

BR0544368

INIS-BR-3959



AUTARQUIA ASSOCIADA À UNIVERSIDADE
DE SÃO PAULO

**ANÁLISE TERMO HIDRODINÂMICA DE UMA
CENTRÍFUGA A CONTRACORRENTE**

DELVONEI ALVES DE ANDRADE

Tese apresentada como parte dos requisitos
para obtenção do Grau de Doutor em Ciências
na Área de Reatores Nucleares de Potência e
Tecnologia do Combustível Nuclear.

Orientador:
Prof. Dr. José Luis Ferraz Bastos

São Paulo

1999

INSTITUTO DE PESQUISAS ENERGÉTICAS E NUCLEARES

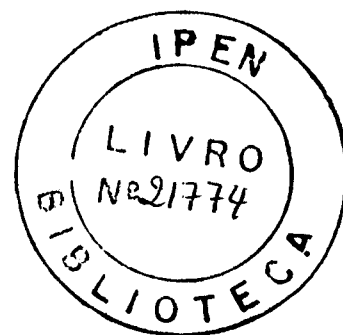
Autarquia associada à Universidade de São Paulo

Análise Termo Hidrodinâmica de uma Centrífuga a Contracorrente

DELVONEI ALVES DE ANDRADE

Tese apresentada como parte dos requisitos para
obtenção do grau de Doutor em Ciências na Área de
Reatores Nucleares de Potência e Tecnologia do
Combustível Nuclear.

Orientador: Prof. Dr. José Luís Ferraz Bastos



SÃO PAULO

1999

*Aos meus filhos que tanto amo, Monise e Pedro,
ainda muito pequenos para compreenderem
minha falta de tempo.*

*À minha esposa Mônica, pela calma,
compreensão e apoio.*

*Aos meus pais, João Evangelista e Maria Alves,
fiéis companheiros, com espírito incentivador e
sempre presentes.*

*À minha avó Antônia Mônica que já não se
encontra entre nós, mas que está, de alguma
forma, presente o tempo todo.*

AGRADECIMENTOS

Foi fundamental o apoio de muitas pessoas e entidades. Gostaria de agradecer em especial:

Ao Instituto de Pesquisas Energéticas e Nucleares – IPEN, através da Diretoria de Reatores.

Ao Dr. José Luís Ferraz Bastos pela orientação, confiança e amizade demonstradas durante o desenvolvimento deste trabalho.

Aos meus irmãos Darizon e Darlei pelo apoio e incentivo que sempre demonstraram.

Aos Professores e amigos Dr. Clovis R. Maliska e Dr. Antônio Fábio pelos valiosos ensinamentos que contribuíram para a realização deste trabalho.

Ao amigo Dr. José Nivaldo Hinckel pelo apoio e ajuda.

Aos amigos Nei, Kyosuke, Jorge, Vanderlei, Pompeu, Zonta, Sylvana, Célia, Gaiandê e Pedro pelo apoio e auxílio.

À Vanda, Cida e Elza pela colaboração.

Aos membros titulares e suplentes componentes da banca examinadora.

Finalmente a todos aqueles, que direta ou indiretamente, contribuíram para a realização deste trabalho.

ANÁLISE TERMO HIDRODINÂMICA DE UMA CENTRÍFUGA A CONTRACORRENTE

DELVONEI ALVES DE ANDRADE

RESUMO

Este trabalho trata da influência da contracorrente térmica no desempenho separativo de centrífugas a contracorrente. A metodologia empregada consiste na modelagem do escoamento de gás no interior do rotor com condições de contorno térmicas provenientes de um modelo térmico estrutural.

O modelo do escoamento de gás, também chamado de modelo hidrodinâmico, é baseado no Método dos Volumes Finitos para geometria cilíndrica e com simetria azimutal. O modelo térmico estrutural é baseado no Método Nodal e leva em consideração os fenômenos de condução, convecção e radiação simultaneamente.

O procedimento adotado para o estudo consistiu na definição das condições operacionais e geométricas de uma centrífuga que serviu de objeto para as análises efetuadas. Sobre esta configuração, denominada "Centrífuga Padrão", foram efetuadas diversas simulações nas quais evidenciou-se a importância do estabelecimento de condições de contorno térmicas realistas para a avaliação numérica da capacidade separativa da centrífuga.

Foi proposta uma alteração seletiva das propriedades óticas da centrífuga por meio de procedimentos simples de engenharia. Com esta alteração foi possível obter ganhos de até 5% na capacidade separativa da centrífuga.

THERMAL HYDRODYNAMIC ANALYSIS OF A **COUNTERCURRENT GAS CENTRIFUGE**

DELVONEI ALVES DE ANDRADE

ABSTRACT

The influence of the thermal countercurrent on the separative performance of countercurrent centrifuges is treated in this work. The methodology used consists in modeling the gas flow inside the rotor under thermal boundary conditions supplied by the structural thermal model.

The gas flow model, also called hydrodynamical model, is based on the Finite Volume Method for cylindrical geometry with azimuthal symmetry. The structural thermal model is based on the Nodal Method and takes into account simultaneously, the conduction, convection and radiation phenomena.

The procedure adopted for this study consisted in the definition of the operational and geometric conditions of a centrifuge which was used as a pattern to the accomplished analyses. This configuration, called "Standard Centrifuge", was used for the accomplishment of several simulations where the importance of the realistic boundary thermal conditions for the numerical evaluation of the centrifuge separative capacity was evidenced.

A selective alteration for the optical properties based on simple engineering procedures was proposed. An improvement of 5% was obtained with this alteration.

SUMÁRIO

CAPÍTULO 1 - INTRODUÇÃO.....	1
1.1 - INTRODUÇÃO.....	1
1.2 - PRINCÍPIO DE FUNCIONAMENTO DE UMA CENTRÍFUGA A CONTRACORRENTE.....	3
1.3 - OBJETIVOS	6
1.4 - DESCRIÇÃO DA CENTRÍFUGA PADRÃO ADOTADA	7
1.5 - REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	10
CAPÍTULO 2 - MODELAGEM DO ESCOAMENTO DE UF₆ NO INTERIOR DO ROTOR.....	19
2.1 - INTRODUÇÃO.....	19
2.2 - EQUAÇÕES E HIPÓTESES SIMPLIFICADORAS	20
2.3 - CONTRACORRENTE MECÂNICA.....	23
2.4 - CONTRACORRENTE TÉRMICA.....	24
2.5 - CONDIÇÕES DE CONTORNO.....	24
2.6 - METODOLOGIA NUMÉRICA	25
2.7 - EXPRESSÃO DA CAPACIDADE SEPARATIVA - δU	26
2.8 - TESTES PRELIMINARES DO MODELO.....	27
2.8.1 - <i>Solução de Corpo Rígido</i>	27
2.8.2 - <i>Spin - Up</i>	28
2.8.3 - <i>Drive Térmico</i>	30
2.8.4 - <i>Drive Mecânico</i>	31
2.9 LIMITAÇÕES DO MODELO.....	32
2.10 GERAÇÃO AUTOMÁTICA DE MALHAS	32
2.11 ESTABELECIMENTO DE UM CRITÉRIO DE CONVERGÊNCIA.....	34
2.12 ALTERAÇÃO DAS CONDIÇÕES DE CONTORNO TÉRMICAS	35

2.13 CONCLUSÕES	36
CAPÍTULO 3 - ANÁLISE HIDRODINÂMICA DA CENTRÍFUGA PADRÃO	37
3.1 - INTRODUÇÃO.....	37
3.2 – INFLUÊNCIA DA DISTRIBUIÇÃO DE TEMPERATURA DO ROTOR NA CAPACIDADE SEPARATIVA DA CENTRÍFUGA PADRÃO	38
3.2.1 – <i>Comparação dos perfis de velocidade mássica para as três configurações analisadas</i>	40
3.2.2 – <i>Comparação da Capacidade Separativa para as três configurações analisadas</i>	41
3.3 – ANÁLISE DE SENSIBILIDADE DA CAPACIDADE SEPARATIVA PARA DIFERENTES INTENSIDADES DE CONTRACORRENTE TÉRMICA E MECÂNICA.....	42
3.3.1 <i>Efeito da Contracorrente Mecânica</i>	43
3.3.2 <i>Efeito da Contracorrente Térmica</i>	45
3.4 - CONCLUSÕES.....	47
CAPÍTULO 4 – ANÁLISE TÉRMICA DA CENTRÍFUGA PADRÃO	48
4.1 – INTRODUÇÃO	48
4.2 – MECANISMOS DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR.....	49
4.3 – PRINCÍPIOS DO MÉTODO NODAL	50
4.3.1 <i>Estrutura do Código PCTER</i>	51
4.4 – MODELO TÉRMICO.....	53
4.4.1 <i>Representação Esquemática da Centrifuga</i>	53
4.4.2 <i>Hipóteses Simplificadoras</i>	56
4.4.2.1 Modelo com simetria axial	56
4.4.2.2 Propriedades Termofísicas Constantes.....	56
4.4.2.3 Coeficiente de Convecção Constante.....	57
4.4.2.4 Não Representação dos Sistemas de Injeção e Retirada.....	57
4.4.2.5 Parede Adiabática	57
4.4.2.6 Blocos Compostos por Diferentes Materiais.....	58
4.4.2.7 Facetamento da Geometria Cilíndrica	59
4.5 – DIVISÃO NODAL.....	60

4.6 – PROPRIEDADES TÈRMOFÍSICAS DO MODELO.....	63
4.7 – AVALIAÇÃO DAS FONTES DE CALOR.....	64
4.8 – RESULTADOS OBTIDOS.....	65
4.9 – INFLUÊNCIA DAS PROPRIEDADES ÓTICAS DOS MATERIAIS.....	69
4.10 – CONCLUSÕES.....	72
CAPÍTULO 5 – ANÁLISE HIDRODINÂMICA DA CENTRÍFUGA PADRÃO COM CONDIÇÕES DE CONTORNO TÉRMICAS REALISTAS.....	73
5.1 – INTRODUÇÃO.....	73
5.2 – AVALIAÇÃO DA CAPACIDADE SEPARATIVA DA CENTRÍFUGA PADRÃO.....	74
5.3 – AVALIAÇÃO DA CAPACIDADE SEPARATIVA DA CENTRÍFUGA PADRÃO COM PROPRIEDADES ÓTICAS MODIFICADAS.....	76
5.4 – ALTERAÇÃO SELETIVA DAS PROPRIEDADES ÓTICAS DA CENTRÍFUGA.....	77
5.4.1 <i>Proposta de Alteração das Emissividades</i>	78
5.4.2 <i>Distribuição de temperatura no cilindro</i>	79
5.4.3 <i>Evolução da Capacidade Separativa</i>	81
5.5 – CONCLUSÕES.....	82
CAPÍTULO 6 - CONCLUSÕES.....	84
COMENTÁRIOS FINAIS.....	86
APÊNDICE 1 – DISCRETIZAÇÃO DAS EQUAÇÕES.....	87
A1.1 - INTRODUÇÃO.....	87
A1.2 - DISCRETIZAÇÃO DAS EQUAÇÕES.....	87
APÊNDICE 2 – EXPRESSÃO DO FATOR DE ENRIQUECIMENTO.....	96
APÊNDICE 3 – TESTES ADICIONAIS – DRIVE TÉRMICO.....	99
A3.1 - TESTE 1.....	99
A3.2 - TESTE 2.....	101

APÊNDICE 4 – TESTES COMPLEMENTARES	102
A4.1 - CAMPO DE DENSIDADES	102
A4.2 - PERFIL DE VELOCIDADES	103
A4.3 - CAPACIDADE SEPARATIVA PARA $\Delta T=1$ °C, $\Delta\Omega$ VARIÁVEL (1,10,30 E 50%)	104
A4.4 - CAPACIDADE SEPARATIVA PARA $\Delta T=30$ °C, $\Delta\Omega$ VARIÁVEL (1,10,30 E 50%)	105
A4.5 - CAPACIDADE SEPARATIVA PARA $\Delta T=50$ °C, $\Delta\Omega$ VARIÁVEL (1,10,30 E 50%)	106
A4.6 - CAPACIDADE SEPARATIVA PARA $\Delta\Omega = 1\%$, ΔT VARIÁVEL (1,10,30 E 50 °C)	107
A4.7 - CAPACIDADE SEPARATIVA PARA $\Delta\Omega = 30\%$, ΔT VARIÁVEL (1,10,30 E 50 °C)	108
A4.8 - CAPACIDADE SEPARATIVA PARA $\Delta\Omega = 50\%$, ΔT VARIÁVEL (1,10,30 E 50 °C)	109
APÊNDICE 5 – CÁLCULO DA CONDUTIVIDADE TÉRMICA EQUIVALENTE	110
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	113

ÍNDICE DE FIGURAS

Índice de Figuras do Capítulo 1

Figura 1. 1 - Esquema de uma Centrífuga a Gás	5
Figura 1. 2 - Representação Esquemática da Centrífuga Modelada	9

Índice de Figuras do Capítulo 2

Figura 2. 1 - Esquema da Geometria Tratada.....	21
Figura 2. 2 - Campo de Velocidades.....	29
Figura 2. 3 - Campo de v obtido por Merten, A. e Hänel, D.	29
Figura 2. 4 - Velocidades u e w X tempo - SPIN-UP.....	29
Figura 2. 5 - Velocidade Axial X Raio para a metade da altura do rotor.....	30
Figura 2. 6 - Velocidade Axial X Raio para $z=80\%$ da altura do rotor	30
Figura 2. 7 - Linhas de Corrente.....	31
Figura 2. 8 - Linhas de Corrente obtidas por Merten, A. e Hänel, D.....	31
Figura 2. 9 - Exemplo de malha para o modelo hidrodinâmico	33
Figura 2. 10 - Estudo da Tolerância no Critério de Convergência	35

Índice de Figuras do Capítulo 3

Figura 3. 1 (a,b,c) – Linhas de corrente para os três casos simulados: a) sem drive térmico, b) perfil favorável e c) perfil desfavorável.....	39
------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------	----

Figura 3. 2 - Perfil ρ_w em função do Raio Adimensional para o três casos analisados	40
Figura 3. 3 - Capacidade Separativa em função do Fluxo de Alimentação para os três casos analisados	41
Figura 3. 4 – Capacidade Separativa em função do Fluxo de Alimentação- ($\Delta\Omega = 1$ a 50%)	44
Figura 3. 5 – Capacidade Separativa em função do Fluxo de Alimentação - 500 e 2000 kg/a	44
Figura 3. 6 – Capacidade Separativa em função do Fluxo de Alimentação - ($\Delta T= 1$ a 50 °C)	46
Figura 3. 7 – Capacidade Separativa em função da diferença de temperatura entre as tampas	46

Índice de Figuras do Capítulo 4

Figura 4. 1 – Esquema de cálculo do PCTER	52
Figura 4. 2 – Representação Esquemática da Centrífuga Padrão	55
Figura 4. 3 - Esquema da seção transversal do cilindro e carcaça	60
Figura 4. 4(a,b,c,d,e) - Divisão nodal dos elementos da centrífuga	62
Figura 4. 5 – Distribuição de Temperatura – Cilindro e rotor do motor	66
Figura 4. 6 – Perfil axial de Temperatura em função da Altura Adimensional do Cilindro	67
Figura 4. 7 – Distribuição de Temperatura: a) carcaça e b) Tampa inferior e motor.	68
Figura 4. 8 - Sensibilidade às propriedades óticas dos materiais	71
Figura 4. 9 – Distribuição de Temperatura na parede do cilindro em função da Altura Adimensional – Análise de sensibilidade a ϵ	71

Índice de Figuras do Capítulo 5

Figura 5. 1 – Perfil de temperatura em função da Altura Adimensional – Superfícies não tratadas	74
Figura 5. 2 – Capacidade Separativa em função do Fluxo de Alimentação – Superfícies não tratadas	75
Figura 5. 3 – Perfil de Temperatura em função da Altura Adimensional – Superfícies tratadas	76

Figura 5. 4 – Capacidade Separativa em função do Fluxo de Alimentação – Superfícies tratadas	77
Figura 5. 5 – Distribuição de Temperatura – Emissividade Variável	80
Figura 5. 6 – Perfil de Temperatura em função da Altura Adimensional – Emissividade Variável	81
Figura 5. 7 – Capacidade Separativa em função do Fluxo de Alimentação – Emissividade Variável.....	82

Índice de Figuras do Apêndice 1

Figura A1. 1 - Volumes de controle	89
Figura A1. 2 - Nomenclatura usada na integração	89

Índice de Figuras do Apêndice 2

Figura A2. 1 – Desenho esquemático de uma centrífuga	98
------------------------------------------------------------	----

Índice de Figuras do Apêndice 3

Figura A3. 1 - Linhas de Corrente	100
Figura A3. 2 - Linhas de Corrente obtidas por Merten e Hänel ⁴⁰	100
Figura A3. 3 - Campo de Velocidades	100
Figura A3. 4 - Linhas de Corrente	101
Figura A3. 5 - Linhas de Corrente obtidas por Merten e Hänel ⁴⁰	101

Índice de Figuras do Apêndice 4

Figura A4. 1 - Campo Adimensional de Densidades	102
Figura A4. 2 - Campo de Velocidades	103
Figura A4. 3 - δU (UTS/a) em função do Fluxo de Alimentação para $\Delta T = 1^\circ\text{C}$	104
Figura A4. 4 - δU (UTS/a) em função do Fluxo de Alimentação para $\Delta T = 30^\circ\text{C}$	105
Figura A4. 5 - δU (UTS/a) em função do Fluxo de Alimentação para $\Delta T = 50^\circ\text{C}$	106
Figura A4. 6 - δU (UTS/a) em função do Fluxo de Alimentação para $\Delta\Omega = 1\%$	107
Figura A4. 7 - δU (UTS/a) em função do Fluxo de Alimentação para $\Delta\Omega = 30\%$	108
Figura A4. 8 - δU (UTS/a) em função do Fluxo de Alimentação para $\Delta\Omega = 50\%$	109

Índice de Figuras do Apêndice 5

Figura A5. 1 – Representação de bloco composto por vários materiais	110
Figura A5. 2 – Esquema elétrico equivalente	111

ÍNDICE DE TABELAS

Índice de Tabelas do Capítulo 4

Tabela 4. 1- Expressões das diferentes condutâncias.....	50
Tabela 4. 2 - Relação dos elementos que formam o modelo.....	54
Tabela 4. 3 - Propriedades térmicas e óticas dos materiais	63
Tabela 4. 4 – Potência x elemento.....	65
Tabela 4. 5 - Emissividade dos materiais - Análise de sensibilidade.....	70

Índice de Tabelas do Capítulo 5

Tabela 5. 1 – Valores propostos de emissividades	79
--------------------------------------------------------	----

Índice de Tabelas do Apêndice 1

Tabela A1. 1- Forma geral das Equações	88
----------------------------------------------	----

CAPÍTULO 1 - INTRODUÇÃO

1.1 - INTRODUÇÃO

A idéia de usar campos centrífugos ou gravitacionais para separar uma mistura de gases de diferentes pesos moleculares é antiga. Em 1895 experimentos para este fim foram conduzidos na Alemanha. A extensão do método para separar isótopos foi sugerida tão logo os pesquisadores descobriram sua existência, dando uma importância muito grande ao problema de um fluido compressível girando a altas velocidades para o enriquecimento do Urânio. A primeira máquina que obteve bons resultados foi construída por BEAMS¹ em 1934 na Universidade de Virgínia - EUA. A primeira tentativa de uso de centrífugas a gás para atingir uma separação significativa de isótopos de Urânio foi feita nos Estados Unidos durante a Segunda Guerra Mundial com o propósito de produzir urânio altamente enriquecido para o programa de armas atômicas. Embora modelos de laboratório tenham sido desenvolvidos, construídos e operados com sucesso, problemas tecnológicos inviabilizaram o uso destas máquinas em escala industrial. O processo de centrifugação foi abandonado em 1943 em favor do processo de difusão gasosa.

Depois da Segunda Guerra Mundial, vários países dedicaram-se à pesquisa e desenvolvimento do processo de centrifugação, em vista de novas aplicações, como a produção de combustível para reatores a água leve. Melhoramentos no tamanho, velocidade e eficiência das centrífugas foram atingidos na Alemanha, que, em 1958, construiu máquinas para separar isótopos de argônio. ZIPPE, G.² conduziu experimentos em centrifugação na URSS, EUA e Alemanha e desenvolveu a leve e durável centrífuga da qual os projetos modernos descendem.

A partir do programa experimental de ZIPPE na Universidade de Virgínia, iniciaram-se os programas de implantação de usinas para produção industrial de urânio enriquecido pelo processo de centrifugação nos Estados Unidos e na Alemanha. Nessa mesma época, a partir de 1960, a Comissão Norte Americana de Energia Atômica decidiu proibir a publicação de qualquer informação técnica ou operacional relativa às centrífugas em desenvolvimento nos Estados Unidos. A mesma linha foi seguida mais tarde na Alemanha, na Inglaterra e na Holanda. A partir de então as informações publicadas sobre o assunto são de caráter exclusivamente teórico ou informativo.

A partir de 1960, o processo da centrifugação também começou a ser investigado no Japão, onde foi instituído como sendo o projeto nacional de enriquecimento de urânio a partir de 1970.

Em 1970 a República Federal da Alemanha, a Inglaterra e a Holanda, mediante o Tratado de Almelo, criaram o consórcio URENCO/CENTEC com a finalidade de realizar o desenvolvimento conjunto do processo da centrífuga a gás em escala industrial.

No Brasil, em 1958, três centrífugas do modelo ZG3, desenvolvidas por GROTH e seus colaboradores, foram instaladas no Instituto de Pesquisas Tecnológicas (IPT) em São Paulo. Com isso o processo do enriquecimento isotópico por centrifugação começou a ser pesquisado por JORDAN, I.³

Como resultado dos vários estudos desenvolvidos ao longo do tempo, três diferentes tipos de centrífugas foram desenvolvidos: a centrífuga concorrente, a centrífuga com evaporação e a centrífuga a contracorrente. Na centrífuga concorrente, a mistura isotópica de alimentação é introduzida numa das extremidades do rotor através de um eixo tubular, enquanto que na outra extremidade as frações enriquecidas de isótopo leve e de isótopo pesado são retiradas, respectivamente, do eixo e da periferia do rotor. O processo de separação que ocorre nesta centrífuga é o processo de separação simples determinado apenas pela ação do campo centrífugo. Na centrífuga com evaporação, a mistura isotópica a ser separada encontra-se na parede interna do rotor em estado líquido. O vapor desta

mistura apresenta-se enriquecido de isótopo leve, devido à maior facilidade de vaporização deste componente sendo retirado do eixo da centrífuga. No líquido aderido à parede do rotor ocorre o enriquecimento de isótopo pesado. Resulta, do efeito combinado de vaporização e do campo centrífugo, que a centrífuga com evaporação fornece um enriquecimento maior do que o obtido no processo de separação simples. Todavia esta centrífuga sofre a desvantagem de não permitir um processo de produção contínuo, razão pela qual não apresenta interesse para utilização em larga escala. Na centrífuga a contracorrente, a introdução da mistura de alimentação é realizada através de um eixo tubular, e no interior de seu rotor, é estabelecida uma contracorrente gasosa na direção axial. A fração enriquecida de isótopo leve é retirada do eixo da centrífuga numa das extremidades do rotor e a fração enriquecida de isótopo pesado é retirada da periferia, na outra extremidade. Como em todos os aparelhos de separação em contracorrente, nesta centrífuga ocorre um processo de separação múltiplo numa só unidade que conduz a um enriquecimento isotópico muito maior do que o proveniente do processo de separação simples. Em vista desta multiplicação do efeito primário de separação, determinado pelo campo centrífugo e da possibilidade de operação contínua, praticamente todo o desenvolvimento tecnológico das centrífugas a gás é conduzido no sentido da construção de centrífugas a contracorrente.

1.2 - PRINCÍPIO DE FUNCIONAMENTO DE UMA CENTRÍFUGA A CONTRACORRENTE

Uma centrífuga a contracorrente, Figura 1. 1, é constituída por um recipiente, carcaça, contendo no seu interior um cilindro vertical, rotor, que gira a altas velocidades. Devido às elevadas tensões a que a parede do rotor está submetida, um dos problemas tecnológicos relativos ao desenvolvimento de centrífugas é a escolha de materiais para sua confecção. O gás no interior do rotor fica sujeito à ação de uma força centrífuga várias vezes maior que a da gravidade provocando a concentração de praticamente toda sua massa numa camada muito fina junto à parede lateral do rotor. O rotor pode estar apoiado sobre

uma agulha metálica ou ser suspenso por mancais eletromagnéticos. A região entre o rotor e a carcaça é mantida sob vácuo através de uma bomba turbo molecular. A introdução da mistura de alimentação, UF_6 , é realizada através de um eixo tubular no centro do rotor. A extração do produto, $^{235}\text{UF}_6$, e do rejeito, $^{238}\text{UF}_6$, é feita através de tubos coletores, também chamados de *scoops*. O motor é posicionado na parte inferior entre o rotor e a carcaça.

A separação dos isótopos leves dos isótopos pesados é obtida através do campo centrífugo gerado pelo rotor que estabelece uma distribuição de pressão sobre a mistura isotópica gasosa. Esta distribuição de pressão, manifestada na forma de um aumento radial de pressão, é diferente para os dois isótopos da mistura, uma vez que a intensidade do campo centrífugo depende da massa. Resulta, então, que, a mistura gasosa existente no interior do rotor, sofre uma separação parcial do isótopo leve ou desejado, $^{235}\text{UF}_6$, na região do eixo e, um empobrecimento junto à parede do rotor. Entretanto, a separação devido somente a ação do campo centrífugo é muito limitada. Um efeito separativo adicional é obtido através da geração de uma contracorrente na direção axial. Esta contracorrente promove a difusão de isótopos na direção radial e é conseguida através da composição de dois mecanismos:

- desaceleração do gás numa das extremidades do rotor, contracorrente mecânica;
- distribuição de temperatura nas tampas e parede do rotor, contracorrente térmica.

A contracorrente mecânica é obtida através do posicionamento do *scoop* de rejeito numa das extremidades do rotor, provocando uma desaceleração do escoamento, associado a um disco girante na extremidade oposta. Na Figura 1.1 tem-se, na posição inferior do rotor o *scoop* de rejeito que é solidário à árvore de alimentação, estando portanto parado em relação ao escoamento. Já, na parte superior do rotor encontra-se o disco rotativo que é solidário à parede lateral do rotor. Esta configuração provoca, como indicado na Figura 1.1, um escoamento do gás na direção axial. A contracorrente térmica é obtida pela superposição de dois efeitos:

- 1- diferença da temperatura entre o *scoop* de rejeito e o disco rotativo;
- 2- distribuição de temperatura na parede lateral do rotor.

A diferença de temperatura entre o *scoop* de rejeito e o disco rotativo ocorre devido ao aquecimento do *scoop* de rejeito provocado pelo atrito com o gás. Esta situação provocará uma corrente de convecção natural que se somará ao efeito da contracorrente mecânica.

A distribuição de temperatura na parede lateral do rotor é função das fontes de calor próximas à parede e das trocas térmicas com a carcaça. As principais fontes de calor, para a centrífuga em estudo são o motor elétrico, a bomba molecular e o calor gerado nos *scoops* de rejeito e produto. Centrífugas que utilizam este princípio separativo são também denominadas “Centrífugas a Contracorrente”.

