

NEWTON KIMURA

**MODELAGEM DO COMPORTAMENTO TÉRMICO
DOS ANÉIS DE DESGASTE DE UMA TURBINA FRANCIS
OPERANDO EM COMPENSADOR SÍNCRONO**

CURITIBA

2005

NEWTON KIMURA

**MODELAGEM DO COMPORTAMENTO TÉRMICO
DOS ANÉIS DE DESGASTE DE UMA TURBINA FRANCIS
OPERANDO EM COMPENSADOR SÍNCRONO**

Dissertação apresentada como requisito parcial à obtenção do grau de Mestre em Engenharia Mecânica. Curso de Pós-graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal do Paraná.

Orientador: Prof. Fernando Tadeu Bóçon, Dr. Eng.

CURITIBA

2005

TERMO DE APROVAÇÃO

NEWTON KIMURA

MODELAGEM DO COMPORTAMENTO TÉRMICO DOS ANÉIS DE DESGASTE DE UMA TURBINA FRANCIS OPERANDO EM COMPENSADOR SÍNCRONO

Dissertação aprovada como requisito parcial à obtenção do grau de Mestre em Engenharia Mecânica, no Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica, Setor de Tecnologia da Universidade Federal do Paraná.

Banca Examinadora:

Prof. Dr. Luís Mauro Moura
PUCPR

Prof. Dr. Rudmar Serafim Matos
UFPR

Prof. Dr. Fernando Tadeu Bóçon
UFPR
Presidente

Curitiba, 31 agosto de 2005.

DEDICATÓRIA

**À minha mulher Kiyoko,
pelo amor, incentivo, carinho e muita paciência,
aos filhos Daniela e Nelinton, pelos que são,
aos meus pais Mitsuru e Tsuguie, por ter dado humildemente
condições de formação apesar de suas dificuldades,
à minha sogra Timako (em memória), por ter ajudado a criar os
meus filhos, e com isso, ter tido tranqüilidade de
desempenhar e ter prazer da minha profissão.
À DEUS, pela bênção.**

AGRADECIMENTOS

**Ao professor doutor Fernando Tadeu Bóçon,
pela orientação, dedicação e solicitude.**

**Aos professores,
colegas do curso de pós-graduação,
amigos mais próximos e estagiários
que me ajudaram na elaboração do trabalho.**

**Às empresas Companhia Paranaense de Energia - COPEL,
LACTEC Instituto de Tecnologia para o Desenvolvimento e
ANEEL – Agência Nacional de Energia Elétrica
pela oportunidade.**

*O relógio de vida recebe corda apenas uma vez
e nenhum homem tem o poder
de decidir quando os ponteiros pararão,
se mais cedo ou mais tarde.
Agora é o único tempo que você possui.
Viva, ame e trabalhe com vontade.
Não ponha nenhuma esperança no tempo,
pois o relógio pode parar a qualquer momento.*

RESUMO

Este trabalho faz um balanço energético do interior de uma turbina (rotor) Francis quando esta opera em compensador síncrono, considerando o calor de atrito que é gerado pelo movimento do rotor no seu recinto e a disponibilidade de fluido refrigerante (água) proveniente de vazamento pelo seu distribuidor. A questão principal foi buscar uma resposta se há necessidade do sistema auxiliar de resfriamento, que normalmente é instalado neste tipo de turbina, quando realmente existe o tal vazamento. A maior parte do rotor fica exposta diretamente ao vazamento, não havendo problema de troca térmica. Todavia, existem os anéis de desgaste (peças componentes do rotor), e que também geram calor, que não são abrangidos pelo fluido refrigerante de vazamento, devida a sua peculiaridade construtiva (formam o labirinto), fazendo com que haja aquecimento cumulativo da região que impediria uma definição sobre a eliminação do sistema auxiliar de resfriamento. Neste ponto, o trabalho mostra que ocorre um fenômeno relacionado com o efeito centrífugo provocado pelo giro do cubo do rotor, que com a ajuda dos dutos de equilíbrio de pressão, promove deslocamento de ar para a região dos anéis de desgaste, com intensidade suficiente para vencer a barreira formada pela função de vedação do labirinto, ocasionando transferência forçada de massa de ar deste para adequado equilíbrio térmico dos anéis. Devido ao regime de escoamento turbulento no interior do labirinto, foi realizado cálculo analítico simplificado para ter uma aproximação do fenômeno e construído modelo experimental, com validação através de um modelo numérico utilizando o programa CFX. Depois, foi desenvolvido estudo de casos de duas turbinas da Usina Hidrelétrica Gov. Ney Braga (UHE GNB) - COPEL. Quanto ao modelo experimental, foram estudadas várias alternativas, culminando em um projeto de modelo adaptativo a uma turbina hidráulica da usina Pitangui, também da Copel. Nos ensaios realizados em dois protótipos da UHE GNB, os resultados obtidos, fundamentados com boas repetibilidades, mostraram que a eficiência do escoamento de ar axialmente pelo labirinto não foi a mesma observada no modelo. De qualquer forma, os valores foram baixos, possibilitando desativação do sistema auxiliar de resfriamento.

Palavras-chave: anéis de desgaste; compensador síncrono; dissipação viscosa; turbina Francis.

ABSTRACT

The dissertation outlines an energetic balance of a Francis type turbine interior (runner) when it operates as a synchronous condenser regarding the friction heat generated by the turbine runner motion within its environment, and the availability of a cooling element made up of water leaks from the distributor. The main concern was focused on finding out whether there really is the need of an auxiliary cooling system that normally is installed in that kind of turbine when leak actually exist. The largest part of runner stays exposed directly to the leakage activity, thus eliminating the thermal change problem. However, the wearing rings (runner's components), which also generates heat, are not reached by the leakage fluid, in view of their constructive peculiarity (forming a labyrinth path), bringing about a cumulative heating at that area hindering the decision to decommission the external cooling system. At this point, the study has detected a phenomenon related to the centrifugal effect caused by the runner crown turn, which through its pressure balance vent holes, promote air movement at wearing ring's area, with sufficiency intensity to overcomes the barrier formed by the labyrinth sealing function, providing enough forced mass transfer outside the gaps, thus rendering an adequate thermal balance to the rings. In view of the turbulent flow regimen inside of labyrinth, a simplified analytical calculation was carried out so as to obtain an approximation design, and an experimental model was constructed with validation through a CFX numerical model, and, afterwards, case studies were developed on two turbines of Gov. Ney Braga Hydropower Plant (GNB HPP) – Copel. As to the experimental model, several alternatives were studied, culminating in a design adaptable to a hydraulic turbine at Pitangui Plant, also owned by Copel. From tests performed on the two GNB HPP prototypes, the obtained results, based on repeated tests, denoted that the efficiency of the air axial flow through the labyrinth was not the same as the one observed on the model. Nevertheless, the figures were small making possible decommissioning the auxiliary cooling system.

Key-words: wearings ring; synchronous condenser; viscous dissipation; Francis turbine.

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	16
1.1 Motivação	16
1.2 Introdução geral	16
1.3 Objetivo geral	18
1.4 Objetivo específico	18
1.5 Desafio	18
1.6 Particularidades	19
1.7 Generalidades	21
1.7.1 Introdução	21
1.7.2 Usina hidrelétrica	21
1.7.3 Tipos de turbina	23
1.7.4 Componentes de uma turbina Francis	23
1.7.5 Função dos componentes	23
1.7.5.1 Rotor	24
1.7.5.2 Pás	24
1.7.5.3 Anéis de desgaste	24
1.7.5.4 Labirinto superior e inferior	25
1.7.5.5 Dutos de equilíbrio de pressão	25
1.7.5.6 Distribuidor	26
1.7.5.7 Palhetas	26
1.7.5.8 Tampa da turbina	26
1.7.5.9 Tubo de sucção	27
1.7.5.10 Sistema de resfriamento dos anéis de desgaste	27
1.7.6 Funcionamento da turbina	27
1.7.6.1 Turbina acionando o gerador – operação convencional	28
1.7.6.2 Turbina acionada pelo gerador – operação em compensador síncrono	28
1.7.7 Funcionamento dos anéis de desgaste	30
1.7.8 Funcionamento do sistema de resfriamento dos anéis de desgaste	30
1.7.9 Rotação do cubo do rotor e o efeito centrífugo	31
1.8 Revisão bibliográfica	32
1.8.1 Trabalhos publicados	32
1.8.2 Revisão de literaturas	33
1.8.2.1 Linhas de trajetória, linhas de emissão e linhas de corrente	33
1.8.2.2 escoamento do fluido nos anéis de desgaste	33
1.8.2.3 Labirintos	34
1.8.2.4 Geração de calor pelo rotor da turbina	36
1.8.2.4.1 Fórmula IEC - Losses of the runner turning in air	37

1.8.2.5	Geração de calor nos anéis de desgaste	38
1.8.2.5.1	Tensão de cisalhamento	38
1.8.2.5.2	Dissipação viscosa	39
1.8.2.6	Similaridade entre modelo e protótipo	39
1.8.2.7	O programa CFX-5	40
1.9	Preliminares	42
1.9.1	Introdução	42
1.9.2	Dados da turbina GNB grupo 2 e GNB grupo 4 (protótipos)	42
1.9.3	Temperatura limite nos anéis de desgaste	43
1.9.3.1	Cálculo do limite de dilatação δ permissível do anel de desgaste	43
1.9.3.2	Temperatura máxima permissível no anel de desgaste	44
1.9.4	Regime de escoamento no labirinto do protótipo	44
1.9.4.1	Cálculo do número de Reynolds	45
1.9.5	Definição da linha do trabalho	45
2	DESENVOLVIMENTO	46
2.1	Análise térmica semi-empírica do rotor protótipo	46
2.1.1	Introdução	46
2.1.2	Cálculo do calor gerado pelo rotor a seco	46
2.1.3	Fluido refrigerante necessário	47
2.1.3.1	Cálculo de vazão de fluido refrigerante necessário	47
2.1.4	Fluido refrigerante disponível	47
2.1.5	Balanco térmico	49
2.1.6	Resultado	49
2.1.7	Resumo	50
2.2	Projeto de modelo dos anéis de desgaste	51
2.2.1	Introdução	51
2.2.2	Dimensionamento do modelo	51
2.2.3	Definição do modelo	52
2.2.4	Resumo	53
2.2.5	Modelo Pitangui	53
2.2.5.1	Construção do modelo Pitangui	53
2.2.5.2	Nomenclatura do modelo Pitangui	54
2.2.5.3	Detalhes do labirinto do modelo Pitangui	55
2.2.5.4	Dados do modelo Pitangui	55
2.2.5.5	Parâmetros de medição do modelo Pitangui	57
2.3	Análise térmica analítica simplificada dos anéis de desgaste	59
2.3.1	Introdução	59
2.3.2	Equações que regem o escoamento laminar	59
2.3.3	Identificação dos volumes de controle - VC	60

2.3.4	Identificação dos termos de energia nos volumes de controle	60
2.3.5	Desenvolvimento das equações	63
2.3.6	Cálculo térmico analítico	64
2.3.6.1	Dados de entrada para o modelo	65
2.3.6.2	Dados de entrada para o protótipo	66
2.3.6.3	Desenvolvimento do cálculo – programa Fortran	66
2.3.7	Resultado analítico do modelo e protótipo	67
2.3.7.1	Dissipação viscosa sem transferência de calor e sem entrada de ar	67
2.3.7.2	Dissipação viscosa com transferência de calor e sem entrada de ar	68
2.3.7.3	Dissipação viscosa com transferência de calor e entrada de ar - modelo e protótipo	70
2.3.8	Resumo	71
2.4	Modelo experimental	72
2.4.1	Introdução	72
2.4.2	Procedimento de medição	73
2.4.2.1	Medição de pressão relativa	73
2.4.2.2	Medição de escoamento axial pelo labirinto	74
2.4.2.3	Medição de temperatura	78
2.4.3	Ensaio de modelo com os dutos de equilíbrio	78
2.4.3.1	Resultados - escoamento axial pelo labirinto, com os dutos de equilíbrio	79
2.4.3.2	Resultados - temperaturas com os dutos de equilíbrio	81
2.4.3.3	Resultados - pressões relativas com os dutos de equilíbrio	82
2.4.4	Ensaio de modelo sem os dutos de equilíbrio	83
2.4.4.1	Resultado - escoamento axial pelo labirinto, sem os dutos de equilíbrio	83
2.4.4.2	Resultados - temperaturas sem os dutos de equilíbrio	84
2.4.4.3	Resultados - pressões relativas sem os dutos de equilíbrio	85
2.4.5	Comparação dos ensaios de modelo com e sem os dutos de equilíbrio	86
2.4.6	Resumo	86
2.5	Modelo numérico	87
2.5.1	Introdução	87
2.5.2	Características do modelo numérico	87
2.5.3	Simulação do modelo numérico com os dutos de equilíbrio	89
2.5.3.1	Resultados - escoamento axial pelo labirinto, com os dutos de equilíbrio	90
2.5.3.2	Resultados - pressões relativas com os dutos de equilíbrio	91
2.5.3.3	Resultados - escoamento pelos dutos de equilíbrio	92
2.5.3.4	Análise da simulação com os dutos de equilíbrio	93
2.5.3.4.1	Escoamento axial pelo labirinto	93
2.5.3.4.2	Pressões no recinto da tampa e labirinto	94
2.5.4	Simulação do modelo numérico sem os dutos de equilíbrio	95
2.5.4.1	Resultados - escoamento axial pelo labirinto, sem os dutos de equilíbrio	95
2.5.4.2	Resultados - pressões relativas sem os dutos de equilíbrio	96

2.5.4.3	Análise da simulação sem os dutos de equilíbrio	96
2.5.5	Resumo	96
2.6	Validação do modelo experimental	97
2.6.1	Introdução	97
2.6.2	Comparação de resultados: modelo experimental/numérico	97
2.6.2.1	Vazão axial pelo labirinto	97
2.6.2.2	Variação de pressão relativa	98
2.6.3	Validação	99
2.6.4	Resumo	99
2.7	Protótipo experimental	100
2.7.1	Introdução	100
2.7.2	Parâmetros de Medição	101
2.7.3	Localização e tipos de sensores	102
2.7.4	Ensaio de aquecimento dos anéis de desgaste	104
2.7.5	Resultados dos ensaios de aquecimento do grupo 2	104
2.7.5.1	Condições operativas do grupo gerador:	104
2.7.5.2	Gráfico pressão, oscilação e temperatura	105
2.7.5.3	Quadro de temperaturas	106
2.7.6	Análise dos resultados do grupo 2	106
2.7.7	Resultados dos ensaios de aquecimento do grupo 4	107
2.7.7.1	Condições operativas do grupo gerador:	107
2.7.7.2	Gráfico de temperaturas	108
2.7.7.3	Quadro de temperaturas	109
2.7.8	Análise dos resultados do grupo 4	109
2.7.9	Resumo	109
3	CONCLUSÃO	111
3.1	Conclusão Geral	111
3.2	Conclusão Específica	112
3.3	Conclusão Final	112
4	RECOMENDAÇÕES	113
4.1	Recomendações para Trabalhos Futuros	113
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	115
	APÊNDICE	117

Lista de símbolos

Símbolos Arábicos

A	Área (m ²)
A_l	Área do labirinto (m ²)
B_o	Altura de entrada do rotor (m)
cat	Cateto (m)
c_{pr}	Calor específico da água a pressão constante (kcal/kg °C)
c_{p1}	Calor específico do ar
D	Diâmetro médio do rotor (m)
D_i	Diâmetro externo do anel de desgaste inferior (m)
D_s	Diâmetro externo do anel de desgaste superior (m)
\dot{E}_{ac}	Taxa de energia afluyente (kcal/s)
\dot{E}_{af}	Taxa de energia afluyente (kcal/s)
\dot{E}_{ef}	Taxa de energia efluente (kcal/s)
\dot{E}_g	Taxa de geração de energia devida dissipação viscosa (kcal/s)
f	Folga do labirinto ou interstício (m)
F	Força (kgf)
F_e	Fator de escala
f_i	Folga do labirinto inferior (m)
f_s	Folga do labirinto superior (m)
g	Aceleração da Gravidade (m/s ²)
$G2$	Grupo 2 – lado do grupo 2
h	Coefficiente de transferência de calor convectivo (W/m ² K)
hip	Hipotenusa (m)
k_v	Coefficiente de vazão que considera as resistências no labirinto
L	Largura da secção do labirinto (m)
L_i	Largura do anel de desgaste inferior (no sentido axial) (m)
L_s	Largura do anel de desgaste superior (no sentido axial) (m)
m	Massa (kg)
$\dot{m}_{1,\infty}$	Vazão mássica de ar
n	Rotação (1/min)
Osc	Oscilação (μm)

p	Pressão (mmca ou Pa)
$pm1$	Pressão no centro da tampa do modelo experimental (mmca ou Pa)
$pm2$	Pressão na periferia da tampa do modelo experimental (mmca ou Pa)
$pm3$	Pressão no labirinto do modelo experimental (mmca ou Pa)
$pn1$	Pressão no centro da tampa do modelo numérico (mmca ou Pa)
$pn2$	Pressão na periferia da tampa do modelo numérico (mmca ou Pa)
P_w	Perda por ventilação (W)
Q	Energia absorvida ou cedida (J)
q	Taxa de transferência de calor (W)
q_i	Taxa de energia afluyente devida vazão mássica de ar (kcal/s)
q_o	Taxa de energia efluente devida vazão mássica de ar (kcal/s)
q_{tur}	Taxa de transferência de calor gerado pelo rotor da turbina (kcal/s)
R	Raio (m)
Re	Número de Reynolds
$\check{R}e_{crit}$	Número de Reynolds considerando a velocidade média
SC	Sala de comando – lado da sala de comando
t	Tempo (s)
T	Temperatura (°C ou °K)
\check{T}	Período (s)
TA	Temperatura do ar (°C ou °K)
$TA2$	Temperatura do ar na periferia da tampa (°C ou °K)
$TA3$	Temperatura do ar no labirinto ou interstício (°C ou °K)
T_{amb}	Temperatura ambiente (°C ou °K)
$TM4$	Temperatura metal (°C ou °K)
T_u	Temperatura do ar da usina (casa de força) (°C ou °K)
T	Torque (kgf m)
U	Velocidade periférica (m/s)
u	Vetor velocidade na direção x (m/s)
v	Vetor velocidade na direção y (m/s)
V	Volume (m ³)
$VC1$	Volume de controle do interstício do labirinto do modelo
$VC2$	Volume de controle do anel fixo do modelo
$VC3$	Volume de controle do anel móvel do modelo (volante)
$Vibr$	Vibração (mm/s)
VZ_{dis}	Vazão de água disponível (m ³ /s)
VZ_{nec}	Vazão de água necessário (m ³ /s)
VZ_w	Vazão na direção de w (m ³ /s)
V'	Fluxo no labirinto segundo Pfleiderer (m ³ /s)
w	Vetor velocidade na direção z (m/s)
\hat{w}	Velocidade angular (rad/s)

Z	Número de canais (reentrâncias) no labirinto
x, y, z	Eixos cartesianos

Subscrito $_i$	Inferior
Subscrito $_m$	Modelo
Subscrito $_p$	Protótipo
Subscrito $_s$	Superior

Símbolos Gregos

α	Ângulo formado entre a linha de corrente e w
α_t	Coefficiente de expansão térmica do aço inoxidável ($1/^\circ\text{C}$)
δ	Dilatação (m)
ϕ	Dissipação viscosa (kcal/s)
γ	Peso específico (kg/m^3)
λ	Coefficiente de resistência em função do número de Reynolds
μ	Viscosidade absoluta (N s/m^2)
ν	Viscosidade cinemática (m^2/s)
ρ	Massa específica (kg/m^3)
τ	Tensão de cisalhamento (Pa)
ψ	Coefficiente de contração de jato fluido
Δ	Varição
Δp	Varição de pressão
ΔT	Varição de temperatura

1 INTRODUÇÃO

1.1 Motivação

A motivação para realização deste trabalho surgiu no desejo de buscar melhorias no processo de operação e manutenção de turbinas hidráulicas, especialmente do tipo Francis, aplicadas para geração de energia elétrica. A otimização, tanto no que diz respeito ao fator econômico quanto à disponibilidade para operação, foi focada ao caso do sistema auxiliar de resfriamento (normalmente chamado de Sistema de Resfriamento dos Anéis de Desgaste) quando a turbina opera em compensador síncrono.

1.2 Introdução Geral

No Brasil, assim como em muitos outros países, a energia elétrica produzida pelos grupos geradores¹ de diversas usinas hidrelétricas, térmicas, eólicas e nucleares é entregue a um sistema de potência interligado², e este deve manter prontamente a quantidade e qualidade de energia elétrica desejável ao consumidor final. Para que o sistema possa cumprir estes objetivos - controlar a carga do consumo (quantidade), frequência e tensão (qualidades) - os grupos geradores devem gerar energias ativas³ para um tipo de consumidor e reativas⁴ para outro.

Para gerar energia ativa, o grupo gerador opera de maneira convencional (ver 1.7.6.1), onde o gerador, que produz a energia elétrica, é acionado pela turbina, seja hidráulica, térmica, eólica ou nuclear. Agora, para gerar energia reativa, o grupo gerador não necessita da potência da turbina; o gerador se auto-opera como um motor, consumindo energia ativa do próprio sistema de potência, e neste caso, opera como compensador síncrono (ver 1.7.6.2). Como a demanda de energia ativa é maior que a reativa, por questão econômica, muitos grupos geradores são construídos para operar de dupla maneira: convencional e como compensador

¹ Grupo gerador – conjunto formado pelo gerador e turbina.

² Sistema de potência interligado – conjunto de linhas e subestações que assegura a transmissão e/ou distribuição de energias elétricas produzidas por várias concessionárias interligadas.

³ Energia ativa – energia elétrica que pode ser convertida em outra forma de energia.

⁴ energia reativa – energia elétrica que circula continuamente entre os diversos campos elétricos e magnéticos de um sistema de corrente alternada, sem produzir trabalho.

síncrono. Na realidade, os grupos geradores operam de maneira convencional produzindo simultaneamente energia ativa e reativa (bastante ativa e pouca reativa) ou de maneira como compensador síncrono produzindo somente energia reativa.

Na operação em Compensador Síncrono, o rotor de turbina hidráulica do tipo Francis com eixo vertical, que é o caso deste trabalho, gira arrastado pelo gerador, confinado numa câmara de ar, formado pelo rebaixamento do nível de água do recinto do rotor⁵, diferentemente da operação convencional onde o rotor da turbina normalmente funciona afogado (imerso em água). Operando em Compensador Síncrono, calor é gerado pelo atrito do ar (dissipação viscosa) provocado pelo movimento do rotor cujo limite de aquecimento é controlado por um sistema auxiliar de resfriamento. Este sistema é instalado em todos os grupos geradores que operam desta forma. Ocorre, porém, que existe um vazamento contínuo de água (fluido refrigerante a temperatura ambiente) para o interior do recinto do rotor, proveniente das folgas construtivas do distribuidor da turbina⁶, que pode apor o sistema de resfriamento. Neste ponto, vale um alerta, de que existem turbinas em que o distribuidor possui um mecanismo de vedação estanque e outras, possuem e fecham a válvula borboleta⁷ durante a operação como compensador síncrono, não permitindo o vazamento de água, impossibilitando praticar operação conforme proposta deste trabalho. Ou seja, o princípio deste trabalho considera que existe o fluxo de água de vazamento pelo distribuidor.

As partes do rotor como o cubo, pás e a coroa externa ficam expostas ao vazamento, não havendo problema de troca térmica. Mas, os anéis de desgaste, que também geram calor, não são abrangidos diretamente pelo fluido refrigerante de vazamento, fazendo com que teoricamente haja aquecimento cumulativo da região. Em função da existência de dutos de equilíbrio de pressão no rotor da turbina, que interliga a área de sucção com o recinto da tampa, foi objetivo explorar a ação destes dutos quanto à propiciação de entrada de ar, succionado pela ação da força centrífuga gerada pela rotação do cubo (ver 1.7.9) quando operando em compensador síncrono, forçando transporte de massa de ar axialmente pelo

⁵ Recinto do rotor – espaço formado pela tampa da turbina, distribuidor e parte inicial do tubo de sucção.

⁶ Distribuidor da turbina - componente móvel que realiza o controle de fluxo.

⁷ Válvula borboleta - válvula de corte de fluxo de água proveniente da barragem.

labirinto, fazendo o fechamento do círculo de interligação: sucção-dutos de equilíbrio-recinto da tampa-labirinto-sucção.

Para as análises em geral, foram tomadas como protótipos de base, as turbinas da Usina Hidrelétrica Governador Ney Aminthas de Barros Braga⁸ (UHE GNB), pertencente à Companhia Paranaense de Energia - COPEL, cujo porte representa a maioria dos equipamentos em operação no Brasil.

1.3 Objetivo Geral

Verificar o comportamento térmico do fluido no interstício dos anéis de desgaste da turbina Francis operando em compensador síncrono, considerando apenas a água de vazamento pelo distribuidor, ou seja, sem computar o fluido refrigerante proveniente do sistema de resfriamento dos anéis de desgaste.

1.4 Objetivo Específico

Verificar, qualitativamente, ocorrência de escoamento de ar axialmente pelo labirinto, apesar da resistência⁹ operativa e construtiva imposta por este (barreira natural). Esta ação significa que estaria havendo renovação de massa de ar do seu interstício, evitando o aquecimento dos anéis de desgaste, e assim, dispensando o sistema de resfriamento desses.

1.5 Desafio

Durante o desenvolvimento do trabalho, através de cálculos semi-empíricos, foi comprovado que o vazamento de água existente pelo distribuidor substitui com excesso o sistema de resfriamento dos anéis de desgaste, deixando o restante do trabalho especificamente para a análise do comportamento do fluido no labirinto. Cálculos mostraram que o regime de escoamento do fluido naquele é turbulento. Isso trouxe a necessidade de buscar-se alternativas de levantamentos de resultados em modelos de similitudes, em função da quase inexistência de equações

⁸ Situada no Rio Iguaçu, no município de Cândói-Pr.

⁹ Resistência operativa e construtiva dos labirintos – função dos vórtices toroidais ou azimutais ocasionados pelo escoamento turbulento e canais construídos para ação de vedação.

matemáticas que se adaptem principalmente ao cálculo de energia gerada pelo escoamento entre duas superfícies cilíndricas concêntricas de um fluido newtoniano incompressível, viscoso e em regime turbulento. O modelo foi validado qualitativamente através de simulações numéricas e estendido aos protótipos.

No tocante à similaridade, por se tratar de trabalho cujos comportamentos hidrodinâmico e térmico são influenciados pelas forças viscosas e inerciais, foi tomado o número de Reynolds¹⁰ como parâmetro de correlação entre o modelo e o protótipo, cuja relação leva à similaridade dinâmica, e esta por conceito, à similaridade geométrica e cinemática. Mas, em função do fator de escala tanto de similaridade geométrica quanto de cinemática implicar em modelo de difícil construção física e velocidades impraticáveis nas condições usuais econômicas de fabricação, não foram concatenadamente aplicados todos os conceitos de similaridade. Portanto, entre modelo e protótipo não foi guardada a mesma relação de escala, e sim, apenas se relacionaram pelo mesmo número de Reynolds.

Para o desenvolvimento do tema, houve necessidade de formar um contexto para chegar até a análise dos labirintos, em função destes serem uma parte da turbina. Inicialmente foi analisado o rotor da turbina como um todo, e depois, isoladamente, os labirintos com os seus anéis de desgaste.

1.6 Particularidades

O desenvolvimento do trabalho teve como orientação uma adaptação ao estudo das características de escoamento de fluido newtoniano entre dois cilindros concêntricos, que no caso deste trabalho representam os anéis de desgaste que compõem o labirinto, sendo o interno móvel e o externo fixo, denominado Escoamento Circular de Taylor-Couette¹¹.

Como meio de análise, em função das dificuldades de medições impostas pelo regime de escoamento turbulento do fluido tanto no recinto do rotor como nos labirintos, além de dificuldades devido às condições de acessibilidade, o trabalho foi desenvolvido buscando resultados principalmente nos efeitos térmicos do que na causa (escoamento do fluido).

¹⁰ Número de Reynolds Re é um parâmetro adimensional que expressa a relação entre forças de inércia e forças viscosas.

¹¹ Escoamento Circular de Taylor-Couette quando o regime é turbulento. Escoamento Circular de Couette quando o regime é laminar.

Os rotores de turbina Francis normalmente possuem dois labirintos: superior e inferior, formados pelos anéis de desgaste. Neste trabalho, o desenvolvimento se dará apenas no labirinto superior, em função de diferentes ações impostas pelos componentes que o cercam, devido à diferenciação no posicionamento de cada labirinto, e também devido ao comportamento complexo de fluxo em que estão sujeitos. A influência das pás do rotor, que provocam um escoamento complexo do ar em função de estarem num ambiente confinado sem entrada e saída de massa, também foi desconsiderada. Além dos detalhes citados, o formato do labirinto do modelo foi construído liso enquanto que no protótipo é dotado de dois canais longitudinais. Desta maneira, o projeto do modelo foi simplificado em apenas reproduzir, do protótipo, o cubo e a tampa da turbina com o seu labirinto superior liso. O desenvolvimento do comportamento do labirinto inferior bem como o desenho do labirinto e a influência das pás do rotor serão sugestões de temas para futuras pesquisas.

1.7 Generalidades

1.7.1 Introdução

Em função deste trabalho envolver aplicações práticas, e também, para melhor visualização e entendimento, será feita uma apresentação resumida sobre uma usina hidrelétrica, seus componentes e equipamentos, bem como, especificamente, o funcionamento da turbina com o seu rotor e seus anéis de desgaste (labirintos).

1.7.2 Usina hidrelétrica

Uma usina hidrelétrica é um agrupamento de equipamentos e componentes que tem a função de transformar a energia potencial hidráulica de um rio ou uma represa, em energia elétrica. Basicamente é composta de (Schreiber, 1978; Souza, 1983), Figs. 1.7.1 e 1.7.2:

- Barragem - onde é represada a água do rio para promover principalmente a queda d'água;
- Tomada D'água – onde faz a distribuição da água para as diversas máquinas;
- Conduto - que direciona a água até a Turbina;
- Casa de Máquina ou Casa de Força onde ficam:
 - Turbina – que transforma a energia cinética de movimento da água em energia mecânica de rotação para acionar o Gerador;
 - Gerador – transforma a energia mecânica proveniente da turbina em energia elétrica;
 - Outros componentes como regulador de velocidade, regulador de tensão, serviços auxiliares e outros;
- Canal de Restituição de Água;
- Cada uma destas estruturas ou componentes acima, por sua vez, são compostos de vários equipamentos e periféricos para o funcionamento global da usina.



Figura 1.7.1 – Vista da barragem de uma usina hidrelétrica.

Foto cortesia da COPEL - Usina Hidrelétrica Governador Ney A. B. Braga

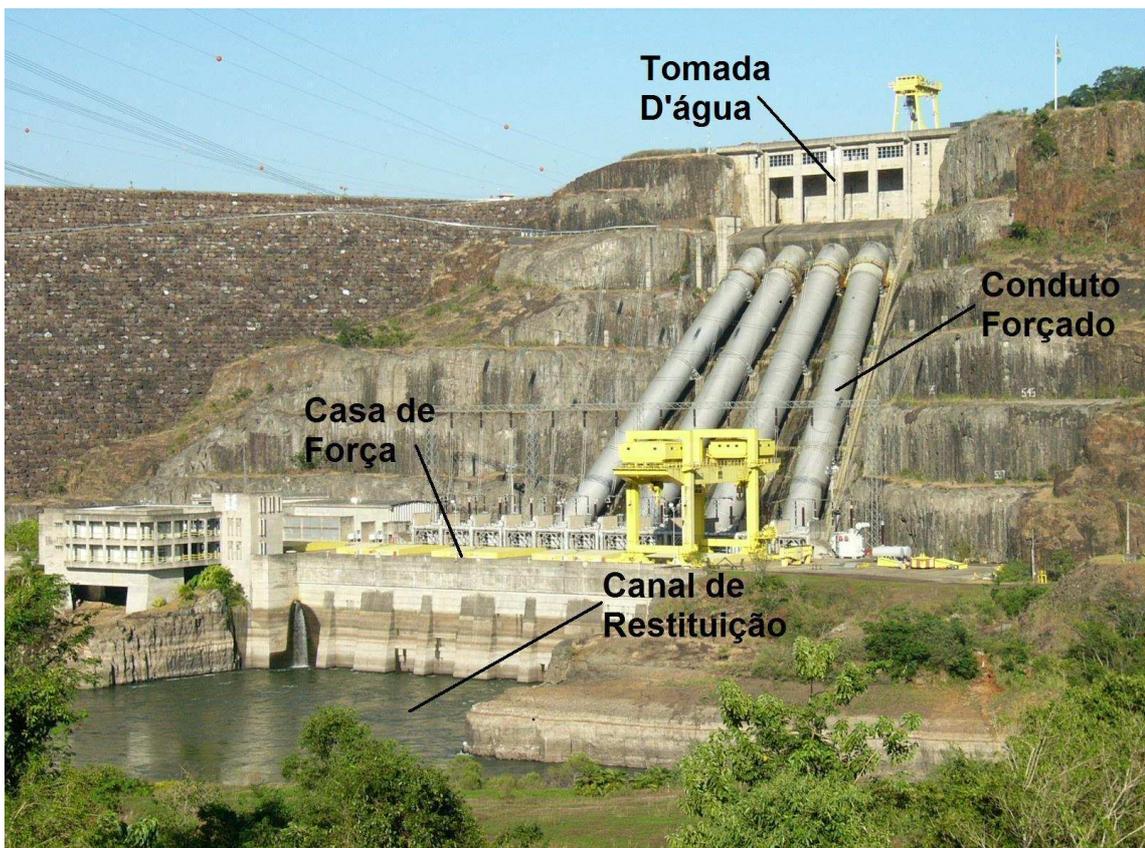


Figura 1.7.2 – Vista de uma usina hidrelétrica.

Foto cortesia da COPEL - Usina Hidrelétrica Governador Ney A. B. Braga

1.7.3 Tipos de turbina

Existem vários tipos de turbina, cada qual com aplicação em função de vários fatores, e que os principais são: FRANCIS, KAPLAN e PELTON (Macintyre 1983). Neste trabalho, a abordagem se dará sobre o tipo Francis.

1.7.4 Componentes de uma turbina Francis

Principais componentes de uma turbina do tipo Francis, focados aos interesses deste trabalho (Fig. 1.7.3).

