar como condição inicial para a etapa seguinte. Nessa primeira etapa utilizou-se

um esquema de advecção *Upwind* o qual é numericamente robusto e de mais fácil convergência, porém menos acurado.

Durante a segunda etapa, realizada em estado transiente, é realizada a simulação da mudança de condição de operação, que é o objeto central deste estudo. Para esta simulação utilizou-se um esquema de advecção de alta resolução. O passo de tempo equivale ao período de rotação de 1º da roda da turbina, assim como em Marra; Gramani; Zubeldia; Kaviski (2015). Definiu-se como critério de convergência para as simulações em ambas as etapas o valor RMS dos resíduos de  $5 \times 10^{-4}$ .

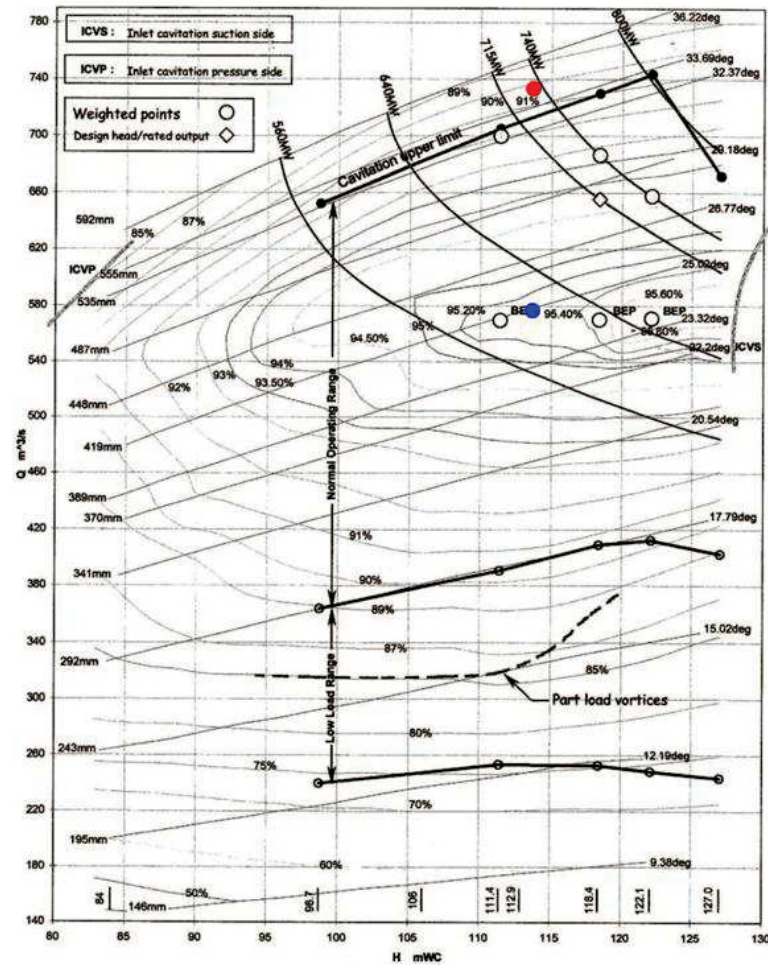
Para avaliar os fenômenos que ocorrem durante essa transição considerou-se o escoamento monofásico e incompressível de água líquida com massa específica constante e igual a  $997 \text{ kg/m}^3$ , simplificando o modelo ao não considerar os efeitos da cavitação e de pulsação de pressão que ocorrem devido a formação do vórtice de alta carga. Os efeitos da turbulência são modelados por meio do modelo de turbulência SST. A interface entre os domínios estacionários e o domínio rotativo é do tipo *Frozen Rotor*.

No domínio do conjunto caixa espiral, pré-distribuidor e distribuidor, no qual ocorre a movimentação das fronteiras do domínio é utilizado o modelo *Displacement Diffusion* para realizar a deformação da malha. Para esta simulação a rigidez da malha,  $\Gamma_{disp}$ , aumenta próximo a volumes pequenos e adotou-se o coeficiente do modelo  $C_{stiff} = 2$ .

#### 4.4 CONDIÇÕES DE CONTORNO

A partir da curva de colina das turbinas de Itaipu, apresentada na FIGURA 15, definiu-se os estados inicial e final do processo transiente simulado. Como estado inicial definiu-se uma condição operativa de alta carga, com potência de aproximadamente 731MW e, como estado final definiu-se uma condição operativa de máximo rendimento, com potência de aproximadamente 609MW. A TABELA 3 exhibe os valores utilizados para definir as condições de contorno.