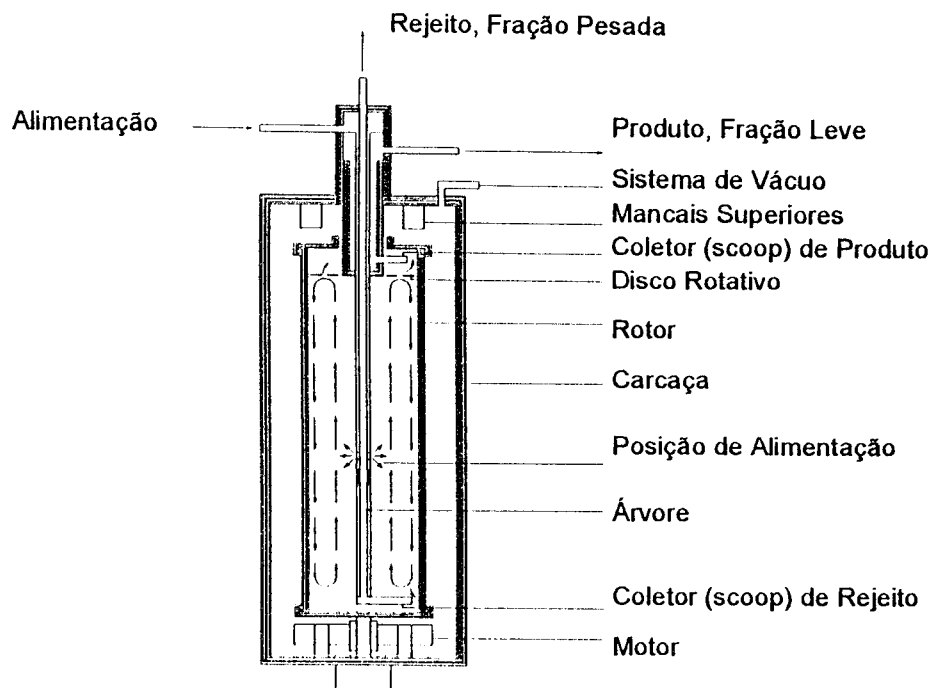


Figura 1. 1 - Esquema de uma Centrífuga a Gás

O desempenho de uma centrífuga é dado por duas categorias de variáveis: os parâmetros de separação (fatores de separação, empobrecimento e enriquecimento) e os parâmetros de fluxo (fluxos de alimentação, produto e rejeito). Nenhum destes parâmetros isoladamente permite aferir a eficiência de uma centrífuga. Para que uma máquina seja eficiente deve-se ter um elevado fator de separação e um elevado fluxo de alimentação. A grandeza que quantifica o desempenho separativo de uma centrífuga é denominada Capacidade Separativa, δU , que leva em conta os parâmetros de separação e fluxo, simultaneamente. Embora δU não tenha significado físico, este parâmetro é conveniente pois pode ser calculado a partir de grandezas medidas em laboratório. A unidade de δU é o UTS/a, Unidade de Trabalho Separativo por ano. No capítulo 2 é apresentada a equação que permite calcular a capacidade separativa de uma determinada máquina.

1.3 - OBJETIVOS

A capacidade de separação de uma centrífuga a contracorrente é resultado da superposição do campo centrífugo ao escoamento secundário, contracorrente, na direção axial junto à parede do rotor. O campo centrífugo é gerado pelo movimento de rotação do rotor e, devido a restrições mecânicas do material utilizado, não pode ser alterado. Por outro lado, existem quatro maneiras fundamentais de gerar ou intensificar o escoamento secundário no rotor:

- Controlar a diferença de temperatura entre as tampas do rotor, *End Cap Thermal Drive*;
- Controlar o perfil axial de temperatura do rotor, *Wall Thermal Drive*;
- Otimizar o sistema de retirada, *Scoop Type Drive*;
- Dimensionar o sistema de alimentação, *Feed Drive*.

A diferença de temperatura entre as tampas e o perfil axial de temperatura são responsáveis pela contracorrente convectiva do gás junto à parede do rotor. Já a presença física dos coletores em conjunto com o disco girante gera uma contracorrente mecânica. Assim, o escoamento secundário é resultado da somatória das correntes convectiva e mecânica. O sistema de alimentação deve ser posicionado de maneira a não se contrapor à contracorrente acima mencionada.

Modelos hidrodinâmicos de centrífugas a contracorrente com condições de contorno térmicas prescritas são encontrados na literatura. Estes modelos resolvem as equações de *Navier-Stokes* considerando uma distribuição de temperatura arbitrária nas tampas e parede do rotor. Negligencia-se desta maneira, toda a transferência de calor entre as paredes do rotor e o meio ambiente através da estrutura da carcaça. Este trabalho analisa a influência da contracorrente térmica sobre a capacidade separativa através de uma análise conjunta dos fenômenos térmicos e hidrodinâmicos. Para tanto, foi desenvolvido um modelo térmico no qual são considerados os diferentes modos de transferência de calor nas partes estruturais e as fontes de calor existentes. Este procedimento permite a avaliação de uma distribuição de temperatura realista nas tampas e parede lateral do rotor que é imposta como condição de contorno para a solução das equações de conservação do gás no interior do rotor. Desta forma, pode-se avaliar a influência de parâmetros, tais como, condutividade de materiais empregados, propriedades óticas, acabamentos superficiais, etc... , no desempenho global das centrífugas.

1.4 - DESCRIÇÃO DA CENTRÍFUGA PADRÃO ADOTADA

A Figura 1. 2 é uma representação esquemática da centrífuga modelada. Os componentes principais da máquina são: motor (1), rotor (2), carcaça (3), disco girante (4), *scoop* de rejeito (5), bomba turbo molecular (6), *scoop* de produto (7) e mancais superiores (8).

O rotor é um cilindro em aço maraging, suspenso, eletromagneticamente, e que contém o gás de processo UF₆. Este material, de alta resistência mecânica, é obtido através de um processo de envelhecimento da martensita e é, geralmente adotado em máquinas cuja velocidade seja inferior à velocidade crítica de rotação.

A carcaça é o cilindro externo que serve de suporte estrutural para a bomba turbo molecular e demais componentes e é construída em aço.

O motor é responsável pelo movimento do cilindro que contém o gás de processo. É constituído de duas partes: O núcleo, parte estática e o rotor parte girante. As partes que compõem o motor, núcleo e rotor, são constituídas de vários materiais, tais como enrolamentos de cobre, resina, alumínio, lâminas compostas (ferro e silício, ferro e cobalto, etc).

Os mancais superiores são responsáveis pela geração de um campo eletromagnético que mantém o rotor suspenso sem contato físico com nenhum outro componente da centrífuga e pela sua estabilidade através de sensores de velocidade. Os mancais são constituídos de resina, alumínio e lâminas compostas.

A bomba turbo molecular é responsável por manter a região entre o rotor e carcaça sob vácuo. É construída em alumínio e apresenta ranhuras helicoidais na parte interior.

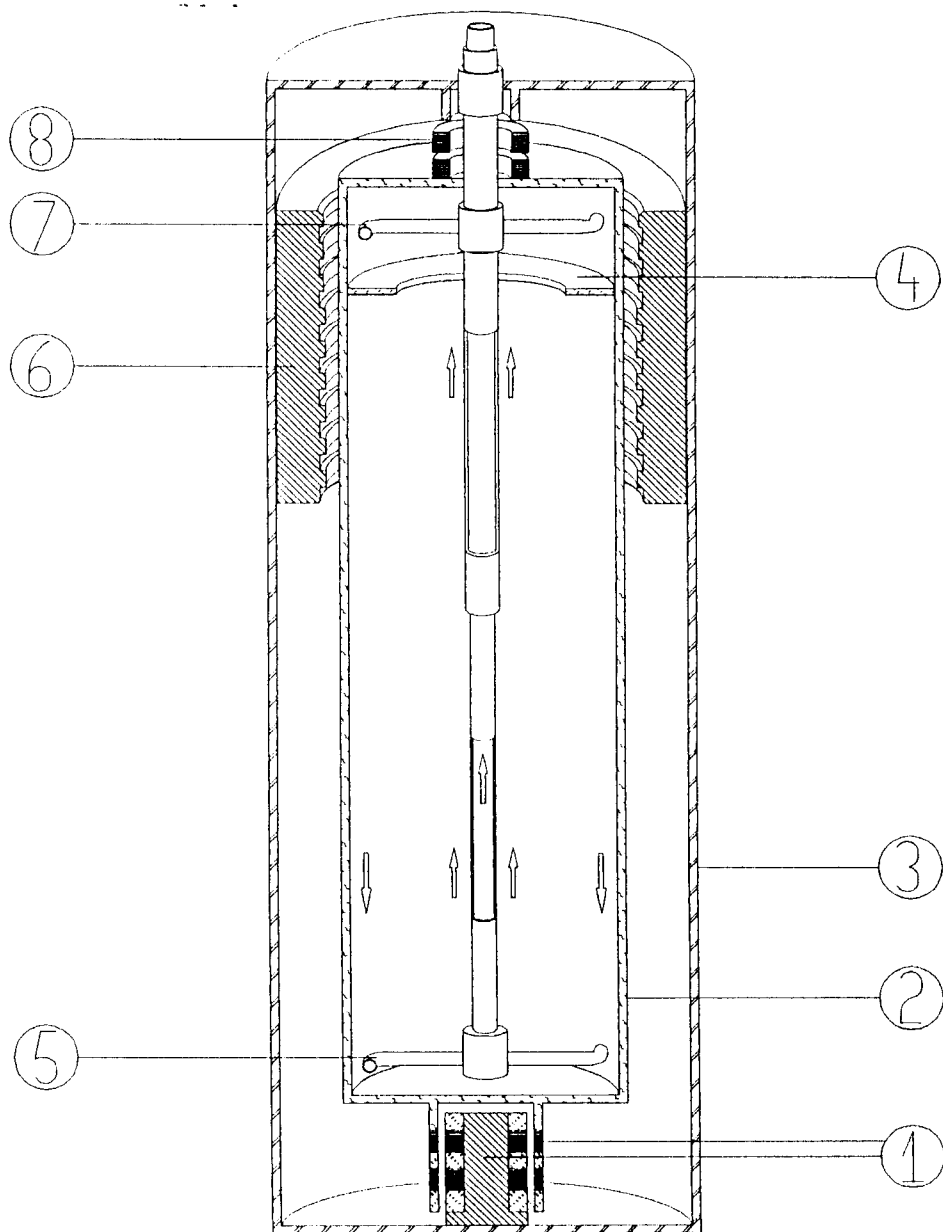


Figura 1. 2 - Representação Esquemática da Centrífuga Modelada

Embora no desenho da Figura 1. 2 os sistemas de alimentação e retirada sejam representados, eles não são considerados no modelo. Esta simplificação denominada de “refluxo total” é discutida no Capítulo 2.

Para este estudo a máquina adotada apresenta um rotor com altura útil de 650mm, que é, pouco mais de duas vezes, a altura da máquina estudada por ZIPPE, G^2 . Por altura

útil entende-se como sendo a distância entre o *scoop* de rejeito e o disco girante. Esta altura limita a região onde ocorre a separação dos isótopos. A velocidade periférica é de cerca de 440m/s, com uma velocidade de rotação, de oitocentas rotações por segundo. O número de *Mach*, definido pela relação da velocidade do escoamento pela velocidade do som no meio é da ordem de 5,0.

1.5 - REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Até 1960 o tema centrífugas para enriquecimento de urânio ainda não havia sido classificado e ZIPPE, G.^{2,4,5,6 e 7} publicou vários relatórios de progresso descrevendo o processo de centrifugação bem como detalhes das centrífugas desenvolvidas na Rússia. Neste relatórios são dadas as características de equipamentos como motor elétrico, mancais, geometria do rotor, sistema de retirada de gás, frequência de rotação e testes mecânicos. O documento *The Development of Short Bowl Ultra-Centrifuges*² é um relatório final que descreve experimentos feitos com centrífugas a gás na Universidade de Virgínia-USA iniciados em julho de 1958 e concluídos em maio de 1960. Estes experimentos foram uma repetição daqueles feitos na União Soviética em 1953 como parte de um programa maior de desenvolvimento de centrífugas. Os experimentos descritos incluem testes de durabilidade de rotores e mancais, medidas auxiliares em uma bomba molecular e no sistema de retirada, usando Freon, e testes de separação usando o Hexafluoreto de Urânio UF₆. São analisados diferentes tipos de dispositivos internos visando otimizar a separação de uma dada máquina.

Ao longo dos anos foram publicados inúmeros trabalhos referentes às centrífugas a contracorrente que podem ser classificados em dois grupos:

- a) análise da capacidade separativa através do estudo fenomenológico da difusão / convecção de isótopos;
- b) análise da gás-dinâmica do escoamento no interior do rotor.

Esta revisão bibliográfica concentra-se, principalmente, no segundo grupo de trabalhos que estuda as várias maneiras de resolver as equações de conservação que representam o escoamento de gás.

Dentro do primeiro grupo de trabalhos, a análise separativa desenvolvida por COHEN, K.⁸, através da solução da equação de difusão / convecção, visa determinar a natureza e a extensão da separação dos isótopos do gás presente no interior da centrífuga. Para a solução das equações de conservação são considerados os fatores que atuam na separação das espécies isotópicas do gás: a força centrífuga, a convecção e a difusão. Através desta equação chega-se às equações do gradiente da concentração isotópica na direção axial e obtém-se as expressões que permitem o cálculo dos parâmetros de separação da centrífuga. O tratamento da equação da difusão / convecção é baseado no método utilizado por FURRY, E. M.; JONES, R. C.; ONSAGER, L.⁹, para a coluna termo difusora. Este método foi rerepresentado por SOUBBARAMAYER¹⁰, BENEDICT et al.¹¹, AVERY e DAVIES¹², OLANDER, D. R.^{13,14}, VON HALLE¹⁵, JORDAN e BUCHMANN¹⁶, JORDAN, I.¹⁷ e, recentemente, por MIGLIAVACCA¹⁸.

A análise gás-dinâmica, revista em 1972 por OLANDER¹⁴, SOUBBARAMAYER¹⁰, visa estabelecer a natureza e a magnitude da contracorrente no interior da centrífuga, investigando o movimento do gás através das equações de movimento da hidrodinâmica: conservação da massa, energia e quantidade de movimento. Nessa investigação, procura-se obter a expressão do perfil de fluxo de gás através da distribuição da densidade do gás no interior da centrífuga. O conhecimento deste perfil é necessário, não só para obter a forma e a magnitude da própria contracorrente, como também para calcular os parâmetros de separação pois esses dependem fortemente do perfil gás-dinâmico da circulação gasosa em contracorrente.

O conjunto de equações que representam o escoamento interno é acoplado e não linear. A solução analítica deste conjunto de equações só pode ser feita fazendo-se inúmeras hipóteses simplificadoras. Métodos aproximados nos quais uma pequena perturbação à

chamada solução de Corpo Rígido foram desenvolvidos a partir de 1960. Corpo Rígido é o nome dado ao estado básico em que o gás se encontra a uma temperatura uniforme e gira solidariamente ao rotor como se fosse um único corpo. Esta metodologia considera dois tipos de máquina: centrífuga longa e centrífuga curta. Entende-se por centrífuga longa o modelo para o qual a região de influência das tampas é pequena em comparação com a altura do cilindro. Assim, para uma grande parte do escoamento, o campo de velocidades é independente da coordenada axial. Na região perturbada pela presença das tampas, as componentes do vetor velocidade serão uma função somente da coordenada radial, ou terão uma variação com a coordenada axial de uma maneira simples e prescrita, OLANDER, D. R.¹⁴.

Dentre os trabalhos nessa linha, ressaltam-se os de PARKER e MAYO¹⁹, que consideram a dependência em z , coordenada axial, decrescendo exponencialmente. SOUBBARAMAYER²⁰, BERMAN, A. S.²¹ e BROOKS, A. A.²², tratam as perturbações como função somente da coordenada radial.

Os modelos de centrífugas curtas levam em conta a influência das tampas em todo campo de escoamento. Nesse caso, as camadas que se formam próximas às tampas do cilindro girante, camadas de *Ekman*, têm uma influência vital sobre o comportamento na região central da máquina. SOUBBARAMAYER²³ apresenta uma solução aproximada para o caso de um fluido compressível. A primeira solução para centrífuga curta com fluido compressível, considerando perturbação térmica e utilizando a análise por subdivisão do campo, núcleo mais camada limite, foi realizada por SAKURAI, T. e MATSUDA, T.²⁴. Após este trabalho, vários outros surgiram na mesma linha explorando variações nas condições de contorno térmicas: MATSUDA e HASHIMOTO²⁵, MATSUDA; SAKURAI e TAKEDA²⁶, MATSUDA e HASHIMOTO²⁷, MATSUDA e TAKEDA²⁸. NAKAYAMA e USUI²⁹ também abordaram a perturbação térmica em conjunto com perturbação por troca de massa.

MATSUDA, SAKURAI e TAKEDA³⁰ desenvolveram uma análise da perturbação por troca de massa considerando fontes e sumidouros nas tampas. Ainda nessa linha pode-

se ressaltar os trabalhos de BARK e BARK³¹, que analisam as camadas verticais que se formam próximas à parede do cilindro girante, camadas de *Stewartson*, levando em conta a variação de densidade no interior das mesmas e BARK e HULTGREN³², que procuraram levantar algumas das hipóteses simplificadoras feitas por SAKURAI e MATSUDA²⁴. BROUWERS³³, desenvolve uma análise geral englobando tanto o caso da centrífuga longa quanto o da centrífuga curta.

ARAKI, T.³⁴ estuda o escoamento numa centrífuga com características semelhantes às de ZIPPE. Supõe que o número que representa o grau de perturbação tanto térmica quanto mecânica, chamado de número de *Rosby*, é pequeno comparado com a unidade e, então trata o escoamento como uma pequena perturbação a um estado básico com temperatura uniforme. Despreza os termos de ordem superior e obtém as equações linearizadas para perturbação. Estende o método que resolve as equações linearizadas analiticamente, para considerar variações no vetor velocidade causadas pelo *scoop* e alimentação. O autor conclui que o desvio da pressão e densidade em relação à solução do corpo rígido é considerável. Assim, trata o escoamento como uma pequena perturbação sobre um fluido girando com velocidade angular ligeiramente diferente da de corpo rígido. O sistema básico de equações linearizadas para o escoamento tridimensional viscoso compressível é resolvido analiticamente. Neste trabalho é ressaltada a importância do controle do perfil de temperaturas nas tampas e parede, pois eles afetam a convecção térmica e a recirculação devido ao *scoop*.

Sob o ponto de vista de análise numérica ressaltam-se, dentre outros, os trabalhos de DICKINSON e JONES³⁵ que procuram verificar os resultados de BROUWERS³³. RUIFENG, F.; HÄENEL, D.³⁶ apresentam um método numérico para cálculo do escoamento válido para uma pequena perturbação do corpo rígido. KAI, T.³⁷ apresenta solução numérica onde cita dificuldades na resolução do escoamento e técnicas para reduzir o tempo computacional. SOUBBARAMAYER ; LAHARGUE, J. P.³⁸ desenvolveram o código CENTAURE utilizando a técnica dos Elementos Finitos. O trabalho de NAKAYAMA, W; TORII, T.³⁹ apresenta um método numérico para calcular a distribuição de concentração de Hexafluoreto de Urânio (²³⁵UF₆) no cilindro com base nos resultados

de NAKAYMA, W.; USŪI, S.²⁹. MERTEN, A. ; HÄNEL, D.⁴⁰ desenvolvem um estudo do escoamento compressível no interior do rotor através de um esquema implícito de diferenças finitas admitindo pequenas perturbações, portanto linearizando as equações que regem o escoamento. WOOD, H. G.⁴¹ apresenta uma análise de otimização da centrífuga incluindo termos relativos a fontes e sumidouros de massa, bem como uma otimização considerando o efeito da contracorrente induzida pela introdução do gás de alimentação. BORISEVICH, V. D.; LEVIN, E. V.; NAUMOCHKIN, V. V.⁴² e AISEN, E. M.; BORISEVICH, V. D.; LEVIN, E. V.⁴³ estudam o escoamento no interior do rotor com o objetivo de otimizar a separação. BORISEVICH, V. D.; LEVIN, E. V.; NAUMOCHKIN, V. V.⁴² resolvem o conjunto completo das equações de movimento para escoamento compressível somente para a região periférica do rotor limitada por uma superfície cilíndrica de raio x_1 . A ausência de momento, energia e fluxo de massa definem as condições de contorno para ao raio x_1 . ANDRADE, D. A.; BASTOS, J. L. F.⁴⁴ apresentam análise termo hidrodinâmica de uma centrífuga a gás ressaltando a importância de estabelecer-se condições de contorno térmicas realistas. Esta análise é baseada no método dos volumes finitos para o modelo hidrodinâmico e no método nodal para o modelo térmico estrutural.

Alguns autores MERTEN, A. ; HÄNEL, D.⁴⁵, LINGBLAD, I.; BARK, F. H.⁴⁶, calculam o escoamento de *Spin-up*, que se caracteriza pelo aumento repentino da velocidade angular do cilindro contendo o gás. A maior parte do gás no interior não é afetada inicialmente. Entretanto, camadas do fluido próximas à parede começam a girar mais rapidamente devido às tensões viscosas. Horizontalmente próximo das tampas o gás é impelido radialmente de dentro para fora pelo aumento da força centrífuga. Devido a conservação da massa, o gás é succionado para as camadas limites do interior. Assim uma recirculação secundária é formada em todo o cilindro. Pelo fato do escoamento no interior poder ser considerado invíscido, um anel de gás movendo das camadas de *Ekman* para o eixo de rotação, conservam a quantidade de movimento angular. Assim, a velocidade angular aumenta com o decréscimo do raio. Este processo é finalizado quando o gás passa a girar uniformemente na nova velocidade angular.

LINGBLAD, I.; BARK, F. H.⁴⁶ apresentam uma solução numérica linear do *Spin-up*

para o escoamento viscoso, gás ideal, cilindro isolado termicamente. MERTEN, A.; HÄNEL, D.⁴⁵ calculam o escoamento numa centrífuga a gás através da integração das equações de *Navier-Stokes* não lineares em regime transitório considerando um esquema implícito de diferenças finitas. Os autores preferem usar um esquema implícito para permitir intervalos de tempo maiores em comparação ao esquema explícito no qual o tamanho do incremento de tempo para atingir a solução durante cada passo do cálculo é restrito pelo limite da estabilidade numérica. Da análise da estabilidade segue que o máximo intervalo de tempo permitido depende da menor largura de malha do domínio. Para escoamentos com altos números de *Reynolds*, uma malha muito refinada é requerida para solução nas camadas de contorno, camadas limites. Portanto muitos passos de pequenos intervalos de tempo são necessários para se atingir a solução do problema. Já os métodos implícitos são teoricamente estáveis para todos os passos de tempo.

HÄNEL, D.⁴⁷ calcula o escoamento com simetria axial em regime permanente para uma centrífuga a gás. Utiliza uma solução de diferenças finitas e lineariza as equações de *Navier-Stokes*. Para estas equações deriva uma formulação baseada em função de corrente e vorticidade com uma estrutura similar àquelas de escoamento incompressível. O autor se preocupa em investigar o algoritmo para melhorar a convergência e conclui que a taxa de convergência da solução é melhorada através da utilização de várias malhas com diferentes graus de refinamento para uma mesma simulação, método denominado *Multi-Grid*.

Com o desenvolvimento de novas técnicas numéricas e computadores, alguns autores desenvolveram estudos com o objetivo de melhor conhecer o escoamento em torno do *scoop*. O escoamento induzido por *scoops* é essencialmente tridimensional e de natureza não linear, constituindo portanto um ramo de interesse no entendimento do escoamento que ocorre no interior de uma centrífuga. Muito esforço tem sido feito para resolver numericamente o escoamento em torno do *scoop* e vários resultados, como os de MIKAMI, H.⁴⁸, AOKI, E. e SUZUKI, M.⁴⁹ e MATSUDA, T. et al.⁵⁰, têm sido apresentados.

Na análise do escoamento de uma centrífuga a gás, é comum substituir-se o *scoop* por um disco equivalente girando numa velocidade menor que a do rotor a fim de abordar o

problema com simetria axial. Por exemplo, MATSUDA e HASHIMOTO²⁵ assumem uma velocidade angular do disco equivalente como $\Omega_0 - \Delta\Omega$.

KAI, T.^{51,52} calcula o arrasto do gás devido ao *scoop*. SAKURAI, T.⁵³ mostra que o *scoop* parece não ser afetado pelos *scoops* a montante ou por ele mesmo, se somente um *scoop* está presente. O mesmo autor de acordo com MATSUDA, T.; TAMURA, N.; SAWADA, K.⁵⁰ chega a conclusões opostas quando considera um *scoop* rombudo. HITTINGER et al.^{54,55} obtêm choque na frente de um *scoop* cilíndrico. MIKAMI, H.^{48,56} realiza cálculos gás-dinâmicos bidimensionais sobre o *scoop*. AOKI e SUZUKI⁴⁹ consideram o problema tridimensional estudando o comportamento do gás para o *scoop* num escoamento supersônico uniforme sem considerar a influência do campo de força centrífugo. Somente a região próxima do *scoop* é considerada e os efeitos dos *scoops* a montante são desprezados. Dois esquemas diferentes de diferenças finitas são utilizados:

- (1) Método dos Volumes de Controle - Utilizando o código PHOENICS e
- (2) Um método implícito de diferenças finitas baseado no esquema de BEAM e WARMING⁵⁷. Os autores concluem que o primeiro método fornece soluções convergidas num tempo razoável o que não acontece com o segundo.

W. W. ROBERTS, Jr.⁵⁸ investiga o escoamento através do *scoop* para um escoamento supersônico num meio rarefeito e extremamente estratificado utilizando um código baseado no método de Monte Carlo. O objetivo é a verificação dos efeitos tridimensionais induzidos no escoamento pela presença de obstáculos sólidos como os *scoops*. Este estudo mostra que há um grande movimento induzido no escoamento pelo obstáculo provocando um fluxo radial em direção ao eixo central nas vizinhanças e a jusante do obstáculo com grandes perturbações de densidade nestas regiões.

MATSUDA, T.; TAMURA, N.; SAWADA, K.⁵⁰ calculam o escoamento invíscido tridimensional truncando a região central para *scoops* cilíndricos de uma centrífuga a gás resolvendo a equação de *Euler* ao invés das equações de *Navier-Stokes*. Colocam dois *scoops* para diminuir o número de malhas e não consideram retirada. O interesse é somente no escoamento secundário induzido pela presença dos *scoops*. O número de *Mach*, definido

pela relação da velocidade do escoamento pela velocidade do som no meio, é 7 com uma velocidade periférica próxima dos 630 m/s. Os autores ressaltam que os supercomputadores não são rápidos e grandes o suficiente para realizar os cálculos realísticos tridimensionais das equações de *Navier-Stokes* para um modelo destes. Os cálculos para o modelo levam de 1 a 10 horas de CPU no Fujitsu VP200, 520 MFLOPs, 256 Mb de memória. Os autores verificam que uma onda de choque é formada na frente do *scoop*. Atrás do choque, é induzido um forte movimento radial de gás para dentro em direção ao eixo central que depois torna um escoamento para fora para gerar a contracorrente.

AOKI, E.⁵⁹ trata o escoamento tridimensional em torno do *scoop* com extração de gás. Resolve as equações de *Navier-Stokes* em duas e três dimensões sob a presença da força centrífuga e obtém o comportamento de onda de choque em torno do *scoop*. Anteriormente o autor calculou o escoamento tridimensional em torno do *scoop* usando o método de BEAM-WARMING e o método dos volumes de controle obtendo uma onda de choque na frente do *scoop*, AOKI, E. e SUZUKI, M.⁴⁹. Entretanto, o efeito centrífugo não se revelou por causa da hipótese de escoamento uniforme. O autor resalta que no *First Workshop on Separation Phenomena in Liquids and Gases*, a simulação numérica tridimensional deste escoamento, considerando a força centrífuga foi apresentada e o escoamento radial atrás do *scoop* foi calculado, MATSUDA T., et al.⁵⁰. Contudo, a viscosidade do fluido e a extração do gás pelo *scoop* foram desprezadas.

RUI-FENG, F.; HUANG, D.⁶⁰, tratam o escoamento levando em conta os efeitos da alimentação e retirada de gás.

RÄTZ, E.⁶¹ apresenta uma revisão dos estudos sobre o escoamento no interior de centrífugas.

Medidas experimentais no interior do rotor são muito difíceis de serem executadas pois o escoamento é supersônico com alta força centrífuga e está confinado num rotor girando a alta velocidade, SOUBBARAMAYER¹⁰, AOKI, E.⁵⁹. Na literatura encontram-se algumas medidas obtidas por meio de técnicas de interferometria a laser,

OZAKI, N., et al.⁶², entretanto, a velocidade de rotação com que foram obtidas é incomparavelmente menor que rotações típicas de centrífugas modernas. CALDWELL, S. E.⁶³ utilizou o processo chamado *Laser Induced Fluorescence*, LIF, para medir pressão e temperatura. Apesar de complexo e caro conclui que o sistema é capaz de medir pressão e temperatura, contudo no que concerne a temperatura o procedimento ainda precisa ser melhor avaliado para atender uma faixa mais adequada. Isso demonstra a importância que passa a ter a análise do escoamento, visto que um cálculo da separação isotópica com boa precisão fundamenta-se no conhecimento prévio da gás-dinâmica.