- Referência
- 1 - Rotor
 - 2 - Distribuidor
 - 3 - Tubo de sucção
 - 4 - Tampa da turbina

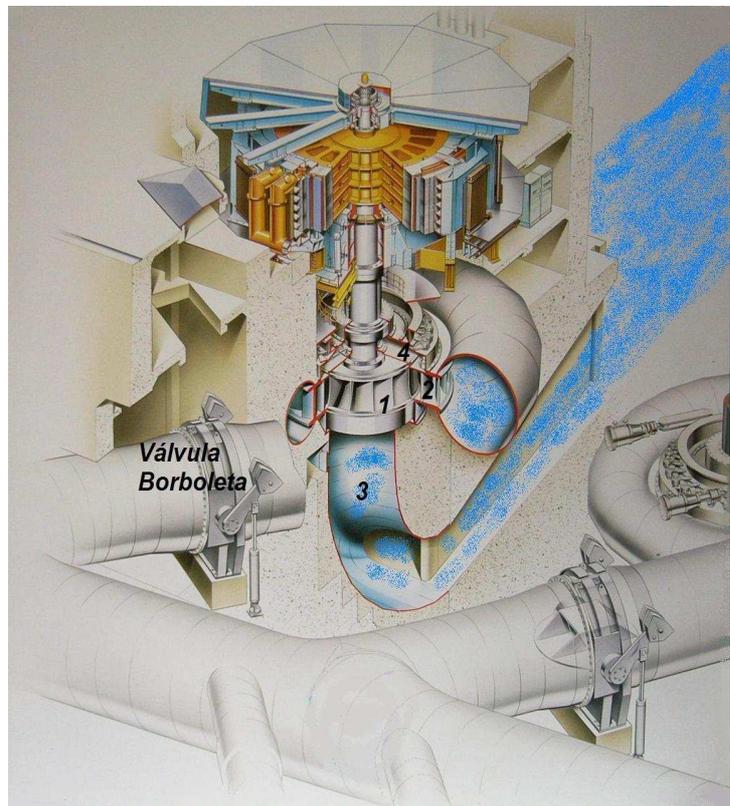


Figura 1.7.3 – Principais componentes da Turbina

Fonte: cartaz Escher Wyss

1.7.5 Função dos componentes

A seguir, descrição de função de alguns componentes da turbina que serão importantes para entendimento deste trabalho (Macintyre 1983).

1.7.5.1 Rotor

Parte rotativa da turbina constituída de: cubo, pás, coroa e anéis de desgaste superior e inferior. É o principal elemento da turbina. É ele que recebe a energia cinética da água e transforma-a em energia mecânica de rotação de eixo que é entregue ao gerador através do eixo da turbina (Fig. 1.7.4).

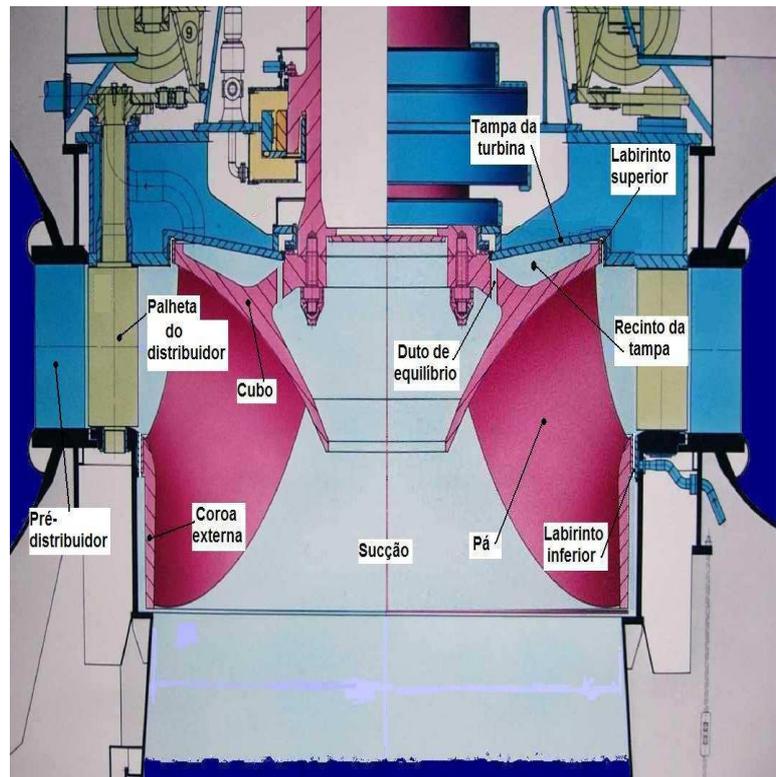


Figura 1.7.4 – Componentes do rotor da Turbina Francis

Fonte: cartaz Voith

1.7.5.2 Pás

É parte que recebe a ação da água e imprime momento de reação ao rotor, que, por sua vez, determina a rotação do eixo dotado de uma potência. Possui perfil hidrodinâmico definido pelos seus triângulos de velocidades de entrada e saída de fluxo, projetados de tal forma a obter o máximo de eficiência. Elas são engastadas entre o cubo e a coroa inferior (Fig. 1.7.4).

1.7.5.3 Anéis de desgaste

Os anéis de desgaste são peças confeccionadas com a função de se desgastar (fusível) num caso de pane da turbina, ou seja, ao invés de avariar o rotor da turbina, que é a peça principal, são os anéis que vão ao sacrifício.

Normalmente o rotor de turbina é dotado de dois anéis de desgaste: superior e inferior, e são confeccionado aos pares sendo um móvel montado no rotor e outro fixo instalado na tampa. São os anéis de desgaste que compõem os labirintos do rotor da turbina (Figs. 1.7.4 e 1.7.5)

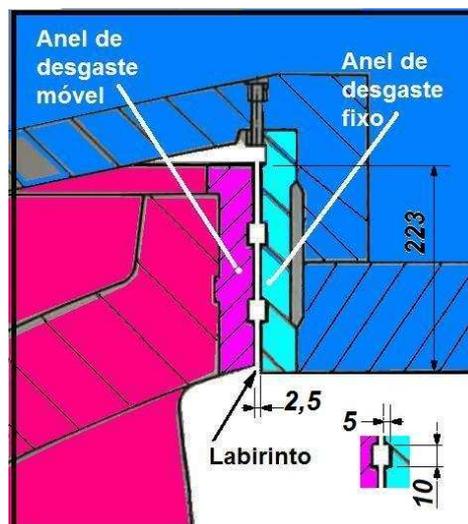


Figura 1.7.5 – Detalhe do labirinto superior.

Fonte: desenho Copel

1.7.5.4 Labirintos superior e inferior

Os labirintos são os interstícios formados pelos pares de anéis de desgaste fixo e móvel (Figs. 1.7.4, 1.7.5 e 1.7.11). Eles estão estrategicamente situados para se prestarem à função de vedação sem contato, para diminuir ao máximo a fuga de água que entra sob pressão ao interior do rotor da turbina em rotação, cercado pela parte superior e inferior da entrada deste. Por causa da função vedação, possuem folgas muito pequenas, fazendo com que os anéis tenham a menor distância entre a parte rotativa e fixa do rotor da turbina. Por exemplo, a folga radial nominal do labirinto superior da turbina de UHE GNB é de 2,5 mm e o inferior, 2,8 mm, frente ao diâmetro médio do rotor de 5.572 mm (proporção de 1:2.100).

1.7.5.5 Dutos de equilíbrio de pressão

São furos calibrados estrategicamente existentes no cubo do rotor de turbina Francis (Fig. 1.7.4), confeccionados para interligar a área de sucção da turbina com o recinto da tampa, com a finalidade de diminuir a pressão (equalizar) deste durante a operação convencional. O aumento de pressão é ocasionado pela infiltração de água proveniente do labirinto superior sobre a tampa da turbina. No caso da turbina da UHE GNB, estes furos são em número de 12, com diâmetro de 70 mm cada.

1.7.5.6 Distribuidor

Tem a função de controlar a vazão de água para o interior do rotor, atendendo a demanda solicitada pelo gerador. É composto de servomotores, bielas, anel de regulação, alavancas e principalmente palhetas (também chamados de aletas ajustáveis), Figs. 1.7.3 e 1.7.6.

1.7.5.7 Palhetas

É a parte do distribuidor que efetivamente ajusta a área de passagem do fluxo de água para o interior do rotor. Elas são montadas de tal maneira que se movem em ângulo para variar a vazão de água de zero a máxima. Por serem móveis, possuem folgas na parte superior e inferior (Fig. 1.7.5), as menores possíveis, cujas distâncias são minimizadas para proporcionar um menor vazamento quando fechados. No caso da turbina da UHE GNB, este valor é de 0,4 mm em média. Resumindo, por melhor que seja o acabamento das partes, sempre vai existir vazamento pela folga superior e inferior das aletas ajustáveis.

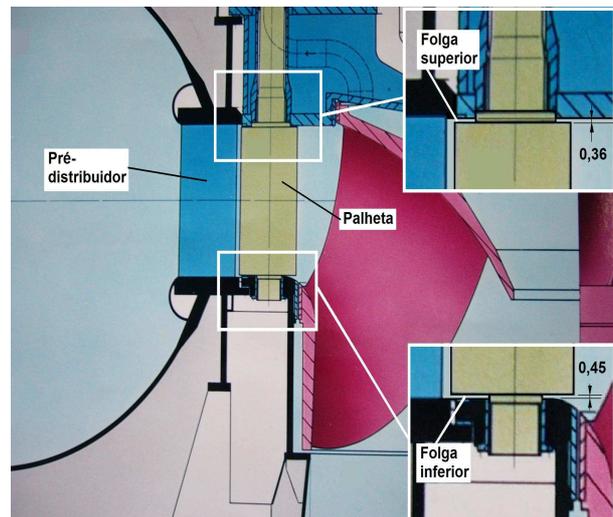


Figura 1.7.6 – Palheta ou aleta ajustável com as folgas superior e inferior

Fonte: cartaz Voith

1.7.5.8 Tampa da turbina

Elemento estrutural circular que faz o fechamento do rotor da turbina pela parte superior (para turbina de eixo vertical). Entre esta tampa e o cubo do rotor, há um espaço que será denominado de recinto da tampa, cuja área será importante para este trabalho (Fig. 1.7.4).

1.7.5.9 Tubo de sucção

Parte que mantém a continuidade do escoamento da água que passa pelo rotor da turbina até o canal de restituição (rio). Inicia logo abaixo da coroa externa do rotor da turbina (parte final do rotor – Fig. 1.7.3).

1.7.5.10 Sistema de resfriamento dos anéis de desgaste

Sistema periférico da turbina, composto de equipamentos e acessórios inseridos no sistema de automatismo e sistema de controle, formados pelos filtro, válvulas de controle, fluxômetro e válvulas de ajuste para promover o resfriamento do recinto do rotor da turbina e dos anéis de desgaste quando em operação compensador síncrono (Fig. 1.7.7).

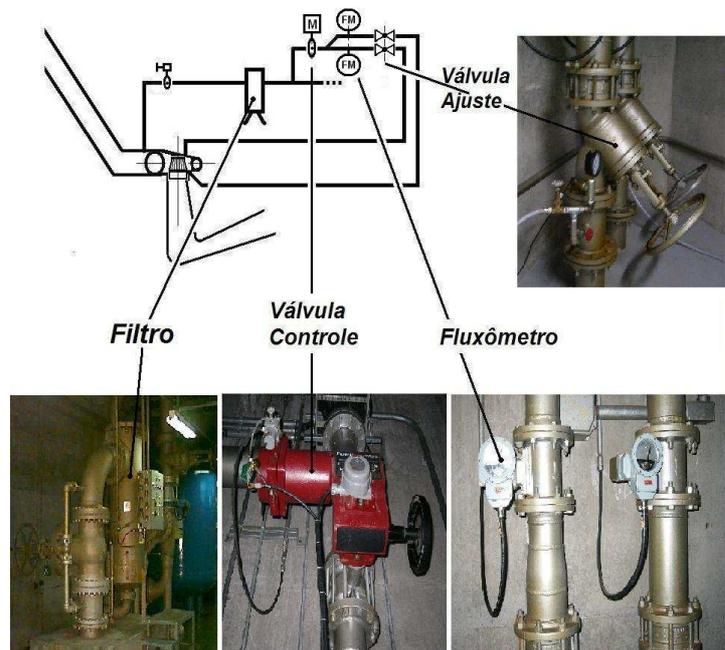


Figura 1.7.7 – Sistema de resfriamento dos anéis de desgaste

1.7.6 Funcionamento da turbina

É na turbina que ocorre a transformação da energia hidráulica em energia mecânica de rotação, que por sua vez, acionando o gerador, este a transforma em energia elétrica. Na turbina, a transformação ocorre especificamente no rotor, que é uma peça móvel (movimento de rotação) projetada de tal forma a obter o máximo de rendimento. E para se ter um bom aproveitamento do potencial hidráulico, ele é posicionado dentro de uma carcaça (invólucro), constituída de várias partes, perfeitamente ajustadas evitando ao máximo as perdas de água pelos interstícios

(Pfleiderer, 1979, pg 13) que separam a parte móvel da fixa (labirintos com os seus anéis de desgaste).

1.7.6.1 Turbina acionando o gerador – operação convencional

A água sob pressão proveniente da represa é escoada axialmente, através do conduto, para a caixa espiral que tem a função de direcionar o fluxo de água, com o auxílio do pré-distribuidor, para uma forma radial. Depois, ela passa pelo distribuidor para finalmente incidir sobre as pás do rotor da turbina, fazendo-o girar e acionar o Gerador por meio de um eixo (Fig. 1.7.8). O controle da demanda exigida pelo Gerador, ou seja, o torque no eixo da turbina, é feito através do distribuidor, que tem a função de controlar a vazão de água através de movimento angular das aletas ajustáveis, para dar mais ou menos potência à Turbina.

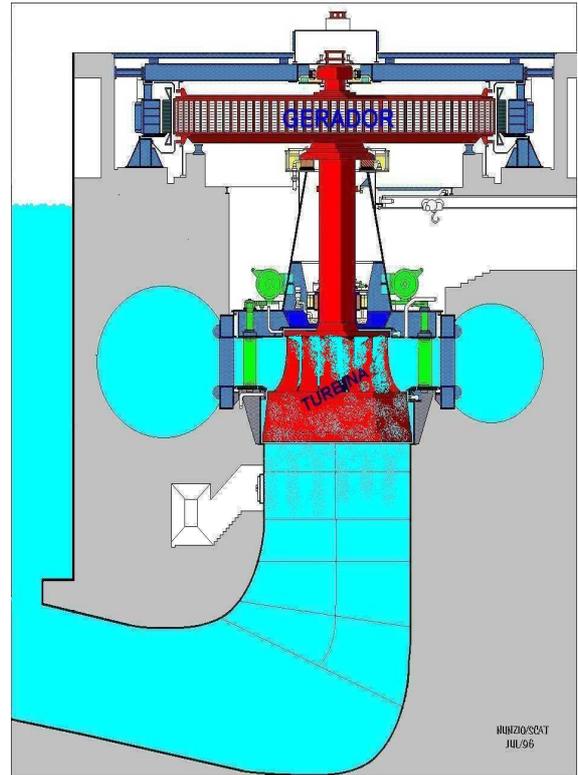


Figura 1.7.8 – Turbina acionando gerador

Fonte: cartaz Voith

1.7.6.2 Turbina acionada pelo gerador – operação em compensador síncrono

Na operação em compensador síncrono (Fig. 1.7.9), o gerador funciona como motor síncrono, absorvendo energia externa, para acionar a turbina, mantendo em rotação todo o conjunto. Ou seja, a turbina que normalmente aciona o gerador, agora é arrastada por ele.

Nesta situação, o fluxo de água para a turbina é cortado, já que ela é arrastada pelo gerador, e para que o consumo de energia externa por este seja o mínimo, o rotor da turbina Francis de eixo vertical, que normalmente funciona imerso em água (afogada), opera confinado num “bolsão de ar”. A formação do bolsão é

feita através de injeção de ar comprimido fazendo o rebaixamento do nível da água do recinto do rotor, localizado entre a tampa da turbina e o início do tubo de sucção. Desta forma, a energia consumida pela parte interna da turbina, corresponde apenas ao trabalho de atrito e ventilação realizados pelas pás do rotor, cubo, coroa externa e seus anéis de desgaste, que no balanço final de energia é dissipado na forma de calor.

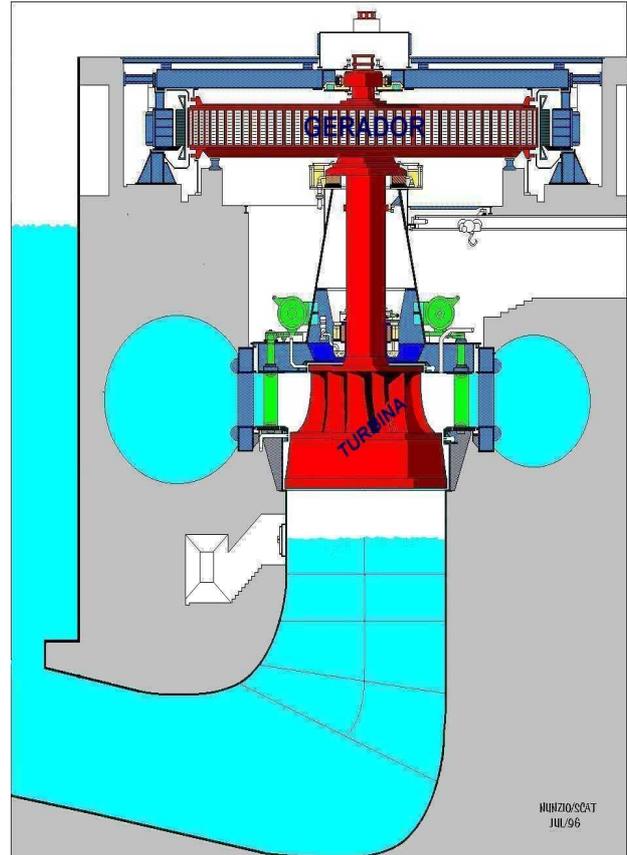


Figura 1.7.9 – Turbina acionada pelo gerador
Fonte: cartaz Voith

Já o calor gerado pelo rotor da turbina operando em ambiente confinado necessita controle, o que é feito pela injeção de água ao recinto através de um sistema de resfriamento, passando inicialmente pelos anéis de desgaste, que mantém o conjunto em equilíbrio (Fig. 1.7.10).

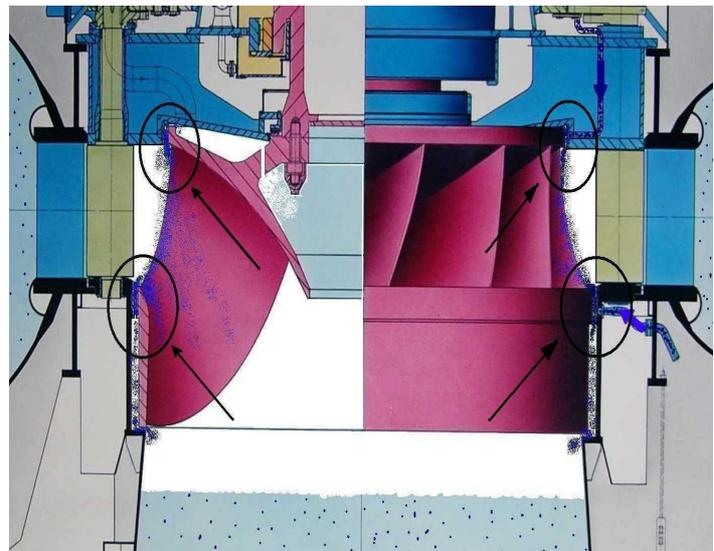


Figura 1.7.10 – Resfriamento pelos anéis de desgaste
Fonte: cartaz Voith

1.7.7 Funcionamento dos anéis de desgaste

Os anéis de desgaste são peças circulares com seções retangulares e delgadas, metade do par fica inserida no rotor (parte móvel) e outra na tampa (parte fixa). Portanto, um anel move acoplado ao rotor em alta velocidade periférica que o outro que é fixo, com existência de um fluido entre eles. Devida esta configuração: dois cilindros concêntricos, um fixo e outro móvel separado por um pequeno espaçamento preenchido com um fluido, o estudo terá como orientação, o escoamento circular de Couette.

Pelo fato dos anéis de desgaste desempenharem papel também de vedação, eles são construídos em vários formatos cada qual buscando uma melhor eficácia (Viano, 1970), que podem variar de pares de anéis lisos a possuírem um ou mais canais ou canaletas no sentido longitudinal, na parte móvel ou fixa ou alternando as posições, para aumentar o seu poder de bloqueio na direção axial, tornando-se peculiar no modo operativo de dificultar passagem do fluido nesta direção. No caso das turbinas de UHE GNB, os labirintos são formados pelos anéis com dois canais longitudinais em ambas as posições (Fig. 1.7.11).

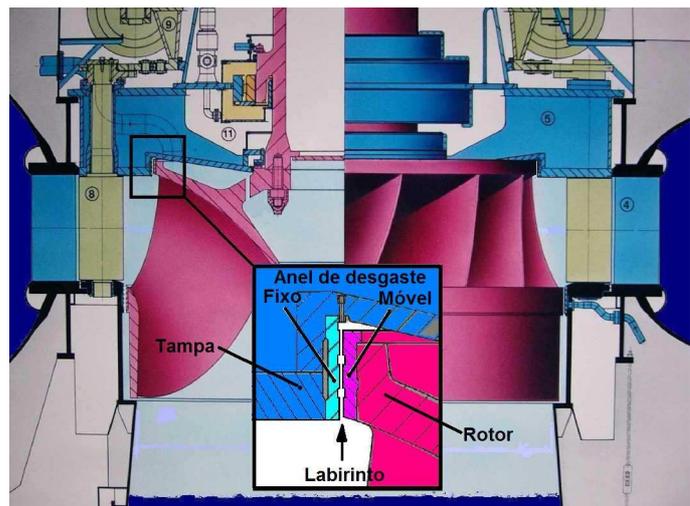


Figura 1.7.11 – Detalhe dos canais do labirinto da turbina da UHE GNB Fonte: cartaz Voith

1.7.8 Funcionamento do sistema de resfriamento dos anéis de desgaste

Assim que o grupo gerador recebe o comando de operar como compensador síncrono, é enviado um comando para o sistema de resfriamento dos labirintos abrir a válvula de controle (Fig. 1.7.7), que dá passagem à água de resfriamento fazendo-a fluir aos anéis de desgaste e ao rotor da turbina. O sistema é composto também pelos fluxômetros (Fig. 1.7.7), que num caso de insuficiência de vazão, bloqueiam o grupo, indisponibilizando para a operação.

1.7.9 Rotação do cubo do rotor e o efeito centrífugo

Na operação como compensador síncrono, em função da rotação do cubo do rotor da turbina Francis, provoca-se um deslocamento de massa do ar que fica no recinto da tampa, por força centrífuga, fazendo com que esta massa se concentre na periferia do cubo onde se localiza o labirinto. Desta forma, cria-se uma região de maior pressão (maior concentração) na periferia e uma região de comportamento oposto no centro. Pelo fato da existência de dutos de equilíbrio de pressão no centro do cubo, estes fazem com que, para equilíbrio de pressão, haja entrada de massa de ar da área de sucção, o qual entra novamente no veio de deslocamento por força centrífuga, repetindo o ciclo. Esta repetição por sua vez, faz com que aumente cada vez mais a pressão na periferia até que esta vença a barreira imposta pelo labirinto por vórtices de Taylor (provocado pelo escoamento circular de Couette turbulento) e o efeito vedação do labirinto, ocorrendo a sangria de massa de ar para o exterior, que por sua vez está interligada com o sucção, entrando novamente no ciclo (Fig. 1.7.12).

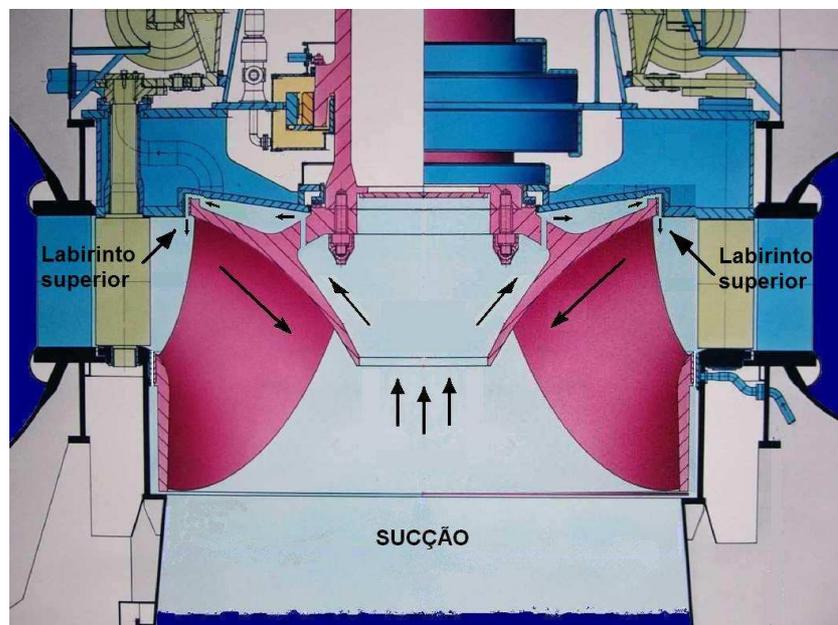


Figura 1.7.12 – Trajetória de escoamento do ar do sucção ao labirinto

Fonte: cartaz Voith

1.8 Revisão bibliográfica

A revisão bibliográfica tem a finalidade de apresentar trabalhos correlatos de outros pesquisadores que possa contribuir com a dissertação em questão, mas em função de não encontrar assuntos diretamente relacionados, e para servir de apoio para o desenvolvimento desta, alguns tópicos essenciais encontrados em trabalhos publicados e conceitos de literaturas serão mostrados.

1.8.1 Trabalhos publicados

Fernandes Filho (1979) apresenta em seu trabalho, em um dos itens, o *dimensionamento do sistema de resfriamento do rotor e anéis de labirinto*, cujo conteúdo faz parte desta dissertação, apesar de calculado de outra forma, no que se refere à dissipação do calor que é gerado pelo movimento do rotor da turbina Francis girando num ambiente aerado e confinado.

Mendonça (1989) desenvolveu um modelo para análise de transferência de calor em palhetas de turbina a gás, o qual pode ser relacionado com a transferência de calor do ar intersticial para os anéis de desgaste se considerado como uma palheta de largura infinita.

Loureiro (2004) fez um estudo sobre o escoamento entre dois cilindros concêntricos com uma obstrução parcial, sendo o externo fixo e o interno móvel, onde analisa o escoamento axial em um espaço anular de comprimento longo, diferente dos anéis de desgaste, que comparado ao seu diâmetro, o seu comprimento é ínfimo.

Braun et al (2002) apresenta resultados entre modelo numérico e experimental sobre instabilidade de escoamento de Taylor. Nesta dissertação, também é objetivo fazer as comparações entre modelo numérico e experimental, porém fazendo análise diretamente numa velocidade de regime de escoamento permanentemente turbulento.

1.8.2 Revisão de literaturas

1.8.2.1 Linhas de trajetória, linhas de emissão e linhas de corrente

São diferentes linhas que ajudam a descrever um campo de escoamento.

Linha de trajetória (pathline) é a curva traçada por uma determinada partícula viajando no campo de escoamento ao longo de um período de tempo.

Linha de emissão ou de tinta (streakline) é a curva composta por todas as partículas originadas de um mesmo ponto fixo do espaço ao longo de um determinado tempo.

Linha de corrente (streamline) é uma linha no escoamento que possui a seguinte propriedade: o vetor velocidade de cada partícula que ocupa um ponto na linha de corrente, em um dado instante, é tangente à linha de corrente.

No escoamento permanente, a velocidade em cada ponto do campo permanece constante com o tempo e, em conseqüência, as linhas de corrente não variam de um instante a outro. Isso implica que uma partícula localizada numa determinada linha de corrente permanecerá sobre a mesma. Além disso, partículas consecutivas passando através de um ponto fixo do espaço estarão sobre a mesma linha de corrente e, subseqüentemente, permanecerão nela. Em conclusão, num escoamento permanente, linhas de trajetória, de emissão e de corrente são linhas idênticas no campo de escoamento (Potter, 1975; Fox, 1998).

1.8.2.2 Escoamento do fluido nos anéis de desgaste

Observando os anéis de desgaste dos labirintos quanto à forma construtiva (circular), a posição relativa entre eles (dois círculos concêntricos), bem como os seus movimentos (um fixo e outro móvel), eles se assemelham a um sistema de escoamento circular de Couette (Fig. 1.8.1), ou escoamento circular de Taylor-Couette se o regime for turbulento, podendo-se desta forma, aplicar os conceitos teóricos desenvolvidos para estes sistemas para análise do comportamento térmico dos anéis de desgaste quando operando em compensador síncrono.

Este tipo de configuração: escoamento de um fluído entre dois cilindros concêntricos, sendo um fixo e outro em movimento, foi discutido inicialmente por Newton em 1687 e mais tarde, por volta de 1888, foi profundamente pesquisado

por M. Maurice Couette (Fudjack, 1999), cientista francês, e por isso denominado de Escoamento Circular de Couette (Kundu, 1990).

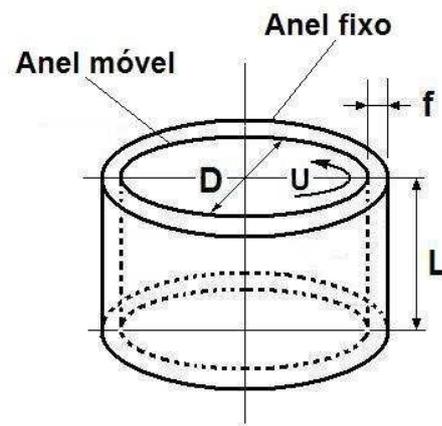


Figura 1.8.1 – Escoamento circular de Couette

Nesta configuração de escoamento, o número de Reynolds Re , que é um parâmetro adimensional que correlaciona a força inercial com a força viscosa, pode ser calculado conforme segue, segundo Potter, 1975, pg 208:

$$Re = \frac{Uf}{\nu}, \quad (1.8.1)$$

onde, U é a velocidade periférica da placa (anel) móvel, f a distância entre as placas (anéis) e ν é a viscosidade cinemática do fluido.

Se o número de Reynolds é relativamente pequeno, o escoamento é laminar; se é grande, o escoamento é turbulento. A quantificação é definida em função do número de Reynolds crítico Re_{crit} , sendo 3000 usando a velocidade U e a distância f entre as placas (Potter, 2004).

Se $Re < Re_{crit}$ o escoamento é laminar;

Se $Re > Re_{crit}$ o escoamento é turbulento.

A viscosidade cinemática do fluido depende de temperatura (Potter, 1975), logo, o número de Reynolds será variável em função do valor da temperatura.

1.8.2.3 Labirintos

Os labirintos (vedações sem contato) são interstícios estrategicamente construídos com a função de diminuir ao máximo a fuga de fluido de um sistema. Para exercer esta função com eficácia, foram estudados e desenvolvidos vários tipos de labirintos, onde os mais comuns são, em ordem crescente de desempenho: labirinto liso ou simples, labirinto com canais ou chicanas e labirinto em forma de

engrenagens (Viano, 1970; Pfeleiderer, 1979; Vivier, 1966; Souza, 1983). Existem casos em que os labirintos têm ainda uma outra função, o de centragem do conjunto girante, por exemplo em equipamentos com rotações críticas - detalhes em Trutnowsky, K., 1964.

Equação para cálculo do fluxo no labirinto segundo Pfeleiderer, 1979.

$$\dot{V} = k_v A \sqrt{2\Delta p / \rho}$$

onde;

k_v - o coeficiente de vazão que considera as resistências no labirinto

A – seção de passagem do labirinto

Δp – a diferença de pressão entre ambos os lados do labirinto

ρ - a massa específica do fluido

$$k_v = \frac{1}{\sqrt{\frac{Z}{\psi^2} + \lambda \frac{\sum L}{2f}}}$$

onde;

Z – número de canais ($z = 0$ para labirinto liso)

ψ - coeficiente de contração de jato fluido

λ - coeficiente de resistência em função do número de Reynolds

L – Largura da secção do labirinto

f – largura do labirinto

Note-se que, pela equação acima, quanto maior o número de canais Z , menor a fuga de fluido.

Pelo fato dos anéis de desgaste também desempenharem papel de vedação, além de exercerem a função de fusível (detalhe em 1.7.5.3 e 1.7.5.4), no caso de operação em compensador síncrono, vem a desfavorecer a desejada transferência de massa de ar do interstício em processo de aquecimento, elevando cada vez mais a temperatura dos anéis.

Neste trabalho, no modelo experimental, o labirinto é liso (Fig. 1.8.2) e no protótipo da usina UHE GNB, o labirinto é do tipo com dois canais tanto na parte móvel como na fixa (Fig. 1.8.3).

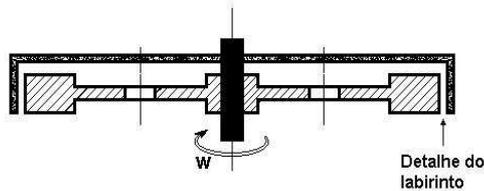


Figura 1.8.2 – Labirinto do modelo

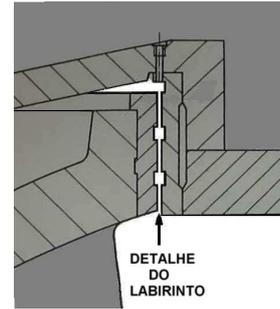


Figura 1.8.3 – Labirinto superior do protótipo

1.8.2.4 Geração de calor pelo rotor da turbina

Durante a operação da turbina em compensador síncrono, calor é gerado por atrito do ar no recinto do rotor, em função do movimento das pás, cubo, coroa e anéis de desgaste. Como o ambiente é confinado, as partículas de ar, embaladas pelo movimento principalmente das pás, realizam trajetórias caóticas, indo e vindo sem uma orientação preferencial, vindo a se chocar, gerando calor. Por não haver renovação de massa, a temperatura do ar vai se elevando cumulativamente, cujo limite é controlado pelo sistema de resfriamento dos labirintos injetando água através dos anéis de desgastes (Fig 1.7.10). Grande parte deste calor gerado cabe ao movimento das pás do rotor, que com o seu perfil hidrodinâmico, promovem o escoamento do ar no sentido apropriado ao giro e aos seus ângulos de ataque (triângulos de velocidade – Pfeleiderer, 1979), fazendo papel semelhante a um ventilador.

O movimento caótico configurado pelo fluido, torna o estudo do comportamento térmico bastante complexo, implicando em quase inexistência de modelos matemáticos para o desenvolvimento analítico de modelagem térmica do rotor da turbina. De qualquer maneira, existem fórmulas semi-empíricas de cálculo desenvolvidas baseadas em análises de escala e em dados experimentais de várias instalações implantadas e ensaiadas, normalizadas conforme entidades como IEC, ABNT, ASME, etc., que levam a valores de referência. Existem pequenas diferenças entre uma fórmula e outra por causa dos parâmetros em que se baseiam, e que, portanto, devem ser testados em campo e ajustados se for o caso.

