

014

São Paulo
2003

Dissertação apresentada à Escola
Politécnica da Universidade de São
Paulo para obtenção do título de
Mestre em Engenharia.

**ANÁLISE DO ESCOAMENTO EM COMPORTAS DE
EMERGÊNCIA INSTALADAS NO TUBO DE SUÇÃO DE
MÁQUINAS KAPLAN**

ARTHUR LEOTTA

São Paulo
2003

Orientador:
Prof. Dr. Julio Romano Meneghini

Área de concentração:
Engenharia Naval e Oceânica

Dissertação apresentada à Escola
Politécnica da Universidade de São
Paulo para obtenção do título de
Mestre em Engenharia.

**ANÁLISE DO ESCOAMENTO EM COMORTAS DE
EMERGÊNCIA INSTALADAS NO TUBO DE SUÇÃO DE
MÁQUINAS KAPLAN**

ARTHUR LEOTTA

Data da defesa: ____/____/____

Banca Examinadora

Prof. Dr. Julio Romano Meneghini

Assinatura: _____

Julgamento: _____

Prof. Dr. Kazuo Nishimoto

Assinatura: _____

Julgamento: _____

Dr. Manuel Narciso Ferreira Gonçalves

Assinatura: _____

Julgamento: _____

Isaac Asimov

***“Se conhecimento pode trazer problemas,
não é sendo ignorante que poderemos
solucioná-los.”***

obrigado pelos conselhos e incentivo.

Alexandre,

nem sempre correspondidos;

obrigado pelas demonstrações de carinho e afeto

mãe,

ainda há tempo para mudar;

desculpe pela ausência,

obrigado por me amar e pela paciência.

Ana Paula,

eu sei, não foi fácil;

obrigado pelo exemplo e pela perseverança,

determinação que do meu esforço.

o que sou hoje é mais fruto da sua

pai,

Agradecimentos

Ao Prof. Dr. Julio Romano Menheghini, pela vasta transferência de conhecimento, pela orientação segura e pelas diretrizes sensatas que me mostraram o rumo a seguido;

Ao Dr. Manuel Narciso Ferreira Gonçalves, por colaborar com o meu desenvolvimento intelectual através de seu conhecimento e sua experiência, pelas oportunidades e pela confiança em mim depositadas;

À Voith Siemens Hydro Power Generation, pela oportunidade e pelo apoio;

A todos que, de forma direta ou indireta, contribuíram para a realização deste trabalho; em particular para os alunos de iniciação científica Alessandro Lima e Daniel Furlaneto, e aos colegas Humberto Gissoni e Maria Regina Gomes.

Arthur Leotta. Análise do Escocamento em Comportas de Emergência Instaladas no Tubo de Sucção de Máquinas Kaplan

Errata

p.		Item	linha	onde se lê	leia-se
	-	Resumo	décima primeira	... como dados de entrada condições de contorno como dados de entrada e condições de contorno ...
	1	Introdução	sétima	... na atualidade remontam do século XVII.	... na atualidade remontam ao século XVII.
	3	Introdução	sétima e oitava	... mais utilizados atualmente foram desenvolvidas a partir do metade do mais utilizados atualmente foram desenvolvidos a partir da metade do ...
	5	quinta e sexta	1.1	... de converter a energia de um fluxo hidráulico em energia mecânica, que é disponibilizada às pontas do de um eixo motriz.	... de converter a energia do fluxo hidráulico em energia mecânica, sendo a mesma então disponibilizada no eixo motriz.
	5	décima nona e vigésima	1.1	... por servomotores hidráulicos que adequam a vazão.	... por servomotores hidráulicos que controlam a vazão.
	6	terceira	1.1	... em altas quedas e pequenos caudais.	... em altas quedas e pequenas vazões.
	6	oitava	1.1	... são diferentes, a pressão da água à saída do rotor, pode são diferentes, sendo que a pressão da água na saída do rotor pode ...
	6	décima	1.1	... reação mais conhecidas são a Francis e a Kaplan.	... reação mais conhecidos são a Francis e a Kaplan.

p. Item	7	1.1	terceira e quarta	O controle de vazão para turbinas de reação ...	O controle de vazão nas turbinas de reação ...
	11	1.1	sexta e sétima	Por ser um fator unitário, ele é utilizado para escalar o protótipo em função do modelo já testado em laboratório.	(eliminar o período)
	13	1.3	décima segunda e décima terceira	Portanto, uma função do tubo de sucção, muito importante, é converter parte da ...	Portanto, uma das funções do tubo de sucção, é converter parte da ...
	15	1.4	décima quarta	... por causa de um queda de linha de transmissão, por causa de queda de linha de transmissão, ...
	15	1.4	vigésima terceira e vigésima quarta	... que tem a função de impedir estas altas rotações e distribuidor, que deve que tem a função de impedir estas altas rotações e o distribuidor, que deve ...
	16	1.4	décima à décima quinta	Dentre os possíveis sistemas redundantes ... elementos que já teriam falhado anteriormente.	(eliminar o período)
	17	1.4.1	décima sétima e décima oitava	Isto reduz qualquer cavitação na turbina, mas ...	Isto reduz a cavitação na turbina, mas ...
	17	1.4.1	vigésima segunda	... mais próximo do fechamento completo da comporta, maior o mais próximo do fechamento da comporta, maior o ...
	18	1.4.1	sexta	... o atrito transmitem esforços o atrito e transmitem esforços ...
	21	1.4.3	oitava	... encontra jussante da encontra a jussante da ...

p. Item	linha	onde se lê	leia-se
21	décima primeira	... do escoamento é modificada atuando no dispositivo do escoamento é modificada através da atuação do dispositivo ...
23	segunda	... de sobrevelocidade ativados, quando a máquina parou, um de sobrevelocidade ativados. Quando a máquina parou, um ...
26	terceira e quarta	... valores extremos, estes valores deve ser compatíveis com os limites do dimensionamento valores extremos. Estes valores devem estar limitados, dependendo do dimensionamento ...
27	nona	... flutuação de alta pressão que flutuação de pressão que ...
28	oitava e nona	... sucessivos intervalos de tempo menores, fechamentos instantâneos.	... sucessivos fechamentos parciais instantâneos até que a sornatória seja o fechamento completo.
28	décima à décima segunda	O cálculo do golpe em cada instante de tempo depende do quanto de área livre ainda existe no final do instante determinado e se já existe alguma onda refletida naquele instante de tempo e, se for o caso, as duas ondas ...	O cálculo do golpe em cada fechamento parcial depende do quanto de área livre ainda existe no final do respectivo instante. Se já houver alguma onda refletida naquele instante de tempo, as duas ondas ...
29	quinta e sexta	... de movimento é igual à impulsão da força na seção de movimento é igual ao impulso gerado na seção ...
30	décima segunda	sendo: $c = \text{celeridade}$ calculada como segue:	sendo: $c = \text{celeridade}$, que para condutos em ferro e aço é calculada como segue:
33	primeira	Este efeito é causado ...	Este efeito pode ser causado ...
33	quarta	... fechamento de a montante.	... fechamento a montante.

p. Item	linha	onde se lê	leia-se
34	2.2	... da máquina ser erguida.	... da máquina ser erguida acima dos limites permitidos pelo projeto.
39	2.3.2	décima segunda e décima terceira	... bidimensionais em CFD para verificação dos esforços ...
39	2.3.2	décima quarta e décima quinta	... comporta, bem como a recirculação que ocorre a jusante da comporta também apresenta diferentes resultados ...
51	2.4.10	quarta à sexta	... quando esta reproduz a equação diferencial quando os tamanhos das malhas espacial e temporal tendam a zero.
53	2.4.12	décima primeira e décima segunda	Segundo a numeração dos elementos determinada através de um algoritmo qualquer.
59	3.4	décima quarta e décima quinta	... turbulento, houve a necessidade de adoção de um ...
60	3.4	nona	... uma boa precisão para o modelo $k-\epsilon$ RNG é ...
60	3.4	décima segunda e décima terceira	... o modelo $k-\epsilon$ RNG é similar ao modelo padrão com alguns refinamentos, este método:
61	3.5	nona e décima	... é segregado, pois não permite a resolução de todas as incógnitas simultaneamente. Devido à natureza do escoamento, ... o avanço ...
			... é segregado, não permitindo a resolução de todas as incógnitas simultaneamente. O avanço

p. Item	linha	onde se lê	leia-se
66	4.1	... como uma válvula que desembocam diretamente no como uma válvula que desemboca diretamente no ...
66	4.1	sétima e oitava	... adução real, o seu comprimento foi incluído diretamente.
78	Capítulo 5	sexta	... e tridimensionais, em CFD foi realizada ...
97	5.3	vigésima primeira e vigésima segunda	... na região da comporta através de pressostatos diferenciais. O mesmo tipo de equipamento será utilizado para medição ...
97	5.3	vigésima	... na região da comporta. Ainda estão previstos: medição ...

SUMÁRIO

LISTA DE FIGURAS

RESUMO

ABSTRACT

Capítulo 1 - INTRODUÇÃO..... 1

1.1 TURBINAS HIDRÁULICAS..... 5

1.2 ENERGIA 11

1.3 TUBO DE SUÇÃO 13

1.4 MOTIVAÇÃO PARA O ESTUDO 14

1.4.1 Comportas Vagão (de Emergência)..... 17

1.4.2 Efeito "Downpull" 20

1.4.3 Efeito dos Transientes Hidráulicos e "Uplift" 21

1.5 OBJETIVOS 23

Capítulo 2 - REVISÃO BIBLIOGRÁFICA..... 26

2.1 TRANSIENTES HIDRÁULICOS E MÉTODO DAS CARACTERÍSTICAS..... 26

2.1.1 Golpe de Aríete..... 27

2.1.2 Método das Características 31

2.2 EFEITO "UPLIFT" 33

2.3 EFEITO "DOWNPULL" 34

2.3.1 Método de Knapp 36

2.3.2 Fatores Importantes para o Surgimento do Efeito "Downpull" 38

2.4 DINÂMICA DOS FLUIDOS COMPUTACIONAL (CFD) 40

2.4.1 Escolha do Equacionamento..... 42

2.4.2 CFD e Métodos Numéricos..... 43

2.4.3 Modelo Matemático..... 43

2.4.4 Tipos de Equações..... 44

2.4.5 Utilização do Método..... 45

2.4.6 Malhas..... 45

2.4.7 Variações das Malhas..... 46

2.4.8 Geração de Malhas..... 47

2.4.9 Tipos de Formulações..... 50

2.4.10 Características Necessárias..... 51

2.4.11 Método das Diferenças Finitas..... 51

2.4.12	Método dos Elementos Finitos	53
54	Capítulo 3 - MÉTODO NUMÉRICO UTILIZADO	54
55	3.1 SOLUÇÃO EM CFD	55
56	3.2 MÉTODO DOS VOLUMES FINITOS	56
58	3.3 CONDIÇÕES DE CONTORNO	58
59	3.4 MODELO DE TURBULÊNCIA	59
61	3.5 ACOPLAMENTO PRESSÃO-VELOCIDADE	61
62	3.6 FUNÇÃO DE INTERPOLAÇÃO	62
64	Capítulo 4 - TRANSIENTES HIDRÁULICOS - SIMULAÇÕES E RESULTADOS	64
65	4.1 MODELAGEM DO SISTEMA	65
70	4.2 SIMULAÇÕES DOS TRANSIENTES HIDRÁULICOS	70
73	4.3 RESULTADOS DOS TRANSIENTES HIDRÁULICOS	73
78	Capítulo 5 - CFD - SIMULAÇÕES E RESULTADOS	78
79	5.1 SIMULAÇÕES BIDIMENSIONAIS	79
89	5.2 SIMULAÇÕES TRIDIMENSIONAIS	89
97	5.3 VALIDAÇÃO DOS RESULTADOS	97
99	Capítulo 6 - CONCLUSÃO E RECOMENDAÇÕES PARA FUTUROS TRABALHOS	99
99	6.1 CONCLUSÃO	99
101	6.2 RECOMENDAÇÕES PARA FUTUROS TRABALHOS	101
103	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	103
107	ANEXO I - EXEMPLO DE MODELAGEM UTILIZADA NO PROGRAMA SIPROHS	107
116	ANEXO II - TRANSIENTES HIDRÁULICOS DOS CASOS APRESENTADOS NA TABELA 4.3	116
124	ANEXO III - SIMULAÇÕES BIDIMENSIONAIS EM CFD	124
139	ANEXO IV - SIMULAÇÕES TRIDIMENSIONAIS EM CFD	139

LISTA DE FIGURAS

2	Figura 1.1 – Roda de Pá de Madeira (ALLIS-CHALMERS ELECTRICAL REVIEW, 1954).....
3	Figura 1.2 – Mecanismos Internos de Moinhos com Rodas de Pá (ALLIS-CHALMERS ELECTRICAL REVIEW, 1954).....
6	Figura 1.3 – Corte de uma Turbina Pelton da Usina Electropetu - Peru (VOITH SIEMENS PELTON TURBINES BROCHURE, 2003).....
8	Figura 1.4 – Corte de uma Turbina Francis da Usina Xingó - Brasil (VOITH SIEMENS FRANCIS TURBINES BROCHURE, 2003).....
8	Figura 1.5 – Corte de uma Turbina Kaplan da Usina Yacreta - Argentina (VOITH SIEMENS KAPLAN TURBINES BROCHURE, 2003).....
9	Figura 1.6 – Corte de uma Turbina Bulbo.....
9	Figura 1.7 – Corte Tridimensional de uma Turbina Francis.....
10	Figura 1.8 – Principais Componentes de uma Turbina Kaplan.....
10	Figura 1.9 – Campo de Aplicação de Turbinas Pelton, Francis e Kaplan.....
12	Figura 1.10 – Esquema para Geração Hidrelétrica (SOUZA; SANTOS; BORTONI, 1999).....
14	Figura 1.11 – Detalhe do Tubo de Sucção de Uma Máquina Kaplan.....
19	Figura 1.12 – Croqui da Compoa Vagão (ERBSTI, 2002).....
21	Figura 1.13 – Parte Inferior de uma Compoa Vagão de Montante (SOUZA; SANTOS; BORTONI, 1999).....
25	Figura 1.14 – Croqui da Casa de Força da Usina em Estudo.....
28	Figura 2.1 – Sequência de Eventos para Um Ciclo Após o Fechamento Repentino de Uma Válvula (STREETER; WYLIE, 1982).....
29	Figura 2.2 – Esquema Mostrando o Golpe de Arrete e o Oscilatório Amortecido (SOUZA; SANTOS; BORTONI, 1999).....
33	Figura 2.3 – Retas Características no Plano (x,t).....
34	Figura 2.4 – Efeito “Uplift” - Simulação.....
35	Figura 2.5 – Comporta Parcialmente Aberta.....
37	Figura 2.6 – Método de Knapp.....
41	Figura 2.7 – Exemplo de Escocamento na Entrada de Um Tubo de Sucção.....
41	Figura 2.8 – Visualização de Linhas de Corrente em Um Tubo de Sucção.....
46	Figura 2.9 – Exemplo de Malha 3D.....
48	Figura 2.10 – Malha Estruturada 3D de Um Tubo de Sucção.....
49	Figura 2.11 – Triangulação de Delaunay (MALISKA, 1995).....
49	Figura 2.12 – Diagramas de Voronoi (MALISKA, 1995).....

Figura 2.13 – Malha Não-Estruturada Bidimensional de Um Elemento com Orifício.....	50
Figura 2.14 – Malha Não-Estruturada Tridimensional de Um Tubo de Sucção.....	50
Figura 2.15 – Malha Retangular (ROACHE, 1985).....	52
Figura 3.1 – Balanço de Massa no Volume Finito (MALISKA, 1995).....	57
Figura 3.2 – Discretização Unidimensional (MALISKA, 1995).....	63
Figura 4.1 – Modelagem do Circuito Hidráulico.....	66
Figura 4.2 – Coeficiente de Perda de Carga em Função da Abertura de um Elemento Retangular (IDELCIK, 1969).....	69
Figura 4.3 – Resultado dos Transientes Hidráulicos.....	72
Figura 4.4 – Lei de Fechamento das Comportas.....	73
Figura 4.5 – Leis de Fechamento Utilizadas.....	74
Figura 4.6 – Vazão Através de cada Comporta.....	75
Figura 4.7 – Pressão a Montante das Comportas.....	75
Figura 4.8 – Pressão no Início do Tubo de Sucção.....	76
Figura 4.9 – Pressão no Final da Caixa Espiral.....	76
Figura 5.1 – Modelo Bidimensional com Chapa Defletora Inclinada.....	79
Figura 5.2 – Modelo Bidimensional com Chapa Defletora Horizontal.....	80
Figura 5.3 – Malha Bidimensional.....	80
Figura 5.4 – Detalhe na Região da Comporta.....	81
Figura 5.5 – Campo de Velocidades.....	83
Figura 5.6 – Vetores Velocidade na Região da Comporta.....	83
Figura 5.7 – Campo de Pressões.....	84
Figura 5.8 – Campo de Pressões na Região da Comporta.....	84
Figura 5.9 – Campo de Velocidades.....	85
Figura 5.10 – Campo de Velocidades na Região da Comporta.....	85
Figura 5.11 – Campo de Pressões.....	86
Figura 5.12 – Campo de Pressões na Região da Comporta.....	86
Figura 5.13 – Campo de Velocidades (15% de abertura com chapa inclinada).....	87
Figura 5.14 – Campo de Velocidades (15% de abertura com chapa horizontal).....	87
Figura 5.15 – Campo de Pressões (5% de abertura com chapa inclinada).....	88
Figura 5.16 – Campo de Pressões (5% de abertura com chapa horizontal).....	88
Figura 5.17 – Modelo Tridimensional.....	90
Figura 5.18 – Modelo Tridimensional Transparente com Zoom na Região das Comportas.....	90
Figura 5.19 – Malha Tridimensional.....	91
Figura 5.20 – Detalhe na Região das Comportas.....	91
Figura 5.21 – Seção da Malha na Região das Comportas.....	92
Figura 5.22 – Campo de Pressões para 50% de Abertura.....	93
Figura 5.23 – Campo de Pressões para 50% de Abertura.....	94
Figura 5.24 – Campo de Velocidades para 50% de Abertura.....	94

95	Figura 5.25 – Vetores Velocidades para 50% de Abertura.....
95	Figura 5.26 – Campo de Pressões para 25% de Abertura.....
96	Figura 5.27 – Vetores Velocidade para 10% de Abertura.....
96	Figura 5.28 – Campo de Velocidades para 5% de Abertura.....

RESUMO

Este trabalho visa analisar, hidráulica e mecanicamente, as consequências do fechamento emergencial de comportas tipo vagão, situadas em tubos de sucção de usinas hidrelétricas com rotores tipo Kaplan e comparar várias leis de fechamento das mesmas. Foram realizadas diversas simulações numéricas através do Método das Características, com o objetivo de analisar o efeito dos transientes hidráulicos na região das comportas em várias situações de fechamento emergencial das mesmas. Estas análises serviram para garantir uma lei de fechamento das comportas que não oferecesse riscos ao circuito hidráulico e ao conjunto turbina-gerador, principalmente devido ao empuxo axial contrário (efeito "Uplift") gerado pelo golpe de aríete reverso, quando o rotor estivesse girando à velocidade de disparo. Os resultados obtidos foram então utilizados como dados de entrada condições de contorno para simulações numéricas do escoamento no tubo de sucção, comporta e canal de jusante, utilizando técnicas de CFD (do inglês *Computational Fluid Dynamics*). O intuito destas simulações foi verificar a magnitude dos esforços atuantes nas comportas, principalmente devido ao efeito "Downpull", durante o fechamento das mesmas. A validação dos resultados será feita através da comparação dos mesmos com medições em campo.

ABSTRACT

This paper aims to analyze, from a hydraulic and mechanical viewpoint, the consequences of the emergency closure of fixed-wheel Gates type located in draft tubes of hydroelectric powerplant with Kaplan type runners, and to compare several laws regarding their closure. A number of numerical simulations were carried out with the use of the Method of Characteristics, for the purpose of analyzing the hydraulic transients effects in the gate region, in different situations of their emergency closure. These analysis aims to guarantee a gates closure law without offering risks for the hydraulic circuit and for the rotating parts, mainly due to the counter axial thrust (uplift effect), generated by the reverse waterhammer when the runner is under runaway speed. The results obtained were then used as boundary conditions for numerical simulations of flow in the draft tube, in the gate, and in the channel, with the utilization of CFD (Computational Fluid Dynamics) techniques. The purpose of such simulations was to check the magnitude of the forces actuating on the gates, mainly due to the "downpull" effect during the gate closure. The results validation will be done by comparison between them and the field measurements.

Port Royal. A utilização da roda d'água, principalmente em moinhos, se tornou energia hídrica é datada de 1605, fornecendo energia mecânica para um moinho em Na América do Norte, UEBLING (1954) cita que a primeira aplicação de

através de eixos, correias e polias.

energia desenvolvida pelas turbinas era utilizada diretamente, de forma mecânica, promissor ramo de estudo e investimento, além do seu papel estratégico. Até então, a do século XIX, a transformação da energia hídrica em elétrica se tornou um diversificam. Devido à enorme importância da energia elétrica, na Europa, no final Cada vez mais a complexidade destas máquinas aumenta e suas funções se

físicas que são empregadas na atualidade remontam do século XVII.

2300 anos. Já as primeiras máquinas hidráulicas concebidas segundo as teorias SIMONE (2000), a primeira bomba hidráulica foi desenvolvida por Arquimedes há para bombeamento, com a finalidade de retirar água dos porões dos navios. Segundo Os gregos, aparentemente, foram os primeiros a desenvolver máquinas hidráulicas máquinas hidráulicas para minimizar os esforços humanos em atividades diversas. Há mais de 2000 mil anos o homem vem utilizando a energia da água em

INTRODUÇÃO

Capítulo 1

muito popular no século XVII. As primeiras rodas d'água de madeira, conforme Figura 1.1, consistiam de cinco partes principais: o eixo, os braços, os anéis externos, o anel interno de fechamento e as pás ou conchas.

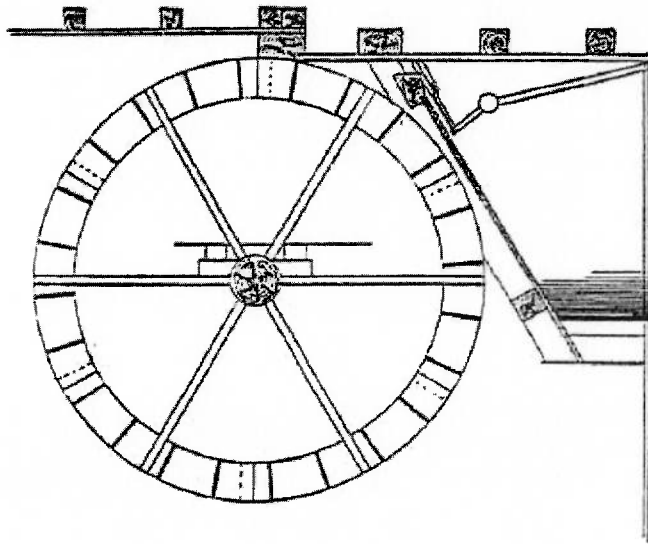


Figura 1.1 – Roda de Pá de Madeira (ALLIS-CHALMERSS ELECTRICAL REVIEW, 1954).

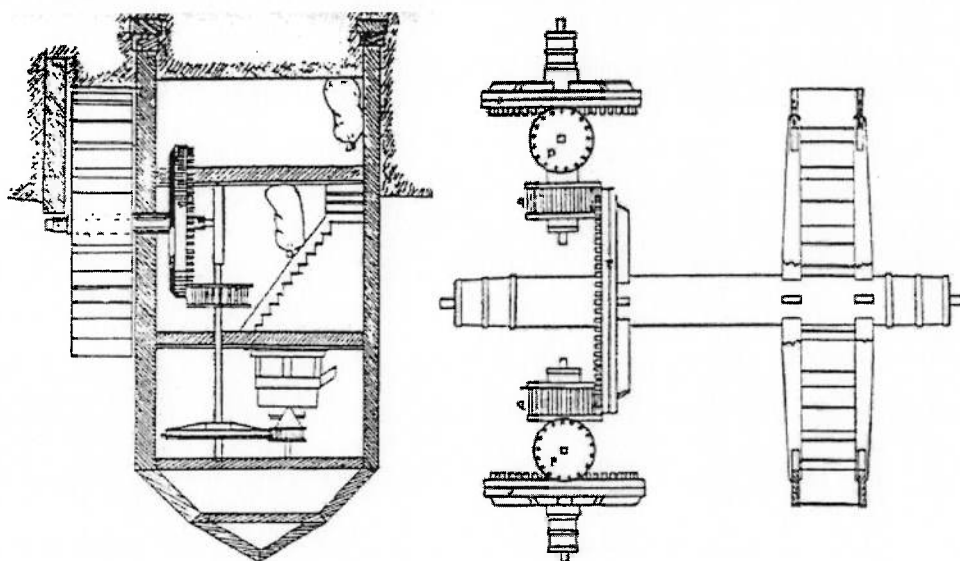
O mecanismo do moinho possuía um conjunto de engrenagens com dentes ou pinos de madeira que podiam tanto modificar o eixo de giro como variar a rotação da moenda. Uma roda d'água podia acionar até duas moendas dependendo do arranjo de engrenagens, conforme Figura 1.2. Nos dois séculos seguintes outras indústrias, tal como a têxtil, também começaram a utilizar rodas de pás que podiam tanto acionar engrenagens como correias.

energia elétrica consumida no Brasil é fornecida por usinas hidrelétricas. Mesmo Segundo a Agência Nacional de Energia Elétrica (ANEEL), mais de 90% da passo das pás, surgindo então a máquina Kaplan.

1912, Victor Kaplan concebe um novo tipo de máquina Propeller com variação do de 1838; a patente da máquina Pelton foi feita em 1880 por Lester Allen Pelton; e em James B. Francis em 1847 através de um aperfeiçoamento da turbina Dowd que era metade do século XIX. A primeira delas é a turbina Francis, que foi inventada por três tipos de turbina mais utilizados atualmente foram desenvolvidas a partir do intensos e justamente nesta época diversos tipos de turbinas foram patenteadas. Os mecânica em elétrica fez com que os estudos nesta área se tornassem bem mais invenção da luz elétrica, por Thomas Edison, o interesse em converter energia rendimento, além disto, alguns mecanismos de regulação foram criados. Com a que as rodas de pá fossem enclausuradas para manter a água confinada e melhorar o Durante o século XIX, o desenvolvimento das máquinas hidráulicas fez com

ELECTRICAL REVIEW, 1954).

Figura 1.2 – Mecanismos Internos de Moinhos com Rodas de Pá (ALLIS-CHALMERS



As comportas hidráulicas foram originadas através de técnicas de irrigação, abastecimento de água e navegação fluvial. Nos tempos primitivos, a água era represada por barragens e encaminhada para canais de irrigação, o excedente de água vazava por cima da barragem. Numa evolução natural, foram construídas barreiras móveis (comportas). que podiam ser removidas da posição de represamento para dar situações emergenciais.

Os Grupos Geradores (turbina-gerador) são o coração da usina hidrelétrica, estes dois equipamentos são os responsáveis pela conversão de energia, pela estabilidade e segurança operacional dos sistemas que conduzem e suportam as massas energéticas, além de serem o ponto de partida para o dimensionamento do restante da usina. A turbina hidráulica converte energia hídrica em mecânica e a transfere ao eixo. O gerador, por sua vez, converte energia mecânica em elétrica, que por sua vez é transformada e/ou transmitida até os centros consumidores. O conjunto turbina-gerador, porém, não consegue operar a usina isoladamente, necessitando de uma infinidade de outros equipamentos e sistemas para auxiliá-lo. Além do auxílio durante a operação normal da usina, existem sistemas e equipamentos, tais como as comportas do tipo vago, que são projetados para atuar, exclusivamente ou não, em situações emergenciais.

assim, somente 25% do potencial hidrelétrico brasileiro está sendo utilizado. Toda esta potencialidade, a crescente demanda por energia e a crise energética, que está sendo vislumbrada para daqui poucos anos se não houver aumento na oferta de energia elétrica, demonstram que muitos esforços serão feitos nos próximos anos para que haja um desenvolvimento ainda maior nesta área. Muitos recursos serão utilizados com o intuito de aumentar a produtividade, garantir a geração e melhorar a confiabilidade das usinas e dos sistemas elétricos.

passagem à água em excesso, permitindo maior segurança e flexibilidade de operação às obras hidráulicas. Atualmente as comportas possuem uma infinidade de aplicações tais como manutenção e salvaguarda de usinas hidrelétricas, operação de eclusas, fechamento de portos e diques, controle de cheias, auxílio à irrigação, etc.

1.1 Turbinas Hidráulicas

As turbinas hidráulicas têm a função de converter a energia de um fluxo hidráulico em energia mecânica, que é disponibilizada às pontas de um eixo motriz. Em uma usina hidrelétrica, essa energia é entregue a um gerador elétrico, e este, recebendo energia mecânica, converte-a em elétrica.

Existem vários modos de se classificar os diferentes tipos de turbinas hidráulicas, um dos mais conhecidos é dividi-las em duas categorias, a das turbinas de ação e a das turbinas de reação:

Turbinas de ação: Estes tipos de turbina operam somente com a energia cinética da água. Toda a energia potencial da água é transformada em cinética antes de chegar às conchas do rotor da turbina, isto significa que a pressão à entrada do rotor é igual à pressão à saída do mesmo. O tipo de turbina de ação mais conhecida é a turbina Pelton. Os rotores das turbinas tipo Pelton são acionados por jatos de água que atingem suas conchas que têm formato de colher dupla (lado a lado), separadas por um septo. Os jatos são gerados e direcionados através de um ou mais injetores que possuem agulhas reguladoras acionadas por servomotores hidráulicos que adequam a vazão. Quando o jato atinge o rotor, ele é dividido pelo septo das conchas e é expulso pelas laterais das mesmas. O número de conchas, o diâmetro e a velocidade angular estão relacionados com a queda líquida (para rotores de ação:

diferença entre a elevação do reservatório de montante e a elevação do rotor menos as perdas de carga do circuito adutor) e a vazão a ser turbinada. O rotor tipo Pelton é aplicável em altas quedas e pequenos caudais. A Figura 1.3 mostra uma croqui de um rotor Pelton de seis jatos.

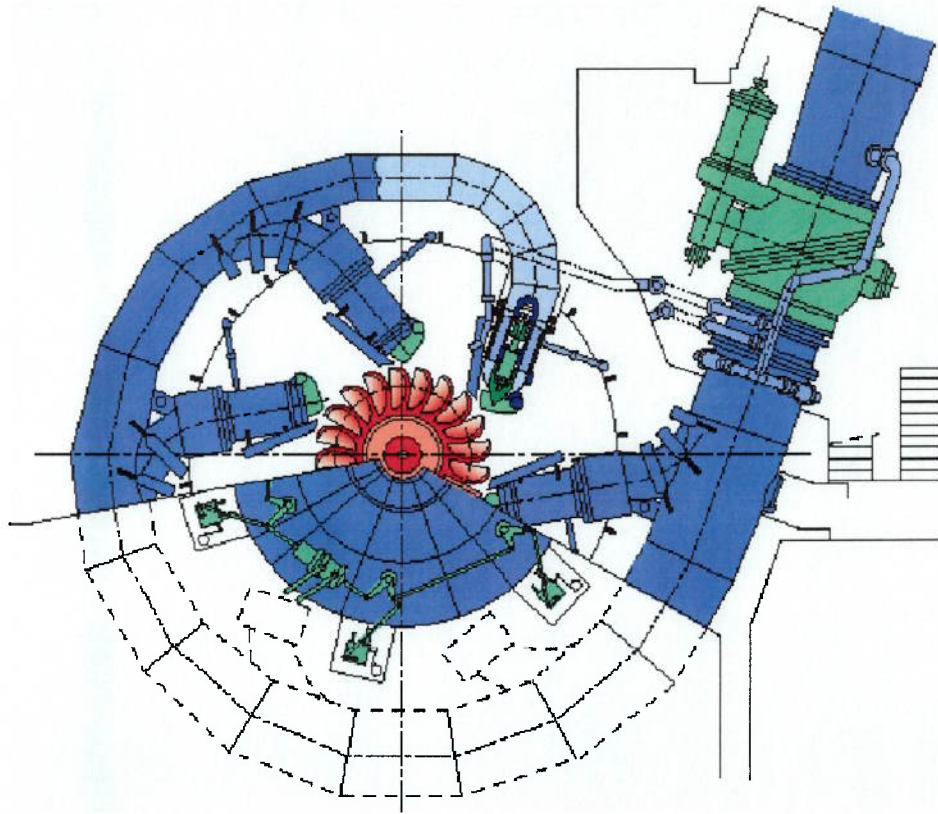


Figura 1.3 – Corte de uma Turbina Pelton da Usina Electropernu - Peru (VOITH SIEMENS

PELTON TURBINES BROCHURE, 2003).

Turbinas de reação: Diferentemente das turbinas de ação, estas operam com

a energia em forma cinética e de pressão, pois só parte da energia potencial é transformada em cinética, isto significa que as pressões à entrada e à saída do rotor são diferentes, a pressão da água à saída do rotor, pode estar à pressões positiva, negativa ou nula em relação à pressão atmosférica. Os dois tipos de turbinas de reação mais conhecidas são a Francis e a Kaplan. Diferentemente da Pelton, o que

geralmente direciona o fluxo antes dos rotores tipo Francis e Kaplan são a caixa espiral (caracol), o pré-distribuidor e o distribuidor, porém rotores Kaplan horizontais (Bulbo, S, etc.) não possuem caixa espiral. O controle da vazão para turbinas de reação é feito pelas palhetas do distribuidor, que são operadas por um ou mais servomotores hidráulicos. A turbina tipo Francis é chamada de fluxo misto, pois a água entra radialmente no rotor e sai axialmente ao mesmo, conforme apresentado na Figura 1.4. A turbina tipo Kaplan tem o fluxo puramente axial. Este último tipo de turbina possui pás móveis, comandadas por um servomotor hidráulico localizado dentro do rotor ou no eixo da turbina, conforme Figura 1.5. Ela mostra uma turbina com caixa espiral em concreto (caixa semi-espiral), já a Figura 1.6 apresenta uma turbina Kaplan Bulbo. Os eixos do gerador e da turbina Kaplan são vazados no sentido longitudinal, por onde passam tubos que levam e trazem óleo para o comando do servomotor. Para a movimentação das pás, que é um importante meio de compensar as variações de vazão e queda (para rotores de reação: diferença entre a elevação do reservatório de montante e a elevação do reservatório de jusante menos as perdas de carga do circuito adutor). Se as pás forem fixas o rotor é chamado de Propeller (Hélice).

A Figura 1.7 apresenta um corte tridimensional de uma turbina Francis, que facilita muito o entendimento do funcionamento de cada um dos principais componentes do conjunto turbina-gerador. Os principais componentes das máquinas Kaplans são apresentados na Figura 1.8.

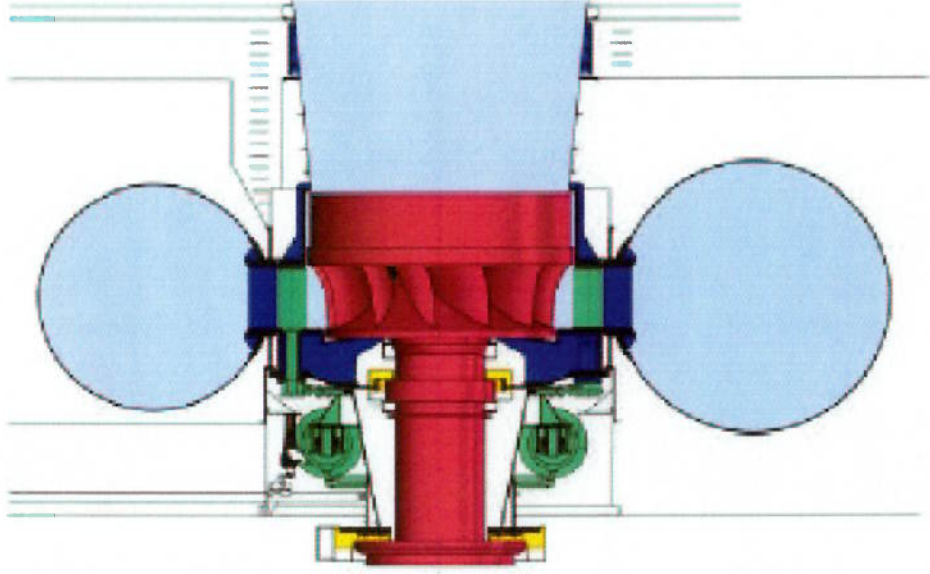


Figura 1.4 – Corte de uma Turbina Francis da Usina Xingó - Brasil (VOITH SIEMENS FRANCIS TURBINES BROCHURE, 2003).

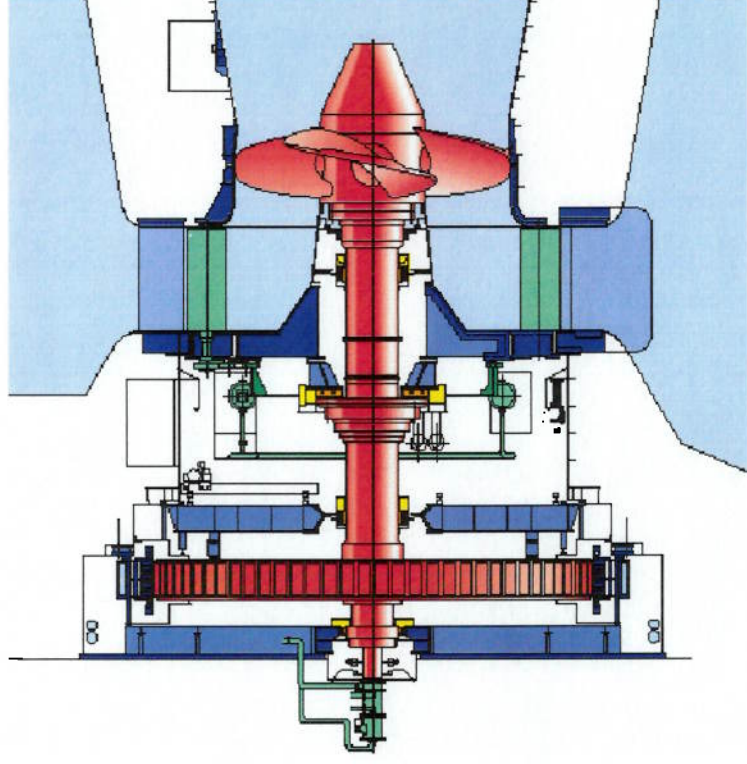


Figura 1.5 – Corte de uma Turbina Kaplan da Usina Yacreta - Argentina (VOITH SIEMENS KAPLAN TURBINES BROCHURE, 2003).

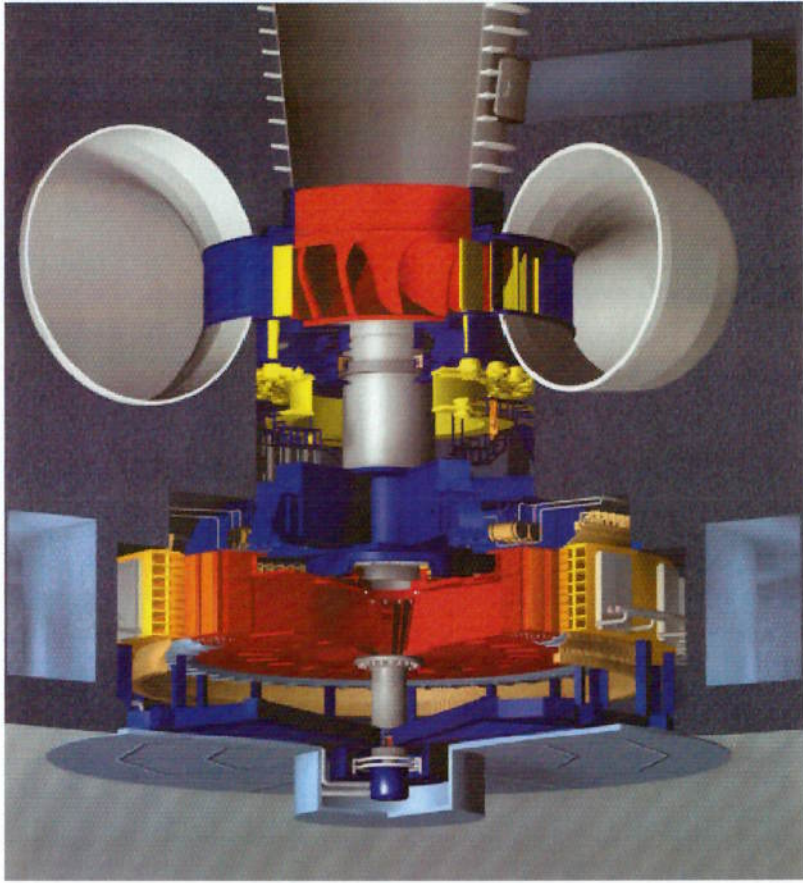


Figura 1.7 – Corte Tridimensional de uma Turbina Francis.

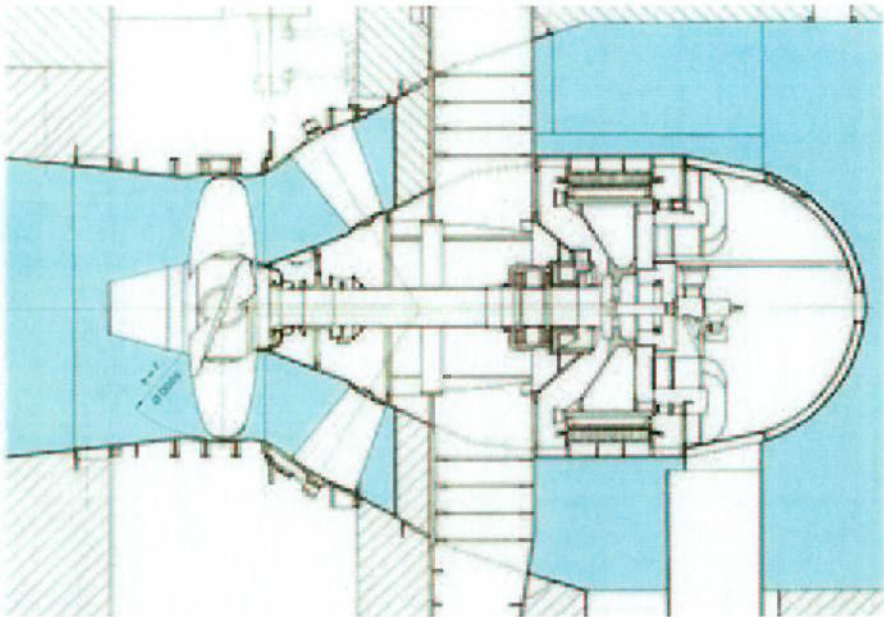


Figura 1.6 – Corte de uma Turbina Bulbo

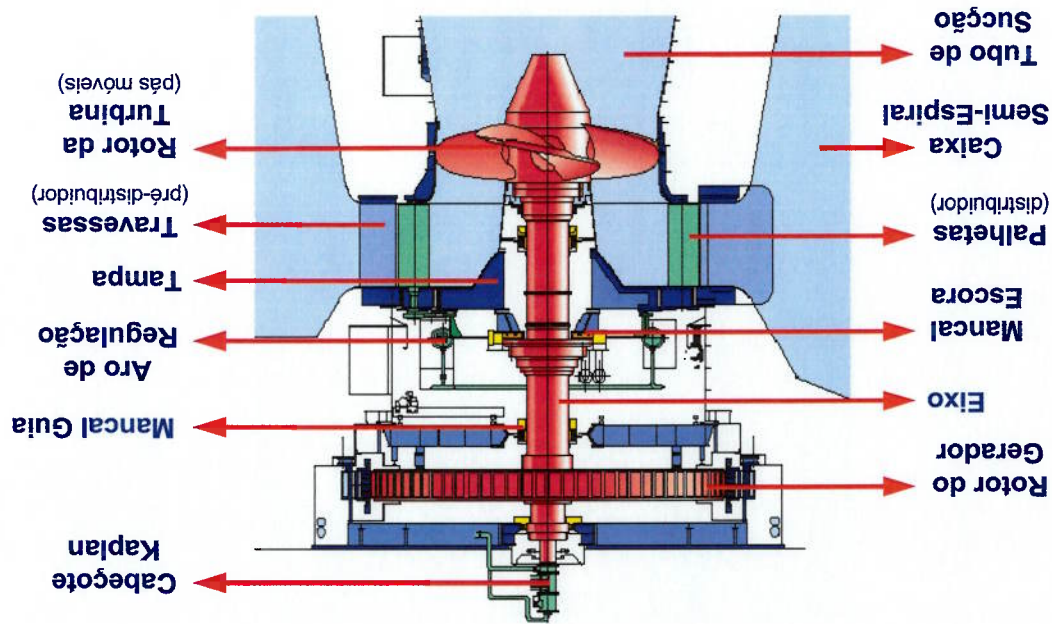


Figura 1.8 – Principais Componentes de uma Turbina Kaplan.

O campo de aplicação de cada um dos três tipos mais importantes de turbinas

hidráulicas é apresentada na Figura 1.9.

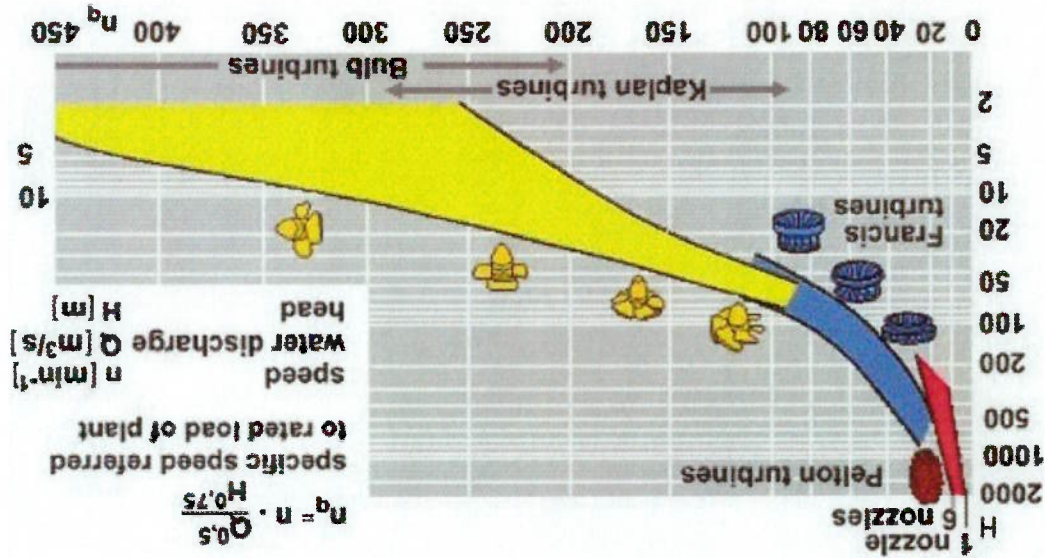


Figura 1.9 – Campo de Aplicação de Turbinas Pelton, Francis e Kaplan.