FIGURA 15 – CURVA DE COLINA DAS TURBINAS DE ITAIPU



Legenda: Ponto vermelho: condição inicial; ponto azul: condição final.

FONTE: ITAIPU (2001).

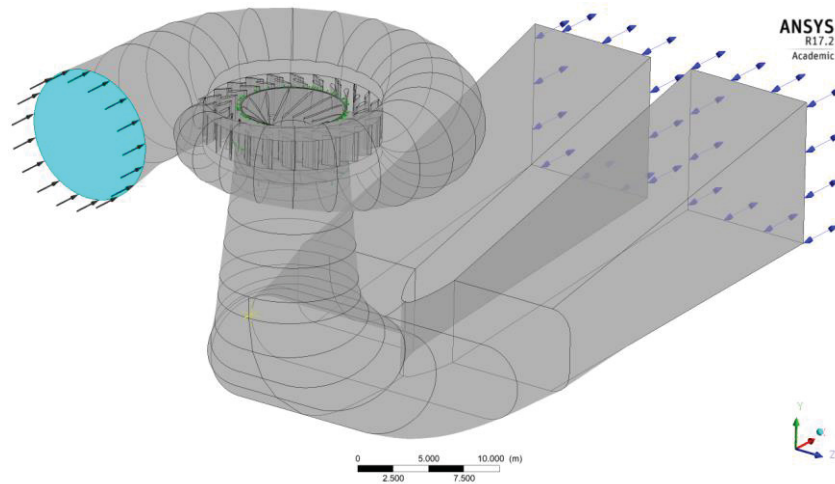
TABELA 3 – DADOS PARA CONDIÇÕES DE CONTORNO.

Parâmetro	Inicial	Final
Vazão volumétrica	723,96[m <sup>3</sup> /s]	578,34[m <sup>3</sup> /s]
Abertura do distribuidor	94,6% (34°14')	70,4% (25°29')
Potência	731[MW]	609[MW]
Eficiência	91,46%	94,94%

#### 4.4.1 Condição de entrada

A condição de vazão mássica foi aplicada à face de entrada da caixa espiral, como destacado em azul claro na FIGURA 16. Para a primeira etapa, a simulação em estado estacionário, aplicou-se um valor de vazão constante que corresponde à vazão volumétrica para o estado inicial, conforme definido na TABELA 3, com a densidade constante já citada.

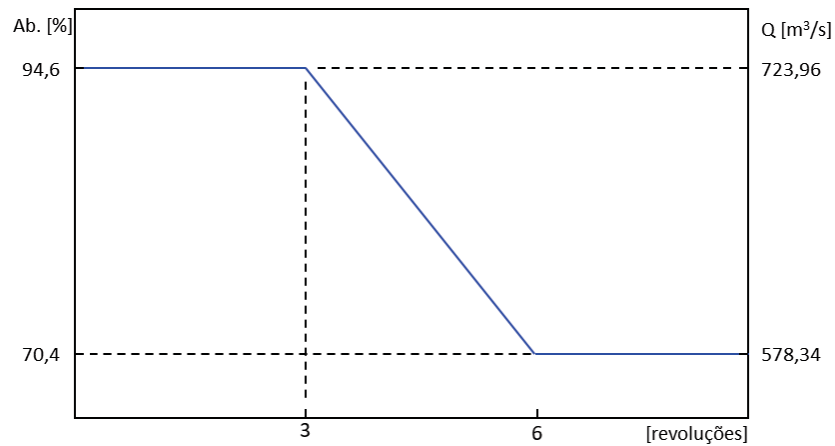
FIGURA 16 – LOCALIZAÇÃO DA CONDIÇÃO DE CONTORNO DE ENTRADA.