Neste trabalho, para o cálculo do calor gerado pelo rotor da turbina, será aplicada uma equação normalizada pela IEC – IEC 41 1991. Esta fórmula, na

realidade, foi desmembrada de uma fórmula para cálculo de desempenho de geradores, com a turbina acoplada girando em ar.

Outra maneira de se calcular o calor gerado pelo rotor da turbina, de uma maneira mais real, seria a partir do ensaio de potência consumida pelo gerador na operação como compensador síncrono, isolando as perdas que cabe ao gerador, mancais, vedações, etc. Mas, em função da pouca disponibilidade para execução de um ensaio desta natureza, será adotada a fórmula empírica acima mencionada.

Vale ressaltar, que este cálculo leva em consideração o calor gerado por toda a parte interna móvel da turbina englobando pás, coroa interna, coroa externa e anéis de desgaste, o que não é o objetivo foco deste trabalho, porém, é importante apresentar a situação térmica de todo o conjunto, para em seguida, fazê-lo separadamente dos seus anéis.

1.8.2.4.1 Fórmula IEC - *Losses of the runner turning in air*

É a fórmula de cálculo teórico para a perda de potência ou calor gerado por atrito e ventilação do rotor da turbina, quando este gira em ar, e tem o seguinte formato (IEC 41, 1991, pg. 279):

$$P_w = 4,6n^3 B_o D^4 10^{-7} \quad [\text{kW}] \quad \text{com: } n [\text{rpm}], B_o [\text{m}], D [\text{m}] \quad (1.8.2)$$

Onde P_w é a perda por ventilação, n é a rotação, B_o é a altura de entrada e D o diâmetro médio do rotor (Fig. 1.8.4)

Neste trabalho, $P_w = q_{tur}$, que é a taxa de transferência de calor gerado pelo rotor da turbina, logo

$$q_{tur} = 4,6n^3 B_o D^4 10^{-7} \quad [\text{kW}] \quad (1.8.3)$$

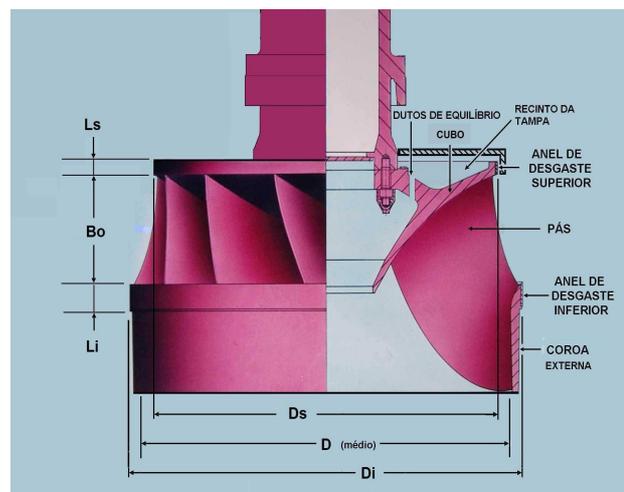


Figura 1.8.4 – Rotor da turbina em detalhes
Fonte: cartaz Voith

1.8.2.5 Geração de calor nos anéis de desgaste

Em função de um anel ser fixo e outra móvel, o fluido contido entre eles fica sujeito ao seguinte:

- a) se fosse não viscoso, o fluido que fica entre os dois anéis ficaria imóvel, devido à inércia de sua massa;
- b) como no caso deste trabalho o fluido será considerado viscoso, este copia o movimento dos anéis devido as forças de arraste (forças viscosas), existindo desta forma um escoamento. Este escoamento por sua vez, tende a manter as características do anel móvel, porém, em função da existência do outro parado, fica sujeito a um gradiente de velocidade, provocado pelas forças viscosas entre moléculas do fluido, até a velocidade do anel fixo. Olhando o escoamento em camadas microscopicamente distribuídas ao longo do espaço que separa os dois anéis, nota-se que ocorre escorregamento entre eles acompanhando o gradiente de velocidade. Este escorregamento provoca interação molecular entre camadas de fluido em movimento mais rápido e mais lento, resultando na geração de calor por cisalhamento viscoso. Ao fenômeno da geração de calor por cisalhamento viscoso chama-se dissipação viscosa,

1.8.2.5.1 Tensão de cisalhamento

Para o caso de escoamento entre placas planas ou entre cilindros concêntricos, quando a variação de velocidade ocorre somente na direção y , perpendicular à superfície, a tensão de cisalhamento num plano paralelo à placa é:

$$\tau_{yx} = \mu \frac{du}{dy} \quad (\text{Fox, 1998, pg. 260})$$

ou quando $y = f$ e $u = U$, temos (Fig. 1.8.5):

$$\tau_{yx} = \mu \frac{U}{f} \quad (1.8.4)$$

onde

τ_{yx} = tensão de cisalhamento

μ = viscosidade absoluta ou dinâmica

U = velocidade do fluido

f = distância entre placas ou anéis

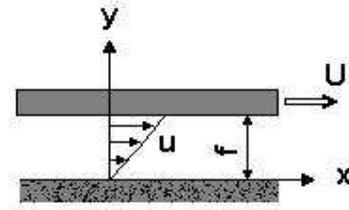


Figura 1.8.5 – Escoamento plano de Couette

1.8.2.5.2 Dissipação viscosa

A dissipação viscosa ϕ ou a potência dissipada (Fox, 1998, pg. 262) - energia gerada pelo atrito das partículas de ar, devido escoamento do fluido nos anéis de desgaste (dois cilindros concêntricos, sendo um fixo e outro móvel) em regime laminar, pode ser traduzida como sendo:

$\phi = T w$ onde T é o torque e w a velocidade angular.

$T = F R$ onde F é a força e R o raio

$w = U / R$ onde U é a velocidade periférica do anel móvel

$F = \tau A$ onde τ é a tensão de cisalhamento e A a área do plano cisalhante

$\tau = \mu U / f$ equação (1.8.4)

$A = \pi D L$ onde D é o diâmetro dos anéis e L a largura dos anéis

$$T = F R = \tau A R = (\mu U / f) (\pi D L) R$$

$$\phi = T w = (\mu U / f) (\pi D L) R (U / R)$$

$$\phi = (\mu U^2 \pi D L) / f$$

$$\text{ou } \phi = (\mu U^2 A) / f \quad (1.8.5)$$

1.8.2.6 Similaridade entre modelo e protótipo

Há muitos problemas de interesse no campo da mecânica dos fluidos, no mundo dos projetos, que não podem ser resolvidos usando apenas as equações diferenciais e integrais. Muitas vezes é necessário apelar aos métodos experimentais para estabelecer relações entre as variáveis de interesse (Potter, 2004). Inicialmente, a situação do escoamento real é aproximada por meio de um modelo matemático, simples o suficiente para fornecer uma solução, que depois é

ajustado pelos resultados experimentais, geralmente num processo iterativo. Para que os dados obtidos no modelo sejam transponíveis para o protótipo, eles devem possuir propriedades de similaridade (similitude), ou seja, o modelo deve fornecer dados que possam, por meio de transposição, representar as forças, momentos e cargas dinâmicas que existiriam no protótipo. O conceito de similaridade é a base em teste de modelo, na qual os resultados do ensaio de um dado escoamento podem ser aplicados a um outro.

Para atendimento aos quesitos de similaridade, o modelo e o protótipo devem ser geométrica, cinemática e dinamicamente semelhantes, obedecendo uma relação em magnitude por meio de um fator de escala F_e constante (Sissom, 1979).

$$F_e = \text{Dimensão do protótipo} / \text{Dimensão do modelo}, \quad (1.8.6)$$

e mais, o número de Reynolds do modelo deve ser igual ao do protótipo.

$$\text{Re}_p = \text{Re}_m = \frac{U_m f_m}{\nu_m} \quad (1.8.7)$$

Obs.: a nomenclatura para o modelo terá um índice subscrito m e para o protótipo, subscrito p .

1.8.2.7 O programa CFX-5

O CFX é um programa computacional de Dinâmica dos Fluidos Computacional (Computational Fluid Dynamics - CFD) da ANSYS, Inc. É um programa para simulação de comportamento de sistemas envolvendo escoamentos de fluidos, transferências de calor e outros processos físicos/químicos semelhantes. Ele trabalha com base nas equações de conservação de escoamento de fluidos (equações de Navier-Stokes), sobre uma região de interesse, delimitado pelas condições de contorno especificado. No CFX-5 as equações para a pressão e quantidade de movimento são resolvidas de forma acoplada, reduzindo o processo iterativo usual.

O processamento da solução é dividido em 4 componentes:

Geometry/Mesh – para entrada ou criação de geometria que podem ser geradas diretamente do seu pré-processador ou importar de pacotes de CAD

Physics Definition – para entrada das propriedades do fluido e condições de contorno;

Solver – que resolve o problema de dinâmica do fluido pela aplicação das leis básicas de conservação de massa, momento e energia.

Post-processing – parte que apresenta os resultados da solução para análise e visualização.

O CFX-5 tem a capacidade de resolver praticamente todos os problemas de engenharia relacionados a CFD. As áreas de aplicação incluem: aeroespacial, automotiva, biomédica, incêndio e segurança, HVAC (Heating, Ventilating and Air-Conditioning), naval, metalurgia, petróleo e gás, conversão de energia, processos químicos, turbomáquinas.

1.9 Preliminares

1.9.1 Introdução

Para a solução do trabalho, há necessidade de inúmeros dados e cálculos iniciais, os quais serão apontados a seguir, inclusive, alguns que definem as teorias a serem aplicadas. Conforme citado na seção 1.6, o trabalho será desenvolvido apenas sobre o labirinto superior.

Obs.: os dados da Tab. 1.9.1 serão apenas os estritamente necessários para a realização deste trabalho.

1.9.2 Dados da Turbina GNB grupo 2 e GNB grupo 4 (protótipos)

Tabela 1.9.1 – Dados da turbina GNB2 e GNB4 (ver Fig. 1.9.1)

Descrição	Símbolo	Unidade	Valor
Queda líquida	-	[m]	110
Vazão nominal	-	[m ³ /s]	287
Potência nominal	-	[MW]	315
Rotação	n	[rpm]	128,59
Diâmetro médio do rotor	D	[m]	5,572
Altura de entrada	B _o	[m]	1,427
Diâmetro externo do anel de desgaste superior	D _s	[m]	5,185
Velocidade periférica anel superior	U _s	[m/s]	34,93
Largura do anel de desgaste superior	L _s	[m]	0,223
Folga do labirinto superior	f _s	[m]	0,0025
Número de dutos de equilíbrio no cubo do rotor	-	-	12
Diâmetro do duto de equilíbrio	-	[m]	0,07
Temperatura média da água da barragem	T	[°C]	20
Viscosidade cinemática da água a 20 °C	v	[m ² /s]	0,00001181

Fonte: Desenho Copel – AT 0055.25

1.9.3 Temperatura limite nos anéis de desgaste

Em função do problema deste trabalho ser a geração de calor no interstício entre os anéis de desgaste e como conseqüência o aquecimento dos componentes da turbina, estes podem causar dilatações que devem ser considerados principalmente nos labirintos, onde se tem a menor distância entre a parte móvel (rotativa) e fixa (estática) – folga f . O seu valor é de 2,5 mm, ínfimo comparado ao diâmetro do rotor que é de 5.185 mm, que no caso de um aumento descontrolado de temperatura, pode implicar em dilatações que resulte no estrangulamento da folga, trazendo conseqüências danosas para o conjunto turbina. Portanto, para se manter a integridade operacional é necessário que se tenha uma limitação da dilatação a fim de manter uma distância mínima de folga, definida conforme segue.

1.9.3.1 Cálculo do limite de dilatação δ permissível do anel de desgaste

Para o dimensionamento da dilatação tanto do anel fixo quanto do móvel foram feitas as seguintes considerações, referenciadas a dimensões nominais da folga f do labirinto e à temperatura de 20°C (Tab. 1.9.2):

- 40% da folga reservada para que após a dilatação térmica ainda permaneça uma distância (folga) mínima entre a parte fixa e rotativa para absorção da oscilação do rotor, levando em conta as folgas dos mancais e eventuais ovalizações de projeto;
- 30% para a dilatação da parte fixa (considerar que a dilatação se dê para a diminuição do diâmetro, o que normalmente não ocorre);
- - 30% para a dilatação da parte móvel (no sentido de aumento do diâmetro).

Tabela 1.9.2 – Distribuição da folga f no labirinto superior com a dilatação

	Radial [mm]	Diametral [mm]
Folga nominal (100%)	2,5	5,0
Folga mínima, 40%	1,0	2,0
Dilatação da parte fixa, 30%	0,75	1,5
Dilatação da parte móvel, 30%	0,75	1,5

Ou seja, tanto a parte fixa como a móvel pode dilatar até:

$$\delta = 1,5 \text{ mm}$$

1.9.3.2 Temperatura máxima permissível no anel de desgaste

Considerando a dilatação δ permissível e o material do anel, pode se definir a variação de temperatura ΔT , aplicando a expressão da dilatação térmica diametral linear (Gere, 1990).

$$\delta = \alpha_t \Delta T D \quad \text{ou,}$$

$$\Delta T = \frac{\delta}{\alpha_t D} \quad [\text{K}] \quad (1.9.1)$$

onde α_t é o coeficiente de dilatação térmica do material e D o diâmetro do anel.

Sendo:

$$\delta = 1,5 \text{ [mm]}$$

$$\alpha_t = 17 \text{ E-06/K para aço inoxidável} \quad (\text{Gere, 1990, pg. 782})$$

$$D = 5.185 \text{ [mm]}$$

Substituindo na Equação (1.9.1), vem:

$$\Delta T = 17 \quad [\text{K}] \quad (1.9.2)$$

Isto é, a temperatura máxima permissível, sem que haja problema de atrito entre a parte fixa e girante, considerando temperatura de referência de 20 °C, é de:

$$T_{m\acute{a}x} = 20 + 17 = 37 \text{ }^\circ\text{C}$$

Portanto, a temperatura máxima permissível nos anéis de desgaste é de:

$$T_{m\acute{a}x} = 37 \text{ }^\circ\text{C} \quad (1.9.3)$$

1.9.4 Regime de escoamento no labirinto do protótipo

Para verificação do regime de escoamento, há necessidade de calcular o número de Reynolds e comparar com o Reynolds crítico cujo valor é $Re_{crit} = 3000$ considerando a velocidade periférica (Potter, 2004, pg. 86).

1.9.4.1 Cálculo do número de Reynolds

Para o cálculo do Re_p , os dados do protótipo da UHE GNB são, conforme Tabela

(1.9.1):

Dados: $U_p = 34,93$ [m/s]

$f_p = 0,0025$ [m]

$\nu_p = 1,181E-5$ [m²/s] água da barragem a 20 °C.

Da Equação (1.8.1) temos:
$$Re_p = \frac{U_p f_p}{\nu_p} = \frac{34,93 \cdot 0,0025}{1,181 \cdot 10^{-5}} = 7.394 \quad (1.9.4)$$

Logo, $Re_p > 3.000$, portanto, o regime de escoamento é turbulento.

1.9.5 Definição da linha do trabalho

Em função do alto número de Reynolds do protótipo, conforme determinado em 1.9.4.1, o fluido intersticial aos anéis fica sujeito a um regime de escoamento turbulento, com vórtices tipo Taylor-Couette toroidal ou azimutal (Taylor Couette velocity Measurements - estudos publicados pelo Laboratory for Applied Fluid Dynamics – Northwestern University). Além disso, os labirintos em questão possuem geometria desenhada para prestar o papel de vedação, que somando à turbulência, tornam ainda mais complexo o estudo do escoamento, dificultando resolução da questão simplesmente pelas vias de equações matemáticas. Portanto, para obter dados de análises do comportamento hidrodinâmico e térmico nos labirintos de turbinas Francis operando sem água do sistema de resfriamento, terá melhores aproximações se lançar às aplicações de modelos experimentais.

2 DESENVOLVIMENTO

2.1 Análise térmica semi-empírica do rotor protótipo

2.1.1 Introdução

Nesta etapa do trabalho o propósito é estimar o calor gerado pelo rotor da turbina Francis operando em compensador síncrono (rotor da turbina operando a seco), o fluido refrigerante estritamente necessário para manter a estabilidade do sistema e comparar com o fluido refrigerante de vazamento pelo distribuidor existente no recinto do rotor nesta operação. Esta análise é importante para o estudo específico dos anéis de desgaste ou labirintos, uma vez que eles estão inseridos neste ambiente.

Para o cálculo do calor gerado pelo rotor da turbina, há necessidade de dados dimensionais, que como base para todo o trabalho, foi tomada a turbina da UHE GNB.

2.1.2 Cálculo do calor gerado pelo rotor a seco

Para o cálculo foi levado em consideração o movimento do rotor da turbina como um todo, ou seja, o cubo, os anéis de desgaste, as pás e a coroa, girando num recinto fechado e preenchido de ar.

Tomando a Eq. 1.8.3 com os dados conforme abaixo vem:

$$q_{tur} = 4,6n^3 B_o D^4 10^{-7}$$

Dados: $n = 128,56$ rpm

$B_o = 1,427$ m

$D = 5,572$ m

$q_{tur} = 1.345,3$ [kW]

Portanto, a taxa de transferência de calor gerado pelo rotor da turbina é de:

$$q_{tur} = 1.345,3 \text{ [kW]} \quad (2.1.1)$$

2.1.3 Fluido refrigerante necessário

Para o cálculo do fluido refrigerante necessário para manter um determinado equilíbrio térmico dos equipamentos, leva-se em consideração o limite ou a variação máxima de temperatura que os equipamentos podem suportar sem trazer conseqüências danosas para o conjunto da turbina, que é de $\Delta T = 17 \text{ K}$ (1.9.2)

2.1.3.1 Cálculo da vazão de fluido refrigerante necessário - vZ_{nec}

vZ_{nec} refere-se à vazão de fluido refrigerante necessário para estabilizar o calor gerado pelo rotor q_{tur} , conforme cálculo anterior, a uma temperatura segura.

Do conceito de calor específico de uma substância, vem que o calor ou energia Q absorvido ou cedido por um corpo quando a sua temperatura varia:

$$Q = mc_{pr}\Delta T \text{ [J]} \quad (2.1.2)$$

onde m é a massa, c_{pr} o calor específico e ΔT a variação de temperatura.

Por sua vez, a taxa de transferência de calor q é:

$$q = \frac{Q}{t} \text{ [W]} \quad (2.1.3)$$

onde t é o tempo.

Neste caso, a taxa de transferência de calor q é a própria taxa de transferência de calor gerado pelo rotor q_{tur} , logo, substituindo em (2.1.3), (2.1.2) e sendo $m = \rho V$ onde V é o volume do fluido refrigerante e ρ é a massa específica da água, vem:

$$q_{tur} = \frac{Q}{t} = \frac{mc_{pr}\Delta T}{t} = \frac{\rho Vc_{pr}\Delta T}{t} \quad \text{ou}$$

$$\frac{V}{t} = \frac{q_{tur}}{\rho c_{pr}\Delta T} \quad \text{e} \quad \frac{V}{t} = vZ_{nec} \text{ , logo,}$$

$$vZ_{nec} = \frac{q_{tur}}{\rho c_{pr} \Delta T} \quad [\text{m}^3/\text{s}] \quad (2.1.4)$$

Sendo: $q_{tur} = 1.345,3$ [kW]

$$\rho = 998 \text{ kg/m}^3$$

$$c_{pr} = 4,186 \text{ kJ/kg/K}$$

$$\Delta T = 17 \text{ K} \quad vZ_{nec} = \frac{1345,3}{998 \cdot 4,186 \cdot 17} = 0,0189 \quad [\text{m}^3/\text{s}]$$

$$vZ_{nec} = 1.134 \text{ l/min}$$

Portanto, a vazão mínima de água necessária para manter a variação máxima de 17°C é de 1.134 l/min.

Obs.: na turbina da UHE GNB, a vazão de água de resfriamento proposta pelo fabricante, considerando margens de segurança, é de 3.600 l/min.

2.1.4 Fluido refrigerante disponível - vZ_{dis}

Durante a operação como compensador síncrono, normalmente nas turbinas Francis sem válvula borboleta, o rotor da turbina fica submetido a um constante fluxo de água de vazamento (Fig. 2.1.1), à temperatura da represa, proveniente das folgas construtivas superior e inferior das palhetas (Fig. 1.7.6), o qual contribui para anular a ação do calor gerado pela rotação do rotor. Como norma construtiva, é permitido vazamento de até 0,5% da vazão nominal da turbina (IEC 41, 1963), valor este sempre conferido durante os testes de campo, e que varia de uma unidade para outra em função das tolerâncias construtivas do distribuidor.

No caso da turbina GNB2 da usina Segredo, o vazamento medido foi de:

$$vZ_{dis} = 46.200 \text{ [l/min]}$$

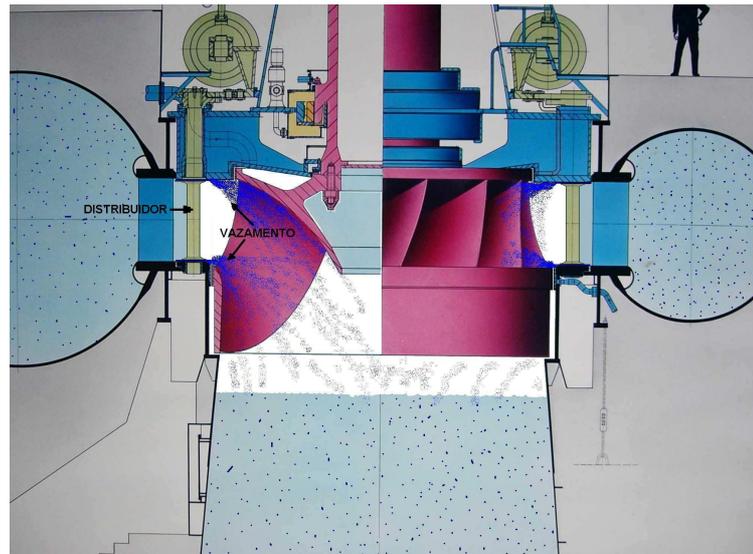


Figura 2.1.1 - Vazamento pelo distribuidor

2.1.5 Balanço térmico

Fluido refrigerante necessário	$vZ_{nec} = 1.134 \text{ l/min}$
Fluido refrigerante disponível	$vZ_{dis} = 46.200 \text{ [l/min]}$
	$vZ_{dis} / vZ_{nec} = 46.200 / 1134 = 40,7$

2.1.6 Resultado

$$vZ_{dis} \gg vZ_{nec}$$

Portanto, existe uma quantidade de fluido refrigerante, oriunda do vazamento pelo distribuidor, muito além do necessário para manter a dilatação dentro de um limite seguro, mesmo considerando o valor proposto pelo fabricante (3.600 l/min).

Tomando a Equação (2.1.4) e fazendo rearranjo, pode-se calcular a variação de temperatura em função da quantidade de fluido refrigerante disponível, conforme segue:

$$\Delta T = \frac{q_{tur}}{\rho c_{pr} vZ_{dis}} = \frac{1345,3}{998 \cdot 4,186 \cdot 0,77} = 0,42 \text{ [K]}$$

Variação de temperatura de 0,42 K (=0,42°C).

2.1.7 Resumo

Conforme calculado semi-empiricamente, a quantidade de fluido refrigerante disponível (vazamento) pode manter o recinto praticamente à temperatura do reservatório (média de 20°C), e, portanto, não restando calor para ser transferido aos anéis de desgaste. Isto é, o calor gerado pelas pás do rotor é equilibrado pelo vazamento, não necessitando do sistema de resfriamento externo, cabendo analisar o que ocorre especificamente no interstício dos anéis de desgaste, em função do movimento deste que gera um escoamento turbulento, e o efeito vedação peculiar ao labirinto.

2.2 Projeto de modelo dos anéis de desgaste.

2.2.1 Introdução

Em função da dificuldade de resolução analítica, fruto do escoamento turbulento do fluido nos labirintos, foi buscado suporte no conceito de similitude para a solução do trabalho, lançando mão em modelos experimentais, sendo estes simplificados, a reproduzir do protótipo, apenas o cubo e a tampa da turbina com o seu labirinto superior (Fig. 2.2.1).

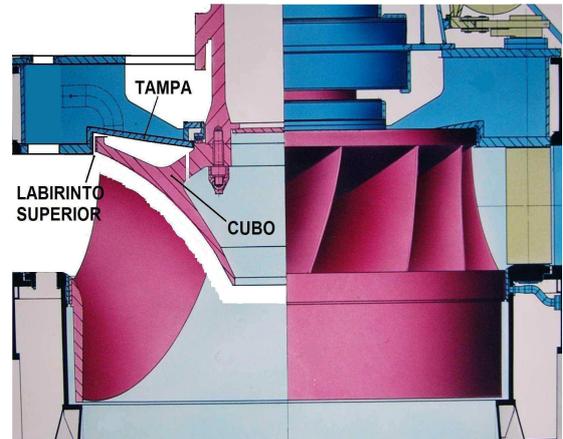


Figura 2.2.1 – Tampa, cubo, labirinto superior.

Para a construção do modelo, foi levado em consideração o número de Reynolds do protótipo e analisadas duas alternativas: modelo experimental totalmente novo, em tamanho normalmente praticado pelos fabricantes de turbina (diâmetro de 300 a 400 mm) e com todas as formas semelhantes ao protótipo, ou fazer adaptações em equipamentos existentes, aproveitando, por exemplo, o volante do grupo gerador da Usina Hidrelétrica Pitangui (UHE PGI), Fig. 2.2.2.



Figura 2.2.2 - Grupo gerador da UHE PGI

2.2.2 Dimensionamento do modelo

Após cálculos aplicando conceito de similitude dinâmica, que engloba a geométrica e a cinemática, chegou-se à conclusão de que o modelo experimental

totalmente novo ficou economicamente inviabilizado em função da necessidade de ter altíssima velocidade de rotação (30.667 rpm) frente a uma pequena folga do labirinto (0,17 mm). Da mesma forma, o modelo aproveitando o volante do grupo gerador da UHE PGI, em razão da necessidade de ter uma velocidade de rotação de 1.481 rpm (máxima permitida pela máquina: 720 rpm).

2.2.3 Definição do modelo

Em função do exposto, para que fosse possível a utilização do modelo de Pitangui, frente a sua disponibilidade para testes, praticidade para modificações e baixo custo construtivo, a alternativa buscada foi fazer uma adaptação. A idéia foi reproduzir as condições de escoamento do protótipo tendo a mesma dimensão do labirinto (afastamento entre os anéis móvel e fixo), a mesma velocidade periférica e fazendo consideração ao número de Reynolds do protótipo, para que o fenômeno da dissipação viscosa ϕ fosse o mesmo protótipo/modelo.

Da equação 1.8.7 $Re_p = Re_m = \frac{U_m f_m}{\nu_m}$ e $U_m = \frac{\pi D_m n_m}{60}$ vem:

$$n_m = \frac{Re_p \nu_m 60}{\pi D_m f_m} \quad (2.2.1)$$

Dados:

$$Re_p = 7.394$$

$$\nu_m = 0,0001298 \text{ m}^2/\text{s} \text{ para temperatura do ar de } 32,7 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$D_m = 1,6 \text{ m}$$

$$f_m = 0,0025 \text{ m (igual do protótipo)}$$

e aplicando na Equação (2.2.1), resultou em

$$n_m = 456 \text{ [rpm]} \quad (2.2.2)$$

Portanto, exeqüível, com rotação menor que a máxima permissível no grupo 1 da UHE PGI. Desta forma, a parte referente a exigência da similaridade dinâmica, no que diz respeito ao número de Reynolds, pôde ser mantido, porém a similaridade geométrica não foi cumprida quanto ao fator de escala, havendo pequeno desvio no tocante a raio de curvatura da superfície, o que será considerado irrelevante frente ao caso de dissipação viscosa. Na cinemática, tem as mesmas orientações das linhas de corrente, mas não possui constância da razão entre as velocidades.

2.2.4 – Resumo

O modelo experimental não atende à condição de similaridade dinâmica, porque, para que esta seja satisfeita é necessário que as similaridades geométrica e cinemática também o sejam (Fox, 1998). Mas, o número de Reynolds, baseado na velocidade periférica e na folga intersticial, é o mesmo entre modelo experimental e protótipo, e que dessa forma, está-se considerando que o efeito de dissipação viscosa que ocorre no protótipo está sendo simulado através do modelo experimental.

2.2.5 Modelo Pitangui

2.2.5.1 Construção do modelo Pitangui

O modelo Pitangui foi construído especialmente para simular o labirinto superior (Fig. 2.2.4), fazendo aproveitamento do volante de inércia (Fig. 2.2.3) de um grupo gerador de eixo horizontal, capacidade de 250 kW, da Usina Pitangui – UHE PGI, situada no município de Ponta Grossa – PR. O anel de desgaste móvel foi simulado pela circunferência externa do volante, e o anel de desgaste fixo, simulado pela construção de uma carenagem envolvendo o volante (Fig. 2.2.5). Os furos existentes no disco do volante representaram os dutos de equilíbrio de pressão da turbina Francis (Fig. 2.2.5 e 2.2.6).

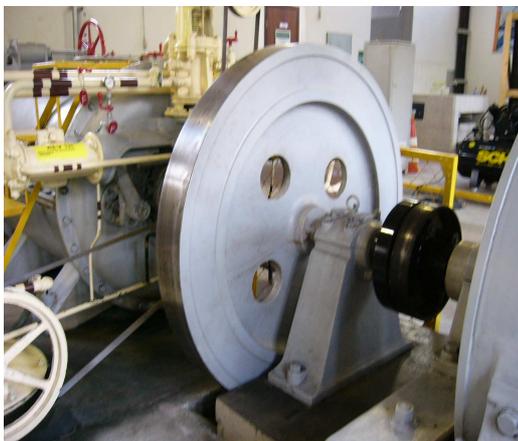


Figura 2.2.3 – Volante do grupo gerador UHE PGI

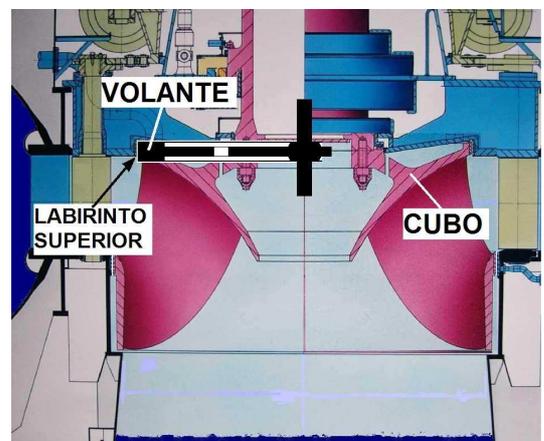


Figura 2.2.4 - Cubo do rotor

Adaptando-se à disposição física do grupo gerador, o modelo Pitangui foi estruturado através de um pedestal em viga “u” (base) 3” chumbada no piso da máquina, um disco anelar usinada em chapa plana 5/8” para sustentar a carenagem (capa) calandrada em chapa plana 5/8”, simulando o anel de desgaste fixo e uma tampa em chapa plana 1/8” fechando um dos lados representando a tampa da turbina. Neste caso, o labirinto ou o interstício é formado por duas superfícies lisas paralelas. As dimensões foram cuidadosamente reproduzidas aplicando técnicas precisas de fabricação com tolerâncias para concentricidade e ovalização.

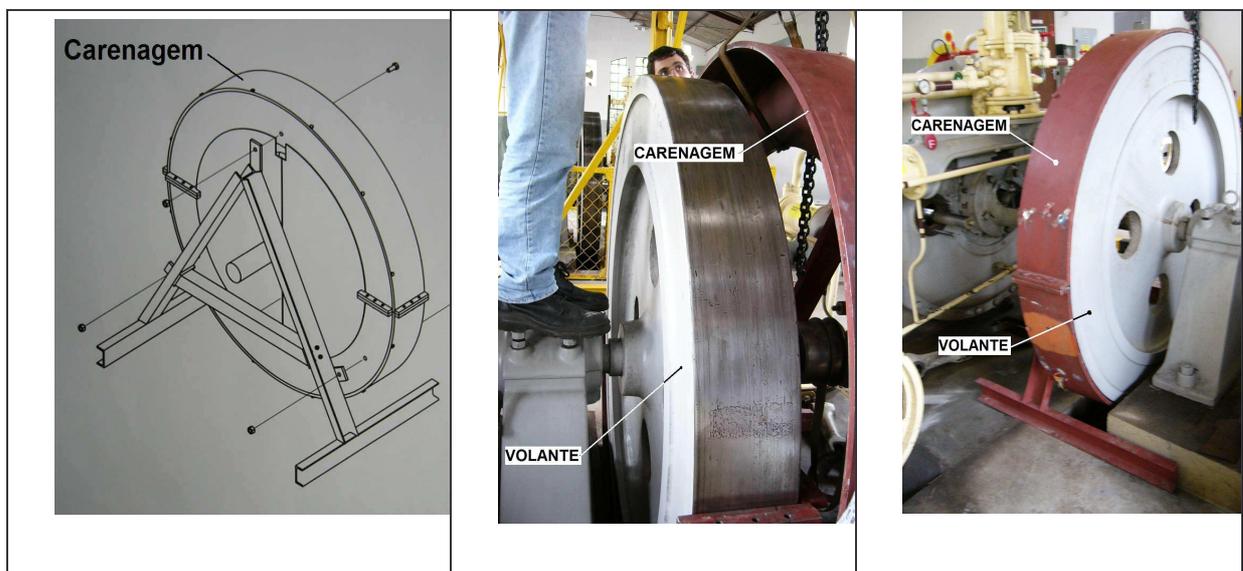


Figura 2.2.5 - Vista geral da Carenagem

2.2.5.2 Nomenclatura do modelo Pitangui

A Fig 2.2.6 apresenta as principais nomenclaturas dos componentes do modelo experimental.

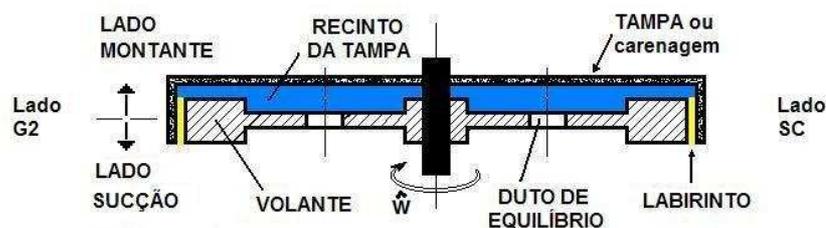


Figura 2.2.6 - Nomenclatura do Modelo Pitangui

Recinto da tampa – espaço compreendido entre a tampa e o volante

Tampa – carenagem que protege o volante

2.2.5.3 Detalhes do labirinto do modelo Pitangui

O labirinto do modelo experimental possui um desenho liso (Fig. 2.2.7), diferente do protótipo que possui 2 canais (ou chicanas) longitudinais adicionais que constituem uma barreira para o escoamento axial (Fig. 2.2.8).