A escolha do tipo e das dimensões da máquina depende da queda onde ela vai operar e da vazão que ela deve turbinar. O n_q da máquina, que está na abscissa do gráfico é a rotação específica da turbina e temos da seguinte equação:

$$n_q = n \cdot \frac{H}{\bar{Q}^{0,75}} \quad (1.1)$$

sendo: n_q = rotação específica;

n = rotação nominal;

\bar{Q} = vazão turbinada;

H = queda líquida.

A rotação específica corresponde à rotação que uma máquina teria no seu ponto de maior rendimento se ela operasse com uma unidade de medida de queda e uma unidade de medida de vazão. Por ser um fator unitário, ele é utilizado para escalar o protótipo em função do modelo já testado em laboratório. Como é fácil notar, no geral, quanto maior a rotação específica, menor a queda em que a turbina opera em condições satisfatórias.

1.2 Energia

A equação básica para calcular as energias disponível e gerada em uma usina é a equação de Bernoulli. Ela nos permite, através da energia cinética, da energia de pressão e da energia potencial, calcular a energia específica hidráulica gerada em uma turbina. Esta energia é calculada através da diferença energética entre o ponto imediatamente a montante e o ponto imediatamente a jusante da turbina hidráulica, conforme Figura 1.10 e Equação (1.2):

A energia potencial da água no reservatório de montante depende basicamente da elevação do mesmo, uma vez que a água está praticamente parada e a pressão (pressão atmosférica). Antes de passar pela turbina, os papéis se invertem, a velocidade é alta e, numa turbina de reação, a coluna de água eleva a parcela da

g = aceleração da gravidade.

ρ = massa específica do fluido;

z_1 e z_2 = elevação dos pontos 1 e 2 em relação a um mesmo referencial;

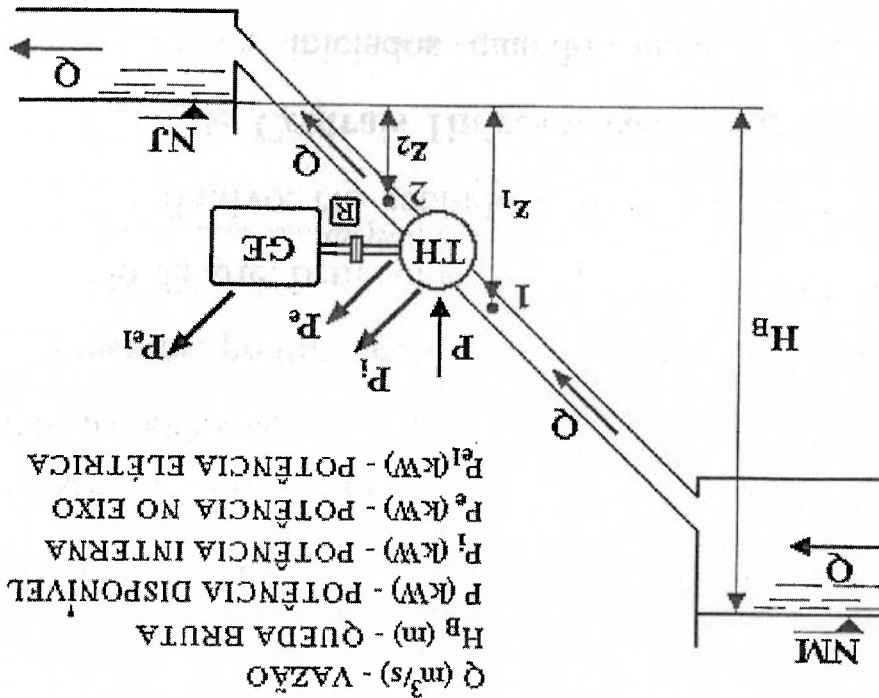
v_1 e v_2 = velocidade do fluido nos pontos 1 e 2;

p_1 e p_2 = pressão exercida nos pontos 1 e 2;

sendo: E_1 e E_2 = energia específica total do fluido nos pontos 1 e 2;

$$E_1 - E_2 = \frac{p_1 - p_2}{\rho} + \frac{v_1^2 - v_2^2}{2} + g \cdot (z_1 - z_2) \quad (1.2)$$

Figura 1.10 - Esquema para Geração Hidrelétrica (SOUZA; SANTOS; BORTONI, 1999).



pressão na fórmula. Após a passagem pelo tubo de sucção, a energia restante é basicamente devida à elevação de jussante, uma vez que a velocidade da água volta a ser baixa e a pressão na superfície do reservatório é a atmosférica.

1.3 Tubo de Sucção

O tubo de sucção, também conhecido como tubo de aspiração, é um componente associado às turbinas de reação que opera como conversor de energia. Ele está situado na saída do rotor da turbina e, geralmente, se conecta ao reservatório de jussante. A água, à saída do rotor de uma turbina de reação, está dotada de energia de pressão, energia cinética e de energia potencial. O tubo de sucção, Figura 1.11, possui a área da seção transversal inicial (próximo ao rotor) menor que a área na seção final do mesmo, o que faz com que a velocidade da água tenha uma diminuição gradativa, e, conseqüentemente, ocorre uma conversão de energia cinética em energia de pressão. Portanto, uma função do tubo de sucção, muito importante, é converter parte da energia cinética do fluxo que sai do rotor em energia de pressão, reduzindo as perdas de energia na saída da turbina. Além disso, em máquinas verticais, o tubo de sucção também tem a função de guiar o fluxo vertical imediatamente após passar pelo rotor e o transformar em horizontal, ou quase, antes de chegar ao reservatório de jussante.

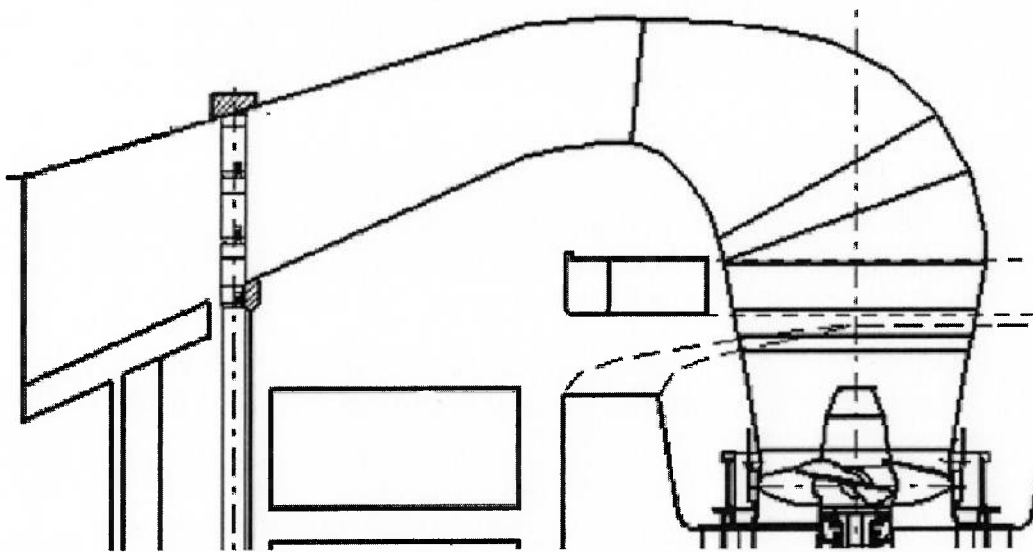


Figura 1.11 – Detalhe do Tubo de Sucção de Uma Máquina Kaplan.

1.4 Motivação para o Estudo

Devido à diminuição na disponibilidade de construção de usinas de alta

queda, as quais já foram amplamente utilizadas nas décadas passadas, os rotores tipo

Kaplan estão tendo a oportunidade de se “impor” e vários projetos estão atingindo a

sua viabilidade econômica. Este tipo de rotor é utilizado para conversão de energia

em locais com quedas de até, aproximadamente, cinquenta metros de coluna de água.

Para usinas com quedas inferiores a, aproximadamente, 30 metros de coluna de água

e que não necessitam de conduto de adução, geralmente são utilizadas turbinas

Kaplan com caixa espiral em concreto (caixa semi-espiral), neste ponto começa o

nosso estudo.

Este tipo de rotor (Kaplan) tem a característica de operar com vazões muito

elevadas, que eventualmente causam sérios problemas em situações de emergência.

A máquina necessita ser protegida contra rotações que possam prejudicar o conjunto

turbina-gerador. O caso de velocidade de rotação mais crítico para a integridade da

máquina é a chamada “velocidade de disparo”, que pode ser “*on-cam*” ou “*off-*

cam": A primeira corresponde à máxima rotação que a turbina pode atingir quando o distribuidor e o rotor estão conjugados, isto é, seguem uma lei de correlação entre os ângulos de abertura das pás do rotor e das palhetas do distribuidor. Esta conjugação é mantida através da ação do regulador de velocidade. Se houver alguma falha no regulador e a conjugação for perdida, existe a rara possibilidade da máquina atingir a velocidade de disparo "*off-cam*". Esta rotação de disparo corresponde à máxima rotação que o conjunto girante (turbina-gerador) pode atingir em regime permanente. Neste caso, os ângulos das pás do rotor e das palhetas do distribuidor atingem uma configuração ótima (não conjugada) para grandes rotações, que corresponde a uma elevada abertura do distribuidor e uma pequena abertura do rotor.

Para a máquina ficar "livre" para atingir a velocidade de disparo, o gerador precisa estar desconectado do sistema elétrico e isto ocorre quando existe alguma falha e/ou algum sistema de proteção do sistema elétrico atua. A proteção pode atuar por causa de um queda de linha de transmissão, sobrecarga no sistema, falha na subestação, etc. Quando isto ocorre, o conjugado magnético do gerador que atua como um freio, deixa de existir e o conjunto girante fica somente sobre a ação da água e dos atritos nos mancais. Se isto ocorrer, a máquina é acelerada até que a velocidade seja estabilizada em um valor muito acima da rotação nominal.

A rotação de disparo é principalmente prejudicial para o gerador, pois suas partes ficam sujeitas a esforços radiais muito elevados, impelindo os pólos do rotor do gerador. Esta situação deve ser evitada, mas, se atingida, a velocidade de disparo deve ser reduzida a valores aceitáveis o mais rápido possível.

O primeiro sistema que tem a função de impedir estas altas rotações é o distribuidor, que deve ter suas palhetas fechadas assim que o gerador é desconectado

da rede elétrica. O distribuidor consiste em um conjunto de pequenas comportas (palhetas) que circundam o rotor da turbina. Quando aberto, o distribuidor tem as funções de controlar a vazão e guiar o fluxo de água que está entrando na máquina. O fechamento do mesmo impede a entrada de água na turbina. O distribuidor é acionado pelo regulador de velocidade. Este sistema monitora eletronicamente o funcionamento da máquina e ordena a atuação do distribuidor, que é feita por um ou mais servomotores hidráulicos. Quando o distribuidor não fecha por algum impedimento mecânico ou falha no sistema de regulação, um sistema redundante deve ser utilizado o mais rápido possível.

Dentre os possíveis sistemas redundantes que podem reduzir a velocidade do conjunto girante, podemos citar o fechamento do distribuidor através de servomotores individuais ou através de tanques de ar comprimido de emergência que possam atuar nos próprios servomotores do distribuidor. Estes dois sistemas não são recomendáveis como redundantes por atuarem nos mesmos elementos que já teriam falhado anteriormente.

Para que o sistema seja mais seguro é necessário que um equipamento completamente independente seja instalado. É comum a inclusão de válvulas (borboleta ou esférica) a montante da turbina, porém, devido à forma e às dimensões da tomada d'água em turbinas tipo Kaplan com caixa semi-espiral, é inviável a utilização de qualquer tipo de válvula antes da entrada da máquina. A solução encontrada, portanto, é a utilização de comportas de emergência que possam cortar o fluxo rapidamente, comumente utilizadas em usinas hidrelétricas.

1.4.1 Comportas Vagão (de Emergência)

Para usinas com máquinas Kaplan em caixa semi-espiral, estas comportas podem ser instaladas tanto a montante quanto a jusante da máquina (tomada d'água ou tubo de sucção). A motivação para a escolha da localização das comportas é, geralmente, técnico-econômica. Os efeitos do fechamento emergencial de comportas localizadas na tomada d'água é mais conhecido e previsível, porém a economia que pode ocorrer com a utilização de comportas vagão no tubo de sucção estimula a busca de soluções, apesar dos desafios técnicos.

Segundo ROCHA, WERNICKE (1981), ensaios em modelos reduzidos mostram que, durante o disparo, o escoamento em uma turbina Kaplan apresenta grande instabilidade e é fortemente afetado pela cavitação. Neste caso, foi constatado que o abaixamento de uma comporta a montante produz redução das pressões na turbina, forte turbulência e assimetria do fluxo d'água. Em decorrência, são induzidas vibrações excessivas na turbina que podem se transmitir para toda a planta. O oposto ocorre com o abaixamento de uma comporta a jusante, pois esta faz com que parte considerável da energia hidráulica seja dissipada após a comporta, fazendo com que as pressões na turbina se elevem e, após uma sobrepressão transitória, atinjam a pressão estática relativa ao reservatório. Isto reduz qualquer cavitação na turbina, mas em contrapartida, durante o fechamento da comporta, ocorrerá uma diferença de pressões a montante e a jusante da comporta decorrente da redução do fluxo d'água e do efeito de "bombeamento" do rotor da turbina, produzido pelo efeito de inércia de rotação do conjunto rotativo. Quanto mais próximo do fechamento completo da comporta, maior o efeito de

“bombeamento” que se traduz em um empuxo hidráulico reverso, o chamado

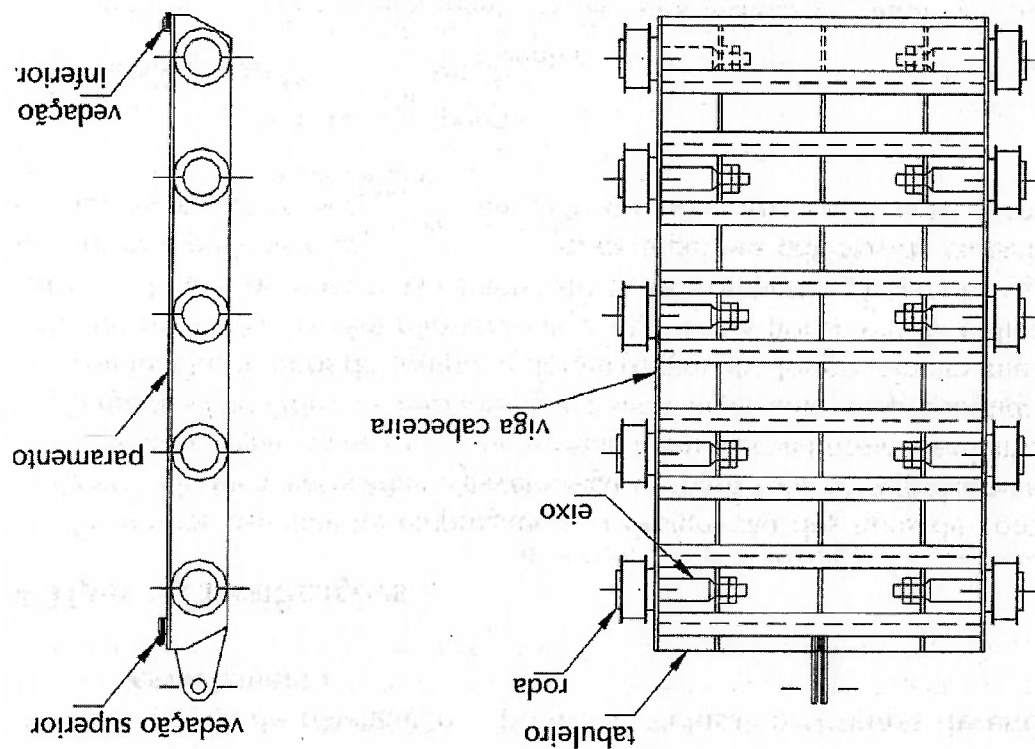
“uplift”:

As comportas do tipo vagoão, Figura 1.12, consistem basicamente do tabuleiro, dos eixos, das rodas e das vedações. O tabuleiro é formado por uma chapa de paramento, reforçada por vigas horizontais e verticais. As rodas, montadas em eixos laterais, minimizam o atrito transmitindo esforços às peças fixas e ao concreto, facilitando a operação da comporta em fluxo ou com pressões equilibradas. A comporta geralmente é acionada na vertical, através de servomotores hidráulicos, porém o fechamento é efetuado através do peso próprio do conjunto (estrutura mais lastro) e o controle de velocidade (lei de fechamento) é feito com o fluxo controlado do óleo do(s) servomotor(es). Este controle pode ser feito por orifícios ou válvulas que abrem ou fecham de acordo com a posição de abertura da comporta. O *TECHNICAL STANDARDS FOR GATES AND PENSTOCKS* (1986) sugere que a velocidade de fechamento de comportas fique entre 0,3 e 0,5m/min em operação normal, porém admite velocidades de até 5,0m/min para alguns casos especiais.

quando esta se encontra em aberturas parciais. Os principais riscos da localização da comporta de emergência no tubo de sucção são os efeitos dos transientes hidráulicos que atuam na turbina durante o fechamento em situações de emergência e o efeito conhecido como "downpull" que age na comporta levando em conta que os custos podem ser inferiores para comportas no tubo aumentando a quantidade de concreto e obras civis.

Levando em conta que os custos podem ser inferiores para comportas no tubo de sucção, devido às grandes dimensões da seção da tomada d'água (geralmente maiores que a comporta na tomada d'água, um deles é o tamanho necessário para a comporta do tubo de sucção). Outro motivo é a necessidade de aumento no comprimento da casa de força para inclusão da comporta (desnecessário no tubo de sucção), Financeiramente existem duas razões que podem onerar muito a inclusão das

Figura 1.12 – Croqui da Comporta Vagão (ERBISTTI, 2002).



Quando a comporta se encontra parcialmente aberta, uma parte da energia de pressão é convertida em energia cinética. Considerando a equação de Bernoulli, com o aumento da velocidade temos a diminuição da pressão na região da soleira (parte inferior), fazendo com que a comporta sofra forças dirigidas de cima para baixo. Um artifício utilizado para minimizar os esforços é modificar o formato da base inferior da comporta, evitando que esta fique na horizontal. O ideal seria não haver chapa para evitar a diferença de pressão entre parte superior e a inferior da mesma, porém, estruturalmente isto não é possível. Geralmente a chapa defletora da base é inclinada ao invés de possuir uma chapa horizontal, conforme Figura 1.13. Quanto mais rápido for o fechamento da comporta, mais intenso poderá ser o efeito "downpull", pois durante o fechamento da comporta, a área de passagem de água diminui e, como instantaneamente a vazão não varia, a velocidade do fluido é acelerada. Para que este efeito seja minimizado, o fechamento da comporta deve ser controlado pelo fluxo de

1.4.2 Efeito "Downpull"

SELM; DUPORT (1959) lembram que durante o fechamento da comporta existem quatro esforços principais agindo na mesma. A primeira componente de força atua de cima para baixo e é devida ao peso próprio da comporta e, quando aplicável, de seu lastro, menos o empuxo hidráulico. Uma outra componente é a força de atrito, que está sempre contrária ao movimento e surge entre a vedação e a peça fixa, nos mancais das rodas e entre as rodas e as guias. As outras duas forças são devidas ao líquido, uma delas surge da pressão hidráulica agindo sobre a comporta e a última da pressão hidráulica devido ao escoamento do líquido na parte inferior da mesma. Estas duas últimas é que caracterizam o "downpull".

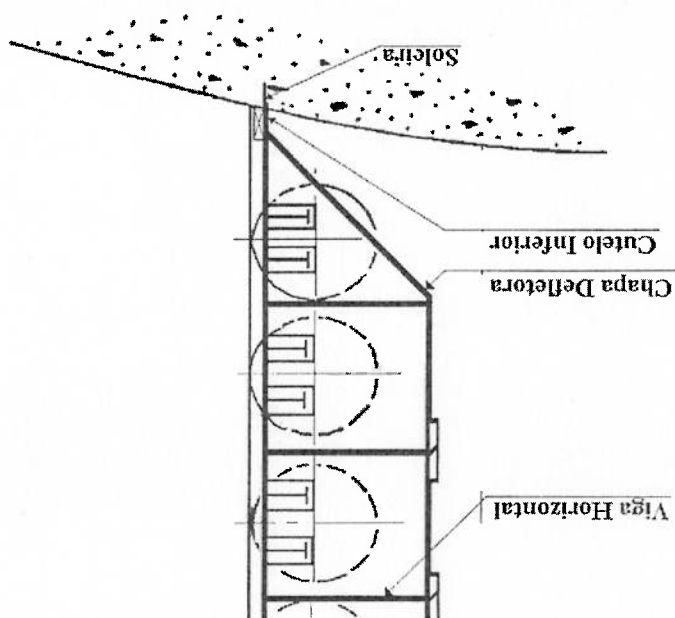
O transiente hidráulico máximo, positivo ou negativo, que ocorre sempre que a velocidade média do escoamento é modificada atuando no dispositivo de controle de vazão, é denominado golpe de aríete. Se, durante o fechamento da comporta, a

situações de emergência não pode exceder um limite de tempo especificado. encontra jussante da turbina hidráulica, o intervalo de tempo para o fechamento em fechamento lento da válvula ou comporta, porém, quando o elemento regulador se mantê-los dentro de limites aceitáveis. Isto pode ser atingido facilmente através do é a de não aumentar demasiadamente os valores dos transientes hidráulicos, para importantes de um elemento regulador de vazão ao final de um conduto pressurizado Segundo CABELKA; FRANCO (1959), uma das propriedades mais

1.4.3 Efeito dos Transientes Hidráulicos e "Upfift"

BORTONI, 1999).

Figura 1.13 – Parte Inferior de uma Comporta Vagão de Montante (SOUZA; SANTOS;



esforços envolvidos.

óleo do servomotor através de uma lei de fechamento pré-determinada que limite os

registram a oscilação de potência entre 20 e 25 MW e o ruído gerado foi ouvido da palhetas do distribuidor abriram e rapidamente e a potência subiu. Os instrumentos ela operava com 8 MW. Por causa de uma falha no regulador de velocidade, as de 19,3 m.c.a., vazão de 136 m³/s e velocidade de 150 rpm. No momento do acidente devido a um golpe de arête reverso tinha uma potência nominal de 22,4 MW, queda escreve que a primeira grande usina hidroelétrica da Iugoslávia que foi danificada foram feitas após vários incidentes descritos na literatura. GAJIC et al. (1992) máquinas Kaplan devido a golpes de arête reversos. Investigações do fenômeno É sabido que o fato de que vários acidentes e danos ocorreram em usinas com regulador de vazão após o seu valor máximo ter sido atingido.

aquele que mantém o mais constante possível a pressão na regão do elemento mais otimizada dependendo da geometria e das condições de operação, esta lei é muito dependendo da lei de fechamento. Porém, segundo os estudos, existe uma lei houve diferença de mais de 50% em alguns casos. Além disto, a pressão pode oscilar hidráulicos. Em seus estudos, com o mesmo tempo de fechamento para diversas leis, sensivelmente os valores máximos de pressão durante a oscilação dos transientes Ainda segundo CABBLKA; FRANCO (1959), a lei de fechamento pode alterar mancal contra-escora, quando aplicável.

estimativa do valor do "uplift" é importante para o correto dimensionamento do tendência de levantar o conjunto turbina-gerador (efeito "uplift"). A correta axial que atua no conjunto girante. A inversão do empuxo faz com que exista a bomba durante um curto período de tempo e gerar a inversão do empuxo hidráulico um fluxo contrário na turbina. Este fenômeno pode fazer com que o rotor atue como variação de pressão devido ao golpe de arête for muito brusca, existe a geração de

sala de comando da usina. O gerador foi então desconectado da rede elétrica e os controles de sobrevelocidade ativados, quando a máquina parou, um barulho de golpe foi ouvido e havia água vazando pela tampa da turbina. Uma pá havia trincado e estava praticamente pendurada no cubo do rotor.

1.5 Objetivos

Este trabalho visa analisar, hidráulica e mecanicamente, as consequências do fechamento emergencial de comportas vagão situadas em tubos de sucção de rotores tipo Kaplan e comparar várias leis de fechamento das mesmas. Foram realizadas simulações numéricas através do Método das Características para se obter os transientes hidráulicos no tubo de sucção na região das comportas em várias situações de fechamento emergencial. Os resultados obtidos foram então utilizados como condições de contorno para simulações de escoamento no tubo de sucção e comporta utilizando técnicas de CFD (do inglês “*Computational Fluid Dynamics*”). O intuito destas simulações é verificar a magnitude das forças atuantes nas comportas, principalmente devido ao efeito “*downpull*”, durante o fechamento das mesmas para diferentes formas na parte inferior da comporta.

A ideia inicial para o estudo do comportamento do sistema turbina-comporta foi a realização de ensaios em modelo reduzido. Esta ideia foi rapidamente desconsiderada devido à dificuldade de extrapolação, em conjunto, dos resultados do modelo para o protótipo. As forças atuantes na comporta são predominantemente gravitacionais, necessitando que as leis de semelhança utilizem o número de Froude para escalar o protótipo. Em contrapartida, a turbina é regida pelo número de Reynolds, uma vez que as forças predominantes na mesma são viscosas. Para que um

mesmo modelo pudesse ser extrapolado simultaneamente segundo os números de Froude e Reynolds, as características do modelo e do fluido (dimensões, rotação, viscosidade, etc.) deveriam ser muito específicas e praticamente impossíveis de serem atingidas simultaneamente.

Devido a estas dificuldades decidiu-se pela realização de simulações numéricas através de modelos computacionais. As simulações realizadas visam analisar entidades tais como velocidade e pressão e prever o que pode ocorrer em situações emergenciais reais.

A Usina em análise possui 3 (três) unidades geradoras com rotores verticais tipo Kaplan com caixa espiral em concreto. A potência de cada unidade na queda nominal (25,8m.c.a.) é de aproximadamente 110MW e a vazão nominal é da ordem de 475m³/s. A Figura 1.14 apresenta um croqui do corte longitudinal de uma das máquinas, apresentando a tomada d'água com uma grade e uma comporta ensacadeira (manutenção), a caixa semi espiral, o pré-distribuidor, o distribuidor, o rotor da turbina, o tubo de sucção e a comporta vagão (emergência).

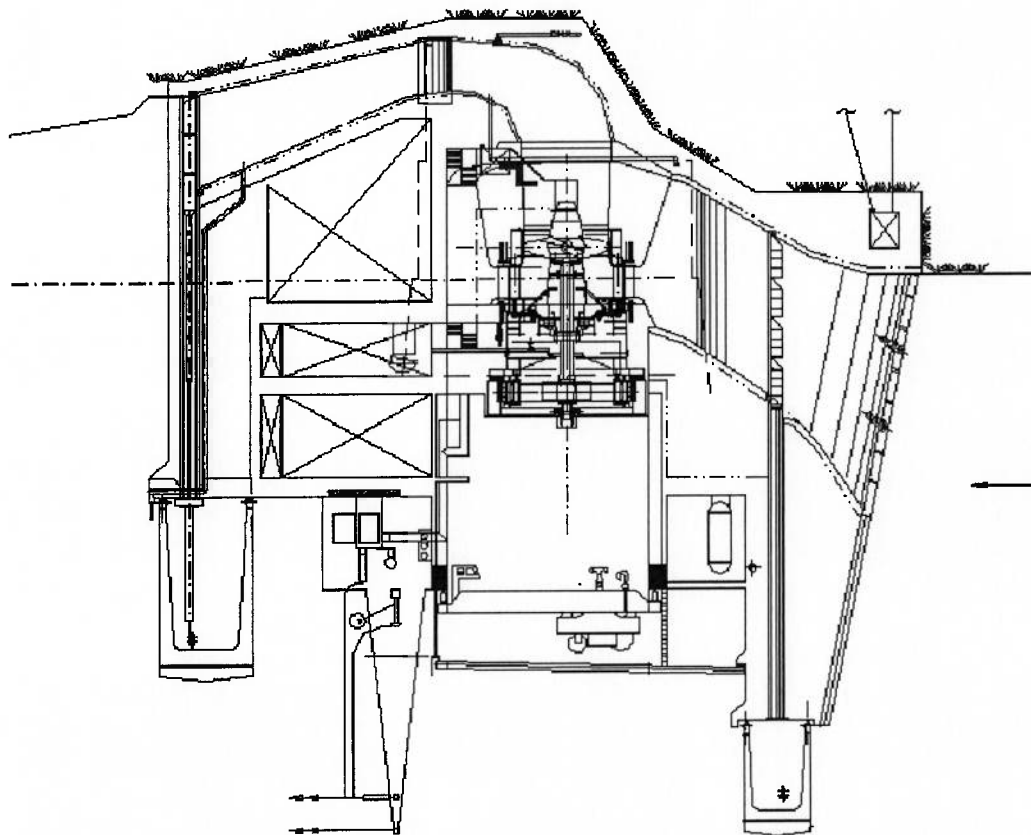


Figura 1.14 - Croqui da Casa de Força de Usina em Estudo

Este trabalho visa apresentar os resultados obtidos para o projeto mencionado e as implicações (esforços) dos mesmos nos projetos da comporta vagão e da turbina (mancais, tampa, etc.). Futuramente, após o término da construção e do comissionamento da usina em questão, os resultados deverão ser validados por medições em campo.

A modelagem do sistema pode ser feita através de um modelo rígido ou elástico. O primeiro considera o líquido incompressível e o elemento que o contém indeformável. Dependendo dos elementos da adução de uma usina hidrelétrica, estes podem ser considerados como indeformáveis, porém, devido a grandes variações de pressão, ocorrem variações na massa específica do líquido durante o efeito do

elétrica, aceitação ou rejeição de carga elétrica do sistema, etc.

fechamento do distribuidor, válvula ou comporta, desconexão do gerador com a rede regime permanente. Em uma usina hidrelétrica, estas perturbações são devidas ao elevação de nível após um sistema ter sofrido alguma perturbação nas condições de determinar o comportamento, no tempo, de variáveis tais como vazão, pressão e dimensionamento da instalação. Os cálculos de transientes hidráulicos visam verificar os valores extremos, estes valores deve ser compatíveis com os limites do situações nas quais as pressões e as velocidades devem ser determinadas a fim de se Quando, em uma instalação hidráulica, o escoamento é alterado, originam-se

2.1 Transientes Hidráulicos e Método das Características

REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Capítulo 2

transiente hidráulico. Portanto, os equacionamentos apresentados neste texto consideram somente o modelo elástico.

2.1.1 Golpe de Arête

Golpe de arête é o nome que se dá quando há um retardamento ou uma aceleração do escoamento em um conduto forçado. SOUZA; SANTOS; BORTONI (1999) o definem como um transiente hidráulico, positivo ou negativo, que ocorre sempre que a velocidade média do escoamento é modificada através da atuação do dispositivo controlador de vazão. Quando um dispositivo é rapidamente fechado, a vazão por ele diminui e a carga do lado de montante aumenta, provocando uma flutuação de alta pressão que se propaga com a velocidade de uma onda sonora no respectivo meio, esta velocidade é chamada de celeridade.

Segundo STREETER, WYLIE (1982), a sequência de eventos que está sujeito o conduto forçado durante o fechamento rápido do elemento regulador de vazão, desprezando-se os atritos, começa com o fechamento do dispositivo em um instante $t=0$. Neste instante, o líquido mais próximo é freado e comprimido, enquanto a parede do conduto começa a se distender. O líquido continua se movendo para jusante e o processo de distensão do conduto se propaga para montante até que camadas sucessivas tenham sido comprimidas em toda a extensão do conduto. A onda então atinge o início do conduto em $t=L/c$, onde L é o comprimento do conduto e c a celeridade. Neste instante, com a diferença de pressão, o líquido começa a escoar de volta para montante aliviando o conduto partindo pela extremidade junto do reservatório de montante ou chaminé de equilíbrio em direção de jusante. Este processo propaga-se para jusante e, no instante $t=2L/c$, uma baixa pressão pela

continuação do fluxo no sentido de montante se desenvolve, contraindo as paredes do conduto no sentido de jusante para montante. No instante $t=3L/c$ a pressão baixa chega no reservatório de montante e a maior pressão deste faz com que o líquido se mova em direção de jusante, aliviando novamente o conduto, até o instante $t=4L/c$, quando o ciclo se reinicia. A Figura 2.1 representa a sequência de eventos descrita.

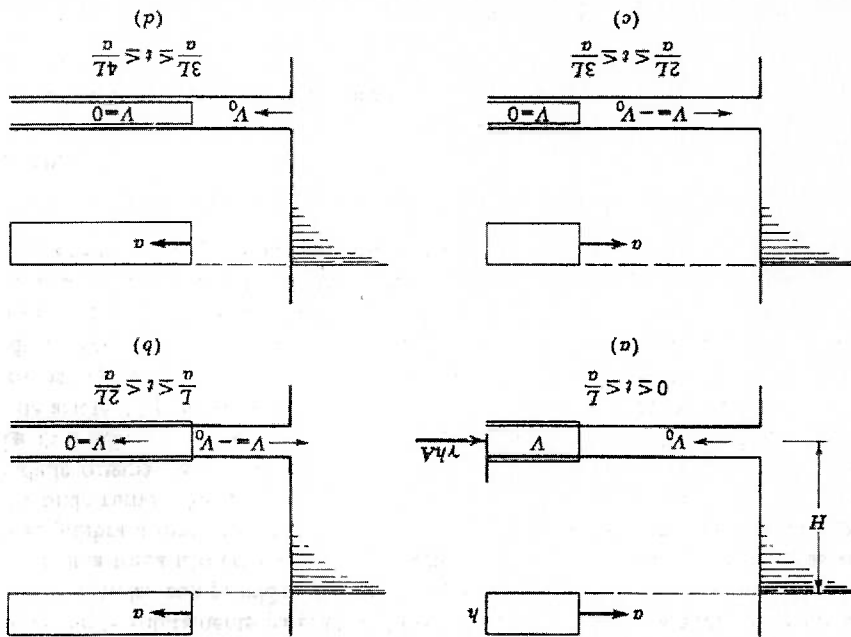


Figura 2.1 – Sequência de Eventos para Um Ciclo Após o Fechamento Repentino de Uma

Válvula (STREETER; WYLIE, 1982).

PARMAKIAN (1963) cita que se o fechamento do elemento regulador de vazão for lento, ou seja, maior que $2L/c$, o modelamento deve ser feito através de sucessivos intervalos de tempo menores, considerados com fechamentos instantâneos. O valor máximo a ser escolhido para cada intervalo de tempo é de $2L/c$. O cálculo do golpe em cada instante de tempo depende do quanto de área livre ainda existe no final do instante determinado e se já existe alguma onda refletida naquele instante de tempo e, se for o caso, as duas ondas (positiva e negativa) devem ser somadas para o correto valor de golpe no referido instante.

A Figura 2.2 demonstra graficamente a variação do transiente hidráulico na seção final de um conduto que une um reservatório de montante a um elemento regulador de vazão que é fechado.

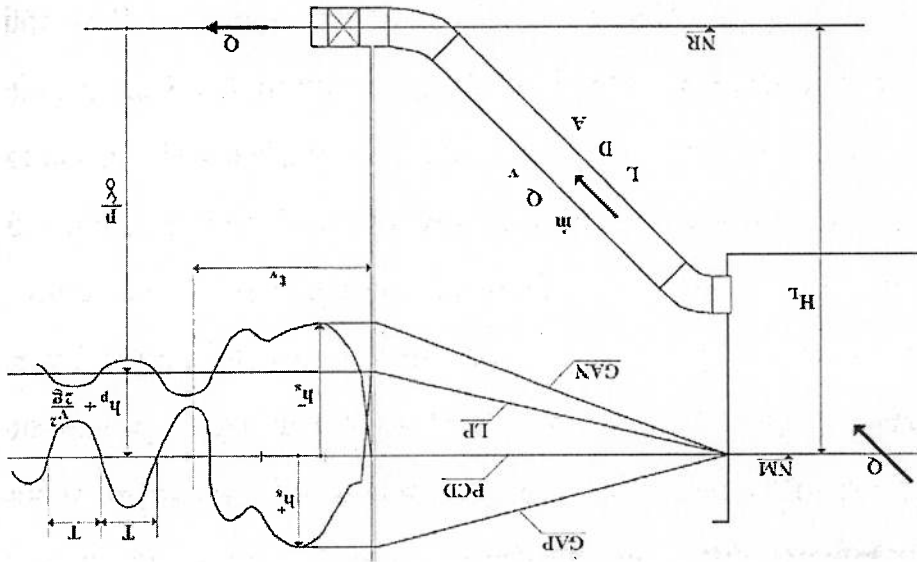


Figura 2.2 – Esquema Mostrando o Golpe de Arrete e o Oscilatório Amortecido (SOUZA; SANTOS; BORTONI, 1999).

Um cálculo teórico simplificado para o golpe de arrete pode ser feito admitindo-se que a variação da quantidade de movimento é igual à impulsão da força na seção mais próxima do dispositivo controlador de vazão (válvula, distribuidor, comporta, etc.):

$$\int_{t'}^0 \Delta F dt = \Delta(m \cdot v) \quad (2.1)$$

sendo: F = Força atuando no dispositivo;

t_v = tempo de meio ciclo de oscilação;

m = massa do líquido;

v = velocidade do líquido.

Admitindo-se que a força varia linearmente com o tempo e conhecendo a variação da quantidade de movimento, temos:

$$\int_{t'}^0 \Delta F dt = \gamma \cdot h_s^+ \cdot \frac{2}{t'} \cdot A \quad (2.2)$$

$$\Delta(m \cdot v) = \frac{\gamma}{g} \cdot L \cdot A \cdot v \quad (2.3)$$

sendo: γ = peso específico do líquido;

h_s = carga hidráulica;

A = área da seção do conduto;

L = comprimento do conduto desde o reservatório até a válvula;

g = aceleração da gravidade.

Dai, o valor máximo do golpe de arrete teórico é:

$$h_s^+ = \frac{2 \cdot L \cdot v}{g \cdot t'} \quad (2.4)$$

O tempo que a onda de pressão leva para se deslocar desde o dispositivo regulador de vazão até o reservatório de montante (ou chaminé de equilíbrio) e retornar ao dispositivo vale:

$$T = \frac{c}{2 \cdot L} \quad (2.5)$$

sendo: c = celeridade calculada como segue:

$$c = \frac{E}{\rho} \sqrt{1 + \left(\frac{e}{D}\right) \cdot \left(\frac{E}{E_y}\right) \cdot a}$$

(2.6)

sendo: E = módulo de elasticidade volumétrico do líquido;

D = diâmetro do conduto;

e = espessura do conduto;

E_y = módulo de elasticidade de Young do material do conduto;

ρ = massa específica do líquido;

a = fator que depende do coeficiente de Poisson.

2.1.2 Método das Características

WYLIE; STREETER (1978) apresentam uma solução numérica para as

equações que governam o escoamento transitório. Não existe uma solução geral para

as equações em derivadas parciais, no entanto, estas equações podem ser

transformadas em equações diferenciais ordinárias, através do método das

características. Estas últimas podem ser integradas e um sistema de equações

diferenciais finitas pode ser manuseado numericamente.

O fenômeno dos transientes hidráulicos pode ser descrito através das

equações da continuidade e da quantidade de movimento simplificadas.

Equação da continuidade:

$$\frac{\partial z}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x} \left(g \cdot A \cdot \frac{\partial z}{\partial x} \right) = 0$$

(2.7)

Equação da quantidade de movimento:

$$\frac{\partial \bar{Q}}{\partial t} + g \cdot A \cdot \frac{\partial x}{\partial Z} + \frac{2 \cdot D \cdot A}{f} \cdot \bar{Q} \cdot |\bar{Q}| = 0 \quad (2.8)$$

sendo: \bar{Q} = vazão;

Z = altura piezométrica;

g = gravidade;

D = diâmetro hidráulico;

A = área da seção;

a = reta característica.

Estas equações em derivadas parciais valem para todo o plano (x,t) . Para a

solução destas equações é empregado o método das características, que transforma as

equações a derivadas parciais em equações a derivadas totais válidas, duas a duas, ao

longo das retas características como segue:

$$\pm \frac{g \cdot A}{Z} \cdot \frac{dZ}{dt} + \frac{d\bar{Q}}{dt} \cdot \frac{2 \cdot D \cdot A}{f} \cdot \bar{Q} \cdot |\bar{Q}| = 0 \quad (2.9)$$

válidas sobre as respectivas retas:

$$\frac{dx}{dt} = \pm a \quad (2.10)$$

Desta forma, a variável independente x é eliminada. Daí, conforme Figura

2.3, é fácil perceber que as retas características definem um caminho sobre o plano

(x,t) onde podemos aplicar uma equação com as variáveis de interesse, a saber, vazão

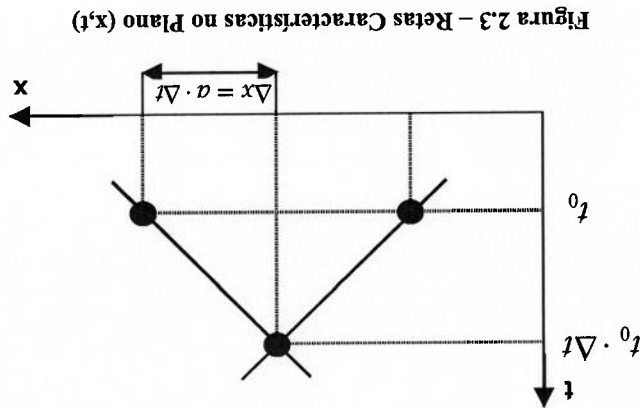
e altura piezométrica. A solução para as Equações (2.9) e (2.10) pode ser feita

através da utilização de um esquema de diferenças finitas.

Este efeito é causado diretamente pelo efeito dos transientes hidráulicos quando um elemento regulador de vazão é fechado a jusante da máquina ou quando ocorre o aparecimento de vácuo a montante da máquina devido ao fechamento de a montante. Este último ocorre porque o fluxo de água é cortado a montante, porém, nos instantes iniciais, o ar não consegue preencher o espaço deixado pela água, gerando um vácuo que forçará a máquina a operar como bomba em um curto intervalo de tempo.

No caso em estudo, este efeito ocorre porque a onda de pressão, gerada pela comporta a jusante da máquina, percorre todo o tubo de sucção no sentido de jusante para montante. Ao chegar na turbina, esta onda de pressão exerce um empuxo reverso no conjunto rotativo durante um curto intervalo de tempo. Se a diferença entre o empuxo reverso e o empuxo hidráulico normal for maior que o peso próprio do conjunto rotativo, este pode ser erguido, causando danos para a máquina, tampa, mancais, gerando vazamentos, etc.

2.2 Efeito "Upift"



Como tanto para rotores Kaplan com comporta a montante ou a jusante existe a possibilidade de empuxo reverso, é comum o uso de um mancal contra-escora para que não exista a possibilidade da máquina ser erguida.

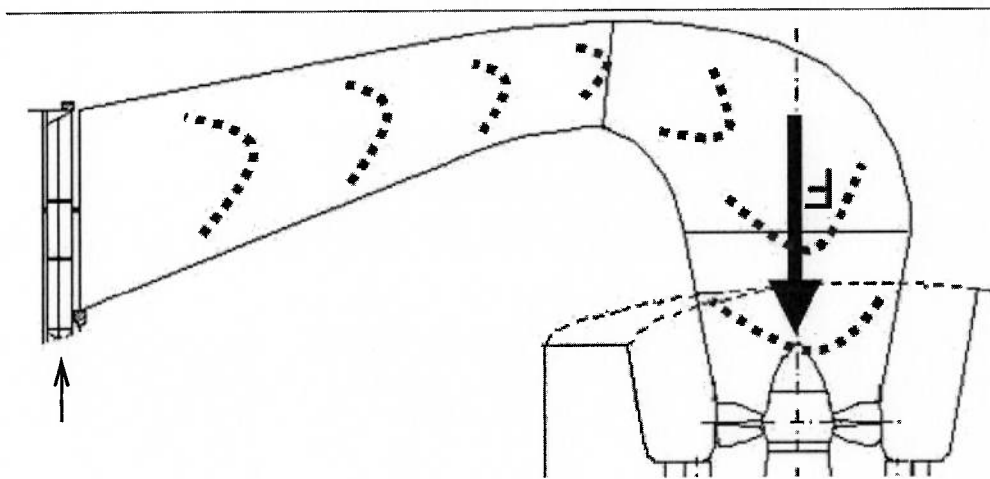


Figura 2.4 – Efeito “Uplift” - Simulação

2.3 Efeito “Downpull”

Quando uma comporta está totalmente fechada e em repouso, os esforços podem ser facilmente calculados através de métodos analíticos, uma vez que as pressões obedecem às leis hidrostáticas. Na ausência de fluxo, a componente vertical das forças hidráulicas se resume ao empuxo de Arquimedes. Com a comporta parcialmente aberta existe o um fluxo em alta velocidade na região do perfil inferior da comporta, causando uma consequente redução da pressão local.