No Brasil, o primeiro trabalho publicado sobre o assunto foi em 1966, JORDAN, I.⁶⁴. A partir de então a centrifugação gasosa vem sendo estudada tendo gerado várias dissertações de Mestrado e Teses de Doutorado dentre as quais podem-se citar as de HINCKEL, J. N.⁶⁵; SIELAWA, M. M. F.⁶⁶; LUZ, M. S.⁶⁷; ORTEGA, M. A.⁶⁸; SANTIAGO, R. S. C.⁶⁹, no Instituto Tecnológico de Aeronáutica - ITA e de MIGLIAVACCA, S. C. P.¹⁸ no Instituto de Pesquisas Energéticas e Nucleares - IPEN.

O presente trabalho trata da influência da contracorrente, em particular a componente térmica, no desempenho da centrífuga por meio da análise do escoamento no interior do rotor em conjunto com a análise dos fenômenos térmicos na estrutura do equipamento. A análise hidrodinâmica considera as equações de conservação em sua forma completa. As equações utilizadas são as de conservação de massa, quantidade de movimento e balanço de energia para escoamento compressível.

A centrífuga a gás é uma grande fonte de problemas científicos interessantes ainda não resolvidos, ou que precisam ser melhor analisados. Estes problemas constituem grande desafio tanto para os teóricos como para os experimentalistas. Do campo da gás-dinâmica e mecânica a tensão estática passando por vibrações críticas. Aos químicos fica a tarefa de evitar corrosões ou problemas tensão-corrosão.

CAPÍTULO 2 - MODELAGEM DO ESCOAMENTO DE UF₆ NO INTERIOR DO ROTOR

2.1 - INTRODUÇÃO

O escoamento de UF₆ no interior do rotor é regido pelas equações de conservação de massa, quantidade de movimento e balanço de energia, para fluidos compressíveis em geometria cilíndrica. A modelagem deste escoamento, foi realizada com o auxílio de um programa desenvolvido por MALISKA e colaboradores⁷⁰ e recebeu o nome de ROTFLOW. Nos itens 2.2, 2.3, 2.4, e 2.5 deste capítulo são apresentadas as equações de conservação, hipóteses simplificadoras, bem como, as condições de contorno utilizadas. O item 2.6 descreve, resumidamente, a metodologia numérica empregada que é baseada no método dos “Volumes Finitos” e, no item 2.7, é dada a expressão da capacidade separativa que é calculada a partir dos campos de velocidade e densidade. No item 2.8 são apresentados os resultados de alguns testes preliminares que, têm como objetivo, analisar a validade do programa para configurações cujos resultados estão disponíveis na literatura.

A utilização intensiva do programa ROTFLOW mostrou uma série de limitações do modelo que são descritas no item 2.9. Os itens 2.10, 2.11 e 2.12 apresentam os estudos efetuados para minimizar estas limitações e descrevem as alterações introduzidas no programa.

Finalmente, no item 2.13 são apresentadas as conclusões quanto à pertinência e limitações do programa para a realização das análises de interesse deste trabalho.

2.2 - EQUAÇÕES E HIPÓTESES SIMPLIFICADORAS

O escoamento de UF_6 no interior do rotor é de natureza bastante complexa devido às altas rotações envolvidas. O campo centrífugo gerado provoca gradientes elevados de pressão na direção radial fazendo com que praticamente toda a massa do gás encontre-se concentrada numa região próxima à parede lateral do rotor enquanto que na região central o gás esteja rarefeito. Esta característica particular do escoamento faz com que alguns modelos considerem apenas as camadas de gás junto às paredes do rotor utilizando expressões simplificadas das equações de conservação. Uma outra linha de trabalhos na qual este modelo se insere, consiste em aplicar as equações de conservação completas para todo o domínio de interesse. Portanto, o modelo utilizado neste trabalho é baseado na solução das equações completas de conservação da massa, quantidade de movimento e balanço de energia, para o escoamento compressível de UF_6 no interior do rotor.

O modelo adotado é bidimensional devido à natureza simétrica do escoamento na direção azimutal. Com esta aproximação, a desaceleração do escoamento devido ao atrito do gás junto ao *scoop* de rejeito, é representada por um disco girando com uma velocidade de rotação ($\Omega - \Delta\Omega$), inferior à velocidade de rotação da parede lateral do rotor (Ω), Figura 2. 1. Também não são representados fisicamente neste modelo os sistemas de injeção e de retirada de material. Esta simplificação configura uma situação denominada de “refluxo total”. Esta hipótese facilita consideravelmente o estabelecimento das condições de contorno e foi proposta por COHEN e apresentada por SOUBBARAMAYER¹⁰, obtendo resultados satisfatórios.

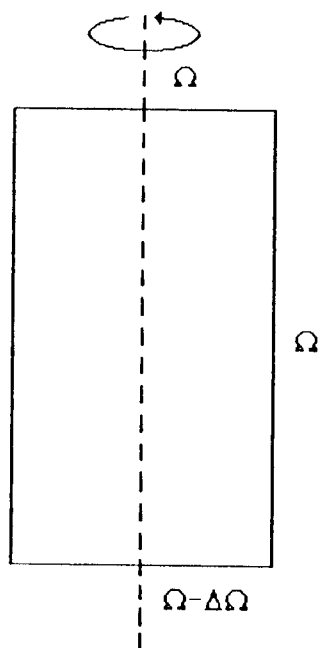


Figura 2. 1 - Esquema da Geometria Tratada

Hipóteses adotadas na resolução do problema:

- meio contínuo,
- escoamento compressível laminar,
- regime permanente,
- propriedades físicas constantes, exceto a densidade,
- simetria azimutal.

As equações de conservação de massa, de *Navier-Stokes* e balanço de Energia em geometria cilíndrica com simetria azimutal são apresentadas a seguir. Embora o problema seja tratado considerando-se a hipótese de regime permanente, os termos transientes das equações estão presentes pois o método de solução utiliza o conceito de transiente distorcido.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial z}(\rho V_z) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r}(\rho r V_r) = 0 \quad \text{Continuidade}$$

$$\rho \frac{\partial V_z}{\partial t} + \rho \left(V_z \frac{\partial V_z}{\partial z} + V_r \frac{\partial V_z}{\partial r} \right) = -\frac{\partial p}{\partial z} + \rho g + \mu \left(\nabla^2 V_z + \frac{1}{3} \frac{\partial}{\partial z} \text{div} V \right) \text{ Quant. de Mov. - z}$$

$$\rho \frac{\partial V_r}{\partial t} + \rho \left(V_z \frac{\partial V_r}{\partial z} + V_r \frac{\partial V_r}{\partial r} - \frac{V_\theta^2}{r} \right) = -\frac{\partial p}{\partial r} + \mu \left[\left(\nabla^2 - \frac{1}{r^2} \right) V_r + \frac{1}{3} \frac{\partial}{\partial r} \text{div} V \right] \text{ Q. Mov. - r}$$

$$\rho \frac{\partial V_\theta}{\partial t} + \rho \left(V_z \frac{\partial V_\theta}{\partial z} + V_r \frac{\partial V_\theta}{\partial r} + \frac{V_r V_\theta}{r} \right) = \mu \left(\nabla^2 - \frac{1}{r^2} \right) V_\theta \text{ Quant. de Mov. - } \theta$$

$$\rho C_p \frac{\partial T}{\partial t} + \rho C_p \left(V_z \frac{\partial T}{\partial z} + V_r \frac{\partial T}{\partial r} \right) + p \text{div} V = k \nabla^2 T + \Phi_{\text{visc}}, \text{ Energia,}$$

onde:

$$\Phi_{\text{visc}} = 2\mu \left\{ \left(\frac{\partial V_z}{\partial z} \right)^2 + \left(\frac{\partial V_r}{\partial r} \right)^2 + \frac{V_r^2}{r^2} + \frac{1}{2} \left[\left(\frac{\partial V_\theta}{\partial z} \right)^2 + \left(\frac{\partial V_r}{\partial z} + \frac{\partial V_z}{\partial r} \right)^2 + \left(\frac{\partial V_\theta}{\partial r} - \frac{V_\theta}{r} \right)^2 - \frac{1}{3} (\text{div} V)^2 \right] \right\}$$

$$\text{div} V = \frac{\partial V_z}{\partial z} + \frac{1}{r} \frac{\partial (r V_r)}{\partial r}, \quad \nabla^2 = \frac{\partial^2}{\partial z^2} + \frac{\partial^2}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r},$$

Além destas equações temos a equação de estado para gases perfeitos:

$$p = \frac{R}{M} \rho T, \text{ constituindo um sistema de seis equações a seis incógnitas.}$$

Observa-se que o sistema de equações é apenas função de r e z , direção radial e

axial da centrífuga, aparecendo, entretanto, as equações da quantidade de movimento nas três direções.

A discretização das equações é apresentada no Apêndice 1.

2.3 - CONTRACORRENTE MECÂNICA

A contracorrente mecânica é provocada pela desaceleração do gás junto ao *scoop* de rejeito associada ao disco girante, localizado na extremidade oposta do cilindro. Para a configuração adotada neste trabalho, o *scoop* de rejeito situa-se na região inferior do cilindro gerando uma contracorrente no sentido horário.

O escoamento do gás na região próxima ao *scoop* de rejeito gera uma força de atrito que depende tanto da velocidade do gás quanto da forma geométrica do *scoop*. Este problema é essencialmente tridimensional e uma avaliação precisa de $\Delta\Omega$ passa pela resolução do escoamento tridimensional em torno do *scoop*. Este problema é bastante complexo e está sendo estudado atualmente por alguns pesquisadores da área, MAKAMI, H.⁴⁸, AOKI, E and SUZUKI, M.⁴⁹ e MATSUDA, T. e colaboradores⁵⁰. Portanto, nas análises apresentadas neste trabalho, os valores assumidos para $\Delta\Omega$ são definidos arbitrariamente baseados em valores normalmente encontrados na literatura para *scoops* de geometria cilíndrica. Alguns testes de sensibilidade a este parâmetro são apresentados no capítulo 3.

2.4 - CONTRACORRENTE TÉRMICA

Denomina-se contracorrente térmica às correntes convectivas geradas pela variação da densidade do gás no interior do rotor. Para a configuração da centrífuga em estudo, a localização do *scoop* de rejeito na posição inferior do rotor tende a favorecer a criação desta corrente pelo aquecimento do gás nessa região. Assim, o efeito da contracorrente térmica é adicionado ao da contracorrente mecânica na criação da corrente secundária de gás no interior do rotor.

Na literatura são encontrados diversos estudos que procuram avaliar a influência da contracorrente térmica na capacidade separativa de uma centrífuga. Estes estudos são efetuados a partir do estabelecimento de perfis arbitrários de temperatura nas paredes do rotor.

A abordagem deste trabalho difere dos já efetuados nesta área por propor um estudo térmico de centrífuga que forneça uma distribuição real de temperatura nas paredes do rotor. Assim, através da avaliação das fontes geradoras de calor e dos principais modos de transferência de calor, é elaborado um modelo térmico, capítulo 4, que permite estimar uma distribuição realista de temperaturas no rotor. Em seguida, os resultados obtidos com o modelo térmico são utilizados como condição de contorno na solução da equação de conservação de energia para o modelo hidrodinâmico, capítulo 5.

2.5 - CONDIÇÕES DE CONTORNO

As condições de contorno adotadas para a solução das equações de conservação são do tipo de velocidades e temperaturas prescritas para as tampas superior, inferior e parede lateral do rotor. Para a região central, eixo da centrífuga, adota-se a condição de simetria

dos campos de velocidade axial e temperatura. Desta forma tem-se:

Tampa inferior ($z = 0$):

$$u = w = 0, \quad v = (\Omega - \Delta\Omega)r, \quad T = T(r, z = 0)$$

Tampa superior ($z = H$):

$$u = w = 0, \quad v = \Omega r, \quad T = T(r, z = H)$$

Parede lateral do rotor ($r = R$):

$$u = w = 0, \quad v = \Omega r, \quad T = T(r = R, z)$$

Eixo Central ($r = 0$):

$$u = v = 0; \quad \frac{\partial w}{\partial r} = \frac{\partial T}{\partial r} = 0$$

2.6 - METODOLOGIA NUMÉRICA

A metodologia numérica empregada é a dos volumes finitos. O método consiste em transformar cada equação diferencial num sistema não linear do tipo, $A\Phi = B$, onde Φ é a variável dependente a ser calculada.

A obtenção das equações algébricas é feita através da integração das equações diferenciais parciais, MALISKA, C. R.⁷¹. Os termos transientes são mantidos nas equações e resolve-se o problema bidimensional no espaço para cada tempo. Como não há interesse no transiente real, pode-se avançar no tempo cada vez que recalcular-se a matriz de coeficientes relativa a variável em questão. O transiente seguido resulta distorcido, pois o problema não foi convergido para cada intervalo de tempo. As funções de interpolação entre os pontos nodais são de natureza híbrida tal que o esquema numérico torna-se um esquema de diferenças centrais quando as velocidades são baixas e a difusão da propriedade é dominante, e um esquema *upwind* quando a convecção é dominante.

Devido ao tamanho do sistema de equações algébricas não lineares resultante, a solução direta é computacionalmente proibitiva. Optou-se portanto por um algoritmo computacional iterativo onde cada equação é resolvida independentemente.

A solução numérica das equações de conservação e a validação deste modelo foram realizadas por MALISKA, C.R.; SILVA, A.F.; ANDRADE, D.A.⁷⁰. Atenção especial foi dada ao acoplamento pressão-velocidade devido a problemas de convergência observados para os casos de rotações mais elevadas. Após inúmeros métodos testados, optou-se por uma variante do método SIMPLE⁷¹.

2.7 - EXPRESSÃO DA CAPACIDADE SEPARATIVA - δU

A performance de uma centrífuga é medida através da capacidade separativa, δU . Existem diferentes métodos de cálculo de δU para modelos em refluxo total. Neste trabalho adota-se uma extensão do método das médias radiais de COHEN proposto por SOUBBARAMAYER¹⁰. Para baixas concentrações pode-se escrever:

$$\delta U = \frac{1}{2} F \theta (1 - \theta) \left[\frac{q - 1}{1 + (q - 1)\theta} \right]^2$$

Nesta expressão, F é o fluxo de alimentação, θ é a razão entre os fluxos de produto e rejeito, denominado corte e q é o fator de enriquecimento. O resultado dos campos de velocidade e densidade, provenientes do cálculo do escoamento, influenciam o valor de q cuja expressão é apresentada em detalhe no Apêndice 2.

2.8 - TESTES PRELIMINARES DO MODELO

Neste item são analisados alguns casos que possuem solução analítica ou cujos resultados estão disponíveis na literatura. O intuito deste procedimento é o de verificar a qualidade dos resultados obtidos, bem como uma análise da robustez do código para as condições de interesse deste trabalho.

2.8.1 - Solução de Corpo Rígido

Este primeiro teste consiste em, partindo de condições iniciais quaisquer, obter a solução de corpo rígido para o gás em escoamento no interior do rotor. Nesta condição o gás está a uma temperatura uniforme e gira solidariamente ao rotor. Assim, a solução analítica deste problema é:

- componente do vetor velocidade na direção radial nulo ($u=0$) para todo o domínio;
- componente do vetor velocidade na direção axial nulo ($w=0$) para todo o domínio;
- componente do vetor velocidade na direção azimutal variando linearmente entre zero e a velocidade periférica fornecida como condição de contorno ($v=\Omega r$).

Para este teste foi utilizada a centrífuga padrão definida no item 1.4 do capítulo 1. Estabelece-se no modelo que as contracorrentes mecânicas e térmicas são nulas. O comportamento da velocidade angular obtido é linear como esperado. A malha utilizada é de 40 volumes na direção radial e 80 volumes na direção axial.

2.8.2 - Spin - Up

Este problema consiste em, a partir de uma solução de corpo rígido, promover uma elevação instantânea da velocidade periférica do rotor e analisar o comportamento transitório do escoamento até que uma nova solução de corpo rígido seja atingida.

Para estudar este problema adotou-se uma centrífuga com um raio de 0,1 m e altura também de 0,1 m. A velocidade periférica é inicialmente de 500 m/s sendo em seguida elevada para 525 m/s. A Figura 2. 2 e Figura 2. 3 apresentam uma comparação entre os resultados obtidos com o código ROTFLOW e os obtidos por MERTEN, A. e HÄNEL, D.⁴⁰ para o campo de velocidades no instante $t=0,025$ s. Observa-se que as duas figuras são bastante semelhantes apresentando dois vórtices girando em sentido contrário. Já a Figura 2. 4 mostra a evolução temporal de u e w para um ponto localizado na posição $r = 0,946$, $z = 0,455$ do domínio. Nesta figura a solução obtida com o programa ROTFLOW é comparada com a obtida por RUI-FENG, F.; HUANG, D.⁶⁰ para este mesmo problema. Observa-se uma boa coincidência de resultados tanto para u quanto para w ao longo de

todo o transitório.

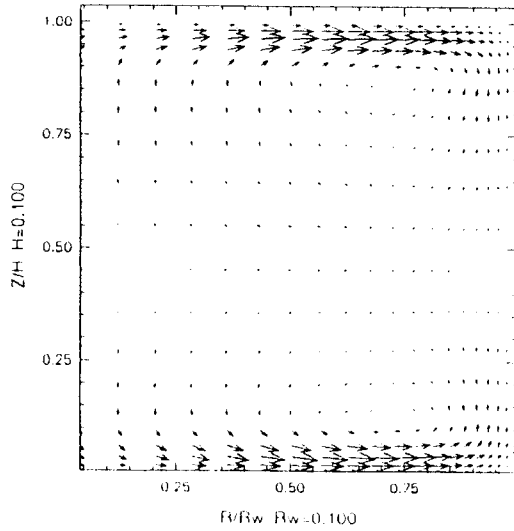


Figura 2. 2 - Campo de Velocidades

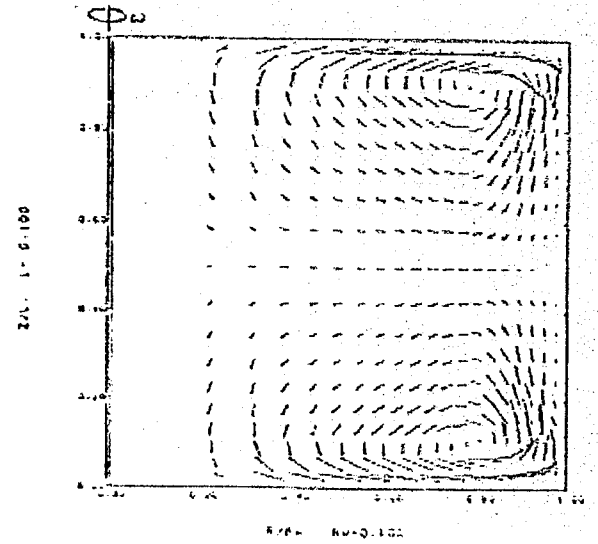


Figura 2. 3 - Campo de v obtido por Merten, A. e Hänel, D.

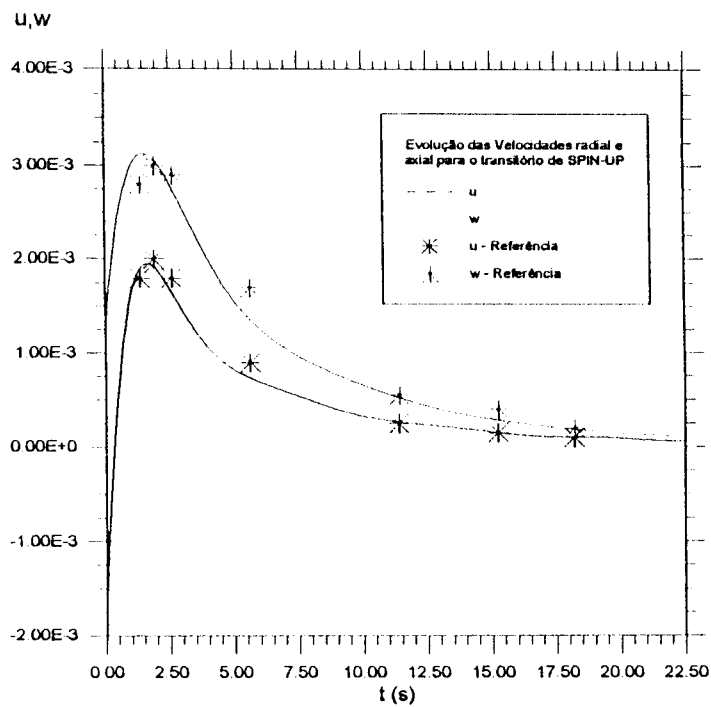


Figura 2. 4 - Velocidades u e w X tempo - SPIN-UP

2.8.3 - Drive Térmico

Para esta situação hipotética, a contracorrente é gerada somente por efeitos térmicos. Não há perturbação mecânica, $\Delta\Omega = 0$. É admitido um perfil linear de temperatura na parede lateral do rotor. A tampa quente está a 318 K e a tampa fria a 298 K. A altura da centrífuga é 0,606m e o raio de 0,0735 m, fornecendo uma relação de aspecto de 8,24, definida neste trabalho como a relação entre a altura e o raio da centrífuga. A velocidade periférica é de 400 m/s. A Figura 2. 5 mostra a variação radial da velocidade axial w para a altura média da centrífuga e a Figura 2. 6 a variação da velocidade axial para uma posição equivalente a 80 % da altura total do rotor.

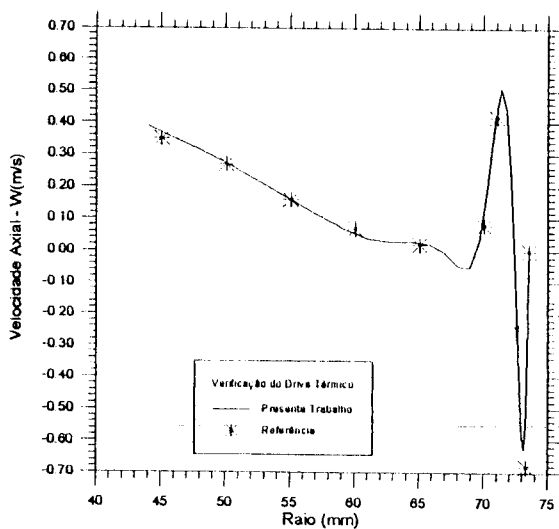


Figura 2. 5 - Velocidade Axial X Raio para a metade da altura do rotor

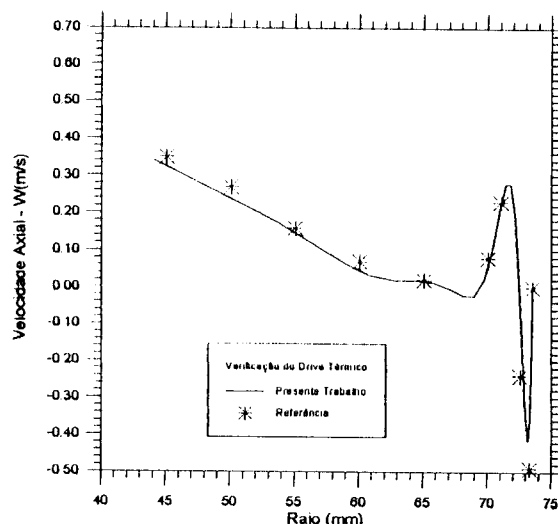


Figura 2. 6 - Velocidade Axial X Raio para $z=80\%$ da altura do rotor

Estes resultados são bastante satisfatórios quando comparados aos de SOUBBARAMAYER¹⁰. Observa-se apenas uma discrepância nos valores de mínimo de ambas as curvas que pode ser atribuída ao refinamento da malha adotada.

Outros dois testes de Drive Térmico, para geometrias e velocidades de rotação bastante diferentes dos aqui apresentados foram efetuados mostrando também resultados satisfatórios. A descrição destes casos bem como os resultados obtidos são apresentados no Apêndice 3.

2.8.4 - Drive Mecânico

Para este problema a contracorrente é gerada apenas pela diferença de rotação entre a tampa inferior e o restante do rotor. A centrífuga adotada tem comprimento de 0,1 m e diâmetro de 0,1 m. A velocidade da tampa superior, solidária ao rotor é $V_w = 50 \text{ m/s}$. A tampa inferior fica estacionária, ou seja $\Delta\Omega = 100\%$.

A Figura 2. 7 mostra as linhas de corrente obtidas no presente trabalho para este caso. Observa-se a concentração das linhas de corrente próximas à tampa que permanece parada simulando um *scoop*, parte inferior da figura. Comparando-se estes resultados com os apresentados por MERTEN, A.; HÄNEL, D.⁴⁰, Figura 2. 8, observa-se, ao menos qualitativamente, uma boa concordância de resultados. Uma avaliação quantitativa de resultados não foi efetuada pela inexistência de casos na literatura para este tipo de problema.

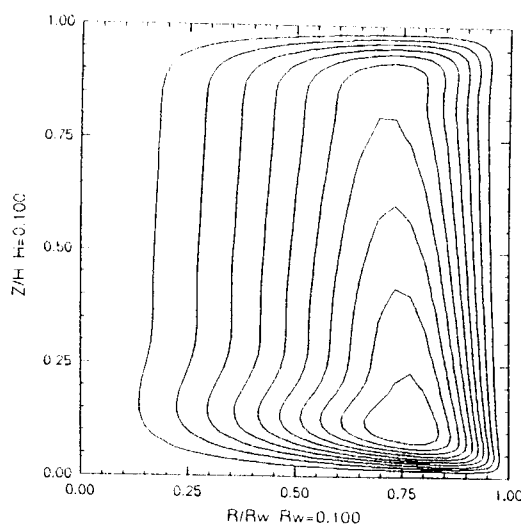


Figura 2. 7 - Linhas de Corrente

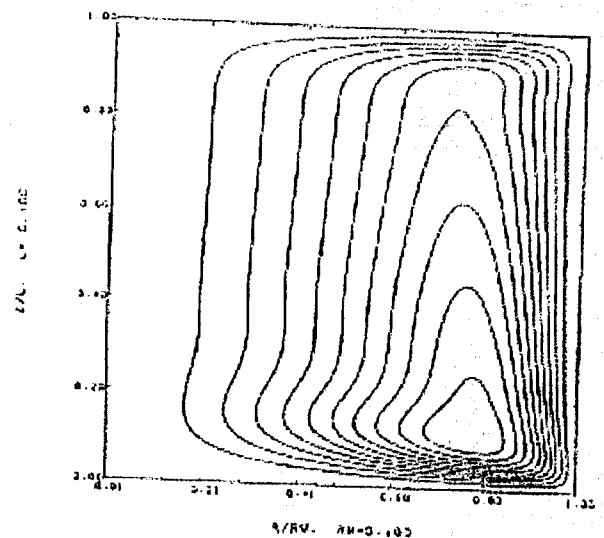


Figura 2. 8 - Linhas de Corrente obtidas por Merten, A. e Hänel, D.

2.9 LIMITAÇÕES DO MODELO

O programa ROTFLOW mostrou-se robusto e apresentou resultados satisfatórios para todos os casos analisados. Conclui-se assim que as equações de conservação estão corretamente programadas, que a metodologia numérica empregada é adequada e que, portanto, o programa é aplicável para as análises da centrífuga em estudo.

A utilização sistemática do programa mostrou, no entanto, a existência de algumas limitações que devem ser corrigidas. Estas limitações referem-se, principalmente, à dificuldade no processo de geração de malhas, bem como, na inexistência de um critério de convergência para término dos cálculos. Para sanar estas dificuldades, foram introduzidas algumas modificações no programa que são descritas a seguir.

2.10 GERAÇÃO AUTOMÁTICA DE MALHAS

Devido ao elevado campo centrífugo estabelecido no interior do rotor, a maior parte do gás concentra-se numa região próxima à parede lateral. Para as velocidades angulares de interesse, esta região é da ordem de alguns milímetros. Desta forma, tem-se uma grande região, onde a densidade é muito baixa, região central, e outra de densidades elevadas, região próxima à parede. Este fato exige a construção de malhas bastante deformadas com uma elevada concentração de volumes de controle junto à parede lateral do rotor. Esta característica peculiar do escoamento faz com que a realização de análises de sensibilidade, para a verificação da influência do refinamento das malhas nos resultados finais, seja de grande importância. Originalmente, no programa ROTFLOW, a geração de uma malha era efetuada fornecendo-se manualmente as coordenadas radiais e axiais dos volumes de controle. Este procedimento era extremamente trabalhoso e impossibilitava, na prática, a análise de um problema com diferentes malhas de cálculo. Para sanar esta deficiência foi

criada uma subrotina de pré-processamento, denominada GERARZ, que permite, a partir da definição do número de volumes em cada direção e do grau de refinamento desejado, gerar automaticamente a malha de cálculo para o programa. A expressão utilizada para a geração das coordenadas dos volumes, em ambas as direções, é dada a seguir:

$$y = h \frac{(\beta + 2\sigma) \left[\left(\frac{\beta + 1}{\beta - 1} \right)^{(y_0 - \sigma)/(1 - \sigma)} - \beta + 2\sigma \right]}{(2\sigma + 1) \left\{ 1 + \left[\left(\frac{\beta + 1}{\beta - 1} \right)^{(y_0 - \sigma)/(1 - \sigma)} \right] \right\}}$$

Nesta expressão, sugerida por ANDERSON, D. A.; et al.⁷², y é a coordenada para a malha refinada e y_0 a coordenada para malha regular. Se σ assume o valor “zero” a malha é refinada próximo de $y = h$ somente. Se σ assume o valor $1/2$, então a malha é refinada em ambas as extremidades. β é o parâmetro de refinamento. Quanto mais próximo de “um” for o valor de β , maior será a concentração de pontos na ou nas extremidades do domínio.