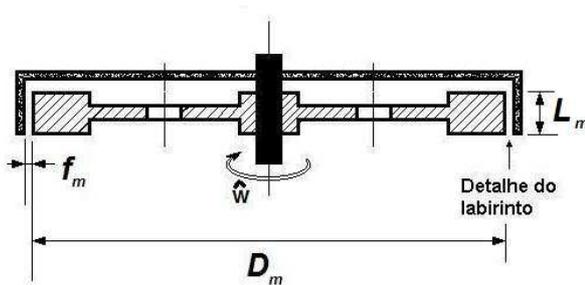


Figura 2.2.7 - Labirinto superior do modelo Pitangui

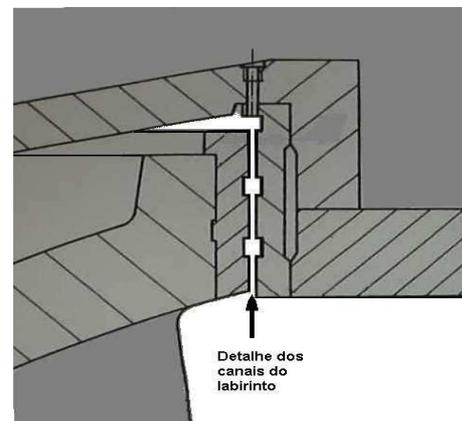


Figura 2.2.8 - Labirinto superior do protótipo

2.2.5.4 Dados do modelo Pitangui

A seguir, principais dados do modelo para considerações nos cálculos de vazão axial pelo labirinto (Tab. 2.2.1 e Fig. 2.2.10).

Tabela 2.2.1 – Dados do modelo Pitangui

Descrição	Símbolo	Unidade	Valor
Diâmetro do anel de desgaste móvel	D_m	[m]	1,60
Largura do anel de desgaste	L_m	[m]	0,18
Folga média do labirinto	f_m	[m]	0,00239
Largura do recinto da tampa		[m]	0,025
Dutos de equilíbrio de pressão			4 ou 2
Rotação	n_m	rpm	100 a 750

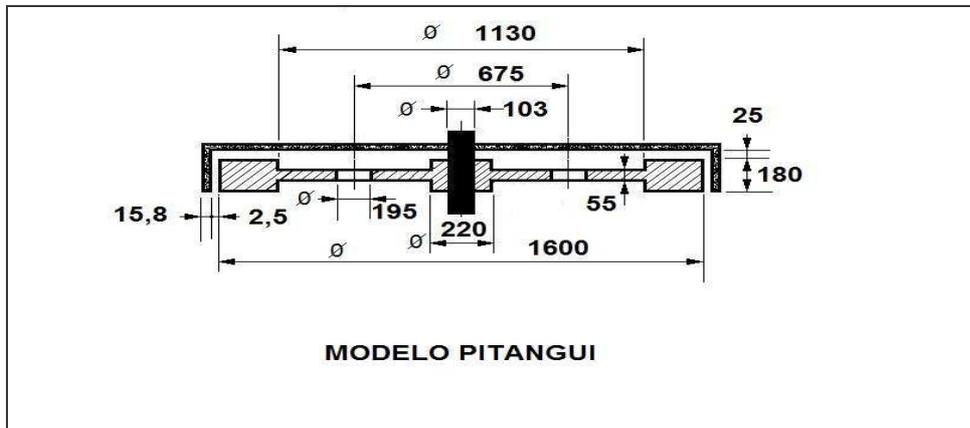


Figura 2.2.10 – Dados do modelo Pitangui (mm)

Após a construção do modelo Pitangui e montagem na obra (usina Pitangui), a folga do labirinto (interstício) f_m medido resultou conforme Tab. 2.2.2.

Tabela 2.2.2 - Folga do labirinto do modelo Pitangui - f_m		
Posição	f_m [mm]	
1	3,05	Figura 2.2.9 - Pontos de medição da folga do labirinto
2	1,65	
3	1,7	
4	2,3	
5	2,2	
6	1,8	
7	1,9	
8	4,5	
Valor médio	2,39	

O acabamento final da distribuição da folga deixou a desejar, e portanto, as medições de ensaio foram procurados tomar nas partes de melhor equalização.

2.2.5.5 Parâmetros de Medição do modelo Pitangui

Os seguintes parâmetros foram medidos: temperatura, pressão, vibração, oscilação e dilatação, rotação e vetor velocidade (linha de corrente), cuja localização e tipos de sensores foram definidos conforme Fig. 2.2.11 e Tab. 2.2.3

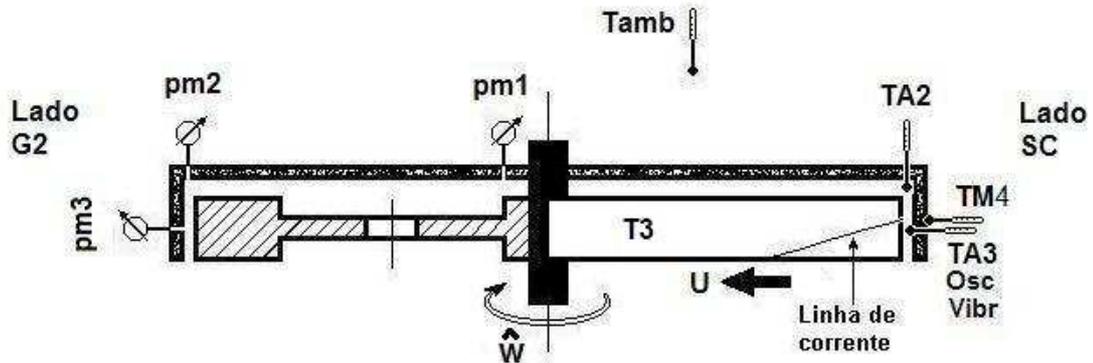


Figura 2.2.11 - Localização dos sensores

Tabela 2.2.3 - Localização e tipos de sensores – ver Fig. 2.2.11

Sensores	Localização	Posição	Faixa	Tipo
Temperatura [°C]	ar labirinto	TA3	0 ~ 50	RTD PT100
	Metal anel fixo	TM4	0 ~ 50	RTD PT100
	Ar interno à tampa	TA2	0 ~ 50	RTD PT100
	Ar ambiente	Tamb	0 ~ 50	RTD PT100
Pressão [Pa]	Labirinto	pm3	0 ~ 10	Coluna de Água
	Tampa - centro	pm1	0 ~ 10	Coluna de Água
	Tampa - borda	pm2	0 ~ 10	Coluna de Água
Oscilação [μm]	Anel móvel	Osc	-500 ~ 500	Transdutor de deslocamento
Vibração [mm/s]	Anel fixo	Vibr	0 ~ 5	acelerômetro
Rotação [rpm]	Anel móvel	n	0 ~ 800	Transdutor de deslocamento
Linha de corrente	Labirinto			Linha de poliéster
	Lado da Sala de Comando	SC		
	Lado do Grupo 2	G2		

As Figs. 2.2.12 e 2.2.13 mostram o aspecto do modelo após a instalação dos sensores.



Figura 2.2.12 - Localização dos sensores
lado SC



Figura 2.2.13 - Localização dos sensores
lado G2

2.3 Análise térmica analítica simplificada dos anéis de desgaste

2.3.1 Introdução

Na seção 2.1 foi verificado que o calor gerado pelo rotor (pelas partes em movimento) é totalmente resfriado pelo fluido refrigerante que adentra ao recinto do rotor. Logo, pode-se fazer a análise dos anéis como um sistema independente para verificar o seu comportamento hidrodinâmico e térmico frente ao fenômeno da dissipação viscosa que ocorre no seu interstício.

Com a finalidade de ter-se uma primeira aproximação sobre o calor que é gerado pelo atrito do ar no labirinto, e para o balizamento dos trabalhos em modelo e protótipo, cálculos analíticos foram desenvolvidos considerando regime de escoamento laminar, o qual será objeto desta seção, fazendo referências ao modelo e ao protótipo.

Como o objetivo específico deste trabalho é verificar, ainda que qualitativamente, ocorrência de componente de escoamento de ar axialmente aos labirintos, apesar da resistência operativa e construtiva imposta por estes, foi simulada a entrada de massa de ar resfriado no interstício. Inicialmente, a fim de mostrar explicitamente a geração de energia pela dissipação viscosa do fluido ar no interstício do labirinto, foram efetuados cálculos sem transferência de calor para os anéis de desgastes (VC2 e VC3). Em seguida, a transferência de calor foi considerada, mas sem entrada de massa de ar resfriado, e depois, com transferência de calor e entrada de massa de ar resfriado.

2.3.2 Equações que regem o escoamento laminar

O desenvolvimento das equações foi baseado na primeira lei da termodinâmica: lei da conservação de energia (balanço de energia), e com base nos volumes de controle.

As hipóteses consideradas foram:

- Fluido newtoniano incompressível;
- Regime de escoamento permanente;
- Escoamento paralelo bidimensional;

Na aplicação da lei da conservação de energia, inicialmente foram identificados os volume de controle, conforme segue.

2.3.3 Identificação dos volumes de controle – VC

Conforme definido, o projeto do modelo foi simplificado em reproduzir a coroa interna do rotor com o anel móvel e a tampa com o anel fixo, sendo os volumes de controle divididos em 3 partes: VC1, VC2 e VC3 (Fig 2.3.1).

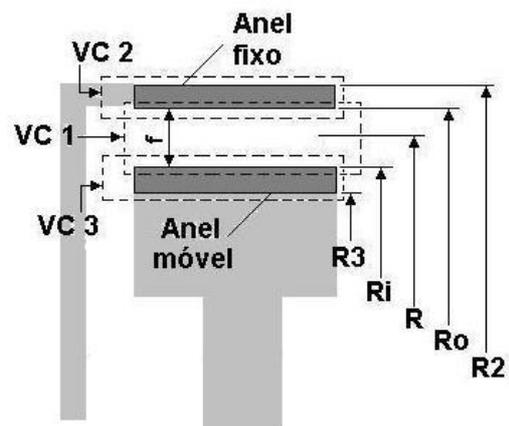


Figura 2.3.1 – Volume de controle do modelo

VC1 – espaço intersticial (labirinto) entre os anéis de desgaste fixo e móvel

VC2 – anel de desgaste fixo

VC3 – anel de desgaste móvel (girante).

R, Ri, Ro, R2, R3 – raio

2.3.4 Identificação dos termos de energia nos volumes de controle

Forma geral da conservação da energia em termos de taxa de transferência de calor:

$$\dot{E}_{af} + \dot{E}_g - \dot{E}_{ef} = \frac{dE_{ac}}{dt} \equiv \dot{E}_{ac} \quad (\text{Incropera, 1990, pg. 8}) \quad (2.3.1)$$

onde: \dot{E}_{af} - taxa de energia afluyente (que entra no volume de controle)

\dot{E}_g - taxa de geração de energia devida dissipação viscosa

\dot{E}_{ef} - taxa de energia efluyente (que sai do volume de controle)

\dot{E}_{ac} - taxa de energia acumulada

- **Volume de controle VC1**

No VC1 (Fig. 2.3.2) temos:

q_i - Vazão mássica de ar afluente, em função da entrada de ar resfriado pelo duto de equilíbrio, em função do movimento do rotor;

\dot{E}_g - Taxa de geração de calor em função de cisalhamento entre camadas de ar provocado pelo movimento do anel móvel (dissipação viscosa);

\dot{E}_{ef12} - Taxa de energia efluente para o VC2.

\dot{E}_{ef13} - Taxa de energia efluente para o VC3.

q_o - Vazão mássica de ar efluente pelo labirinto, consequência da entrada de ar pelo duto de equilíbrio;

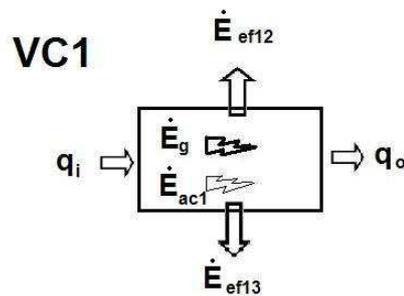


Figura 2.3.2 – Volume de controle VC1

Aplicando a lei da conservação da energia, Equação (2.3.1), no volume de controle temos:

$$q_i + \dot{E}_g - \dot{E}_{ef12} - \dot{E}_{ef13} - q_o = \frac{dE_{ac1}}{dt} \equiv \dot{E}_{ac1} \quad (2.3.2)$$

- **Volume de controle VC2**

No VC2 (Fig. 2.3.3) temos:

$\dot{E}_{af12} = \dot{E}_{ef12}$ - Taxa de energia afluente do VC1.

$\dot{E}_{ef2\infty}$ - Taxa de energia efluente para o ambiente

\dot{E}_{ac2} - Taxa de energia acumulada;

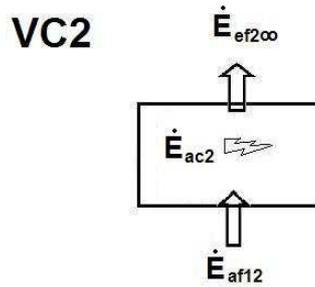


Figura 2.3.3 – Volume de controle VC2

Aplicando a lei de conservação da energia Equação (2.3.1) no volume de controle temos:

$$E_{af12+0} \dot{=} E_{ef2\infty} \dot{=} \frac{dE_{ac2}}{dt} \dot{=} E_{ac2} \dot{=} \text{OU} \quad E_{ef12+0} \dot{=} E_{ef2\infty} \dot{=} \frac{dE_{ac2}}{dt} \dot{=} E_{ac2} \dot{=} \\ E_{ef12} \dot{=} E_{ef2\infty} \dot{=} \frac{dE_{ac2}}{dt} \dot{=} E_{ac2} \dot{=} \quad (2.3.3)$$

- **Volume de controle VC3**

No VC3 (Fig. 2.3.4) temos:

$E_{af13} \dot{=} E_{ef13} \dot{=}$ - A taxa de energia afluyente do VC1.

$E_{ac3} \dot{=}$ - A taxa de energia acumulada.

$E_{ef3\infty} \dot{=}$ - A taxa de energia efluyente para o ambiente

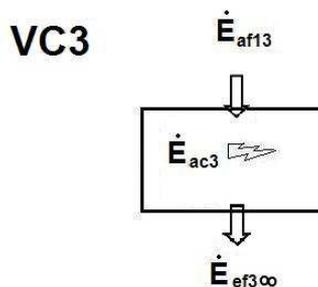


Figura 2.3.4 – Volume de controle VC3

Aplicando a lei da conservação da energia Equação (2.3.1) no volume de controle temos:

$$\begin{aligned} \dot{E}_{af13+0} - \dot{E}_{ef3\infty} &= \frac{dE_{ac3}}{dt} \equiv \dot{E}_{ac3} \quad \text{ou} \quad \dot{E}_{ef13+0} - \dot{E}_{ef3\infty} = \frac{dE_{ac3}}{dt} \equiv \dot{E}_{ac3} \\ \dot{E}_{ef13} - \dot{E}_{ef3\infty} &= \frac{dE_{ac3}}{dt} \equiv \dot{E}_{ac3} \end{aligned} \quad (2.3.4)$$

2.3.5 Desenvolvimento das equações

- **Volume de controle VC1**

Equação da taxa de geração de energia devido ao efeito de dissipação viscosa no fluido $\dot{E}_g = \phi$

Da Equação (1.8.5) temos: $\phi = (\mu U^2 A) / f$ **logo,**

$$\dot{E}_g = \mu \frac{U^2}{f} A \quad (2.3.5)$$

Equação da taxa de transferência de calor q_i devida à vazão mássica de ar resfriado entrando para o recinto da turbina pelos dutos de equilíbrio

$$q_i = \dot{m}_\infty c_{p\infty} (T_{amb} - T_{A3}) \quad (\text{Bejan, 1996, pg. 259})$$

onde: \dot{m}_∞ – vazão mássica de ar que entra em VC1;

$c_{p\infty}$ – calor específico do ar que entra em VC1;

T_{amb} – ou T_{amb} é a temperatura do ar ambiente;

T_{A3} – ou T_{A3} é a temperatura do ar no labirinto.

Equação da taxa de transferência de calor q_o devida à vazão mássica de ar aquecido saindo pelo labirinto

$$q_o = \dot{m}_1 c_{p1} (T_{A3} - T_{amb})$$

onde: \dot{m}_1 – vazão mássica de ar que sai de VC1;

c_{p1} – calor específico do ar que sai de VC1;

A taxa de energia efluente para o VC2 e VC3, respectivamente \dot{E}_{ef12} e \dot{E}_{ef13} pode ser escrito (Incropera, 1990):

$$\dot{E}_{ef12} = h_{12}A_{12}(T_{A3} - T_{M4}) \quad \text{- taxa de transferência de calor por convecção do VC1 para o VC2;}$$

$$\dot{E}_{ef13} = h_{13}A_{13}(T_{A3} - T_3) \quad \text{- taxa de transferência de calor por convecção do VC1 para o VC3.}$$

- **Volume de controle VC2**

A taxa de energia efluente para o ambiente $\dot{E}_{ef2\infty}$ pode ser escrito:

$$\dot{E}_{ef2\infty} = h_{2\infty}A_{2\infty}(T_{M4} - T_{amb}) \quad \text{- taxa de transferência de calor por convecção do VC2 para o meio ambiente.}$$

onde: h – coeficiente de transferência de calor convectivo;
 A – área
 T_{M4} – ou $TM4$ é a temperatura do metal do anel de desgaste fixo

- **Volume de controle VC3**

A taxa de energia efluente para o ambiente $\dot{E}_{ef3\infty}$ pode ser escrito:

$$\dot{E}_{ef3\infty} = h_{3\infty}A_{3\infty}(T_3 - T_{amb}) \quad \text{- taxa de transferência de calor por convecção do VC3 para o meio ambiente.}$$

onde: T_3 – ou $T3$ é a temperatura do metal do anel de desgaste móvel

2.3.6 Cálculo térmico analítico

Para a simulação, o cálculo foi desenvolvido através de programa Fortran utilizando método de Runge-Kutta.

A extensão do cálculo foi limitada aos pontos de interesse: VC1, VC2 e VC3, ou seja, nas áreas em que a elevação da temperatura além de um limite pudesse provocar travamento do conjunto girante por dilatação térmica excessiva.

Os símbolos empregados neste capítulo estão diretamente explicados na planilha de dados e cálculos do programa Fortran abaixo.

2.3.6.1 Dados de entrada para o modelo

- Ver Tab. 2.3.1.
- A temperatura foi referenciada a da usina Pitangui: 32,7 °C (305,7 K).
- Rotação constante – 479 rpm (equivalência ao número de Reynolds do protótipo).
- Os coeficientes de transferência de calor foram baseados em dados de exemplos do Incropera, 1990, Cap. 9, para se ter um resultado qualitativo.

Tabela 2.3.1 – Dados de entrada para o modelo

3	! n = número de equações
0.	! tau0 = instante inicial [s]
300	! tend = tempo final de simulação [s]
10	! dtau = intervalo de tempo - apresent resultados intermed [s]
0	! iflag = 0-RK adaptativo; 1-RK passo fixo; 2-For. Euler
1.e-3	! ht2 = valor de passo inicial para RK adaptativo e FE
305.7	! Tamb = temperatura ambiente [K]
305.7	! TA3 = temperatura inicial ar labirinto [K]
305	! TM4 = temperatura inicial anel fixo [K]
305	! T3 = temperatura inicial anel móvel[K]
3.14	! pi
479	! rpm = rotação
.80119	! R = raio médio [m]
.80238	! Ro = raio interno anel fixo [m]
.8	! Ri = raio externo anel móvel [m]
.8183	! R2 = raio externo anel fixo [m]
.565	! R3 = raio interno anel móvel [m]
.18	! rLi = largura do labirinto [m]
.00238	! fo = folga média do labirinto [m]
1.86e-5	! rmi1 = viscosidade absoluta do ar [N.s/m ²]
1.150	! ro1 = massa específica do ar - labirinto [kg/m ³]
7832	! ro2 = massa específica do anel fixo [kg/m ³]
7832	! ro3 = massa específica do anel móvel [kg/m ³]
1007	! cp1 = calor específico do ar [J/kg.K]
434	! cp2 = calor específico do aço [J/kg.K]
434	! cp3 = calor específico do aço [J/kg.K]
8	! h12 = coeficiente transf calor convectivo em Ro [W/(m ² K)]
8	! h13 = coeficiente transf calor convectivo em Ri [W/(m ² K)]
10	! h2inf= coeficiente transf calor convectivo em R2 [W/(m ² K)]
8	! h3inf= coeficiente transf calor convectivo em R3 [W/(m ² K)]

2.3.6.2 Dados de entrada para o protótipo

- Ver Tab. 2.3.2.
- A temperatura foi referenciada a da usina Gov. Ney A. B. Braga: 20,7 °C (293,7 K).
- Rotação constante – 128,6 rpm (rotação nominal do protótipo).
- Os coeficientes de transferência de calor foram baseados em dados de exemplos do Incropera, 1990, cap. 9, para se ter um resultado qualitativo.

Tabela 2.3.2 – Dados de entrada para o protótipo

3	! n = número de equações
0.	! tau0 = instante inicial [s]
300	! tend = tempo final de simulação [s]
10	! dtau = intervalo de tempo para apresentar resultados intermed. [s]
0	! iflag = 0-RK adaptativo; 1-RK passo fixo; 2-For. Euler
1.e-3	! ht2 = valor de passo inicial para RK adaptativo e FE
293.2	! Tamb = temperatura ambiente [K]
293.2	! TA3 = temperatura inicial ar labirinto [K]
292.7	! TM4 = temperatura inicial anel fixo [K]
292.7	! T3 = temperatura inicial anel móvel [K]
3.14	! pi
128.6	! rpm = rotação [rpm]
2.59375	! R = raio médio
2.595	! Ro = raio interno anel fixo [m]
2.5925	! Ri = raio externo anel móvel [m]
2.600	! R2 = raio externo anel fixo [m]
2.49	! R3 = raio interno anel móvel [m]
.223	! rL1 = largura [m]
.0025	! d = altura (folga) [m]
1.81e-5	! rmil = viscosidade absoluta [N.s/m ²]
1.194	! ro1 = massa específica do ar [kg/m ³]
7832	! ro2 = massa específica do anel fixo [kg/m ³]
7832	! ro3 = massa específica do anel móvel [kg/m ³]
1007	! cp1 = calor específico do ar [J/kg.K]
434	! cp2 = calor específico do aço [J/kg.K]
434	! cp3 = calor específico do aço [J/kg.K]
8	! h12 = coeficiente de transf de calor superfície [W/(m ² K)]
8	! h13 = coeficiente de transf de calor superfície [W/(m ² K)]
10	! h2inf= coeficiente de transf de calor superfície [W/(m ² K)]
8	! h3inf= coeficiente de transf de calor superfície [W/(m ² K)]

2.3.6.3 Desenvolvimento do cálculo - programa Fortran

No desenvolvimento do cálculo, com relação à entrada de ar para o recinto da tampa e conseqüentemente passando axialmente pelo labirinto, foram estimados valores de vazões de ar e calculados iterativamente até que não houvesse variação

principalmente na temperatura do anel fixo. Os resultados destas vazões foram: 330 l/s para o protótipo e 39 l/s para o modelo.

Na definição da temperatura inicial do processo, que foi tomada baseada nas temperaturas médias das usinas nas épocas programadas para ensaios experimentais (32,7 °C para o modelo e 20,2 °C para o protótipo), foi arbitrada uma pequena diferença entre a temperatura do ar e do metal conforme é verificada na prática.

O texto do programa Fortran desenvolvido está na seção de ANEXOS.

2.3.7 Resultado analítico do modelo e protótipo

2.3.7.1 Dissipação viscosa sem transferência de calor e sem entrada de ar

Para o caso hipotético desconsiderando a transmissão de calor para as partes fixa e móvel (sistema isolado) e a vazão mássica de ar q da equação 2.3.2, ou seja, tomando apenas o termo da dissipação viscosa, nota-se que a taxa de variação da temperatura TA3, é extremamente elevada (Fig. 2.3.2 Modelo e 2.3.3 Protótipo), em função da alta velocidade periférica do anel móvel, apesar de estar considerando

apenas massa de ar (fluido de baixa viscosidade) – Eq. 2.3.5 $\dot{E}_g = \mu \frac{U^2}{f} A$

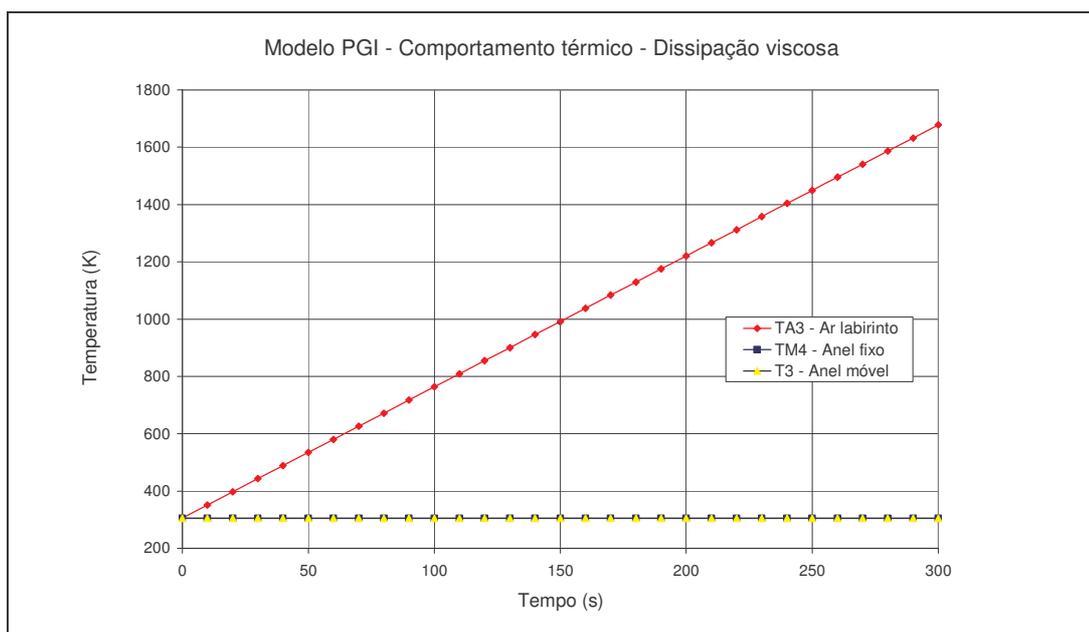


Figura 2.3.2 – Modelo - aquecimento em função da dissipação viscosa – sistema isolado

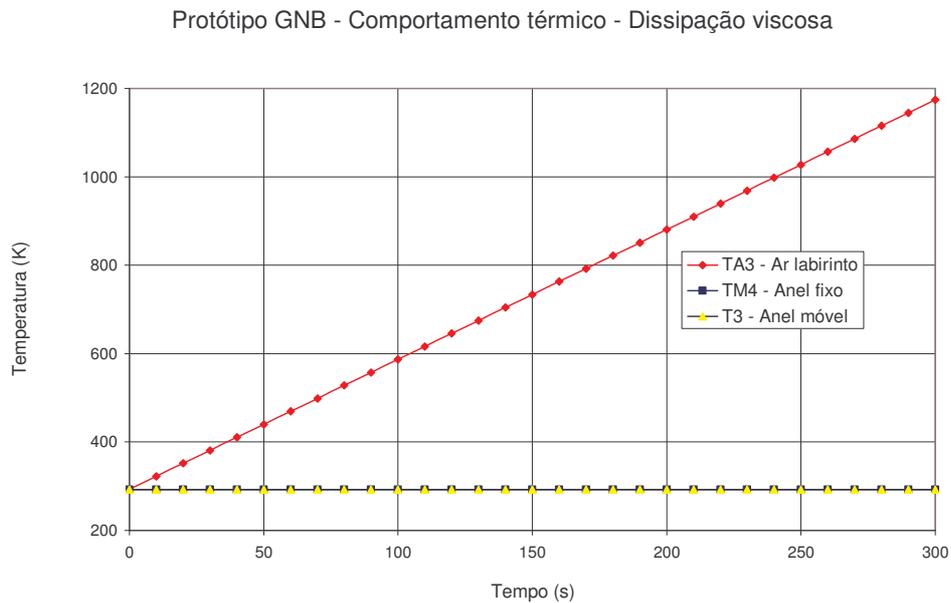


Figura 2.3.3 – Protótipo - aquecimento em função da dissipação viscosa – sistema isolado

2.3.7.2 Dissipação viscosa com transferência de calor e sem entrada de ar

No caso do cálculo considerando a transmissão de calor para os anéis, mas sem vazão mássica de ar q da equação 2.3.2, observa-se que a temperatura consegue atingir estabilização frente à alta taxa de aquecimento verificado no ar intersticial (Fig. 2.3.4 Modelo e 2.3.5 Protótipo).

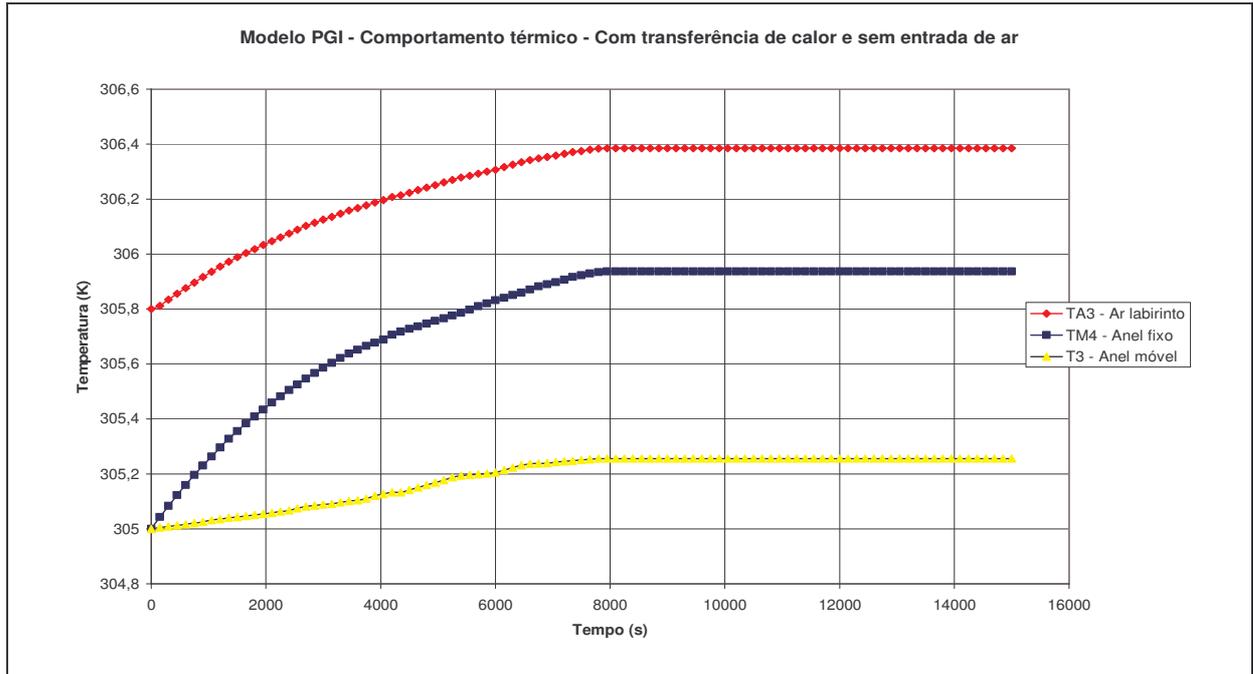


Figura 2.3.4 – Modelo - aquecimento em função da dissipação viscosa com transferência de calor para os anéis de desgaste e sem entrada de ar

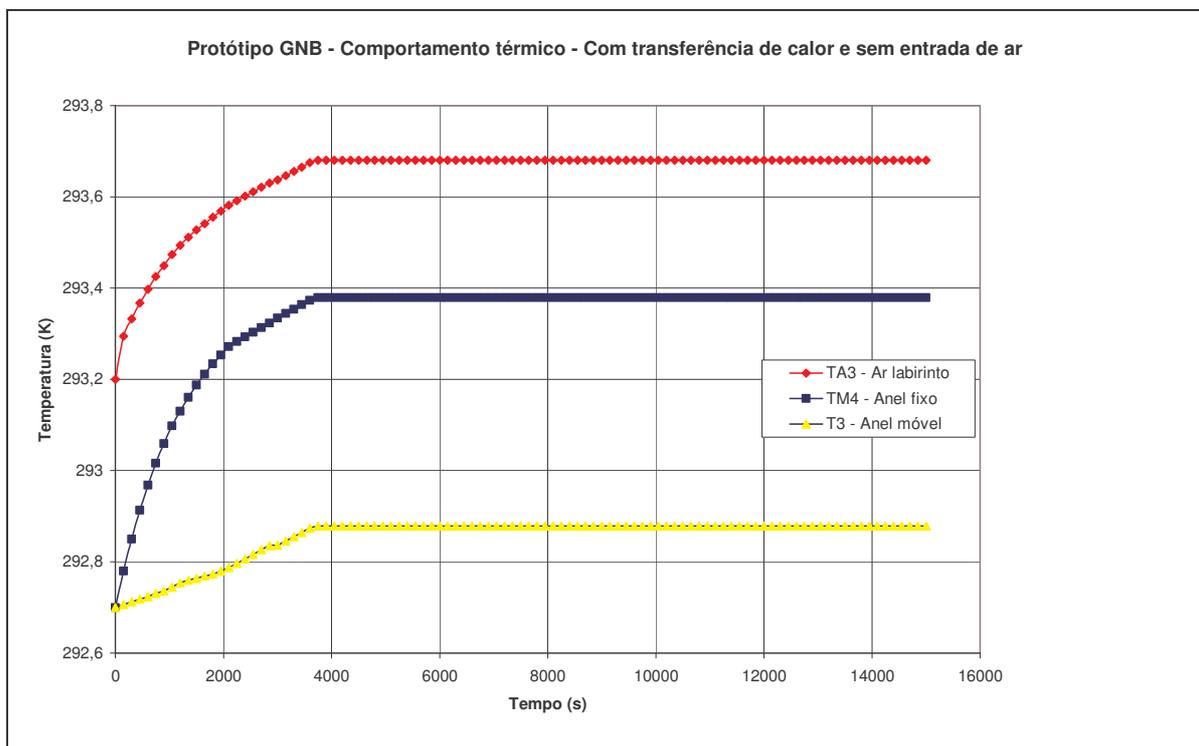


Figura 2.3.5 – Protótipo – aquecimento em função da dissipação viscosa com transferência de calor para os anéis de desgaste

2.3.7.3 Dissipação viscosa com transferência de calor e entrada de ar - modelo e protótipo

Para o cálculo considerando a entrada de ar q resfriado além da transmissão de calor para os anéis, a estabilização sem elevar as temperaturas iniciais (TA3, TM4 e T3) foi obtida arbitrando valores de vazão mássica até atingir o objetivo. No modelo, a vazão de ar necessária foi de 39 l/s (Fig. 2.3.6) e no protótipo 330 l/s (Fig. 2.3.7). A entrada contínua de ar para o labirinto faz com que uma mesma massa de ar intersticial a ele não permaneça muito tempo em atrito por entre os anéis de desgaste fixo e móvel, e conseqüentemente, não permitindo aquecimento por geração cumulativa de calor.