Para simular o processo transiente, este foi dividido em três estágios. No estágio inicial manteve-se a vazão constante pelo período de três revoluções, 1,96s. No segundo estágio da simulação, variou-se linearmente a vazão entre o valor definido para o estado inicial de operação e o valor definido para o estado final. No último estágio manteve-se a vazão constante pelo período de uma revolução conforme ilustrado na FIGURA 17, na qual também é apresentada a variação de abertura do distribuidor que será explicada adiante neste texto. A lei de variação de vazão definida em (18) foi implementada por meio de expressões definidas no *software* por meio da linguagem *CFX Expression Language (CEL)*.

$$Q(t)[m^3/s] = \begin{cases} 723,96; & t < 1,96[s] \\ 723,96 - 75,21(t - 1,96); & 1,96[s] \leq t < 3,89[s]. \\ 578,34; & t \geq 3,89[s] \end{cases} \quad (18)$$

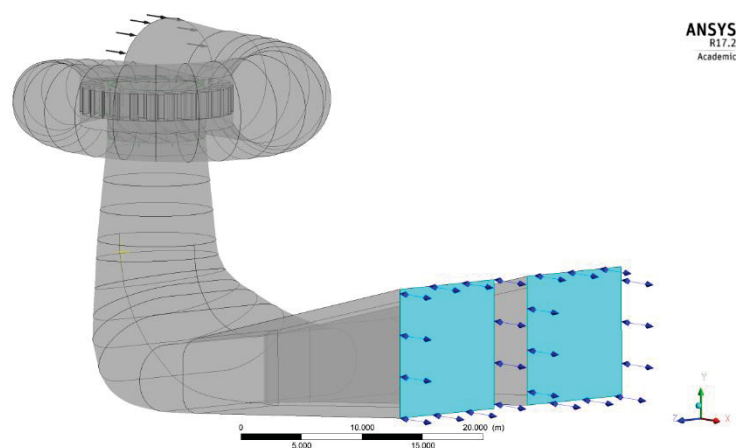
FIGURA 17 – LEI DE VARIAÇÃO DA VAZÃO E DA ABERTURA DO DISTRIBUIDOR.



#### 4.4.2 Condição de saída

A condição de contorno do tipo abertura foi aplicada às faces de saída do tubo de sucção, destacadas em azul claro na FIGURA 18, na qual definiu-se o valor de pressão média equivalente ao nível de jusante. A condição do tipo abertura permite, que em caso de recirculação do escoamento, que o fluido possa entrar no domínio, eliminando, dessa forma, a necessidade de estender o domínio de simulação a fim de afastar a condição de contorno.

FIGURA 18 – LOCALIZAÇÃO DA CONDIÇÃO DE CONTORNO DE SAÍDA.



#### 4.4.3 Condição de parede

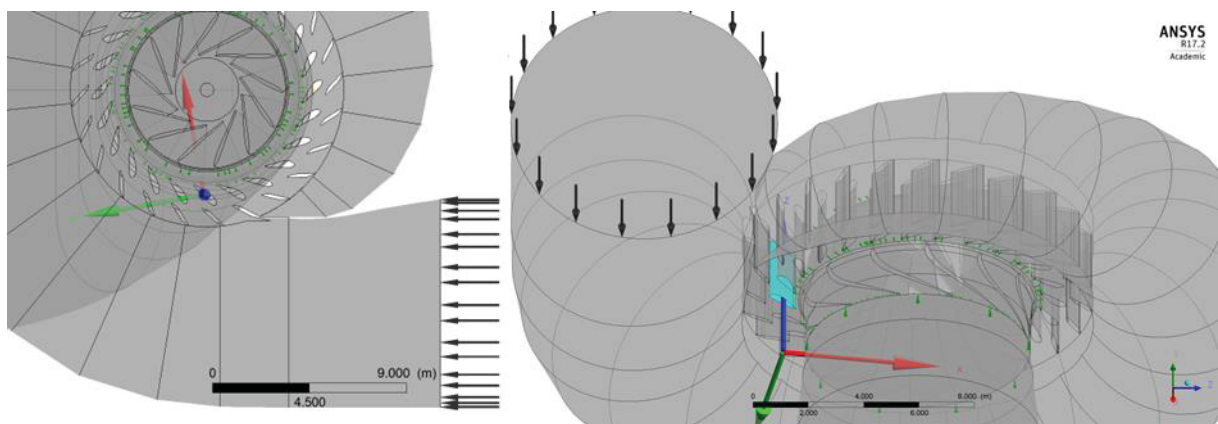
Nos três domínios considerados para a simulação, conjunto caixa espiral, pré-distribuidor e distribuidor, roda da turbina e tubo de sucção, aplicou-se à todas as

faces que não correspondem às condições de entrada, saída ou interface é aplicada a condição de parede sem deslizamento. Tal condição se caracteriza por garantir que a velocidade relativa entre o escoamento e a parede seja nula, limitando assim o escoamento.