Uma malha característica para a centrífuga em estudo, com 23 volumes na direção r e 53 na direção z é apresentada na Figura 2. 9.

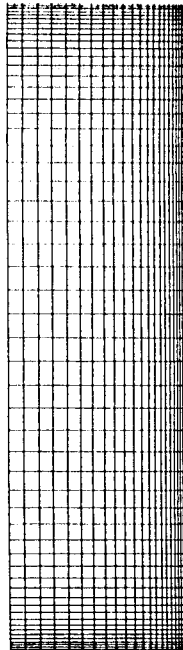


Figura 2. 9 - Exemplo de malha para o modelo hidrodinâmico

2.11 ESTABELECIMENTO DE UM CRITÉRIO DE CONVERGÊNCIA

Na sua versão original, o programa ROTFLOW adotava como critério, para o final dos cálculos, o número de iterações definido pelo usuário. Após a análise de diversos casos de interesse e da verificação da influência do número de volumes de controle na solução final dos campos, estabeleceu-se, para o problema da centrífuga em estudo, um critério de convergência baseado na avaliação da máxima variação dos campos entre dois instantes sucessivos de tempo. Assim, foi criada uma subrotina que analisa, para cada volume de controle, a variação da propriedade ϕ entre dois instantes de tempo. Se esta variação for inferior ou igual a uma fração (α) da amplitude máxima do campo, os cálculos são terminados. A expressão abaixo traduz matematicamente esta idéia.

$$|\max(\Phi_{(i)}^{t+\Delta t} - \Phi_{(i)}^t)| \leq \alpha |\max(\Phi_{(i)}^t) - \min(\Phi_{(i)}^t)|$$

A Figura 2. 10 mostra um caso estudado para o estabelecimento do critério de convergência onde é empregada uma malha com 40 volumes na direção radial e 80 volumes na direção axial. O rotor tem comprimento de 0,650 m e raio de 0,088 m. A velocidade periférica é de 442 m/s. A tampa inferior é desacelerada de 20% em relação à velocidade do rotor. Na ordenada desta figura tem-se a Capacidade Separativa da centrífuga em UTS/a e, na abcissa, o Fluxo de Alimentação expresso em kg/a. Para esta configuração, observa-se que, a partir de um valor de $\alpha = 10^{-6}$, os resultados não se alteram significativamente, indicando este valor como o adequado para o término das iterações.

Entretanto, cuidado especial deve ser tomado no estabelecimento deste critério, pois caso o intervalo de tempo entre duas iterações sucessivas seja muito pequeno tem-se o critério satisfeito quando de fato não há convergência.

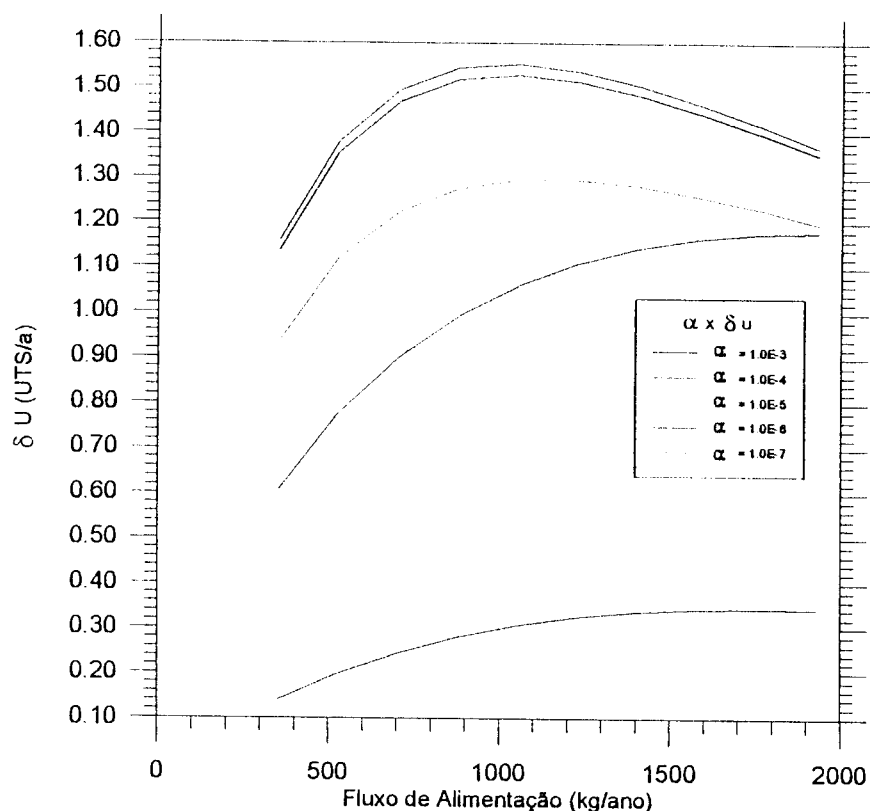


Figura 2. 10 - Estudo da Tolerância no Critério de Convergência

2.12 ALTERAÇÃO DAS CONDIÇÕES DE CONTORNO TÉRMICAS

Como descrito no item 2.5 deste capítulo, a condição de contorno térmica é do tipo, temperatura prescrita nas tampas superior, inferior e parede lateral do rotor e, de simetria, para a região central. Dessa maneira, a condição de contorno térmica no programa ROTFLOW é definida a partir de três valores de temperatura: uma para a tampa superior, uma para a parede lateral do rotor e uma para a tampa inferior. No intuito de generalizar esta condição de contorno, foi elaborada uma subrotina que permite o estabelecimento de qualquer distribuição de temperatura na parede do rotor. Em particular, foi desenvolvida uma interface a partir do arquivo de saída de dados do programa de cálculo térmico,

PCTER⁷³, de maneira a permitir o acoplamento dos dois modelos.

Cabe salientar que as malhas do modelo térmico e do modelo hidrodinâmico são bastante distintas. Enquanto que, no modelo hidrodinâmico, a parede lateral do rotor é subdividida em 80 volumes, no modelo térmico, a altura total do rotor é subdividida em 14 volumes. Portanto, a transferência de condições de contorno do modelo térmico para o modelo hidrodinâmico não é imediata, pois não há coincidência entre as malhas utilizadas.

2.13 CONCLUSÕES

Neste capítulo o modelo hidrodinâmico do escoamento de UF₆ no interior do rotor foi descrito e testado. A análise de configurações, similares às de interesse deste trabalho, apresentou resultados satisfatórios.

A utilização sistemática do programa ROTFLOW mostrou que, embora robusto, o programa apresenta algumas deficiências. Os pontos mais críticos observados foram relativos a geração de malhas e a inexistência de um critério de convergência. Estas deficiências foram corrigidas por meio da criação de uma subrotina de pré-processamento e do estabelecimento de um critério de convergência.

Finalmente, promoveu-se a generalização da condição de contorno térmica através de uma interface com o arquivo de saída de dados do programa PCTER.

CAPÍTULO 3 - ANÁLISE HIDRODINÂMICA DA CENTRÍFUGA PADRÃO

3.1 - INTRODUÇÃO

Neste capítulo é apresentada uma análise do escoamento de UF_6 no interior do rotor para a centrífuga padrão definida no item 1.5 do capítulo 1. Salienta-se, neste estudo, a influência da corrente secundária e, em particular, da contracorrente térmica na capacidade separativa da máquina.

No item 3.2 deste capítulo é avaliada a importância da distribuição de temperatura do rotor na capacidade separativa da centrífuga a partir de três configurações definidas arbitrariamente. No primeiro caso considera-se temperaturas constantes para todo o rotor o que corresponde a uma situação de ausência de contracorrente térmica. Para a segunda configuração adotou-se uma diferença de temperatura de dez graus, $\Delta T = +10\text{ }^\circ\text{C}$ sendo a temperatura da tampa inferior maior que a da tampa superior. Este caso configura uma situação favorável a criação de correntes convectivas de gás no interior do rotor. Já o terceiro caso é uma situação oposta ao caso anterior, ou seja, a temperatura da tampa inferior é menor que a temperatura da tampa superior. Esta situação é desfavorável à criação de correntes convectivas gerando uma tendência de estagnação do gás no interior da centrífuga.

No item 3.3 é feita uma análise de sensibilidade da capacidade separativa a diferentes intensidades de contracorrente, térmica e mecânica, com o intuito de verificar se as conclusões tiradas no item 3.2 são também válidas para outros valores de $\Delta\Omega$ e ΔT .

3.2 – INFLUÊNCIA DA DISTRIBUIÇÃO DE TEMPERATURA DO ROTOR NA CAPACIDADE SEPARATIVA DA CENTRÍFUGA PADRÃO

No intuito de analisar a influência da distribuição de temperatura do rotor sobre a capacidade separativa da centrífuga, foram simuladas três configurações diferentes:

- 1 – temperatura do rotor uniforme;
- 2 – perfil favorável à contracorrente térmica;
- 3 – perfil desfavorável à contracorrente térmica.

Para a primeira configuração, temperatura do rotor uniforme, a tampa inferior, a parede lateral e a tampa superior são mantidas a uma temperatura de 308 K. Desta forma, não há o efeito convectivo provocado pelos gradientes de temperatura nas tampas e parede lateral do cilindro. A separação é resultante apenas da força centrífuga e da contracorrente mecânica.

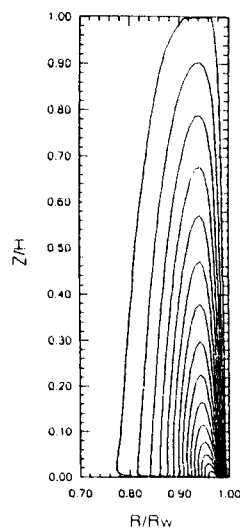
O segundo caso analisado corresponde a uma situação onde impõe-se um perfil favorável a contracorrente térmica. Para esta configuração a temperatura da tampa superior é de 303 K enquanto que a temperatura da tampa inferior é de 313 K. A temperatura da parede lateral do rotor varia linearmente entre estes dois valores. Esta distribuição de temperatura nas paredes do rotor cria uma corrente de convecção devido à variação de densidade do gás, contracorrente térmica.

A terceira configuração analisada corresponde a uma situação de estagnação para o gás no interior do rotor. Para tanto, foi imposta uma distribuição de temperatura na parede do rotor oposta à situação anterior; a temperatura da tampa inferior foi fixada em 303 K enquanto a temperatura da tampa superior em 313 K. A temperatura da parede lateral do rotor variou linearmente entre estes dois valores.

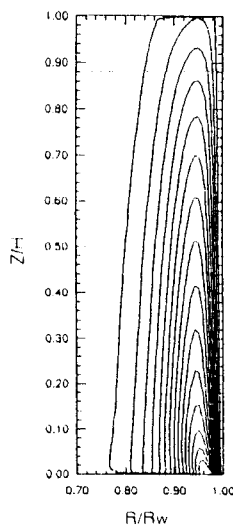
Para as três configurações supôs-se que o disco inferior gira a uma velocidade 10%

menor que a velocidade do restante do rotor, $\Delta\Omega = 10\%$.

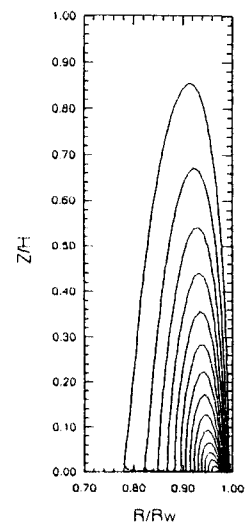
A Figura 3.1 (a,b e c) apresenta as linhas de corrente obtidas para os três casos simulados. Observa-se nas três figuras, que as linhas de corrente concentram-se numa região próxima à parede lateral do rotor, confirmando que, praticamente, toda a massa de gás encontra-se nessa região e que todas as linhas de corrente passam pelo canto inferior direito onde a pressão é máxima. Dessa maneira a contracorrente gerada no interior do rotor provoca um movimento de rotação do gás no sentido horário onde ocorre uma desaceleração junto à tampa inferior e uma aceleração junto à tampa superior. Na Figura 3.1 (b) nota-se que os picos das linhas de corrente são ligeiramente superiores aos da Figura 3.1 (a), indicando uma circulação mais intensa do gás devido à contracorrente térmica. Já na Figura 3.1 (c) observa-se que nenhuma linha de corrente se aproxima da tampa superior. Para esta configuração a circulação do gás é bastante prejudicada devido à distribuição de temperatura que tende a estagnar o gás aquecido na parte superior do rotor. As figuras representativas do campo de densidades e do perfil de velocidades, para a situação onde não existe contracorrente térmica, são apresentadas no Apêndice 4.



a – sem drive térmico



b – perfil favorável



c – perfil desfavorável

Figura 3.1 (a,b,c) – Linhas de corrente para os três casos simulados: a) sem drive térmico, b) perfil favorável e c) perfil desfavorável

3.2.1 – Comparação dos perfis de velocidade mássica para as três configurações analisadas

Pelo princípio da conservação de massa sabe-se que o somatório dos fluxos de massa, num plano horizontal qualquer da centrífuga, deve sempre ser nulo. Isto significa que o fluxo de massa no sentido ascendente, região central, deve ser igual ao fluxo de massa no sentido descendente, região junto à parede do rotor. Isto é mostrado na Figura 3. 2 onde é apresentado o perfil de ρw para o plano médio da centrífuga para os três casos analisados. Nesta figura pode-se notar, o efeito da contracorrente térmica sobre o campo de velocidades mássicas. Observa-se que a distribuição de temperatura, favorável a geração da corrente convectiva, curva azul, provoca uma aumento nos valores absolutos das velocidades mássicas em relação à curva em preto, sem drive térmico. Isto indica uma contracorrente secundária mais intensa. Já o perfil de temperaturas desfavorável à corrente convectiva provoca um achatamento dos picos de ρw indicando uma corrente secundária menos intensa. Nesta figura nota-se também que as velocidades mássicas são nulas até, aproximadamente, um raio adimensional igual a 0,7. Este resultado confirma aqueles da Figura 3. 1 nos quais não existem linhas de corrente passando pela região central da centrífuga.

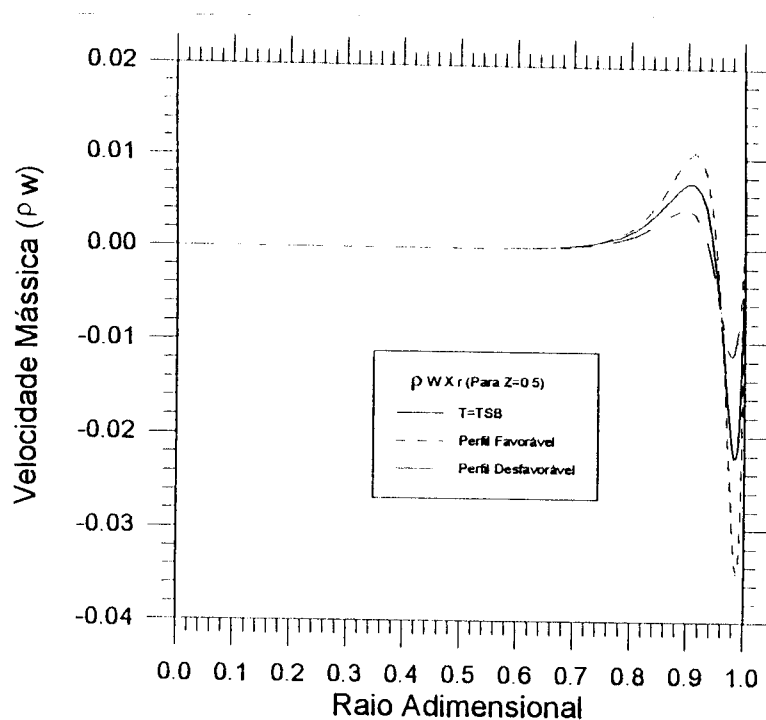


Figura 3. 2 - Perfil ρw em função do Raio Adimensional para o três casos analisados

3.2.2 – Comparação da Capacidade Separativa para as três configurações analisadas

As linhas de corrente apresentadas na Figura 3. 1 e os perfis de velocidade mássica apresentados na Figura 3. 2, mostram que a distribuição de temperatura nas paredes do rotor provoca alterações nos campos de velocidade do gás. Para quantificar o impacto dessas alterações no desempenho da máquina, é apresentada na Figura 3. 3, a evolução da capacidade separativa, δU em função do fluxo de alimentação, para os três casos simulados. As curvas apresentadas na figura foram obtidas a partir de fluxos de alimentação variando entre 175, e 2628 kg/a e supondo, que estes diferentes valores de fluxo não perturbem os campos de velocidade e de temperatura obtidos. Esta hipótese, bem como a expressão da capacidade separativa foram apresentados no capítulo 2, item 7. O valor do corte, θ , adotado é de 0,5 uma vez que este valor representa uma condição otimizada de performance, JORDAN, I.¹⁷.

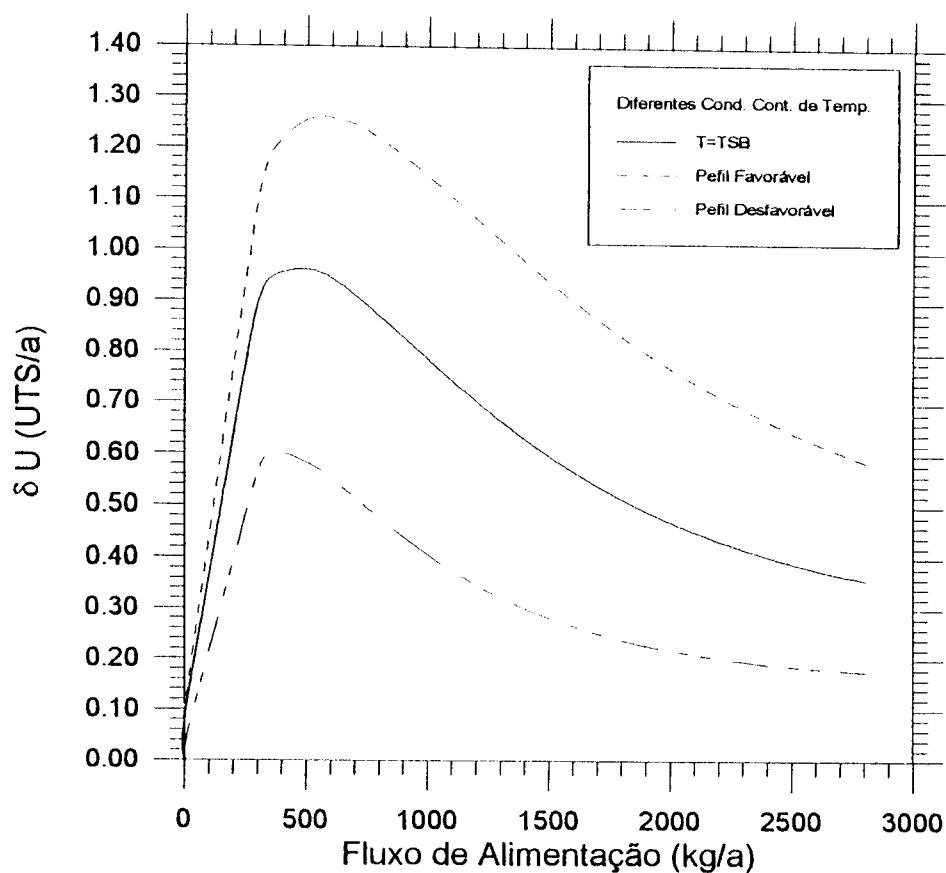


Figura 3. 3 - Capacidade Separativa em função do Fluxo de Alimentação para os três casos analisados

Na Figura 3.3 observa-se que a contracorrente térmica melhora a performance da centrífuga para toda a faixa de vazão de alimentação estudada. Tomando-se, por exemplo, uma vazão de alimentação de 500 kg/a, para o caso favorável à geração da contracorrente térmica, tem-se o valor de 1,26 UTS/a para a capacidade separativa. Este valor é cerca de 30% maior que a condição de ausência de drive térmico, 0,97 UTS/a. Por outro lado, o perfil de temperatura desfavorável à contracorrente convectiva diminui a capacidade separativa para 0,59 UTS/a. Este valor é cerca de 39% menor que o correspondente à condição de ausência de drive térmico. Nota-se também que uma distribuição de temperatura favorável à geração da corrente convectiva leva a um pico de δU deslocado para a direita, ou seja, com vazões de alimentação maiores. Como foi dito no capítulo 1, item 2, para ter-se uma centrífuga eficiente deve-se ter um elevado fator de separação para valores elevados de fluxo de alimentação. Portanto, o efeito da contracorrente térmica também é positivo por deslocar o pico da curva para a direita.

3.3 – ANÁLISE DE SENSIBILIDADE DA CAPACIDADE SEPARATIVA PARA DIFERENTES INTENSIDADES DE CONTRACORRENTE TÉRMICA E MECÂNICA

No item 3.2.2 ficou evidenciado que a capacidade separativa da centrífuga é fortemente influenciada pela distribuição de temperatura nas paredes do rotor. Para efetuar este estudo adotou-se um valor de contracorrente mecânica de 10 % e três diferentes perfis de temperatura, que podem ser resumidos da seguinte maneira:

caso 1 – Não existe diferença de temperatura entre as tampas inferior e superior do rotor;

caso 2 – Diferença de temperatura entre as tampas inferior e superior de 10 °C;

caso 3 – Diferença de temperatura entre as tampas inferior e superior de -10 °C.

Foi observado nesse estudo que a criação de uma corrente convectiva, caso 2,

aumenta a capacidade separativa para a faixa de fluxos de alimentação adotada. Esta configuração representa, no entanto, uma situação particular uma vez que foram fixados tanto o valor de $\Delta\Omega$ como o valor de ΔT entre as tampas.

Neste item é proposto um estudo de sensibilidade da capacidade separativa para diferentes valores de $\Delta\Omega$ e ΔT , com o intuito de verificar se as conclusões obtidas no item 3.2.2 podem ser generalizadas para outras configurações.

3.3.1 Efeito da Contracorrente Mecânica

Para avaliar o efeito da contracorrente mecânica na capacidade separativa da centrífuga, foram simulados quatro casos com valores de $\Delta\Omega$ variando entre 1% e 50% e uma diferença de temperatura entre as tampas de 10 °C. A Figura 3. 4 apresenta os resultados obtidos para uma larga faixa de fluxos de alimentação. Observa-se que, para os valores menores de $\Delta\Omega$, 1% e 10%, a capacidade separativa aumenta com valores crescentes de fluxo de alimentação até atingir um valor máximo, a partir do qual, começa a decrescer. Para os valores de $\Delta\Omega$ de 30% e 50% o valor da capacidade separativa aumenta continuamente na faixa de fluxos de alimentação adotado. A Figura 3. 5 mostra a evolução da capacidade separativa em função da contracorrente mecânica, $\Delta\Omega$ e foi construída, a partir da Figura 3. 4, para dois valores de fluxo de alimentação, 500 kg/a e 2000 kg/a.

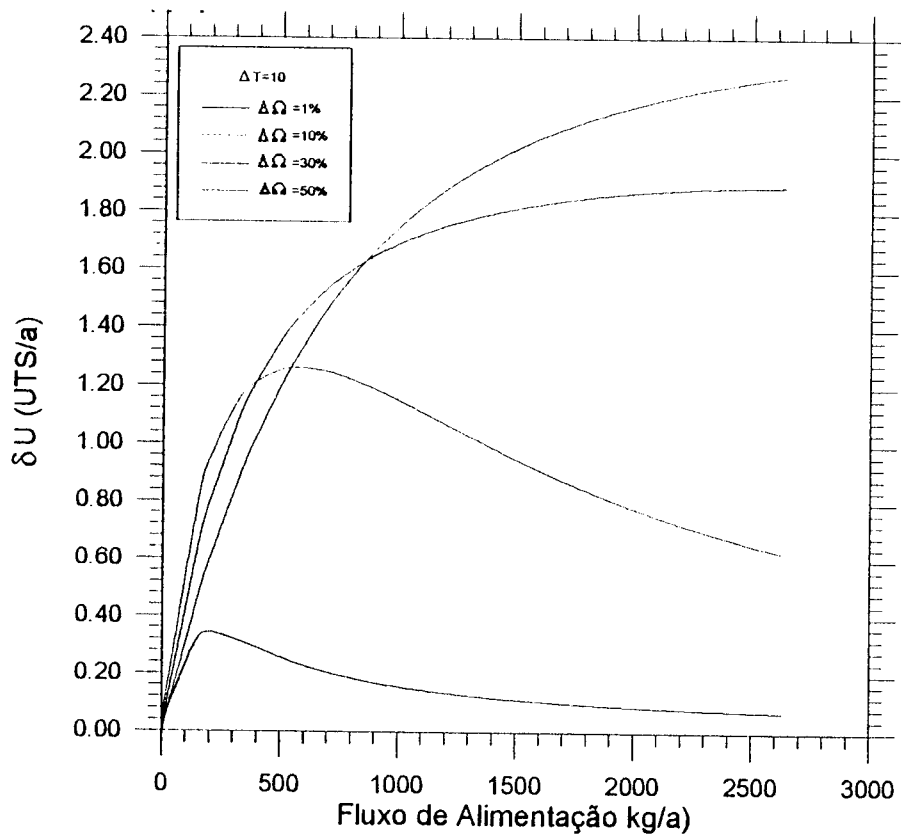


Figura 3. 4 – Capacidade Separativa em função do Fluxo de Alimentação- ($\Delta \Omega = 1$ a 50%)

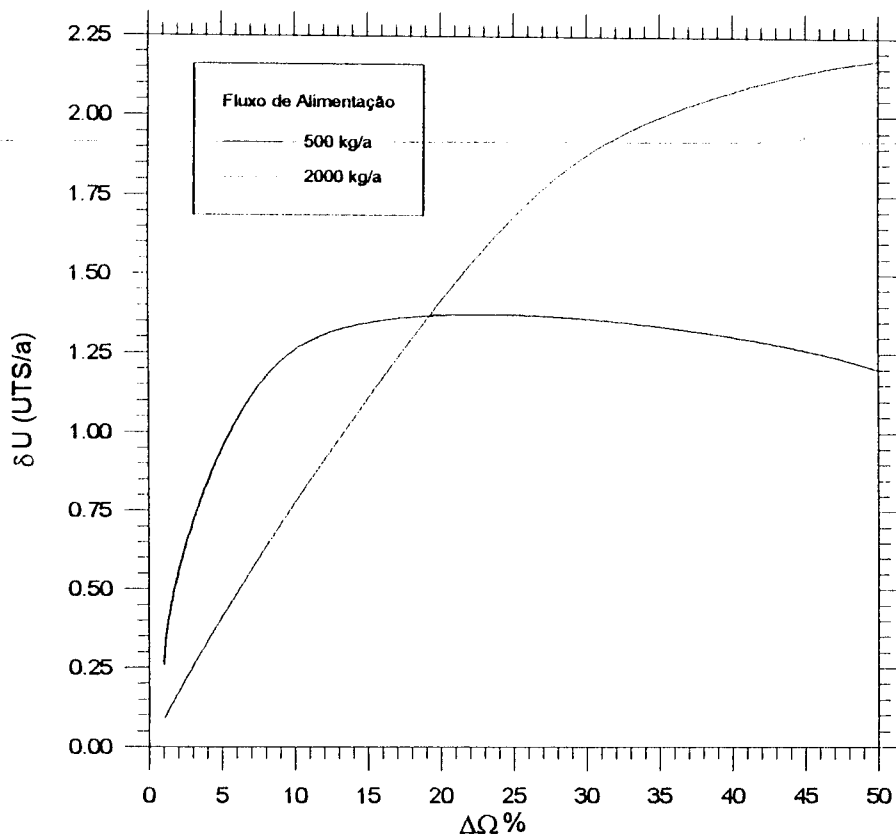


Figura 3. 5 – Capacidade Separativa em função do Fluxo de Alimentação - 500 e 2000 kg/a

Notam-se dois comportamentos distintos de δU em função da contracorrente mecânica, $\Delta\Omega$. Para um fluxo de alimentação de 500 kg/a, a capacidade separativa cresce com $\Delta\Omega$ até atingir um ponto de máximo em aproximadamente 20%, a partir do qual valores de contracorrente mecânica maiores provocam uma deterioração do desempenho da centrífuga. Já para um fluxo de alimentação maior, 2000 kg/a, a capacidade separativa cresce continuamente para os valores de $\Delta\Omega$ analisados.