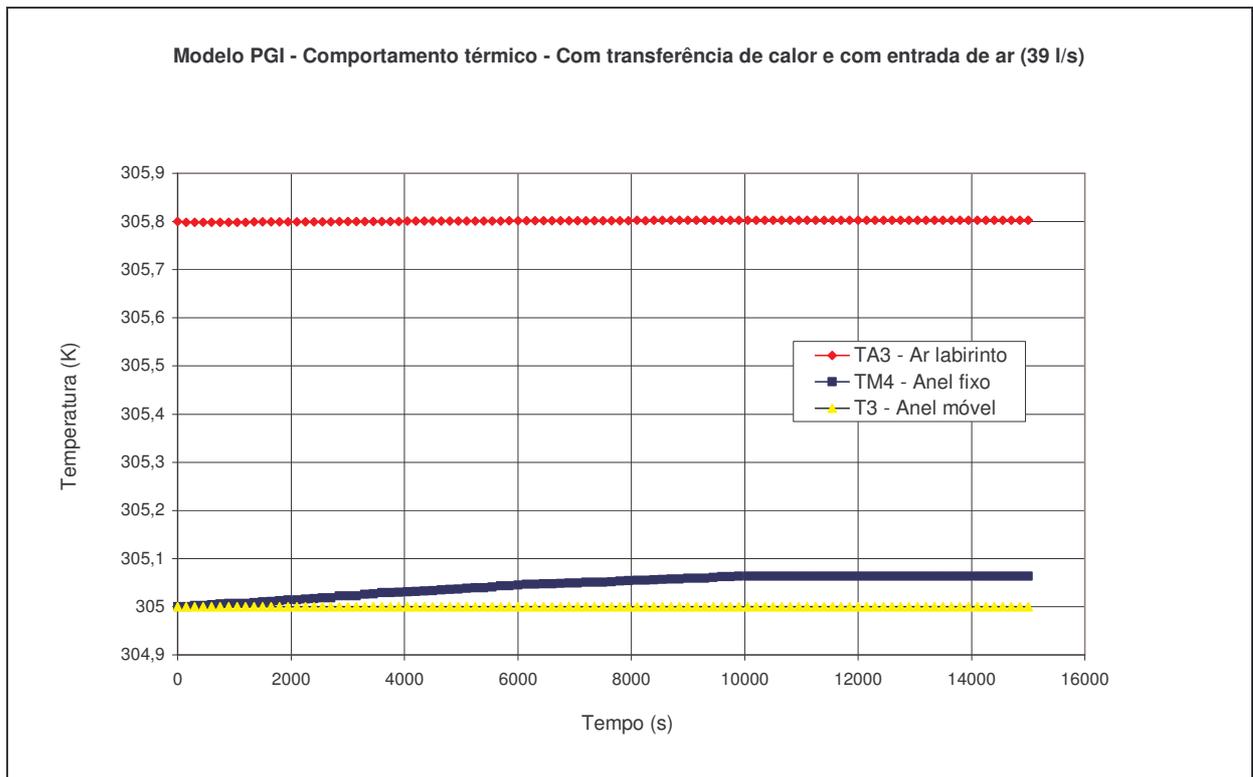


Figura 2.3.6 – Modelo – aquecimento em função da dissipação viscosa com transferência de calor para os anéis de desgaste e entrada de ar (39 l/s).

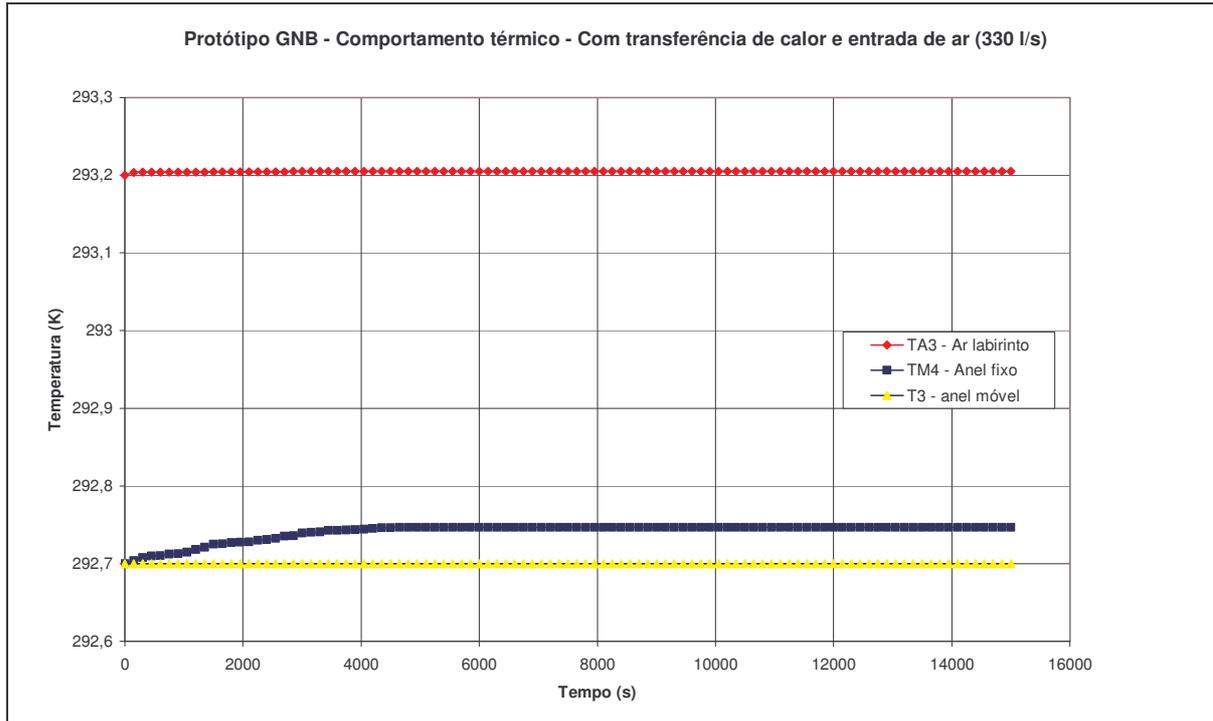


Figura 2.3.7 – Protótipo - aquecimento em função da dissipação viscosa com transferência de calor para os anéis de desgaste e entrada de ar (330 l/s).

2.3.8 Resumo

Aplicando a simulação numérica acima efetuada ao modelo e protótipo experimentais, o comportamento térmico aqui verificado provavelmente deve repetir-se no caso real. Os valores quantitativos poderão ser distintos, em função da diferenciação no regime de escoamento, onde no modelo e protótipos experimentais serão turbulentos, e também devido aos dados arbitrados, por exemplo, dos coeficientes de transferência de calor de superfície, mas, qualitativamente, os comportamentos deverão ser semelhantes. Se isto ocorrer, para o propósito do trabalho se concretizar, ou seja, o grupo gerador protótipo poder operar sem o sistema de resfriamento específico, a questão será, se a vazão mássica de ar que se adentra pelos dutos de equilíbrio, fruto da rotação do cubo do rotor, para promover escoamento axial contínuo pelo labirinto, será suficiente ou não para manter uma temperatura limite dos anéis de desgaste dentro de um valor sob controle.

2.4 Modelo experimental

2.4.1 Introdução

Para a obtenção de resultados, o modelo foi ensaiado nas condições de número de Reynolds igual do protótipo $Re = 7.394$, e realizado de duas formas, sempre buscando encontrar a ocorrência de escoamento de ar axialmente pelo labirinto:

- ensaio com dutos de equilíbrio de pressão, simulando os mesmos existentes nos rotores de turbina protótipo - Francis;
- ensaio sem dutos de equilíbrio de pressão.

Obs.: dutos de equilíbrio de pressão ou dutos de equilíbrio ou simplesmente dutos – são furos calibrados situados no cubo do rotor para comunicação de volume do recinto da tampa da turbina com o sucção (Fig. 2.4.1).

O objetivo de se ensaiar destas duas maneiras foi para evidenciar o comportamento do fluxo com os dutos, para poder fazer analogia com o protótipo.

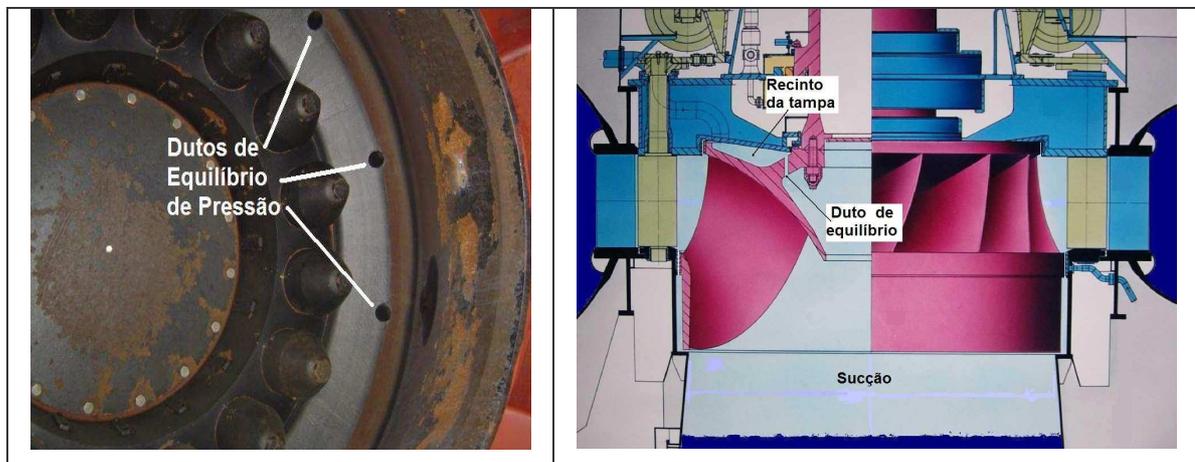


Figura 2.4.1 - Dutos de equilíbrio de pressão do protótipo Fonte (figura da direita): cartaz Voith

A figura 2.4.2 mostra o modelo com os dutos e sem os dutos.



Figura 2.4.2 - Dutos de equilíbrio de pressão do modelo

2.4.2 Procedimentos de Medição

2.4.2.1 Medição de pressão relativa

As pressões foram medidas, através de manômetros de coluna d'água (precisão de 1 mm), e locados conforme Fig. 2.4.3, sendo:

- pm1 – pressão no centro do recinto da tampa;
- pm2 - pressão na periferia do recinto da tampa;
- pm3 - pressão no interstício do labirinto.

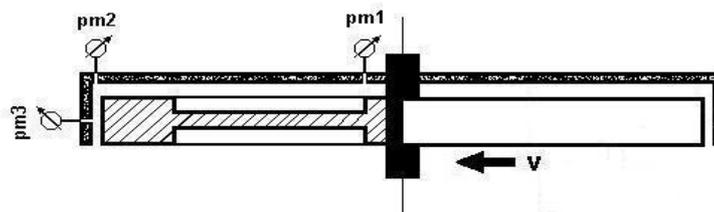


Figura 2.4.3 – Pontos de medição de pressão

2.4.2.2 Medição de escoamento axial pelo labirinto

a) Medição da linha de corrente

O objetivo de utilizar este método foi para verificar a existência de vetor velocidade numa orientação diagonal ao anel de desgaste móvel, pois, se isto for constatado, existiria um vetor resultante na direção axial ao labirinto, resultando no escoamento de fluido nesta direção.

Esta medição foi executada manualmente, por meio de um dispositivo confeccionado com linha de poliéster 0,12 mm, de comprimento 450 mm (*hip*), amarrada na extremidade de uma haste de arame de aço 0,6 mm (Figura 2.4.5). Para a medição, o arame, com a linha na extremidade, foi introduzido perpendicularmente para o interior do interstício com a finalidade de medir a profundidade *cat*, ajustando até que a extremidade solta da linha tangenciasse o volante pela parte externa ao interstício (ver seqüência a, b e c da Fig. 2.4.4). Desta forma, têm-se duas hipóteses de comportamento da extremidade solta da linha (vista em planta sobre a superfície do anel móvel):

- a linha copia a direção do anel de desgaste móvel (Fig. 2.4.4, d) – neste caso, a linha de corrente (vetor velocidade) é perpendicular ao eixo axial do labirinto, e portanto não projeta uma componente axial (vazão axial zero);
- a linha fica diagonalmente à direção do anel de desgaste móvel (Fig. 2.4.4, c) – neste caso, a linha de corrente (vetor velocidade) projeta uma componente sobre o eixo axial do labirinto (vazão axial diferente de zero);

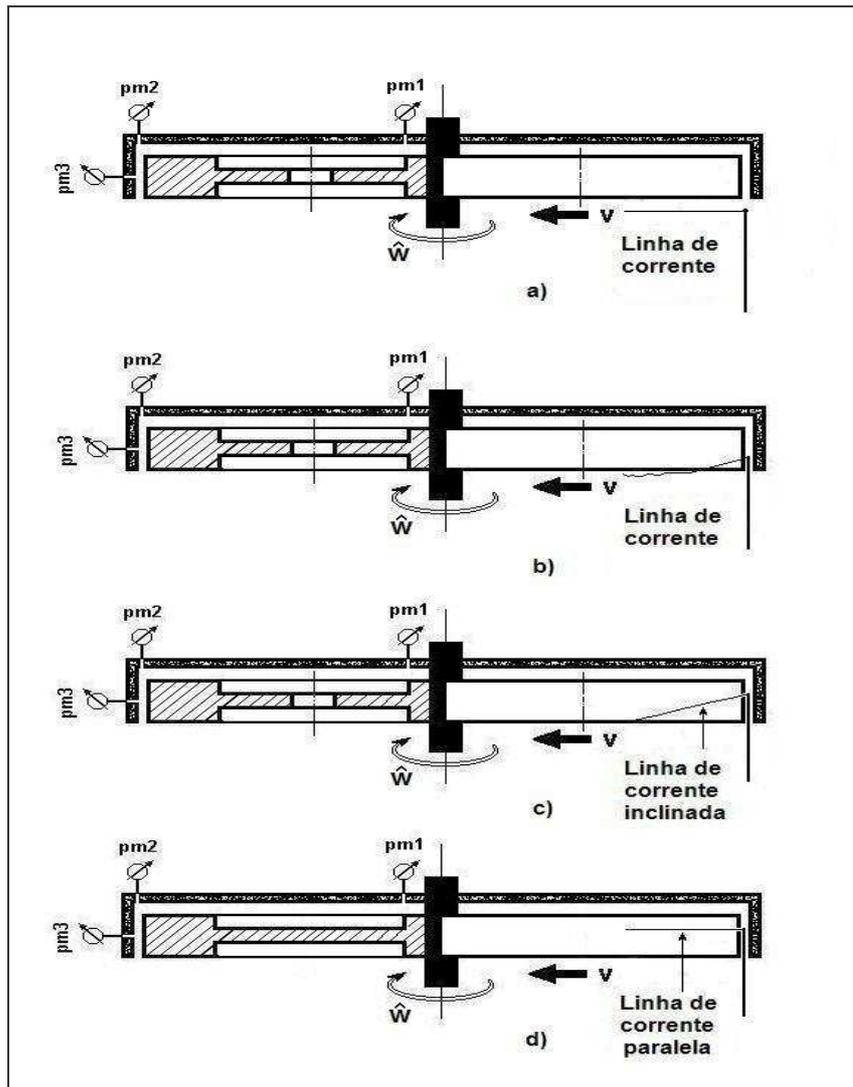


Figura 2.4.4 - Linha de corrente – seqüência de medição

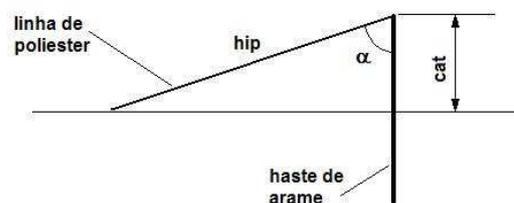


Figura 2.4.5 - Detalhe da linha de corrente inclinada

b) Medição do ângulo α da linha de corrente

O ângulo α é medida trigonometricamente pelo valor de *cat* e *hip* do triângulo retângulo conforme Fig. 2.4.5, onde:

$hip = 450 \text{ mm}$

$cat = \text{medido no ensaio.} \quad \alpha = \arccos \frac{cat}{450} \quad (2.4.1)$

c) Definição dos vetores de velocidade

Para a verificação do escoamento do fluido na direção axial ao labirinto, é necessário calcular a componente do vetor velocidade nesta direção. Para tanto, os vetores velocidade, levados aos eixos cartesianos x , y e z , foram definidos da seguinte forma (Fig. 2.4.7):

- na direção do eixo $x = u$, escoamento na direção da velocidade periférica do anel de desgaste móvel;
- na direção do eixo $y = v$, escoamento na direção radial (radial na direção da folga do labirinto);
- na direção do eixo $z = w$, escoamento na direção axial ao labirinto

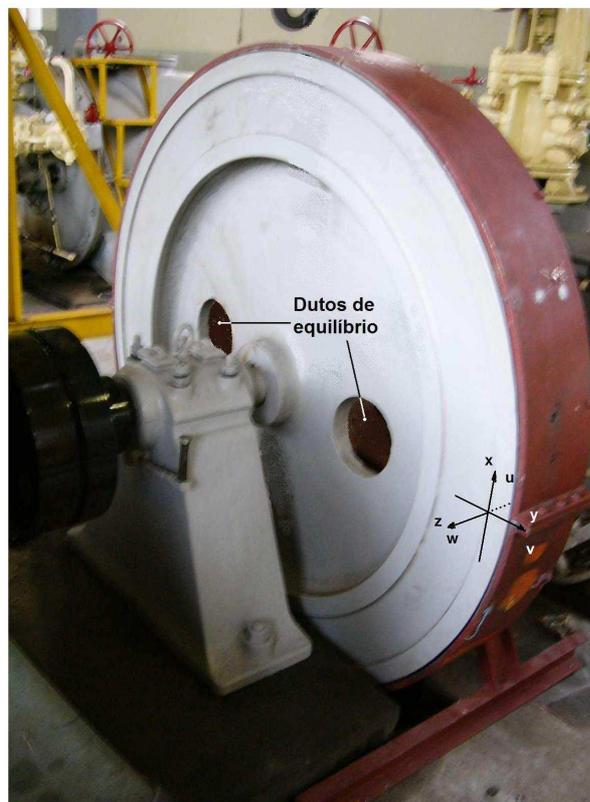


Figura 2.4.7 – Detalhe dos vetores velocidade x , y e z

d) Cálculo do vetor de velocidade axial w

O vetor velocidade axial w pode ser calculado trigonometricamente a partir do ângulo α e vetor velocidade u (velocidade periférica do anel móvel).

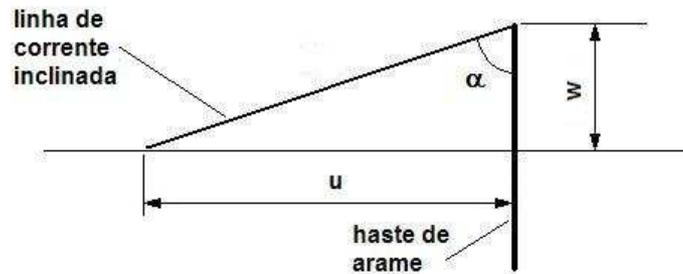


Figura 2.4.8 - Vetor velocidade axial w

$$w = \frac{u}{\operatorname{tg} \alpha} \quad \text{onde:} \quad u = \frac{\pi D_m n_m}{2 \cdot 60} \quad (\text{m/s})$$

Obs.: a velocidade periférica u varia de zero a u . Logo, para o seu cálculo foi tomada a média.

Dado: $D_m = 1,6 \text{ m}$

$$u = \frac{\pi 1,6 n_m}{2 \cdot 60} = 0,042 n_m$$

Logo, $w = \frac{0,042 n_m}{\operatorname{tg} \alpha} \quad (\text{m/s})$ (2.4.2)

e) Cálculo da vazão axial pelo labirinto

A vazão de ar axial ao labirinto é calculada relacionando o vetor velocidade w com a área do labirinto A_l (área compreendida entre o anel móvel e o fixo).

$$v_{z_w} = w \cdot A_l$$

$A_l = \pi \cdot D_m \cdot f_m$ com $D_m = 1,6 \text{ m}$ e $f_m = 0,00239 \text{ m}$, $A_l = 0,012 \text{ m}^2$, logo,

$$v_{z_w} = w \cdot 0,012 \quad [\text{m}^3/\text{s}] \quad (2.4.3)$$

Obs.: a vazão de ar que passa axialmente pelo labirinto é função da rotação, área dos dutos de equilíbrio de pressão, raio de posicionamento destes dutos, desenho do canal, etc.

2.4.2.3 Medição de temperatura

As temperaturas foram medidas por meio de sensores do tipo RTD platina 100. Para o ensaio com os dutos de equilíbrio de pressão abertos, as temperaturas foram registradas através de programa Labview e para o ensaio com os dutos de equilíbrio de pressão fechados, os registros foram feitos manualmente.

2.4.3 Ensaio de modelo com os dutos de equilíbrio

Data do ensaio – 15 e 16/dez/2004.

O ensaio foi realizado com 2 dutos de equilíbrio de pressão abertos em posições diametralmente opostos (Fig. 2.4.7), medindo cada um deles, 195 mm de diâmetro, conforme existente também no protótipo (12 furos de diâmetro 70 mm – Fig. 2.4.1).

A fim de verificar que os experimentos proporcionassem resultados evidenciados, ou seja, que os dados de saída fossem coerentes com os diferentes dados de entrada impostos ao ensaio, o modelo foi submetido a diversas velocidades de rotações possíveis. Nas variações, foi procurado abranger principalmente o Re_p do protótipo UHE GNB (7.394), conforme tabela 2.4.1, monitorando-se temperaturas, pressões e linhas de corrente.

Tabela 2.4.1 – Dados de ensaio do modelo de Pitangui

n_m [rpm]	200	300	344	372	443	479	600	720
U_m [m/s]	16,75	25,13	28,82	31,16	37,11	40,13	50,26	60,32
Re_m	3.095	4.642	5.323	5.757	6.855	7.413	9.285	11.142
Regime	Lam	Turb						

Obs.: valores calculados pelas equações: $U_m = \frac{\pi D_m n_m}{60}$ e $Re_m = \frac{U_m f_m}{\nu_m}$, com os dados: $D_m = 1,6$ m, $f_m = 0,00239$ m e $\nu_m = 0,00001298$ m²/s.

2.4.3.1 Resultados - escoamento axial pelo labirinto, com os dutos de equilíbrio

a) Medição da linha de corrente

Para cada velocidade de rotação de ensaio foram realizadas de 4 a 6 leituras do *cat* e extraídas a média e registradas conforme tabela 2.4.3.

Tabela 2.4.3 – Medida da profundidade *cat*

Rotação n_m (rpm)	<i>cat</i> (mm)
200	35,8
300	37,8
344	38,8
372	40,6
443	42,4
479	43,7
597	44,0

b) Medição do ângulo α da linha de corrente

Com o valor do *cat*, aplicando em (2.4.1), tem-se o ângulo α .

	Rotação n_m rpm)	Ângulo α (°)
$\alpha = \arccos \frac{cat}{450}$	200	85,44
	300	85,18
	344	85,05
	372	84,83
	443	84,60
	479	84,43
	597	84,39

c) Cálculo do vetor de velocidade axial w

Tendo o ângulo α , aplicando em (2.4.2), tem-se a velocidade w .

$w = \frac{0,042n_m}{tg\alpha}$	Rotação n_m (rpm)	Ângulo α (°)	w (m/s)
	200	85,44	0,668
	300	85,18	1,059
	344	85,05	1,249
	372	84,83	1,410
	443	84,60	1,755
	479	84,43	1,958
	597	84,39	2,457

d) Cálculo da vazão axial pelo labirinto

Com w , aplicando em (2.4.3), tem-se v_{z_w}

$v_{z_w} = w * 0,012 * 1000$	Rotação n_m (rpm)	Vazão v_{z_w} (l/s)
	200	8,0
	300	12,7
	344	15,0
	372	16,9
	443	21,1
	479	23,5
	597	29,5

Os resultados finais das medições de vazões axialmente pelo labirinto com os dutos de equilíbrio foram lançados em um gráfico conforme Fig. 2.4.10, mostrando a proporcionalidade linear da vazão em função da rotação, evidenciando o efeito centrífugo que está relacionado diretamente com o giro do disco do modelo (volante).

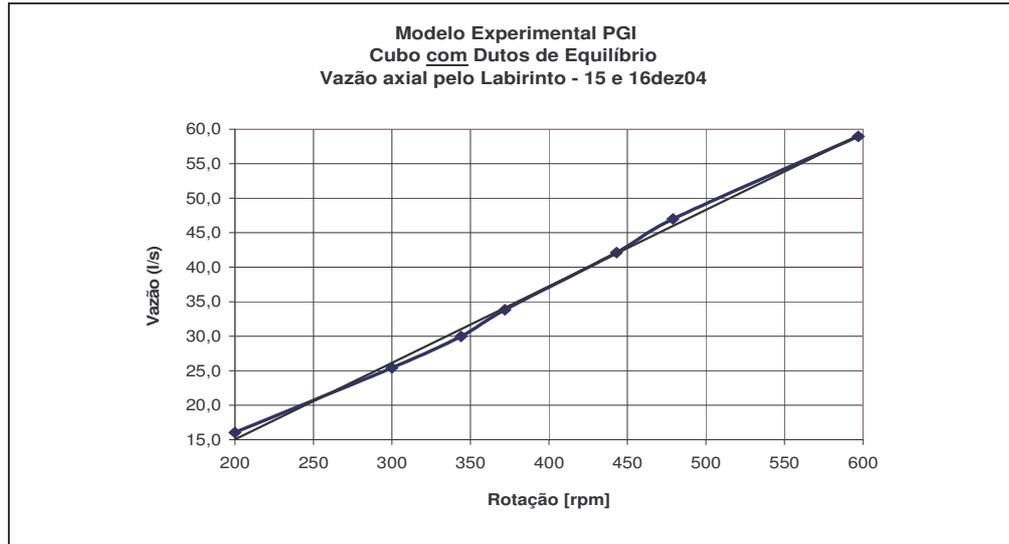


Figura 2.4.10 – Modelo Pitanguí - Vazão axial no labirinto função da rotação

2.4.3.2 Resultados - temperaturas com os dutos de equilíbrio

Como conseqüência da existência de escoamento axial pelo labirinto, não houve variações de temperaturas dos anéis de desgaste. O fato foi evidenciado também pela repetibilidade nos resultados dos ensaios efetuados com variações de velocidades de rotação do modelo de 200 a 600 rpm. Do início ao fim do ensaio, houve um aumento gradativo da temperatura ambiente, fazendo que houvesse variações relativas nas temperaturas de todos os pontos medidos (Fig. 2.4.11).

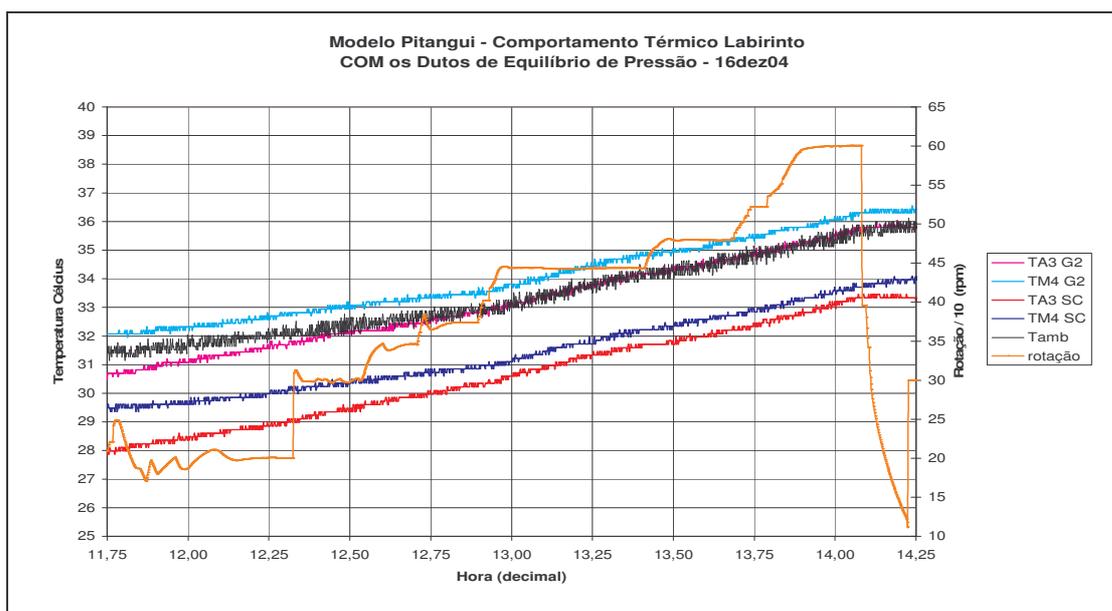


Figura 2.4.11 – Modelo Pitanguí – ensaios com dutos de equilíbrio – rotação variável
Comportamento da temperatura no labirinto TA3 e anel fixo TM4

Com um ajuste no gráfico da Fig. 2.4.11 para temperaturas relativas à temperatura ambiente, pode-se ver melhor a consequência da influência do escoamento axial sobre o fenômeno da dissipação viscosa, não ocasionando variações nas temperaturas dos anéis e labirinto (Fig. 2.4.12).

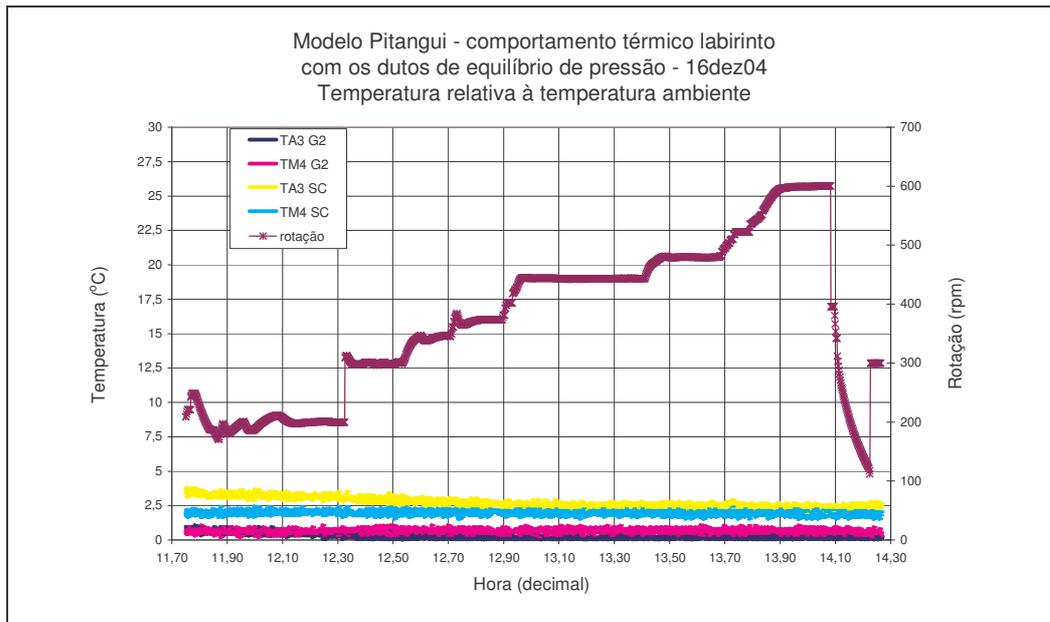


Figura 2.4.12 – Modelo Pitangui – ensaios com dutos de equilíbrio – rotação variável
Comportamento da temperatura no labirinto TA3 e anel fixo TM4, equalizada à T_{amb}

2.4.3.3 Resultados - pressões relativas com os dutos de equilíbrio

Também como consequência do efeito centrífugo, as pressões tanto no recinto da tampa - pm1 e pm2 como no labirinto - pm3 sofreram alterações proporcionais à velocidade de rotação – ver tabela 2.4.4 e Fig. 2.4.13.

Tabela 2.4.4 – Pressões relativa

Rotação n_m (rpm)	pm1 (mmca)	pm3 (mmca)	pm2 (mmca)
479	-0,5	3	3
600	-1,5	5	6,5
720	-2,5	7	11

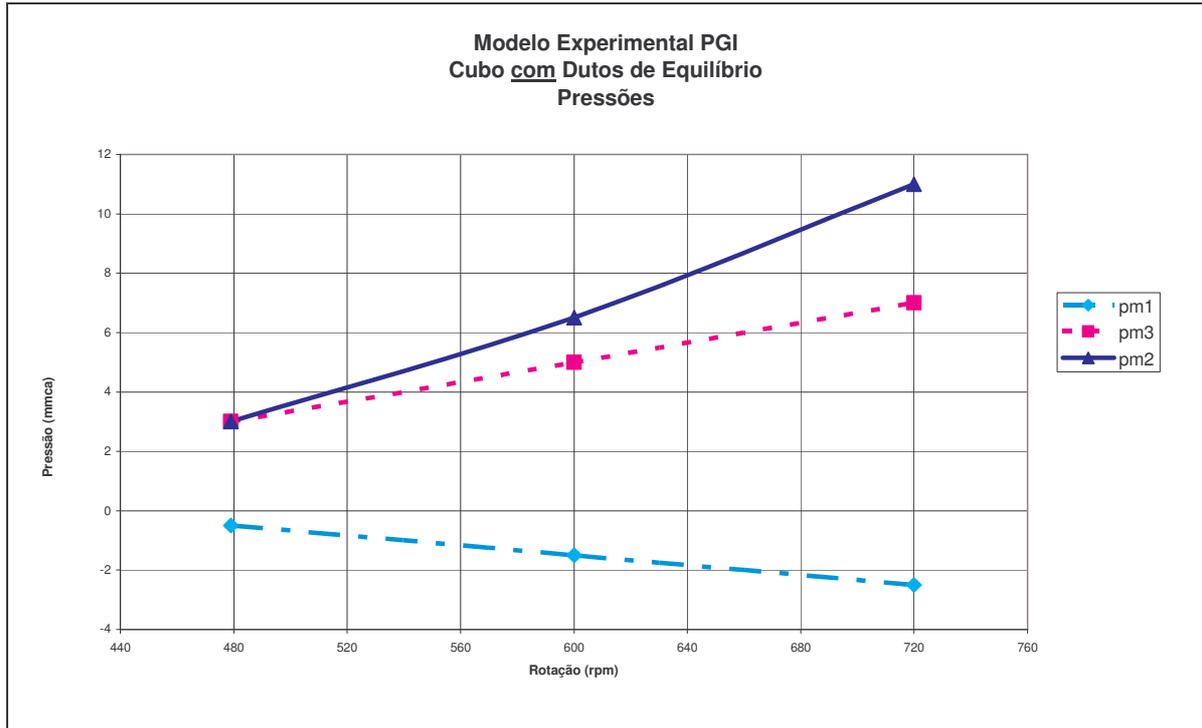


Figura 2.4.13 – Modelo Pitangui – ensaios com dutos de equilíbrio
Variação da pressão no labirinto pm3 e recinto da tampa pm1 e pm2

2.4.4 Ensaio de modelo sem os dutos de equilíbrio

Data do ensaio – 27/dez/2004.