Para o domínio do conjunto caixa espiral, pré-distribuidor e distribuidor, no qual ocorre a deformação da malha, ainda é necessário definir o comportamento da malha nas superfícies do domínio.

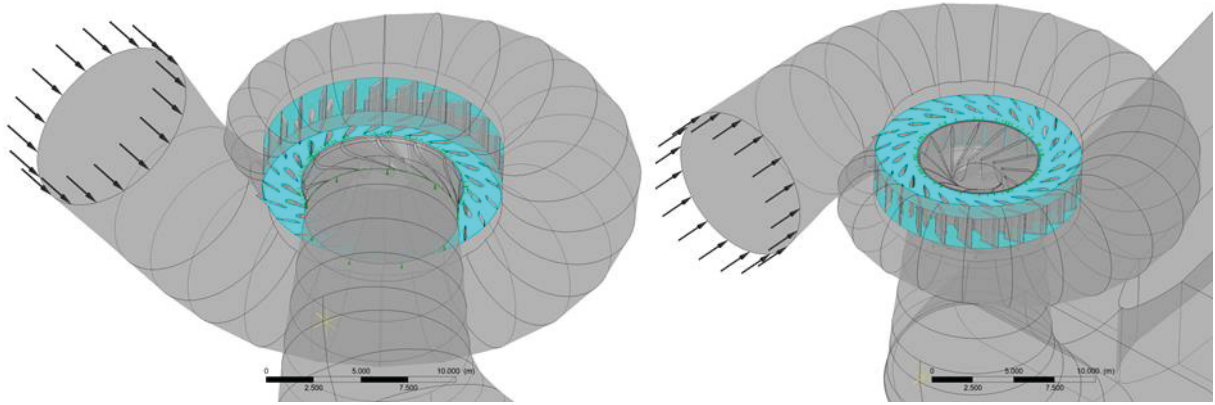
Para as faces que definem cada uma das 24 palhetas diretrizes é definido um sistema de coordenadas local com a origem e o eixo Z alinhados ao eixo em torno do qual o movimento de rotação irá acontecer, como ilustrado na FIGURA 19. Esse movimento também é definido por meio de uma lei de variação linear entre a abertura inicial e a final, conforme apresentada na FIGURA 17. Essa lei também foi implementada por meio de expressões definidas no *software* por meio da linguagem *CFX Expression Language (CEL)* e define o comprimento de arco que cada nó irá percorrer.

FIGURA 19 – SISTEMA DE COORDENADAS LOCAL DE UMA DAS PALHETAS DIRETRIZES.



Para as paredes acima e abaixo do distribuidor, como ilustrado na FIGURA 20, é dada a liberdade para que os nós dessas regiões tenham um movimento paralelo à face. Dessa forma é possível que os nós dessas regiões se ajustem ao movimento dos nós definido para as palhetas diretrizes. Para as demais superfícies não se permitiu movimentação dos nós, uma vez que estão distantes o suficiente para não serem afetadas pela movimentação de malha definida para as palhetas diretrizes.

FIGURA 20 – REGIÃO COM MOVIMENTO DE NÓS DA MALHA PARALELOS À SUPERFÍCIE.



## 5 RESULTADOS

O modelo computacional desenvolvido neste trabalho viabiliza avaliar aspectos hidrodinâmicos do escoamento da turbina ao longo do transiente, como campos de pressão e velocidade e parâmetros de desempenho como potência turbinada, possibilitando um melhor entendimento dos fenômenos que estão ocorrendo.

O campo de pressão em cada condição de operação, com ilustrado na FIGURA 21, viabiliza observar a transição do escoamento entre a caixa espiral e o tubo de sucção. Observando o campo de pressão para a condição de alta carga nota-se o elevado gradiente da pressão na passagem do fluido entre a caixa espiral e a roda da turbina e a formação da região de baixa pressão correspondente a posição do vórtice de alta carga. Essa região não é mais observada quando a condição de máximo rendimento é atingida, pois como é mostrado na FIGURA 22, o vórtice de alta carga desaparece ainda durante a variação de carga entre 2s e 2,5s de simulação. Cabe lembrar que, durante a operação das turbinas, uma variação de carga normal é feita em um período maior, exceto no caso de rejeições de carga.