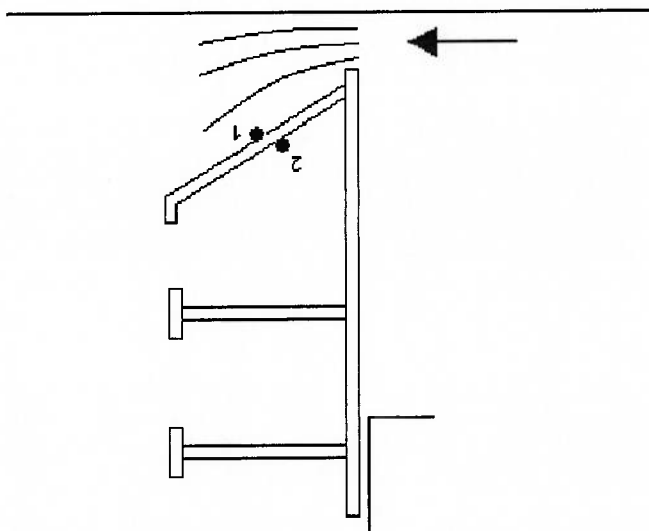


Figura 2.5 – Comporta Parcialmente Aberta

Quando a comporta se encontra totalmente fechada, é fácil notar que a diferença de energia entre a parte inferior e superior da chapa defletora é praticamente nula. Observando a comporta da Figura 2.5, representada parcialmente aberta e supondo que não existe perda de carga na parte inferior da comporta para simplificar o cálculo, podemos aplicar a equação de Bernoulli aos pontos 1 e 2, conforme segue:

$$\frac{P_1}{\rho} + Z_1 + \frac{V_1^2}{2} = \frac{P_2}{\rho} + Z_2 + \frac{V_2^2}{2} + \gamma \cdot z \quad (2.11)$$

Considerando que o líquido no ponto 2 está em repouso ($V_2=0$) e que as cotas

são iguais ($Z_1=Z_2$), temos:

$$\frac{P_1}{\rho} + \frac{V_1^2}{2} = \frac{P_2}{\rho} + \gamma \cdot z \quad (2.12)$$

Dai:

$$\frac{V_1^2}{2} = \frac{P_2}{\rho} - \frac{P_1}{\rho} + \gamma \cdot z \quad (2.13)$$

O perfil inferior da comporta fica então submetido a uma diferença de pressão

que dá origem a uma força vertical para baixo, denominada em inglês de “*downpull*”

“*force*”. Esta diferença entre as pressões nos pontos 1 e 2 vai ser maior, quanto maior

for a velocidade de passagem da água sob a comporta. Este esforço hidrodinâmico

pode ser muito superior aos outros esforços envolvidos, dependendo da abertura e do

tempo de fechamento ou abertura da comporta. O fechamento rápido da comporta

pode agravar o efeito, uma vez que a vazão não diminui instantaneamente com o

fechamento da mesma, mas a área sim, daí a velocidade fica ainda maior.

Por ser uma comporta de emergência, o fechamento não pode ser muito lento,

daí surge a ideia de realizar o fechamento segundo uma lei que varia a velocidade de

fechamento dependendo da posição de abertura da comporta. O início do fechamento

é rápido, mas quando a comporta atinge aberturas pequenas a velocidade diminui,

impedindo que os esforços atinjam valores elevados.

2.3.1 Método de Knapp

Diversos autores têm analisado o efeito “*downpull*” tanto em ensaios em

modelo reduzido, como através de análises teóricas. O Prof. F. H. Knapp, apud

ERBISTI (2002), desenvolveu um método analítico simplificado e conservativo para

a determinação do “*downpull*” em comportas vago localizadas em tomadas d’água.

Este método admite o mesmo comportamento do fluxo ao longo da seção da

comporta e, pode ou não, considerar as perdas de carga que ocorrem entre o

montante e o jusante da mesma.

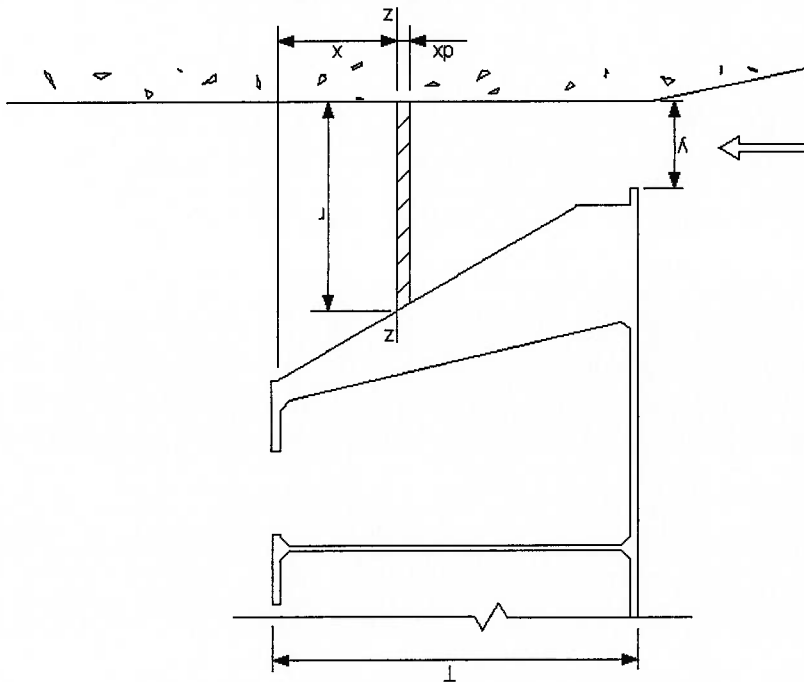


Figura 2.6 – Método de Knapp

Considerando-se uma seção z-z sob o corte da comporta, conforme apresentado na Figura 2.6, e sendo v a velocidade média do escoamento nesta região

temos:

$$v = \frac{\bar{Q}}{B \cdot r} \quad (2.14)$$

sendo: \bar{Q} = vazão;

B = largura do tabuleiro da comporta;

r = abertura da comporta no ponto x.

A energia cinética por unidade de peso nesta região vale:

$$\frac{v^2}{2 \cdot g} = \frac{1}{2 \cdot g} \cdot \left(\frac{\bar{Q}}{B \cdot r} \right)^2 = \frac{r^2}{C} \quad (2.15)$$

sendo: C = constante.

Como visto no item anterior, o valor da componente hidrodinâmica atuante na comporta é igual à energia cinética existente ao longo do cutelo da mesma, daí:

$$P = \gamma \cdot B \cdot \int_0^T \frac{v^2}{2 \cdot g} dx = \gamma \cdot B \cdot C \cdot \int_0^T \frac{v^2}{2} dx \quad (2.16)$$

sendo: T = espessura da comporta.

A Equação (2.16), segundo uma projeção horizontal do cutelo da comporta,

fornece a componente vertical do "downpull". Para facilitar a solução da equação,

geralmente, substituindo-se a integral por uma fração que contempla uma espessura

T_e e uma abertura y_e equivalentes, conforme apresentado na equação (2.17):

$$P = \gamma \cdot B \cdot C \cdot \frac{T_e}{y_e^2} \quad (2.17)$$

A formulação das variáveis equivalentes não será apresentada neste texto por

ser específica à geometria de cada comporta.

2.3.2 Fatores Importantes para o Surgimento do Efeito "Downpull"

Diversos autores, através de ensaios em modelo reduzido, cálculos analíticos,

métodos empíricos ou simulações numéricas, citam os efeitos que a geometria e as

condições de operação da comporta podem exercer no escoamento durante as

operações de fechamento e abertura, e suas implicações. SAGAR (1977) e SAGAR;

TULLIS (1979) apresentam, através de métodos empíricos e ensaios em modelo

reduzido, para comportas de montante, os seguintes fatores:

Toda literatura citada anteriormente neste item trata de comportas a montante, porém alguns ensaios em modelo reduzido foram feitos para comportas a jusante. ROCHA; WERNICKE (1981) mostram o comportamento de variáveis como empuxo na turbina e pressão a montante da comporta em função da lei de fechamento em um modelo de máquina Kaplan e concluem que uma lei de fechamento escalonada pode ser adotada porque os valores máximos de pressão e de empuxo ocorrem durante a parte final do fechamento. Outro ensaio, realizado em uma turbina Kaplan Bulbo, comparou a variação da posição a jusante da comporta (no meio ou no final do tubo de sucção) e a variação de geometria da parte inferior da comporta. A comporta no

Além de diversos ensaios em modelo reduzido realizados por diferentes institutos, ANDRADE; AMORIM (1997) realizaram simulações bidimensionais em CFD e para verificação dos esforços hidrodinâmicos para diversas geometrias e aberturas da comporta, bem como a recirculação que ocorre a jusante da comporta e muitos sugerem diferentes resultados em função da geometria inferior da comporta.

- Pressão de operação e velocidade do jato de água;
- Dimensão do cutelo inferior;
- Espessura da vedação;
- Relação entre folgas de montante e jusante;
- Relação entre espessura e comprimento da comporta;
- Razo de curvatura na parte final da chapa defletora;
- Geometria da soleira;
- Efeitos das paredes e das ranhuras;
- Características da água;
- Ângulo da chapa defletora.

final do tubo de sucção apresentou esforços menores e menos turbulência. Foram estudadas três geometrias diferentes na parte inferior da comporta: uma sem chapa defletora, uma com chapa defletora inclinada e uma com chapa defletora horizontal. As duas primeiras não apresentaram diferenças consideráveis, mas a última resultou em uma diminuição significativa da pressão.

2.4 Dinâmica dos Fluidos Computacional (CFD)

Inúmeros fenômenos podem ser citados onde o escoamento de fluidos está envolvido: engenharias aeronáutica e naval, bioengenharia, máquinas de fluxo, escoamento em canais e condutos, etc. Dentro de cada um destes exemplos podemos encontrar casos de interação entre fluido e estrutura, tais como aviões, automóveis, comportas, etc.

O desenvolvimento dos computadores de alta velocidade e grande capacidade de armazenamento possibilitou o uso de técnicas numéricas para a solução de complexos problemas da engenharia e da física. Ao contrário dos métodos analíticos, os métodos numéricos não necessitam de simplificações que muitas vezes desviam o problema do fenômeno físico real. Além disto, este método é, na maioria dos casos, muito menos dispendioso que os ensaios de modelos em laboratório que têm a vantagem de analisar o problema físico real, porém o custo pode ser altíssimo e muitas vezes de difícil realização. A aceitação dos métodos numéricos explica-se pela grande versatilidade, relativa simplicidade de aplicação destas técnicas e um crescente grau de confiabilidade nos resultados.

Os métodos numéricos e analíticos objetivam a resolução de equações diferenciais, a diferença está apenas na complexidade do problema que cada método

Os métodos analíticos são resolvidos mais rapidamente, porém têm a desvantagem de, na maioria das vezes, ter que resolver problemas com muitas hipóteses simplificadoras que desviam demasiadamente do fenômeno físico real e, normalmente, são aplicados com condições de contorno e geometrias simples.

A análise numérica praticamente não apresenta restrições, podendo resolver problemas com complexas condições de contorno e geometrias em um tempo relativamente curto. As Figura 2.7 e Figura 2.8 mostram exemplos de cálculos feitos em CFD pela *VOITH SIEMENS HYDRO* Alemanha.

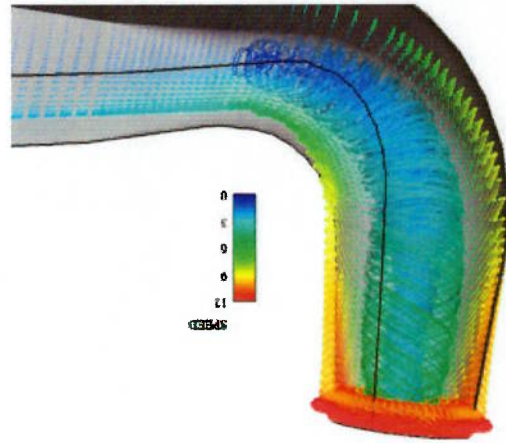


Figura 2.7 – Exemplo de Escoramento na Entrada de Um Tubo de Sucção

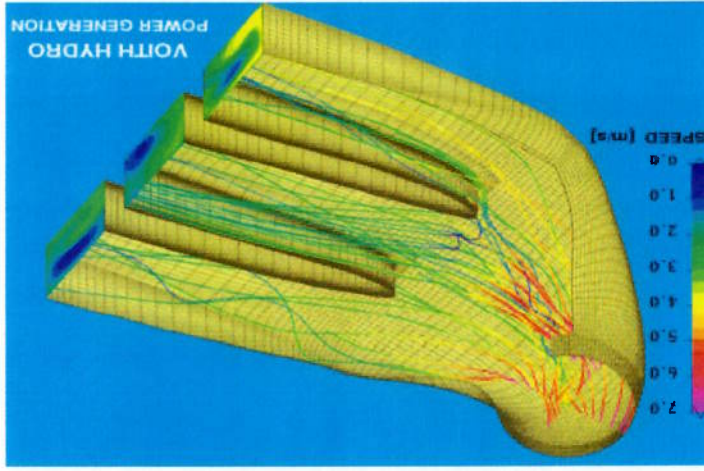


Figura 2.8 – Visualização de Linhas de Corrente em Um Tubo de Sucção

O grande desafio deste tipo de cálculo é a confiabilidade dos resultados, que deve ser garantida através da validação dos mesmos. Existem dois tipos de validação: a numérica e a física. A validação numérica é feita através de testes de verificação da precisão da solução, da convergência do algoritmo e comparação dos resultados com outras soluções, numéricas ou analíticas para verificar se a equação diferencial foi corretamente resolvida. A validação física pode ser feita de diversas maneiras, dependendo do caso estudado: ensaios em campo, modelo reduzido, utilização em casos conhecidos, etc.

2.4.1 Escolha do Equacionamento

Para a utilização de métodos numéricos, é muito importante que se escolha o equacionamento adequado para cada situação que se deseja estudar. As equações de Euler são muito utilizadas para estudos em máquinas hidráulicas, não significando que este seja um bom equacionamento para qualquer tipo de problema. A solução numérica requer o manuseio das equações de Navier-Stokes acopladas às equações de conservação de massa, quantidade de movimento e energia. Para isto temos disponíveis três métodos principais que serão discutidos posteriormente: diferenças finitas, volumes finitos e elementos finitos. O método dos volumes finitos terá maior enfoque neste trabalho porque é o método utilizado nas simulações realizadas.

É importante lembrar que existe uma interação interdisciplinar no projeto de equipamentos sujeitos à ação do escoamento de um fluido. Um exemplo simples é ocorre na asa de um avião: a asa vibra devido ao escoamento e a vibração gerada modifica o escoamento, gerando uma situação física que requer a solução acoplada.

2.4.2 CFD e Métodos Numéricos

Métodos numéricos podem ser utilizados em inúmeros campos da física e da engenharia. Como exemplos podemos citar problemas de transferência de calor, escoamentos e estruturais, além da interface entre eles tais como vibrações induzidas em corpos devido a escoamentos externos – vibração em asa de aviões ou “risers” de plataformas oceânicas.

A escolha do método é também um fator muito importante para a correta

solução de problemas. Os métodos mais utilizados são: Método das Diferenças Finitas (MDF); Método dos Elementos Finitos (MEF) e Método dos Volumes Finitos (MVF). O MDF era geralmente utilizado para a análise na área de escoamento, enquanto o MEF se focava mais na área estrutural. Devido a restrições no MDF, os pesquisadores começaram a utilizar o MVF para solução de escoamentos. O objetivo de um método numérico é resolver equações diferenciais, substituindo as derivadas existentes na equação por expressões algébricas que envolvem a função incógnita.

Outros métodos que vêm ganhando espaço são: “Control Volume Finite Element Method” (CVFEM) e o método dos elementos de contorno (“Boundary Element Method” – BEM).

2.4.3 Modelo Matemático

A criação do modelo matemático correto requer muita habilidade e experiência. O modelo deve representar corretamente a realidade sem, no entanto, ter um tempo computacional proibitivo para o tipo de análise. A exata representação da realidade faria com que tivéssemos que trabalhar em nível molecular e com

intervalos de tempo infinitamente pequenos, o que é impraticável. Uma comparação

pode ser vista na Tabela 2.1:

Tabela 2.1 – Níveis de Formulação dos Modelos (MALISKA, 1995).

Tipo de equação resultante	Informações Necessárias	Nível em que os balanços de conservação são efetuados
Equação para cada molécula	Massa molecular, leis de troca de QM, campos de forças: elétricos, magnéticos, etc.	Conservação para cada molécula $V < L_m^3$
Conjunto de equações diferenciais parciais	Propriedades refletindo o comportamento molecular ρ, μ, κ , etc.	Balanços onde: $t_m < t < t_m$ $L_m < L < L_m$
Conjunto de equações diferenciais parciais	Fornecer ρ, μ, κ , etc., e as tensões de Reynolds, relações de transferência de calor e massa turbulenta	Balanços onde: $t > t_i$ $L > L_i$
Equações diferenciais, parciais, ordinárias ou algébricas	Fornecer as condições de contorno nas direções onde o volume de controle coincide com o domínio de solução	Balanços onde o volume de controle coincide com o domínio de solução em alguma(s) direção(ões)

2.4.4 Tipos de Equações

As equações podem ser classificadas em três classes: elípticas, parabólicas e hiperbólicas. Os problemas parabólicos e hiperbólicos são considerados de marcha, significando que só dependem de informações a montante. O problema elíptico não é considerado de marcha, pois as informações físicas se transmitem para todas as direções coordenadas. A diferença entre a marcha parabólica e a hiperbólica é que a primeira se dá ao longo de uma coordenada e a segunda ao longo das características do problema.

2.4.5 Utilização do Método

Como já foi citado, o intuito do método numérico é resolver equações diferenciais através da substituição dos termos destas por equações algébricas. Estas substituições caracterizam a discretização da equação e possibilitam o cálculo computacional. A quantidade de equações se dará através de um compromisso entre a precisão desejada e o tempo computacional gasto. Dependendo do número de divisões do domínio estudado, teremos um número igual de equações e incógnitas. Se desejarmos calcular 10 valores em volume de controle, já teremos um número de dez equações a dez incógnitas para calcular.

2.4.6 Malhas

Para que todo este cálculo possa ocorrer, a região a ser estudada deve estar subdividida em micro-regiões onde realmente será efetivado o cálculo. A malha é constituída de nós e elementos e neles as características serão fixadas. Os nós ou elementos anteriores da malha servirão de base para o cálculo das características dos próximos. Uma correta distribuição dos elementos da malha, bem como uma correta caracterização das condições de contorno da malha serão importantíssimas para um resultado confiável na solução do equacionamento. A Figura 2.9 mostra um conjunto de malhas computacionais 3D para cálculo do escoamento desde a entrada da caixa espiral até a saída do tubo de sucção, passando pelo pré-distribuidor, distribuidor e rotor.

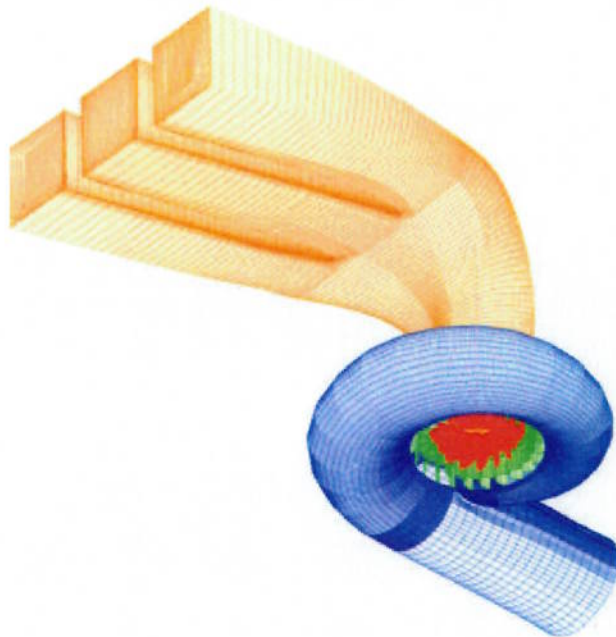
As malhas não-estruturadas exigem maior tempo computacional, uma vez que os elementos da malha, geralmente triângulos (bidimensional) ou tetraedros (tridimensional), exigem cálculos mais complexos. Apesar deste inconveniente, este

nos contornos, difícil, se não impossível, a geração deste tipo de malha. Geometrias mais complexas, com vários elementos ou variações bruscas menos complicado, porém esta malha não se adapta facilmente a qualquer tipo de (bidimensional) ou hexaedros (tridimensional). O cálculo neste tipo de malha é As malhas estruturadas se caracterizam por serem compostas de quadriláteros estruturadas ou não-estruturadas.

sua distribuição e forma dos elementos. As malhas podem ser classificadas como geometria, seja pelo número de nós e elementos que podem ser gerados, como pela Existe uma infinidade de malhas que podem ser geradas em uma mesma

2.4.7 Variações das Malhas

Figura 2.9 – Exemplo de Malha 3D



tipo de malha se adapta facilmente a qualquer geometria, por mais complexa que ela seja.

Alguns métodos podem ser utilizados para adequar melhor a malha gerada à condição a ser simulada. Métodos de relaxação podem ser utilizados para melhorar a “aparência” da malha, tornando-a mais homogênea. Outro recurso que pode ser utilizado para a melhoria da malha é obter um maior agrupamento de nós na região de maior interesse de estudo, isto pode ser feito através da criação de múltiplos sub-domínios ou através da utilização de fatores de agrupamento diferenciados durante a sua geração.

2.4.8 Geração de Malhas

A geração de malhas estruturadas é feita através da transformação de coordenadas do espaço físico (x,y,z) a ser estudado para um espaço transformado (ξ,η,ζ) . Esta transformação é realizada para que o problema seja resolvido em um plano matemático que se molde à solução numérica. Uma vez resolvido o problema no espaço transformado, faz-se uma nova transformação de coordenadas para que o resultado seja “visualizado” no espaço físico.

Além do refinamento global de uma malha para melhorar a precisão do cálculo, a própria transformação de coordenadas pode criar agrupamentos diferentes nas regiões, dependendo da importância da região no cálculo, através da inclusão ou não de fatores que deixem uma região com maior ou menor densidade de nós e elementos. A transformação se torna mais complexa em espaços múltiplemente conexos, caracterizados por “buracos” na malha a ser estudada. Nestes casos uma

solução pode ser a utilização de malhas não-estruturadas. A Figura 2.10 apresenta parte de uma malha estruturada tridimensional.

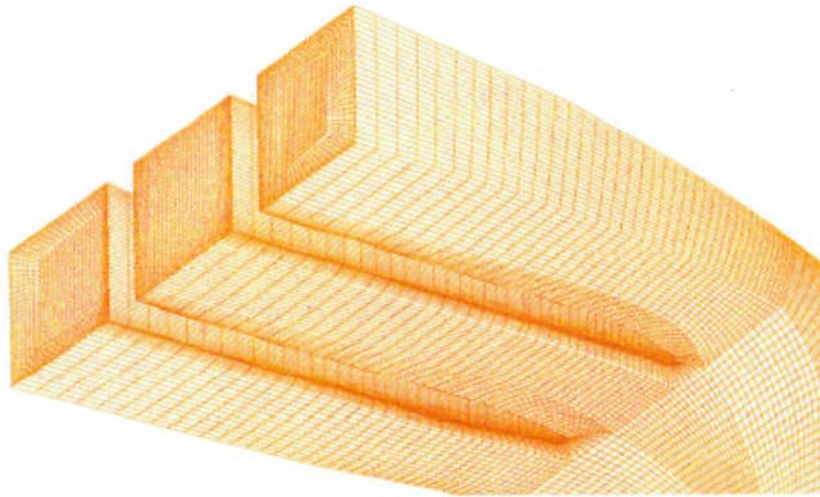


Figura 2.10 – Malha Estruturada 3D de Um Tubo de Sucção

Segundo MALISKA (1995), as malhas não-estruturadas permitem melhores adaptações e refinamentos em regiões específicas do domínio, porém, estas malhas aumentam a complexidade dos algoritmos para a solução das equações discretizadas. O ordenamento e a numeração dos elementos em malhas deste tipo não é trivial como o realizado em malhas estruturadas.

Uma maneira de criar volumes de controle é utilizar a chamada triangulação de Delaunay para gerar os diagramas de Voronoi. A Figura 2.11 mostra uma triangulação de Delaunay, que geralmente é utilizada para método de elementos finitos. Para construir os volumes finitos e possibilitar a utilização dos princípios de conservação, um método consiste em criar volumes que cobrem todo o domínio e contêm os vértices dos triângulos, conforme apresentado na Figura 2.12, os diagramas de Voronoi. Estes diagramas apresentam propriedades muito

interessantes, detalhadas por MALISKA (1995), e facilitam a realização dos balanços de conservação.

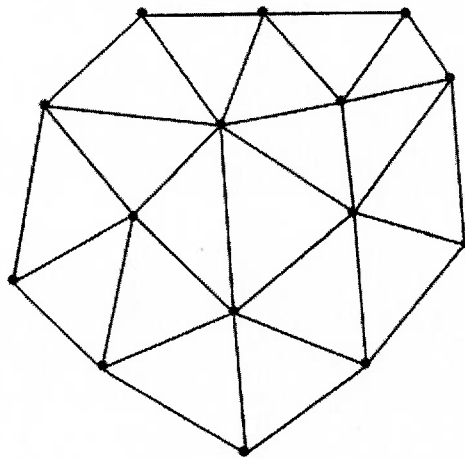


Figura 2.11 – Triangulação de Delaunay (MALISKA, 1995).

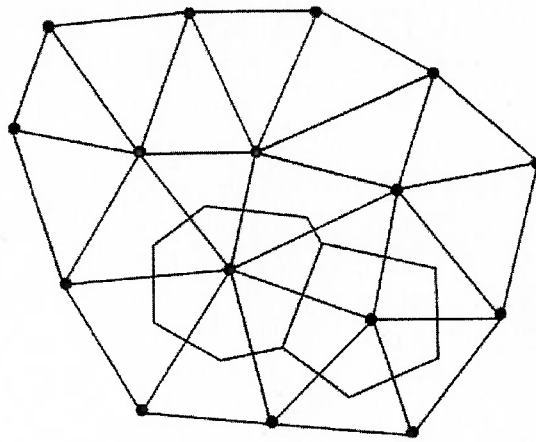


Figura 2.12 – Diagramas de Voronoi (MALISKA, 1995).

A Figura 2.13 apresenta um exemplo bidimensional de malha computacional não-estruturada com refinamento maior nas regiões do orifício e à direita dele, comprovando a flexibilidade deste tipo de malha. A Figura 2.14 mostra uma malha tridimensional não-estruturada em tubo de sucção.

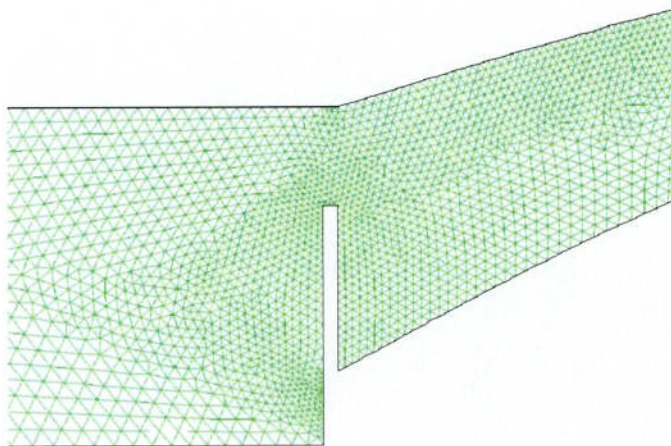


Figura 2.13 – Malha Não-Estruturada Bidimensional de Um Elemento com Orifício

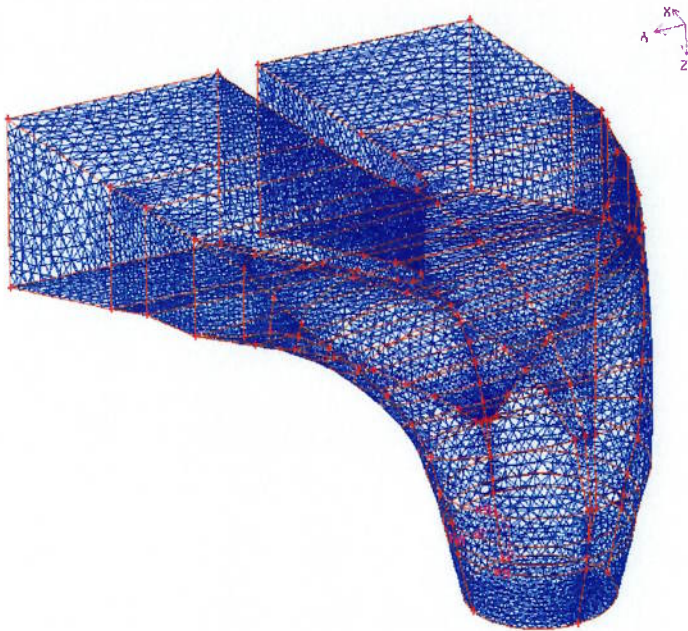


Figura 2.14 – Malha Não-Estruturada Tridimensional de Um Tubo de Sucção

2.4.9 Tipos de Formulações

As formulações podem ser divididas em explícita, totalmente implícita, e implícita. Na formulação explícita todas os fatores são avaliados no instante de tempo anterior e as equações são desacopladas entre si, portanto já são conhecidos. A formulação totalmente implícita tem um conjunto de equações acopladas entre si e

maior a quantidade de pontos a serem calculados em torno do ponto em estudo. maior será a ordem da derivada, no entanto, quanto maior for a ordem da derivada, as anteriores em diferenças centrais. Quanto mais termos da série forem utilizados, duas séries (regressiva ou progressiva) temos uma aproximação de ordem maior que gerados nas direções a montante e a jusante do ponto de estudo e, ao subtrairmos as parciais. As aproximações são realizadas através de incrementos positivo ou negativo parciais. Destas equações, são encontradas aproximações numéricas das derivadas aproximadas numéricas das derivadas parciais.

torno do ponto de interesse. Através deste equacionamento encontram-se equações diferenciais através de expressões algébricas utilizando séries de Taylor em A idéia deste método é representar as derivadas espacial e temporal das

2.4.11 Método das Diferenças Finitas

refinamento da malha. quando é estável e tende para a solução das equações diferenciais quanto maior for o necessárias e suficientes para que haja convergência. A solução é dita convergente solução exata das equações discretizadas. As duas condições apresentadas são zero. A solução também deve ser estável, isto é, a solução numérica obtida deve ser a equação diferencial quando os tamanhos das malhas espacial e temporal tendam a Uma aproximação numérica é dita consistente quando esta reproduza a

2.4.10 Características Necessárias

intervalo de tempo considerado. fator em estudo são tomados através da média destes valores no começo e no fim do são calculadas no mesmo nível temporal. Na formulação implícita, os valores do

ROACHE (1985) exemplifica o método das diferenças finitas através da malha retangular apresentada na Figura 2.15. As Equações (2.18) e (2.19) mostram, respectivamente, uma série progressiva e uma regressiva. Da subtração das duas equações é gerada a aproximação por diferenças centrais, que possui maior ordem, conforme apresentado na Equação (2.20).

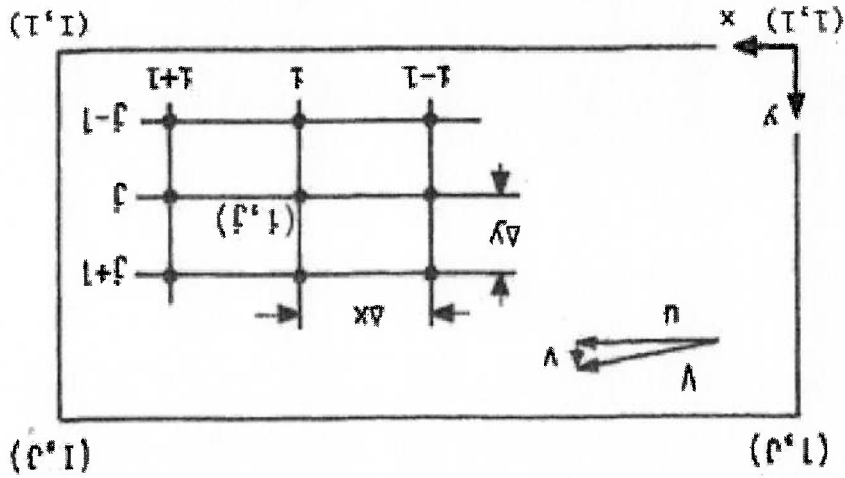


Figura 2.15 – Malha Retangular (ROACHE, 1985)

Sendo a variável f uma função qualquer, temos as seguintes séries:

$$(2.18) \quad f_{i+1,j} = f_{i,j} + \frac{\Delta x}{1} \cdot \frac{\partial f}{\partial x} + \frac{\Delta x^2}{2!} \cdot \frac{\partial^2 f}{\partial x^2} + \frac{\Delta x^3}{3!} \cdot \frac{\partial^3 f}{\partial x^3} + \dots$$

$$(2.19) \quad f_{i-1,j} = f_{i,j} - \frac{\Delta x}{1} \cdot \frac{\partial f}{\partial x} + \frac{\Delta x^2}{2!} \cdot \frac{\partial^2 f}{\partial x^2} - \frac{\Delta x^3}{3!} \cdot \frac{\partial^3 f}{\partial x^3} + \dots$$

Subtraindo as duas equações surge:

$$(2.20) \quad f_{i+1,j} - f_{i-1,j} = 2 \cdot \frac{\partial f}{\partial x} \cdot \Delta x + \frac{1}{3} \cdot \frac{\partial^3 f}{\partial x^3} \cdot \Delta x^3 + \dots$$

2.4.12 Método dos Elementos Finitos

STRANG; FIX (1973) apresentam este método, que ao contrário do Método

das Diferenças Finitas, não considera os nós como região para os cálculos, estes são realizados nos elementos que são formados pela delimitação dos vértices da malha (áreas para malhas bidimensionais e volumes para tridimensionais). Uma vantagem deste método sobre o das diferenças finitas é ele poder ser utilizado em geometrias complexas.

O sistema físico é subdividido em uma série de elementos que são conectados entre si através dos nós. Cada elemento é definido pelo seu número e pelos números dos nós de seu contorno.

O desenvolvimento da "matriz elemento" é feito relacionando-se cada um dos elementos com os seus nós de contorno. Seguindo a numeração dos elementos determinada através de um algoritmo qualquer. Os elementos da matriz são combinados de forma a gerar um conjunto de equações algébricas que definem o sistema global. A matriz de coeficientes deste novo rearranjo é chamada de "matriz global". Daí descrevem-se as condições de contorno para serem incorporadas dentro das equações da matriz global.

Através de vários algoritmos (eliminação de Gauss, decomposição de Choleski, etc.), que não serão apresentados neste texto, podemos resolver o sistema de equações gerado.

Capítulo 3

MÉTODO NUMÉRICO UTILIZADO

Segundo ANDERSON (1995), as equações da continuidade, do momento e da

energia, governam a dinâmica dos fluidos, e elas são baseadas em três fundamentos

físicos: conservação de massa; segunda lei de Newton ($F=m \cdot a$); e conservação de

energia. Neste estudo, por ser um escoamento viscoso, as equações que regem o

fenômeno são as equações gerais de transporte de Navier-Stokes (conservação de

massa e quantidade de movimento), de difícil solução analítica e que, a seguir, são

apresentadas na sua forma conservativa.

Equação da continuidade:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho V) = 0$$

(3.1)

sendo: ρ = densidade;

t = tempo;

V = vetor velocidade.

Equações do momento:

$$\text{Componente } x: \frac{\partial (p u)}{\partial t} + \nabla \cdot (p u V) = - \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} + p f_x \quad (3.2)$$

$$\text{Componente } y: \frac{\partial (p v)}{\partial t} + \nabla \cdot (p v V) = - \frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial z} + p f_y \quad (3.3)$$

$$\text{Componente } z: \frac{\partial (p w)}{\partial t} + \nabla \cdot (p w V) = - \frac{\partial p}{\partial z} + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zz}}{\partial z} + p f_z \quad (3.4)$$

sendo: u = velocidade em x ;

v = velocidade em y ;

w = velocidade em z ;

V = vetor velocidade.

3.1 Solução em CFD

Utilizou-se o simulador computacional *Fluent*® acoplado ao gerador de

malhas *Gambit*®. Este simulador resolve as equações de conservação de massa e

momento através do método dos volumes finitos. Esta técnica consiste em: divisão

do domínio em volumes de controle discretos (malha computacional); integração das

equações em cada volume de controle para criação de equações algébricas para as

variáveis dependentes discretas tais como velocidade e pressão; e finalmente faz a

linearização das equações discretizadas e soluciona o sistema linear de equações.

As equações são resolvidas sequencialmente (segregadas) e várias iterações

são realizadas até que exista a convergência para o resultado final. As características

do fluido são atualizadas a cada iteração, daí são resolvidas as equações de momento

e continuidade e a convergência é checada para determinar se o processo reinicia ou não.

Para a realização dos cálculos é necessário que seja feita a linearização das equações e seja criado um sistema de equações em variáveis dependentes para cada volume da malha computacional. Esta linearização é feita implicitamente para a solução segregada, isto significa que uma variável desconhecida em um volume é computada usando uma relação que inclui variáveis conhecidas e desconhecidas dos volumes vizinhos. Dá as variáveis desconhecidas aparecerão em mais de uma equação e devem ser resolvidas simultaneamente para se encontrar os valores não conhecidos.

3.2 Método dos Volumes Finitos

Esta técnica da discretização se baseia em converter as equações no volume de controle em equações algébricas que podem ser resolvidas numericamente. A discretização é feita considerando a equação de conservação de estado.

As equações aproximadas no método dos volumes finitos, segundo MALISKA (1995), podem ser obtidas de duas maneiras equivalentes; ou realizando-se os balanços da propriedade em questão nos volumes elementares, ou partindo-se da equação diferencial na forma conservativa, integrá-la sobre o volume elementar no espaço e no tempo. O primeiro processo é ilustrado considerando o volume elementar bidimensional mostrado na Figura 3.1.

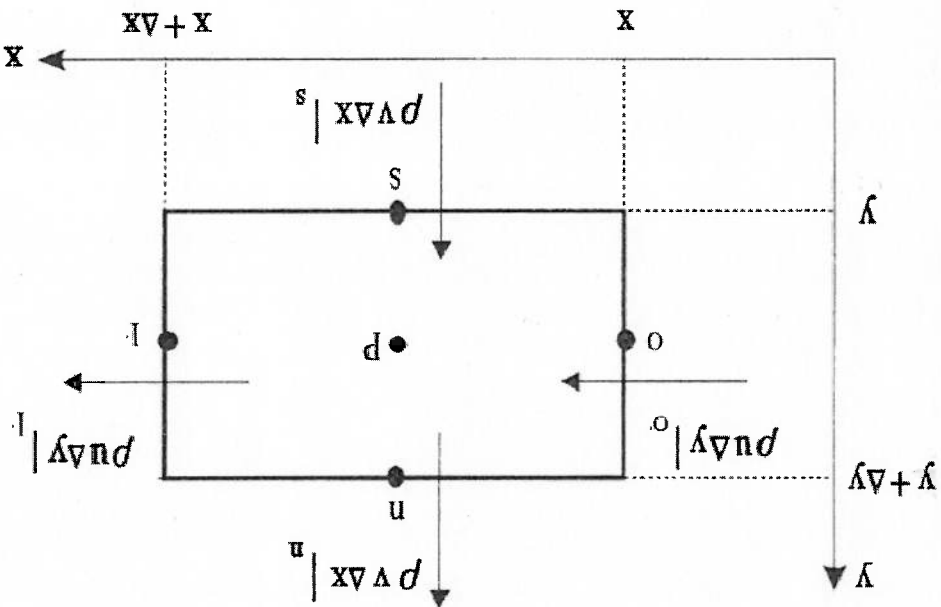


Figura 3.1 – Balanço de Massa no Volume Finito (MALISKA, 1995).

O balanço de massa no volume elementar da figura, para regime permanente,

é dado por:

$$(4.1) \quad \rho \cdot n \cdot \Delta y |_l - \rho \cdot n \cdot \Delta y |_o + \rho \cdot v \cdot \Delta x |_n - \rho \cdot v \cdot \Delta x |_s = 0$$

sendo: l, o, n e s = representação dos pontos cardais (leste, oeste norte e sul);

ρn e ρv = fluxos de massa por unidade de área (horizontal e vertical).

O segundo processo parte da equação de conservação de massa na sua forma

diferencial conservativa, como segue:

$$(4.2) \quad \frac{\partial}{\partial t}(\rho \cdot n) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho \cdot v) = 0$$

A aproximação numérica é feita através da integração da Equação (4.2) no

volume elementar da Figura 3.1 e obtêm-se:

$$\int_n^s \left[\frac{\partial}{\partial x} (\rho \cdot n) + \frac{\partial}{\partial y} (\rho \cdot v) \right] dx dy = 0 \quad (4.3)$$

Considerando que, no meio da face do volume de controle, o fluxo de massa

avaliado representa a média da variação na face, temos:

$$\rho \cdot n \cdot \Delta y \Big|_o - \rho \cdot n \cdot \Delta y \Big|_n + \rho \cdot v \cdot \Delta x \Big|_n - \rho \cdot v \cdot \Delta x \Big|_s = 0 \quad (4.5)$$

ou,

$$m_i - m_o + m_n - m_s = 0 \quad (4.6)$$

Esta equação é exatamente igual à Equação(4.1). Esta é a equação aproximada que vale para o ponto P. Se realizarmos a integração para todos os volumes elementares, teremos um sistema de equações algébricas. Geralmente se utiliza o procedimento de integração da equação derivada, pois os balanços nem sempre são

facéis de serem deduzidos.

3.3 Condições de Contorno

MALISKA (1995) explica que para se obter o sistema de equações algébricas completo, é também necessário obter as equações para os volumes que estão na fronteira. Uma forma de aplicar as condições de contorno e criar uma malha na qual o ponto central do volume de controle fique sobre a fronteira. Este procedimento acarreta um problema que é a não uniformidade da malha. Outra forma de aplicação das condições de contorno é a criação de volumes fictícios externos ao domínio. A

desvantagem neste caso é a criação de novas incógnitas, aumentando o tamanho do sistema linear.

As equações utilizadas para os elementos dos contornos são as mesmas que do restante da malha, porém, elas apresentam particularidades dependendo do efeito físico que o contorno exerce sobre o escoamento. As condições nas entradas e saída do escoamento são de vital importância para que a simulação possa dar resultados confiáveis, além disso, todo o invólucro do escoamento deve estar caracterizado. Um exemplo clássico em escoamentos viscosos é assumir que a velocidade do fluido nos elementos da malha em contato com corpos sólidos seja igual à destes últimos, isto é, em contato com uma parede fixa, por exemplo, as componentes u , v e w são nulas. Além disso, outros artifícios podem ser utilizados para modelar o escoamento, ou como fixar comportamentos iguais quando são utilizadas condições de simetria, ou forçar uma característica do escoamento que já é conhecida em uma situação real.

3.4 Modelo de Turbulência

Como o escoamento estudado é sabidamente turbulento, houve a necessidade adção de um modelo turbulento. Escoamentos turbulentos são caracterizados pela flutuação do campo de velocidade. Estas flutuações misturam entidades transportadas como momento, energia, e concentração, e fazem com que as entidades transportadas fluem também. Como estas flutuações podem ocorrer em pequenas magnitudes e altas frequências, elas são muito dispendiosas computacionalmente. Ao invés disto, as equações instantâneas podem ser tiradas como médias ou manipuladas de modo a remover as menores magnitudes, resultando em um conjunto de equações modificadas que são menos dispendiosas computacionalmente. Porém, as equações

modificadas contêm variáveis desconhecidas adicionais e modelos de turbulência são necessários para se determinar as variáveis em termos de quantidades conhecidas.

Foi adotado o modelo de turbulência chamado de $k-\epsilon$, que é universalmente

aceito em problemas de engenharia. Este modelo utiliza uma relação linear entre as tensões de Reynolds e as deformações. Devido à utilização do modelo $k-\epsilon$, duas equações de transporte adicionais devem ser resolvidas, uma para a energia cinética turbulenta k e a outra para a dissipação da energia cinética turbulenta ϵ . Estas equações são resolvidas em conjunto com a camada limite. O modelo $k-\epsilon$ possui robustez, economia e uma boa precisão para o uma larga faixa de escoamentos turbulentos, isto explica sua popularidade em problemas industriais. Este modelo sofreu otimizações durante o tempo, e é uma delas que foi utilizada nas simulações deste trabalho, o modelo $k-\epsilon$ RNG é similar ao modelo padrão com alguns refinamentos, este método:

- Possui um termo adicional na equação de ϵ que melhora a precisão;
- Inclui o efeito de rotação na turbulência;
- Utiliza uma fórmula analítica para o número de Prandtl;
- Pode ser utilizado para baixos valores de Reynolds devido a uma formulação para a viscosidade.

O modelo utilizado é derivado nas equações instantâneas de Navier-Stokes, utilizando uma técnica matemática chamada, em inglês, de “*renormalization group*” (RNG). As equações deste modelo são similares às do modelo $k-\epsilon$ padrão:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\alpha_k \mu_{eff} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + G_k + G_b - \rho \epsilon - Y_M + S_k \quad (4.7)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \epsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \epsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\alpha_\epsilon \mu_{eff} \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right) + C_{1\epsilon} \frac{k}{\epsilon} (G_k + C_{3\epsilon} G_b) - C_{2\epsilon} \rho \frac{k}{\epsilon^2} - R_\epsilon + S_\epsilon \quad (4.8)$$

Nestas equações, G_k representa a geração da energia cinética de turbulência devido ao gradiente de velocidades, G_b é a geração da energia cinética de turbulência devido ao empuxo, Y_M representa a contribuição a variação de volume em escoamentos compressíveis, os fatores α_k e α_ϵ são os inversos dos números de Prandtl para k e ϵ , S_k e S_ϵ são os termos de início do cálculo, R_ϵ é o termo adicional e, por fim, $C_{1\epsilon}$, $C_{2\epsilon}$ e $C_{3\epsilon}$ são constantes do modelo, derivadas analiticamente da teoria RNG.

3.5 Acoplamento Pressão-Velocidade

A necessidade de realizar o acoplamento pressão-velocidade existe, pois o processo de solução é segregado, pois não permite a resolução de todas as incógnitas simultaneamente. Devido à natureza do escoamento, o avanço da pressão não é uma tarefa fácil, pois em escoamentos incompressíveis a equação de estado, que relaciona a pressão com a densidade, não pode ser utilizada. Portanto, segundo MALISKA (1995), a idéia é determinar um campo de pressões que, quando inserido nas equações do movimento, origine um campo de velocidades que satisfaça a equação da conservação de massa, pois o fato da densidade não variar com a pressão introduz um forte acoplamento pressão-velocidade.

Existem vários métodos a serem utilizados para a solução do acoplamento pressão-velocidade, um deles é o SIMPLE ("Semi Implicit Linked Equations"), que foi desenvolvido por PATANKAR; SPALDING apud MALISKA (1995). Este método primeiramente estima os campos de pressão e velocidade, corrige as velocidades de modo a satisfazer a equação da conservação de massa, encontra uma pressão corrigida e em seguida avança as pressões que são utilizadas para reinício do processo até que a convergência seja atingida.

3.6 Função de Interpolação

Em problemas de engenharia, o esquema numérico para a solução do escoamento deve ser confiável e de rápida solução. Para o nosso estudo foi escolhido o "upwind" de primeira ordem, de boa adaptação para problemas convectivos. Este modelo, apesar de ser de primeira ordem, fornece bons resultados e a convergência é mais facilmente garantida. Este método tem a característica de simular numericamente bem a direção da propagação de informação no escoamento ao longo das curvas características.