O ensaio foi realizado numa velocidade de rotação constante de 720 rpm, monitorando-se temperaturas, pressões e também as linhas de corrente.

2.4.4.1 1 Resultados - escoamento axial pelo labirinto, sem os dutos de equilíbrio

a) Medição da linha de corrente

A tabela 2.4.6 apresenta o valor *cat*, medido da mesma forma que nos ensaios com os dutos de equilíbrio.

Tabela 2.4.6 - Medida da profundidade *cat*

Rotação n_m (rpm)	Cat (mm)
720	5,3

b) Medição do ângulo α da linha de corrente

$\alpha = \arccos \frac{cat}{450}$	Rotação n_m (rpm)	Ângulo α (°)
	720	89,33

c) Cálculo do vetor de velocidade axial w

$w = \frac{0,042n_m}{tg \alpha}$	Rotação n_m (rpm)	Ângulo α (°)	w (m/s)
	720	89,33	0,355

d) Cálculo da vazão de ar axial pelo labirinto

$vz_w = w * 0,012 * 1000$	Rotação n_m (rpm)	Vazão vz_w (l/s)
	720	4,3

Na realidade, o resultado da medição de vazão axial pelo labirinto no ensaio sem os dutos de equilíbrio deveria ser próximo de zero, mas, por causa de uma imperfeição na vedação da tampa com o eixo, o modelo apresentou, sem prejuízo no geral, um valor pouco acima.

2.4.4.2 Resultados - temperaturas sem os dutos de equilíbrio

Nesta situação de ensaio, diferentemente do ensaio com os dutos de equilíbrio, não foi observada a angulação do vetor velocidade. Eles permaneciam longitudinais ao anel de desgaste (ângulo $\alpha = 89,33^\circ$), denotando inexistência de

componente de vetor velocidade na direção axial, não havendo fluxo de massa de ar para fora do labirinto. Como consequência da não existência de troca de massa com o exterior, foram observados aquecimentos progressivos em todos os pontos monitorados, comprovando a geração de calor pelo atrito das partículas de ar (Fig. 2.4.14).

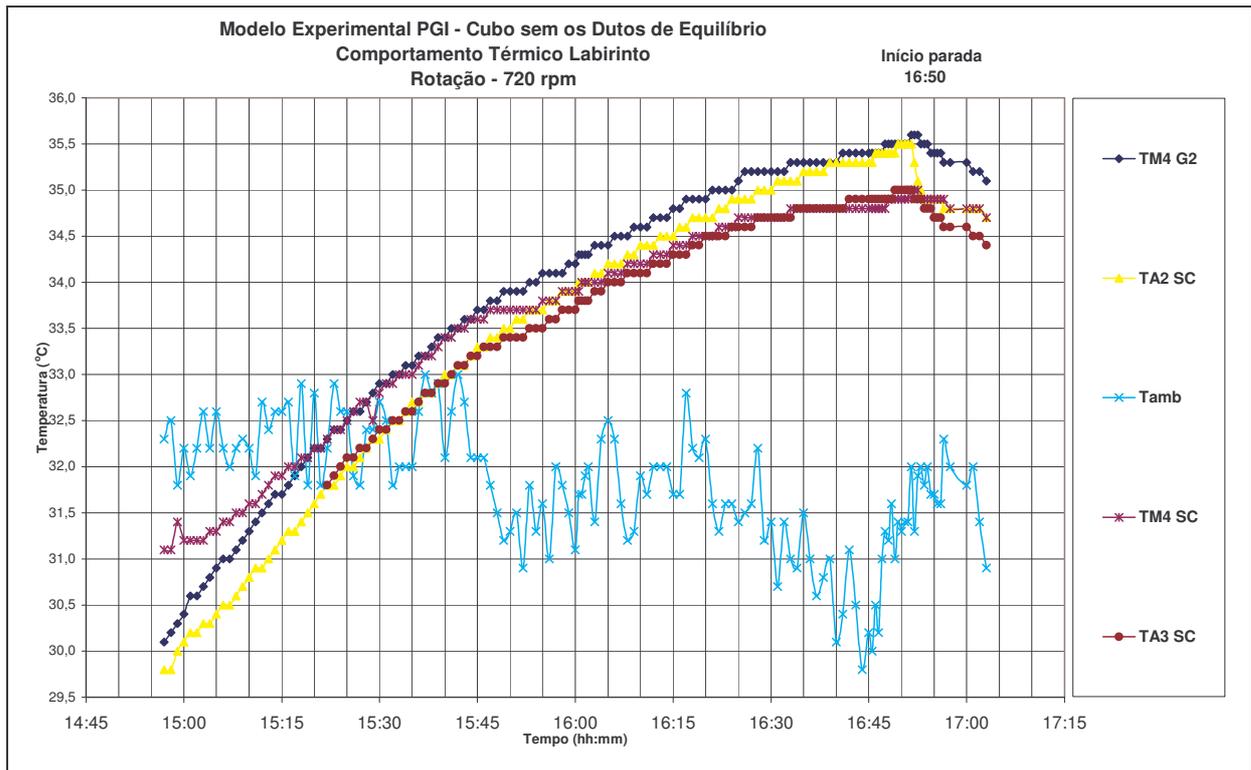


Figura 2.4.14 – Modelo Pitangui – ensaios sem dutos de equilíbrio, a 720 rpm
Comportamento da temperatura no labirinto TA3 e anel fixo TM4

2.4.4.3 Resultados - pressões relativas sem os dutos de equilíbrio

Em função da inexistência dos dutos de equilíbrio para entrada de massa de ar para o interior do recinto da tampa, o vácuo formado pela ação da força centrífuga em pm1 deste teste foi maior que no ensaio com os dutos, evidenciando a ação dos dutos (Tab. 2.4.7).

Tabela 2.4.7 - Pressões no recinto da tampa e labirinto

Rotação n_m (rpm)	pm1 (mmca)	pm3 (mmca)	pm2 (mmca)
720	-13	4,5	2

2.4.5 Comparação dos ensaios de modelo com e sem os dutos de equilíbrio

Comparando-se as condições de ensaio com e sem os dutos, constata-se que, quando o ensaio é realizado sem os dutos de equilíbrio, as temperaturas sofrem elevação e quando o ensaio é realizado com os dutos de equilíbrio, isto não ocorre. Isto prova que, uma vez que a diferença entre este ensaio e outro é apenas a existência dos dutos, estes são os responsáveis pela estabilização térmica do sistema.

2.4.6 Resumo

A causa da existência do escoamento axial de fluido pelo labirinto é a ação da força centrífuga que faz aumentar a pressão pm2 (pressão na periferia do recinto da tampa). O que propicia a entrada de massa de ar resfriado constantemente para manter a ação da força centrífuga são os dutos de equilíbrio (meio); e o fim (efeito), a breve permanência da massa de ar no interstício do labirinto, encurtando o processo de cisalhamento entre camadas, e conseqüentemente, evitando aquecimentos progressivos.

2.5 MODELO NUMÉRICO

2.5.1 Introdução

Para a validação qualitativa do modelo experimental de anéis de desgaste superior desta dissertação foi aproveitada uma monografia de graduação (Hidalgo, 2005), na qual foi utilizado um modelo numérico e o programa comercial CFX-5.0. Naquele trabalho, a geração do sólido virtual obedeceu todas as dimensões conforme dados do modelo experimental Pitangui e reproduzidas todas as operações efetuadas neste. Desta forma, a simulação no modelo numérico foi executada também nas condições com e sem os dutos de equilíbrio. As soluções foram voltadas, para o enfoque qualitativo, na reprodução dos vetores de velocidades, focando na existência de escoamento axial tanto pelo labirinto como pelos dutos, e pressões.

Ressalte-se que todos os resultados apresentados nesta seção referem-se ao trabalho de Hidalgo (2005) e foram aqui incluídos pelo fato de estarem diretamente relacionados com o trabalho desta dissertação, sendo que foram desenvolvidos concomitantemente, a fim de que se pudesse comparar resultados.

A Fig. 2.5.1 mostra a parte fechada representando a carenagem e a parte aberta do volante do modelo.

2.5.2 Características do modelo numérico

- a) Parâmetros de malha: malha não-uniforme com elementos tetraédricos e controle de malha do tipo *inflation* apenas na parede da carenagem, onde o fluido escoava. Foram usados 5 elementos no *inflation* (Fig. 2.5.2 e 2.5.3).
- b) Números característicos:
 - Simulação sem dutos de equilíbrio no cubo: número de nós no domínio: 90995 e número de elementos: 430890
 - Simulação com dutos de equilíbrio no cubo: número de nós no domínio: 90618 e número de elementos: 425377

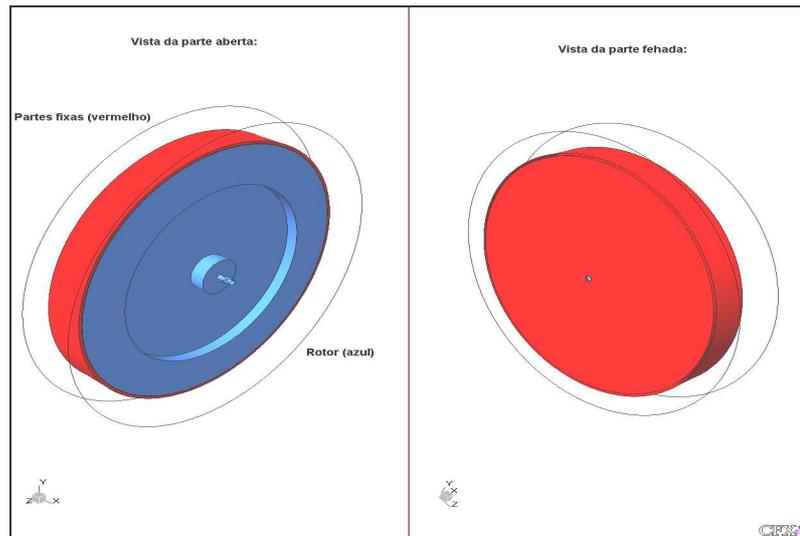


Figura 2.5.1 - Vista do domínio

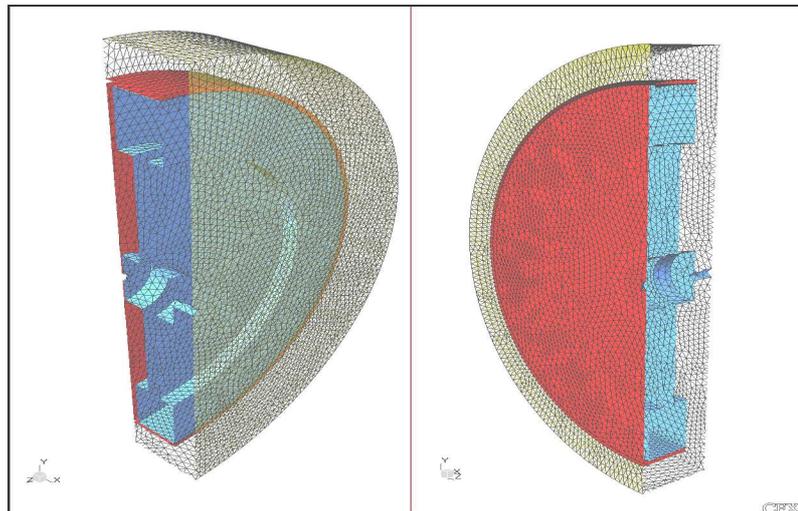


Figura 2.5.2 - Vista em corte da malha em todo o domínio

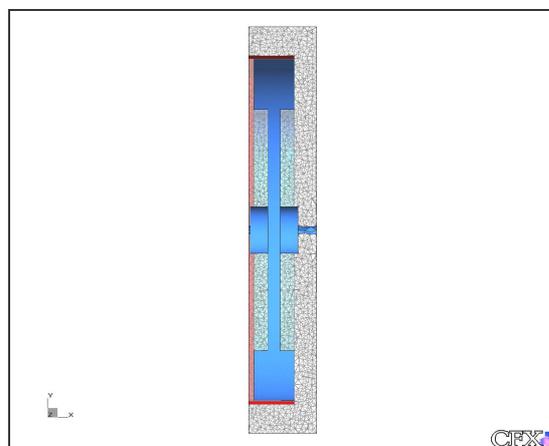


Figura 2.5.3 – Vista em corte da malha no domínio

c) Parâmetros de simulação:

- Elementos tetraédricos – tamanho médio de 20 mm
- Equações do modelo matemático:
 - Equação da continuidade (conservação da massa);

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \vec{\nabla} \cdot (\rho \vec{U}) = 0 \quad (2.5.1)$$

- Equação para a energia cinética turbulenta;

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \vec{\nabla} \cdot (\rho \vec{U} k) = \vec{\nabla} \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \vec{\nabla} k \right] + P_k - \rho \varepsilon \quad (2.5.2)$$

- Equação para a taxa de dissipação da energia cinética turbulenta;

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \vec{\nabla} \cdot (\rho \vec{U} \varepsilon) = \vec{\nabla} \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \vec{\nabla} \varepsilon \right] + \frac{\varepsilon}{k} (C_{\varepsilon 1} P_k - C_{\varepsilon 2} \rho \varepsilon) \quad (2.5.3)$$

- Equação da conservação da quantidade de movimento linear (momentum);

$$\frac{\partial(\rho \vec{U})}{\partial t} + \vec{\nabla} \cdot (\rho \vec{U} \otimes \vec{U}) - \vec{\nabla} \cdot (\mu_{eff} \vec{\nabla} \vec{U}) = \vec{\nabla} p' + \vec{\nabla} \cdot (\mu_{eff} \vec{\nabla} \vec{U})^T + B \quad (2.5.4)$$

Obs: as equações 2.5.2 e 2.5.3 compõem o modelo de turbulência utilizado modelo K-ε (K-epsilon). Estas equações foram aplicadas também no trabalho: Hjertager, Lene K. “CFD modelling of turbulent mixing in a confined wake flow”.

- Fluido: ar com propriedades a 32.7 °C (temperatura média no dia do ensaio do modelo Pitangui)
- Condições de contorno:
 - Abertas (entradas e saídas) – pressão relativa ao ambiente igual a zero.
 - Partes do rotor: paredes com velocidade angular prescrita.
 - Partes fixas: condição de parede com velocidade nula.
 - Método de resolução: High Resolution
 - Critérios de convergência: RMS (root mean square) com resíduo de 0.0001

2.5.3 Simulação do modelo numérico com os dutos de equilíbrio

Reproduzindo o modelo Pitangui, o modelo numérico foi simulado com dois dutos de equilíbrio de pressão em posições diametralmente opostos, medindo cada um 195 mm de diâmetro, e com ênfase nas rotações de 200, 479 e 600 rpm,

reproduzindo respectivamente escoamento laminar, número de Reynolds do protótipo UHE GNB e rotação original da turbina UHE Pitangui.

2.5.3.1 Resultados - escoamento axial pelo labirinto, com os dutos de equilíbrio

As Figs. 2.5.4, 2.5.5 e 2.5.6 mostram as inclinações do vetor velocidade em relação à direção de movimentação do anel móvel, formando os ângulos α menores que 90° , traduzindo em existência de escoamento de ar axialmente pelo labirinto.

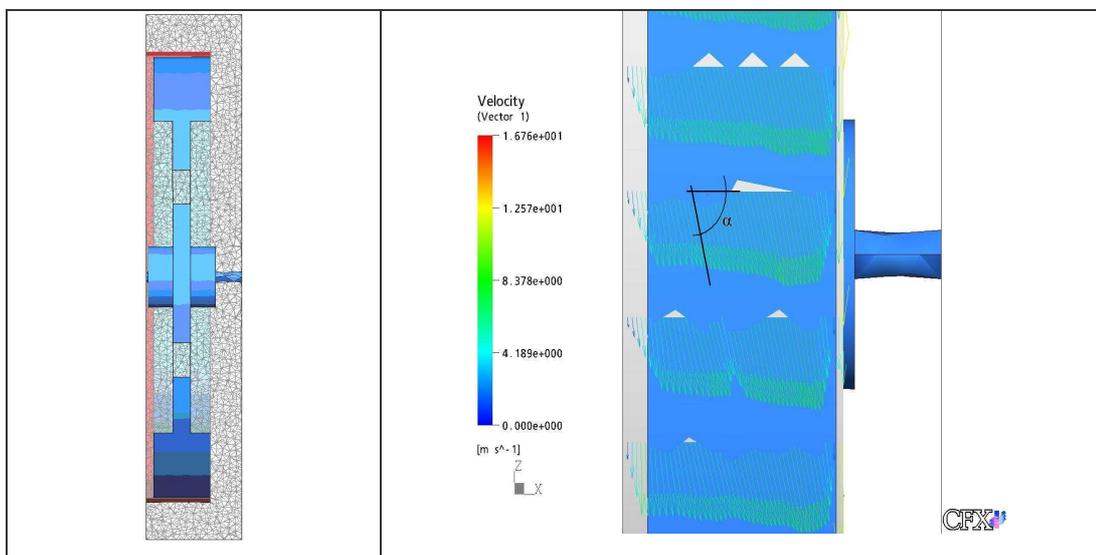
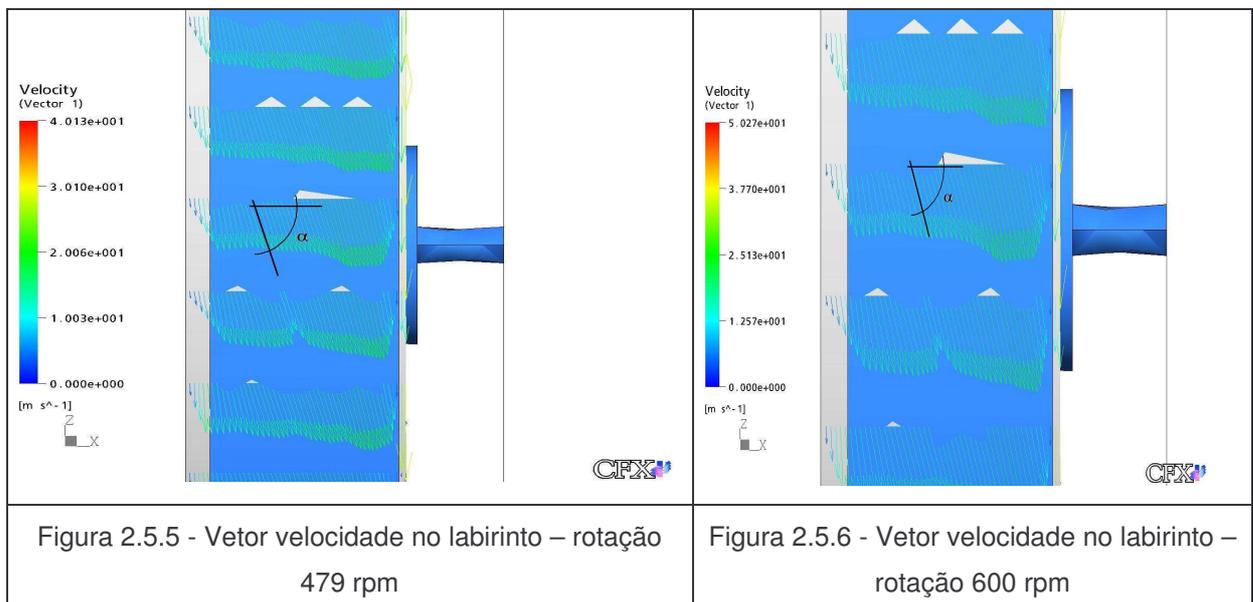


Figura 2.5.4 - Vetor velocidade no labirinto - rotação 200 rpm



a) **Ângulo α do vetor velocidade**

Rotação n_m (rpm)	200	479	600
Ângulo α (°)	77,52	76,93	76,66

b) **Cálculo do vetor de velocidade axial w**

$w = \frac{0,042n_m}{tg\alpha}$	Rotação n_m (rpm)	200	479	600
	w (m/s)	1,86	4,67	5,98

c) **Cálculo da vazão axial pelo labirinto**

Tabela 2.5.1 – Vazão axial pelo labirinto vz_w				
$vz_w = w * 0,012 * 1000$	Rotação n_m (rpm)	200	479	600
	vz_w (l/s)	22,3	56,1	71,7

2.5.3.2 Resultados - pressões relativas com os dutos de equilíbrio

Igualmente ao modelo experimental, foram observadas variações de pressões no modelo numérico, conforme Figs. 2.5.7, 2.5.8 e 2.5.9 que foram tabeladas conforme Tab. 2.5.2.

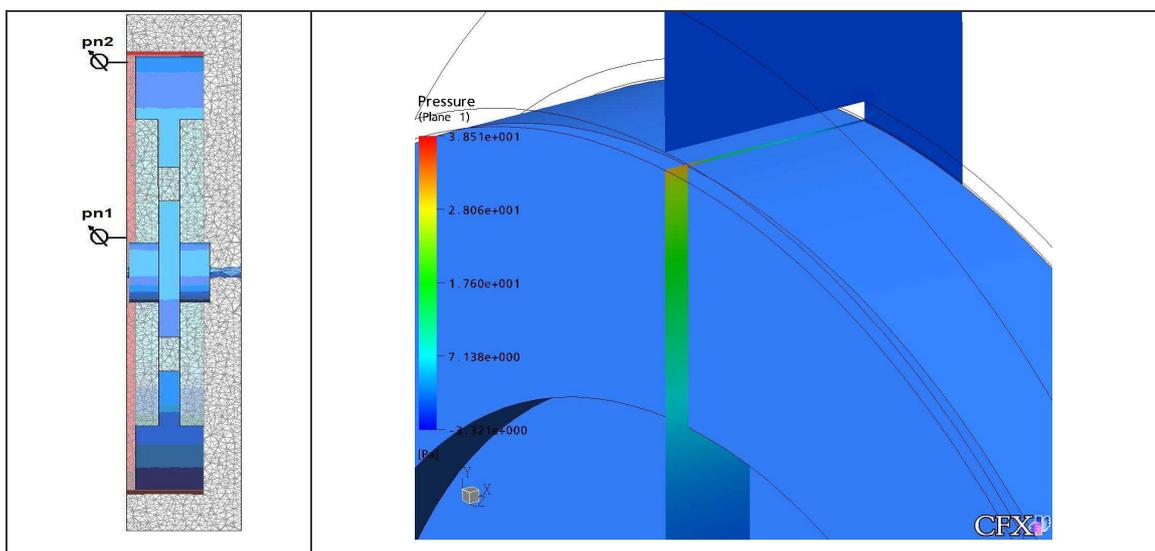


Figura 2.5.7 - Pressões no recinto da tampa e labirinto – rotação 200 rpm

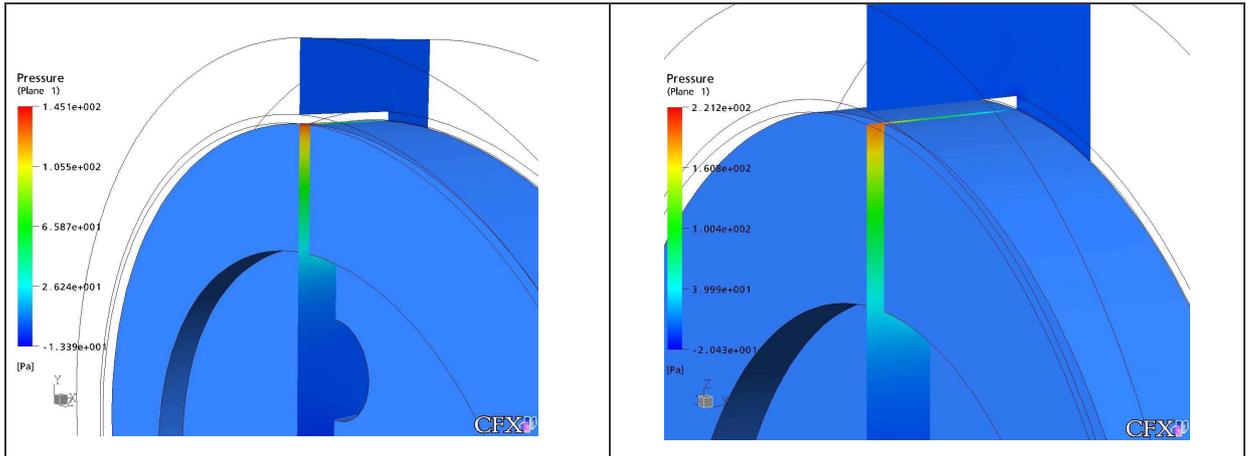


Figura 2.5.8 - Pressões no recinto da tampa e labirinto – rotação 479 rpm

Figura 2.5.9 - Pressões no recinto da tampa e labirinto – rotação 600 rpm

Tabela 2.5.2 – Pressão relativa no recinto da tampa

Rotação n_m (rpm)	200	479	600
pn1 (mmca)	-0,33	-1,37	-2,08
pn2 (mmca)	3,93	14,80	22,57

2.5.3.3 Resultados - escoamento pelos dutos de equilíbrio

Complementando o fato da existência de um componente de escoamento axial pelo labirinto nas três rotações simuladas, foram observados vetores velocidade nos dutos de equilíbrio, direcionados do exterior para o interior do recinto da tampa, comprovando a entrada de ar por estes orifícios, satisfazendo a conservação de massa (ver Figs. 2.5.11, 2.5.12 e 2.5.13).

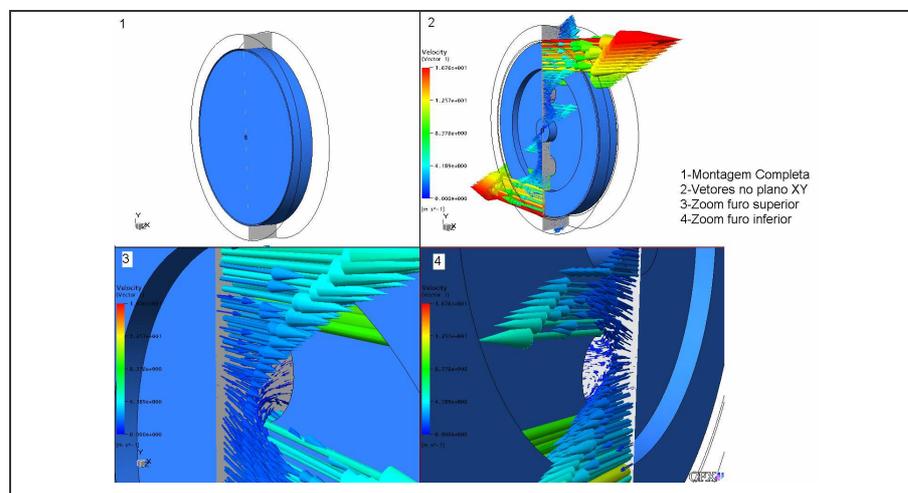


Figura 2.5.10 - Vetor velocidade nos dutos de equilíbrio, rotação 200 rpm

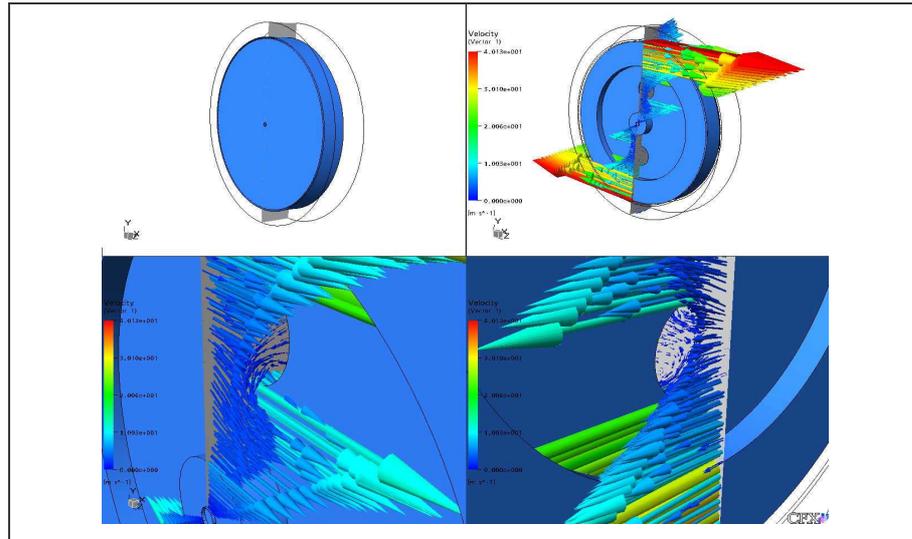


Figura 2.5.11 - Vetor velocidade nos dutos de equilíbrio, rotação 479 rpm

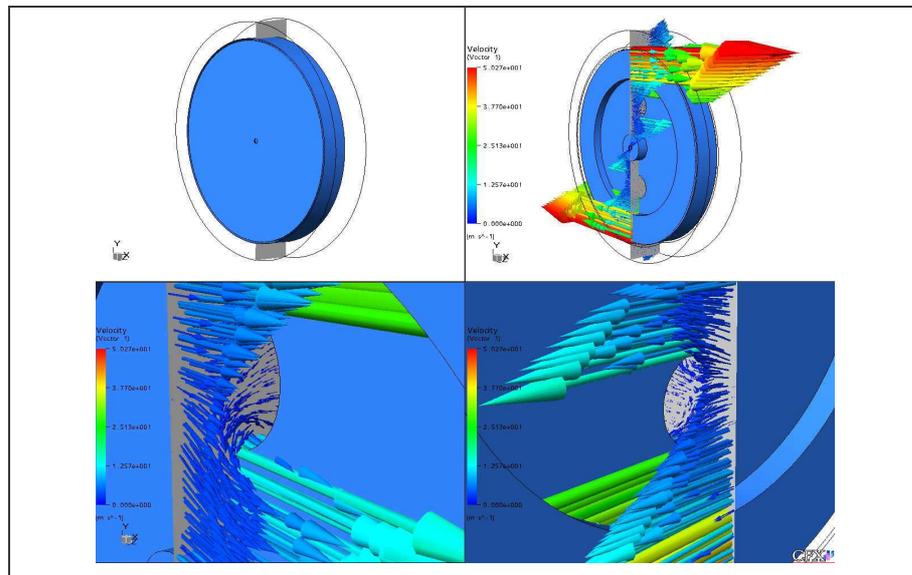


Figura 2.5.12 - Vetor velocidade nos dutos de equilíbrio, rotação 600 rpm

2.5.3.4 Análise da simulação com os dutos de equilíbrio

2.5.3.4.1 Escoamento axial pelo labirinto

Da mesma forma que no modelo, a orientação dos vetores velocidade mostraram a existência de um componente de escoamento axial pelo labirinto nas três velocidades simuladas, cujas intensidades são diretamente proporcionais à velocidade de rotação. O gráfico da Fig. 2.5.13 foi traçado com os dados da Tab. 2.5.1.

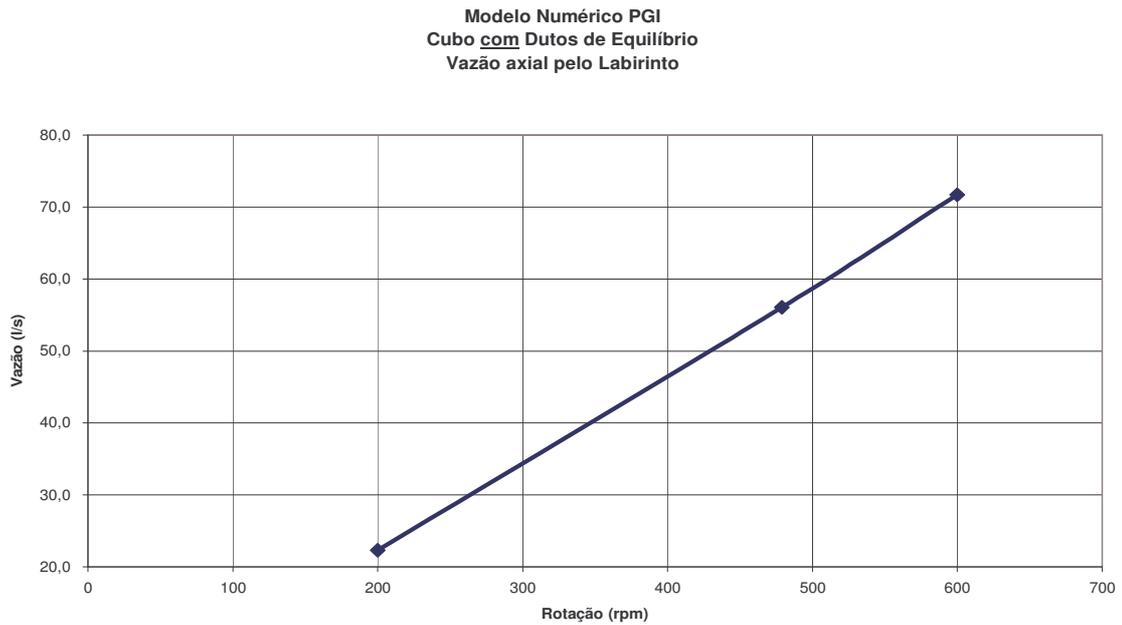


Figura 2.5.13 - Modelo Numérico - Vazão axial no labirinto função da rotação

2.5.3.4.2 Pressões no recinto da tampa e labirinto

Foram também verificadas variações de pressões, como no modelo, proporcionais à velocidade de rotação, registrando-se a máxima no ponto *pn2*, no recinto da tampa (na aresta de entrada ao labirinto) – ver gráfico da Fig. 2.5.14, traçada com os dados da Tab. 2.5.2.