Deste estudo conclui-se que o fluxo de alimentação e a contracorrente mecânica estão correlacionados. A alteração da contracorrente mecânica, para uma dada centrífuga, pode tanto melhorar quanto piorar o desempenho de uma máquina dependendo do nível de fluxos de alimentação utilizados. É interessante notar que a contracorrente mecânica é gerada pelo atrito do gás em rotação com os *scoops* de rejeito e produto e que uma alteração de δU pode ser obtida pela modificação do perfil dos *scoops*.

Outras análises, efetuadas para diferentes valores de contracorrente térmica, são apresentadas no Apêndice 4; Figura A4. 3, Figura A4. 4 e Figura A4. 5.

3.3.2 Efeito da Contracorrente Térmica

Neste sub-item, para um dado valor de contracorrente mecânica, é feita uma análise para avaliar o efeito da contracorrente térmica na capacidade separativa da centrífuga. Foram simulados quatro casos com valores de ΔT variando entre 1 e 50 °C e uma diferença de rotação entre a tampa inferior e o rotor de 10%, $\Delta\Omega = 10\%$. A Figura 3. 6 apresenta os resultados obtidos para a mesma faixa de fluxos de alimentação utilizada no item 3.3.1.. Observa-se que, para todos os valores de ΔT , a capacidade separativa aumenta com valores crescentes de fluxo de alimentação até atingir um valor máximo a partir do qual começa a decrescer. O ponto de máximo de cada uma das curvas desloca-se para a direita, à medida que a diferença de temperatura entre as tampas aumenta. A Figura 3. 7 foi construída

a partir destas mesmas simulações utilizando dois valores de fluxo de alimentação, 200kg/a e 2000 kg/a. Notam-se dois comportamentos distintos de δU em função da contracorrente

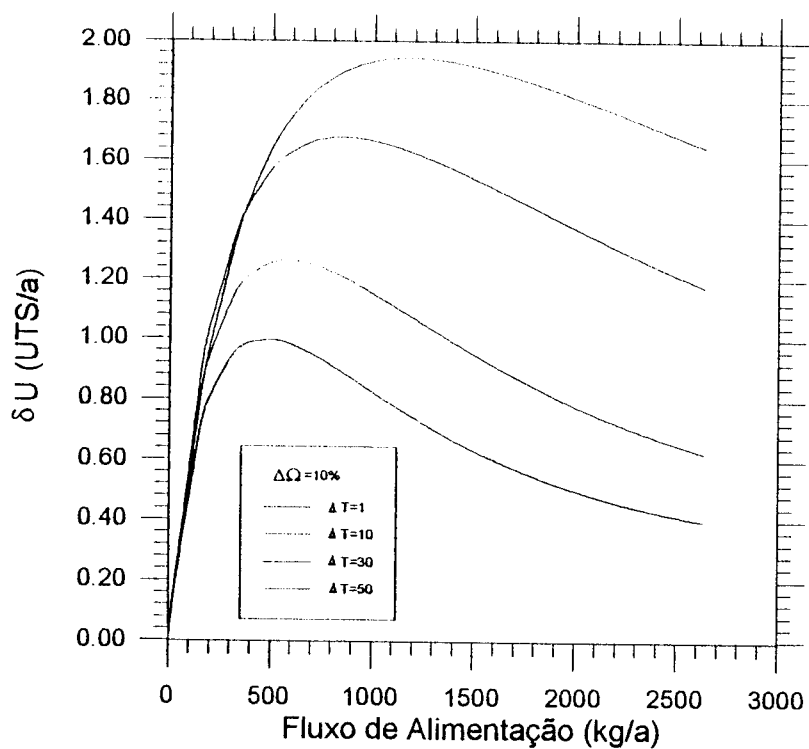


Figura 3. 6 – Capacidade Separativa em função do Fluxo de Alimentação - ($\Delta T = 1$ a 50 °C)

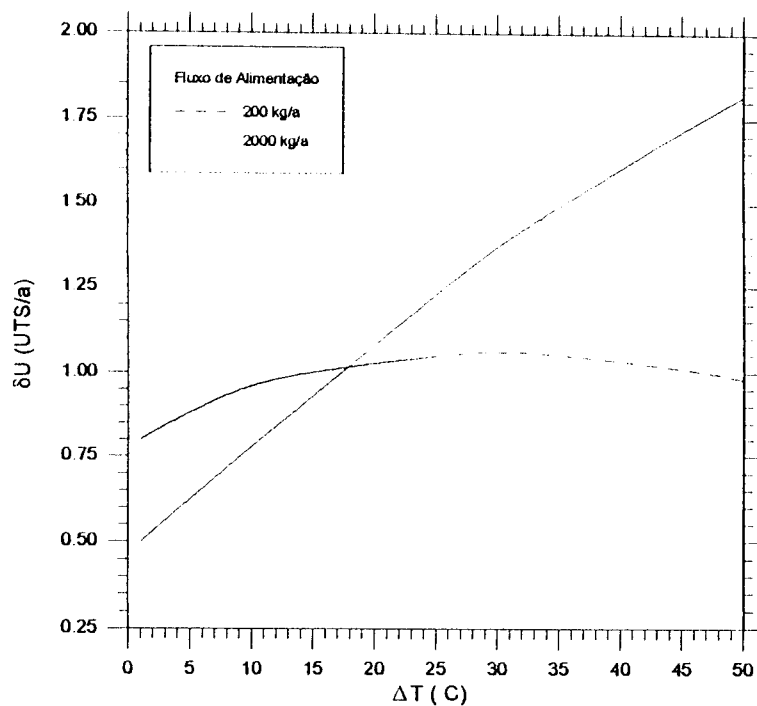


Figura 3. 7 – Capacidade Separativa em função da diferença de temperatura entre as tampas

térmica, ΔT . Para o valor de fluxo de alimentação de 200 kg/a, a capacidade separativa cresce com ΔT até atingir um ponto de máximo a partir do qual valores de contracorrente térmica maiores provocam uma deterioração do desempenho da centrífuga. Já para um fluxo de alimentação de 2000 kg/a, a capacidade separativa cresce continuamente com ΔT .

Deste estudo, conclui-se que, como no item anterior, a contracorrente e o fluxo de alimentação estão fortemente correlacionados. A alteração da contracorrente térmica, para uma dada centrífuga, pode tanto melhorar quanto piorar a performance máquina dependendo dos fluxos de alimentação utilizados. Maiores fluxos de alimentação permitem maiores valores de contracorrente térmica.

Outras análises foram efetuadas, para diferentes valores de $\Delta\Omega$, e são apresentadas no Apêndice 4; Figura A4. 6, Figura A4. 7 e Figura A4. 8.

3.4 - CONCLUSÕES

Neste capítulo foi apresentada a análise hidrodinâmica da centrífuga padrão estudando-se a influência da distribuição de temperatura do rotor no desempenho da centrífuga. Inicialmente foram estudadas três distribuições de temperatura, impostas arbitrariamente, nas tampas e parede do rotor. Para diferentes valores de fluxos de alimentação, evidenciou-se a importância da contracorrente térmica na capacidade separativa da máquina em estudo. Por meio da análise de sensibilidade da capacidade separativa, para diferentes valores de intensidade de contracorrente térmica e mecânica, concluiu-se que, a alteração do escoamento secundário para uma dada centrífuga, tanto pode melhorar quanto piorar o desempenho separativo de uma máquina dependendo do fluxo de alimentação utilizado.

CAPÍTULO 4 – ANÁLISE TÉRMICA DA CENTRÍFUGA PADRÃO

4.1 – INTRODUÇÃO

No capítulo 3 foi apresentada a análise do escoamento de UF_6 no interior do rotor por meio da solução das equações completas que regem o escoamento. Neste estudo ficou evidenciada a importância da contracorrente térmica na capacidade separativa da centrífuga. Uma configuração que favoreça a contracorrente térmica aumenta consideravelmente a capacidade separativa da centrífuga além de permitir a operação com vazões de alimentação maiores. Já um perfil desfavorável de temperaturas pode comprometer a performance de uma máquina.

Com o objetivo de determinar uma distribuição de temperatura realista nas tampas e parede do rotor, é proposto neste capítulo um modelo térmico para a centrífuga padrão que leva em consideração os modos principais de transferência de calor envolvidos e, na medida do possível, toda a complexidade geométrica da máquina. Os resultados obtidos com o modelo térmico serão em seguida utilizados como condição de contorno para uma nova análise do escoamento de UF_6 , agora com condições de contorno térmicas apropriadas, capítulo 5.

O modelo térmico é baseado no método nodal cujos princípios básicos são descritos no item 4.3.

4.2 – MECANISMOS DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR

Embora as temperaturas nas diversas partes da centrífuga não sejam elevadas, o mecanismo que rege o comportamento térmico deste equipamento é a radiação. Esta característica decorre da não existência de contato físico entre o rotor e a carcaça, bem como, pelo vácuo promovido pela bomba turbo molecular. Desta maneira, parte do fluxo de calor gerado pelo atrito entre os *scoops* e o gás em escoamento é evacuado para o meio ambiente, pela da radiação entre o rotor e a carcaça, condução nas partes estruturais da carcaça e, finalmente, por convecção entre a superfície externa da carcaça e o meio ambiente. Um complicador adicional, neste processo de transferência de calor, está relacionado aos materiais utilizados na centrífuga. Devido ao comportamento das propriedades óticas dos materiais que se afastam bastante do comportamento ideal de um corpo negro, os fenômenos de multi-reflexão entre as diversas superfícies devem ser considerados.

Outras fontes geradoras de calor na centrífuga são a bomba turbo molecular, motor e mancais axiais. Estas três fontes estão situadas entre o rotor e a carcaça, sendo que, parte dos fluxos de calor gerados por estes elementos incide sobre as paredes do rotor e parte é dissipada por condução na estrutura da carcaça. Finalmente estes fluxos de calor são dissipados por convecção natural para o meio ambiente.

Como pode ser observado, a análise térmica da centrífuga é um problema bastante complexo por apresentar os três modos fundamentais de transferência de calor conjugados e pela complexidade geométrica envolvida. Portanto, para a realização deste estudo, foi elaborado um modelo térmico, baseado em uma metodologia numérica adequada para este tipo de problema.

4.3 – PRINCÍPIOS DO MÉTODO NODAL

O método nodal consiste em subdividir um sistema em um número finito de volumes supostos isotérmicos. Estes volumes são denominados “nós”, e estão interligados por condutâncias térmicas, cujas expressões variam segundo o tipo de transferência de calor envolvendo estes elementos. A cada nó estão associados uma capacitância térmica e, eventualmente, um fluxo de calor. A Tabela 4. 1 mostra a expressão da condutância de condução, para geometria cilíndrica, e condutâncias de convecção e radiação.

Tabela 4. 1- Expressões das diferentes condutâncias

Troca	Expressão	Denominação
Condução	$G_{ij}^c = 2\pi\lambda L / \ln(R_e / R_i)$	Linear
Convecção	$G_{ij}^v = hS$	Linear
Radiação	$G_{ij}^r = A_i \varepsilon_i g_{ik} \sigma (T_i^2 + T_k^2)(T_i + T_k)$	Radiativa

onde:

λ - condutividade térmica;

L - altura do volume;

R_e - raio do centro de um volume de controle externo;

R_i - raio do centro de um volume de controle interno;

S - área de troca;

h - coeficiente de película;

g_{ik} - fator de forma com multi-reflexão;

ε_i - emissividade do nó i ;

σ - constante de Stefan-Boltzmann;

T_i, T_k temperaturas.

A equação de balanço de energia, para um nó do sistema considerado é da forma:

$$C_i \dot{T}_i = \sum_{j=1}^n G_{ij}^l (T_j - T_i) + \sum_{k=1}^m G_{ik}^r (T_k - T_i) + Q_i$$

onde:

\dot{T}_i - representa a derivada temporal da temperatura;

C_i - é a capacitância térmica do nó i ;

G_{ij}^l - representa as condutâncias lineares que podem ser de condução, convecção;

G_{ik}^r - é a condutância radiativa;

Q_i - fluxo de calor.

Simular o comportamento térmico de um sistema, pelo do método nodal, significa resolver um sistema de equações álgebra-diferenciais acoplado que representa o inter-relacionamento das temperaturas, fluxos de calor e inércias térmicas dos nós definidos no modelo.

4.3.1 Estrutura do Código PCTER

A elaboração de um modelo térmico baseado no método nodal passa pelas fases de pré-processamento, no qual é gerada a subdivisão nodal e o cálculo das condutâncias; processamento que consiste na resolução do sistema de equações álgebra-diferenciais

acoplado e pela fase de pós-processamento, para verificação dos resultados obtidos. Para executar estas tarefas foi utilizado o código PCTER⁷³ que possui diversos módulos de cálculo como mostrado no diagrama de blocos da Figura 4. 1.

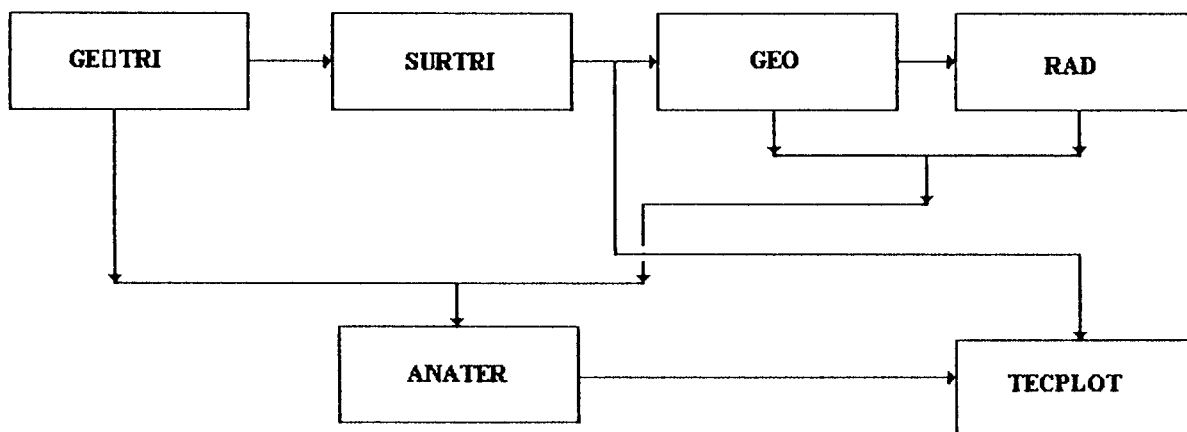


Figura 4. 1 – Esquema de cálculo do PCTER

O módulo GEOTRI é um pré - processador geométrico tridimensional que gera a subdivisão nodal a partir de um número reduzido de instruções e que calcula as condutâncias de condução, convecção e volume dos nós.

O módulo GEO calcula os fatores de forma radiativos, com ou sem bloqueio para superfícies difusas-cinza. Este programa trabalha apenas com superfícies planas exigindo, portanto, que a geometria cilíndrica da centrífuga seja aproximada por uma geometria poligonal equivalente.

O módulo SURTRI é uma interface para os programas GEO e TECPLOT gerando dados de entrada tanto na fase de pré-processamento como de pós-processamento.

O módulo RAD calcula os acoplamentos radiativos entre superfícies difusas, levando em conta os efeitos de multi-reflexão entre as superfícies envolvidas. Estes cálculos

são realizados a partir dos fatores de forma radiativos gerados pelo programa GEO e das propriedades óticas das superfícies.

O módulo ANATER resolve, a partir dos elementos fornecidos pelos programas anteriores, um sistema de equações diferenciais ordinárias para o regime transitório ou um sistema de equações algébricas para o regime permanente, que representam as equações de balanço de energia para cada um dos nós do sistema considerado. Não linearidades também podem ser consideradas assim como sumidouros de calor.

O pós processamento gráfico é realizado por meio do código comercial denominado TECPLOT.

4.4 – MODELO TÉRMICO

4.4.1 Representação Esquemática da Centrífuga

A Figura 4. 2 é uma representação esquemática da centrífuga padrão descrita no item 1.5 do capítulo 1. Esta representação geométrica é feita com o auxílio do módulo GEOTRI, a partir da definição de um conjunto de blocos, que serão, em seguida, subdivididos em nós. Um bloco é uma entidade geométrica que pode representar um componente simples da centrífuga, como, por exemplo, o bloco 150 que representa parte da tampa inferior do rotor. Um bloco pode também representar um elemento complexo como o enrolamento do motor, bloco 350, que é composto por diferentes materiais. A Tabela 4. 2 lista os blocos principais que compõem a centrífuga em estudo.

É interessante notar que neste modelo, assim como no modelo hidrodinâmico, não são representados os sistemas de alimentação e retirada.

Tabela 4. 2 - Relação dos elementos que formam o modelo

Bloco	Elemento
50	Rotor do motor
100	Parte da tampa inferior do cilindro interno
150	Parte da tampa inferior do cilindro interno
200	Cilindro Interno
250	Parte da tampa superior do cilindro interno
300	Parte da tampa superior do cilindro interno
350	Enrolamento do motor
400	Núcleo do motor
450	Parte da tampa inferior da carcaça
500	Parte da tampa inferior da carcaça
550	Parte da carcaça
600	Parte da carcaça
650	Parte da carcaça
700	Bomba molecular
750	Mancal axial
800	Parte do mancal superior
850	Parte da tampa superior da carcaça
900	Parte da tampa superior da carcaça
950	Parte da tampa superior da carcaça

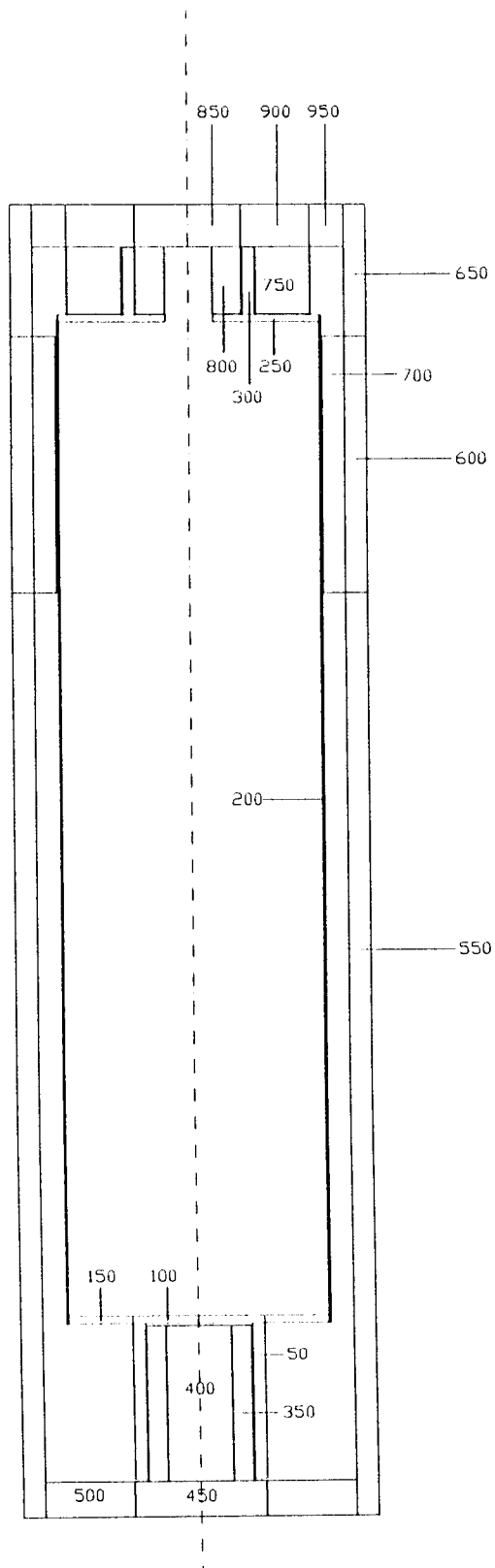


Figura 4. 2 – Representação Esquemática da Centrífuga Padrão

4.4.2 Hipóteses Simplificadoras

As hipóteses simplificadoras adotadas para a elaboração do modelo térmico podem ser enquadradas em duas categorias distintas. A primeira delas está relacionada com a característica do problema em estudo. A segunda é devido a limitações do programa computacional utilizado. Na primeira categoria devem ser relacionadas as hipóteses feitas sobre as propriedades termofísicas dos materiais ou a natureza simétrica do problema. Na segunda categoria enquadram-se as considerações feitas sobre o facetamento das superfícies cilíndricas, cálculo de propriedades termofísicas equivalentes, etc. Nos subitens 4.4.2.1 a 4.4.2.6 estão relacionadas e justificadas as principais hipóteses assumidas.

4.4.2.1 Modelo com simetria axial

Devido a simetria geométrica e térmica do problema, não são esperadas variações de temperatura na direção azimutal. Dessa maneira, assumiu-se que o problema é bidimensional (r e z), como no caso do modelo hidrodinâmico.

4.4.2.2 Propriedades Termofísicas Constantes

As propriedades termofísicas que intervêm no cálculo térmico da centrífuga são a condutividade térmica e o coeficiente de emissão para as regiões sujeitas a trocas radiativas. Para ambas as propriedades foi assumido que estas grandezas não variam na faixa de temperatura de trabalho. Além disso, considerou-se que todos os materiais têm um comportamento difuso e cinza.

4.4.2.3 Coeficiente de Convecção Constante

Todo o calor gerado na centrífuga é removido por convecção natural com o ar que está à temperatura ambiente. Sabe-se, da teoria de transferência de calor, que o coeficiente de convecção varia, tanto com a diferença de temperatura entre a parede e o meio ambiente, quanto com a coordenada axial. No modelo térmico da centrífuga adotou-se, no entanto, um coeficiente de convecção constante ao longo de toda a altura da carcaça. Um estudo de sensibilidade a este parâmetro foi efetuado mostrando que o impacto sobre as temperaturas do rotor é desprezível. O valor utilizado para o coeficiente de película é $h = 8 \text{ W/m } ^\circ\text{C}$, ÖZISIK, M. N.⁷⁴

4.4.2.4 Não Representação dos Sistemas de Injeção e Retirada

Na representação esquemática da centrífuga, Figura 4. 2, observa-se que, como no modelo hidrodinâmico, os sistemas de injeção e retirada não são modelados. Esta simplificação geométrica gera, no entanto, uma dificuldade na definição dos fluxos de calor gerados nos *scoops*. Para contornar este problema supôs-se que, esses fluxos de calor são impostos diretamente sobre a parede lateral do cilindro, em pontos cuja altura corresponde à posição dos *scoops*. Esta consideração, embora não represente fielmente a realidade, é um compromisso com a simplicidade e, é justificada, pela proximidade, da extremidade dos *scoops*, com a parede lateral do rotor e, pelo fato de que, o calor é gerado, principalmente, na região de altas velocidades, onde a massa de gás está concentrada.

4.4.2.5 Parede Adiabática

O calor gerado pelo atrito do gás com a parede e com os *scoops* é dado de entrada

para o modelo térmico. Admitiu-se parede adiabática fornecendo-se fluxo de calor somente na região dos *scoops*. Esta simplificação foi adotada com base na verificação do fluxo de calor na parede lateral do cilindro, gerado devido ao atrito do gás com a parede.

O fluxo líquido é no máximo 4,9% do valor total da potência do equipamento fornecida para o cálculo da distribuição de temperatura no modelo térmico. Conclui-se que, para os casos investigados, o acoplamento na verdade existe, porém é relevante somente do modelo térmico para o hidrodinâmico.

Em outras palavras pode-se dizer que o calor gerado pelo gás devido ao atrito com a parede não afeta significativamente a distribuição de temperatura na parte estrutural da centrífuga. Entretanto, variações na distribuição de temperatura na parte estrutural afetam a capacidade separativa do equipamento.

4.4.2.6 Blocos Compostos por Diferentes Materiais

A criação de um modelo por meio do código PCTER é iniciada pela definição de um conjunto de blocos que pode tanto, representar um elemento simples, como um elemento complexo da centrífuga. Estes blocos são subdivididos, numa fase posterior, em nós para cálculo das temperaturas. Um bloco possui, portanto, características geométricas e de propriedades termofísicas. Para blocos simples, constituídos por um único material, as propriedades termofísicas que definem o bloco são as mesmas do material do qual ele é composto. Para blocos complexos, formados por diferentes materiais, devem ser avaliadas propriedades equivalentes que reflitam as reais características de transferência de calor nesse elemento.

Para o modelo térmico da centrífuga, em regime permanente, a propriedade

térmica que deve ser avaliada é a condutividade térmica. O procedimento adotado para esse cálculo é feito por meio da estimativa de resistências equivalentes nas direções radial e axial. Estas resistências gerarão valores de condutividades térmicas equivalentes nessas duas direções. Este método de cálculo é exemplificado no Apêndice 5 para o bloco 350 que representa parte do motor.

4.4.2.7 Facetamento da Geometria Cilíndrica

No item 4.2 foi dito que o mecanismo mais importante de transferência de calor na centrífuga é a radiação. Esta forma de troca térmica necessita a avaliação dos fatores de forma e, em seguida, dos fatores de *Gebhart* para que as multi-reflexões sejam consideradas. No código PCTER estes dois parâmetros são estimados pelos módulos GEO e RAD, respectivamente, mas somente para geometrias planas. Portanto, para o cálculo destes fatores ou, em última instância, para o cálculo das condutâncias radiativas é necessário que se aproxime a geometria cilíndrica da centrífuga a uma geometria poligonal equivalente. O procedimento adotado é exemplificado por meio da Figura 4.3 na qual os cilindros da carcaça e rotor são representados por dois octógonos regulares. Esta figura mostra uma seção transversal destes elementos e algumas trocas radiativas diretas entre as superfícies. Os efeitos de multi-reflexão conectando todos os nós não são representados para não sobrecarregar a figura. Após o cálculo das condutâncias radiativas, considerando a simetria azimutal do problema, as oito superfícies que compõe uma região específica da centrífuga são fundidas num único nó. Como consequência, existem várias condutâncias radiativas conectando o nó de uma dada seção transversal do rotor e o nó correspondente da carcaça.