A filosofia do método consiste em evitar o surgimento de coeficientes negativos que podem gerar oscilações numéricas e facilitar a divergência, que comumente ocorre em diferenças centrais. Isto pode ser demonstrado considerando o problema unidimensional simplificado de convecção/difusão da propriedade ϕ apresentado pela Equação (4.9) e pela representação gráfica da Figura 3.2.

$$(4.9) \quad \frac{d\phi}{dx} = I^* \left(\frac{\partial \phi}{\partial x} \right) - I^* \left(\frac{\partial \phi}{\partial x} \right)_{w}$$

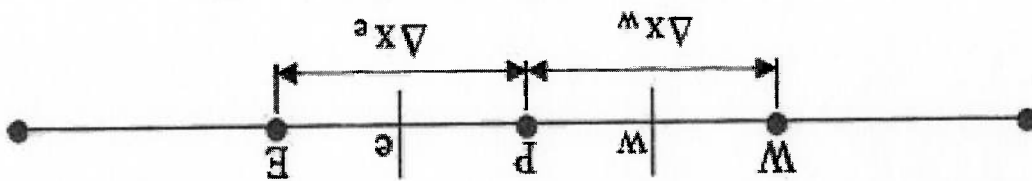


Figura 3.2- Discretização Unidimensional (MALISKA, 1995).

O esquema "upwind" tem as seguintes expressões para a interpolação:

$$\phi_w = \phi_w \quad ; \quad \phi_e = \phi_p \quad ; \quad n < 0 \quad (4.10)$$

$$\phi_w = \phi_p \quad ; \quad \phi_e = \phi_e \quad ; \quad n > 0 \quad (4.11)$$

A consideração da interpolação relacionada com o sentido em que a entidade se desloca permite que seja evitado o surgimento dos fatores negativos. Métodos de ordens superiores podem ser encontrados em PATANKAR (1980).

A solução segregada utiliza fatores de sub-relaxação para controlar a atualização das variáveis computadas pelas funções em cada iteração e tenta garantir a estabilidade do processo. Dependendo do método utilizado existem alguns fatores comuns a serem utilizados, porém uma correta manipulação dos mesmos pode facilitar a convergência.

Devido à falta de informação a respeito do comportamento da comporta em situações de emergência, se fez necessária a realização de simulações de fechamento da comporta e análise dos transientes hidráulicos para verificação das variações de velocidade, vazão e pressão. A análise de transientes hidráulicos foi realizada através do programa *SIPROHS*[®] criado pela *VOITH SIEMENS HYDRO* em conjunto com a *UNIVERSIDADE DE STUTTGART*. O programa utiliza o *Método das Características* como base teórica e realiza cálculos numéricos para atingir a solução do problema no tempo. Foram realizadas simulações de fechamento em várias condições de operação, inclusive o fechamento brusco da comporta devido a alguma falha no sistema de fechamento. Os resultados destas serviram como dados de entrada e condições de contorno para as simulações em CFD.

TRANSIENTES HIDRÁULICOS – SIMULAÇÕES E RESULTADOS

Capítulo 4

4.1 Modelagem do Sistema

Para a modelagem do sistema no programa *SIPROHS*[®], cada componente (reservatórios, condutos, máquinas, comportas, etc.) é considerado um elemento, e cada elemento é conectado aos elementos adjacentes através de nós. O caso estudado foi modelado utilizando-se 10 (dez) elementos e 8 (oito) nós conforme apresentado na Tabela 4.1 e na Figura 4.1.

Tabela 4.1 - Elementos da Modelagem

Elemento	[Nome]	Tipo	[Modelo]	Nó Inicial	Nó Final
Montante	Reservatório	- (N/A)	1 (um)		
Tomada D'Água	Conduto	1 (um)	2 (dois)		
Caixa Semi Espiral	Conduto	2 (dois)	3 (três)		
Máquina	Modelo do Rotor	3 (três)	4 (quatro)		
Tubo de Sucção (início)	Conduto	4 (quatro)	5 (cinco)		
Tubo de Sucção (final direito)	Conduto	5 (cinco)	6 (seis)		
Comporta Vagão (lado direito)	Válvula	6 (seis)	7 (sete)		
Jusante	Reservatório	7 (sete)	- (N/A)		
Tubo de Sucção (final esquerdo)	Conduto	5 (cinco)	8 (oito)		
Comporta Vagão (lado esquerdo)	Válvula	8 (oito)	7 (sete)		

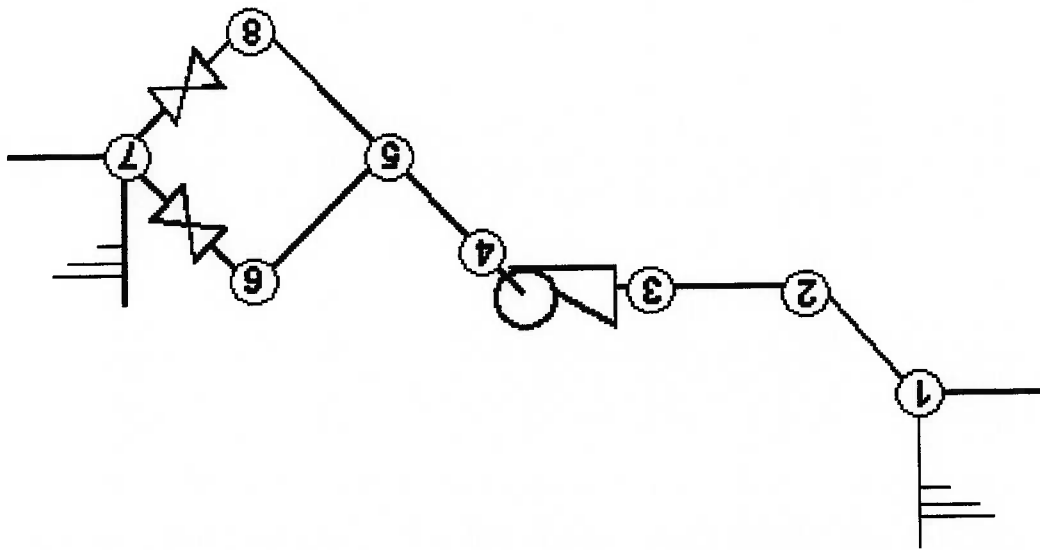


Figura 4.1 – Modelagem do Circuito Hidráulico

Cada máquina possui uma bifurcação no tubo de sucção, pois existe um pilar que o divide na região horizontal, após o cotovelo. Ao final de cada perna do tubo sucção, existe uma comporta modelada como uma válvula que desembocam diretamente no reservatório de jusante.

Os arquivos dos reservatórios necessitam somente das respectivas elevações como valores a serem preenchidos. A modelagem da adução foi feita através de um diâmetro hidráulico médio, calculado em função de algumas seções da adução real, o seu comprimento foi incluído diretamente. Outros fatores que devem ser incluídos nos elementos modelados como conduto são a celeridade e o fator de perda de carga, que dependem principalmente do material. O comprimento e o diâmetro equivalentes da caixa espiral são gerados através de uma planilha de cálculo que leva em consideração a forma de sua seção e o percurso da água. O modelo do rotor utiliza o diagrama de colina real, testado em laboratório, os dados de entrada para a extrapolação para o protótipo são basicamente dados dimensionais e condições de operação (diâmetro, potência, vazão, queda líquida, etc.). Tanto a parte inicial do

tubo de sucção, como os trechos após a bifurcação foram modelados de maneira semelhante à modelagem da adução.

A maior complexidade de modelagem ocorreu com as comportas. O elemento utilizado (válvula) necessita, além do diâmetro nominal, de uma tabela de correlação entre a porcentagem de abertura e a vazão unitária da comporta - Equação (4.1). A maneira mais simples de se obter os valores de vazão unitária para cada condição de abertura é através da curva de perda de carga.

$$Q_{1A} = \frac{D^2 \cdot \sqrt{H + \frac{v^2}{2 \cdot g}}}{\bar{Q}} \quad (4.1)$$

sendo: Q_{1A} = vazão unitária da comporta;

\bar{Q} = vazão nominal da comporta;

D = diâmetro hidráulico da comporta;

H = energia específica entre jusante e montante da comporta;

v = velocidade do líquido;

g = aceleração da gravidade.

WULZ (1975), utilizando um valor padrão para a aceleração da gravidade, parte da equação de perda de carga - Equação (4.2) - e acha uma correlação entre o coeficiente de perda de carga e o valor de vazão unitária. Esta correlação é apresentada na Equação (4.3).

$$\zeta = \Delta H \cdot \frac{2.8}{V^2} \quad (4.2)$$

sendo: ζ = coeficiente de perda de carga da comporta;

ΔH = perda de carga singular da comporta.

$$\zeta = \frac{Q_{12}^2}{12,12} - 1 \quad (4.3)$$

O comportamento do coeficiente de perda de carga singular para uma

comporta é apresentado na Figura 4.2 e a sua respectiva relação com o valor de

vazão unitária é apresentado na Tabela 4.2.

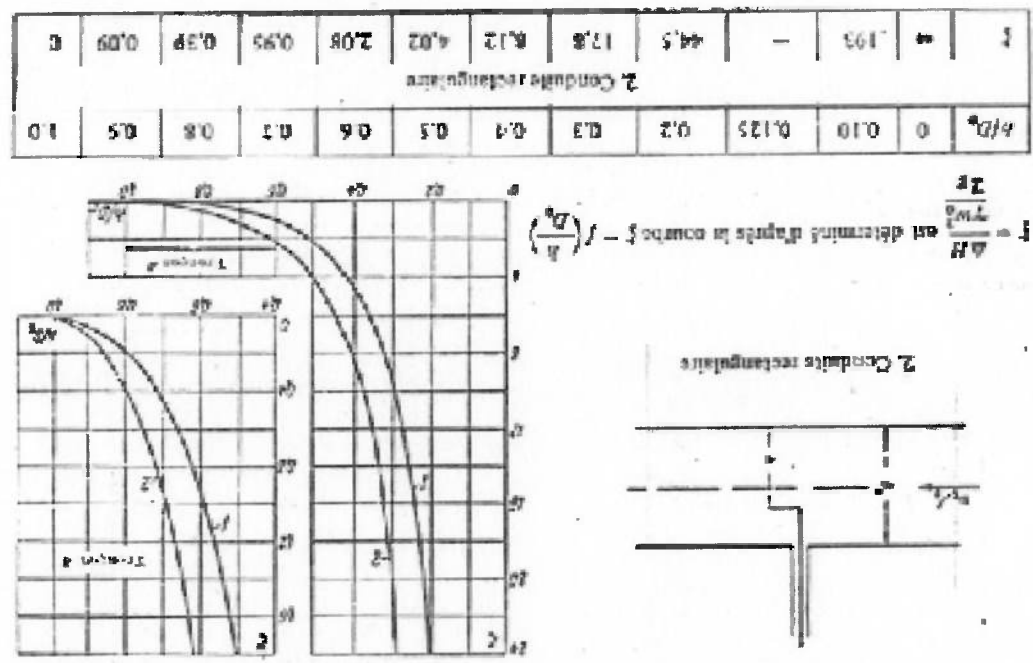


Figura 4.2 – Coeficiente de Perda de Carga em Função da Abertura de um Elemento

Retangular (IDELCIK, 1969).

Tabela 4.2 – Relação entre Perda de Carga e Vazão Unitária

h/D_0 (relação de abertura)	ξ (coeficiente de perda de carga)	\bar{Q}_{1A} (vazão unitária)
0,0	∞	0
0,1	193	0,25
0,2	44,5	0,52
0,3	17,8	0,8
0,4	8,12	1,15
0,5	4,02	1,55
0,6	2,08	1,98
0,7	0,95	2,49
0,8	0,39	2,95
0,9	0,09	3,33
1,0	0	3,48

Além da modelagem de cada elemento do circuito, o programa exige que dados de entrada sejam informados, tais com ângulos e porcentagens de abertura do rotor e do distribuidor, potência solicitada pela rede elétrica, etc.

O Anexo 1 apresenta um arquivo que apresenta as principais características de cada elemento e do sistema, utilizadas para a modelagem do circuito hidráulico para o caso 2 da Tabela 4.3.

4.2 Simulações dos Transientes Hidráulicos

Foram realizadas várias simulações considerando diferentes condições de operação das máquinas (queda, vazão, etc.), além da utilização de diferentes leis de fechamento para as comportas vagão de emergência. A Tabela 4.3 apresenta o conjunto de casos estudados mais importantes para a análise do escoamento considerando a lei de fechamento da Figura 4.4, quando aplicável. Os mesmos casos são apresentados graficamente no Anexo 2.

Tabela 4.3 – Casos Simulados no *Siprohs*[®]

Caso	Queda	Condição	Fechamento das Comportas
1	Mínima	Disparo "on-cam"	Ambas seguindo a lei de fechamento
2	Nominal	Disparo "on-cam"	Ambas seguindo a lei de fechamento
3	Máxima	Disparo "on-cam"	Ambas seguindo a lei de fechamento
4	Mínima	Disparo "off-cam"	Ambas seguindo a lei de fechamento
5	Nominal	Disparo "off-cam"	Ambas seguindo a lei de fechamento
6	Máxima	Disparo "off-cam"	Ambas seguindo a lei de fechamento
7	Nominal	Operação normal	Uma pelo rompimento da tubulação de óleo do servomotor e a outra se mantendo aberta

Os resultados gerados através de diversas simulações serviram como dados de entrada e condições de contorno para as simulações em CFD que analisaram os esforços aplicáveis à comporta. Nas Figura 4.3 e Figura 4.4, podemos ver um exemplo dos resultados obtidos para um caso estudado e a respectiva lei de fechamento das comportas.

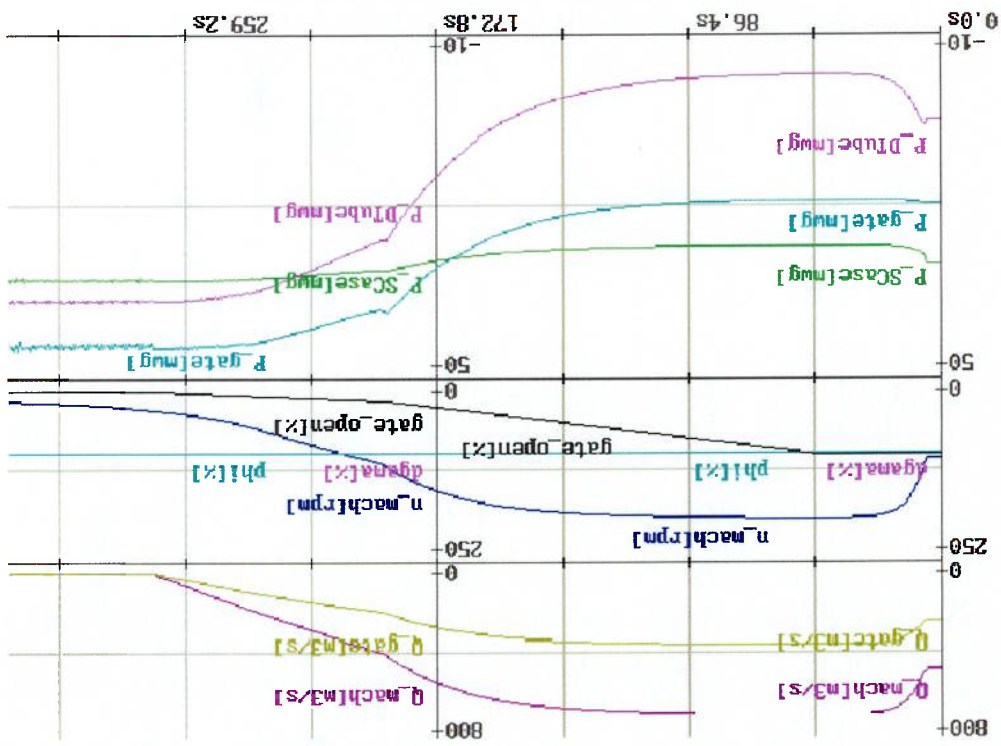


Figura 4.3 – Resultado dos Transientes Hidráulicos

A Figura 4.3 corresponde ao caso 2 da Tabela 4.3. As curvas dos transientes

apresentados são:

- Q_{mach} [m³/s] Vazão total de uma unidade;
- Q_{gate} [m³/s] Vazão pela comporta;
- n_{mach} [rpm] Rotação da turbina;
- γ [%] Ângulo de abertura do distribuidor;
- ϕ [%] Ângulo de abertura do rotor;
- $gate_open$ [%] Abertura da comporta;
- P_{gate} [mca] Pressão estática na comporta;
- P_{Scuse} [mca] Pressão estática na entrada da caixa espiral;
- P_{DTube} [mca] Pressão estática na entrada do tubo de sucção.

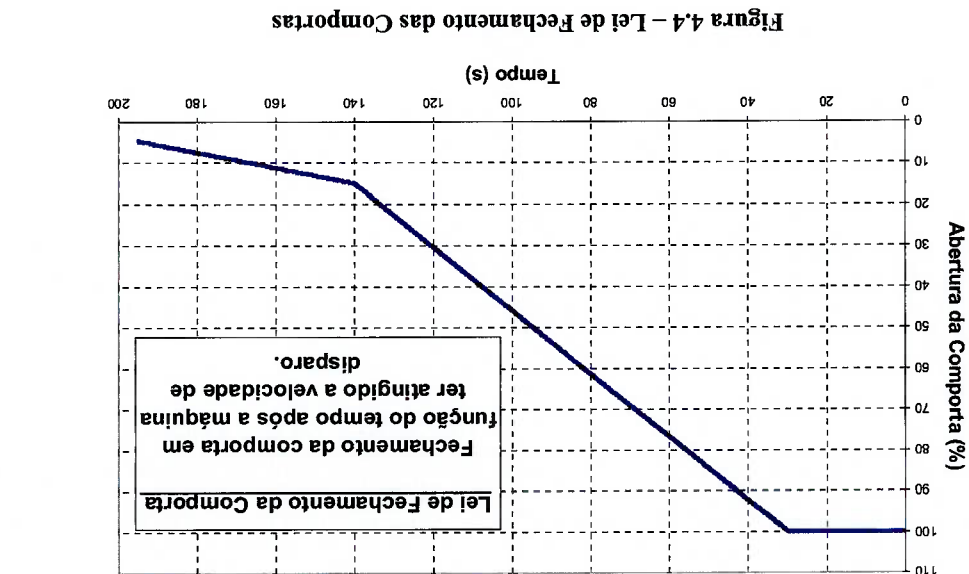


Figura 4.4 – Lei de Fechamento das Comportas

A lei de fechamento das comportas é composta de duas velocidades constantes, uma velocidade maior até a comporta atingir 15% da altura total do vão (3m/min na Figura 4.4), e uma velocidade mais lenta entre 15% e o fechamento total da mesma (1m/min na Figura 4.4). A velocidade é mais lenta na parte final do fechamento, pois é nesta fase que se encontram os maiores esforços dinâmicos atuantes nas comportas.

4.3 Resultados dos Transientes Hidráulicos

Apesar da velocidade de disparo “off-cam” ser maior do que a “on-cam”, o caso crítico para o nosso estudo é o segundo, uma vez que a vazão é muito maior nesta situação. Por isto, foi escolhido um caso com estas características para verificarmos os efeitos da variação da lei de fechamento das comportas. Foram simuladas casos análogos ao caso 2 da Tabela 4.3 e as leis de fechamento utilizadas estão apresentadas na Tabela 4.4.

Tabela 4.4 – Varias Leis de Fechamento das Comportas Simuladas no *Sipròhs*®

Caso	Queda	Condição	Velocidade Inicial	Velocidade Final
2a	Nominal	Disparo "on-cam"	3 m/min	1 m/min
2b	Nominal	Disparo "on-cam"	4 m/min	1 m/min
2c	Nominal	Disparo "on-cam"	6 m/min	1 m/min
2d	Nominal	Disparo "on-cam"	6 m/min	3 m/min
2e	Nominal	Disparo "on-cam"	8 m/min	1 m/min
2f	Nominal	Disparo "on-cam"	15 m/min	1 m/min

A seqüência de gráficos mostra como podem variar as vazões e pressões em

função das leis de fechamento apresentadas.

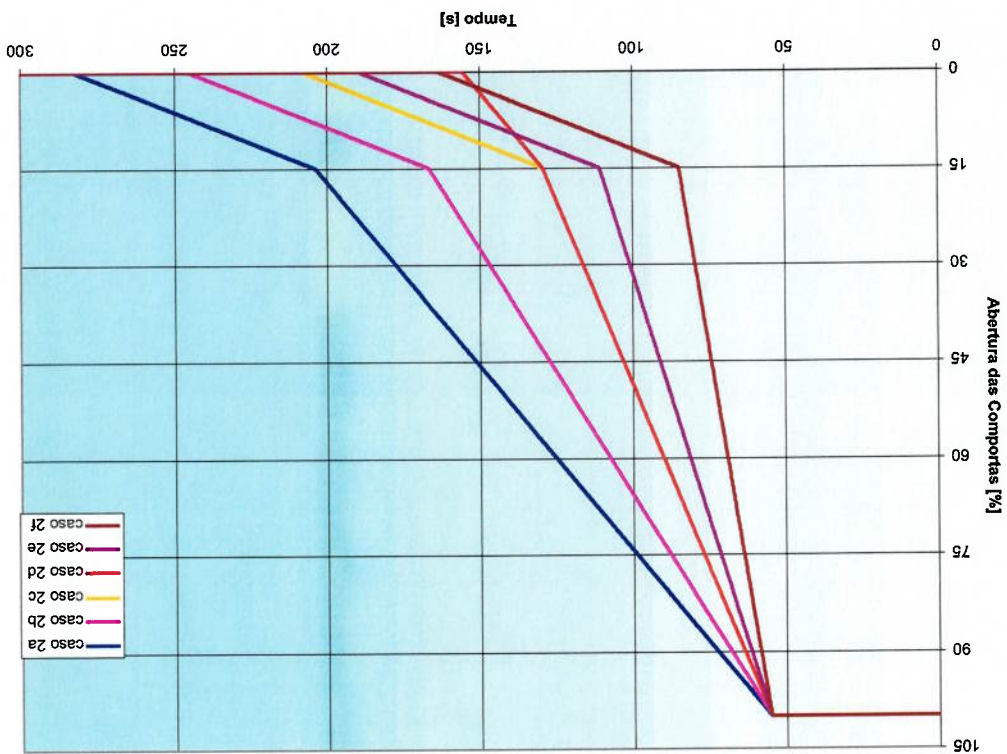


Figura 4.5 – Leis de Fechamento Utilizadas.

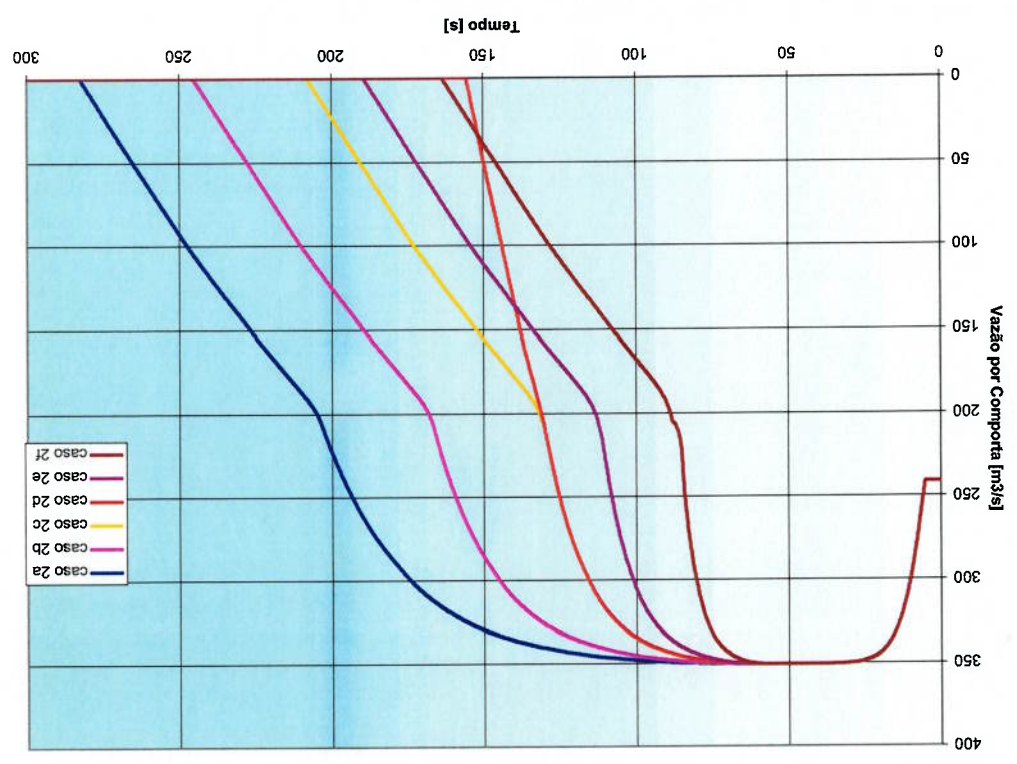


Figura 4.6 – Vazão Através de cada Comporta.

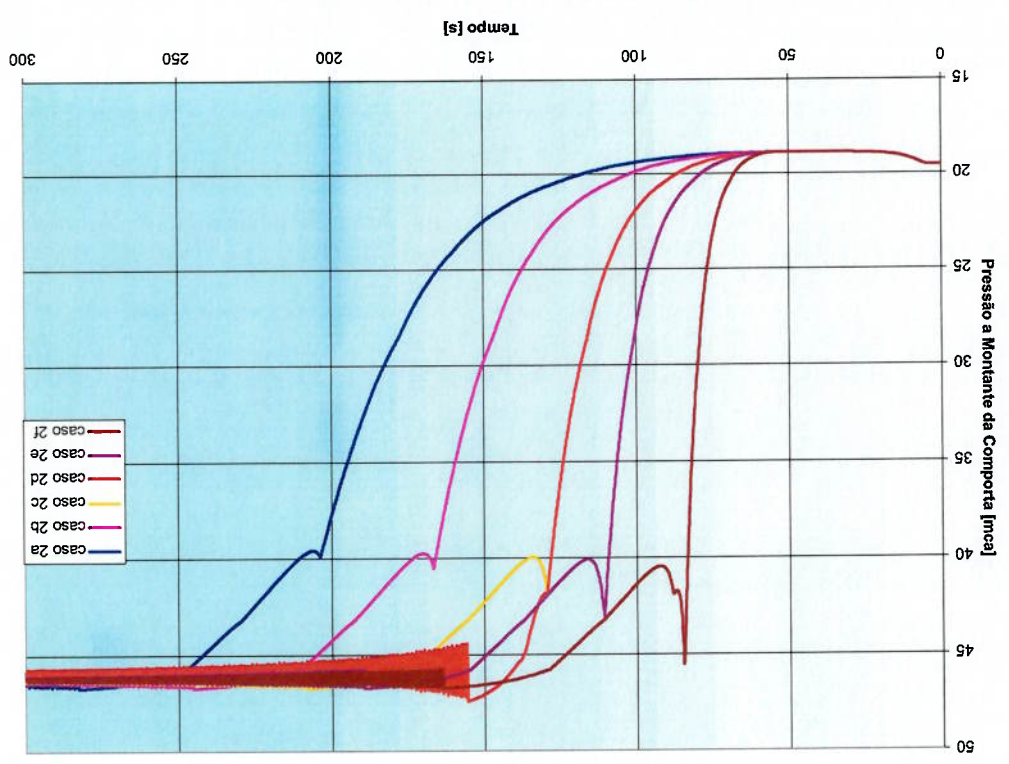


Figura 4.7 – Pressão a Montante das Comportas.

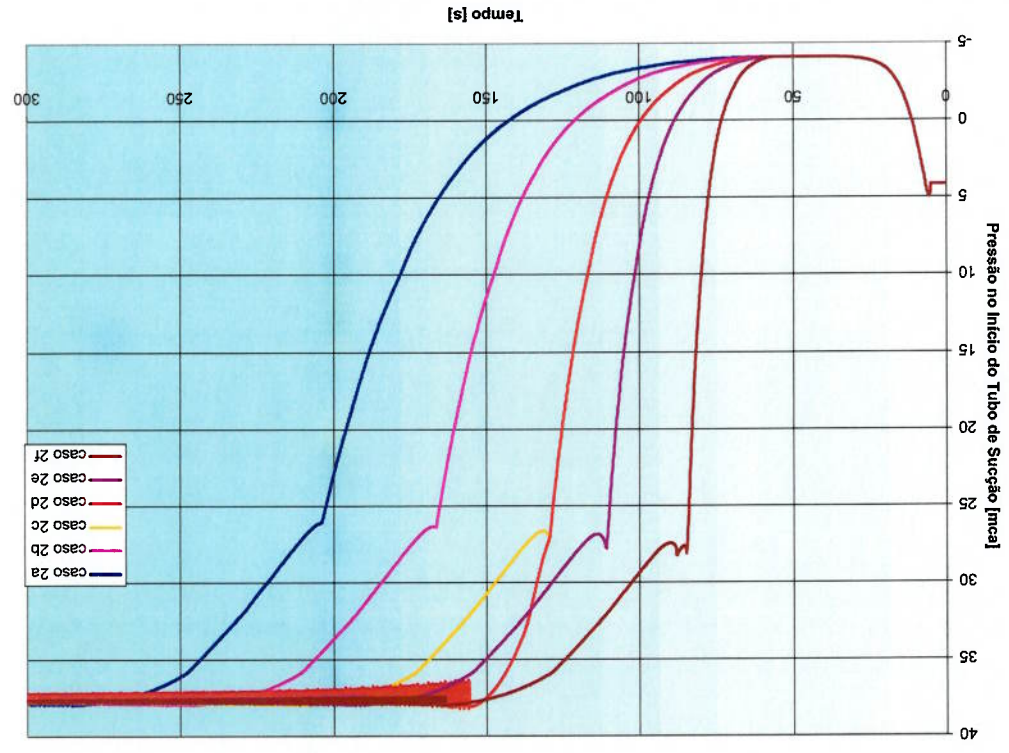


Figura 4.8 – Pressão no Início do Tubo de Sucção.

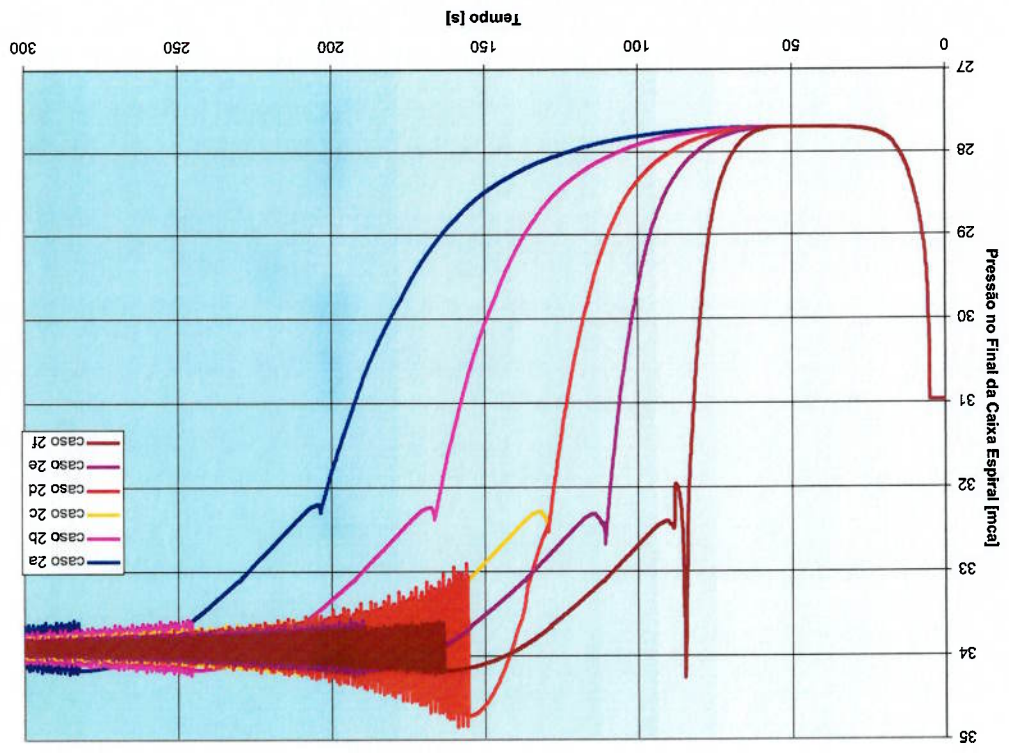


Figura 4.9 – Pressão no Final da Caixa Espiral.

As análises dos transientes hidráulicos para diversas leis de fechamento das comportas mostraram, como já era esperado, que fechamentos mais rápidos causam maiores sobrepressões no circuito hidráulico, e por consequência, maior solicitação dos equipamentos. Outra constatação é que a lei de fechamento em duas etapas é melhor, uma vez que a inclinação das curvas de pressão para pequenas aberturas é muito alta, o que significa que se a velocidade de fechamento continuasse a mesma, em um curto período de tempo as pressões se elevariam demasiadamente. Isto demonstra que o efeito “*uplift*” está mais bem controlado para o caso 2a da Tabela 4.4. A sua magnitude, porém, é de difícil aquisição porque a forma do rotor não permite uma modelagem simples para a distribuição de pressões que age sobre o mesmo.

Capítulo 5

CFD – SIMULAÇÕES E RESULTADOS

A análise em CFD teve como principal finalidade, avaliar os esforços a que as

comportas estão sujeitas durante o seu fechamento em condições emergenciais, principalmente o esforço devido ao “*downpull*”. Além dos esforços mecânicos e hidrostáticos, atuam na face inferior da comporta esforços hidrodinâmicos, provenientes da passagem do fluxo sob a mesma.

As análises, bi e tridimensionais, em CFD foi realizada utilizando-se para cada caso, como dados de entrada valores fixos de vazão, queda e abertura da comporta, segundo os resultados obtidos pelas análises de transientes hidráulicos. As malhas computacionais foram geradas no software *Gambit*® e as simulações em CFD foram realizadas com o software *Fluent*®. As simulações mostram o comportamento do escoamento no tubo de sucção, na passagem pela comporta e no reservatório de jusante, mas vale lembrar que a região de interesse é a da comporta.

As simulações foram feitas considerando que o regime é permanente, isto porque a lei de fechamento das comportas é consideravelmente lenta (caso 2a da Tabela 4.4) e as variações das características do escoamento dependem basicamente

da velocidade da água, que é um dado de entrada para as simulações e não é transitória, em função da abertura, para fechamentos lentos.

5.1 Simulações Bidimensionais

Os modelos bidimensionais foram gerados nos softwares de CAD *AutoCAD*®

e *Solid Edge*® e exportados em extensão “.igs”. Eles correspondem a: um corte longitudinal do tubo de sucção na região central com a exclusão do pilar que divide o fluxo; um corte longitudinal do canal de jusante na região central até próximo à região de encontro com o leito natural do rio; e por fim um corte da comporta também na sua região central, porém podendo variar a posição em função do caso de abertura a ser simulado. A superfície do reservatório foi posicionada de acordo com a curva chave de jusante para a respectiva vazão na condição de operação estudada. Além da geometria projetada para a comporta, também foram feitos modelos com a chapa defletora horizontal. As Figura 5.1 e Figura 5.2 apresentam os modelos utilizados com a chapa defletora inclinada e horizontal, respectivamente, quando as comportas se encontram 50% abertas.

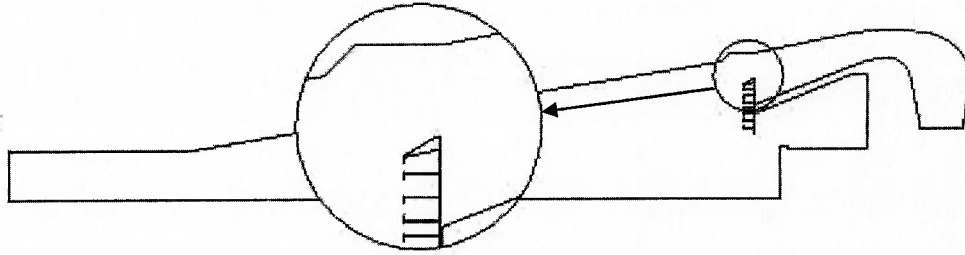


Figura 5.1 – Modelo Bidimensional com Chapa Defletora Inclinada.

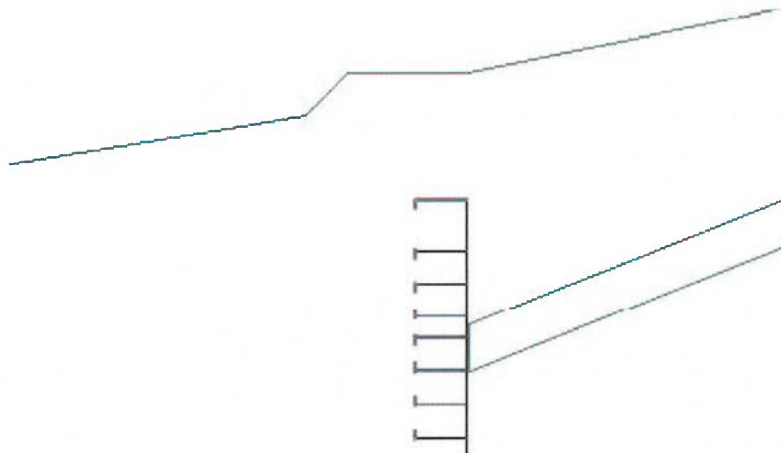


Figura 5.2 – Modelo Bidimensional com Chapa Defletora Horizontal.

As malhas foram geradas através da utilização do software computacional *Gambit*®. As malhas têm aberturas de comporta variando entre 5 e 100% e são utilizadas em diversas condições de queda e vazão dentro da faixa operativa da usina considerada.

Na Figura 5.3 é apresentada a malha computacional utilizada para o caso da comporta com abertura de 75% e chapa defletora inclinada. Devido à complexidade dos contornos na região da comporta, decidiu-se pela utilização de malhas não estruturadas (triangulares). A malha apresentada tem por volta de 4400 elementos e 23000 nós e existe uma discretização maior na região da comporta, conforme apresentado na Figura 5.4. Para certificar que o escoamento estaria completamente desenvolvido, a malha foi estendida muito além do final do tubo de sucção.



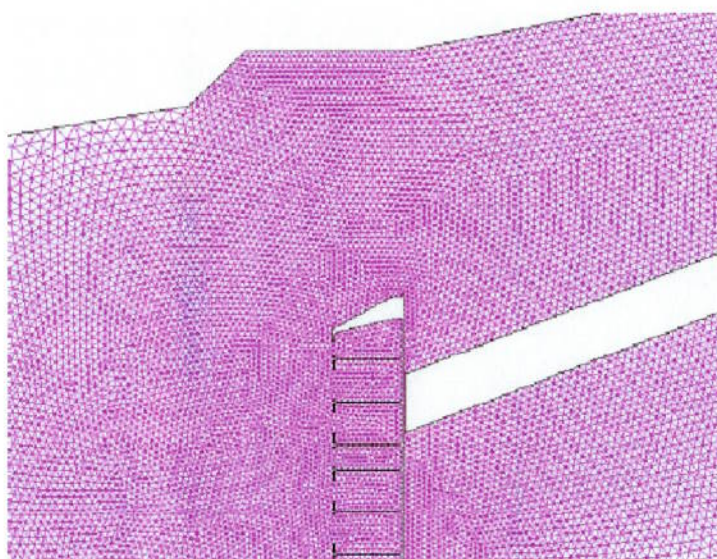
Figura 5.3 – Malha Bidimensional

Chapa Defletora		Inclinada		Horizontal	
Abertura da Comporta	Número de Volumes	Número de Nós	Número de Volumes	Número de Nós	Número de Volumes
100 %	41170	21169	40948	21058	41170
75 %	44043	22637	40694	20931	44043
50 %	81995	41743	39622	20395	81995
25 %	39132	20151	38438	19803	39132
15 %	67024	34236	37788	19478	67024
10 %	65676	33562	37330	19249	65676
5 %	69108	35321	37074	19121	69108

Tabela 5.1 – Características das Malhas Bidimensionais.

As quantidades de nós e elementos de cada malha bidimensional são apresentadas na Tabela 5.1. Existem algumas diferenças significativas nas quantidades de elementos das malhas geradas. Isto se deve, na maioria das vezes, do processo de aprimoramento que foi ocorrendo durante a geração de malhas, sem que, no entanto, as malhas geradas antes fossem descartadas.

Figura 5.4 – Detalhe na Região da Comporta.



Para a simulação e análise dos resultados foi utilizado o software *Fluent*® na

sua versão 6.0. A análise realizada foi feita em regime transitório de primeira ordem e equações desacopladas. Foi utilizado regime transitório, pois, em várias condições, foi gerada uma vorticidade oscilatória após a passagem do fluxo pela comporta, porém esta singularidade não afetou o fluxo na região de interesse que convergiu normalmente. Esta vorticidade oscilatória ocorreu porque, nos casos bidimensionais, não foi possível modelar a grande variação de área que existe, na geometria real, no sentido transversal ao escoamento.

O modelo de turbulência foi o “*k-epsilon-RNG*”. O esquema para o acoplamento pressão-velocidade foi o “SIMPLE” e o modelo de momento e turbulência o “*Upwind*” de primeira ordem. Foram também utilizados fatores de sub-relaxação para pressão, momento e turbulência. A Tabela 5.2 mostra as principais constantes utilizadas nas simulações bidimensionais.

Tabela 5.2 – Constantes do Modelo *k-ε* e Fatores de Sub-Relaxação (Caso Bidimensional).

Modelo <i>k-ε</i>		
C_{mu}	C_1	C_2
0,0845	1,42	1,68
Fatores de Sub-Relaxação		
Pressão	Densidade	Força
0,3	1,0	1,0
Momento	Energia	Dissipação
0,1	0,1	0,1
Viscosidade		
		0,1

As condições de contorno adotadas para as simulações foram: velocidade de

entrada da água constante no tubo de sucção; paredes com rugosidade definida no tubo de sucção; comporta e reservatório; tensão de cisalhamento nula na superfície do reservatório; e escoamento plenamente desenvolvido no final do reservatório. As

Figura 5.5, Figura 5.6 Figura 5.7 e Figura 5.8 apresentam alguns dos resultados obtidos nas simulações com a comporta completamente aberta. Como sistema de unidades o programa utiliza o SI, portanto, as unidades utilizadas nas barras de cores são: Pascals [Pa] para a pressão e metros por segundo [m/s] para a velocidade. O software *Fluent*® não soma a pressão devido à diferença de cota nos cálculos, portanto, para uma correta interpretação dos resultados, é importante saber que uma variável em função da elevação deve ser adicionada ao resultado obtido.

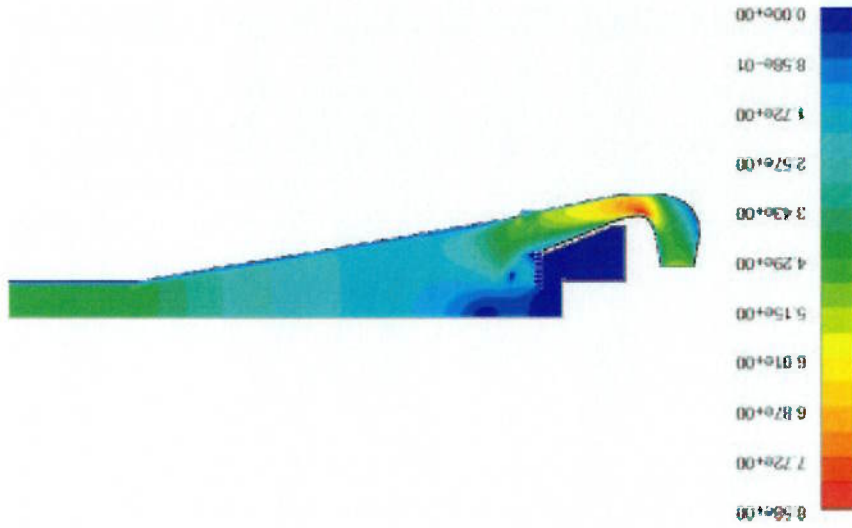


Figura 5.5 – Campo de Velocidades

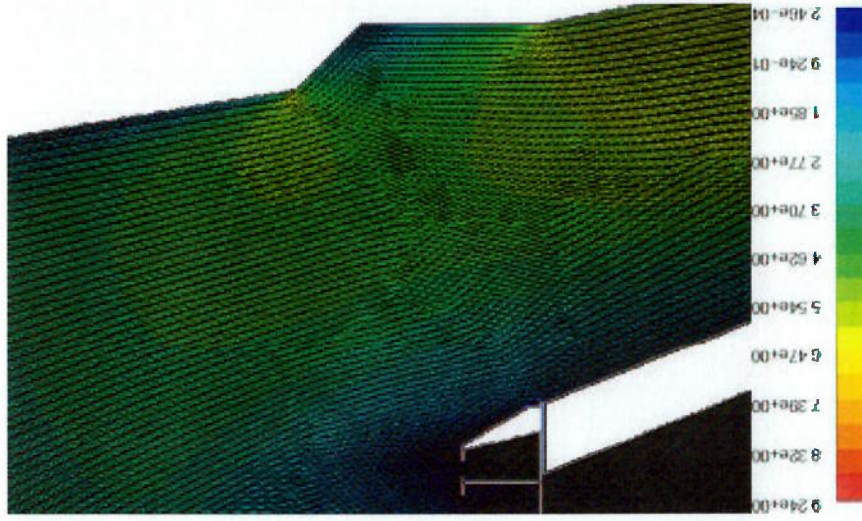


Figura 5.6 – Vetores Velocidade na Região da Comporta

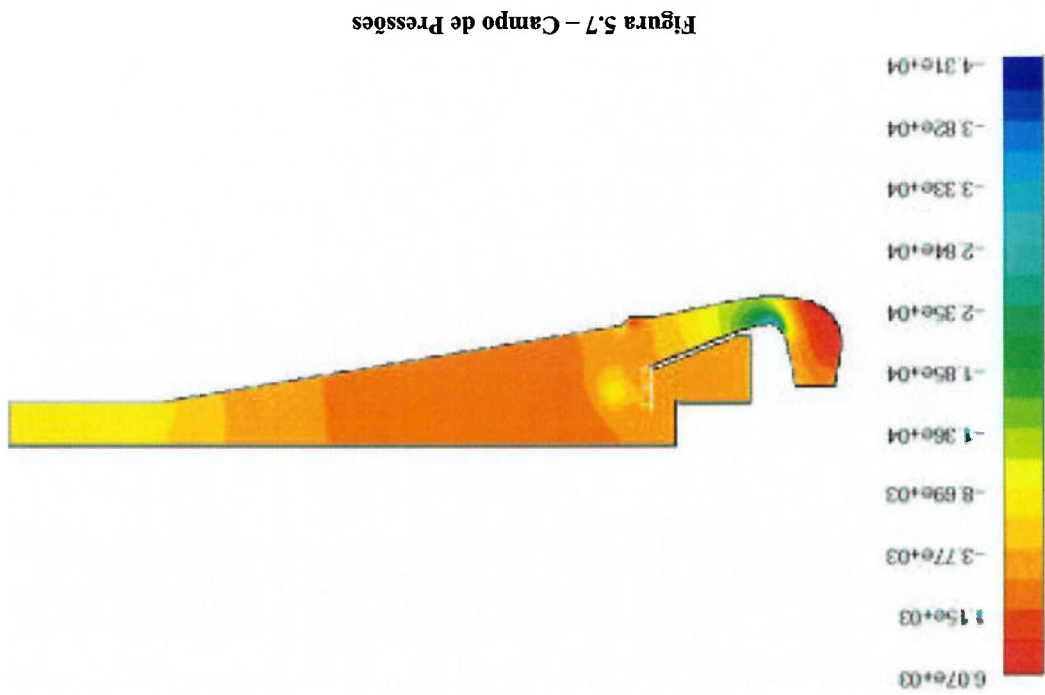


Figura 5.7 – Campo de Pressões

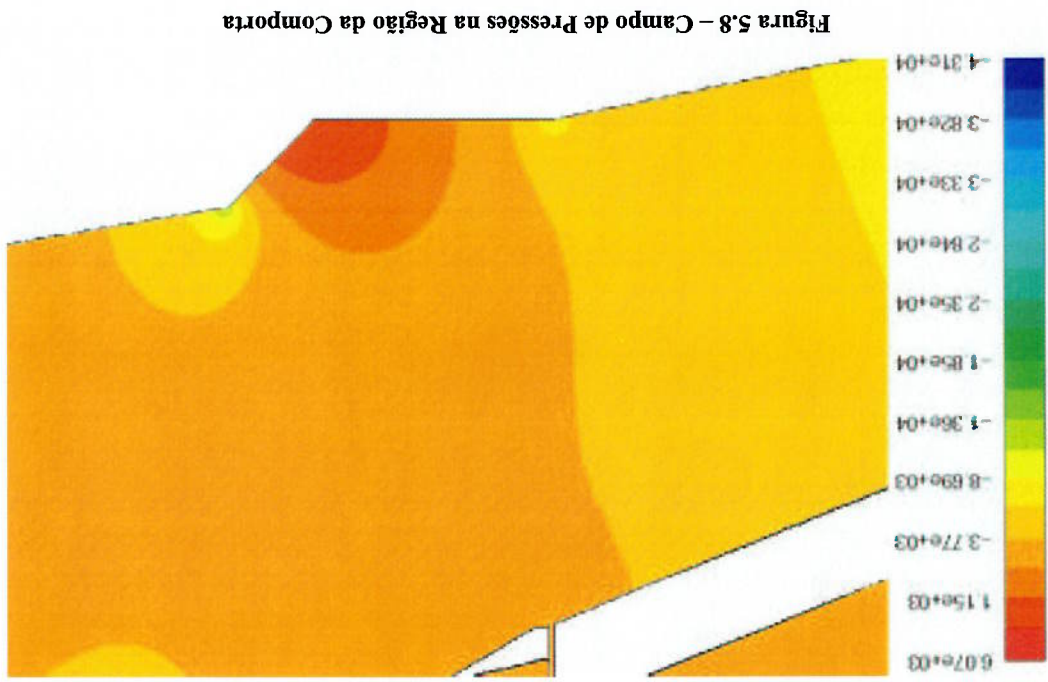


Figura 5.8 – Campo de Pressões na Região da Comporta

A modificação do fluxo já é visível desde o início do fechamento da comporta. Os resultados com a comporta 25% aberta e chapa defletora horizontal são apresentados nas Figura 5.9, Figura 5.10, Figura 5.11 e Figura 5.12.