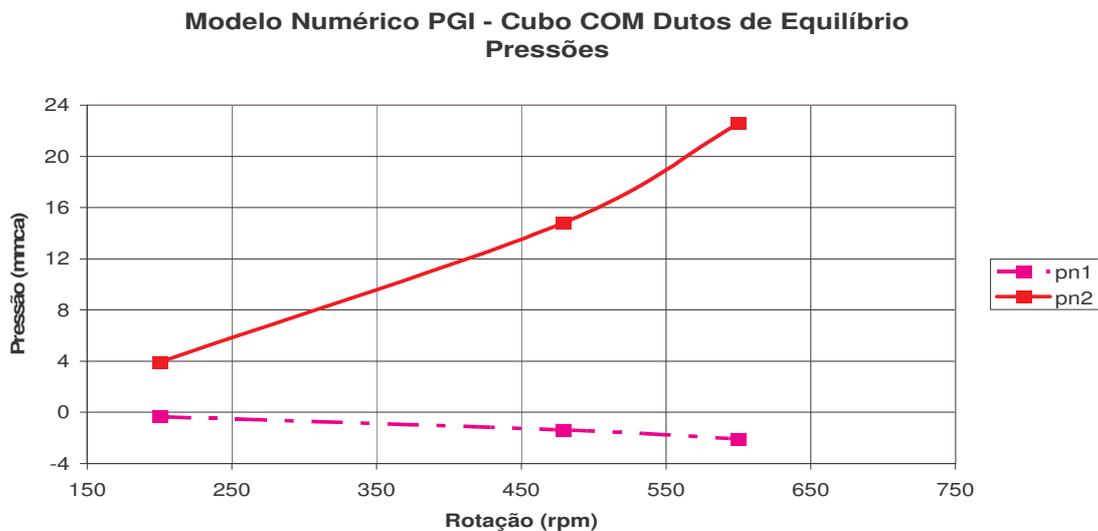
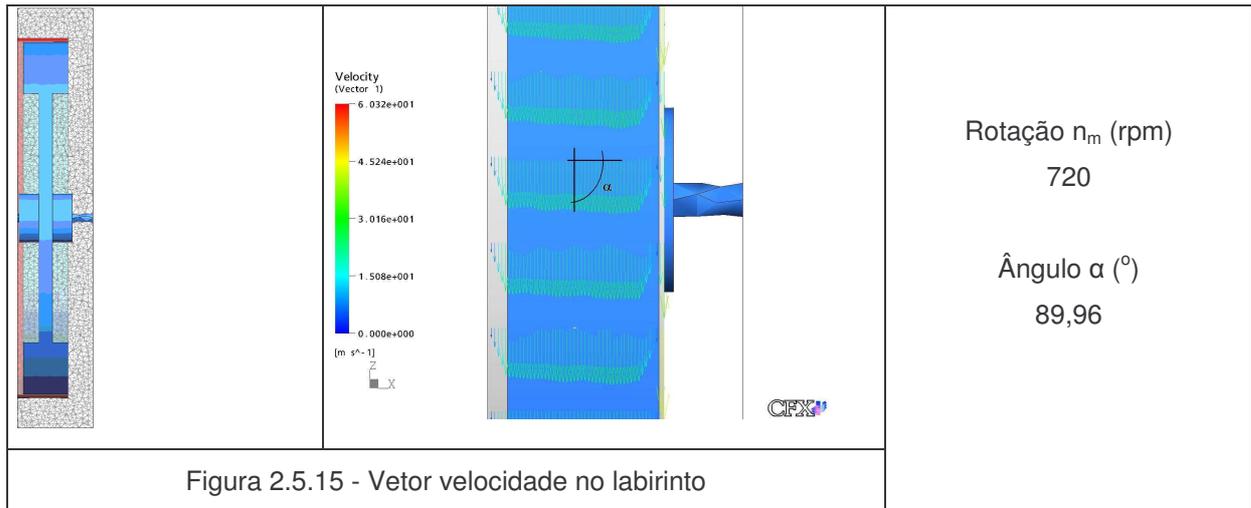


Figura 2.5.14 - Modelo Numérico - Pressão no recinto da tampa e labirinto pn1 e pn2

2.5.4 Simulação do modelo numérico sem os dutos de equilíbrio

Da mesma forma que no modelo experimental Pitangui, o modelo numérico foi simulado na rotação de 720 rpm sem os dutos de equilíbrio.

2.5.4.1 Resultados - escoamento axial pelo labirinto, sem os dutos de equilíbrio



Neste modo de simulação, diferentemente da simulação do modelo numérico com os dutos, o ângulo α é praticamente 90° (Fig. 2.5.16). Isto quer dizer que o escoamento é puramente circular, não havendo uma componente axial da velocidade. Assim a vazão axial através do labirinto é nula.

2.5.4.2 Resultados - pressões relativas sem os dutos de equilíbrio

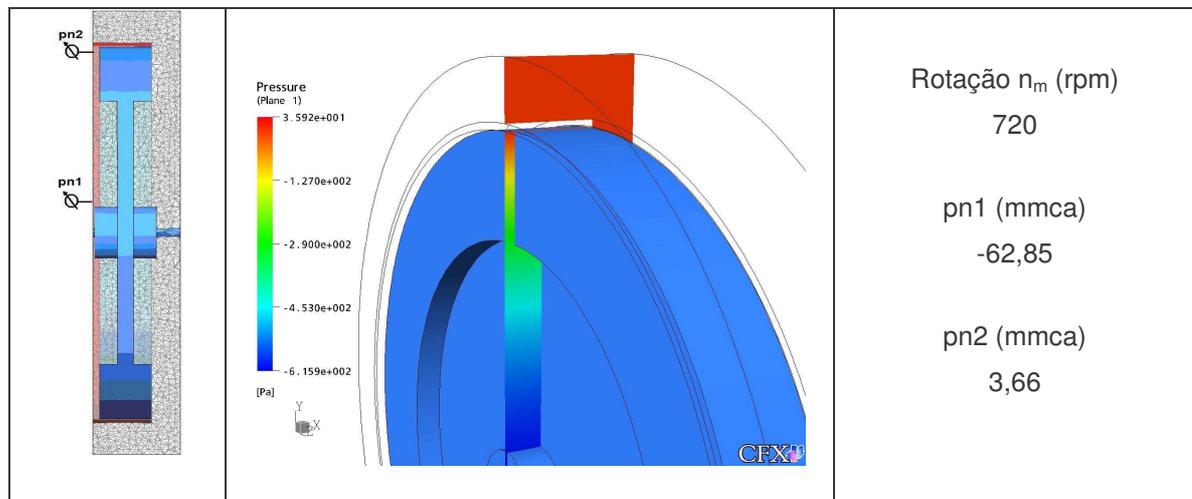


Figura 2.5.16 - Pressões no recinto da tampa

2.5.4.3 Análise da simulação sem os dutos de equilíbrio

Neste caso, a simulação no CFX foi feita apenas para a comprovação do que já se espera do comportamento do escoamento. O alto valor de pressão negativa na região central do recinto da tampa *pn1* (Fig. 2.5.17), significa que não existe entrada de ar para alimentar o deslocamento centrífugo de massa de fluido para a periferia *pn2*. Como não há possibilidade de entrada de ar no espaço entre a tampa e o rotor (não há dutos de equilíbrio) então o escoamento no labirinto é puramente circular com os vetores velocidade perpendiculares à direção axial. A Fig. 2.5.16 mostra os vetores velocidade resultantes dessa simulação numérica. Ou seja, nesta condição de simulação não existe transferência de massa do labirinto para o seu exterior, ocorrendo aquecimento dos anéis de desgaste como o verificado no ensaio de modelo experimental.

2.5.5 Resumo

No trabalho de Hidalgo (2005), tanto na condição com e sem dutos de equilíbrio de pressão, qualitativamente repetiram-se os mesmos resultados encontrados nos ensaios de modelo experimental, podendo levar à validação deste, conforme será analisada na próxima seção.

2.6 VALIDAÇÃO DO MODELO EXPERIMENTAL

2.6.1 Introdução

Esta seção tem por finalidade comparar qualitativamente os resultados dos modelos experimental e numérico, a fim de validar o modelo propriamente dito, pois uma vez comprovada a funcionalidade deste, o mesmo pode ser transposto para efetuar os ensaios também no protótipo, observando-se as peculiaridades.

Em comum, no modelo experimental e numérico, foram analisadas a vazão axial, o principal objetivo do trabalho, e as pressões, sendo concentradas com a presença dos dutos de equilíbrio de pressão (condição normal em protótipos de turbina Francis de eixo vertical). O parâmetro temperatura explorado no modelo experimental evidenciou o parâmetro vazão axial, da mesma forma, a pressão.

2.6.2 Comparação de resultados: modelo experimental/numérico

2.6.2.1 Vazão axial pelo labirinto

No gráfico da Fig. 2.6.1 nota-se que as taxas de variação da vazão com a rotação são equivalentes no modelo numérico e experimental. A diferença quantitativa existente tem relação com a maior precisão no modelo numérico, mas as tendências se equiparam, visto a linearidade observada no mínimo em três pontos testados. O resultado é que o comportamento do modelo experimental se equipara com o do modelo numérico.

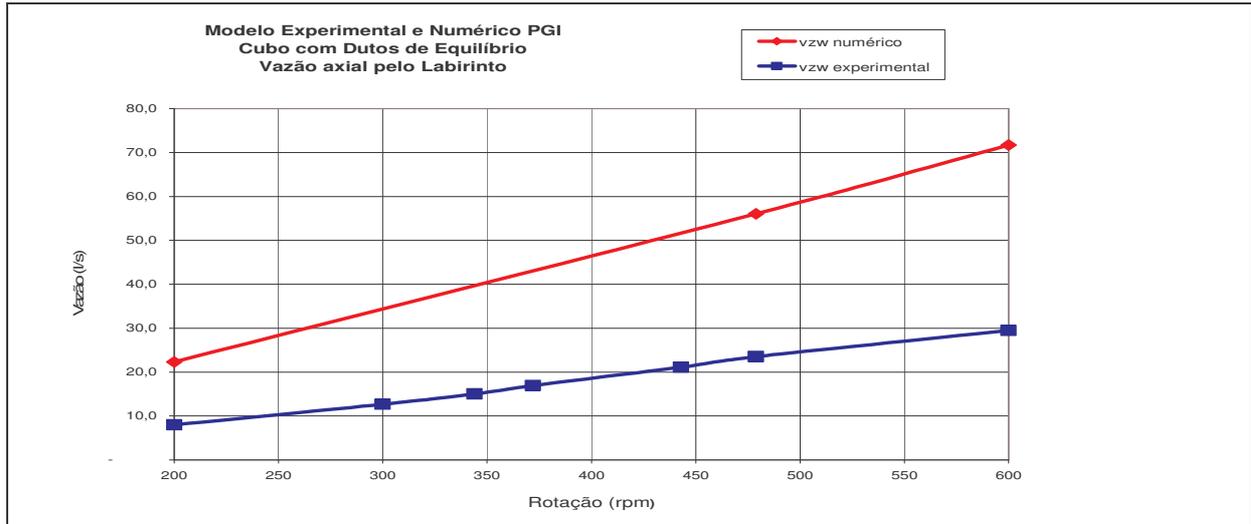


Figura 2.6.1 – Vazão comparativo modelo numérico x experimental

2.6.2.2 Variação de Pressão relativa

O gráfico da Fig. 2.6.2 mostra os resultados numéricos (pontos pn) e experimentais no modelo (pontos pm). A variação da pressão no recinto da tampa, tanto no centro (pn1 numérico ou pm1 experimental) como na periferia (pn2 numérico ou pm2 experimental), em ambos os casos estão com a mesma tendência, mostrando comportamentos semelhantes. Da mesma forma que nos dados de vazão axial, a diferença quantitativa dos valores de pressão está relacionada com a melhor precisão do modelo numérico.

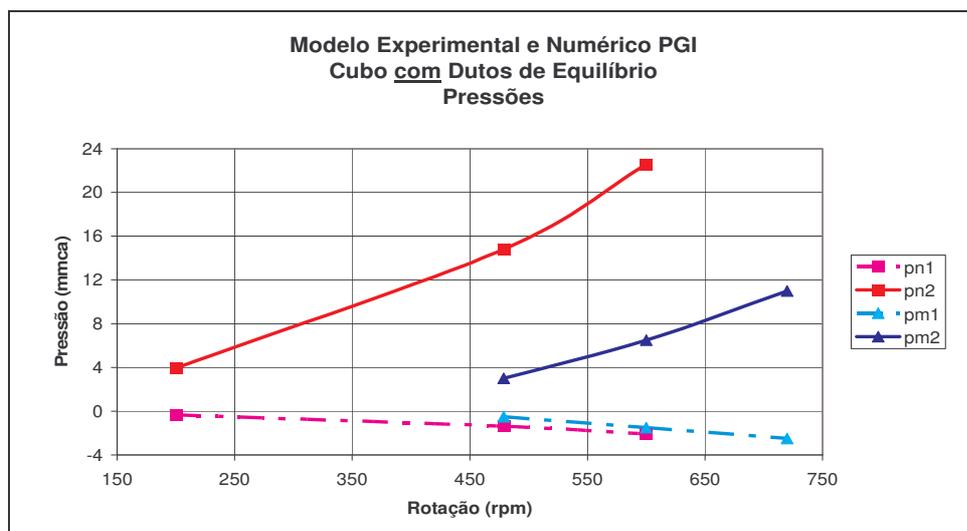


Figura 2.6.2 – Pressão comparativo modelo numérico x experimental

2.6.4 Validação

Comparativamente, o parâmetro de vazão de ar axial pelo labirinto pesquisado, tanto pelo método experimental como numérico, basicamente convergiram qualitativamente para os mesmos resultados tendenciais. Só por estes fatos em si, já poderia ser considerado que o modelo experimental tivesse validade atingida pelo modelo numérico, uma vez que o objetivo principal deste trabalho, que foi a busca da ocorrência de escoamento axial pelo labirinto, foi constatado e reproduzido de forma experimental e através do modelo numérico. Os parâmetros analisados, como a temperatura e a pressão, com e sem os dutos de equilíbrio no cubo, corroboraram a existência de vazão de ar axial pelo labirinto. Ou seja, os comportamentos das temperaturas e pressões são conseqüências, neste caso, da existência ou não do transporte de massa de fluido (um resultado não acontece sem a ocorrência do outro).

2.6.5 Resumo

Portanto, o modelo experimental tem resultados validados pelo modelo numérico, podendo os comportamentos verificados neste, ser qualitativamente transposto para o protótipo, sempre observando as peculiaridades. Logo, considerando os resultados do modelo experimental com os dutos de equilíbrio abertos, pode-se concluir que no protótipo deverá ocorrer comportamento semelhante, podendo-se executar o ensaio experimental deste com segurança.

2.7 PROTÓTIPO EXPERIMENTAL

2.7.1 Introdução

Para a verificação do comportamento térmico dos anéis de desgaste dos rotores de turbinas da UHE GNB (grupos 2 e 4), foram realizados ensaios denominados Ensaio de Aquecimento dos Anéis de Desgaste. Para o balizamento de parâmetros e compreensão e análise dos resultados dos ensaios em protótipos, foram levados em consideração os dados qualitativos obtidos nos cálculos analíticos, numéricos e ensaios experimentais de modelo. Os ensaios nos protótipos foram realizados com diminuição da vazão de água de resfriamento dos anéis de desgaste, da vazão nominal até zero.

Para que houvesse segurança na operação, foram tomados cuidados especiais quanto a possibilidades de dilatação dos anéis de desgaste por aumento de temperatura, e conseqüente roçamento do conjunto girante na parte fixa, analisando-se detalhadamente os valores de temperatura máxima permissível calculados na seção 1.9.3.2. Para tanto, foram instalados transdutores de proximidade para medição relativa entre os anéis de desgaste fixo e móvel, garantindo controle quanto ao espaço intersticial. Toda esta precaução se deve ao fato, de que as condições de fluxo dentro do recinto do rotor da turbina, operando em compensador síncrono, são totalmente desconhecidas no que tange à literatura a respeito, em função da ventilação criada pelas pás do rotor, que provoca um escoamento complexo, fato este que não faz parte da análise deste trabalho.

Conforme mencionado anteriormente em 1.7.7 – Funcionamento dos anéis de desgaste e 1.8.2.5 - Geração de calor nos anéis de desgaste, estes induzem o fluido existente entre eles aos seguintes modos (particularidades) operativos, em função da sua velocidade de rotação e geometria:

- regime de escoamento turbulento ($Re = 7394$), ocasionado pela alta velocidade periférica do anel girante, e que conforme estudos realizados, podem ser vórtices toroidais ou azimutais¹²;

¹² Lueptow Taylor Couette Flow Measurements – **Taylor Couette Velocity Measurements** – Laboratory for Applied Fluid Dynamics Northwestern University, Evanston, Illinois...Disponível em: http://www.mech.nwu.edu/fac/lueptow/TC_Rich_new.html. Acesso em: 27 fev. 2004.

- enclausuramento do fluido intersticial aos anéis em função da sua forma geométrica, projetada e construída como labirinto de vedação com dois canais (chicanas) de amortecimento (Fig. 1.8.3).

Estas particularidades trabalham contra a possibilidade natural de troca térmica por fluxo de massa com o meio externo ao interstício, onde está presente abundante fluido refrigerante, conforme verificado em 2.1.6 – Resultado. Ao mesmo tempo, em função da alta velocidade do fluido, a transferência de calor por convecção deste com a massa metálica tanto do rotor (parte móvel) como das partes fixas também é prejudicada pela camada limite, aumentando o patamar de estabilização da temperatura do fluido intersticial aos anéis de desgaste.

Apesar deste trabalho tratar apenas do labirinto superior, nos experimentos do protótipo foram levantados dados também do labirinto inferior.

2.7.2 Parâmetros de Medição

Conforme já mencionado, em função de dificuldades devido às condições de acessibilidade, no protótipo o trabalho foi desenvolvido buscando resultados mais nos efeitos térmicos do que na causa (escoamento do fluido). Portanto, o caso da verificação de ocorrência de escoamento axial pelo labirinto (fluxo canalizado desde os dutos de equilíbrio de pressão) não foi possível verificar através de linhas de corrente, mas sim, medida indiretamente pela temperatura.

Para os ensaios foram preparadas as instrumentações conforme Fig. 2.7.1 e Tab. 2.7.1 e medidos os parâmetros: temperatura, pressão, oscilação e dilatação e rotação.

Por razão de indisponibilidade de parada do grupo gerador, os sensores de oscilação foram instalados apenas no grupo 2, mesmo porque, este foi o primeiro ensaio a ser realizado e percebida a não necessidade destes. O parâmetro pressão foi utilizado apenas para a visualização qualitativa das flutuações que ocorrem durante o ensaio, por exemplo, quando é realizada a injeção de ar para a manutenção do nível de água do recinto da turbina. A rotação do anel foi a normal de funcionamento do grupo gerador, ou seja, 128,6 rpm, o que corresponde a uma velocidade periférica no anel de desgaste superior de 34,93 m/s.

2.7.3 Localização e tipos de sensores

Em função da não existência de sensores de temperatura, instalados originalmente, estes foram alocados especialmente para a execução dos ensaios.

Tabela 2.7.1 - Localização dos sensores

Sensores	Localização	Faixa	Tipo	Precisão
Temperatura [°C]	ar labirinto superior	0 a 50	RTD 100	0,01
	Metal anel fixo superior	0 a 50	RTD 100	0,01
	ar labirinto inferior	0 a 50	RTD 100	0,01
	Metal anel fixo inferior	0 a 50	RTD 100	0,01
Pressão [bar]	Tampa no recinto da turbina	0 a 5	Transdutor de pressão	
	Tampa no distribuidor	0 a 5	Transdutor de pressão	
	Tampa no sucção	0 a 5	Transdutor de pressão	
Oscilação [μm]	Anel móvel direito hidráulico	-500 a 500	Transdutor de deslocamento	1,0
	Anel móvel esquerdo hidráulico	-500 a 500	Transdutor de deslocamento	1,0

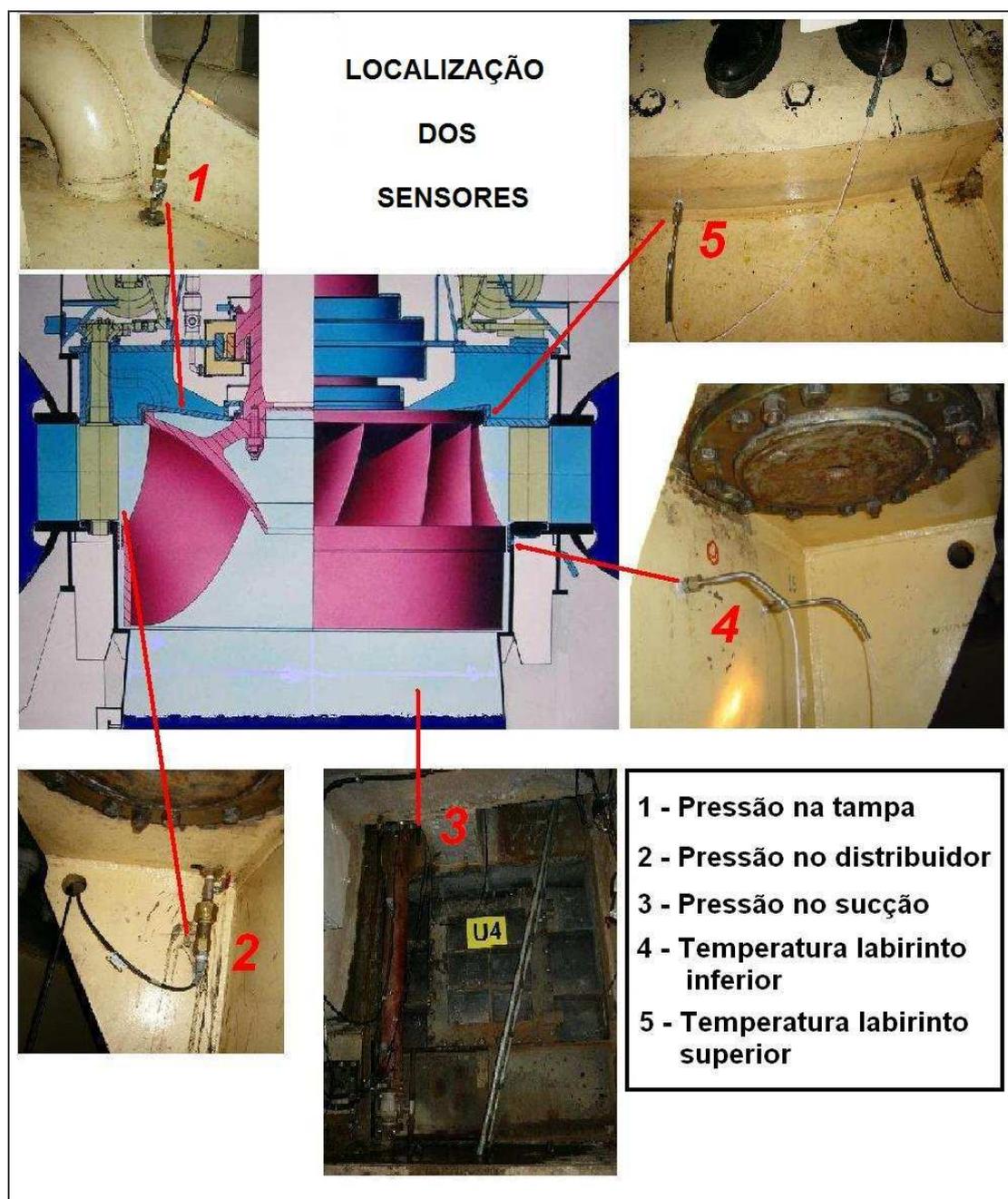


Figura 2.7.1 - Localização dos sensores

Para as medições da oscilação do anel de desgaste móvel e dilatação relativa entre o anel fixo e móvel, foram instalados dois sensores a 180°, fixos no anel fixo inferior.

2.7.4 Ensaio de aquecimento dos anéis de desgaste

Antes de iniciar os ensaios, as seguintes atividades foram realizadas:

- a) Inibição das proteções de falta de água de resfriamento nos anéis de desgaste;
- b) Calibração e zeragem dos instrumentos de registro, executando-se um rebaixamento do nível da água entre a sua tampa e o tubo de sucção ainda com a máquina parada.

Terminada a etapa das calibrações, foi colocada a máquina em giro, e executado o ensaio com a turbina em compensador síncrono, diminuindo gradativamente a água de resfriamento dos anéis. Estando asseguradas as condições de temperatura, comparadas às variações limites permissíveis indicados pelos cálculos em 1.9.3.2 - Temperatura máxima permissível do anel de desgaste, partiu-se para o ensaio sem água de resfriamento, observando atentamente o comportamento dos parâmetros, principalmente o de temperatura.

2.7.5 Resultados dos ensaios de aquecimento do Grupo 2

2.7.5.1 Condições operativas do grupo gerador

Na Fig. 2.7.2, tem-se na coordenada do tempo:

- de 0 até t₁, tem-se 100% da vazão de água de resfriamento
- de t₁ até t₂, tem-se 75% da vazão de água de resfriamento
- de t₂ até t₃, tem-se 50% da vazão de água de resfriamento
- de t₃ até t₄, tem-se 25% da vazão de água de resfriamento
- após t₄, operação SEM água de resfriamento.

Nos pontos inj1 e inj2 ocorreu injeção de ar de manutenção do nível de rebaixamento (período aproximado de 35 min). Ou seja, em função da perda de ar por questão de vazamento pela vedação do eixo da turbina, que não é um sistema estanque, frequentemente é feita reposição para retornar o nível da água do recinto do rotor. Neste momento ocorre a variação da pressão no recinto da tampa mostrada no gráfico da Fig. 2.7.2 como pontos inj1 e inj2.

Temperatura da água no dia do ensaio – 20,2 °C (27/11/2003).

2.7.5.2 Gráfico pressão, oscilação e temperatura

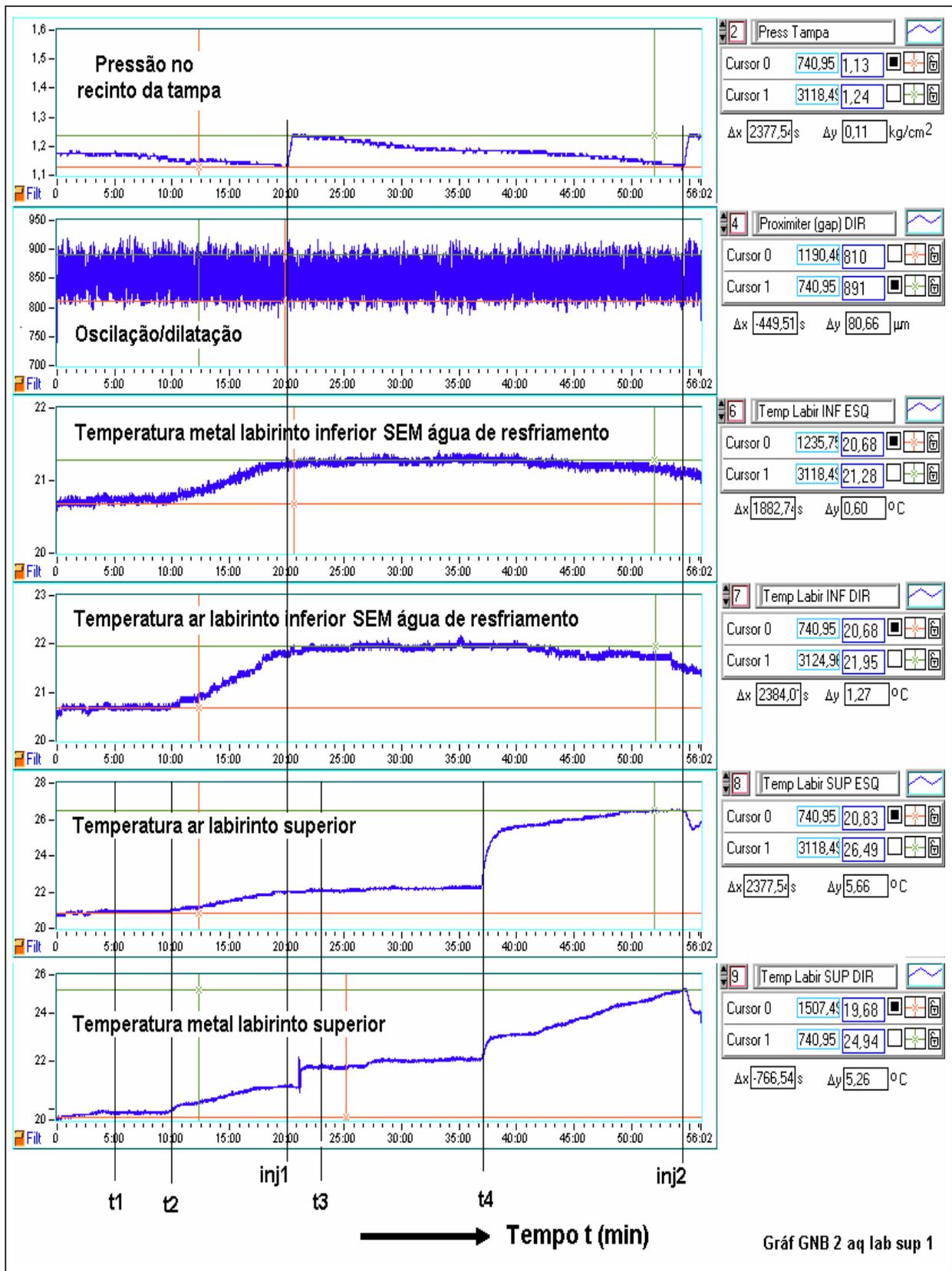


Figura 2.7.2 - Pressão, oscilação e temperatura – Grupo 2.

2.7.5.3 Quadro de temperaturas

Na Tab. 2.7.2 foram destacadas as principais temperaturas dos gráficos da Fig. 2.7.2.

Tabela 2.7.2 – Resumo de temperaturas máximas da Figura 2.7.2

Intervalo de tempo	Labirinto superior [°C]		Labirinto inferior [°C]	
	Interstício	Anel fixo	Interstício	Anel fixo
0 ao t1	20,9	19,8	21,1	20,9
t1 ao t2	21,0	19,9	-	-
t2 ao t3	22,0	21,8	-	-
t3 ao t4	22,7	22,2	-	-
acima de t4	26,5	24,9	21,9	21,3
Variação máxima	5,6	5,1	0,8	0,4
Temperatura ACR				
inj2	25,5	24,0	-	-
Variação máxima	1,0	0,9	-	-

2.7.6 Análise dos Resultados do Grupo 2

No labirinto superior, à medida que foi diminuindo a vazão de água de resfriamento dos anéis de desgaste (desde o instante de tempo zero), a temperatura do ar intersticial foi se elevando, ocorrendo uma variação mais acentuada ao se operar sem a água. Nesta situação, após estabilização, observa-se que houve uma variação de 5,6 °C no ar intersticial e 5,1 °C no metal do anel de desgaste. Isto comprova que a componente axial do escoamento do fluido no labirinto não foi suficiente para transferir toda a massa de ar intersticial em constante aquecimento, devido atrito, para o exterior deste. Apesar da deficiência, a temperatura máxima alcançada no anel fixo foi de 24,9 °C, bem aquém da permissível de 37 °C - ver (1.9.3).

Já no labirinto inferior, praticamente não foi observado o aquecimento, apresentando uma temperatura máxima de 21,3 °C no anel fixo e 21,9 °C no seu interstício, levando a uma conclusão de que, neste ponto, ocorre suficiente

escoamento axial pelo labirinto, apesar de ter o mesmo escoamento turbulento de Taylor e a mesma geometria do labirinto superior.

Durante a injeção de ar comprimido de rebaixamento (ACR), para manutenção do nível de água do sucção no recinto do rotor, observa-se que as temperaturas no labirinto superior sofrem pequenas variações (cerca de 1,0 °C). Pela sincronização de resposta de variações, pode-se dizer que elas se deram pela transferência direta de massa para o interior do labirinto, ocasionado pelo pico de variação de pressão do ar no recinto do rotor, uma vez que o processo de geração da pressão no recinto da tampa, oriunda da força centrífuga, continua a mesma (função da rotação que é constante).

No labirinto inferior, em função da baixa temperatura máxima, a injeção de ar comprimido de manutenção do nível de rebaixamento de água do recinto do rotor, não influi na temperatura do anel fixo e interstício.

2.7.7 Resultados dos ensaios de aquecimento do Grupo 4

2.7.7.1 Condições operativas do grupo gerador

Na Fig. 2.7.3, tem-se na coordenada do tempo:

- de 0 até t_4 , tem-se 100% da vazão de água de resfriamento
- após t_4 , operação SEM água de resfriamento.

Nos pontos inj1 e inj2 ocorreu injeção de ar de manutenção do nível de rebaixamento (período aproximado de 24 min), da mesma forma que no ensaio do grupo 2.

Temperatura da água no dia do ensaio – 23,6 °C (02/02/2005).

2.7.7.2 Gráfico de temperaturas

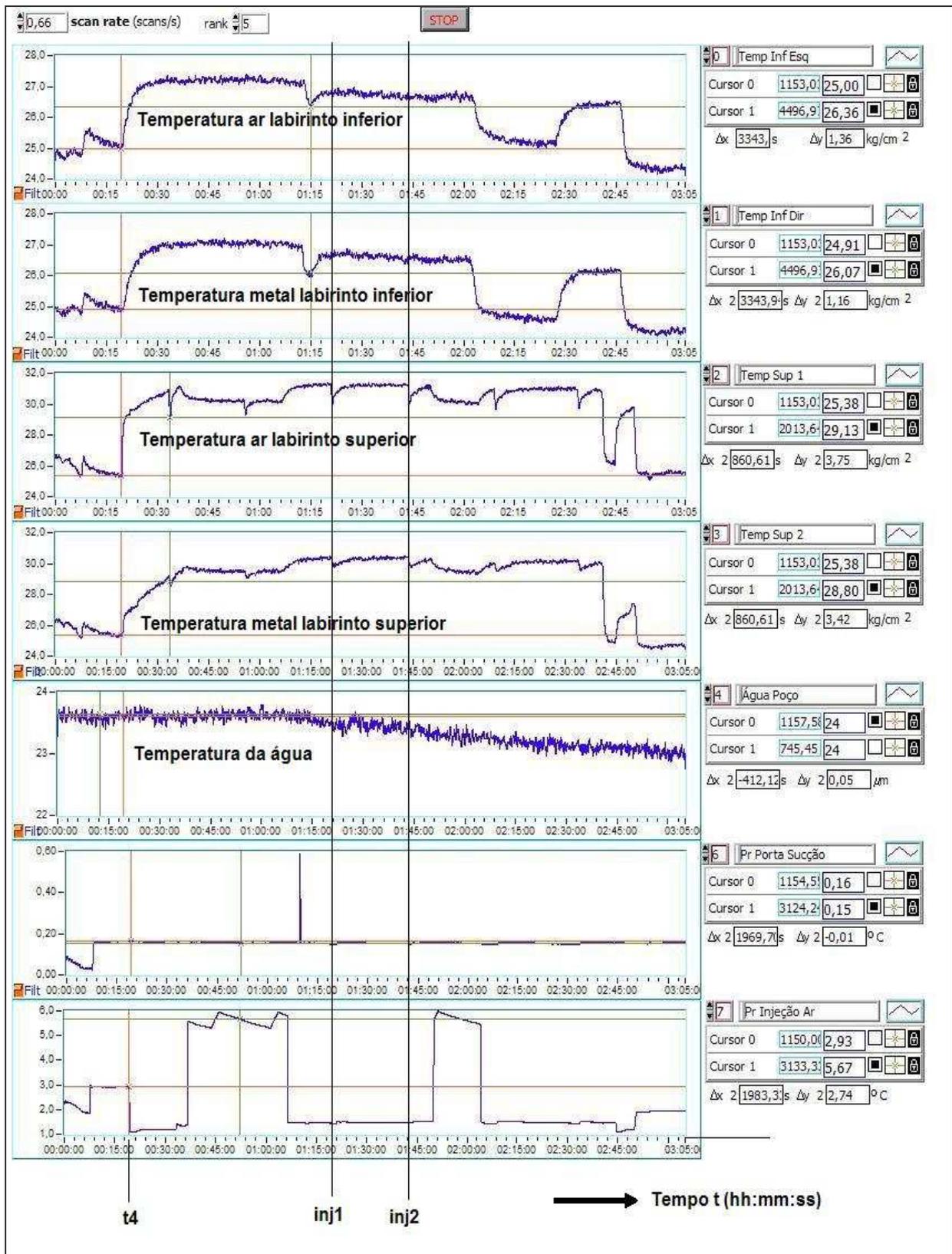


Figura 2.7.3 - Temperatura e pressão – Grupo 4

2.7.7.3 Quadro de temperaturas

Na Tab. 2.7.3 foram destacadas as principais temperaturas dos gráficos da Fig. 2.7.3.