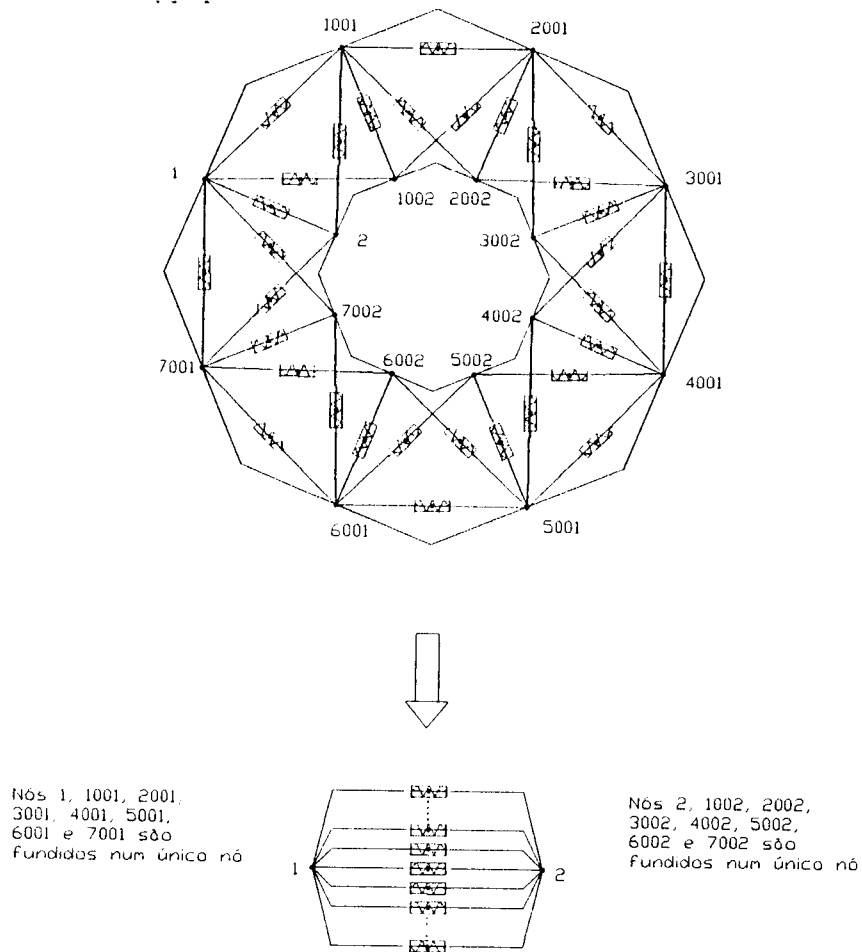


Figura 4. 3 - Esquema da seção transversal do cilindro e carcaça

4.5 – DIVISÃO NODAL

O modelo nodal completo é mostrado na Figura 4. 4 (e). Porém, para uma melhor compreensão da subdivisão nodal adotada, apresenta-se uma composição das diversas partes da centrífuga através da Figura 4. 4 (a), Figura 4. 4 (b), Figura 4. 4 (c) e Figura 4. 4 (d). Na Figura 4. 4 (a), o motor (blocos 350 e 400) e a tampa inferior da carcaça (blocos 450 e 500) são representados. A Figura 4. 4 (b) mostra uma montagem do motor, tampa inferior da carcaça, rotor do motor (bloco 50) e a tampa inferior do cilindro (blocos 100 e 150). A Figura 4. 4 (c) representa os mesmos blocos da Figura 4. 4 (b) adicionado do cilindro (bloco

200) e da tampa superior do cilindro (blocos 250 e 300). Notar que a parede lateral do cilindro, bloco 200, foi dividida em vários nós para obter-se uma maior precisão na indicação do gradiente de temperaturas. A Figura 4. 4 (d) é a Figura 4. 4 (c) acrescida da tampa superior da carcaça (blocos 850, 900 e 950). Finalmente, o modelo completo é mostrado na Figura 4. 4 (e). Uma representação em linhas para parte da tampa inferior da carcaça (blocos 450 e 500); carcaça, (blocos 550, 600 e 650); tampa superior da carcaça, (blocos 850, 900 e 950); bomba turbo molecular (bloco 700) e mancal axial (bloco 750) é mostrada.

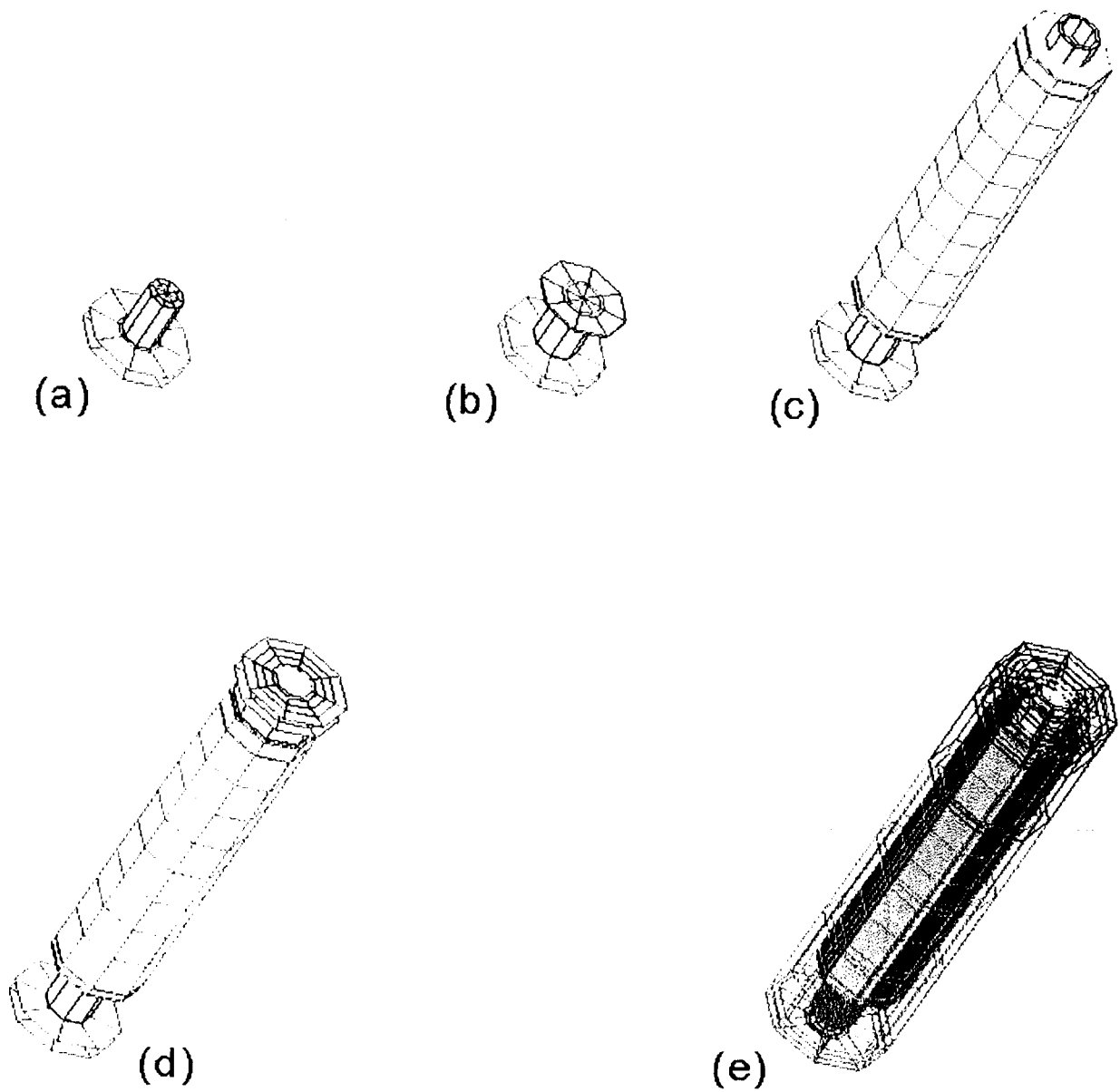


Figura 4. 4(a,b,c,d,e) - Divisão nodal dos elementos da centrífuga

4.6 – PROPRIEDADES TERMOFÍSICAS DO MODELO

A Tabela 4. 3 mostra as propriedades térmicas e óticas utilizadas no modelo. As colunas 2 e 3, representam as condutividades nas direções radial e axial, respectivamente.

Tabela 4. 3 - Propriedades térmicas e óticas dos materiais

Bloco	K _{equivalente} (W/mk)		$\varepsilon = \alpha$
	k_r	k_z	
50	76,11	26,42	0,13
100	20,10	20,10	-
150	20,10	20,10	0,13
200	20,10	20,10	0,50
250	20,10	20,10	-
300	68,72	26,70	-
350	9,34	35,78	-
400	15,00	15,00	-
450	45,00	45,00	-
500	45,00	45,00	0,08
550	45,00	45,00	0,08
600	45,00	45,00	-
650	45,00	45,00	0,08
700	234,0	234,0	0,50
750	10,82	43,89	0,20
800	10,13	5,58	-
850	45,00	45,00	-
900	45,00	45,00	-
950	45,00	45,00	0,08

Para muitos blocos estas propriedades representam valores equivalentes devido à existência de diferentes materiais no bloco. Como mencionado no item 4.4.2.5 quando um bloco é composto por diferentes materiais, calcula-se uma condutividade térmica equivalente em função das condutividades térmicas dos diversos materiais. Este procedimento conduz, via de regra, a valores de condutividade térmica diferentes nas direções radial e axial. Na quarta coluna da tabela são mostradas as emissividades dos blocos sujeitos a trocas radiativas. Neste caso não há cálculo de uma “emissividade equivalente” uma vez que a radiação é um fenômeno de superfície. Para blocos compostos por diversos materiais prevalece, portanto, o material da superfície externa ou interna do bloco. Para a configuração em estudo, supôs-se uma carcaça em aço carbono 1020, sem nenhum tipo de tratamento superficial, e a parede lateral do rotor em aço maraging.

4.7 – AVALIAÇÃO DAS FONTES DE CALOR

As principais fontes de calor na centrífuga em estudo são, o motor, a bomba turbo molecular, o mancal axial e o atrito viscoso, entre o gás em escoamento e os *scoops* de produto e rejeito. Para a configuração analisada, considerou-se, uma potência de motor de 20 W e, que, 30% deste valor é dissipado na forma de calor devido ao atrito do gás com os *scoops*, 20% é dissipado na bomba turbo molecular e 20% no mancal axial. Estes valores de potência são baseados em relatórios de progresso apresentados por ZIPPE². Artigos mais recentes, não apresentam valores numéricos para estas grandezas, tendo em vista o caráter sigiloso destas informações.

A Tabela 4. 4 apresenta os valores adotados para cada bloco do modelo nodal. É interessante notar que, dos 6 W dissipados nos *scoops*, 4 W são dissipados no *scoop* de rejeito e, apenas 2 W, no *scoop* de produto. Esta distribuição de potência é explicada pela posição do *scoop* de rejeito mais próximo à parede lateral do rotor numa região onde as pressões no escoamento são mais elevadas.

Tabela 4. 4 – Potência x elemento

Bloco/Nó	Potência (Watts)
200/202	4
200/211	2
350/350	15
400/400	5
700/700	5
750/750	5

4.8 – RESULTADOS OBTIDOS

Os resultados obtidos para esta configuração são apresentados na Figura 4. 5. Esta figura mostra a distribuição de temperatura no cilindro e rotor do motor. A região inferior é a que apresenta as maiores temperaturas por estar mais próxima à região de maiores dissipações de calor (motor e *scoop* de rejeito). A diferença de temperatura entre as tampas é de 6,5 °C e a variação axial de temperatura ao longo da parede lateral apresenta um comportamento complexo. Próximo ao *scoop* de rejeito a temperatura é de 44 °C decrescendo para 31 °C, aproximadamente, na região central do cilindro. A temperatura volta a subir na metade superior do cilindro, atingindo um valor de 36 °C, próximo à região do *scoop* de produto. O perfil axial de temperaturas ao longo da parede do cilindro é mostrado na Figura 4. 6. Os dois picos nas regiões inferior e superior correspondem aos pontos onde se encontram os *scoops* de rejeito e produto, respectivamente.

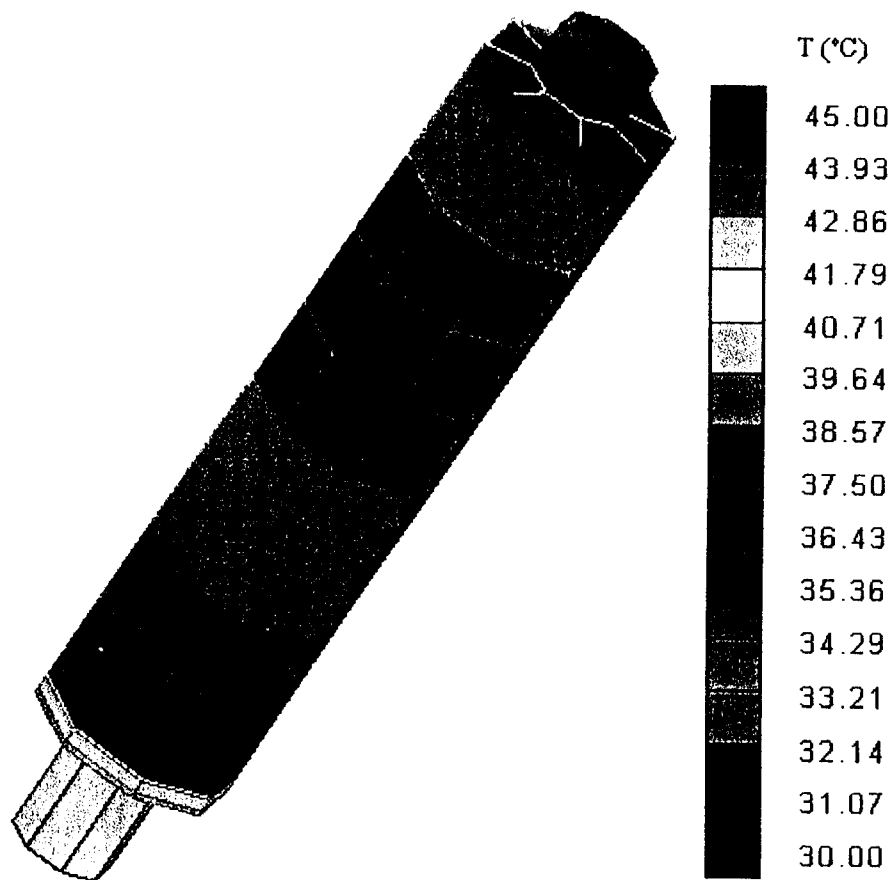


Figura 4.5 – Distribuição de Temperatura – Cilindro e rotor do motor

É interessante observar que a distribuição de temperatura obtida através do modelo térmico, distancia-se bastante das adotadas nas análises hidrodinâmicas efetuadas no capítulo 3 que consideraram uma variação linear de temperatura entre as tampas inferior e superior.

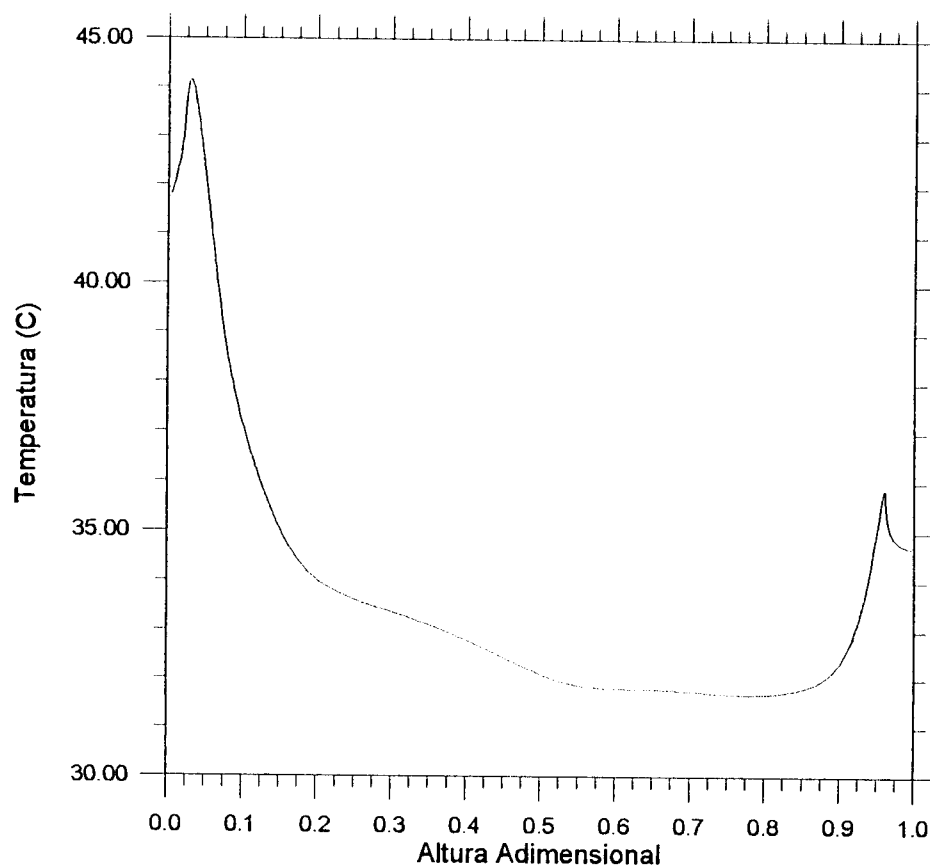
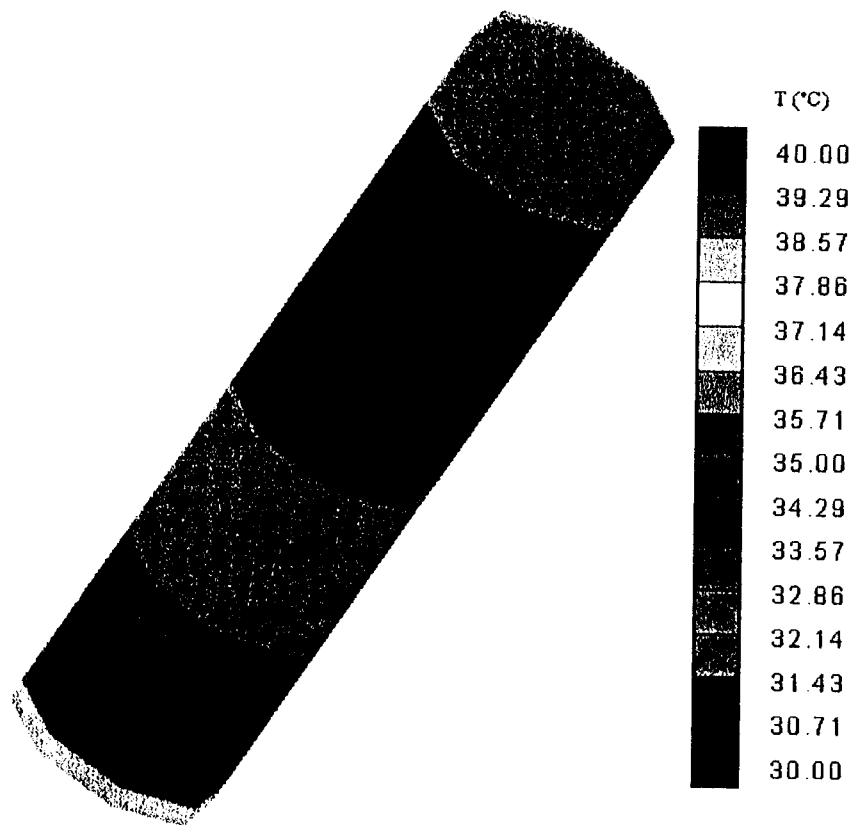


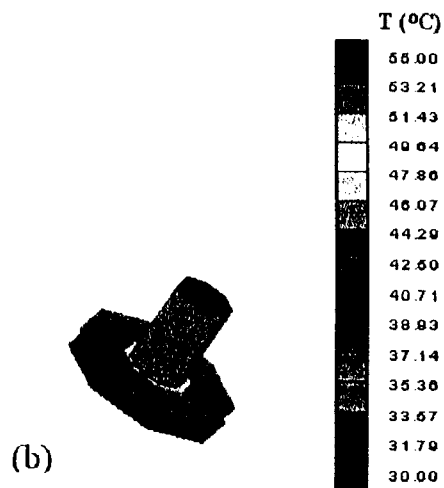
Figura 4. 6 – Perfil axial de Temperatura em função da Altura Adimensional do Cilindro

A Figura 4. 7 mostra a distribuição de temperatura na carcaça, tampa inferior e motor. Observa-se na Figura 4. 7 (a) a evolução axial da temperatura da carcaça que varia entre 30 °C e 37 °C. A região inferior da carcaça é a que apresenta as maiores temperaturas por estar próxima à região do motor onde ocorrem as maiores dissipações. Devido ao bom acoplamento radiativo entre o rotor e carcaça, nota-se que, a evolução da temperatura da carcaça é similar à da parede lateral do rotor, apresentando valores mínimos próximos à região central.

A Figura 4. 7 (b) apresenta a temperatura da tampa inferior e da região do motor que atinge um valor máximo de 55 °C.



(a)



(b)

Figura 4. 7 – Distribuição de Temperatura: a) carcaça e b) Tampa inferior e motor.

Analisando o comportamento térmico global da centrífuga observa-se que:

- A região inferior apresenta as maiores temperaturas por ser a região onde estão as maiores dissipações.
- O calor gerado no motor é removido, principalmente, por radiação para a carcaça e, em seguida, é evacuado por convecção natural para o meio ambiente.
- O calor gerado nos *scoops* é removido, também, por radiação para a carcaça e, em seguida, é evacuado para o meio ambiente por convecção.
- A diferença de temperatura, entre as tampas inferior e superior do rotor, é da ordem de 6,5 °C, favorecendo a geração da contracorrente térmica.

4.9 – INFLUÊNCIA DAS PROPRIEDADES ÓTICAS DOS MATERIAIS

O principal modo de remoção do calor gerado pelo motor e *scoops* é através da radiação entre as partes internas e a carcaça da centrífuga. Portanto, agindo sobre as propriedades óticas dos materiais envolvidos, pode-se alterar a distribuição de temperatura obtida no caso anterior. A situação que será analisada neste item, refere-se a uma configuração na qual foram mantidos os materiais dos componentes da centrífuga, e apenas as propriedades óticas foram modificadas por meio de tratamentos térmicos e/ou químicos, adequados. Os novos valores adotados são apresentados na Tabela 4. 5. As emissividades da tampa inferior do cilindro e rotor do motor correspondem ao aço tratado superficialmente com zinco e cromo. A emissividade das tampas superior e inferior da carcaça correspondem ao aço oxidado. A bomba turbo molecular apresenta emissividade correspondente ao alumínio anodizado. Com estas alterações nas propriedades óticas

pretende-se melhorar o acoplamento entre rotor e carcaça reduzindo a temperatura média da centrífuga.

A Figura 4. 8 mostra a distribuição de temperatura para o rotor. Observa-se, como esperado, uma diminuição dos níveis de temperatura. Neste caso, a melhor troca de calor entre rotor e carcaça é responsável pela diminuição dos níveis de temperatura, Figura 4. 9. A maior temperatura do rotor é de 41 °C e ocorre próximo à região do motor e *scoop* de rejeito. Este valor é, aproximadamente, 3 °C inferior ao obtido na mesma região para o caso anterior. Por outro lado, a diferença de temperatura entre as placas inferior e superior é de apenas 4,0 °C contra 6,5 °C do caso anterior. Portanto, esta configuração, apesar de diminuir a temperatura média da centrífuga, também diminui o efeito da contracorrente convectiva.

Tabela 4. 5 - Emissividade dos materiais - Análise de sensibilidade

Elemento	Novos Valores de emissividade	Valores originais de emissividade
Rotor do motor (Bloco 50)	0,30	0,13
Parte da tampa inferior do cilindro (Bloco 150)	0,30	0,13
Cilindro (Bloco 200)	0,50	0,50
Parte da tampa inferior da carcaça (Bloco 500)	0,50	0,08
Parte da carcaça (Bloco 550)	0,50	0,08
Parte da carcaça (Bloco 650)	0,50	0,08
Bomba turbo molecular (Bloco 700)	0,50	0,50
Mancal Axial (Bloco 750)	0,20	0,20
Parte da tampa superior da Carcaça (Bloco 950)	0,50	0,08

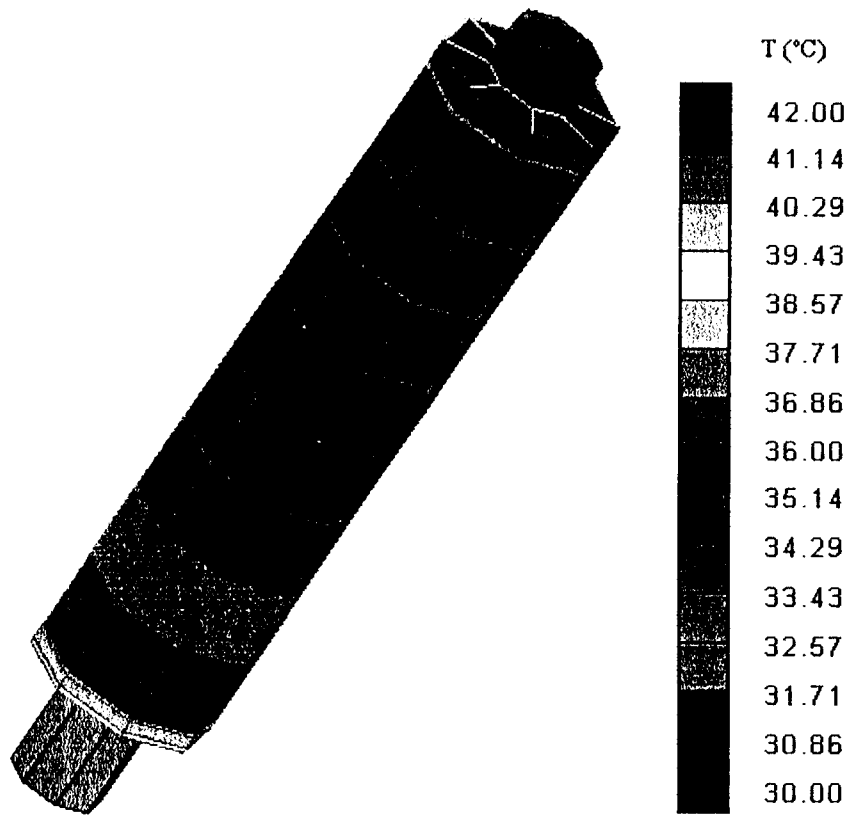


Figura 4. 8 - Sensibilidade às propriedades óticas dos materiais

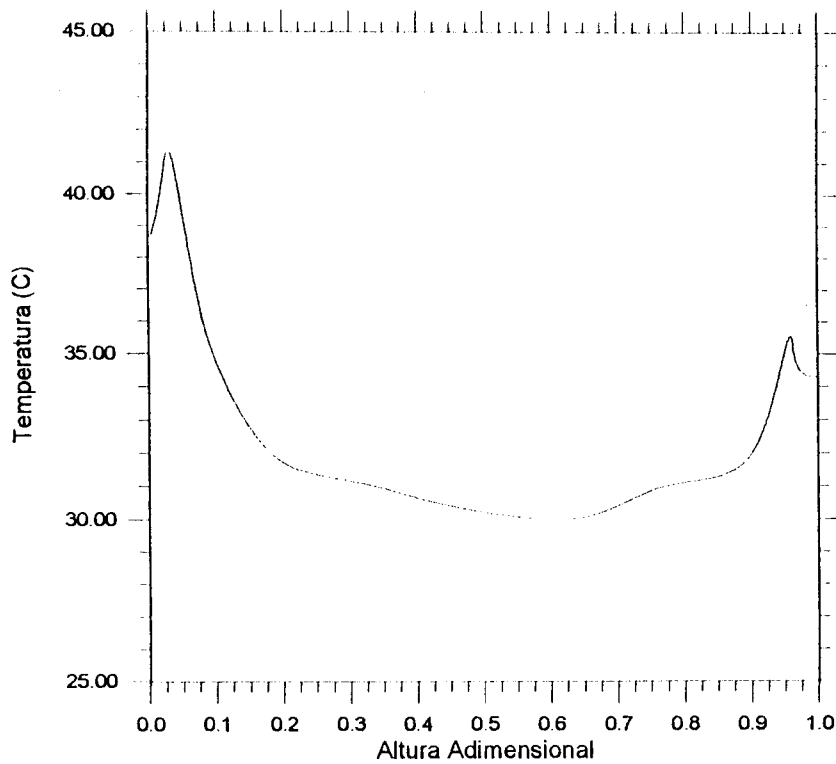


Figura 4. 9 – Distribuição de Temperatura na parede do cilindro em função da Altura Adimensional – Análise de sensibilidade a ϵ

4.10 – CONCLUSÕES

Neste capítulo foi analisado o comportamento térmico da centrífuga padrão através de um modelo numérico baseado no Método Nodal. Os principais mecanismos de transferência de calor foram considerados: condução nas partes estruturais, radiação com multi-reflexão entre rotor e carcaça e convecção natural entre a superfície externa da carcaça e o meio ambiente.

Tendo em vista que, o objetivo deste modelo é gerar condições de contorno realistas para o modelo hidrodinâmico, uma representação nodal fina foi adotada para a parede lateral do cilindro. Esta discretização foi adotada para que seja possível traçar o perfil axial de temperaturas do rotor.

Os resultados obtidos com o auxílio do modelo nodal mostraram que, apesar das temperaturas na centrífuga não serem muito elevadas, o mecanismo preponderante para a evacuação dos fluxos de calor gerados pelo motor, *scoops* e bomba turbo molecular, é a radiação. Um estudo de sensibilidade à propriedade ótica dos materiais foi efetuado, mostrando que, o perfil e os níveis de temperatura, podem ser alterados através do tratamento adequado das superfícies dos componentes da centrífuga. Em particular a elevação das emissividades, apresentada no item 4.9 conduziu a uma redução das temperaturas ao longo de todo o rotor mas também provocou uma redução da diferença de temperatura entre as tampas.