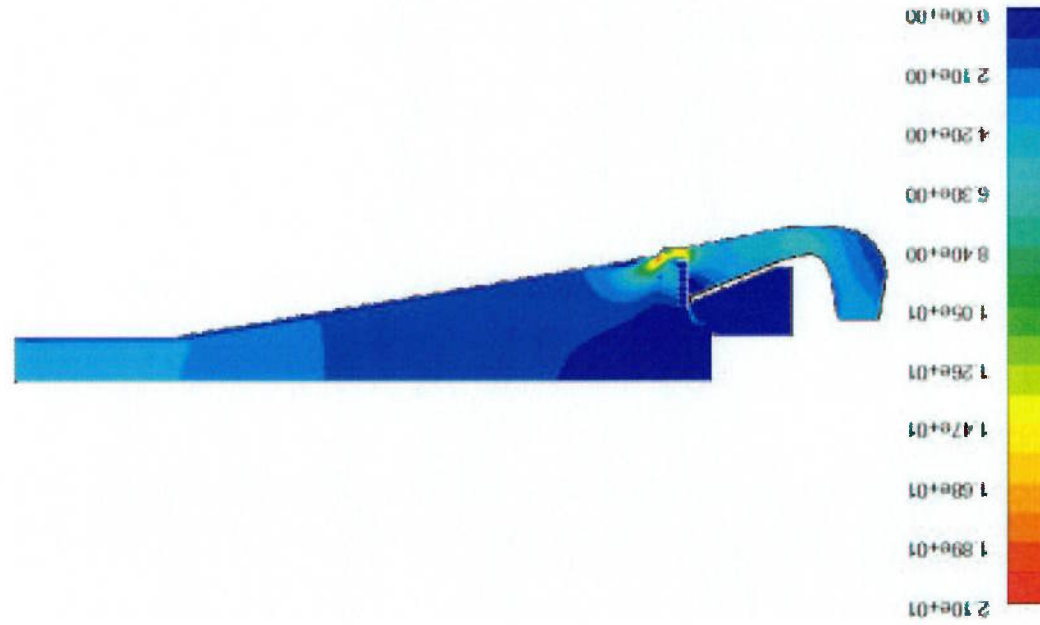


Figura 5.9 – Campo de Velocidades

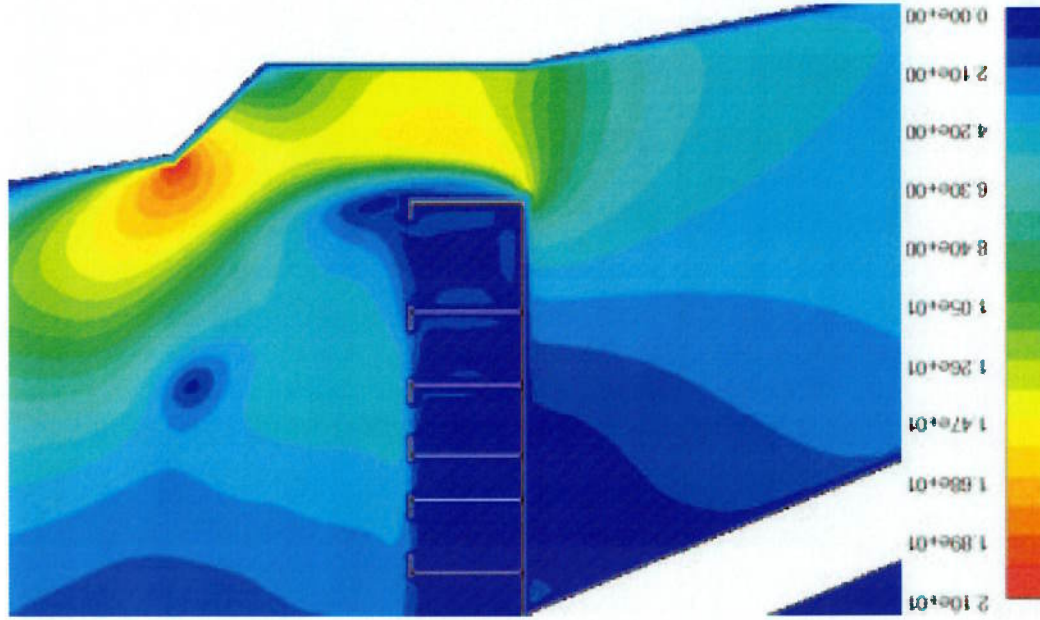


Figura 5.10 – Campo de Velocidades na Região da Comporta

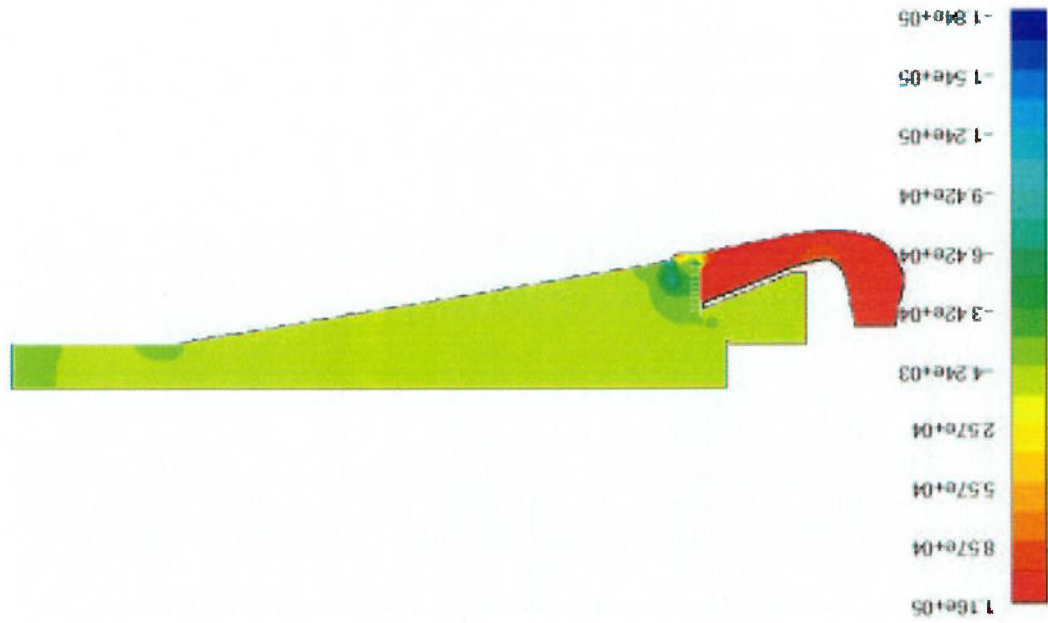


Figura 5.11 – Campo de Pressões

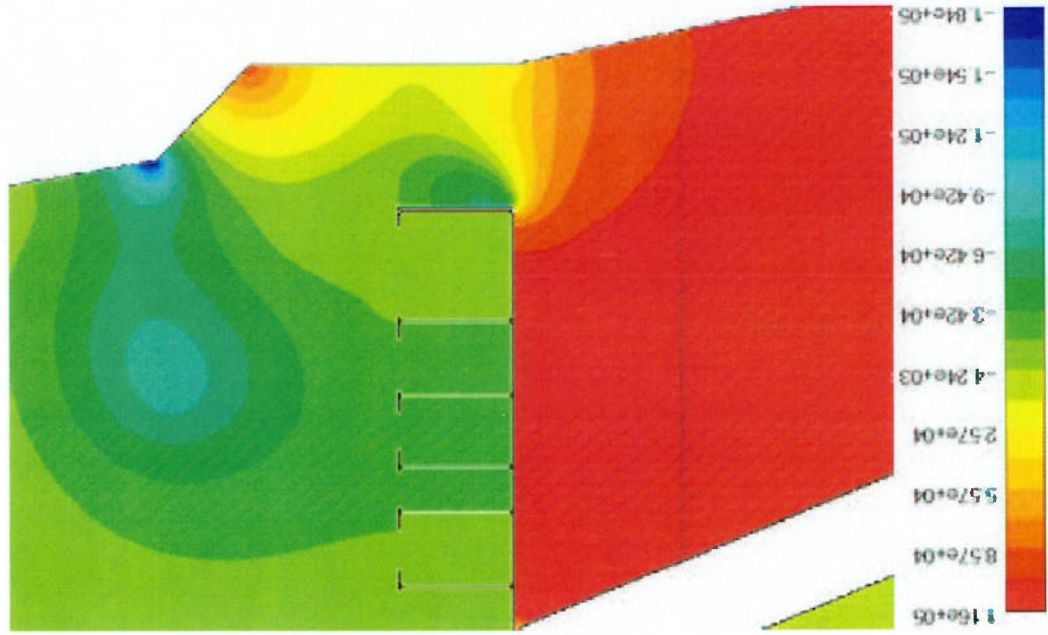


Figura 5.12 – Campo de Pressões na Região da Comporta

Quando a comporta se encontra próxima ao completo fechamento, o fluxo é muito alterado e a velocidade abaixo da comporta se torna muito alta, ampliando, principalmente no caso com chapa defletora horizontal, o efeito “*downpull*”. As Figura 5.13, Figura 5.14, Figura 5.15 e Figura 5.16 demonstram isto.

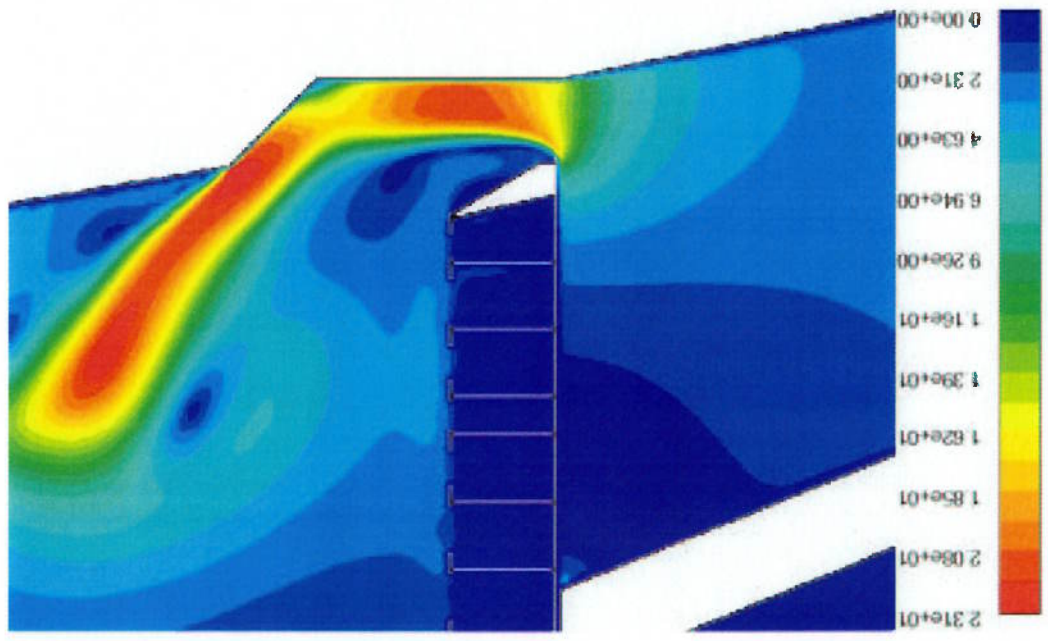


Figura 5.13 – Campo de Velocidades (15% de abertura com chapa inclinada)

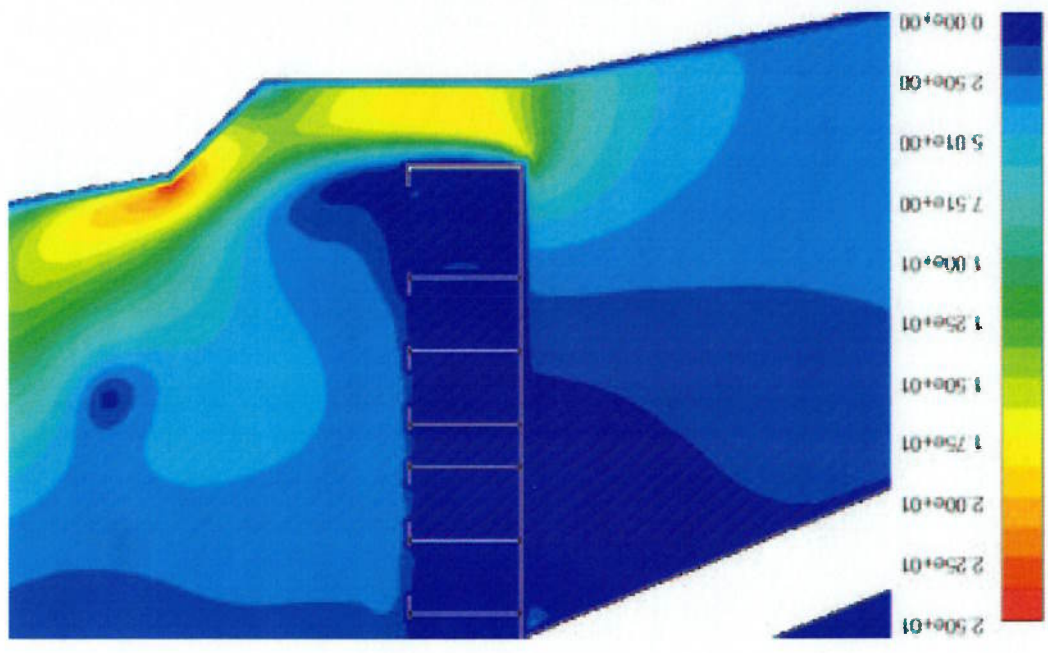


Figura 5.14 – Campo de Velocidades (15% de abertura com chapa horizontal)

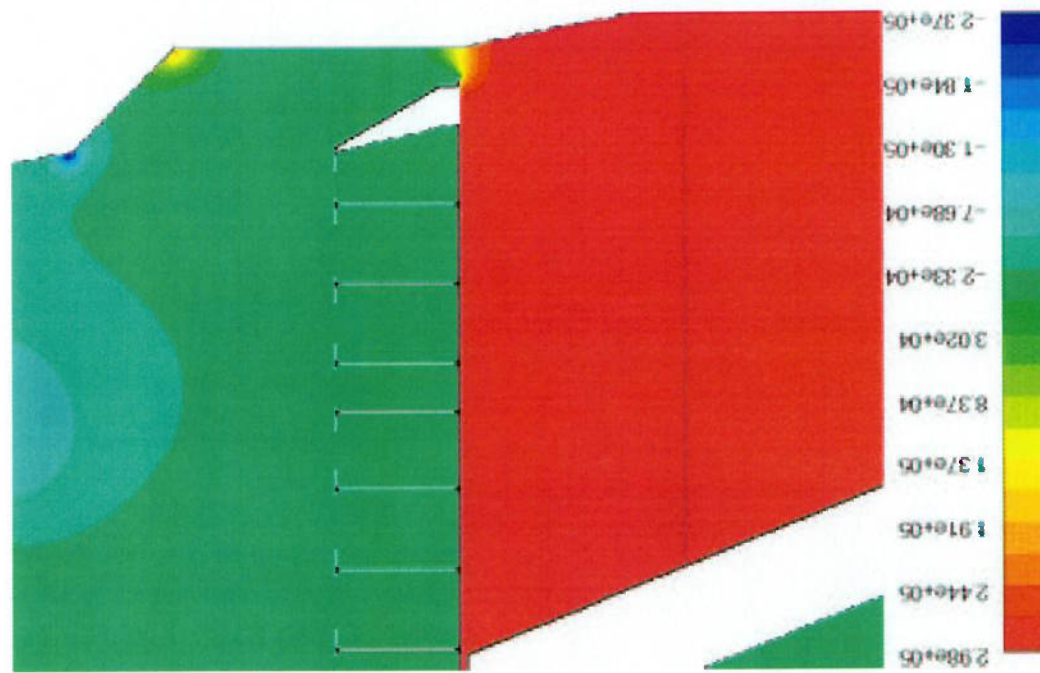


Figura 5.15 – Campo de Pressões (5% de abertura com chapa inclinada)

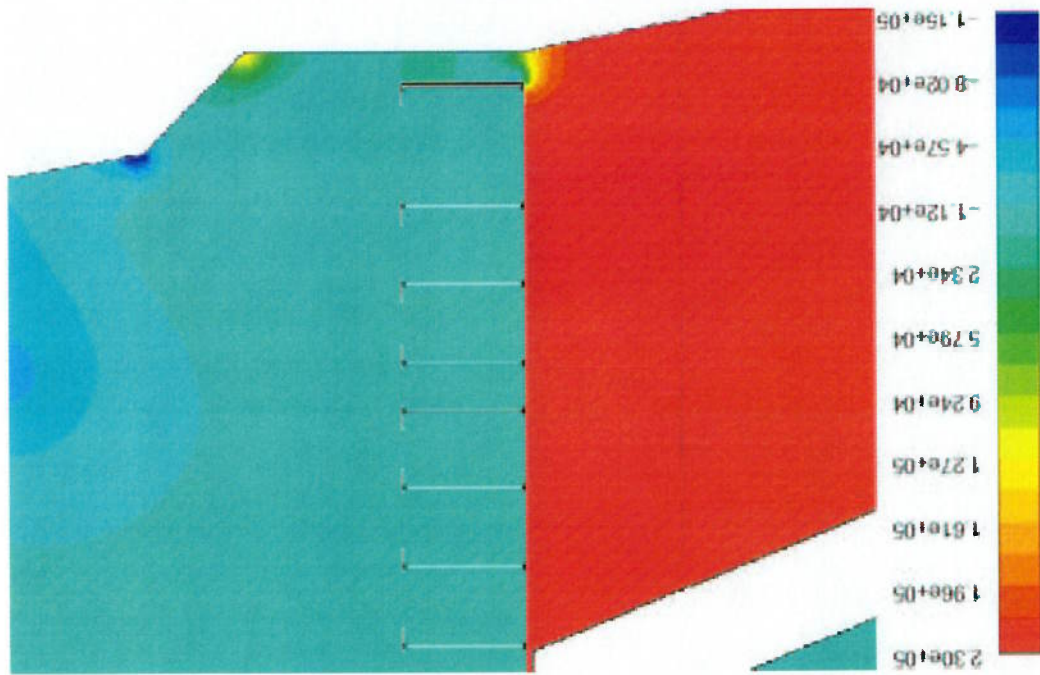


Figura 5.16 – Campo de Pressões (5% de abertura com chapa horizontal)

Um conjunto significativo de imagens das simulações bidimensionais se

encontra no Anexo 3.

Conforme discutido no capítulo anterior, as forças atuantes na comporta podem ser reduzidas ou aumentadas drasticamente dependendo da velocidade de fechamento da mesma. O caso apresentado, que segue uma lei de fechamento adequada, mostra que a 75% de abertura quase não houve acréscimo de força devido ao “*downdraw*”. Para aberturas menores existe o surgimento de pequenas diferenças de pressão entre a parte superior e inferior da chapa defletora, sugerindo o aparecimento de uma força hidrodinâmica. Como já era esperado, esta diferença de pressão é maior para a chapa defletora horizontal, uma vez que não existe o descolamento do fluxo para este caso e a velocidade se mantém elevada por toda a base inferior da comporta. Vale lembrar que estes valores podem ser bem mais significativos se a lei de fechamento da comporta for alterada.

5.2 Simulações Tridimensionais

Os modelos tridimensionais foram gerados no software de CAD *Solid Edge*® e exportados em extensão “.igs”. Eles correspondem a: um de tubo de sucção completo; um terço do canal de jusante, correspondente a uma máquina, até próximo à região de encontro com o leito natural do rio; e por fim uma simplificação do modelo da comporta com chapa defletora inclinada, que assim como no caso bidimensional, varia a sua posição em função do caso de abertura a ser simulado. As simplificações na comporta forma feitas com o intuito de diminuir o tempo computacional e facilitar a convergência, porém, a princípio, não afetam significativamente o resultado final. As Figura 5.17e Figura 5.18 apresentam um exemplo do modelo, quando as comportas se encontram 75% abertas.

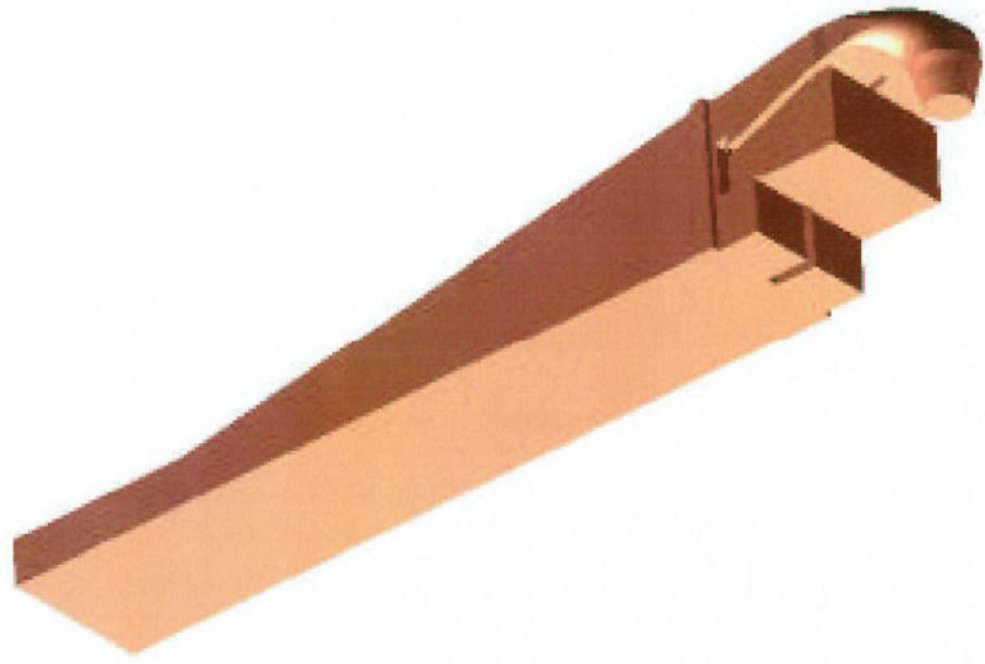


Figura 5.17 – Modelo Tridimensional.

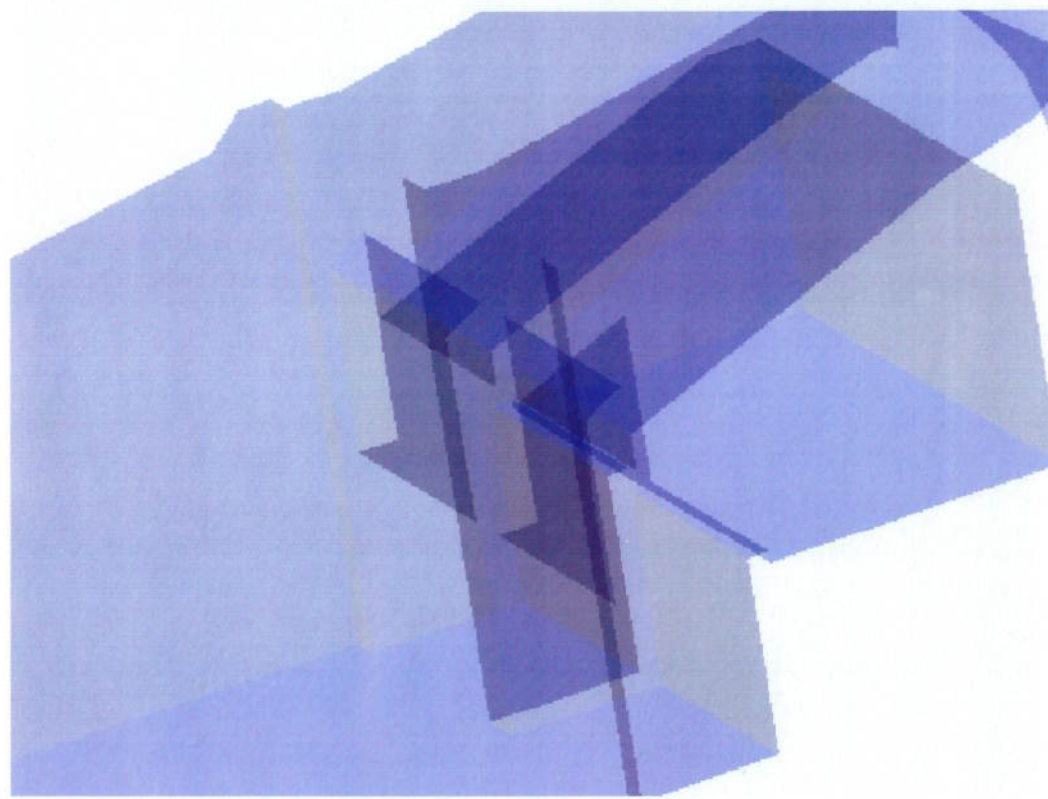


Figura 5.18 – Modelo Tridimensional Transparente com Zoom na Região das Comportas.

Através da utilização do software *Gambit*® foram geradas algumas malhas 3D com a abertura das comportas variando de 5 a 75%. Foram utilizadas malhas não estruturadas (tetraedros) conforme apresentado na Figura 5.19 que corresponde a 5% de abertura das comportas. A malha apresentada possui aproximadamente de 200000 volumes e 40000 nós com uma discretização maior na região da comporta, conforme as Figura 5.20 e Figura 5.21. Esta última mostra uma seção longitudinal por um plano que passa pelo centro de uma das comportas.

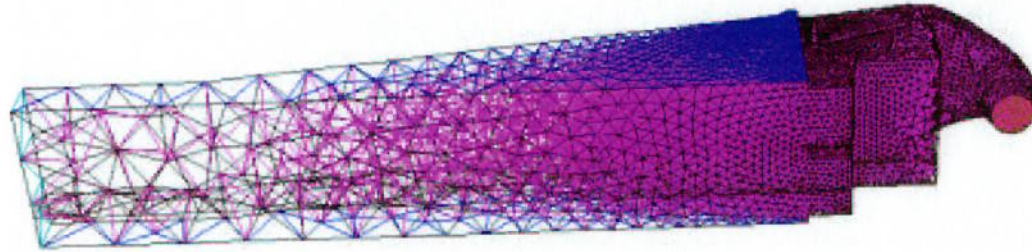


Figura 5.19 – Malha Tridimensional.

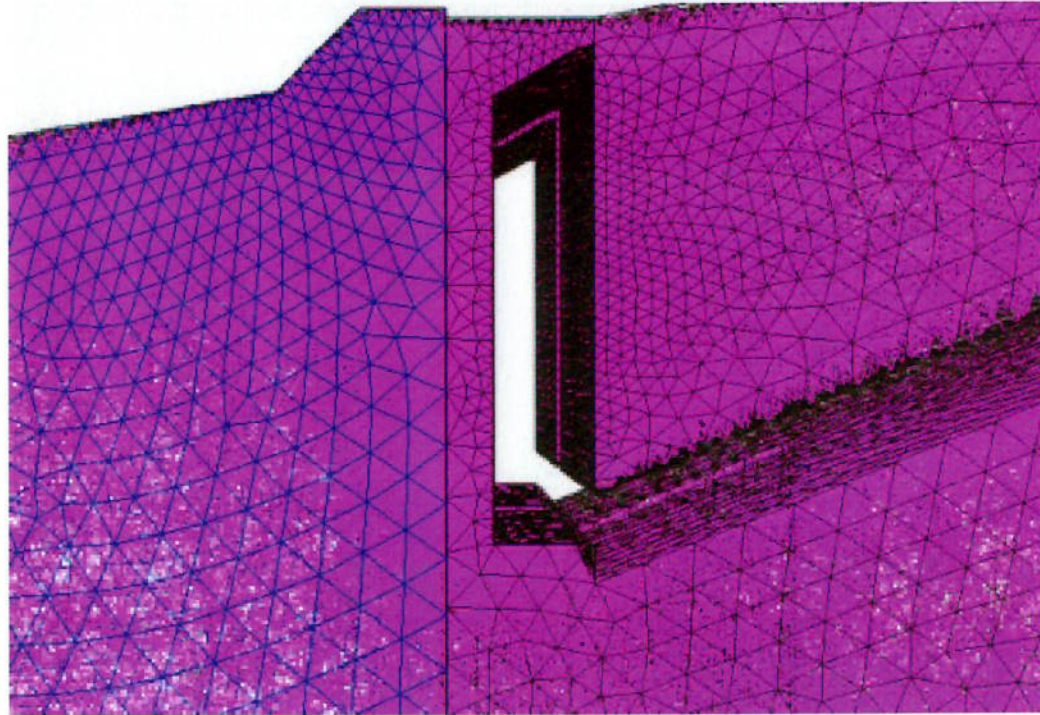


Figura 5.20 – Detalhe na Região das Comportas.

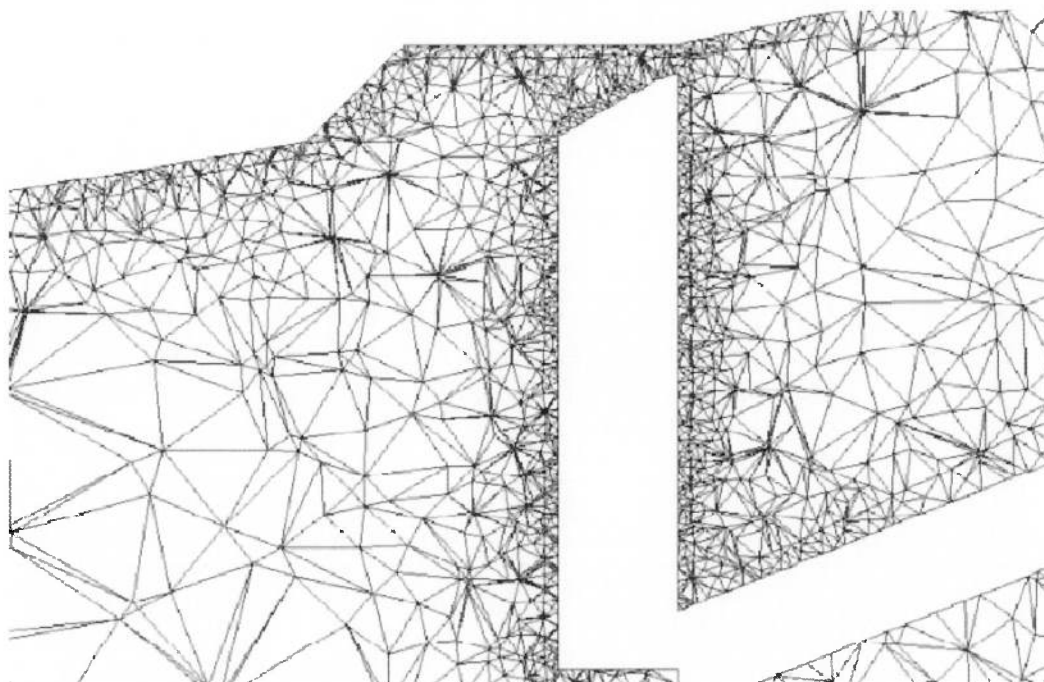
O mesmo software das simulações bidimensionais foi utilizado, porém, pela geometria do modelo ser fiel ao caso real, a análise foi realizada em regime permanente de primeira ordem e equações desacopladas. Os demais modelos são idênticos aos das simulações bidimensionais, porém os fatores de sub-relaxação

Abertura da Comporta	Número de Volumes	Número de Nós
5 %	206085	46180
10 %	167057	37706
15 %	198668	44302
25 %	164177	37056
50 %	160677	36187
75 %	221146	49926

Tabela 5.3 – Características das Malhas Tridimensionais.

As quantidades de nós e elementos de cada malha bidimensional são apresentados na Tabela 5.3.

Figura 5.21 – Seção da Malha na Região das Comportas.



seguem a Tabela 5.4 . As condições de contorno utilizadas são semelhantes às do modelo bidimensional, porém existe uma condição de simetria nas laterais da geometria a fim de modelar as outras máquinas.

Tabela 5.4 – Fatores de Sub-Relaxação Utilizados no Modelo Tridimensional.

Fatores de Sub-Relaxação						
Pressão	0,3	Densidade	1,0	Força	1,0	Momento
						0,7
						0,8
						0,8
						1,0
						Viscosidade

Para facilitar a visualização dos resultados foram feitos cortes longitudinais ao sentido do escoamento, por onde são verificadas as magnitudes da pressão e da velocidade. Não existe uma grande variação transversal nos valores das entidades estudadas, portanto, apenas serão apresentados aqui os cortes que passam pelo centro de uma das comportas em diferentes aberturas.

As figuras a seguir apresentam alguns resultados para a comporta fechada pela metade.



Figura 5.22 – Campo de Pressões para 50% de Abertura.

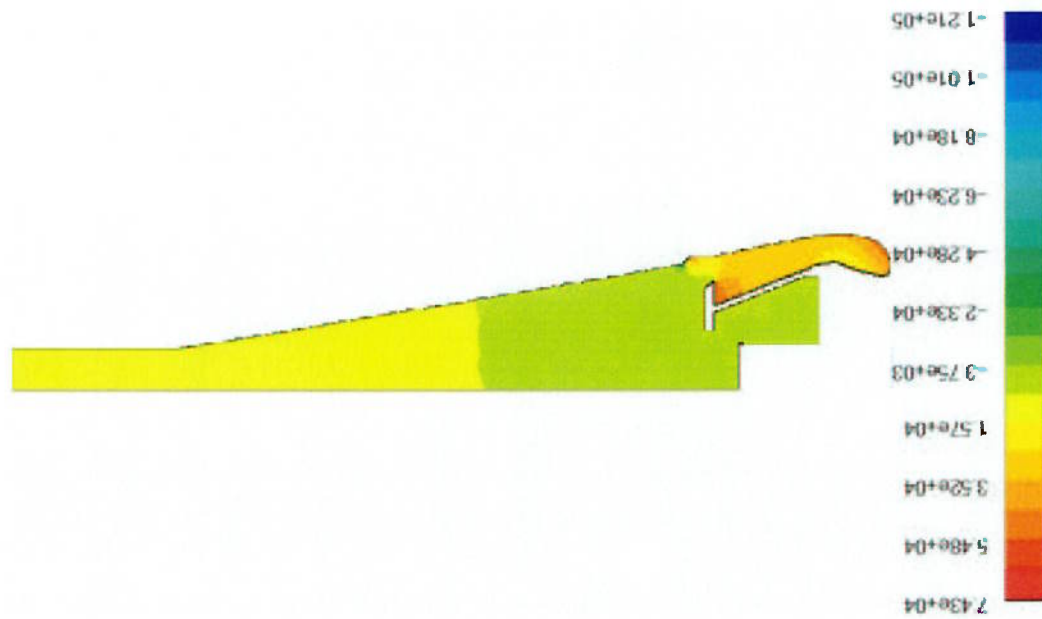


Figura 5.23 – Campo de Pressões para 50% de Abertura.

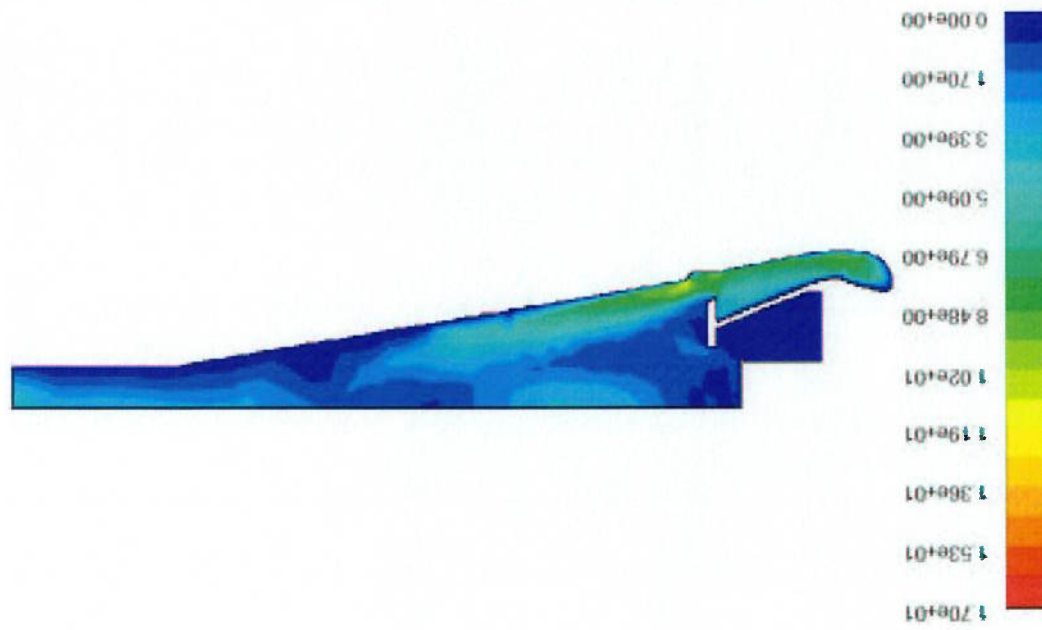


Figura 5.24 – Campo de Velocidades para 50% de Abertura.

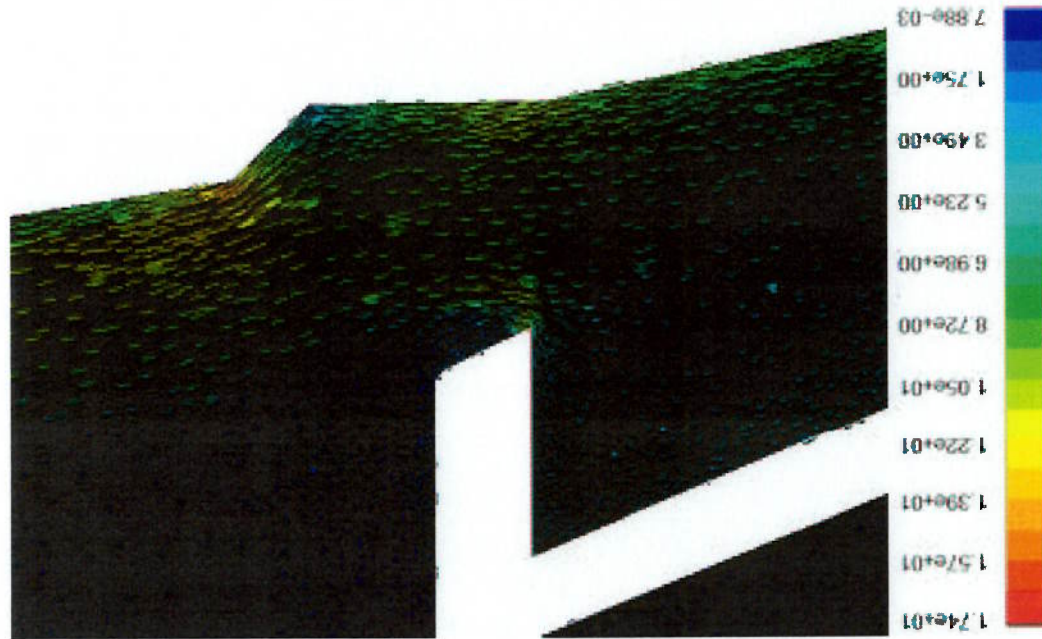


Figura 5.25 – Vetores Velocidades para 50% de Abertura.

Na sequência, as Figura 5.26, Figura 5.27 e Figura 5.28 apresentam resultados para fechamentos maiores.

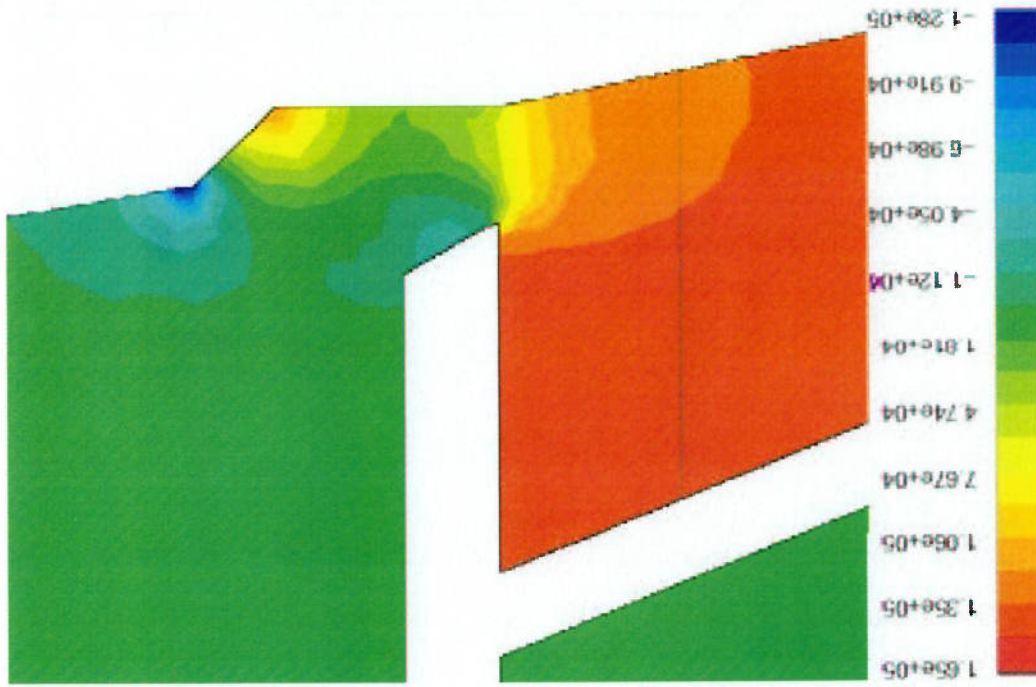


Figura 5.26 – Campo de Pressões para 25% de Abertura.

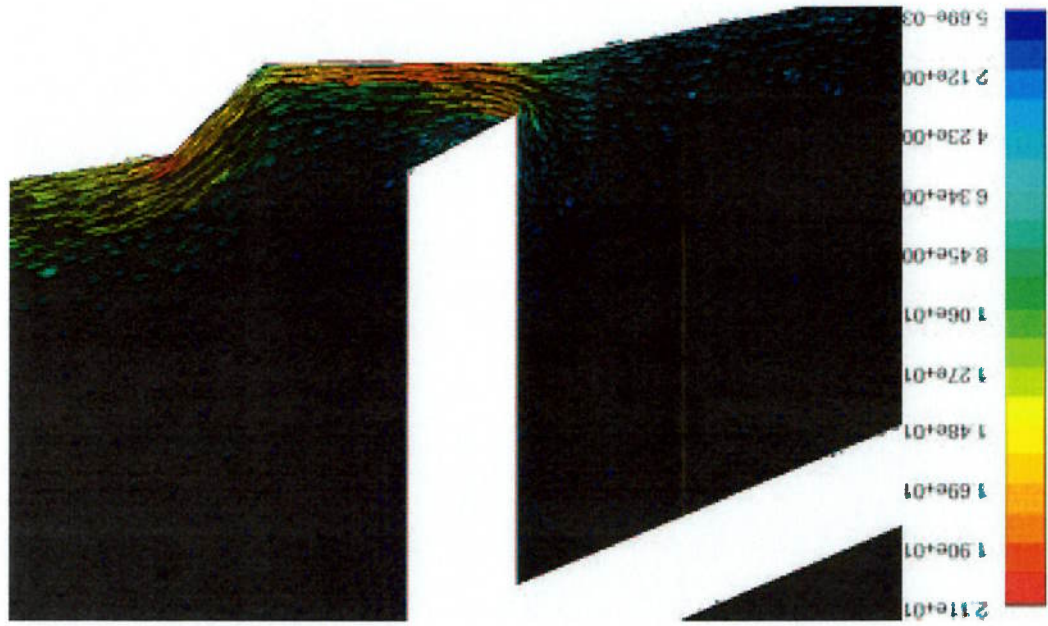


Figura 5.27 – Vetores Velocidade para 10% de Abertura.