Tabela 2.7.3 – Resumo de temperaturas máximas da Figura 2.7.3

Intervalo de tempo	Labirinto superior [°C]		Labirinto inferior [°C]	
	Interstício	Anel fixo	Interstício	Anel fixo
0 ao t4	25,4	25,3	25,0	24,9
acima de t4	31,4	30,4	27,3	27,2
Variação máxima	6,0	5,1	2,3	2,3
Temperatura ACR				
inj3	30,0	29,9	-	-
Variação máxima	1,4	0,5	-	-

2.7.8 Análise dos Resultados do Grupo 4

Em termos qualitativos, o comportamento térmico foi semelhante ao ensaio do grupo 2, com uma particularidade de que a temperatura da água de ensaio do grupo 4 estava 3,4°C (23,6 - 20,2 = 3,4) maior que no grupo 2, o que levou a um resultado de temperatura máxima maior. Ou seja, a máxima atingida no anel fixo foi de 30,4 °C, ainda aquém da permissível de 37 °C - ver (1.9.3). O mesmo fato foi repetido durante a injeção de ar comprimido de rebaixamento (ACR) para manutenção do nível de água do sucção (recinto do rotor).

2.7.9 Resumo

Os resultados dos ensaios realizados no protótipo GNB2 e GNB4, sem a água do sistema de resfriamento, não repetiram exatamente os verificados nos ensaios de modelo experimental. Apesar de terem aplicadas condições operativas e técnicas de medições semelhantes as do modelo experimental, observou-se nos protótipos, uma elevação nas temperaturas do labirinto, ainda que quantitativamente pequena em relação ao valor limite.

Fazendo comparações, existem duas razões diferenciadas que foram desconsideradas ou simplificadas no modelo experimental, as quais explicam a variação observada no protótipo. São eles: o desenho do labirinto e o escoamento caótico provocado pelas pás do rotor.

- No desenho do labirinto do protótipo, além do efeito de turbulência de Taylor, existem dois canais internos (chicanas) longitudinais (Fig. 1.8.3), o que no modelo experimental não foi previsto por razão econômica construtiva. Estes canais são preparados para aumentos de perda de carga, que, se por um lado melhora a questão da vedação na operação convencional, por outro lado dificulta a mudança de direção almejada do escoamento axial em operação como compensador síncrono.
- Quanto ao escoamento turbulento complexo que existe no protótipo, provocado pelas pás do rotor operando em ambiente confinado, este influi nas condições de contorno do labirinto dificultando o escoamento de ar axialmente pelo labirinto.

Ou seja, o formato do labirinto mais a característica de escoamento turbulento complexo produzido pelas pás do rotor, juntos impõem uma forte barreira à mudança de direção do escoamento do fluido intersticial aos anéis de desgaste para o sentido axial, dificultando a troca de calor com o meio externo por transferência de massa. De qualquer forma, é fato que existe certo escoamento axial, pois caso contrário, conforme verificado analiticamente na seção 2.3.7.2, a estabilização da temperatura seria demorada, o que não foi o caso constatado nos ensaios dos protótipos. Neste caso, ao considerar-se que a eficiência do escoamento de ar axialmente pelo labirinto é baixa, significa que o calor gerado é em parte absorvido pela massa dos anéis fixo e móvel, e que por si só consegue manter a temperatura estabilizada num patamar aquém do limite garantido de operação sem o sistema de resfriamento adicional.

Apesar da ocorrência de aquecimento no labirinto superior dos protótipos, o traçado de estabilização de temperatura, tanto do ar intersticial como do metal, é bem definido, garantindo um comportamento bastante seguro. Esta característica foi observada também nas repetidas injeções de ar de controle de nível do recinto do rotor (ver as estabilizações após os momentos inj1 e inj2 – Fig. 2.7.3) que ocorrem periodicamente, traçando uma curva de diminuição de temperatura, em seguida uma elevação e logo depois a estabilização, observando sempre o mesmo patamar de valor.

3 CONCLUSÃO

Em função do regime de escoamento turbulento, principalmente no labirinto, foram combinados estudos semi-empíricos, analíticos, numéricos e experimentais. A maneira como foram trabalhadas as idéias práticas com as teorias deram a esta dissertação uma conotação de caráter bastante aplicativo de maneira até então pouco encontrada na literatura.

3.1 Conclusão geral

Na primeira parte do desenvolvimento foi analisado o balanço térmico do rotor da turbina, onde se concluiu que o fluido refrigerante de vazamento é muito além do necessário, que pode manter o recinto praticamente à temperatura ambiente. Portanto, analisando o rotor como um todo, não haveria necessidade do sistema de resfriamento dos anéis de desgaste, recaindo a definição do trabalho somente ao comportamento dos anéis de desgaste (labirintos).

Para a análise do comportamento dos anéis de desgaste, primeiramente foi construído um modelo experimental, aproveitando um volante de uma turbina hidráulica da pequena central hidrelétrica Pitangui, e feitos ensaios, tendo os resultados comparados àqueles do modelo numérico desenvolvido por Hidalgo (2005) utilizando o programa comercial CFX 5.0. Depois, com base nos resultados do modelo, foram realizados ensaios nos protótipos da UHE GNB.

Na busca da existência de escoamento axial pelo labirinto do modelo experimental, foi lançada mão da utilização de linhas de corrente para traçado do vetor velocidade para chegar à componente axial. A forma de fazer o traçado das linhas de corrente no modelo experimental, embora simples, foi extremamente importante, para a solução deste trabalho. O mesmo foi obtido por meio de um dispositivo de desenvolvimento próprio e levantado para várias rotações, simulando principalmente o número de Reynolds do protótipo. Tanto o método de traçado das linhas de corrente como o desenvolvimento do modelo experimental deste trabalho foram os pontos de destaque e inovação para a ciência e a tecnologia.

3.2 Conclusão específica

No modelo experimental, foi verificado que, quando o ensaio é realizado com os dutos de equilíbrio de pressão, ocorre escoamento de ar axialmente pelo labirinto, causado pela ação centrífuga induzida pelo movimento do rotor, o que resultou, como era esperado, no não aquecimento dos anéis de desgaste. Na contraprova, quando o ensaio é realizado sem os dutos de equilíbrio, não ocorre escoamento de ar axialmente pelo labirinto, resultando no aquecimento dos anéis de desgaste.

Nos protótipos GNB2 e GNB4, os resultados dos ensaios realizados sem a água do sistema de resfriamento, mostraram que a eficiência do escoamento de ar axialmente pelo labirinto não foi a mesma observada no modelo, apesar de aplicadas condições operacionais e técnicas semelhantes. Eles apresentaram uma elevação nas temperaturas, mas, quantitativamente pequena em relação ao valor limite (máxima de 30,5 °C contra a permissível de 37 °C).

3.3 Conclusão final

Considerando que:

- a) Os resultados de aquecimento dos anéis de desgaste dos dois protótipos testados sem injeção de água de resfriamento adicional encontram-se aquém do limite calculado;
- b) As temperaturas limites observadas nas periódicas injeções de ar de controle de nível do sucção dos protótipos aconteceram com repetibilidades, o que atesta eficácia dos resultados;

pode-se concluir, com boa margem de segurança, que os sistemas de resfriamento dos anéis de desgaste dos protótipos testados GNB grupos 2 e 4 estão redundantes, podendo ser desativados.

Cabe salientar que a constatação deste trabalho não deve ser tomada, em hipótese alguma, como um padrão para aplicações em outras turbinas sem análises e ensaios minuciosos, uma vez que simplificações foram introduzidas para que se concluísse o trabalho dentro dos objetivos da dissertação.

4 RECOMENDAÇÕES

4.1 Recomendações para trabalhos futuros

Algumas sugestões para a continuação deste trabalho são colocadas a seguir.

- a) Na parte numérica, foi desenvolvido cálculo sobre o desenho de um volante do grupo gerador da usina Pitangui para validar o modelo experimental, assim sugere-se:
 - Desenvolver experimento numérico considerando o desenho real do cubo do rotor do protótipo.

- b) Neste trabalho concluiu-se que o formato ou o desenho do labirinto (labirinto liso, labirinto com canais longitudinais e outros) influi na eficiência do escoamento axial, assim sugere-se:
 - Analisar o fato considerando as diversas alternativas possíveis de arranjos destes canais;
 - Analisar o caso de canais helicoidais nas diversas alternativas possíveis de arranjos com os anéis, que seja favorável ao mesmo tempo para operação como turbina normal quanto para compensador síncrono.

- c) Na verificação do escoamento de ar axialmente pelo labirinto, não foi estudado o escoamento turbulento complexo no recinto do rotor, provocado pelas pás operando em um ambiente confinado, assim sugere-se:
 - Analisar este escoamento complexo em modelo;
 - Estudar o comportamento hidrodinâmico e térmico abordados nesta dissertação considerando o rotor completo;
 - Pesquisar modelos matemáticos analíticos ou numéricos que retratem o comportamento hidráulico e térmico provocado pelas pás operando em um ambiente confinado.

d) Neste trabalho foi desenvolvido apenas o comportamento do labirinto superior, em função de diferentes ações impostas pelos componentes que o cercam e também devido ao comportamento complexo de fluxo em que estão sujeitos.

Assim sugere-se:

- Analisar o comportamento do labirinto inferior.

e) Também podemos sugerir como trabalhos futuros:

- Determinar com melhor profundidade os coeficientes de transferência de calor por convecção do modelo aqui tratado e do protótipo, considerando como sistema de escoamento circular de Couette, em regime turbulento.
- Analisar a distribuição de pressão ocasionada pelo efeito centrífugo ao longo do recinto da tampa, ocasionada pela rotação do volante ou um disco com geometria irregular como o cubo do rotor de turbina.
- Determinar como ocorre a dilatação do anel de desgaste fixo em função da sua base de ancoragem (a dilatação se dá para a diminuição ou aumento do diâmetro?).

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ABNT NB 228 (Associação Brasileira de Normas Técnicas), Turbinas Hidraulicas - Ensaio de Campo: Método de Ensaio. 1990. 90 p.

ANSYS, INC. CFX-5.0 Solver Theory. Documentação eletrônica que acompanha o *software* CFX-5.0, 2004.

ASME PTC 18 **1949,1992.**

BARRETO, P. E. Q. M. **Glossário Lumieri de Instalações elétricas.** São Paulo: Lumieri, 2001. 58 p.

BEJAN, A. **Transferência de Calor.** São Paulo: Ed. Edgard Blucher Ltda, 1996.

BRAN, R.; SOUZA, Z. **Máquinas de Fluxo: Turbinas – Bombas - Ventiladores.** 2.Ed. Rio de Janeiro: LTC, 1984. 262 p.

BRAUN, M. J. **Flow visualization of the evolution of Taylor instabilities and comparison with numerical simulations.** Computational Technologies for Fluid/Thermal/Structural/Chemical Systems with Industrial Applications. Volume 1 ASME 2002 PVP-vol. 448-1.

CASTELLAN, G. **Fundamentos de Físico-Química.** Rio de Janeiro: Livros Técnicos e Científicos Editora Ltda, 1986.

CEREDA, R. L. **Introdução ao FORTRAN 77 para Microcomputadores.** São Paulo - MCGRAW-HILL – 1987.

FERNANDES FILHO, ALEXANDRE MACHADO **Diretrizes básicas para a elaboração do projeto de motorização das unidades da Usina Hidrelétrica de Passo Fundo – UHPF.** In: V Seminário Nacional de Produção e Transmissão de Energia Elétrica, Grupo I, Produção Hidráulica, 1979. Recife-PE

FOX, R. W. **Introdução à Mecânica dos Fluidos.** 4 ed. Rio de Janeiro: Livros Técnicos e Científicos Editora SA, 1998.

FUDJACK, J. **Taking the Mandala Literally. The ‘Couette System’ In Chaos Science.** The Mandala, And The Enneagram. <http://www.tap3x.net/EMBTI/j6couette.html>. Acesso em 27fev2004.

GERE, J. M.; TIMOSHENKO, S. P. **Mechanics of Materials.** 3 ed. Boston: PWS-Kent Publishing Company, 1990.

Hidalgo, Eduardo Campos Neto - **Modelagem matemática e simulação computacional do escoamento no interstício rotor/carcaça de turbina hidráulica.** UFPR 2005, orientador prof. Fernando Tadeu Bóçon Dr. Eng.

HJERTAGER, L. K; HJERTAGER, B. H.; Solberg, T. **CFD Modelling of Turbulent Mixing in a Confined Wake Flow.** Annual Meeting/Nov. 16-21/Mixing and Chemical Reaction, 2003.

IEC 41 (International Electrotechnical Commission) – 1963.

INCROPERA, F. P; DEWITT, D. P. **Introduction to Heat Transfer.** 2 Ed. New York: John Wiley & Sons Inc, 1990. 900 p.

KREITH, F. **Princípios da Transmissão de Calor.** São Paulo – Sp: Editora Edgard Blucher Ltda 1977 – 550 p.

KUNDU, P. K. **Fluid Mechanics.** California: Academic Press, 1990.

LOUREIRO, BRUNO VENTURINI **Escoamento secundário em um anular parcialmente obstruído com rotação do cilindro interno**. Rio de Janeiro: PUCRJ

Lueptow Taylor Couette Flow Measurements – **Taylor Couette Velocity Measurements** – Laboratory for Applied Fluid Dynamics Northwestern University, Evanston, IllinoisDisponível em: http://www.mech.nwu.edu/fac/lueptow/TC_Rich_new.html. Acesso em: 27 fev. 2004.

MACINTYRE, A. J. **Máquinas Motrizes Hidráulicas**. Rio de Janeiro: Editora Guanabara Dois S.A., 1983, 665 p.

MÁXIMO, A.; ALVARENGA, B. **Física**. São Paulo: Ed. Scipione, 1997.

MENDONÇA, M. T. **Modelo para Análise de Transferência de Calor entre Gases de Combustão e Palhetas de Turbina a Gás**. ITA, São José dos Campos – SP, 1989.

NIEHUES, E. **Automatismo de um Grupo-Gerador (Complementação) Operação como Compensador Síncrono**. Curitiba: 1991.

PFLEIDERER, C.; PETERMANN, H. **Máquinas de Fluxo**. Rio de Janeiro: Ltc, 1979. 454 p.

POTTER, M. C.; FOSS, J. F. **Fluid Mechanics**. New York: Ronald Press, 1975. 588 p.

POTTER, M. C.; WIGGERT, D. C. **Mecânica dos Fluidos**. Tradução da 3. Ed. São Paulo: Macquete Produções Gráficas, 2004, 688 p.

PROVENZA, F. **Projetista de Máquinas**. 71. Ed. São Paulo: Escola Protec, 1990.

SCHREIBER, G. P. **Usinas Hidrelétricas**. São Paulo – Sp: Editora Edgard Blucher Ltda, 1978. 250 p.

SISSON, L. E.; PITTS, D. R. **Fenômenos de Transporte**. Rio de Janeiro: Guanabara Dois, 1979. 765 p.

SOUZA, Z.; FUCHS, R. D.; SANTOS, A. H. M. **Centrais Hidro e Termelétricas**. Sao Paulo: Blucher, 1983. 241 p.

TRUTNOWSKY, K. **Berührungsfreie Dichtungen**. 2. Aufl. Düsseldorf: VDI-Verlag 1964.

VIANO, M. – **Pertes dans les Labyrinthes Cylindriques Lisses**. Société Hydrotechnique de France – revista La Houille Blanche/No 1-1970.

VIVIER, L. **Turbines Hydrauliques et Leur Regulation: Theorie-Construction-Utilisation**. Paris: A. Michael, 1966. 581 p.

WYLEN, G. J.; SOUNTAG, R. E.; BORGNAKKE, C. **Fundamentos da Termodinâmica**. São Paulo: Ed. Edgard Blucher Ltda, 1998.

APÊNDICE

Abaixo, o texto da programação Fortran para cálculo do aquecimento dos anéis de desgaste do modelo e protótipo em regime de escoamento laminar. O modelo foi simulado a 479 rpm e temperatura de 32,7 °C, condicionado ao mesmo número de Reynolds do protótipo. O protótipo foi simulado a 128,6 rpm, com temperatura de 20,2 °C.

Programação Fortran para o modelo e o protótipo.

Obs.: diferenciação nas linhas da rotina *main.f90* do modelo para o protótipo;

Modelo:

$$q_i = \rho_1 * 0.039 * c_{p1} * (T_{amb} - f_i(1))$$

$$q_o = \rho_1 * 0.039 * c_{p1} * (f_i(1) - T_{amb})$$

Protótipo:

$$q_i = \rho_1 * 0.33 * c_{p1} * (T_{amb} - f_i(1))$$

$$q_o = \rho_1 * 0.33 * c_{p1} * (f_i(1) - T_{amb})$$

a) Rotina principal para o modelo e protótipo (ver obs. acima).

main.f90

```
!      program rungekinc
use msflib ! biblioteca que contem o comando systemqq
```

logical chamada

```
parameter (nelmax=100)
dimension tp(nelmax)
external fcn,rkqc
common /const/ ht2
common/param/ TA3, TM4, T3, Tamb
common/param/ rmi1 ,A,U,d
common/param/ h12,A0,h13,Ai,rM1,cp1,ro1
common/param/ h2inf,A2inf,rM2,cp2
common/param/ h3inf,A3inf,rM3,cp3
open(1,file='in.txt')
open(2,file='outnum.txt')
open(3,file='out-read.txt')
open(10,file='out-TA3.txt')
open(11,file='out-TM4.txt')
open(12,file='out-T3.txt')
```

```
!
```

!
! integrador de EDO's adaptativo - RK 4a ordem
!

<pre> read(1,*)n write(3,*)'n=',n read(1,*)tau0 write(3,*)'tau0=',tau0 read(1,*)tend write(3,*)'tend=',tend read(1,*)dtau write(3,*)'dtau=',dtau read(1,*)iflag write(3,*)'iflag=',iflag read(1,*)ht2 write(3,*)'ht2=',ht2 read(1,*)Tamb write(3,*)'Tamb=',Tamb read(1,*)TA3 write(3,*)'TA3=',TA3 read(1,*)TM4 write(3,*)'TM4=',TM4 read(1,*)T3 write(3,*)'T3=',T3 read(1,*)pi write(3,*)'pi=',pi read(1,*)rpm write(3,*)'rpm=',rpm read(1,*)R write(3,*)'R=',R read(1,*)R0 write(3,*)'R0=',R0 read(1,*)Ri write(3,*)'Ri=',Ri (...continua na coluna à direita) </pre>	<pre> (...continuação da coluna da esquerda) read(1,*)R2 write(3,*)'R2=',R2 read(1,*)R3 write(3,*)'R3=',R3 read(1,*)rLi write(3,*)'rLi=',rLi read(1,*)d write(3,*)'d=',d read(1,*)rmi1 write(3,*)'rmi1=',rmi1 read(1,*)ro1 write(3,*)'ro1=',ro1 read(1,*)ro2 write(3,*)'ro2=',ro2 read(1,*)ro3 write(3,*)'ro3=',ro3 read(1,*)cp1 write(3,*)'cp1=',cp1 read(1,*)cp2 write(3,*)'cp2=',cp2 read(1,*)cp3 write(3,*)'cp3=',cp3 read(1,*)h12 write(3,*)'h12=',h12 read(1,*)h13 write(3,*)'h13=',h13 read(1,*)h2inf write(3,*)'h2inf=',h2inf read(1,*)h3inf write(3,*)'h3inf=',h3inf </pre>
--	--

!
! compute constants
!
! XXXXXXXX Cálculo T1 XXXXXXXXXXXXXXXX
Wang=2*pi*rpm/60
U=Wang*R
A=2*pi*R*rLi
A0=2*pi*R0*rLi
Ai=2*pi*Ri*rLi
V1=pi*(R0**2-Ri**2)*rLi
rM1=ro1*V1
! XXXXXXXX Cálculo T2 XXXXXXXXXXXXXXXX
A2inf=2*pi*(R2**2-R0**2+R2*rLi)
V2=pi*(R2**2-R0**2)*rLi

```

rM2=ro2*V2
! XXXXXXXX Cálculo T3 XXXXXXXXXXXXXXXX
A3inf=2*pi*(Ri**2-R3**2+R3*rLi)
V3=pi*(Ri**2-R3**2)*rLi
rM3=ro3*V3

!
!   initial values
time=tau0
tp(1)=TA3
tp(2)=TM4
tp(3)=T3

!   *****
!
!   loop para apresentar resultados intermediarios
!   em cada intervalo dtau durante a integracao das equacoes
!

k=0
write(*,*)'   table of results'
write(*,*)'-----'
write(*,*)' Passo Nr time           TA3           TM4           T3'
write(*,*)'-----'
write(*,*)k, time, (tp(l),l=1,n)
write(2,*)time, (tp(l),l=1,n)
write(10,*)time,tp(1)
write(11,*)time,tp(2)
write(12,*)time,tp(3)

!
!
!beginning of time loop
!
50 k=k+1
tendi=time+dtau
write(*,*)'-----time=',tendi
if (iflag.eq.0) then !resolve por RK adaptativo
call odeint (tp,n,time,tendi,1.e-6,ht2,1.e-20,id1,id2,nelmax,fcn,rkqc)
else
if (iflag.eq.1) then !resolve por RK passo fixo
call rk4ord (tp,n,time,dtau,fcn,nd)
else !resolve por Forward Euler
call fore(n,fcn,time,tp,tendi,nelmax)
endif
endif
write(*,*)k,tendi,(tp(l),l=1,n)
write(2,*)tendi,(tp(l),l=1,n)
write(10,*)tendi,tp(1)
write(11,*)tendi,tp(2)

```

```

write(12,*)tendi,tp(3)
!
!
          if (tendi.lt.tend) then
              time=tendi
              goto 50
          endif
      close(2)
      close(3)
      close(10)
      close(11)
      close(12)
!
chamada=systemqq('notepad outnum.txt')      ! listagem de dados
chamada=systemqq('wgnuplot dados.gnu')     !grafico T1
!
      stop
      end
!
!*****
      subroutine fcn(n,t,fi,f,nelmax)
          dimension fi(nelmax),f(nelmax)
      common/param/ TA3,TM4,T3,Tamb
      common/param/ rmi1,A,U,d
      common/param/ h12,A0,h13,Ai,rM1,cp1,ro1
      common/param/ h2inf,A2inf,rM2,cp2
      common/param/ h3inf,A3inf,rM3,cp3

!
! XXXXXXXX Cálculo T1 XXXXXXXXXXXXXXXX
      Qger=rmi1*A*U**2/d
      Q12=h12*A0*(fi(1)-fi(2))
      Q13=h13*Ai*(fi(1)-fi(3))
      qi=ro1*0.039*cp1*(Tamb-fi(1))
      qo=ro1*0.039*cp1*(fi(1)-Tamb)
!          f(1)=(Qger-Q12-Q13)/(rM1*cp1)
!          f(1)=(Qger-Q12-Q13+qi-qo)/(rM1*cp1)
!          f(1)=(Qger)/(rM1*cp1)
! XXXXXXXX Cálculo T2 XXXXXXXXXXXXXXXX
      Q2inf=h2inf*A2inf*(fi(2)-Tamb)
      f(2)=(Q12-Q2inf)/(rM2*cp2)
! XXXXXXXX Cálculo T3 XXXXXXXXXXXXXXXX
      Q3inf=h3inf*A3inf*(fi(3)-Tamb)
      f(3)=(Q13-Q3inf)/(rM3*cp3)

      return
      end
!*****

```

```

        subroutine fore(n,fcn,time,fi,tend,nelmax)
!
!   implicit real *8 (a-h,o-z)
        parameter (nd1=100)
        dimension fi(nelmax),f(nd1)
        common/const/ ht2
        external fcn
        k=0
50      k=k+1
        time=min(time+ht2,tend)
        call fcn(n,time,fi,f,nelmax)
        do 100 i=1,n
            fi(i)=fi(i)+ht2*f(i)
100     continue
        if (time.lt.tend) goto 50
        return
        end
!*****

```

b) Sub-rotina comuns para o modelo e protótipo.

Ode.f90

```

subroutine odeint (ystart,nvar,x1,x2,eps,h1,hmin,nok,nbad,nd,derivs,rkqc)
parameter (maxstp=10000,nmax=100,two=2.0,zero=0.0,tiny=1.d-30)
parameter (nd1=100)
common /path/ kmax,kount,dxsav
dimension ystart(nd),yscal(nd1),y(nd1),dydx(nd1)
external derivs,rkqc
x=x1
h=sign(h1,x2-x1)
nok=0
nbad=0
kount=0
do 11 i=1,nvar
y(i)=ystart(i)
11  continue
if (kmax.gt.0)xsav=x-dxsav*two
do 16 nstp=1,maxstp
    call derivs(nvar,x,y,dydx,nd)
    do 12 i=1,nvar
        yscal(i)=abs(y(i))+abs(h*dydx(i))+tiny
12  continue
if ((x+h-x2)*(x+h-x1).gt.zero)h=x2-x
call rkqc(y,dydx,nvar,x,h,eps,yscal,hdid,hnext,derivs,nd)
if (hdid.eq.h) then
    nok=nok+1
else
    nbad=nbad+1

```

```

        endif
        if ((x-x2)*(x2-x1).ge.zero)then
            do 14 i=1,nvar
                ystart(i)=y(i)
14 continue
            return
        endif
        if(abs(hnext).lt.hmin)then
            write(*,*) 'stepsize small',hmin
            stop
        endif
        h=hnext
16 continue
        write (*,*) 'too many steps', nstp
        stop
        end
!1234567890123456789012345678901234567890123456789012345678901234567
8901234567890

```

c) Sub-rotina comuns para o modelo e protótipo.

Rk.f90

```

        subroutine rkqc(y,dydx,n,x,htry,eps,yscal,hdid,hnext,derivs,nd)
!
!   fifth-order RK
!
!   implicit real *8 (a-h,o-z)
        parameter              (nmax=100,pgrow=-.20,pshrnk=-
.25,fcor=1.d0/15.,one=1.,safety=.9,errcon=6.e-4,nd2=100)
        external derivs
        dimension y(nd),dydx(nd),yscal(nd),ytemp(nd2),ysav(nd2),dysav(nd2)
        xsav=x
        do 11 i=1,n
            ysav(i)=y(i)
            dysav(i)=dydx(i)
11 continue
        h=htry
1   hh=0.5*h
        call rk4(ysav,dysav,n,xsav,hh,ytemp,derivs,nd)
        x=xsav+hh
        call derivs(n,x,ytemp,dydx,nd)
        call rk4(ytemp,dydx,n,x,hh,y,derivs,nd)
        x=xsav+h
        if (x.eq.xsav) then
            write(*,*)'stepsize not significant in rkqc',x
            stop
        endif

```

```

call rk4(ysav,dysav,n,xsav,h,ytemp,derivs,nd)
errmax=0
do 12 i=1,n
    ytemp(i)=y(i)-ytemp(i)
    dummy=abs(ytemp(i)/yscal(i))
    errmax=max(errmax,dummy)
12 continue
errmax=errmax/eps
if (errmax.gt.one) then
    h=safety*h*(errmax**pshrnk)
    goto 1
else
    hdid=h
    if (errmax.gt.errcon) then
        hnext=safety*h*(errmax**pgrow)
    else
        hnext=4.d0*h
    endif
endif
do 13 i=1,n
    y(i)=y(i)+ytemp(i)*fcor
13 continue
return
end
!-----
Subroutine rk4(y,dydx,n,x,h,yout,derivs,nd)
!
! rk4
!
parameter (nmax=100,nd3=100)
dimension y(nd),dydx(nd),yout(nd),yt(nd3),dyt(nd3),dym(nd3)
external derivs
hh=h*.5
h6=h/6
xh=x+hh
do 11 i=1,n
    yt(i)=y(i)+hh*dydx(i)
11 continue
call derivs(n,xh,yt,dyt,nd)
do 12 i=1,n
    yt(i)=y(i)+hh*dyt(i)
12 continue
call derivs(n,xh,yt,dym,nd)
do 13 i=1,n
    yt(i)=y(i)+h*dym(i)
    dym(i)=dyt(i)+dym(i)
13 continue
call derivs(n,x+h,yt,dyt,nd)
do 14 i=1,n
    yout(i)=y(i)+h6*(dydx(i)+dyt(i)+2*dym(i))

```

```

14  continue
    return
    end

```

d) Sub-rotina comuns para o modelo e protótipo.

Rkord.f90

```

    subroutine rk4ord(y,n,x,h,derivs,nd)
!
!   rk4
!
    parameter (nmax=100,nd3=100)
    dimension y(nd),dydx(nd3),yt(nd3),dym(nd3),dym(nd3)
    external derivs
    hh=h*.5
    h6=h/6
    xh=x+hh
    call derivs(n,x,y,dydx,nd)
    do 11 i=1,n
    yt(i)=y(i)+hh*dydx(i)
11  continue
    call derivs(n,xh,yt,dym,nd)
    do 12 i=1,n
    yt(i)=y(i)+hh*dym(i)
12  continue
    call derivs(n,xh,yt,dym,nd)
    do 13 i=1,n
        yt(i)=y(i)+h*dym(i)
        dym(i)=dym(i)+dym(i)
13  continue
    call derivs(n,x+h,yt,dym,nd)
    do 14 i=1,n
    y(i)=y(i)+h6*(dydx(i)+dym(i)+2*dym(i))
14  continue
    return
    end

```

e) Sub-rotina de dados de entrada do modelo

in.txt

```

3          ! n   = número de equações
0.         ! tau0 = instante inicial [s]
300       ! tend = tempo final de simulação [s]
10        ! dtau = intervalo de tempo - apresent resultados intermed [s]

```

```

0          ! iflag = 0-RK adaptativo; 1-RK passo fixo; 2-For. Euler
1.e-3     ! ht2 = valor de passo inicial para RK adaptativo e FE
305.8     ! Tamb = temperatura ambiente [K]
305.8     ! TA3 = temperatura inicial ar labirinto [K]
305       ! TM4 = temperatura inicial anel fixo [K]
305       ! T3 = temperatura inicial anel móvel[K]
3.14      ! pi
479       ! rpm = rotação
.80119    ! R = raio médio [m]
.80238    ! Ro = raio interno anel fixo [m]
.8        ! Ri = raio externo anel móvel [m]
.8183     ! R2 = raio externo anel fixo [m]
.565      ! R3 = raio interno anel móvel [m]
.18       ! rLi = largura do labirinto [m]
.00238    ! fo = folga média do labirinto [m]
1.86e-5   ! rmi1 = viscosidade absoluta do ar [N.s/m2]
1.150     ! ro1 = massa específica do ar - labirinto [kg/m3]
7832     ! ro2 = massa específica do anel fixo [kg/m3]
7832     ! ro3 = massa específica do anel móvel [kg/m3]
1007     ! cp1 = calor específico do ar [J/kg.K]
434       ! cp2 = calor específico do aço [J/kg.K]
434       ! cp3 = calor específico do aço [J/kg.K]
8         ! h12 = coeficiente transf calor convectivo em Ro [W/(m2 K)
8         ! h13 = coeficiente transf calor convectivo em Ri [W/(m2 K)
10        ! h2inf= coeficiente transf calor convectivo em R2 [W/(m2 K)
8         ! h3inf= coeficiente transf calor convectivo em R3 [W/(m2 K)

```

f) Sub-rotina de impressão do gráfico do modelo

Dados.gnu

```

set data style linespoints
set grid
set xlabel 'Tempo (s)'
set ylabel 'Temperatura (K)'
set title 'MODELO PGI - Comportamento Térmico Labirinto'
plot 'out-TA3.txt','out-TM4.txt','out-T3.txt'
pause -1

```

g) Sub-rotina de dados de entrada do protótipo.

in.txt

```

3          ! n = número de equações
0.         ! tau0 = instante inicial [s]
300       ! tend = tempo final de simulação [s]
10        ! dtau = intervalo de tempo para apresentar resultados intermediarios [s]

```

```

0          ! iflag = 0-RK adaptativo; 1-RK passo fixo; 2-For. Euler
1.e-3     ! ht2 = valor de passo inicial para RK adaptativo e FE
293.2     ! Tamb = temperatura ambiente [K]
293.2     ! TA3 = temperatura inicial ar labirinto [K]
292.7     ! TM4 = temperatura inicial anel fixo [K]
292.7     ! T3 = temperatura inicial anel móvel [K]
3.14      ! pi
128.6     ! rpm = rotação [rpm]
2.59375   ! R = raio médio
2.595     ! Ro = raio interno anel fixo [m]
2.5925    ! Ri = raio externo anel móvel [m]
2.600     ! R2 = raio externo anel fixo [m]
2.49      ! R3 = raio interno anel móvel [m]
.223      ! rL1 = largura [m]
.0025     ! d = altura (folga) [m]
1.81e-5   ! rmil = viscosidade absoluta [N.s/m2]
1.194     ! ro1 = massa específica do ar [kg/m3]
7832      ! ro2 = massa específica do anel fixo [kg/m3]
7832      ! ro3 = massa específica do anel móvel [kg/m3]
100  7    ! cp1 = calor específico do ar [J/kg.K]
434       ! cp2 = calor específico do aço [J/kg.K]
434       ! cp3 = calor específico do aço [J/kg.K]
8         ! h12 = coeficiente de transf de calor superfície [W/(m2 K)
8         ! h13 = coeficiente de transf de calor superfície [W/(m2 K)
10        ! h2inf= coeficiente de transf de calor superfície [W/(m2 K)
8         ! h3inf= coeficiente de transf de calor superfície [W/(m2 K)

```

h) Sub-rotina de impressão do gráfico do protótipo.

Dados.gnu

```

set data style linespoints
set grid
set xlabel 'Tempo (s)'
set ylabel 'Temperatura (K)'
set title 'PROTÓTIPO UHE GNB - Comportamento Térmico'
plot 'out-TA3.txt', 'out-TM4.txt', 'out-T3.txt'
pause -1

```