FIGURA 21 - CAMPOS DE PRESSÃO ABSOLUTA PARA O ESTADO INICIAL, ALTA CARGA (ESQUERDA) E ESTADO FINAL, MÁXIMO RENDIMENTO (DIREITA).

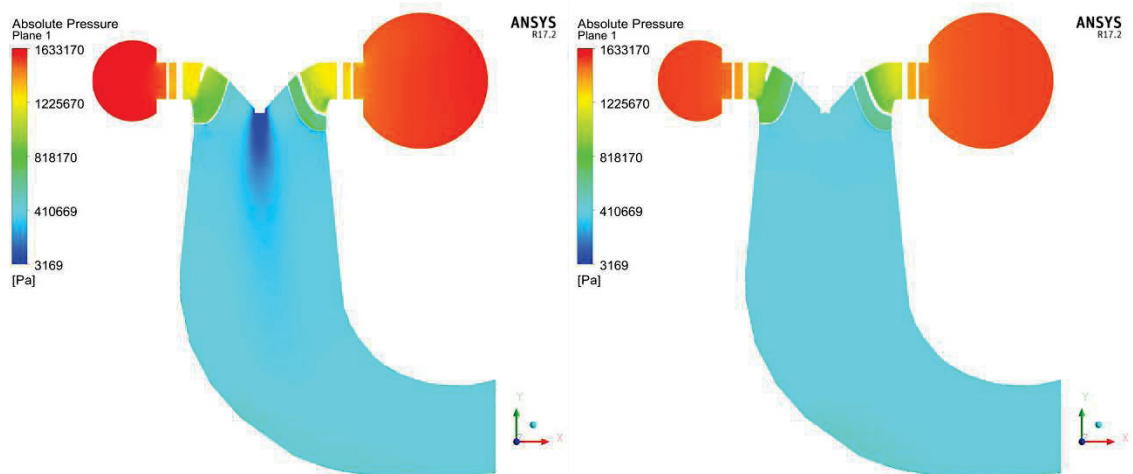
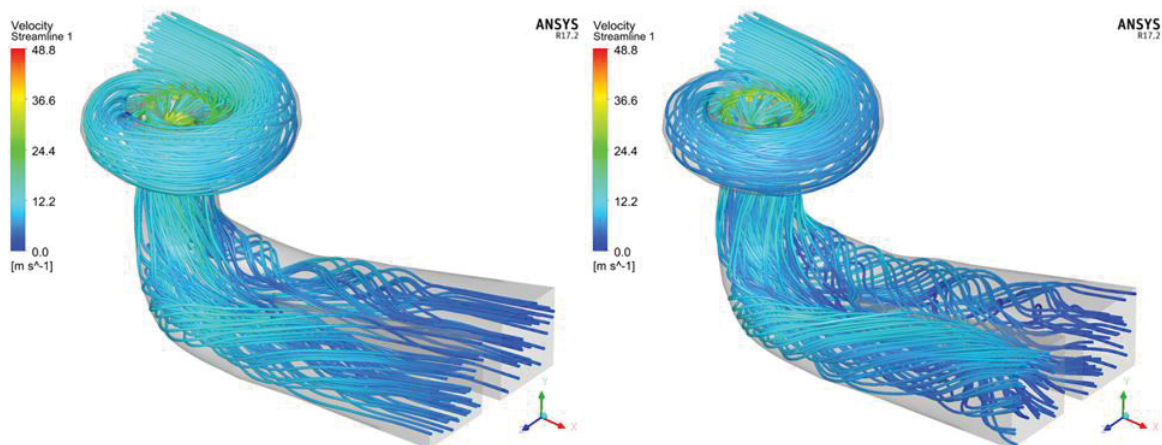


FIGURA 22 - DESAPARECIMENTO DO VÓRTICE DE ALTA CARGA DURANTE A MUDANÇA DE CONDIÇÃO DE OPERAÇÃO.



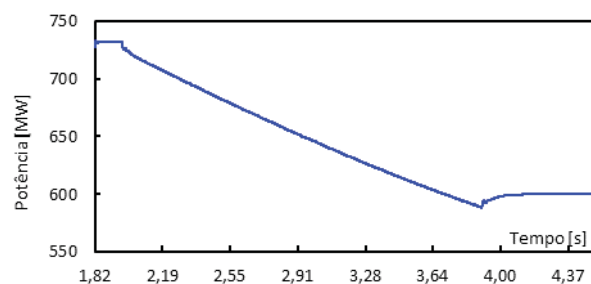
As linhas de corrente, ilustradas na FIGURA 23, mostram o escoamento geral ao longo da turbina. É possível ver que para ambas as condições de operação, o escoamento é bastante simétrico na região dos canais de fuga do tubo de sucção.