CAPÍTULO 5 – ANÁLISE HIDRODINÂMICA DA CENTRÍFUGA PADRÃO COM CONDIÇÕES DE CONTORNO TÉRMICAS REALISTAS

5.1 – INTRODUÇÃO

Os resultados obtidos com o modelo hidrodinâmico mostraram a influência da contracorrente térmica na capacidade separativa da centrífuga. Por outro lado, o modelo térmico estrutural mostrou que os perfis reais de temperatura distanciam-se consideravelmente daqueles adotados no modelo hidrodinâmico. Desta forma, surge uma nova etapa neste trabalho que consiste em realizar uma análise hidrodinâmica da centrífuga padrão com as condições de contorno térmicas oriundas do modelo nodal.

No item 5.2 e 5.3 deste capítulo são apresentadas as análises hidrodinâmicas dos casos tratados no capítulo 4:

- a) caso 1 – superfícies não tratadas e
- b) caso 2 – superfícies tratadas com alteração de propriedades óticas.

No item 5.4 é proposta uma modificação na configuração da centrífuga padrão baseada na variação seletiva das propriedades óticas do rotor.

5.2 – AVALIAÇÃO DA CAPACIDADE SEPARATIVA DA CENTRÍFUGA PADRÃO

A Figura 5.1 apresenta o perfil de temperatura obtido com o auxílio do modelo térmico para a configuração descrita no capítulo 4, item 4.8. Esta distribuição de temperatura, que corresponde a uma situação na qual as superfícies das tampas e rotor não recebem nenhum tipo especial de tratamento, foi utilizada como condição de contorno para a análise hidrodinâmica do escoamento no interior do rotor.

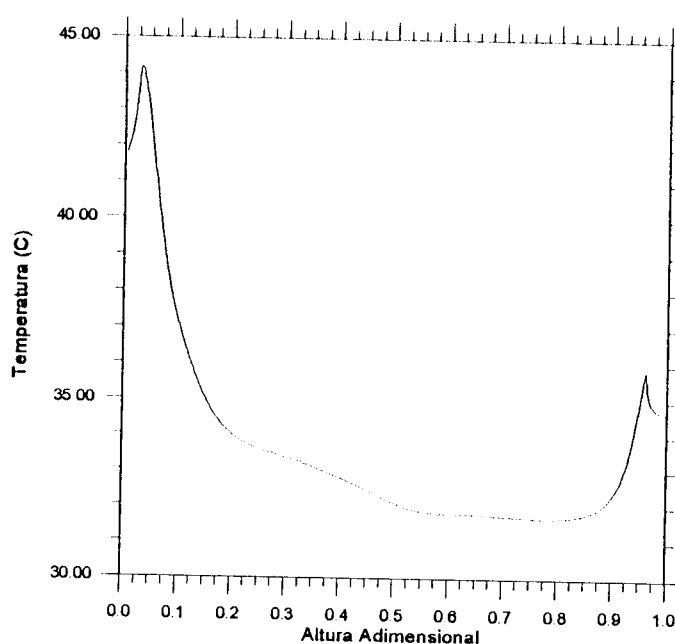


Figura 5.1 – Perfil de temperatura em função da Altura Adimensional – Superfícies não tratadas

Os resultados obtidos são apresentados na Figura 5.2 na qual constam também os resultados de duas análises com condições de contorno arbitrárias: 1) ausência de contracorrente térmica ($T=T_{SB}$) e 2) perfil favorável à contracorrente térmica ($\Delta T = +10\text{ }^{\circ}\text{C}$).

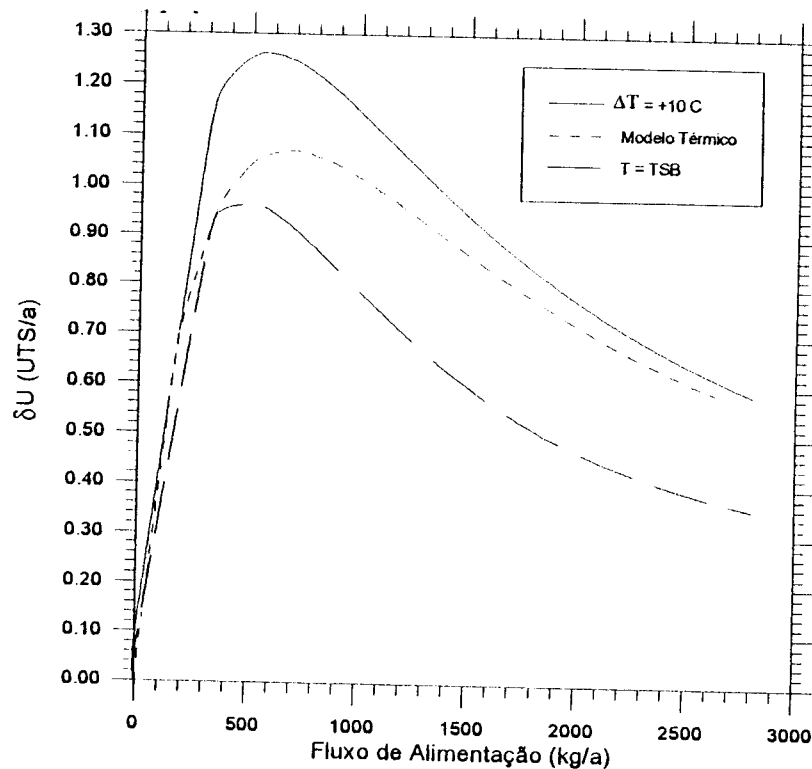


Figura 5. 2 – Capacidade Separativa em função do Fluxo de Alimentação – Superfícies não tratadas

Observa-se que a curva obtida com condições de contorno provenientes do modelo térmico situa-se entre as outras duas. Este resultado era esperado uma vez que a diferença de temperatura entre as tampas, obtida com o modelo térmico, é de 6,5 °C, enquanto que, as condições impostas arbitrariamente são de diferença de temperatura nula entre tampas (T=TSB) e, 10 °C de diferença entre tampas ($\Delta T = +10\text{ }^{\circ}\text{C}$). Por outro lado, nota-se que o perfil da curva não segue o padrão obtido para o caso de $\Delta T = +10\text{ }^{\circ}\text{C}$. Este resultado deve ser atribuído à variação de temperatura ao longo do rotor. Para o caso de $\Delta T = +10\text{ }^{\circ}\text{C}$ arbitrou-se uma variação linear de temperaturas entre as tampas. Na Figura 5. 1 nota-se uma região, entre as alturas adimensionais 0,2 e 0,8, onde a temperatura varia pouco e outra onde os gradientes são intensos próximos à posição dos *scoops*.

É também interessante observar que para fluxos de alimentação elevados a capacidade separativa obtida com o modelo com condições de contorno realistas apresenta

valores bastante próximos aos obtidos com o perfil de $\Delta T = +10\text{ }^{\circ}\text{C}$ e que o ponto de máximo da curva está deslocado para a direita.

5.3 – AVALIAÇÃO DA CAPACIDADE SEPARATIVA DA CENTRÍFUGA PADRÃO COM PROPRIEDADES ÓTICAS MODIFICADAS

O perfil de temperatura obtido para o caso das superfícies tratadas é apresentado na Figura 5. 3. Este perfil é fornecido ao modelo hidrodinâmico para o cálculo da capacidade separativa da máquina e os resultados obtidos são mostrados na Figura 5. 4. A figura mostra também, para efeito comparativo, os resultados obtidos para o caso anterior, no qual as superfícies não recebem nenhum tipo especial de tratamento. Observa-se uma redução da capacidade separativa para toda a faixa de fluxo de alimentação estudada. Na região de máximo da curva, 600 kg/a, a capacidade separativa reduz-se de 8%, aproximadamente. Conclui-se, portanto, que, o desempenho da máquina piorou, apesar da diminuição de sua temperatura média. Esta fato é explicado pela redução da corrente convectiva que é gerada pela diferença de temperatura entre as tampas. Originalmente, esta diferença era de $6,5\text{ }^{\circ}\text{C}$ e, após o tratamento das superfícies, foi reduzida para $4\text{ }^{\circ}\text{C}$.

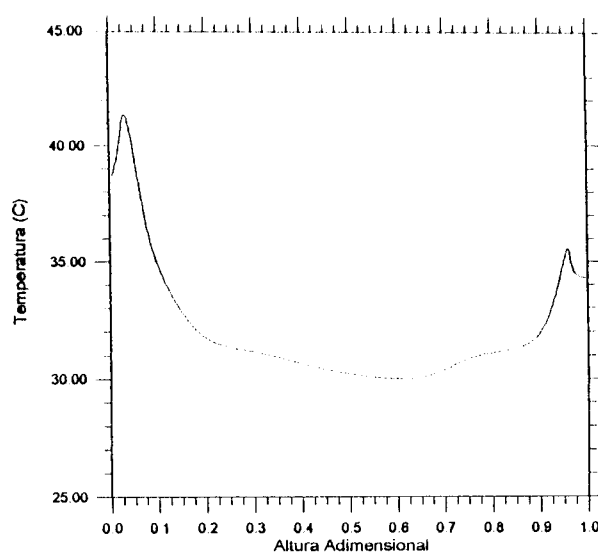


Figura 5. 3 – Perfil de Temperatura em função da Altura Adimensional – Superfícies tratadas

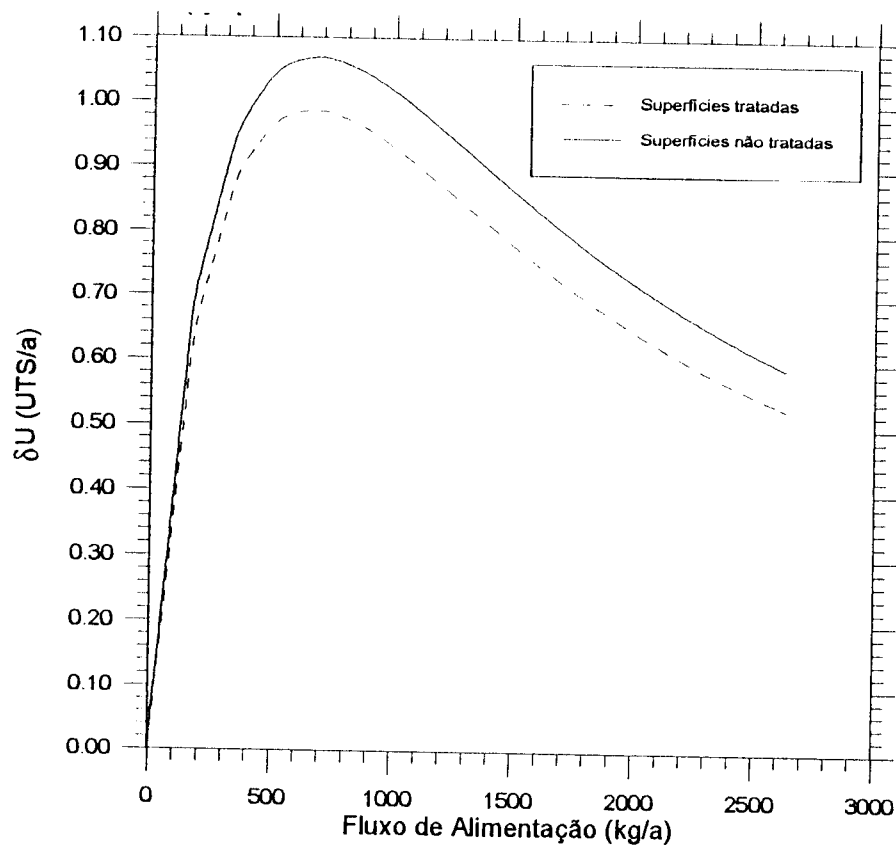


Figura 5. 4 – Capacidade Separativa em função do Fluxo de Alimentação – Superfícies tratadas

5.4 – ALTERAÇÃO SELETIVA DAS PROPRIEDADES ÓTICAS DA CENTRÍFUGA

No capítulo 4 foi constatado que o modo fundamental de remoção do calor gerado nos *scoops*, motor, bomba turbo molecular e mancal axial é a radiação. Consequentemente, uma alteração das propriedades óticas dos materiais leva a uma modificação da distribuição e dos níveis de temperatura em todo a centrífuga. Por outro lado, para a configuração que está sendo analisada, a contracorrente convectiva desempenha um papel importante na capacidade separativa. A análise apresentada no item 5.3 deste capítulo mostra que a redução da diferença de temperatura entre as tampas, de 6,5 °C para 4 °C, provoca uma diminuição da capacidade separativa da ordem de 8%, para a região de altos fluxos de alimentação.

A partir destas constatações, é proposto, neste item, uma alteração seletiva das propriedades óticas da centrífuga, visando o incremento da contracorrente convectiva. A partir de soluções simples de engenharia, como a utilização de tintas com alto valor de emissividade nas regiões em que se pretende diminuir a temperatura do rotor e de melhores acabamentos superficiais, nas regiões em que se pretende aumentar a temperatura, busca-se um incremento na diferença de temperatura entre as tampas e, por conseguinte, da contracorrente convectiva.

5.4.1 Proposta de Alteração das Emissividades

A Tabela 5. 1 apresenta as alterações nas emissividades dos diversos componentes da centrífuga, bem como as soluções de engenharia propostas para que estas modificações sejam efetuadas. Estas modificações têm por objetivo reduzir o acoplamento térmico entre rotor e carcaça na região do *scoop* de rejeito (parte inferior do rotor) e elevar o acoplamento térmico na região do *scoop* de produto (parte superior do rotor). Com este procedimento pretende-se elevar a contracorrente convectiva, devido à maior diferença de temperatura entre as tampas e, por conseguinte, aumentar os valores de capacidade separativa.

Tabela 5. 1 – Valores propostos de emissividades

<i>Componente</i>	<i>Emissividade Original</i>	<i>Tratamento Proposto</i>	<i>Novos valores de Emissividade</i>
Rotor do motor	0,13	-	mantido
Parte da tampa inferior do cilindro	0,13	-	mantido
Parte inferior do cilindro	0,50	polimento	0,25
Parte superior do cilindro	0,50	alta oxidação	0,95
Parte da tampa inferior da carcaça	0,08	-	mantido
Parte da carcaça inferior a bomba turbo molecular	0,08	-	mantido
Parte da carcaça superior a bomba turbo molecular	0,08	Pintura com tinta de cor preto fosco	0,95
Bomba turbo molecular	0,50	Pintura com tinta de cor preto fosco	0,95
Mancal axial	0,20	Pintura com tinta de cor preto fosco	0,95
Parte da tampa superior da carcaça	0,08	Pintura com tinta de cor preto fosco	0,95

5.4.2 Distribuição de temperatura no cilindro

A Figura 5. 5 apresenta os resultados obtidos pela análise térmica da centrífuga com as novas emissividades propostas. Observa-se que a evolução da temperatura ao longo do rotor, Figura 5. 6, apresenta um comportamento bastante similar ao obtido para a centrífuga

padrão. No entanto, percebe-se uma elevação da temperatura próximo ao *scoop* de rejeito, região inferior do rotor e, uma pequena redução de temperatura, na região superior, Figura 5. 6. Em relação ao perfil original, a diferença de temperatura entre as tampas cresce 3,5 °C, passando de 6,5 °C para 10 °C, aproximadamente. Este resultado confirma a importância das trocas radiativas no estabelecimento das temperaturas do rotor.

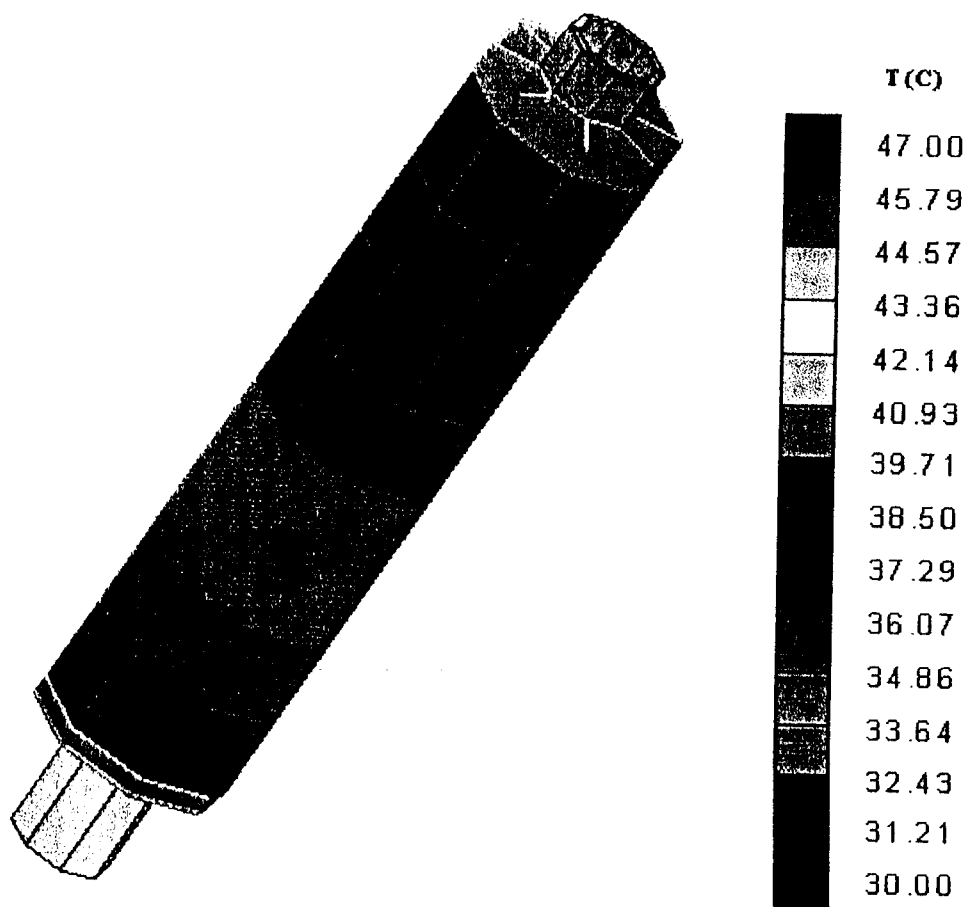


Figura 5. 5 – Distribuição de Temperatura – Emissividade Variável

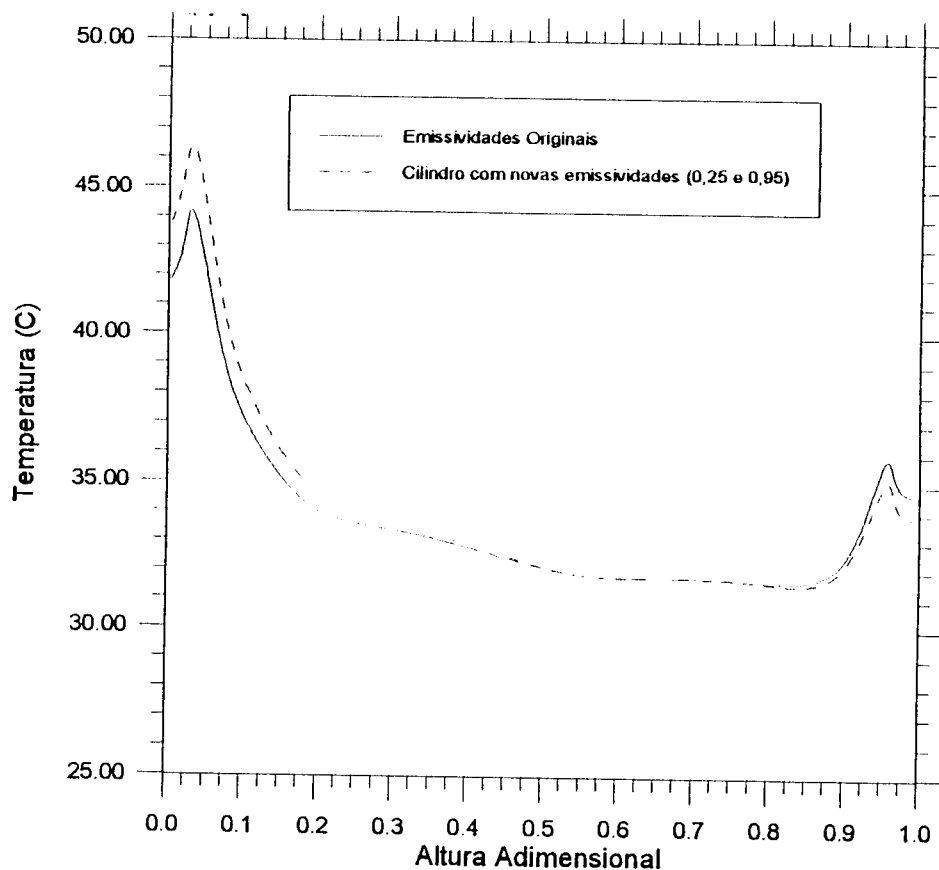


Figura 5. 6 – Perfil de Temperatura em função da Altura Adimensional – Emissividade Variável

5.4.3 Evolução da Capacidade Separativa

A Figura 5. 7 apresenta a curva de evolução da capacidade separativa para esta nova configuração juntamente com a curva obtida para a configuração original. Para baixos valores de fluxo de alimentação, as curvas são coincidentes, apresentando um comportamento diferenciado a partir de 200 kg/a. Acima deste valor de fluxo, o modelo com propriedades alteradas seletivamente, apresenta um desempenho superior. Em particular, na região de máximo da curva, entre 500 kg/a e 800 kg/a, a capacidade separativa cresce de 5% aproximadamente.

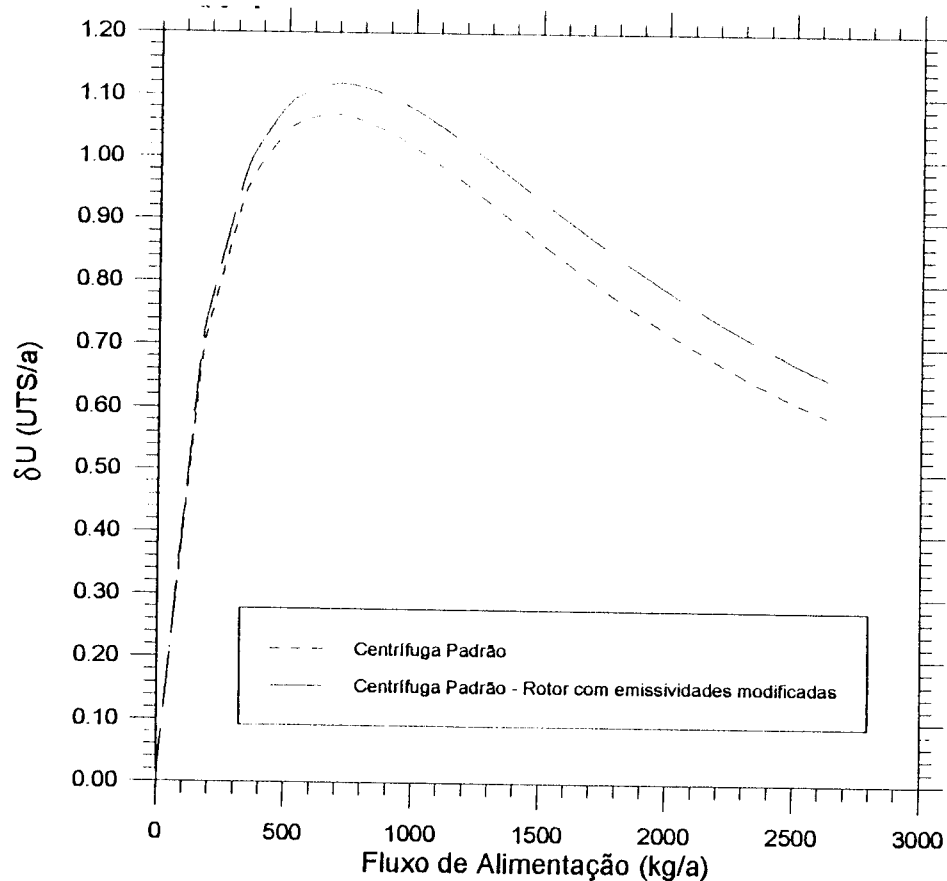


Figura 5. 7 – Capacidade Separativa em função do Fluxo de Alimentação– Emissividade Variável

5.5 – CONCLUSÕES

Neste capítulo foram apresentados, nos itens 5.2 e 5.3, duas análises hidrodinâmicas baseadas em perfis de temperatura obtidos com o auxílio do modelo nodal. Constatou-se que, a distribuição de temperatura ao longo do rotor desempenha um papel importante nos valores e na forma da curva da capacidade separativa. Deste estudo, conclui-se que, a avaliação numérica da capacidade separativa da centrífuga passa, portanto, pela análise completa dos fenômenos térmicos e hidrodinâmicos de uma máquina. A imposição de condições de contorno térmicas arbitrárias conduz a valores errôneos da capacidade separativa.

No item 5.4 foi avaliada uma alteração da configuração original da máquina por meio da modificação da emissividade de algumas superfícies. As alterações propostas visavam aumentar a contracorrente convectiva pelo incremento da diferença de temperatura entre as tampas. Os resultados mostraram que, é possível obter-se um incremento de até 5% no valor de δU , por meio de soluções simples de engenharia.

CAPÍTULO 6 - CONCLUSÕES

O desempenho separativo de uma centrífuga a contracorrente é o resultado da interação entre a força centrífuga e as contracorrentes mecânica e térmica, que agem sobre o escoamento de gás no interior do rotor. Portanto, para avaliar a capacidade separativa de uma determinada máquina através de um modelo numérico, é necessário que sejam representados, detalhadamente, os fenômenos hidrodinâmicos e térmicos, que regem o comportamento deste tipo de equipamento.

Tendo em vista o exposto acima, é proposto neste trabalho uma metodologia de cálculo, baseada na modelagem do escoamento de gás no interior do rotor, acoplada à modelagem térmica das trocas de calor nos componentes principais da centrífuga. O modelo térmico, baseado no método nodal, permite determinar uma distribuição de temperatura em toda a centrífuga e, em particular, na parede lateral e tampas superior e inferior do rotor, que são responsáveis pela geração da contracorrente térmica. Já o modelo hidrodinâmico, alimentado com condições de contorno térmicas adequadas, permite calcular os perfis de velocidade do gás no interior do rotor e, por conseguinte, avaliar a capacidade separativa da máquina.

Para o desenvolvimento do trabalho foi definida uma configuração de centrífuga descrita no item 1.4 do capítulo 1. Suas dimensões geométricas, velocidade de rotação e intensidade de contracorrente mecânica, foram estabelecidas com o intuito de criar um caso exemplo para as análises efetuadas. Cabe salientar, no entanto, que a metodologia proposta permanece válida qualquer que seja a configuração analisada.

No capítulo 3 são efetuadas três análises hidrodinâmicas a partir de perfis arbitrários de temperatura. As configurações tratadas correspondem a uma situação favorável, uma situação desfavorável e uma de ausência de contracorrente térmica. Os resultados obtidos permitem concluir que, o perfil de temperatura na parede lateral e tampas do rotor provoca mudanças significativas no perfil de velocidade do escoamento, logo, nos valores de capacidade separativa obtidos. Portanto, uma análise consistente do desempenho de uma máquina passa pela correta avaliação da distribuição de temperatura nos componentes da centrífuga.

O modelo térmico é apresentado e discutido no capítulo 4. As hipóteses simplificadoras bem como a representação geométrica da centrífuga são apresentadas. É interessante observar o caráter particular das trocas térmicas que regem o comportamento deste equipamento. Apesar das baixas temperaturas envolvidas é a radiação o modo principal para a evacuação do calor gerado nas fontes de calor que são a bomba turbo molecular, mancal axial, motor e o atrito entre o gás em escoamento e os *scoops* de produto e rejeito. Deste modo um cuidado especial foi tomado na modelagem das trocas radiativas na qual os efeitos de multi-reflexão são considerados. Os resultados das análises mostraram que os perfis de temperatura no rotor possuem um caráter bastante complexo com picos de temperatura próximos à região dos *scoops* e temperaturas mais uniformes na região central.

No capítulo 5 as análises hidrodinâmicas são retomadas agora com condições de contorno provenientes das análises térmicas. Fica evidenciado pelos resultados obtidos que a capacidade separativa é diretamente dependente das distribuições de temperatura e que, o emprego de perfis arbitrários conduz a avaliações errôneas. Ainda neste capítulo é proposta, graças ao conhecimento adquirido pelas análises, uma alteração na configuração da centrífuga padrão visando o incremento da sua capacidade separativa. Esta melhora no desempenho da máquina, obtida pela elevação da intensidade da contracorrente térmica, é efetuada pela modificação das propriedades óticas dos materiais envolvidos. Esta solução simples de engenharia permite um ganho de até 5% nos valores de capacidade separativa.