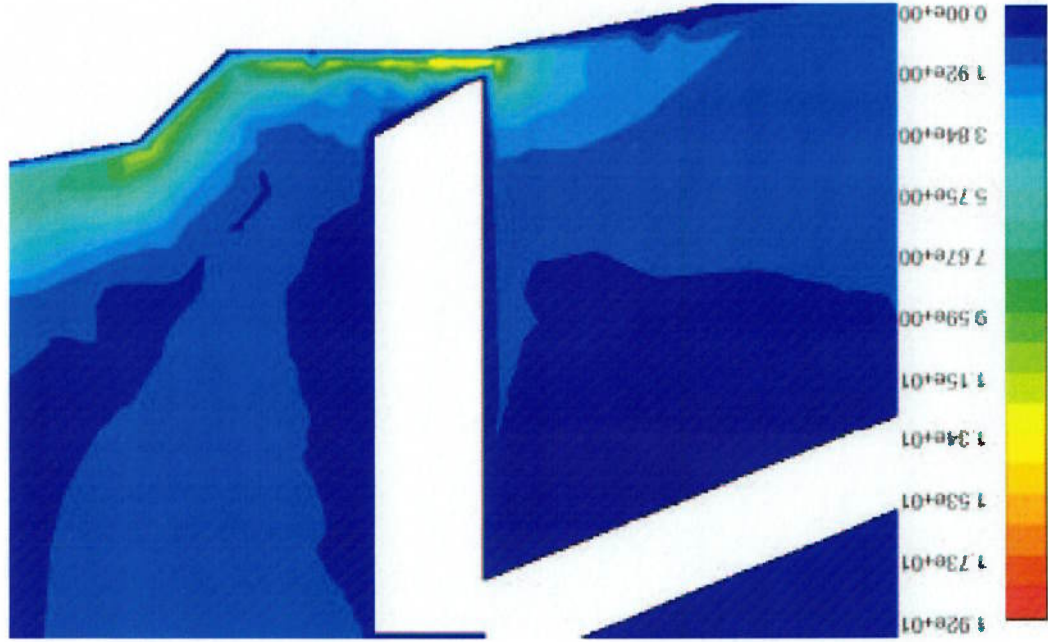


Figura 5.28 – Campo de Velocidades para 5% de Abertura.

Um conjunto de imagens das simulações tridimensionais está incluído no

Anexo 4.

Esta prevista a medição em campo, durante o período de comissionamento e após a entrada em operação normal da usina, para que alguns resultados obtidos nas simulações sejam validados e possam ser extrapolados para as condições emergenciais de operação das comportas. Estão previstas as medições de pressão na entrada do tubo de sucção e na região da comporta através de pressostatos diferenciais. O mesmo tipo de equipamento será utilizado para medição dos níveis

5.3 Validação dos Resultados

Fazendo uma comparação entre resultados bi e tridimensionais, verifica-se que para pequenas aberturas os casos bidimensionais apresentam velocidades maiores na região a jusante da comporta, o que é justificável pelo fato de que este modelo não considera o aumento da seção transversal do reservatório. Porém, a eliminação do cutelo inferior (vide Figura 1.13) do modelo tridimensional deve ser analisada para que seja verificada a sua influência. Esta constatação de velocidades maiores no caso bidimensional não vale para a abertura de 15% pois a solução tridimensional foge a uma tendência verificada para os demais pontos, acusando um possível problema ocorrido nesta simulação. O oposto ocorre para a diferença de pressões na chapa defletora da comporta, apesar da não existência da mesma no modelo tridimensional simplificado. Esta constatação pode ser feita, pois é natural que a pressão na parte superior da chapa seja similar à pressão da seção imediatamente a jusante dela, na mesma elevação. Se correlacionarmos as duas diferenças, o fato da velocidade ser maior no caso bidimensional acarreta um descolamento mais acentuado na parte inferior da chapa defletora, diminuindo a diferença de pressões nas faces da chapa.

dos reservatórios e cálculo da queda líquida da usina. Medidores de vazão tipo “*Winter Kennedy*” serão utilizados para medição de vazão turbinada. Este último valor será utilizado para o cálculo da velocidade do fluido a cada instante. Além disso, células de carga acopladas aos servomotores das comportas vão medir os esforços de operação das mesmas em algumas condições de operação.

A validação final deste trabalho somente poderá ser realizada após a comparação dos resultados obtidos numericamente com as medições em campo, porém é sabido que os esforços que agem no circuito hidráulico, na turbina e nas comportas de emergência localizadas no tubo de sucção de máquinas Kaplan podem causar danos severos para a comporta, a soleira e a máquina, devido aos esforços hidráulicos gerados repentinamente. Dentre os esforços hidrodinâmicos, podemos citar o "downpull" (forçando a comporta contra a soleira) causado pela diferença de pressão na base da comporta e o "uplift" (gerando empuxo no sentido de levantar o conjunto Turbina-Gerador) devido ao golpe de arrete que surge quando a comporta é fechada com fluxo. Porém, os riscos podem ser evitados facilmente se uma correta e segura lei de fechamento das comportas for estabelecida.

Com relação às simulações de transientes hidráulicos, verificou-se que uma lei segura foi escolhida, isto porque em nenhum momento as três pressões analisadas

6.1 Conclusão

CONCLUSÃO E RECOMENDAÇÕES PARA FUTUROS TRABALHOS

Capítulo 6

(Final da caixa espiral, início do tubo de sucção e final do tubo de sucção a montante da comporta) tendem a aumentar rapidamente e nunca ultrapassam os respectivos valores estáticos máximos, efeitos que foram verificados em fechamentos mais rápidos. Isto, apesar de não fornecer a magnitude correta do efeito “*uplift*” devido à dificuldade de se distribuir as pressões no rotor, garante que o empuxo fique controlado e não oscile com grandes amplitudes durante um período longo de tempo. Os cálculos em CFD comprovaram que a lei de fechamento é segura uma vez que, mesmo considerando a chapa defletora na horizontal em algumas simulações bidimensionais, as diferenças de pressões que causam o “*downpull*” não assumiram grandes valores. As diferenças encontradas entre os caso bi e tridimensionais são, na maioria das vezes, naturais de modelamentos diferentes. O fato de escoamento bidimensional não considerar a variação da área do modelo faz com que ele só possa ser considerado válido na região da comporta, uma vez que os dados de entrada foram calculados para isso. Já o modelo tridimensional tem as suas limitações na complexidade da geometria da comporta, que precisou ser simplificada para que a malha fosse gerada corretamente e para que as simulações convergissem. Qualitativamente, porém, ambas simulações podem ser utilizadas para comparação. Os dados das simulações serão comparados com as medições em campo e calibrados a fim de correlacionar os resultados e verificar os possíveis efeitos em condições de operação da máquina e da comporta. Vale lembrar que as medições em campo não serão feitas para os casos emergenciais para que a máquina não seja solicitada ao extremo, daí a necessidade de calibrar os modelos nas simulações não emergenciais e extrapolar os dados. Se houver a comprovação da metodologia aqui apresentada através dos ensaios em campo, existirá a confiança necessária para que

futuros projetos possam ser otimizados e coeficientes de segurança minimizados, tornando-os mais econômicos e, ao mesmo tempo, mantendo a confiabilidade dos sistemas.

6.2 Recomendações para Trabalhos Futuros

Muitas idéias surgiram durante a realização deste trabalho, abaixo são apresentadas sugestões e recomendações a continuação de estudos na área:

- Malha móvel: esta é uma importante ferramenta para cálculo de problemas em regime transiente que o software *Fluent*[®] possui. A análise utilizando-se malhas móveis permitiria que o CFD englobasse também o cálculo dos transientes hidráulicos. A malha móvel também permite a análise do fechamento de uma única comporta;
- Detalhamento da malha tridimensional: o detalhamento escalonado na região da comporta: permite uma análise de sensibilidade em relação aos fatores geométricos que são mais relevantes para as simulações;
- Criação de sub-volumes na malha: este artifício permite que a malha computacional seja refinada não apenas próximo as paredes, mas também em outras regiões de interesse;
- Utilizar um modelo reduzido em CFD: a utilização de modelos em escala reduzida permite resultados melhores na camada limite e não exige que a malha seja demasiadamente refinada nos contornos. Um cuidado especial deve ser tomado neste caso para correta escolha da lei de semelhança a ser seguida, pois o escoamento é regido tanto por

forças viscosas (Reynolds) no início do escoamento, como por forças gravitacionais (Froude) na parte final;

- Utilização de perfil de velocidades na entrada do tubo de sucção: a velocidade constante distribuída não altera os resultados médios, porém a utilização do correto perfil de velocidades (resultados de ensaios em modelo reduzido) permitiria a distribuição diferenciada do escoamento nas comportas e verificação de possíveis esforços transversais nas mesmas.

- Ajustar melhor a malha tridimensional no seu interior fazendo subvolumes e evitando que a os volumes aumentem de tamanho rapidamente.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- ANDERSON JR., J. D. *M Computational Fluid Dynamics – The Basics with Applications*. United States of America, McGraww-Hill, 1995.
- ANDRADE, J. L.; AMORIM, J. C. C. *Modelagem Numérica dos Esforços Hidrodinâmicos em Comportas Hidráulicas*. IV Encontro Latino-Americano de Fluidomecânica – EFEL. Itajubá, 1997.
- ASSY, T. M. *Mecânica dos Fluidos*. São Paulo, Editora Plêiade, 1996.
- BARRIONUEVO, D.; ANGELACCIO, C. M.; BACCHEGA, D.; FATTOR, C. *Modelacion Fisica de la Compuerta de Emergencia de la Central de la UHE Miranda*. IV Encontro Latino-Americano de Fluidomecânica – EFEL. Itajubá, 1997.
- CABELKA, J.; FRANCO, I. *Closure Characteristics of a Valve with Respect to Waterhammer*. IAHR, Montreal, 1959.
- CANOLA, E. G. *A Hidroeletricidade no Brasil*. 85p. Trabalho de Graduação Interdisciplinar – Escola de Engenharia, Universidade Presbiteriana Mackenzie. São Paulo, 2002.
- ERBISTI, P. C. F. *Comportas Hidráulicas*. 2ª ed. Rio de Janeiro, Editora Interciência, 2002.
- FLUENT® 6.0 User's Guide*; New Hampshire, Fluent Inc., November, 2001
- GAJIC, A.; PEJOVIC, S.; ARNAUTOVIC, D.; IGNJATOVIC, B. *Reverse Waterhammer Analysis in Kaplan Turbines*. IAHR, São Paulo, 1992.
- GONÇALVES, M. N. F. *Análise e Otimização dos Parâmetros do Regulador de Velocidade e Utilização do Controle Adaptativo em Máquinas*

- Hidráulicas Através do Método das Características e do segundo Método de Ziegler-Nichols. 178p. Tese (Doutorado) – Escola Politécnica, Universidade de São Paulo, São Paulo, 1997.
- GUNZBURGER, M. D. Finite Element Methods for Viscous Incompressible Flows – A Guide to Theory, Practice and Algorithms. San Diego, CA, Academic Press Inc., 1989.
- HORR, A. M.; ABOLGHASEMI, M.; SAFI, A. Simulation of Down Pull Forces in Penstock Sliding Gates.
- DELICIK, I. E. Memento des Pertes de Charge. Paris, Eyrolles, 1969.
- KNAPP, F. H. Eficiência, Transbordo e Fluxo de Água em Construções Hidráulicas.
- KOELLE, E. et al. Intercâmbio Internacional sobre Transientes Hidráulicos & Cavitação. Anais – São Paulo, Oficinas do Centro Tecnológico de Hidráulica do Departamento de Águas e Energia Elétrica, 1982
- LAVRIA, D. Projeto Integrado de Componentes de Máquinas de Fluxo. Apostila do curso PMC5824 – Escola Politécnica, Universidade de São Paulo. São Paulo, 2000.
- LAWRENCE, V. Simulação do Escamento de Ar Através do Compartimento do Motor de Um Veículo de Passeio. 123p. Dissertação (Mestrado) – Escola Politécnica, Universidade de São Paulo. São Paulo, 2003.
- MALISKA, C. R. Transferência de Calor e Mecânica dos Fluidos Computacional. Rio de Janeiro, LTC - Livros Técnicos e Científicos Editora S.A., 1995.
- MOTTA, S. S. G.; COSTA, J. A. M. Draft Tube Emergency Closure Gates at Porto Colombia Powerplant. IAHR, Rio de Janeiro, 1974.

- MUNIZ, P. P. *Medida das Grandezas Fisicas*. Rio de Janeiro, Fundação Getúlio Vargas, 1965.
- OTA, J. J.; TANIGUCHI, E. R.; ORTIZ, C.; CAMARGO, N. B. Simulação de Aacionamento de Comporta de Aqueduto de Eclusa em Modelo Hidráulico Reduzido. IV Encontro Latino-Americano de Fluidomecânica – EFFEL. Itajubá, 1997.
- OTA, J. J.; TOZZI, M. J.; TANIGUCHI, E. R.; AVILA, C. M. Estudo em Modelo Reduzido da Tomada de Água/Comporta da Usina Hidrelétrica de Segredo. IV Encontro Latino-Americano de Fluidomecânica – EFFEL. Itajubá, 1997.
- PARMAKIAN, J. *Waterhammer Analysis*. New York, Dover Publications Inc., 1963.
- PATANRKAR, S. V. *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow*. New York, Hemisphere Publishing Corporation, 1980.
- PFLIEDER, C.; PETERMANN, H. *Máquinas de Fluxo*. Rio de Janeiro, LTC - Livros Técnicos e Científicos Editora S.A., 1979.
- ROACHE, P. J. *Computational Fluid Dynamics*. Albuquerque, New Mexico, Hermosa Publishers, 1985.
- ROCHA, G.; WERNICKE, G. Use of Emergency Closure Gates for Kaplan Turbines. IAHR, Montreal, 1986.
- ROCHA, G.; WERNICKE, G. Utilização de Comportas de Emergência a Jusante de Turbinas Hidráulicas do Tipo Kaplan. SNTTEE. Balneário Camboriú, 1981.
- SAGAR, B. T. A. Downpull in High-Head Gate Instalations. *Water Power & Dam Construction*. March, 1977.
- SAGAR, B. T. A.; TULLIS, J. P. Downpull on Vertical Lift Gates. *Water Power & Dam Construction*. December, 1979.

- SELIM, M. A.; DUPORT, J. Factors Affecting the Operating Forces for Vertical Lift Gates. IAHR. Montreal, 1959.
- Series of Model Tests on Draft Tube Gates of Bulb Turbines. Hydro Info.
- SILVA, A. L. F.; BERTOLOZZI R. Utilização do Método Analítico do Professor F. H. Knapp para a Correta Determinação da Capacidade dos Servomotores do Sistema de Aacionamento das Comportas de Emergência da Usina de Sobradinho. VI SIMPTTE. Balneário Camboriú, SC, 1981.
- SIMONE, G. A. Centrais e Aproveitamentos Hidrelétricos: Uma Introdução ao Estudo. São Paulo, Editora Erica, 2000.
- SIPROHS*® 4.0 User's Guide; Heidenheim, Voith Siemens, 2001.
- SOUZA, Z.; SANTOS, A. H. M.; BORTONI, E. C. Centrais Hidrelétricas. Rio de Janeiro, Centrais Elétricas Brasileiras S.A. – ELETRORBRAS, 1999.
- STRANG, G.; FIX, G. J. An Analysis of the Finite Element Method. United States of America, Prentice-Hall Inc., 1973.
- STREETER, V. L.; WYLIE, E. B. *Mecânica dos Fluidos*. 7ª ed. São Paulo, McGraww-Hill, 1982.
- Technical Standards for Gates and Penstocks. Japan, Hydraulic Gate and Penstock Association, 1986.
- UEHLING, E. Water Over the Dam. Allis-Chalmers Electrical Review. United States of America, 1954.
- WULZ, H. Anleitung zur Berechnung der Hydraulischen Momente und Kräfte an Absperrorganen in Rohrleitungen von Kraftwerks oder Versorgungsanlagen. Heidenheim, J. M. Voith G. m. b. H., 1975.
- WYLIE, E. B.; STREETER, V. L. *Fluid Transients*. United States of America, McGraww-Hill, 1978.

**EXEMPLO DE MODELAGEM UTILIZADA
NO PROGRAMA SIPROHS**

ANEXO I

```

File: nutz.DOC
Date: 3. 6.2003 Make time: 11:25:14, 84
*****
D:\SIPROHS 3.03a Copyright (c) VOITH HYDRO 1992-98. All rights reserved.
*****
Nutzfile fuer das Programm SIPROHS
Francis turbine gesteuert
Beispiel fuer Firma Voith
Real time simulation: NO
maximum of the calculation time each time step:
occurred at simulation time:
61 ms 109.53 s
number of time steps before each storage on file:
100
control of the time step length: at given, although the program should optimize
the time step length (option not present)
number of sections for the shortest pipe:
1
time step:
1.00000E-03 s
simulation time: given 300.00 s
really calculated 300.00 s
name of documentation file: nutz.DOC
name of extreme values file: nutz.RXT
name of plot file: nutz.PLT
ELEMENT: netz
----- electric grid -----
INPUT DATA:
nom. frequency 60.000 Hz or - %
moment of inertia 0.00000E+00 kgm**2
additionally present in isolated system
speed
referred to it is additional inertia
replacement charac. curve additional energy generators in isolated system
output at nom. frequency 0.00000E+00 MM
output reduction 0.00000E+00 MM
for change of the grid frequency by the nom. value
frequency dependency of output in stationary condition and isolated system
relative portion frequency independent 0.00000E+00
proportional (fNetz) 1.0000
proportional (fNetz*fNetz) 0.00000E+00
proportional (fNetz*fNetz*fNetz) 0.00000E+00
INPUT DATA FILE: betra-art
operating mode and activation of disturbance curve
start time
supporting points
operating mode activation of disturbance curve 0.00000E+00 s
time (s)
operating mode activation of disturbance curve
INPUT DATA FILE: netzbet
grid system
time curve of the grid frequency
start time
supporting points
time (s)
grid frequency (Hz - %) 60.000
100.00
0.00000E+00
INPUT DATA FILE: inselbet
isolated system
time curve of the output chamber
start time
supporting points
output portion: frequency - proportional
proportional
5.0000 s

```

```

Independent (INet2) (INet2**2) (INet2**3)
time (s) output chamber (W)
RESULTS: stationary condition
100.00 0.00000E+00 0.00000E+00 0.00000E+00
5.0000 0.00000E+00 0.00000E+00 0.00000E+00
5.0000 0.00000E+00 0.00000E+00 0.00000E+00
0.00000E+00 0.00000E+00 0.00000E+00 0.00000E+00
operating mode:
grid frequency
grid output
RESULTS: res_mon
ELEMENT: res_mon
at point
INPUT DATA:
----- storage reservoir with constant level (headwater) -----
1
level
88.800 m
ELEMENT: conduco
between the points 1 and 25
INPUT DATA:
----- piping with constant diameter (characteristic procedure) -----
number of parallel pipings
multiple for point distance in pipe
diameter
total length
wave velocity
pipe friction coefficient
INPUT DATA: conversion energy level to pressure level
0.00000E+00 m
in 2 piping points for the output
piping point at length x1
diameter at x1
20.100 m
elevation at x1
0.00000E+00 m
piping point at length x2
diameter at x2
24.100 m
elevation at x2
20.100 m
RESULTS: adaptation to simulation time step
wave velocity
1004.2 m/s
point distance, at edge
1.0042 m
in pipe
1.0042 m
ELEMENT: c_esp
between the points 25 and 51
----- piping with constant diameter (characteristic procedure) -----
number of parallel pipings
multiple for point distance in pipe
diameter
total length
wave velocity
pipe friction coefficient
INPUT DATA: conversion energy level to pressure level
0.00000E+00 m
in 2 piping points for the output
piping point at length x1
diameter at x1
20.100 m
elevation at x1
0.00000E+00 m
piping point at length x2
diameter at x2
24.100 m
elevation at x2
20.100 m
RESULTS: adaptation to simulation time step
wave velocity
1004.2 m/s
point distance, at edge
1.0042 m
in pipe
1.0042 m
ELEMENT: maquina
between the points 51 and 52
----- double regulated hydraulic flow machine -----
INPUT DATA:
number of machines
moment of inertia
of all rotating masses referred to nom. speed
5.40300E+06 kgm**2
1
machine data
in nom. point
speed
105.88
turbinning operation pumping operation
0.00000E+00 1/min

```

```

output      112.25      0.0000E+00      MM      0.0000E+00      m      0.0000E+00      m      0.0000E+00      m/s      474.75      58.000      distributor op.
head        25.800      0.0000E+00      m
discharge   474.75      0.0000E+00      m3/s
nom. diameter 7.0870      m
brake moment is activated after 99999.9      s
distributor servomotor stroke 95.300      mm or dgr - %
runner servomotor stroke 97.600      mm or dgr - %

```

INPUT DATA FILE: \siprohs_30\data\almores\magnum\prototyp.ktd
characteristic curve of a hydraulic flow machine

Kennfeld wurde erstellt mit folgenden Versreckungsfaktoren:

```

gate opening      1.00000
blade opening     .95000
unit speed        for (n1' < 0) , (n1' >= 0)
unit discharge    for (Q1' < 0) , (Q1' >= 0)
unit torque       for (n1' < 0) , (n1' >= 0)

```

Erstellungsdatum: 30.5.2003 19:21, 2

```

>
PROTOTYP-KENNFEELD ENTSTANDEN AUS MODELL-MASCHINE
RT 84a/5 HIGH FALLS (ENTSTANDEN AUS K50/5) Kennfeld:K156.87 Mappe:3674
DATEN DER PROTOTYP-MASCHINE
D (m)
7.0870
BETRIEBSPUNKT MIT OPTIMALEM WIRKUNGSGRAD
Turbinenbetrieb:
dga (grad) phi (grad) eta (-)
48.700      21.850      .96436
n1' (1/min) Q1' (m3/s) M1' (Nm)
142.38      1.3578      861.36
wed
4.7609      .43356      8.78240E-02
Der Inhalt des Rahmens wird formatgebunden verarbeitet
! keine Änderungen am formalen Aufbau erlaubt

```

Text1
Text2
Text3

INPUT DATA FILE: file not present
Printed torque
INPUT DATA:

braking torque independent on speed 0.0000E+00
active in the standardized given speed band
drive moment and mechanical losses are not noted

INPUT DATA FILE: not generated
relationship: efficiency electric machine and mechanical output
supporting points
mechanical output (W) efficiency (-)

INPUT DATA FILE: file not present, application of standard datas
 synchronizing conditions

INPUT DATA: turbine direction of rotation pump direction of rotation

upper tolerance distance 0.52940 1/min
 lower tolerance distance -0.52940 1/min
 gradient dn/dt 19.058 1/min**2
 as absolute rate 2.0000
 minimum time 2.0000 s
 for fulfilled condition

INPUT DATA FILE: network

time curve with signal for released/locked grid connection
 start time 0.00000E+00 s
 supporting points
 time (s) grid connection
 0.00000E+00 OPENED
 5.0000 OPENED
 5.0000 NET SEPARATION
 500.00 CLOSED

INPUT DATA FILE: servole

relationship servomotor stroke and opening for distributor
 supporting points
 servomotor (mm dgr - %) opening (dgr mm - %)
 0.00000E+00 60.200
 100.00

INPUT DATA distributor amplifier stage

minimum servomotor stroke 0.00000E+00 mm dgr - %
 maximum servomotor stroke 100.00 mm dgr - %
 INPUT DATA adaptive non-linear amplifier (distributor) are not present
 amplifier is modelled as a P-element

INPUT DATA FILE: servola

relationship servomotor stroke and opening for the runner
 supporting points
 servomotor (mm dgr - %) opening (dgr mm - %)
 0.00000E+00 31.000
 100.00

INPUT DATA runner amplifier stage:

minimum servomotor stroke 0.00000E+00 mm dgr - %
 maximum servomotor stroke 100.00 mm dgr - %
 INPUT DATA FILE: versla

INPUT DATA: adaptive non-linear amplifier (runner)

amplifier variant 1
 electric output amplifier
 amplification kp of the P-portion 1.0000
 amplification kv of the D-portion 0.00000E+00
 time constant Tlv of the D-portion 0.00000E+00
 upper limit YB/YBmax 1.0000E+30
 lower limit YB/YBmax -1.00000E+30

pilot amplifier
 pilot amplifier is not present

main amplifier
 main amplifier is not present

INPUT DATA FILE:

characteristic curve for the optimum relationship between distributor

and runner opening is not given

RESULTS: stationary condition

circuit breaker closed

controlled operation

runner not in optimum relationship

servomotor stroke, distributor

distributor opening

servomotor stroke, runner

runner opening

speed

mechanical output

electric output

head

discharge

energy level

pressure side shut-off valve/machine

energy level

suction side shut-off valve/machine

energy level

between shut-off valve/machine

operating point in characteristic field

unit speed

unit discharge

unit torque

RESULTS: extreme values

energy levels

pressure side shut-off valve/machine

max. value

min. value

suction side shut-off valve/machine

max. value

min. value

between shut-off valve and machine

max. value

min. value

speed

max. value

min. value

speed

max. value

min. value

at

at

at

at

at

at

at

at

at

at

at

at

at

at

at

at

at

at

at

at

at

at

at

at

at

at

at

at

at

at

at

at

at

at

at

at

at

at

at

at

at

ELEMENT: t_succ Piping with constant diameter (characteristic procedure) between the points 52 and 80

INPUT DATA:

number of parallel pipings

multiple for point distance in pipe

diameter

total length

wave velocity

pipe friction coefficient

INPUT DATA: conversion energy level to pressure level

in 2 piping points for the output

piping point at length x1

diameter at x1

elevation at x1

piping point at length x2

diameter at x2

elevation at x2

RESULTS: adaptation to simulation time step

wave velocity

point distance, at edge

in pipe

1.0157 m

1.0157 m

1015.7 m/s

42.380 MNM

15.000 m

28.440 m

50.880 MNM

7.0870 m

0.00000E+00 m

ELEMENT: zweig 5 Loss-free pipe branch between the points 80, 81 and 102

ELEMENT: end_suct Piping with constant diameter (characteristic procedure) between the points 81 and 99

```

INPUT DATA:
number of parallel pipings 1
multiple for point distance in pipe 1
diameter 9.4000 m
total length 18.300 m
wave velocity 1000.0 m/s
INPUT DATA: conversion energy level to pressure level 4.5000E-02
in 2 piping points for the output
piping point at length x1 0.0000E+00 m
diameter at x1 8.8000 m
piping point at length x2 18.300 m
diameter at x2 9.5600 m
RESULTS: adaptation to simulation time step
wave velocity 1016.7 m/s
point distance, at edge 1.0167 m
in pipe 1.0167 m
ELEMENT: comportt
----- controlled shut-off valve -----
INPUT DATA:
number of shut-off valves 1
nom. diameter 10.840 m
amplitude servomotor stroke 0.0000E+00 mm or dgr - %
independent on the time
INPUT DATA FILE: kenlar
relationship opening and unit discharge
supporting points
opening (dgr mm - %) 0.0000E+00
unit discharge (m3/s) 0.25000
20.000
30.000
40.000
50.000
60.000
70.000
80.000
90.000
100.00
3.4782
INPUT DATA FILE: servoar
relationship servomotor stroke and opening
supporting points
servomotor (mm dgr - %) 0.0000E+00
opening (dgr mm - %) 100.00
INPUT DATA FILE: stlgar2
positioning law for servomotor
start time 55.000 s
supporting points
time (s) 0.0000E+00
servomotor stroke (mm dgr - %) 100.00
148.75
227.50
500.00
RESULTS: stationary condition
servomotor stroke 100.00 mm or dgr - %
from positioning law and sinusoidal superimposition
opening 100.00 dgr or mm - %
unit discharge 3.4782 m3/s
energy level, pressure side 62.500 m
suction side 62.500 m
RESULTS: extreme values
energy levels
pressure side: max. value 89.123 m at 282.34 s
min. value 62.500 m at 2.0000E-03 s
suction side: max. value 62.519 m at 247.43 s
min. value 62.479 m at 247.42 s

```

```

ELEMENT: cond-a ----- piping with constant diameter (characteristic procedure) -----
between the points 100 and 101
INPUT DATA:
number of parallel pipings          1
multiple for point distance in pipe 1
diameter                            20.000 m
total length                        1.0000 m
wave velocity                       1000.0 m/s
pipe friction coefficient            4.50000E-02
INPUT DATA: conversion energy level to pressure level
in 2 piping points for the output
piping point at length x1           0.00000E+00 m
diameter at x1                     20.000 m
elevation at x1                     54.900 m
piping point at length x2           1.0000 m
diameter at x2                     20.000 m
elevation at x2                     54.900 m
RESULTS: adaptation to simulation time step
wave velocity                       1000.0 m/s
point distance, at edge              1.0000 m
in pipe                              1.0000 m
ELEMENT: res_jus ----- storage reservoir with constant level (tailwater) -----
at point 101
INPUT DATA:
level                                62.500 m
ELEMENT: end_suc2 ----- piping with constant diameter (characteristic procedure) -----
between the points 102 and 120
INPUT DATA:
number of parallel pipings          1
multiple for point distance in pipe 1
diameter                            9.4000 m
total length                        18.300 m
wave velocity                       1000.0 m/s
pipe friction coefficient            4.50000E-02
INPUT DATA: conversion energy level to pressure level
in 2 piping points for the output
piping point at length x1           0.00000E+00 m
diameter at x1                     8.8000 m
elevation at x1                     56.250 m
piping point at length x2           18.300 m
diameter at x2                     15.000 m
elevation at x2                     42.380 m
RESULTS: adaptation to simulation time step
wave velocity                       1016.7 m/s
point distance, at edge              1.0167 m
in pipe                              1.0167 m
ELEMENT: compor2 ----- controlled shut-off valve -----
between the points 120 and 121
INPUT DATA:
number of shut-off valves            1
nom. diameter                        10.840 m
amplitude servomotor stroke         0.00000E+00 mm or dgr - %
INPUT DATA FILE: Kennlar
relationship opening and unit discharge
supporting points                    ( )
opening (dgr mm - %)                 0.00000E+00
unit discharge (m3/s)                10.000
20.000
30.000
40.000
50.000
60.000
0.25000
0.52000
0.80000
1.1500
1.5500
1.9800

```

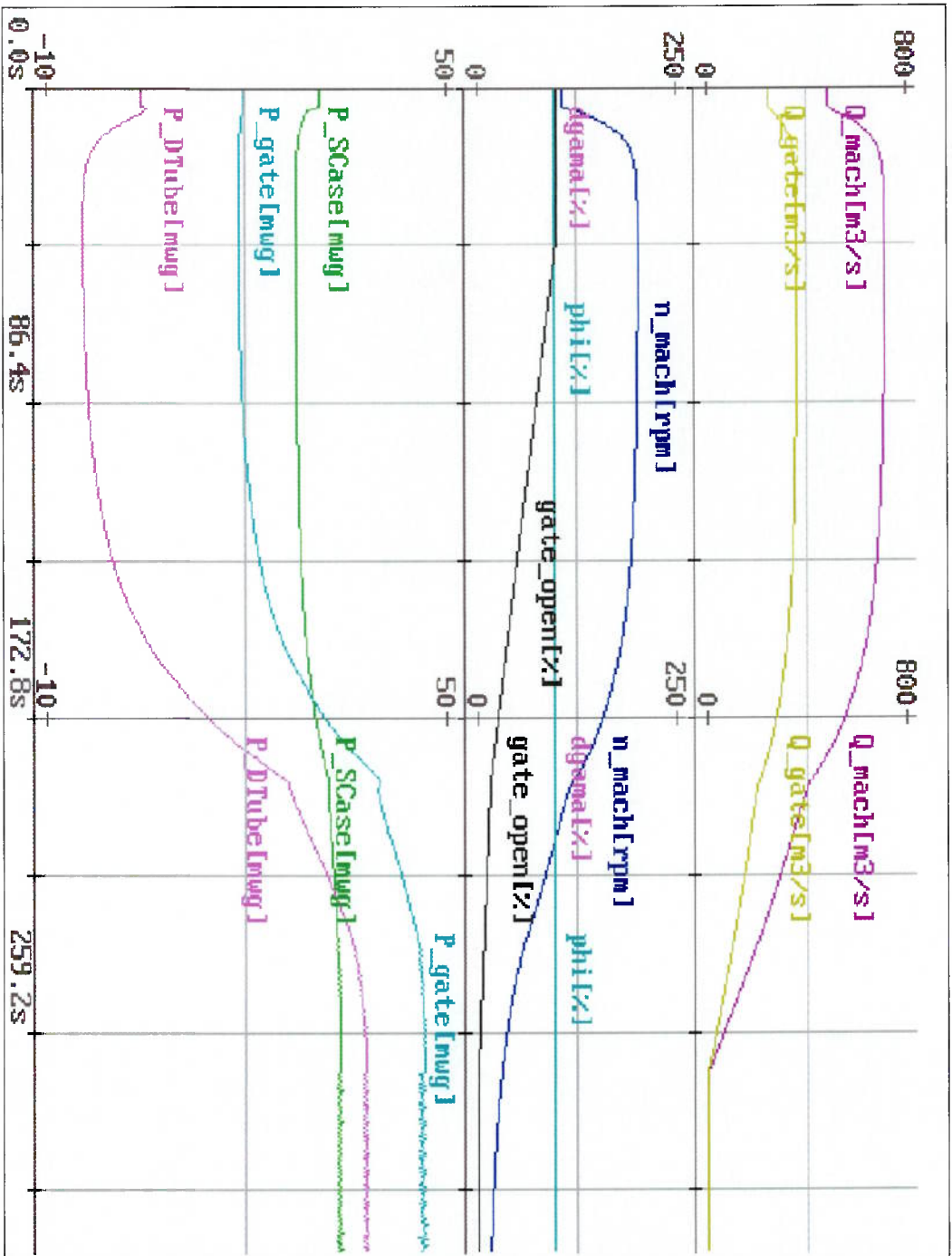
```

INPUT DATA FILE:
servoar
70.000
80.000
90.000
2.9500
3.3300
3.4782
100.00
100.00
relationships servomotor stroke and opening
supporting points
servomotor (mm dgr - - %)
opening (dgr mm - - %)
0.00000E+00
100.00
INPUT DATA FILE: stelgar2
positioning law for servomotor
start time
supporting points
time (s)
servomotor stroke (mm dgr - - %)
0.00000E+00
100.00
148.75
227.50
500.00
RESULTS: stationary condition
servomotor stroke
100.00
from positioning law and sinusoidal superposition
opening
unit discharge
3.4782
discharge
241.42
energy level, pressure side
62.500
RESULTS: extreme values
energy levels
pressure side: max. value
89.123
m at
282.34
s
suction side: max. value
62.519
m at
247.43
s
min. value
62.500
m at
0.19600
s
min. value
62.479
m at
247.42
s
ELEMENT: cond-b
----- piping with constant diameter (characteristic procedure) -----
INPUT DATA:
number of parallel pipings
1
multiple for point distance in pipe
1
diameter
20.000
m
total length
1.0000
m
wave velocity
1000.0
m/s
pipe friction coefficient
4.50000E-02
INPUT DATA: conversion energy level to pressure level
in 2 piping points for the output
piping point at length x1
0.00000E+00
m
diameter at x1
20.000
m
elevation at x1
54.900
m
piping point at length x2
1.0000
m
diameter at x2
20.000
m
elevation at x2
54.900
m
RESULTS: adaptation to simulation time step
wave velocity
1000.0
m/s
point distance, at edge
1.0000
m
in pipe
1.0000
m
ELEMENT: res_jus
----- storage reservoir with constant level (tailwater) -----
at point
122
INPUT DATA:
Level
62.500
m

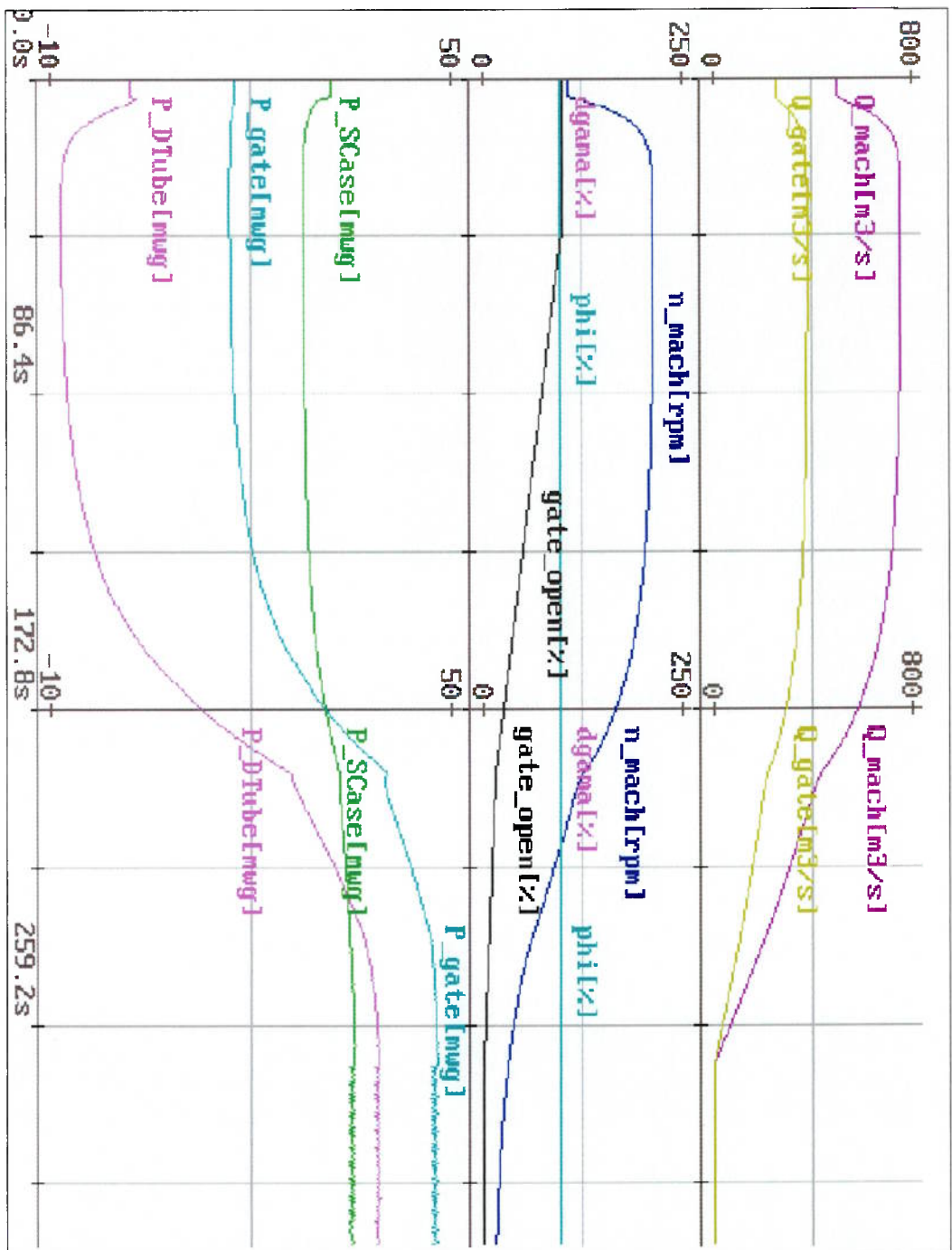
```