FIGURA 23 – LINHAS DE CORRENTE PARA O ESTADO INICIAL, ALTA CARGA (ESQUERDA) E ESTADO FINAL, MÁXIMO RENDIMENTO (DIREITA).



A FIGURA 24 exibe a variação da potência ao longo do transiente. É interessante notar que logo ao término da mudança de abertura e vazão, a potência está abaixo do valor esperado para a condição de operação. Porém, após menos de um segundo, o valor se estabiliza próximo ao esperado.

FIGURA 24 - CURVA DE POTÊNCIA OBTIDA DURANTE A SIMULAÇÃO TRANSIENTE.



## 6 CONSIDERAÇÕES FINAIS

Neste trabalho foi avaliado o método *Displacement Diffusion* quanto a sua capacidade de aplicação em simulações de transientes hidráulicos em turbinas Francis quando há variação de abertura do distribuidor.

### 6.1 CONCLUSÃO

No que diz respeito ao método *Displacement Diffusion*, utilizado para deformação da malha em torno das palhetas diretrizes do distribuidor, é possível afirmar que, para o caso estudado neste estudo, em que a variação angular da posição de cada uma das palhetas é de aproximadamente  $9^\circ$ , as deformações da malha não interferiram na qualidade da malha a ponto de prejudicar a convergência ou os resultados da simulação.

Embora o modelo tenha simulado uma variação de carga muito rápida para os padrões operativos de Itaipu, ainda assim, não se identificou, com este modelo, a ocorrência de fenômenos hidráulicos danosos aos equipamentos, tais como picos de pressão ou fenômenos de instabilidade. É importante destacar que como neste estudo não se considerou a presença do conduto forçado no domínio simulado, não há, na simulação o efeito da inércia da massa de água contida no conduto forçado, portanto uma possível fonte de aumento de pressão por golpe de aríete não é considerada.

O modelo capturou de forma adequada o comportamento dos campos de pressão e velocidade, bem como os valores de potência no eixo durante o transiente. Deste modo, o método de deformação de malha é adequado para simulação de variações de carga em turbinas hidráulicas. Contudo, para melhorar o entendimento dos fenômenos que ocorrem durante os transientes hidráulicos, ainda cabem aprimoramentos a este modelo tais como considerar os modelos de cavitação e a modelagem da interação fluido estrutura.

### 6.2 RECOMENDAÇÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Este estudo permitiu avançar no entendimento da modelagem CFD do escoamento de operações com transientes hidráulicos em turbinas Francis. para

melhorar o entendimento dos efeitos dessas operações sobre o desempenho desses equipamentos deve-se estudar outras operações e a aplicação de outros métodos de modelagem, e então sugere-se as seguintes pesquisas dar para continuidade ao tema:

- Modelar outras operações transientes tais como a rejeição de carga com desconexão elétrica do gerador, a partida de máquina, a motorização e o disparo;
- Avaliar os efeitos dos transientes hidráulicos sobre o comportamento estrutural dos equipamentos por meio da modelagem da iteração fluido estrutura.
- Avaliar o uso de outros métodos de movimentação de fronteira de domínio, tais como remalhamento e malhas sobrepostas.

## REFERÊNCIAS

- ANSYS. **ANSYS CFX-solver modeling guide – R17.2**. Canonsburg, 2016.
- \_\_\_\_\_. **ANSYS CFX-solver theory guide – R17.2**. Canosburg, 2016.
- \_\_\_\_\_. **ANSYS Fluent theory guide – R2019**. Canosburg, 2019
- CHERNY, S.; CHIRKOV, D.; BANNIKOV, D.; LAPIN, V.; SKOROSPELOV, V.; ESHKUNOVA, I.; AVDUSHENKO, A. **3D numerical simulation of transient processes in hydraulic turbines**. In: 25<sup>th</sup> IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems, Timisoara, 2010.
- DIXON, S.L. **Fluid Mechanics and Thermodynamics of Turbomachinery**. 5th ed. Liverpool: Elsevier Butterworth–Heinemann, 2005.
- FOX, R. W.; PRITCHARD, P. J.; MCDONALD A. T. **Introdução à mecânica dos fluidos**. 7. ed.. Rio de Janeiro: LTC, 2013.
- GANGNO, M.; NICOLLE, J.; MORISSETTE, J-F.; LAWRENCE, M. A look at Francis runner blades response during transients. **IOP Conference Series: Earth and Environmental Science**, 2016.
- ITAIPU BINACIONAL. **Itaipu Usina Hidrelétrica Projeto: Aspectos de Engenharia**. Foz do Iguaçu, 2009.
- ITAIPU BINACIONAL. Divisão Técnica – SAT. **Mecanismo de operação superior Planta – 5215-DF-71170-P**. Foz do Iguaçu, 1981.
- ITAIPU BINACIONAL. **UNIT 9A & 18A MODEL TEST REPORT**. Foz do Iguaçu, 2001.
- JAKOBSEN, K.; HOLST, M. A. CFD simulations of transients load on a high head Francis turbine. **Journal of Physics: Conference Series**, 2017.
- MACINTYRE, A. J. **Máquinas motrizes hidráulicas**. Rio de Janeiro: Guanabara Dois, 1983.
- MALISKA, C. **Transferência de Calor e Mecânica dos Fluidos Computacional**. 2<sup>a</sup> ed. LTC, 2004.
- MARRA, J.M.; GRAMANI, M.G.; SEFRIN, Y. F. T.; KAVISKI, E. **A experiência de Itaipu no levantamento da geometria e análise fluidodinâmica computacional de suas turbinas a partir da utilização de técnica de escaneamento a laser rotativo**, em: XXXIII Seminário Nacional de Produção e Transmissão de Energia Elétrica – SNPTEE, Foz do Iguaçu, 2015.
- MARRA, J. M.; GRAMANI, L. M.; ZUBELDIA, L. F.; KAVISKI, E. **Turbulence Models Comparison in a Francis Turbine Flow Simulation: an Applied Case on the**

**Itaipu Turbines**, in: XXXVI Ibero-Latin American Congress on Computational Methods in Engineering, Rio de Janeiro, 2015.

MARRA, J. M.; GRAMANI, L. M.; SANTOS, C. W.; KAVISKI, E. **Hydraulic Transients in Penstocks: Comparison of Results of the Solution Using Runge-Rutta and Method of Characteristics applied in the Hydraulic Circuit of the Turbines of the Itaipu Powerplant**. In: 23rd ABCM International Congress of Mechanical Engineering, Rio de Janeiro, 2015.

MARRA, J. M.; GRAMANI, L. M.; SANTOS, C. W.; KAVISKI, E. Hydraulic Transients in Penstocks: Comparison of Methods Runge-Kutta and Characteristics in Load Rejection Solution. **American Journal of Hydropower, Water and Environment Systems**, 2017.

MARRA, J. M.; GRAMANI, L. M.; ZUBELDIA, L. F.; KAVISKI, E. Prediction of Pressure Pulsation in Francis Turbines Using Rans Solution: An Applied Study of Effects of the Turbulence Models, Mesh, Domain Extension and Multiphase Flow. **American Journal of Hydropower, Water and Environment Systems**, 2018

MENTER, F.R.; KUNTZ, M.; LANGTRY, R. Ten years of industrial experience with the SST turbulence model. **Turbulence, Heat and Mass Transfer 4**, Antalya, 2003.

MÖSSINGER, P.; JUNG, A. Transient two-phase CFD simulation of overload operating conditions and load rejection in a prototype sized Francis turbine. **IOP Conference Series: Earth and Environmental Science**, 2016.

TRIVEDI, C.; CERVANTES, M. J. State of the art in numerical simulation of high head Francis turbines. **Renewable Energy and Environmental Sustainability**, 2016.

TRIVEDI, C.; CERVANTES, M. J.; DAHLHAUG, O. G. Numerical Techniques Applied to Hydraulic Turbines: A Perspective Review. **Applied Mechanics Reviews**, 2016.

TRIVEDI, C; GANDHI B; CERVANTES, M. J. Effect of transients on Francis turbine runner life: a review. **Journal of Hydraulic Research**, 2013.

VERSTEEG, H. K.; MALALASEKERA, W. **An introduction to computational fluid dynamics: the finite volume method**. 2nd ed. Harlow: Pearson, 2007.