**TRANSIENTES HIDRÁULICOS DOS CASOS
APRESENTADOS NA TABELA 4.3**

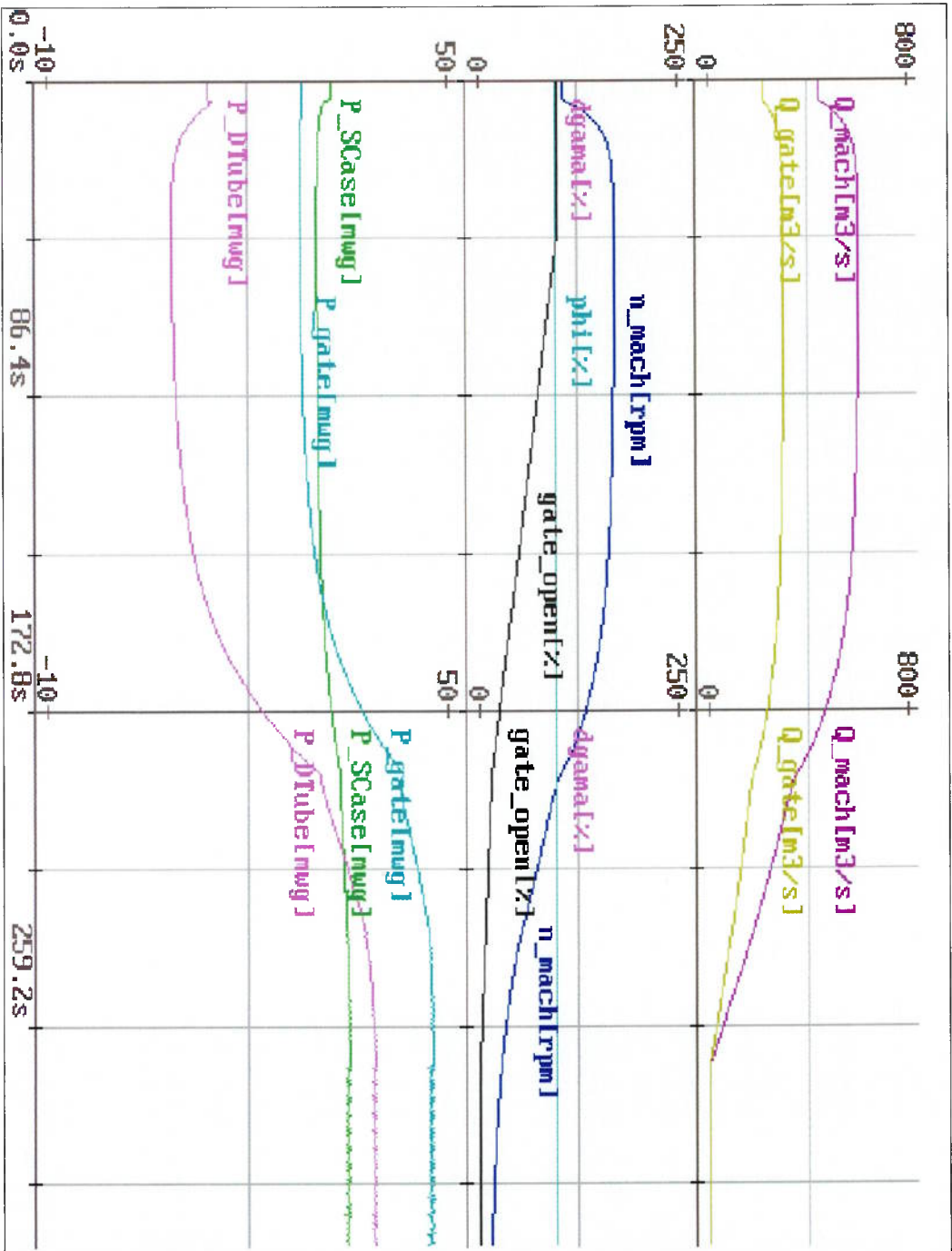
ANEXO II



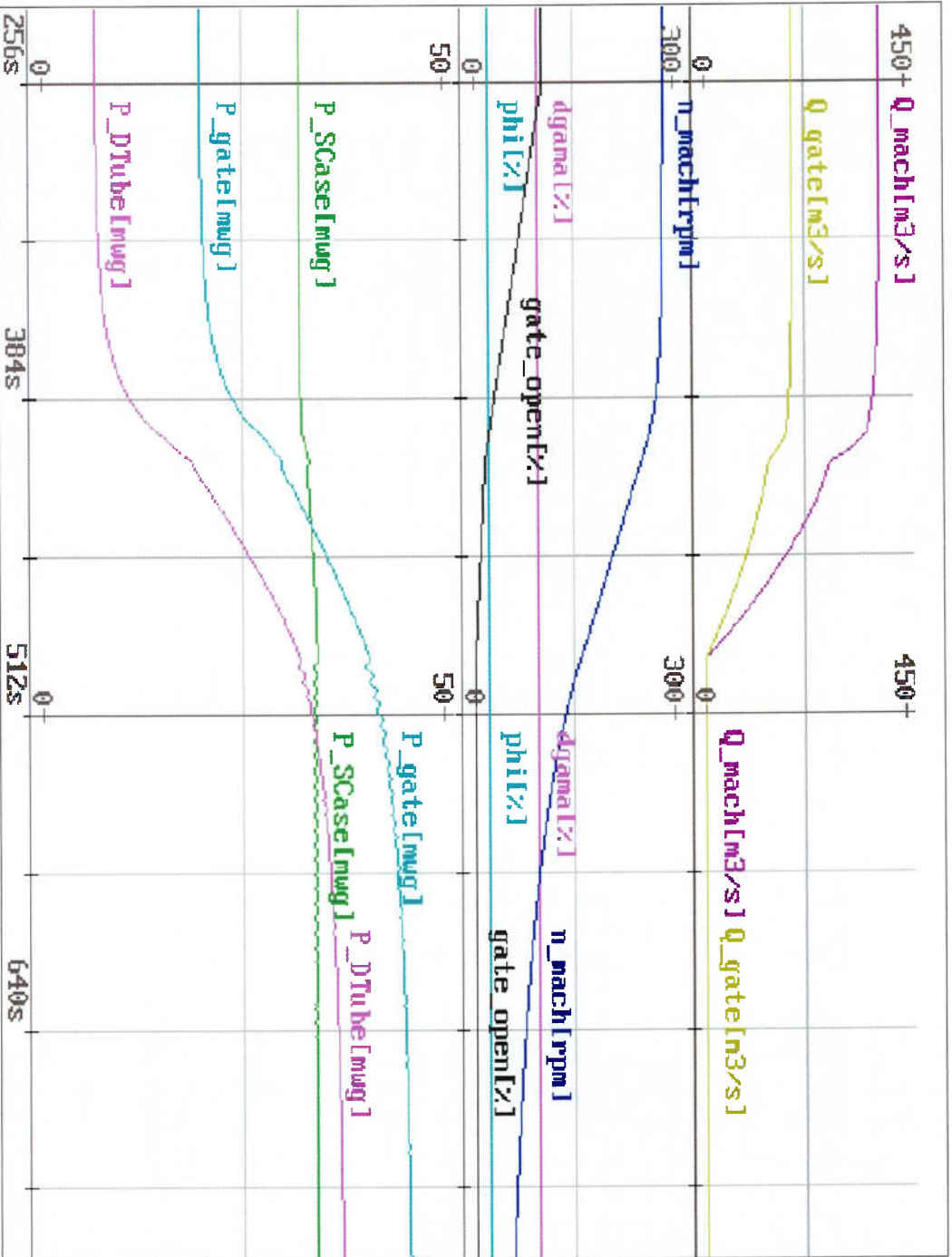
Caso 1



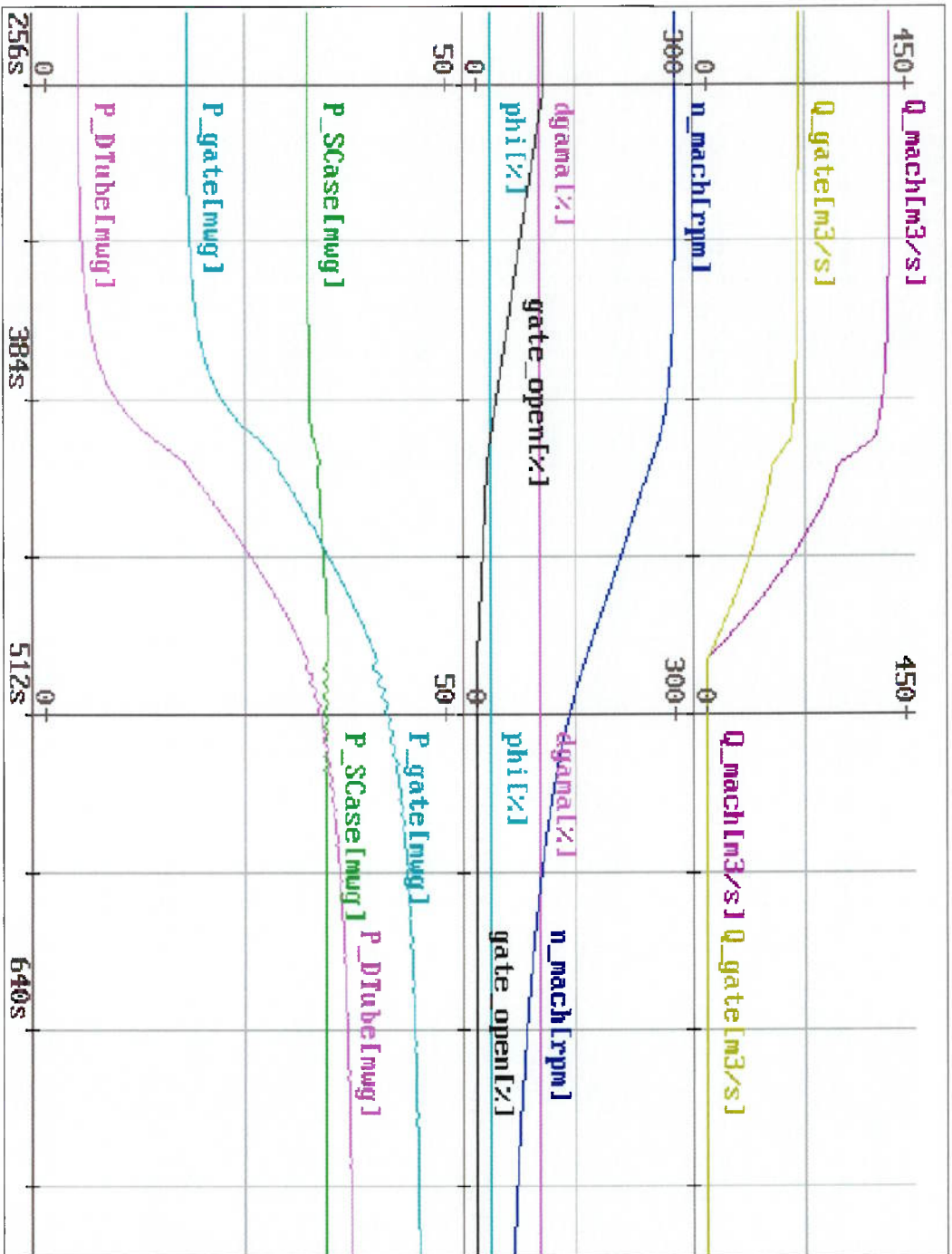
Caso 2



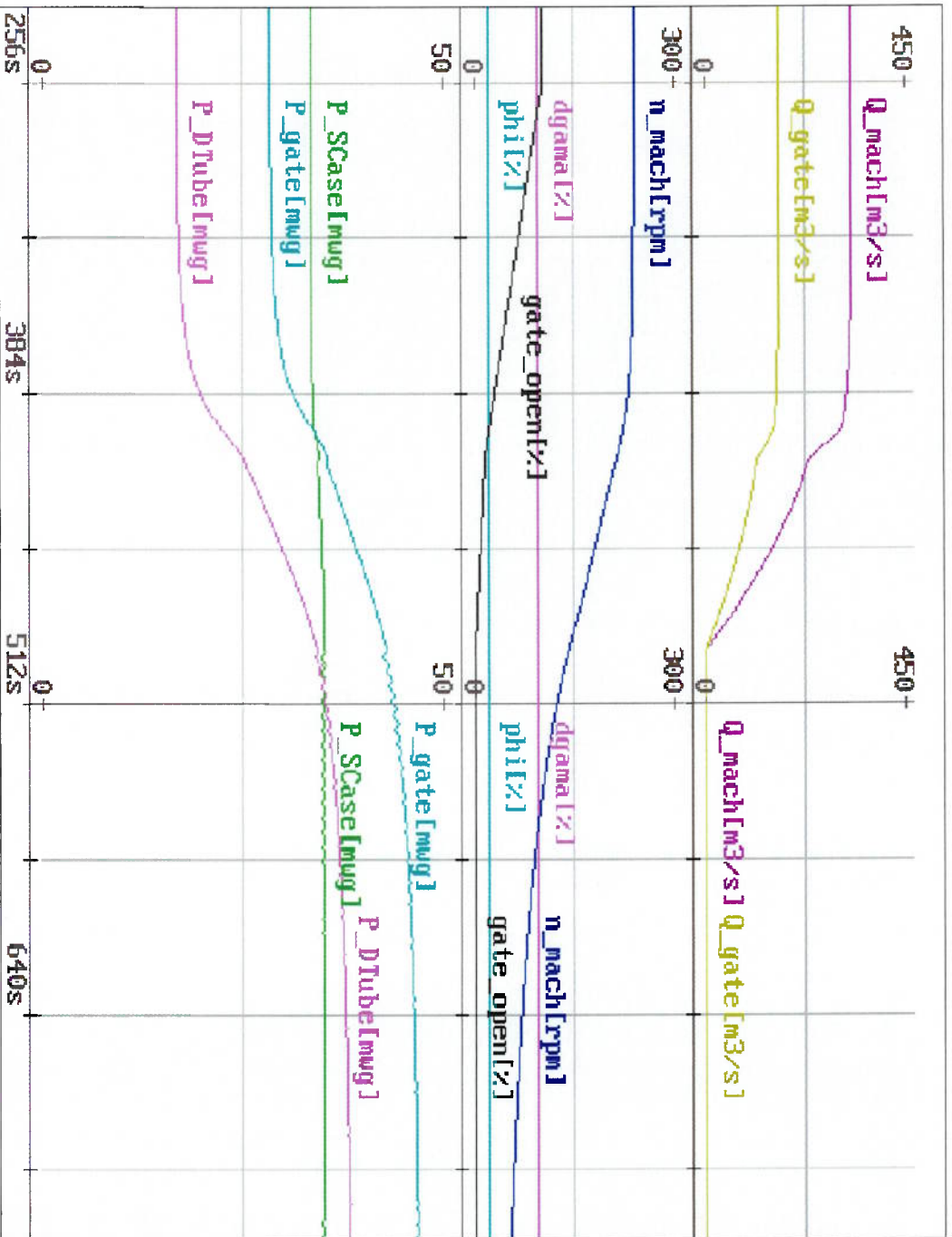
Caso 3



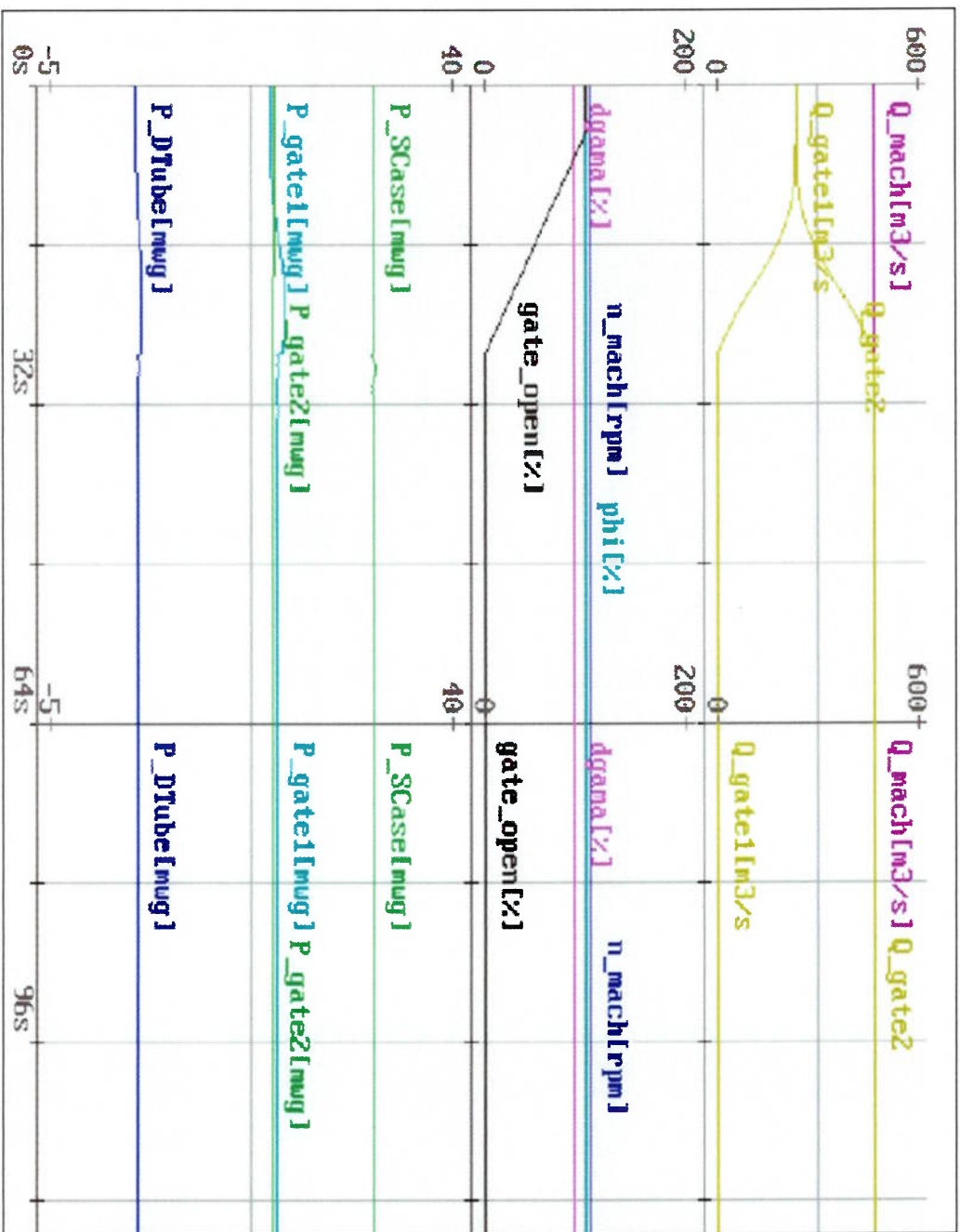
Caso 4



Caso 5



Caso 6



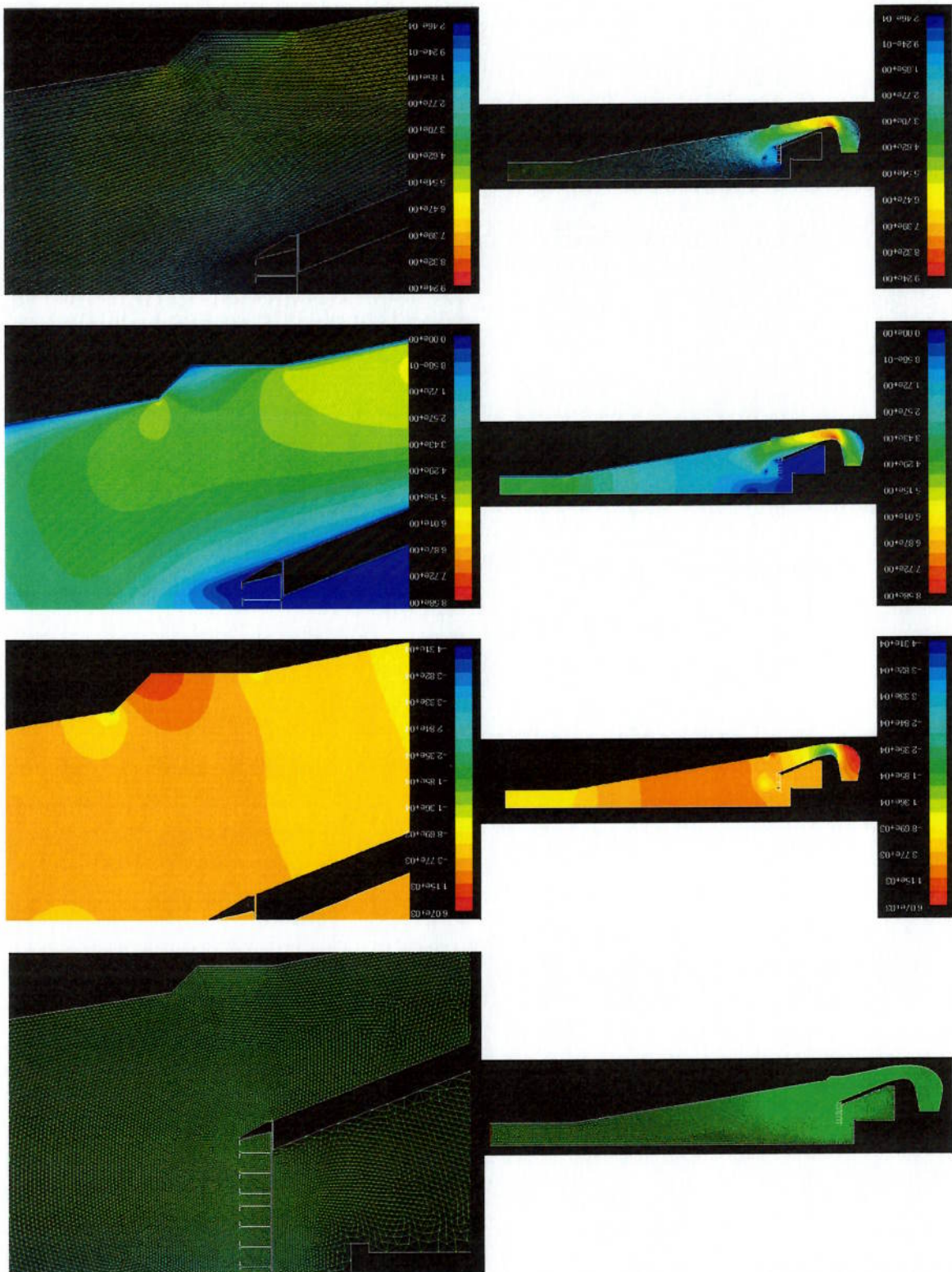
Caso 7

SIMULAÇÕES BIDIMENSIONAIS EM CFD

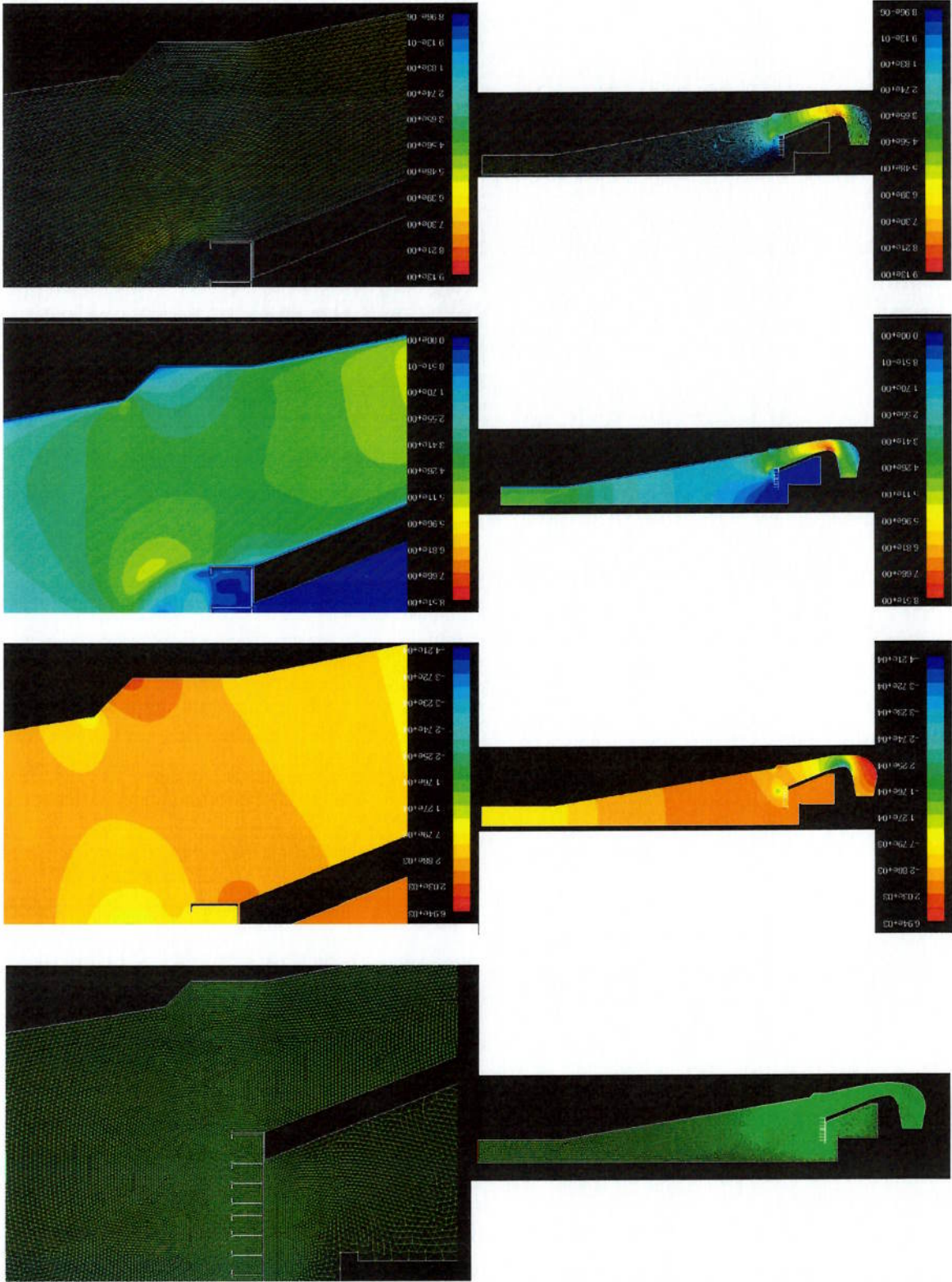
ANEXO III

Este anexo apresenta os casos bidimensionais simulados em CFD. Cada caso apresenta a malha, o campo de pressões (Pa), o campo de velocidades (m/s) e os vetores velocidade (m/s), nesta sequência. Vale lembrar que as pressões devem ser analisadas comparativamente considerando a diferença de elevação pois a pressão da coluna de água não é considerada pelo software.

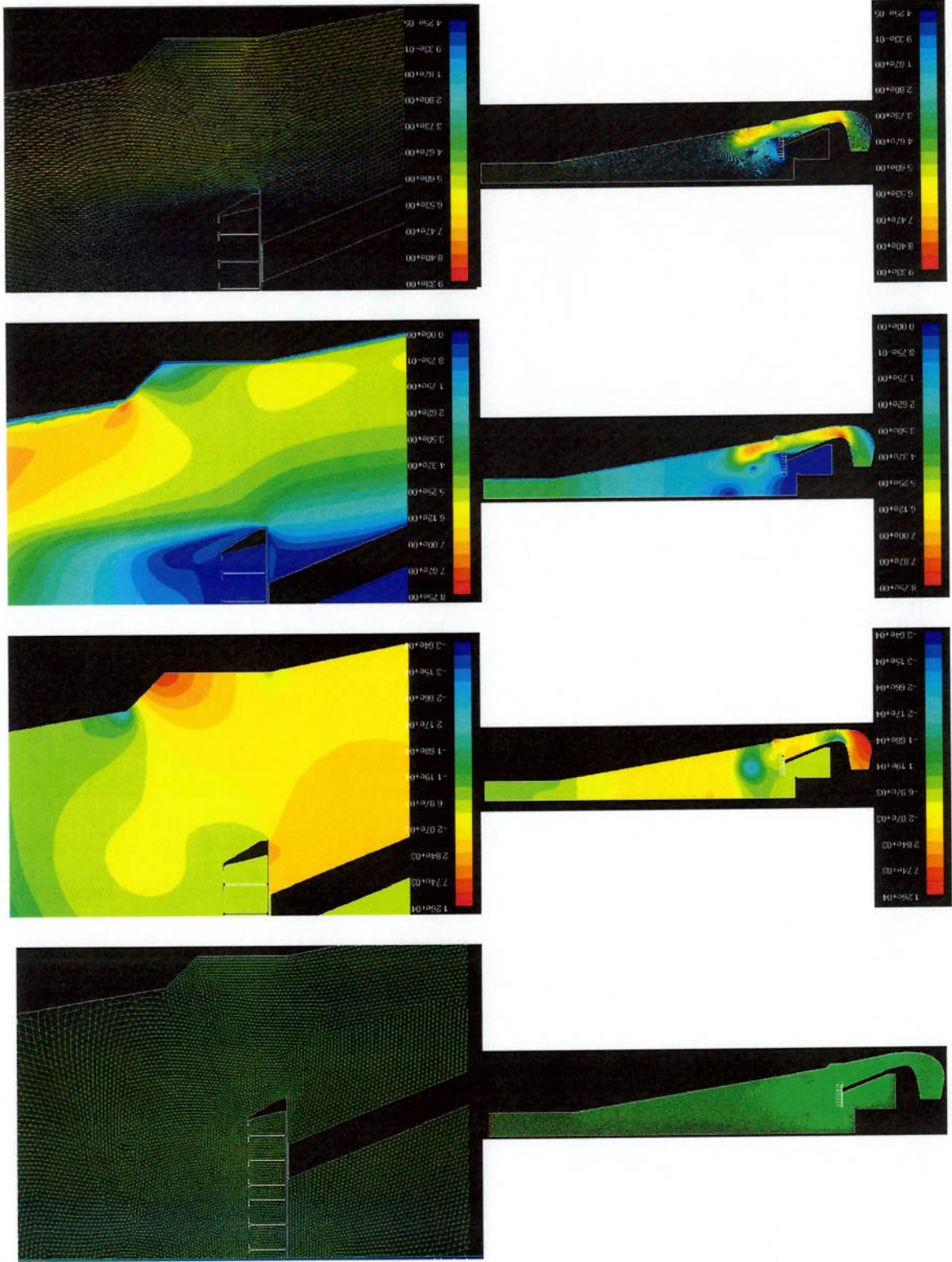
- Simulação 1: Comporta com chapa defletora inclinada; 100% aberta;
- Simulação 2: Comporta com chapa defletora horizontal; 100% aberta;
- Simulação 3: Comporta com chapa defletora inclinada; 75% aberta;
- Simulação 4: Comporta com chapa defletora horizontal; 75% aberta;
- Simulação 5: Comporta com chapa defletora inclinada; 50% aberta;
- Simulação 6: Comporta com chapa defletora horizontal; 50% aberta;
- Simulação 7: Comporta com chapa defletora inclinada; 25% aberta;
- Simulação 8: Comporta com chapa defletora horizontal; 25% aberta;
- Simulação 9: Comporta com chapa defletora inclinada; 15% aberta;
- Simulação 10: Comporta com chapa defletora horizontal; 15% aberta;
- Simulação 11: Comporta com chapa defletora inclinada; 10% aberta;
- Simulação 12: Comporta com chapa defletora horizontal; 10% aberta;
- Simulação 13: Comporta com chapa defletora inclinada; 5% aberta;
- Simulação 14: Comporta com chapa defletora horizontal; 5% aberta.



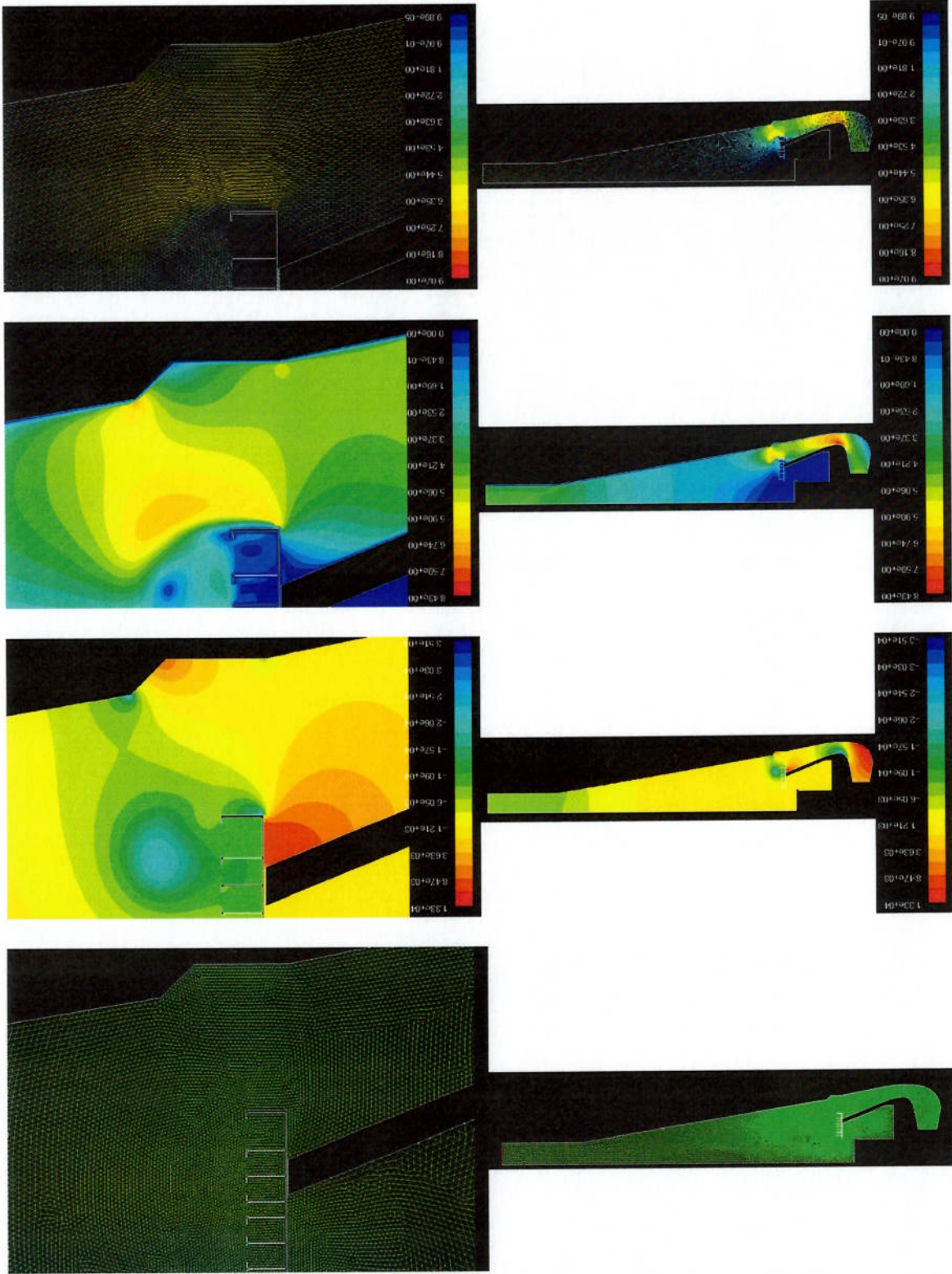
Simulação 1



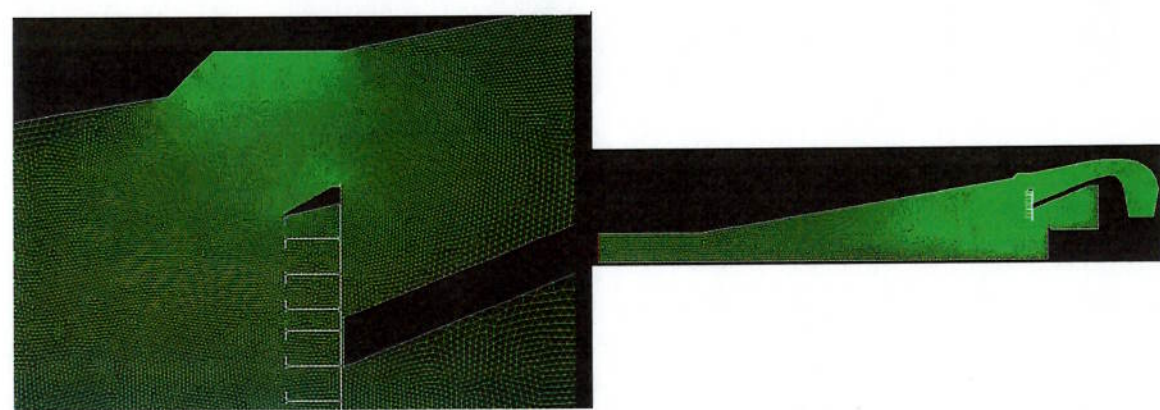
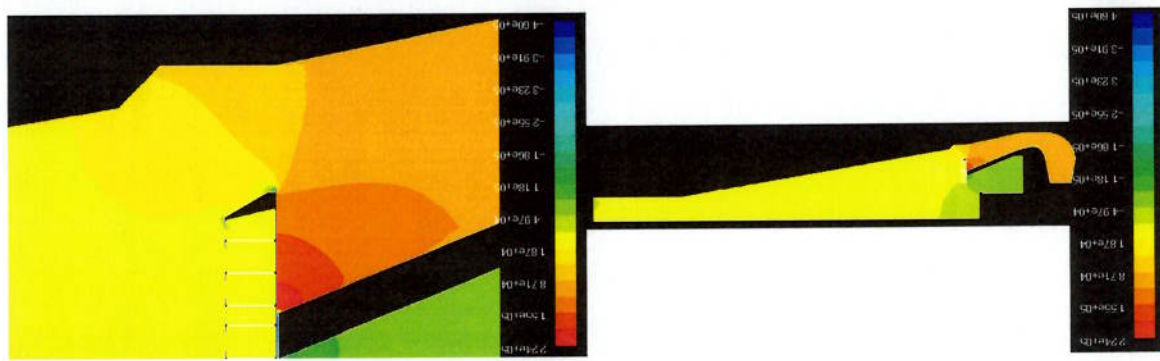
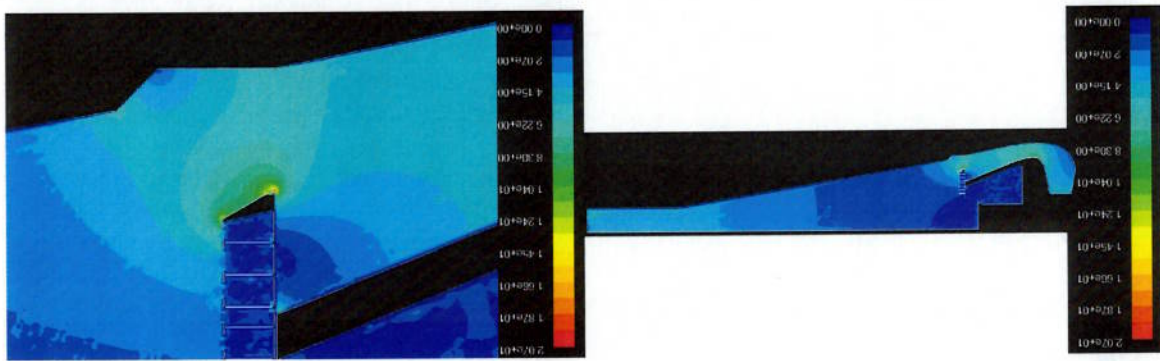
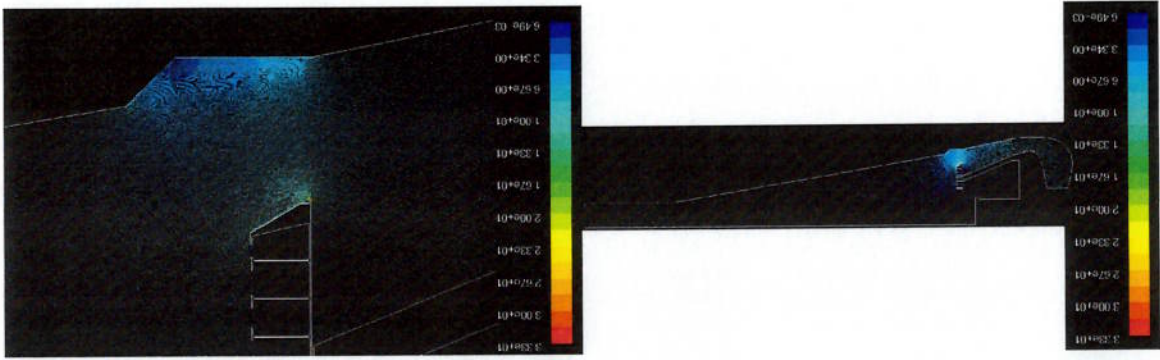
Simulação 2



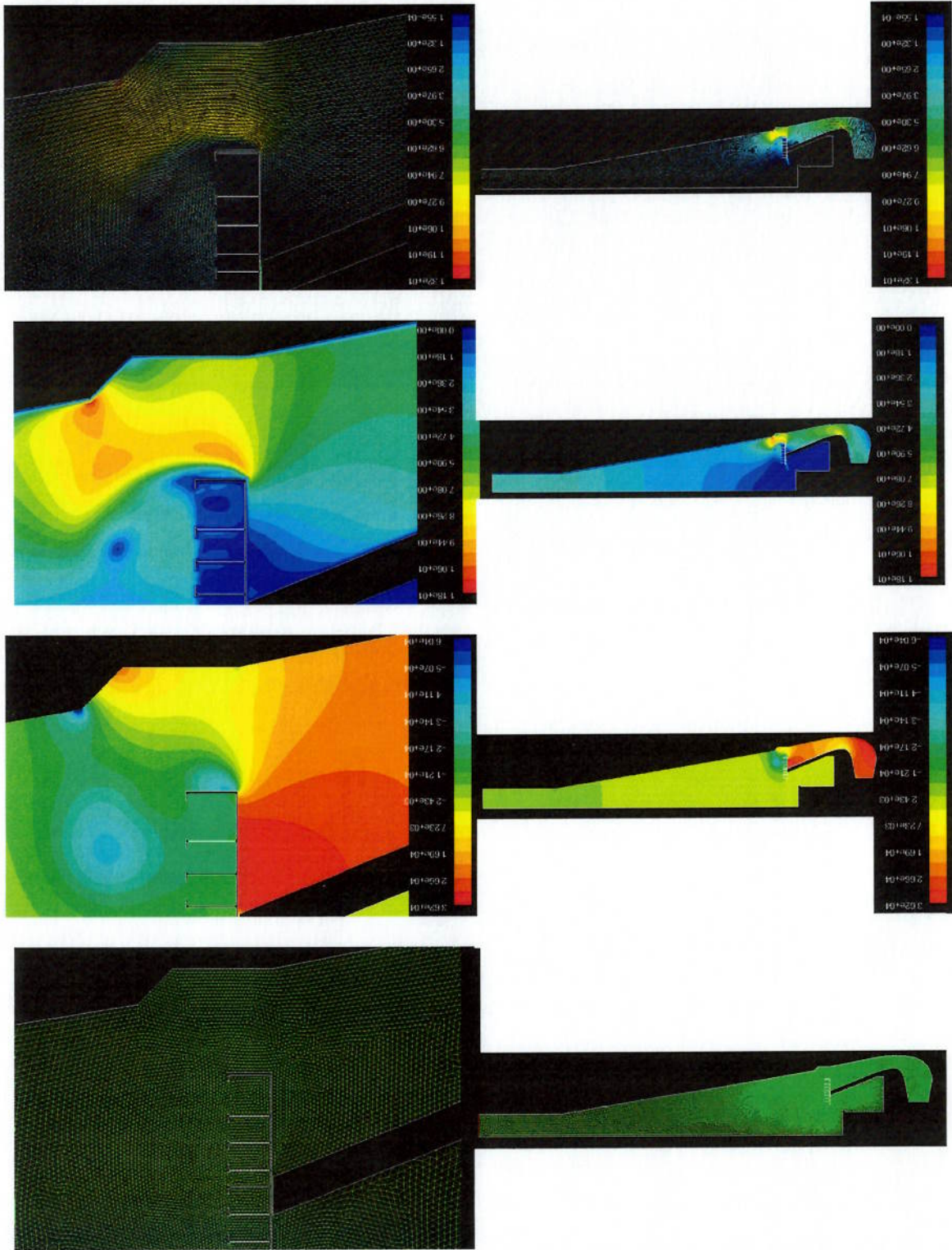
Simulação 3



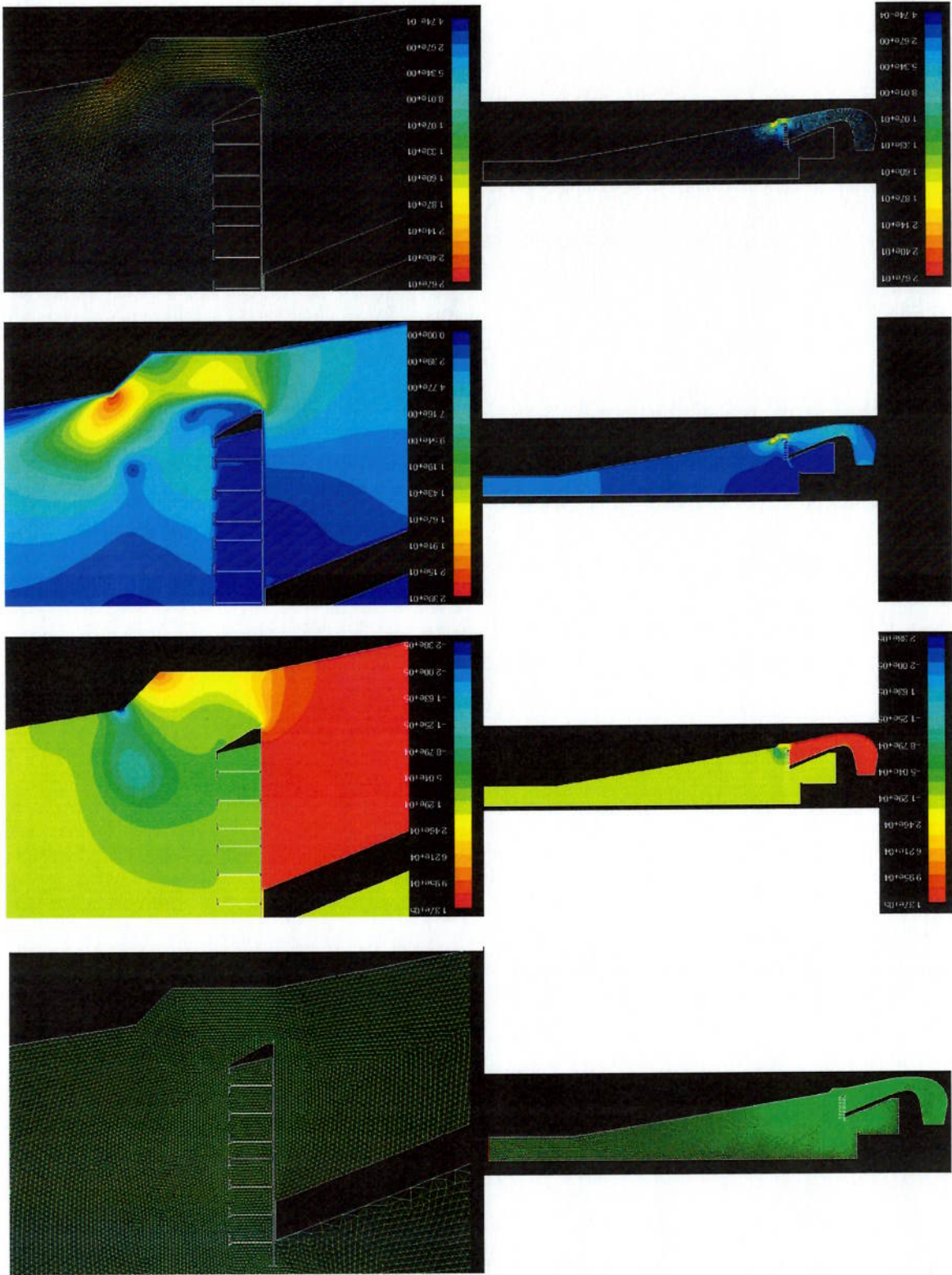
Simulação 4



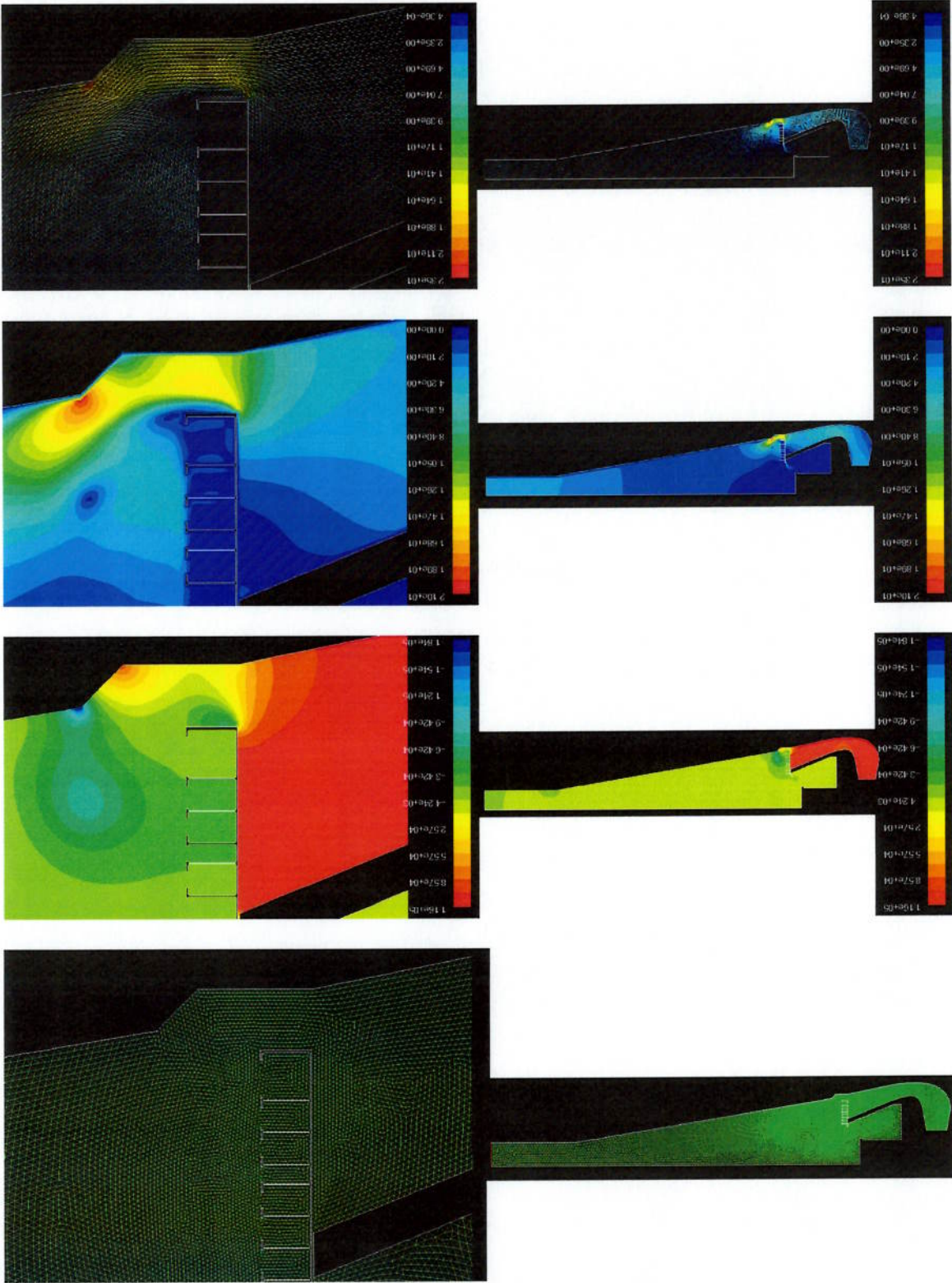
Simulação 5



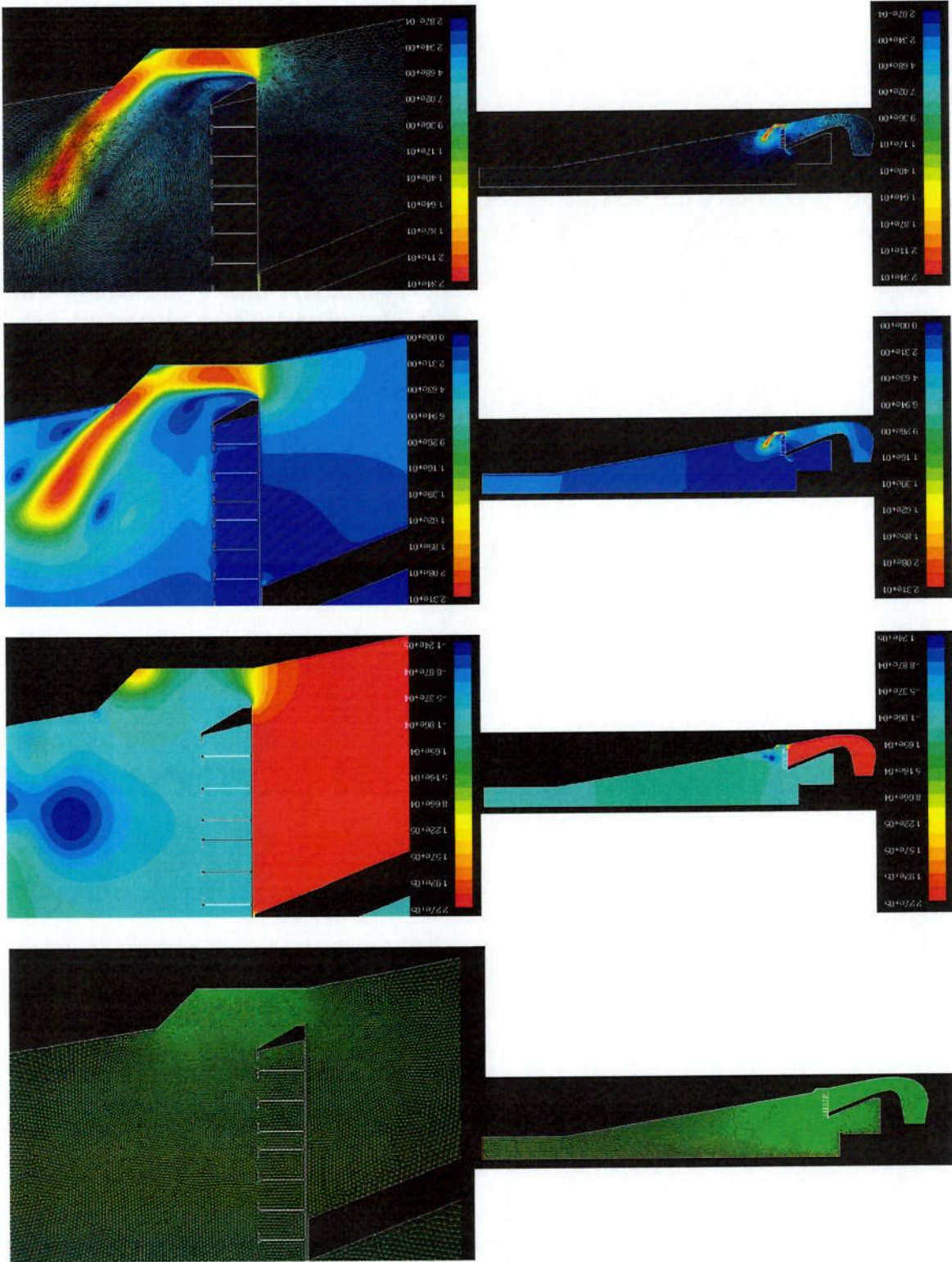
Simulação 6



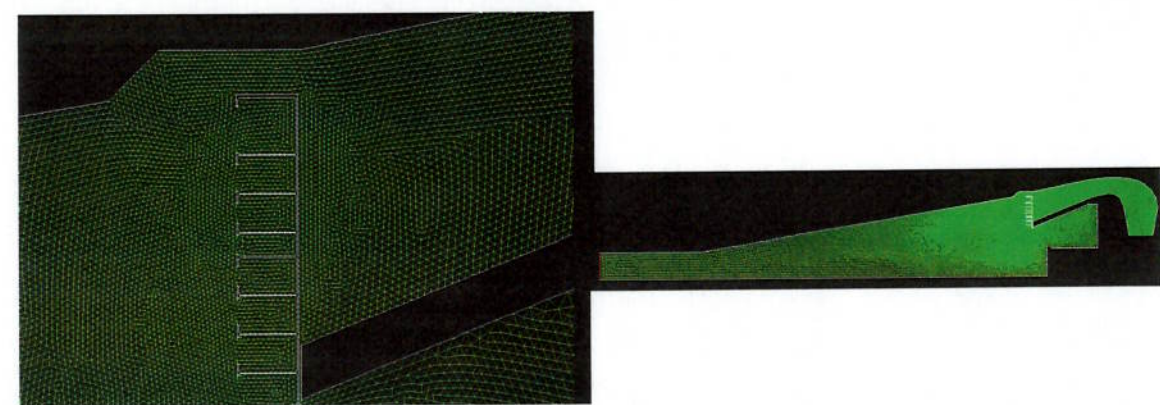
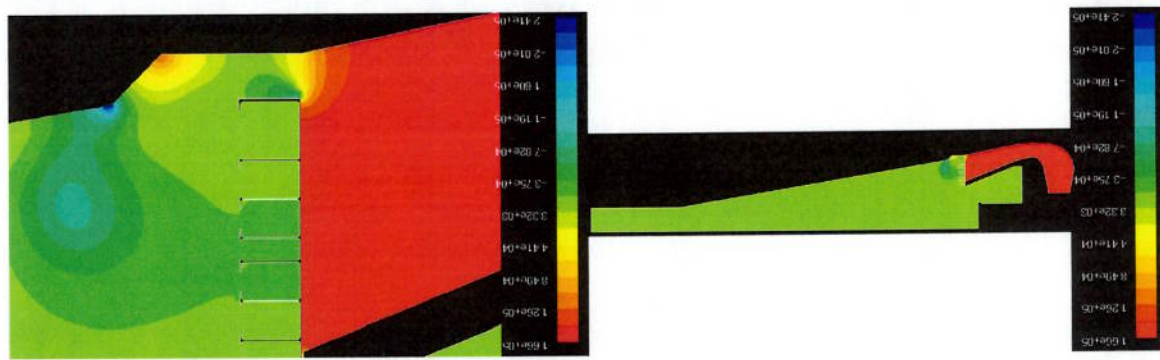
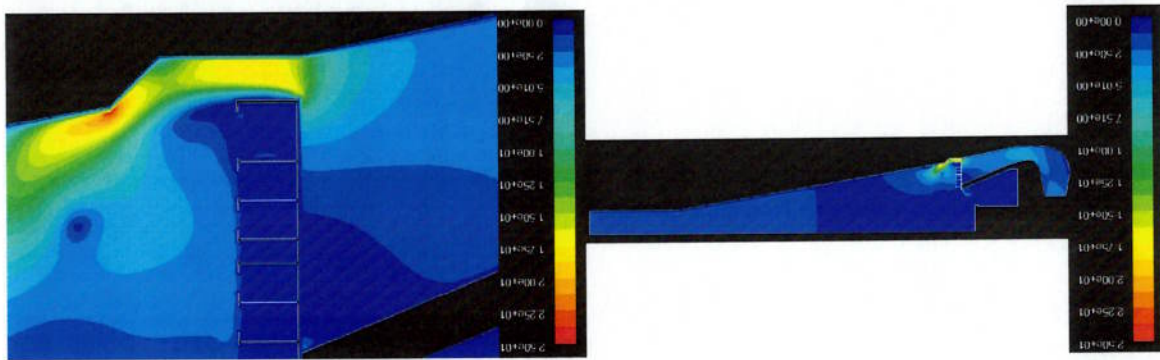
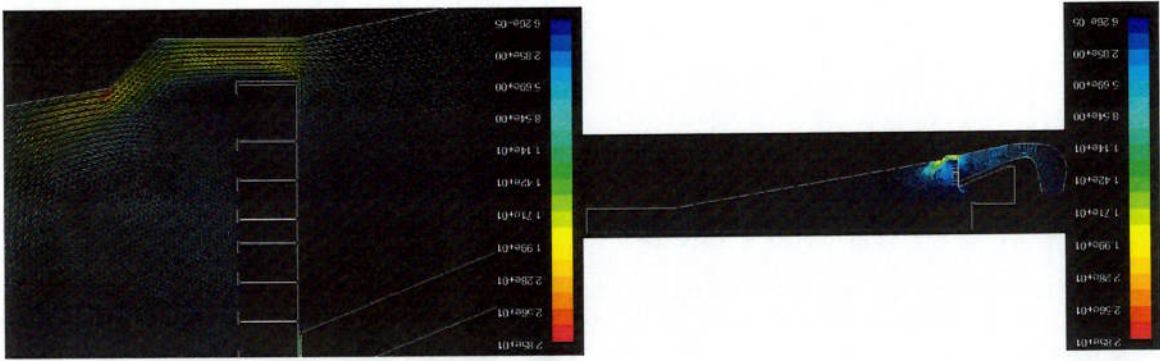
Simulação 7



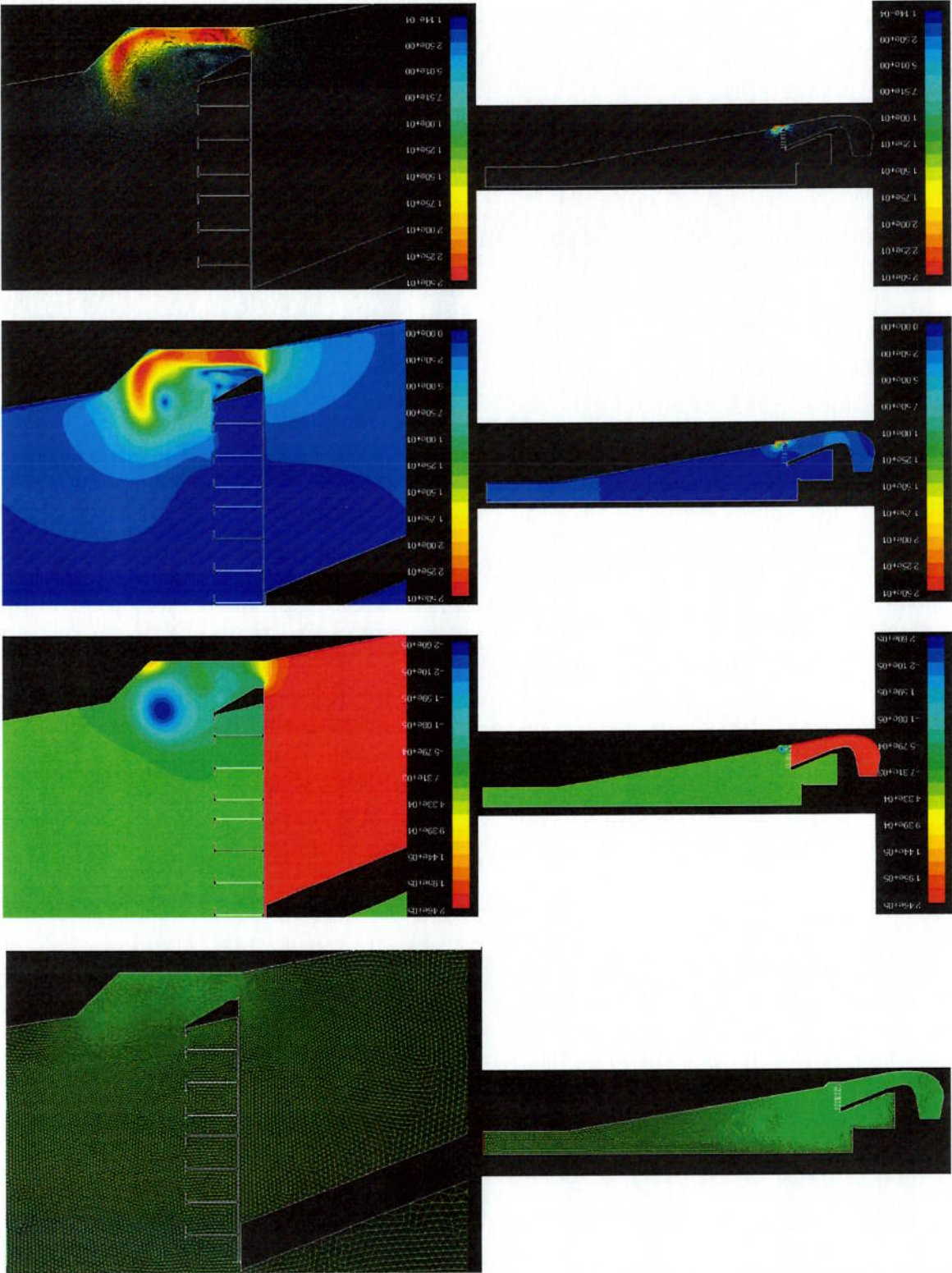
Simulação 8



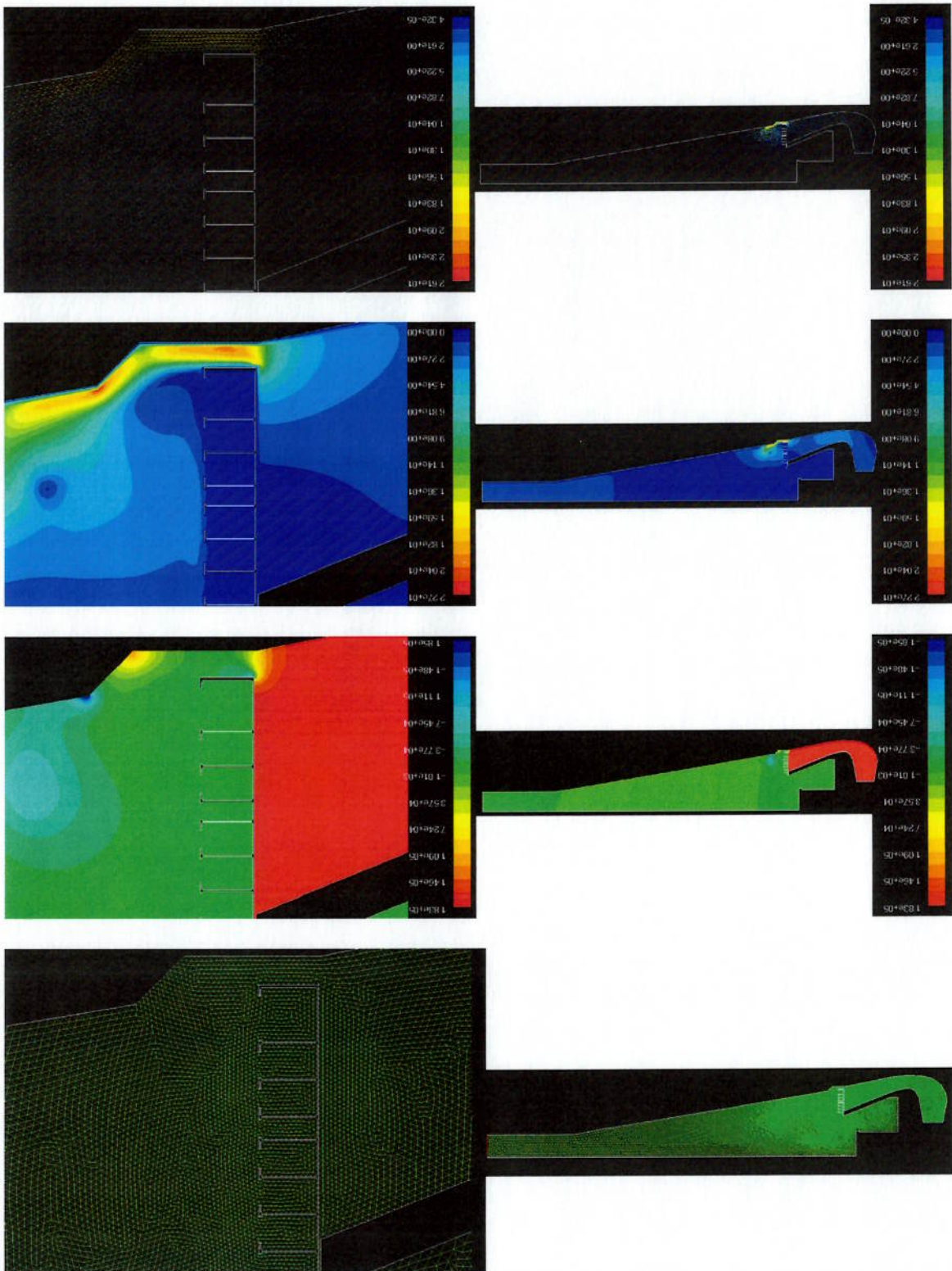
Simulação 9



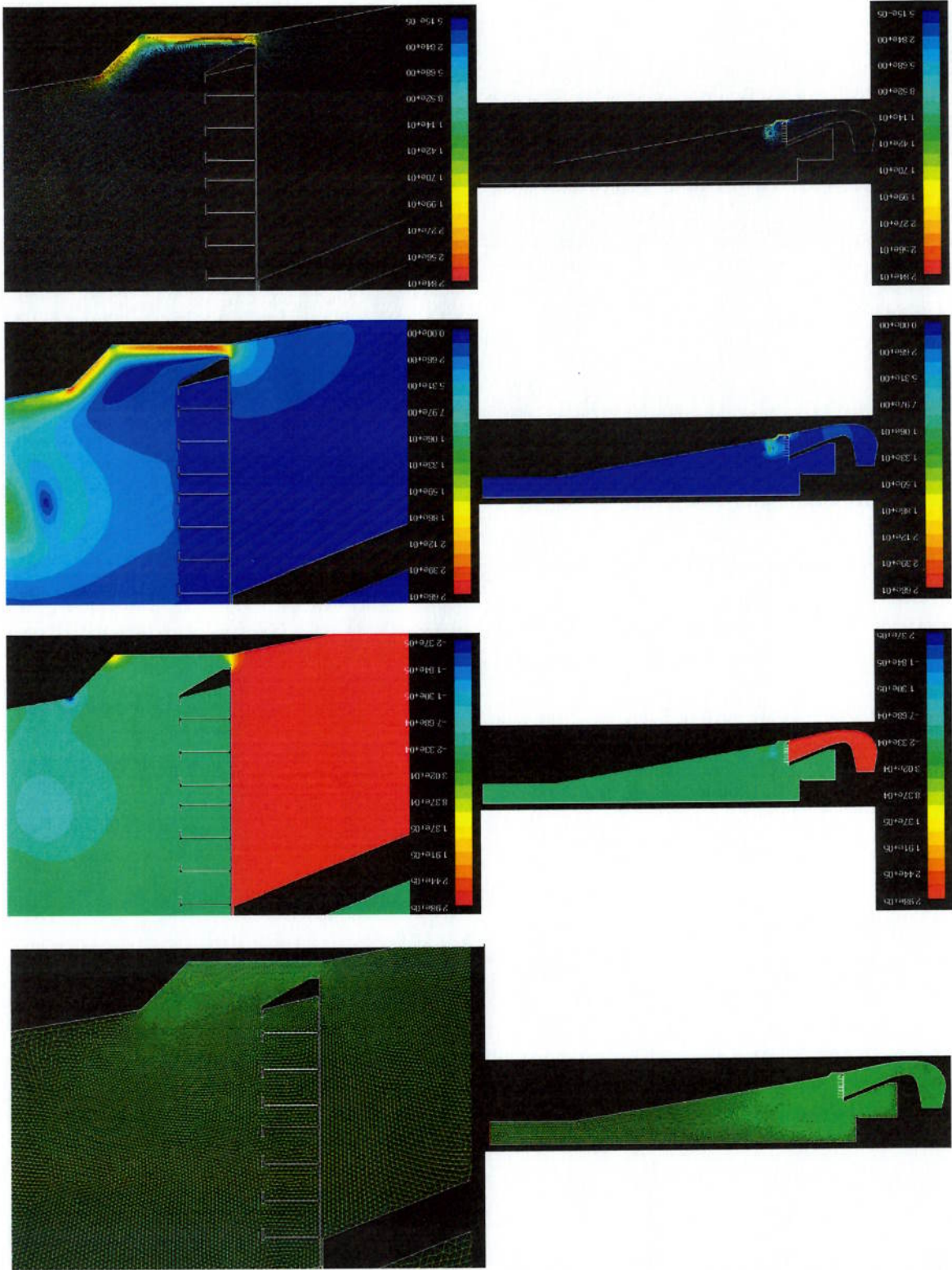
Simulação 10



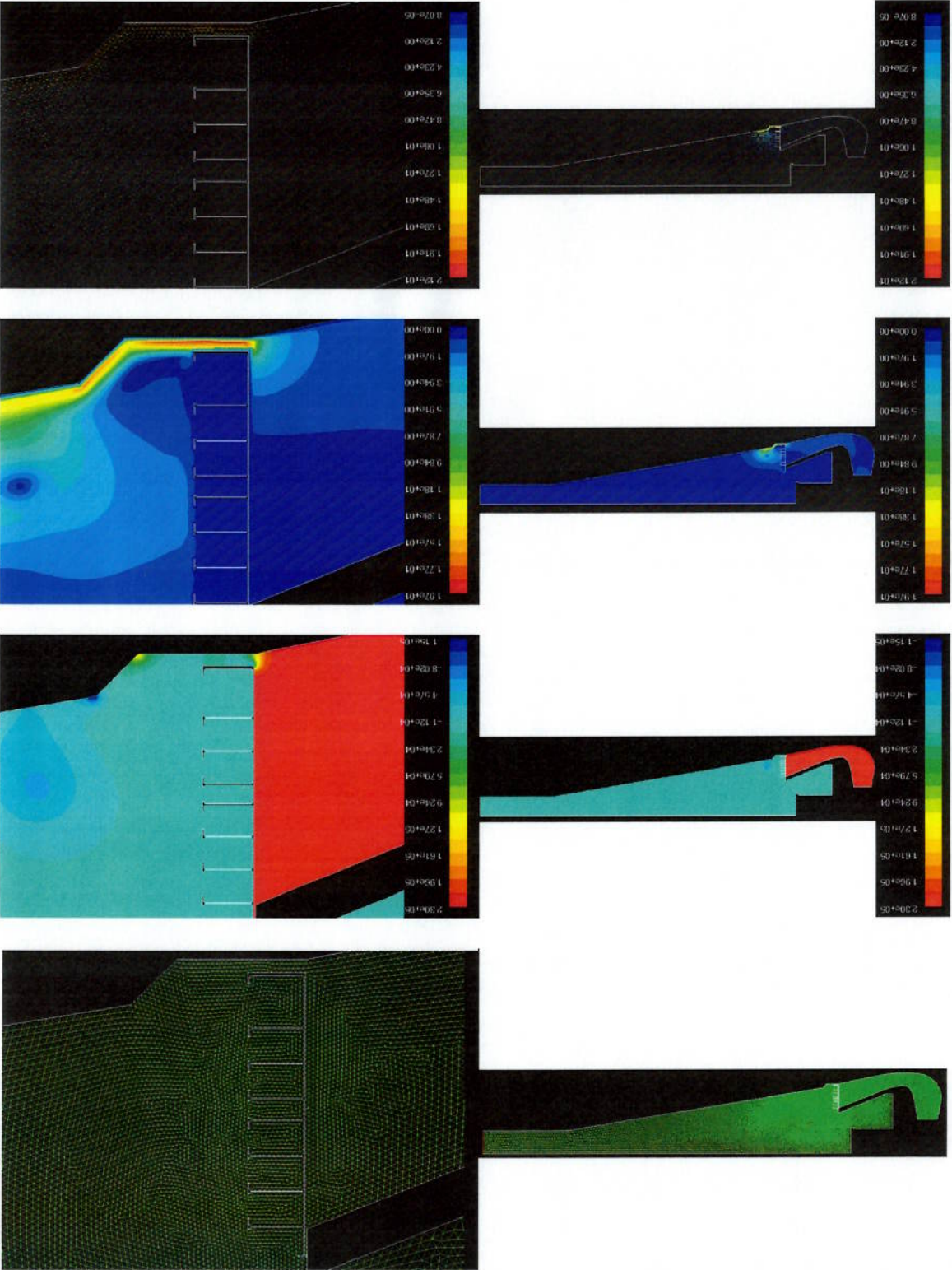
Simulação II



Simulação 12



Simulação 13



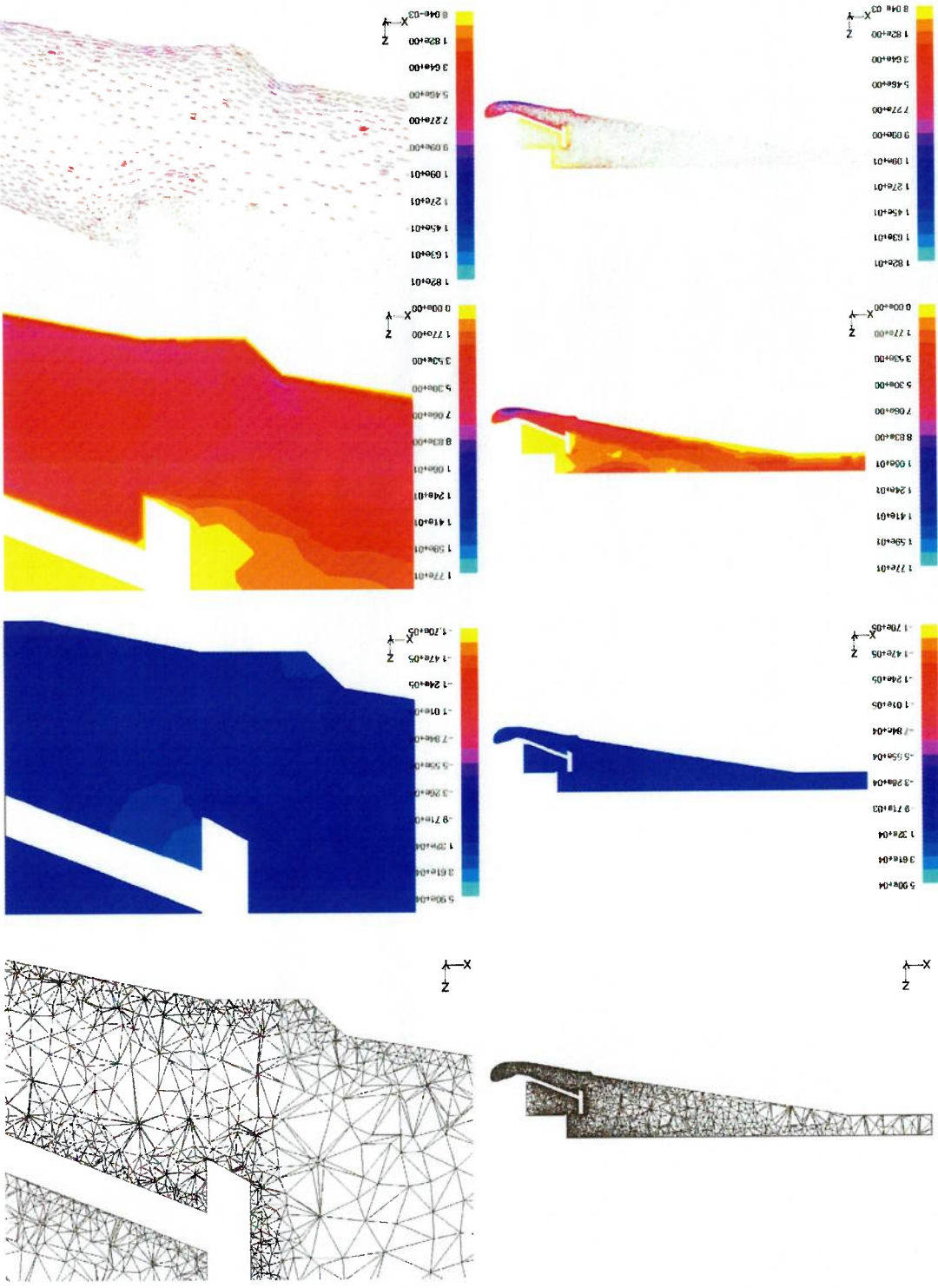
Simulação 14

SIMULAÇÕES TRIDIMENSIONAIS EM CFD

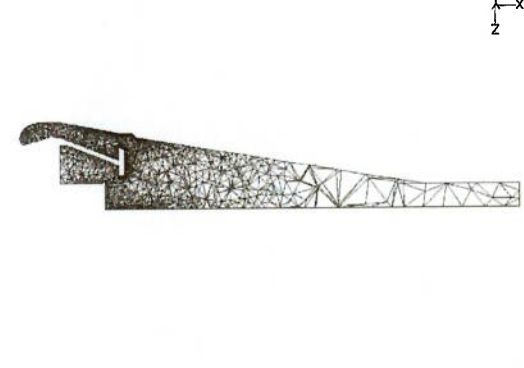
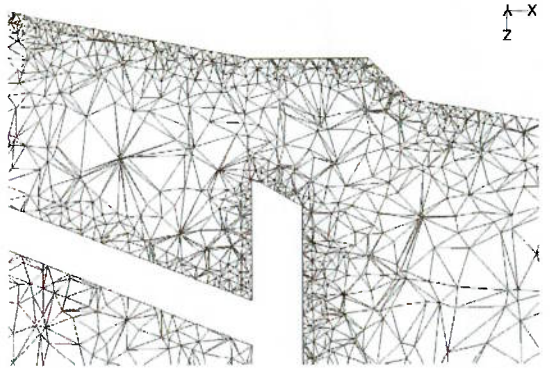
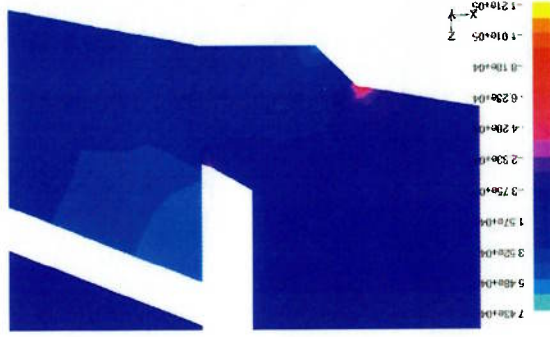
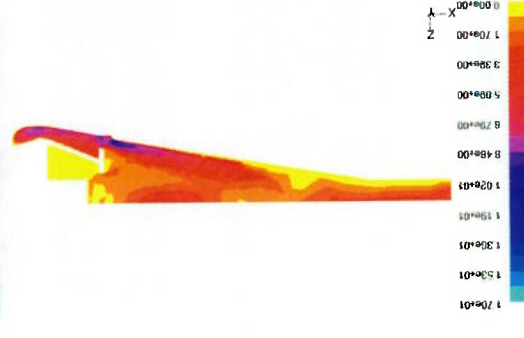
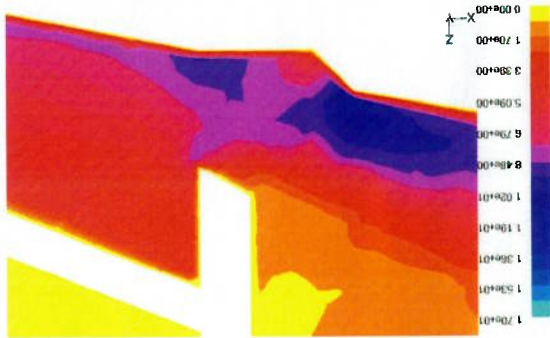
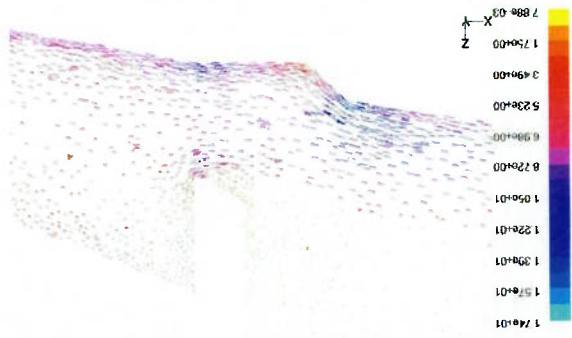
ANEXO IV

Este anexo apresenta os casos tridimensionais simulados em CFD. Cada caso apresenta a malha, o campo de pressões (Pa), o campo de velocidades (m/s) e os vetores velocidade (m/s), nesta sequência. O plano de corte passa pelo centro de uma das comportas Vale lembrar que as pressões devem ser analisadas comparativamente considerando a diferença de elevação pois a pressão da coluna de água não é considerada pelo software.

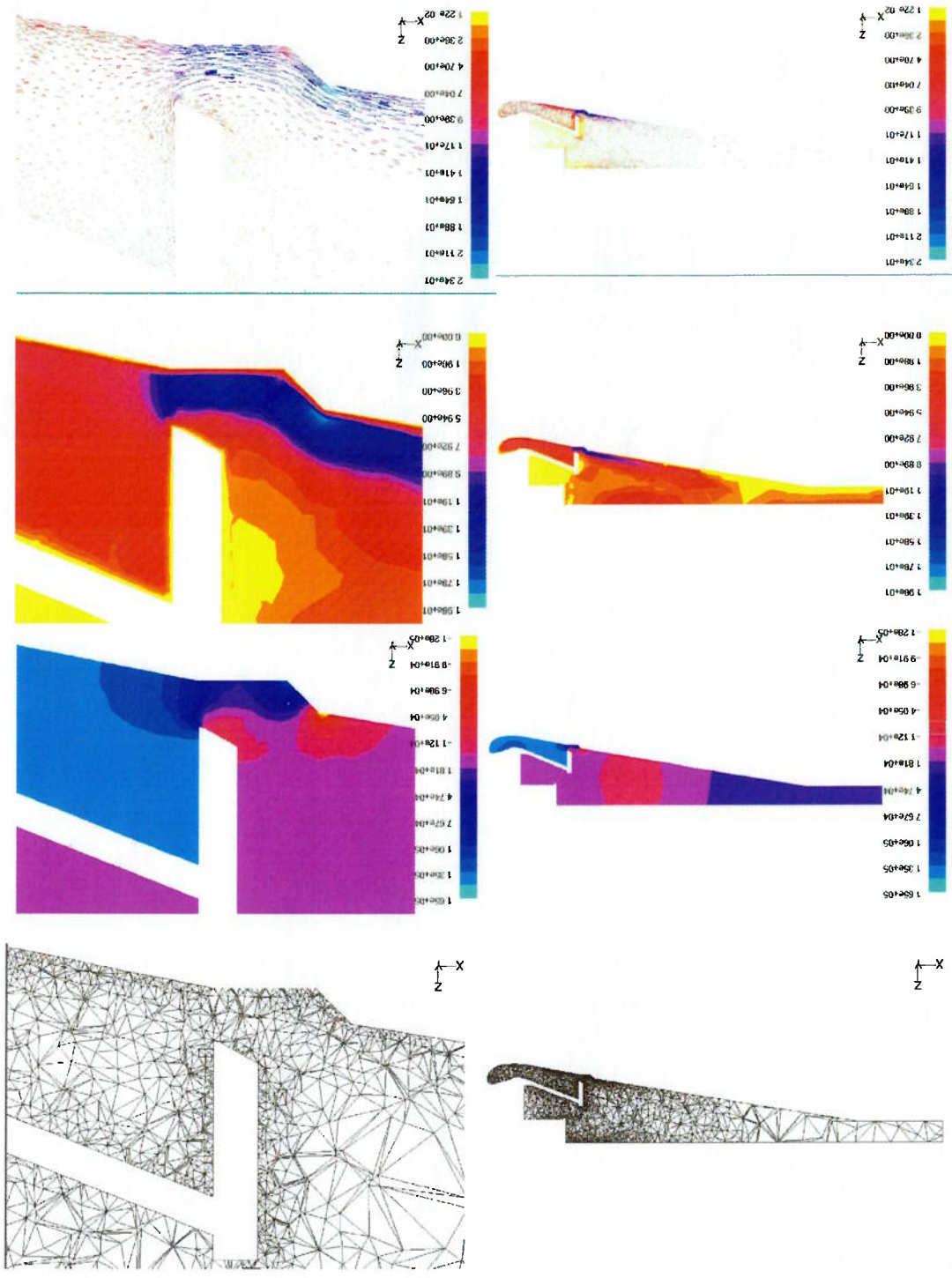
- Simulação 1: Comporta 75% aberta;
- Simulação 2: Comporta 50% aberta;
- Simulação 3: Comporta 25% aberta;
- Simulação 4: Comporta 15% aberta;
- Simulação 5: Comporta 10% aberta;
- Simulação 6: Comporta 5% aberta.



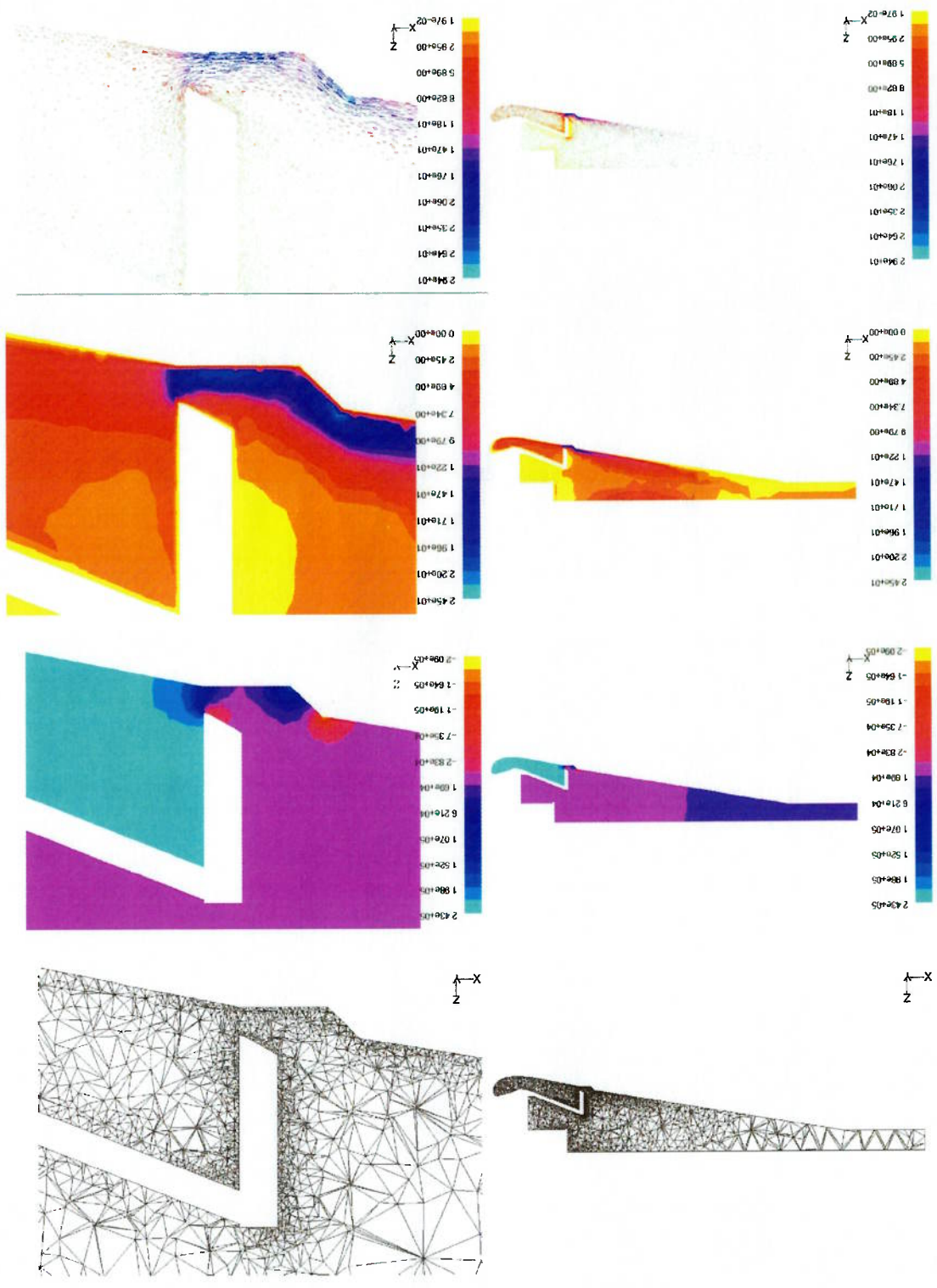
Simulação 1



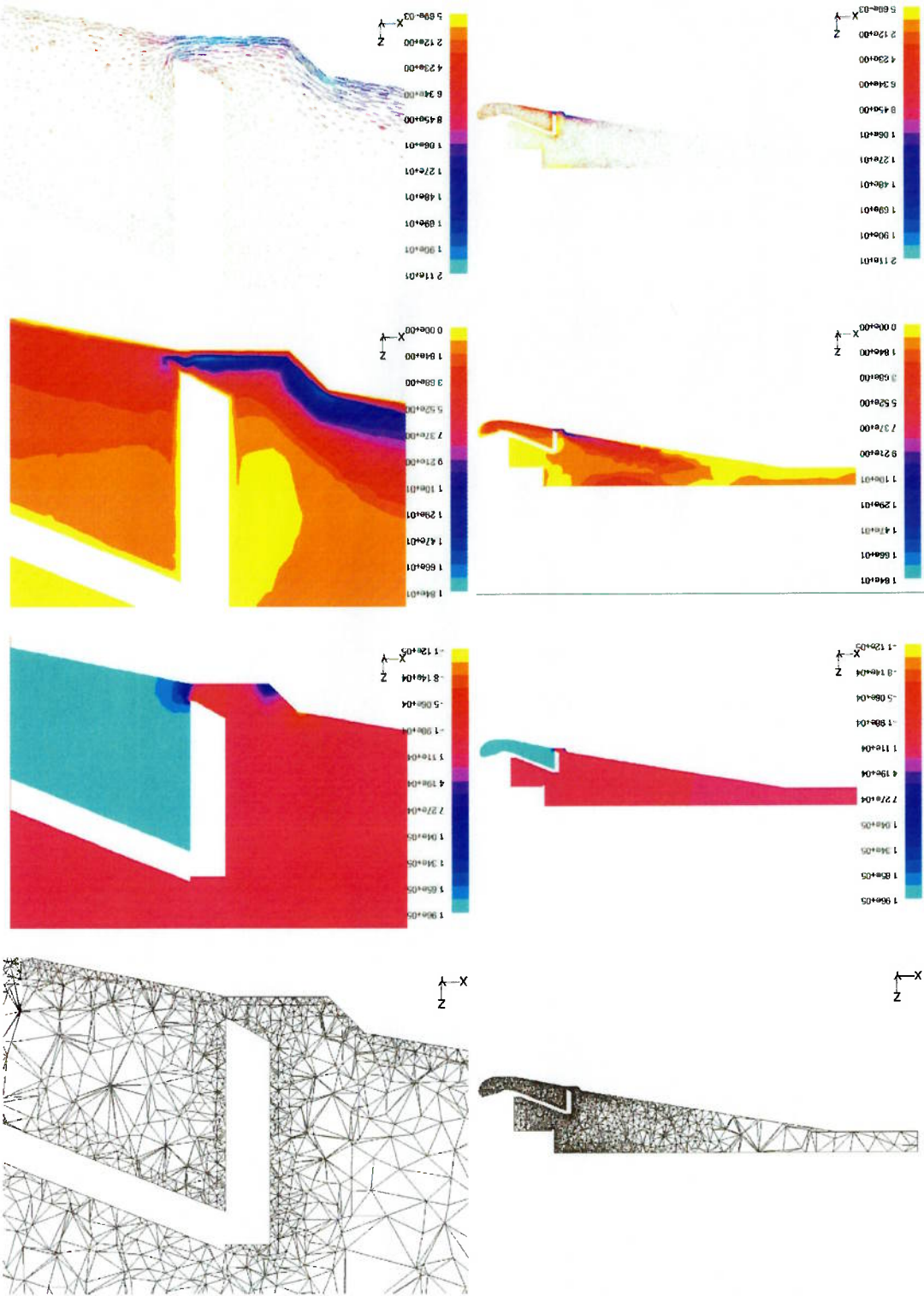
Simulação 2



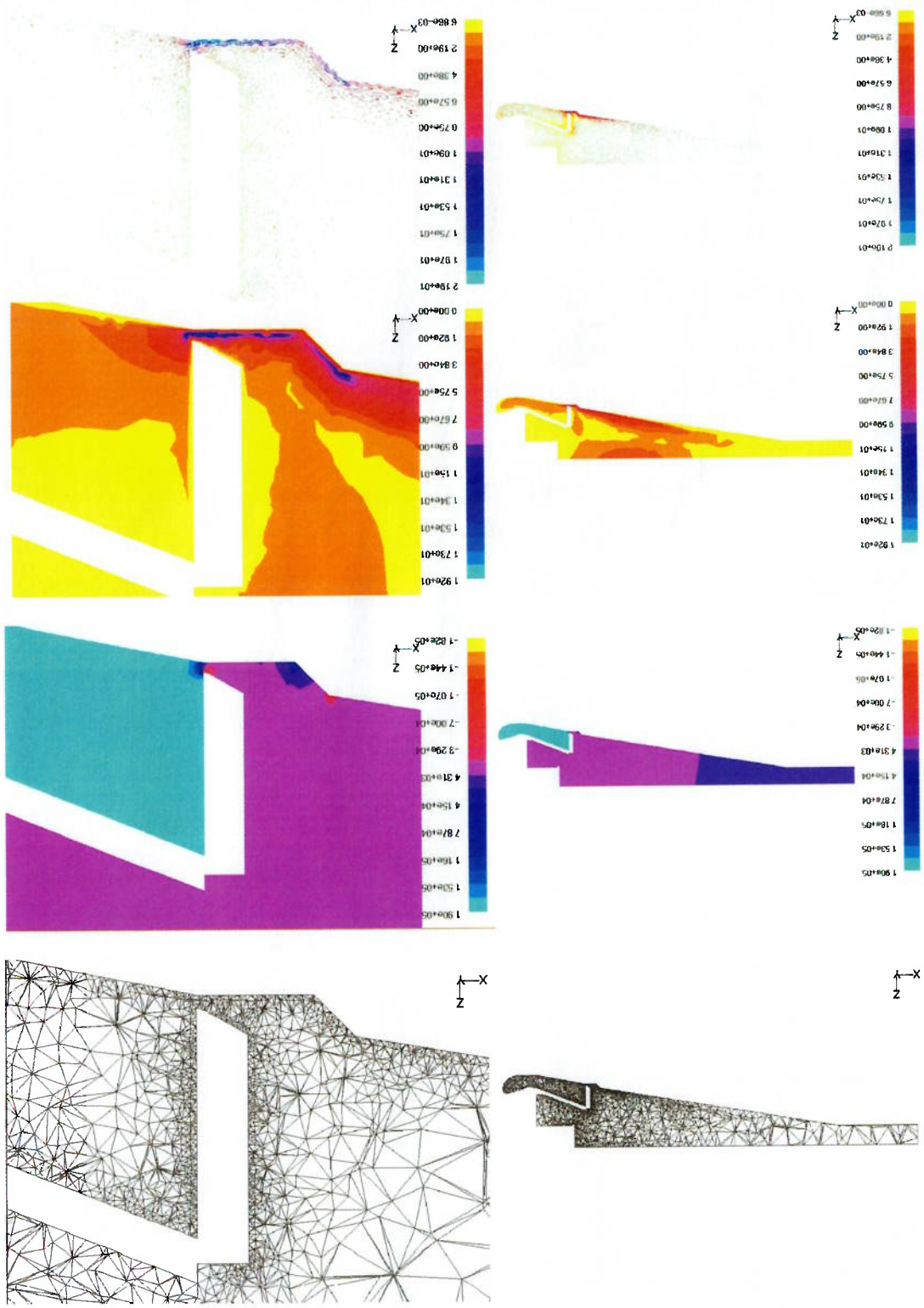
Simulação 3



Simulação 4



Simulação 5



Simulação 6