COMENTÁRIOS FINAIS

Finalmente, alguns comentários devem ser feitos sobre os modelos desenvolvidos e que sugerem desenvolvimentos futuros. No modelo hidrodinâmico as hipóteses de refluxo total e de escoamento com simetria axial conduzem a incertezas que podem ser minimizadas por um tratamento mais elaborado do escoamento. Pensamos em particular na extensão do modelo hidrodinâmico para geometrias tridimensionais e na inclusão dos sistemas de alimentação e retirada. Do mesmo modo, as fontes de calor consideradas no modelo constituem uma incerteza que poderia ser dirimida com o auxílio de um suporte experimental. A construção de um protótipo experimental instrumentado contribuiria em muito para validar os valores e distribuição de potência adotados.

APÊNDICE 1 – DISCRETIZAÇÃO DAS EQUAÇÕES

A1.1 - INTRODUÇÃO

O escoamento de UF₆ no interior do rotor é regido pelas equações de conservação de massa, da quantidade de movimento e de balanço de energia para fluidos compressíveis em geometria cilíndrica.

A1.2 - DISCRETIZAÇÃO DAS EQUAÇÕES

As equações governantes, com exceção da equação de estado, podem ser colocadas na seguinte forma geral, incluindo o termo transiente:

$$\underbrace{\frac{\partial}{\partial t}(\rho \Phi)}_I + \underbrace{\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r}(\rho u r \Phi)}_II + \underbrace{\frac{\partial}{\partial z}(\rho w \Phi)}_III = \underbrace{P^\Phi}_IV + \underbrace{\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(k_1 \Gamma^\Phi r \frac{\partial \Phi}{\partial r} \right)}_V + \underbrace{\frac{\partial}{\partial z} \left(k_2 \Gamma^\Phi \frac{\partial \Phi}{\partial z} \right)}_VI + \underbrace{S_p^\Phi}_VII + \underbrace{S_c^\Phi}_VIII$$

onde $u = V_r$, $v = V_\theta$, e $w = V_z$ e os termos P^Φ , S_p^Φ , S_c^Φ e Γ^Φ são mostrados na Tabela A1.1 a seguir.

Tabela A1. 1- Forma geral das Equações

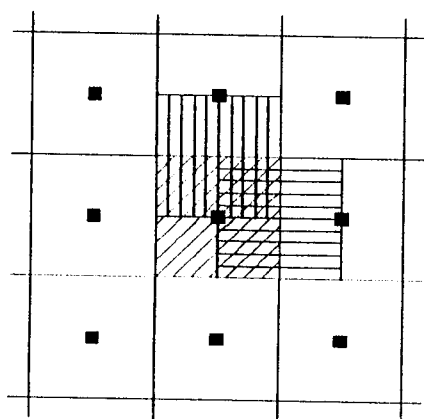
Φ	Γ^Φ	P^Φ	S_p^Φ	S_c^Φ	k_1	k_2
1	0	0	0	0	0	0
u	ρv	$-\frac{\partial P}{\partial r}$	$-\frac{4\mu}{3r^2}$	$\rho\frac{v^2}{r} + \frac{1}{3}\mu\frac{\partial^2 w}{\partial r \partial z}$	$\frac{4}{3}$	1
v	ρv	0	$-\left(\frac{\rho u}{r} + \frac{u}{r^2}\right)$	0	1	1
w	ρv	$-\frac{\partial P}{\partial z}$	0	$\mu\frac{1}{3}\left[\frac{\partial^2 u}{\partial r \partial z} + \frac{1}{r}\frac{\partial u}{\partial z}\right] + \rho_p g$	1	$\frac{4}{3}$
T	$\rho\alpha$	0	0	$(-P\text{div}\vec{V} + \Phi_{\text{viscoso}})1/C_p$	1	1

Na equação geral apresentada anteriormente, Γ^Φ representa o produto da densidade e a difusividade da propriedade, onde a constante leva em conta o agrupamento dos termos iguais na equação original. A equação da continuidade é recuperada quando Φ é feito igual à unidade. A discretização da equação da continuidade é, entretanto, realizada em separado uma vez que a densidade, que faz parte dos coeficientes para as outras variáveis, é neste caso, a incógnita.

O sistema de equações governantes, quando aproximado para os volumes finitos, dá origem a um sistema de equações algébricas, cujos coeficientes são dependentes das variáveis, ou seja, não-linearidades, que devem ser resolvidos simultaneamente. A solução direta deste grande sistema de equações é inviável em função do grande espaço de memória computacional requerido. Mesmo que se resolvesse o sistema diretamente, isto deveria ser feito diversas vezes para atualização dos coeficientes tornando-se antieconômico do ponto de vista computacional. As técnicas que são utilizadas são as iterativas que permitem a solução de um sistema de cada vez, repetindo-se a operação, atualizando-se os coeficientes, e ao mesmo tempo, levando em conta o acoplamento entre as variáveis, MALISKA et al.⁷⁰. Portanto o método de solução adotado é iterativo.

A seguir, a discretização da equação geral é discutida de acordo com MALISKA, C. R.⁷¹.

A equação geral para $\Phi = u, v, w$ e T , deve ser integrada no espaço e no tempo para o volume de controle centrado em P , conforme mostrado na Figura A1. 1 e Figura A1. 2 a seguir.






-  Volume de Controle para w
-  Volume de Controle para u
-  Volume de Controle para P, T, V e Densidade

Figura A1. 1 - Volumes de controle

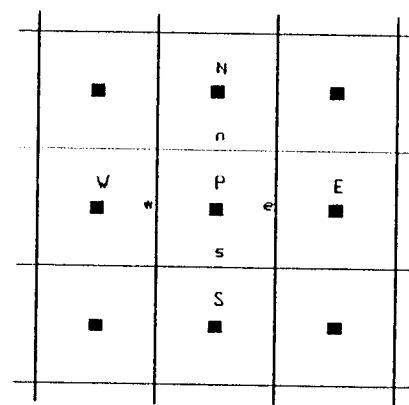


Figura A1. 2 - Nomenclatura usada na integração

É importante lembrar que o ponto P é onde se encontra a variável Φ em análise. Se, por exemplo, $\Phi = u$, teremos pontos de pressão coincidentes com os pontos \underline{e} e \underline{w} , enquanto que se $\Phi = w$, teremos pontos de pressão coincidentes com \underline{n} e \underline{s} . Os pontos N, S, E e W são os pontos vizinhos da variável Φ em consideração. As letras minúsculas \underline{e} , \underline{w} ,

\underline{n} e \underline{s} simbolizam as interfaces do volume P em questão.

A seguir é feita a integração de cada termo da equação geral, onde o volume elementar é dado por $dV = r dr dz$, já que, na direção θ é tomado um comprimento unitário.

Termo I

$$\int_{\Delta V, \Delta t} \frac{\partial}{\partial t} (\rho \phi) dv dt = \int_{\Delta V, \Delta t} \left(\rho \frac{\partial \phi}{\partial t} + \phi \frac{\partial \rho}{\partial t} \right) dV dt = \rho \Delta V [\phi_p^{t+\Delta t} - \phi_p^t] + \phi \Delta V [\rho_p^{t+\Delta t} - \rho_p^t]$$

Termo II

$$\int_{\Delta V, \Delta t} \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (\rho u r \phi) dV dt = [\dot{m}_e \phi_e - \dot{m}_w \phi_w]^{t+\Delta t} \Delta t$$

onde

$$\dot{m}_e = (\rho r u)_e \Delta z ; \quad \dot{m}_w = (\rho r u)_w \Delta z$$

Termo III

$$\int_{\Delta V, \Delta t} \frac{\partial}{\partial z} (\rho w \phi) dV dt = [\dot{m}_n \phi_n - \dot{m}_s \phi_s]^{t+\Delta t} \Delta t$$

onde

$$\dot{m}_n = (\rho w)_n r_p \Delta r ; \quad \dot{m}_s = (\rho w)_s r_p \Delta r$$

Termo IV

$$\int_{\Delta V, \Delta t} P^\phi dV dt = P_p^\phi \Delta V \Delta t$$

Termo V

$$\int_{\Delta V, \Delta t} \frac{1}{r} \frac{\partial(k_1 \Gamma^\phi r \frac{\partial \phi}{\partial r})}{\partial r} dV dt = \left\{ \left[k_1 \Gamma^\phi r \frac{\partial \phi}{\partial r} \right]_e - \left[k_1 \Gamma^\phi r \frac{\partial \phi}{\partial r} \right]_w \right\}^{t+\Delta t} \Delta z \Delta t$$

Termo VI

$$\int_{\Delta V, \Delta t} \frac{\partial(k_2 \Gamma^\phi \frac{\partial \phi}{\partial z})}{\partial z} dV dt = \left\{ \left[k_2 \Gamma^\phi \frac{\partial \phi}{\partial z} \right]_n - \left[k_2 \Gamma^\phi \frac{\partial \phi}{\partial z} \right]_s \right\}^{t+\Delta t} r_p \Delta r \Delta t$$

Termo VII

$$\int_{\Delta V, \Delta t} S_p^\phi \phi dV dt = \left[S_p^\phi \phi_p \right]^{t+\Delta t} \Delta V \Delta t$$

Termo VIII

$$\int_{\Delta V, \Delta t} S_c^\phi dV dt = \left[S_c^\phi \right]^{t+\Delta t} \Delta V \Delta t$$

Os valores de ϕ e dos gradientes de ϕ nas interfaces do volume de controle são aproximados por:

$$\phi_e = \left(\frac{1}{2} + \alpha_e\right)\phi_P + \left(\frac{1}{2} - \alpha_e\right)\phi_E$$

$$\phi_w = \left(\frac{1}{2} + \alpha_w\right)\phi_W + \left(\frac{1}{2} - \alpha_w\right)\phi_P$$

$$\phi_n = \left(\frac{1}{2} + \alpha_n\right)\phi_P + \left(\frac{1}{2} - \alpha_n\right)\phi_N$$

$$\phi_s = \left(\frac{1}{2} + \alpha_s\right)\phi_S + \left(\frac{1}{2} - \alpha_s\right)\phi_P$$

$$\left.\frac{\partial\phi}{\partial x}\right|_e = \beta_e \frac{\phi_E - \phi_P}{\Delta x}$$

$$\left.\frac{\partial\phi}{\partial x}\right|_w = \beta_w \frac{\phi_P - \phi_W}{\Delta x}$$

$$\left.\frac{\partial\phi}{\partial z}\right|_n = \beta_n \frac{\phi_N - \phi_P}{\Delta z}$$

$$\left.\frac{\partial\phi}{\partial z}\right|_s = \beta_s \frac{\phi_P - \phi_S}{\Delta z}$$

Onde, α e β , dados em MALISKA, C. R.⁷⁵, são parâmetros que refletem a intensidade relativa dos processos, difusivos e convectivos, de transporte da propriedade ϕ nas faces do volume de controle.

Substituindo todos os termos integrados na equação tem-se:

$$\begin{aligned} & \rho \Delta V [\phi_p^{t+\Delta t} - \phi_p^t] + \phi \Delta V (\rho_p^{t+\Delta t} - \rho_p^t) + [\dot{m}_e \phi_e - \dot{m}_w \phi_w]^{t+\Delta t} \Delta t + [\dot{m}_n \phi_n - \dot{m}_s \phi_s]^{t+\Delta t} \Delta t = \\ & + P_p^\phi \Delta V \Delta t + \left\{ \left[k_1 \Gamma^\phi r \frac{\partial \phi}{\partial r} \right]_e - \left[k_1 \Gamma^\phi r \frac{\partial \phi}{\partial r} \right]_w \right\}^{t+\Delta t} \Delta z \Delta t + \left\{ \left[k_2 \Gamma^\phi \frac{\partial \phi}{\partial z} \right]_n - \left[k_2 \Gamma^\phi \frac{\partial \phi}{\partial z} \right]_s \right\}^{t+\Delta t} r_p \Delta r \Delta t + \\ & + [S_p^\phi \phi_p]^{t+\Delta t} \Delta V \Delta t + [S_c^\phi]^{t+\Delta t} \Delta V \Delta t \end{aligned}$$

Substituindo os valores de ϕ e dos gradientes de ϕ nas interfaces do volume de controle, conforme definidos anteriormente, tem-se:

$$\begin{aligned} & \rho \Delta V [\phi_p^{t+\Delta t} - \phi_p^t] + \phi \Delta V (\rho_p^{t+\Delta t} - \rho_p^t) + \left[\dot{m}_e \left(\frac{1}{2} + \alpha_e \right) \phi_p + \dot{m}_e \left(\frac{1}{2} - \alpha_e \right) \phi_e - \dot{m}_w \left(\frac{1}{2} + \alpha_w \right) \phi_w - \dot{m}_w \left(\frac{1}{2} - \alpha_w \right) \phi_p \right]^{t+\Delta t} \Delta t + \\ & + \left[\dot{m}_n \left(\frac{1}{2} + \alpha_n \right) \phi_p + \dot{m}_n \left(\frac{1}{2} - \alpha_n \right) \phi_n - \dot{m}_s \left(\frac{1}{2} + \alpha_s \right) \phi_s - \dot{m}_s \left(\frac{1}{2} - \alpha_s \right) \phi_p \right]^{t+\Delta t} \Delta t = \\ & + P_p^\phi \Delta V \Delta t + \left\{ k_1 \Gamma^\phi r \beta_e \frac{(\phi_e - \phi_p)}{\Delta r} - k_1 \Gamma^\phi r \beta_w \frac{(\phi_p - \phi_w)}{\Delta r} \right\}^{t+\Delta t} \Delta z \Delta t + \\ & + \left\{ k_2 \Gamma^\phi \beta_n \frac{(\phi_n - \phi_p)}{\Delta z} - k_2 \Gamma^\phi \beta_s \frac{(\phi_p - \phi_s)}{\Delta z} \right\}^{t+\Delta t} r_p \Delta r \Delta t + [S_p^\phi \phi_p]^{t+\Delta t} \Delta V \Delta t + [S_c^\phi]^{t+\Delta t} \Delta V \Delta t \end{aligned}$$

Dividindo tudo por Δt e reagrupando os termos tem-se;

$$\frac{\Delta V}{\Delta t} [\rho \phi_p^{t+\Delta t} - \rho \phi_p^t] + \phi \frac{\Delta V}{\Delta t} (\rho_p^{t+\Delta t} - \rho_p^t) +$$

$$\left\{ \dot{m}_e \left(\frac{1}{2} + \alpha_e \right) - \dot{m}_w \left(\frac{1}{2} - \alpha_w \right) + \dot{m}_n \left(\frac{1}{2} + \alpha_n \right) - \dot{m}_s \left(\frac{1}{2} - \alpha_s \right) + k_1 \Gamma^\phi r \beta_s \frac{\Delta z}{\Delta r} + k_1 \Gamma^\phi r \beta_w \frac{\Delta z}{\Delta r} + k_2 \Gamma^\phi r_p \beta_n \frac{\Delta r}{\Delta z} + k_2 \Gamma^\phi r_p \beta_s \frac{\Delta r}{\Delta z} \right\} \phi_p^{t+\Delta t}$$

$$- [S_p^\phi \phi_p]^{t+\Delta t} \Delta V = P_p^\phi \Delta V + \left\{ k_1 \Gamma^\phi r \beta_s \frac{\Delta z}{\Delta r} - \dot{m}_e \left(\frac{1}{2} - \alpha_e \right) \right\} \phi_e^{t+\Delta t} + \left\{ k_1 \Gamma^\phi r \beta_w \frac{\Delta z}{\Delta r} + \dot{m}_w \left(\frac{1}{2} + \alpha_w \right) \right\} \phi_w^{t+\Delta t} +$$

$$+ \left\{ k_2 \Gamma^\phi r_p \beta_n \frac{\Delta r}{\Delta z} - \dot{m}_n \left(\frac{1}{2} - \alpha_n \right) \right\} \phi_n^{t+\Delta t} + \left\{ k_2 \Gamma^\phi r_p \beta_s \frac{\Delta r}{\Delta z} + \dot{m}_s \left(\frac{1}{2} + \alpha_s \right) \right\} \phi_s^{t+\Delta t} + [S_c^\phi]^{t+\Delta t} \Delta V$$

Fazendo uso da equação da continuidade na forma:

$$-(\rho_p)^{n+1} \frac{\Delta V}{\Delta t} + (\rho_p)^n \frac{\Delta V}{\Delta t} - \dot{m}_e + \dot{m}_w - \dot{m}_n + \dot{m}_s = 0, \quad e$$

$$A_e = -\dot{m}_e \left(\frac{1}{2} - \alpha_e \right) + k_1 \Gamma^\phi r \beta_s \frac{\Delta z}{\Delta r}$$

$$A_w = \dot{m}_w \left(\frac{1}{2} + \alpha_w \right) + k_1 \Gamma^\phi r \beta_w \frac{\Delta z}{\Delta r}$$

$$A_n = -\dot{m}_n \left(\frac{1}{2} - \alpha_n \right) + k_2 \Gamma^\phi r_p \beta_n \frac{\Delta r}{\Delta z}$$

$$A_s = \dot{m}_s \left(\frac{1}{2} + \alpha_s \right) + k_2 \Gamma^\phi r_p \beta_s \frac{\Delta r}{\Delta z}$$

tem-se:

$$\frac{\Delta V}{\Delta t} [\rho \phi_p^{t+\Delta t} - \rho \phi_p^t] + \{A_e + A_w + A_s + A_n - S_p^\phi \Delta V\} \phi_p^{t+\Delta t} = A_e \phi_e^{t+\Delta t} + A_w \phi_w^{t+\Delta t} + A_s \phi_s^{t+\Delta t} + A_n \phi_n^{t+\Delta t} + [S_c^\phi]^{t+\Delta t} \Delta V + P_p^\phi \Delta V$$

ou :

$$\frac{\Delta V}{\Delta t} [\rho \phi_p^{t+\Delta t} - \rho \phi_p^t] + \{ \sum A_i - S_p^\phi \Delta V \} \phi_p^{t+\Delta t} = \sum A_i \phi_i^{t+\Delta t} + [S_c^\phi]^{t+\Delta t} \Delta V + P_p^\phi \Delta V$$

Esta é, portanto, a forma final da equação geral, isto é, a forma discretizada para a solução iterativa do sistema.

APÊNDICE 2 – EXPRESSÃO DO FATOR DE ENRIQUECIMENTO - q

O resultado dos campos de velocidade e densidade, provenientes do cálculo do escoamento, definem o valor do fator de enriquecimento, q . Neste apêndice é apresentada a expressão que permite calcular o valor de q . O desenvolvimento completo, bem como a teoria de separação isotópica pode ser encontrado em SOUBBARAMAYER¹⁰.

$$q = \frac{\exp[G(\eta_F)] \left\{ 1 + \varphi_W \int_0^{\eta_F} \frac{\exp[-G(\eta)]}{1 + J_2(\eta)} d\eta \right\}}{\exp[-F(\eta_H)] + \varphi_P \int_{\eta_P}^{\eta_H} \frac{\exp[-F(\eta)]}{1 + J_2(\eta)} d\eta},$$

onde:

$$z = a\eta,$$

$$A^2 = \frac{M \Omega^2 a^2}{2 R T_{SB}},$$

$$\xi = A^2 \left(1 - \frac{r^2}{a^2} \right),$$

$$\eta_H = Z_H / a,$$

$$\eta_r = Z_r / a,$$

$$\varphi_r = \frac{F\theta}{\pi a \rho D},$$

$$\varphi_w = \frac{F(1-\theta)}{\pi a \rho D},$$

$$\Delta A = (\Delta M \Omega^2) 2RT_{SB},$$

$$\varepsilon_o = a^2 \Delta A,$$

$$G(\eta) = \int_0^\eta \frac{-\varphi_w + 2\varepsilon_o J_1(\eta^*)}{1 + J_2(\eta^*)} d\eta^*,$$

$$F(\eta) = \int_{\eta_r}^\eta \frac{\varphi_r + 2\varepsilon_o J_1(\eta^*)}{1 + J_2(\eta^*)} d\eta^*,$$

$$J_1(\eta) = \frac{\pi}{(\pi a \rho D) A^2} \int_0^{A^2} \psi d\xi,$$

$$J_2(\eta) = \frac{\pi^2}{(\pi a \rho D)^2 A^2} \int_0^{A^2} \frac{\psi^2}{1 - \frac{\xi}{A^2}} d\xi,$$

$$\psi = \int_0^a \rho V_z r' dr'.$$

O poder separativo da centrífuga é calculado a partir da equação:

$$\delta U = \frac{1}{2} F\theta(1-\theta) \left[\frac{q-1}{1+(q-1)\theta} \right]^2$$

Os índices F e H referem-se à altura média e total da centrífuga respectivamente,
 Figura A2. 1.

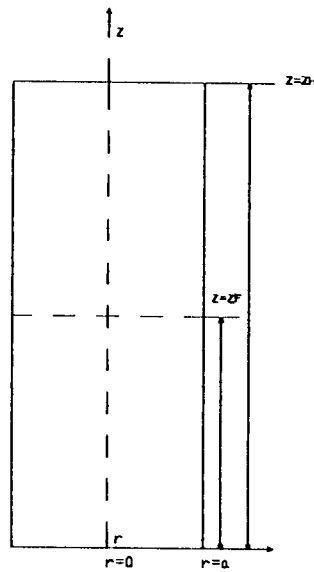


Figura A2. 1 – Desenho esquemático de uma centrífuga

APÊNDICE 3 – TESTES ADICIONAIS – DRIVE TÉRMICO

Neste apêndice são apresentados dois outros testes de Drive Térmico para geometrias e velocidades de rotação bastante diferentes daqueles apresentados no capítulo 2.

A3.1 - TESTE 1

O primeiro teste é definido pelas seguintes características: Não há perturbação mecânica. A contracorrente é gerada somente por efeitos térmicos. A diferença de temperatura entre a tampa quente e a tampa fria é de 3,2 °C. A altura da centrífuga é 0,1m e o raio também de 0,1m, portanto fornecendo uma relação de aspecto de 1. A velocidade periférica é de 50 m/s.

A Figura A3. 1 e Figura A3. 2, mostram as linhas de corrente obtidas no presente trabalho e os resultados de MERTEN e HÄNEL⁴⁰, respectivamente, para este caso. Observa-se que, as linhas de corrente são idênticas, mostrando a recirculação devido à convecção natural, sendo jogada contra a parede externa devido à rotação. Nota-se a boa concordância de resultados. A Figura A3. 3 mostra o campo de velocidades correspondente.

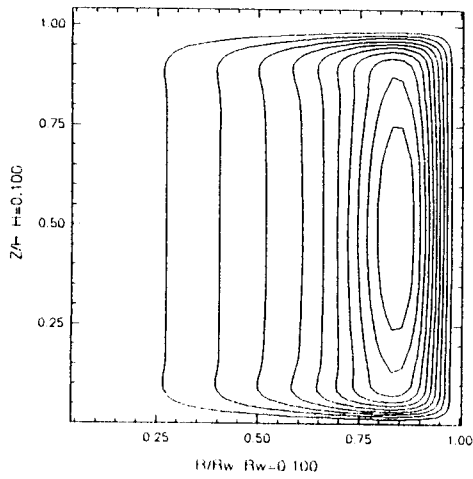


Figura A3. 1 - Linhas de Corrente

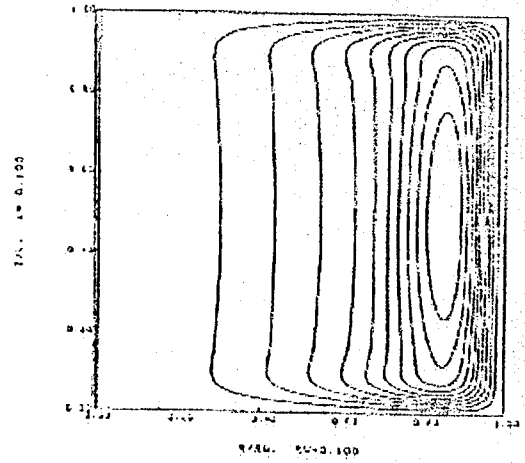


Figura A3. 2 - Linhas de Corrente obtidas por Merten e Hänel⁴⁰

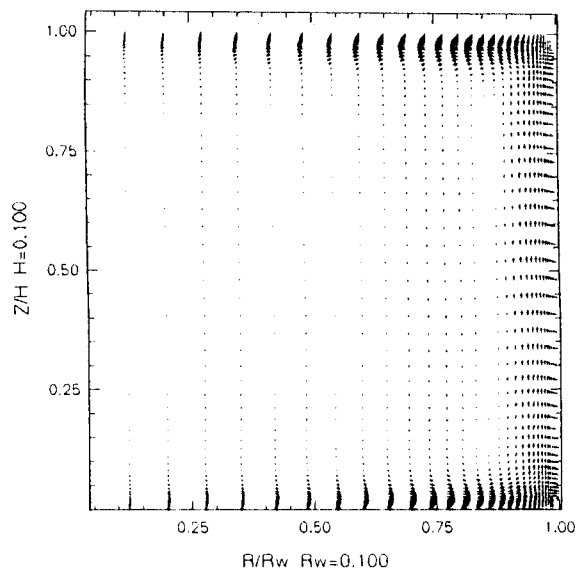


Figura A3. 3 - Campo de Velocidades

A3.2 - TESTE 2

Este caso é definido pelas seguintes características: Não há perturbação mecânica. A contracorrente é gerada somente por efeitos térmicos. A diferença de temperatura entre a tampa quente e a tampa fria é de 3,2 °C. A altura da centrífuga é 2,5 m e o raio de 0,25 m, portanto fornecendo uma relação de aspecto de 10. A velocidade periférica é de 600 m/s.

Os resultados são bons como pode ser observado na Figura A3. 4 em comparação com a Figura A3. 5 apresentada por MERTEN e HÄNEL⁴⁰.

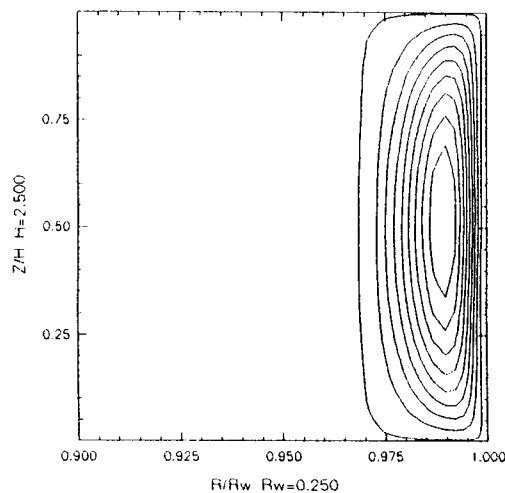


Figura A3. 4 - Linhas de Corrente

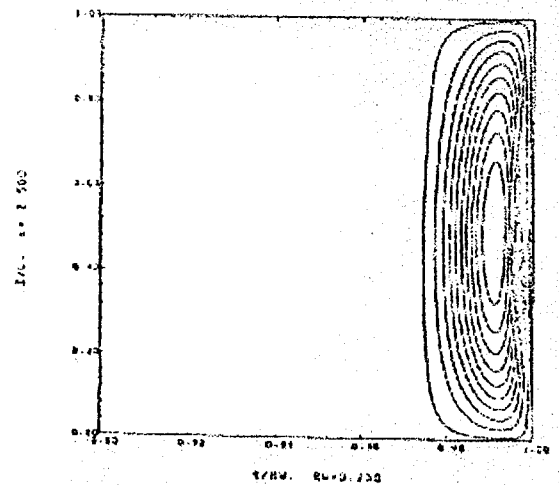


Figura A3. 5 - Linhas de Corrente obtidas por Merten e Hänel⁴⁰.

Estes resultados demonstram a capacidade e a robustez do programa, no tratamento de problemas com contracorrente, gerada devido a diferenças de temperatura.

APÊNDICE 4 – TESTES COMPLEMENTARES

A4.1 - Campo de Densidades

A Figura A4. 1 mostra o campo de densidades para o primeiro caso investigado no capítulo 3, $\Delta T = 0 \text{ }^\circ\text{C}$. O campo de densidades é apresentado nas coordenadas adimensionais Z/H e R/R_w , onde H é a altura total do rotor e R_w o raio da parede lateral do rotor. Nota-se que, no centro do cilindro, as densidades são muito baixas, região azul, assumindo valores maiores à medida que se aproxima da parede lateral do cilindro. Os valores mais altos são representados pela região vermelha e aparecem junto à parede. Esta estratificação de densidades é explicada pela ação do campo centrífugo. Este resultado confirma os resultados da literatura que afirmam que, praticamente toda a massa do gás encontra-se numa fina camada junto à parede lateral do rotor.

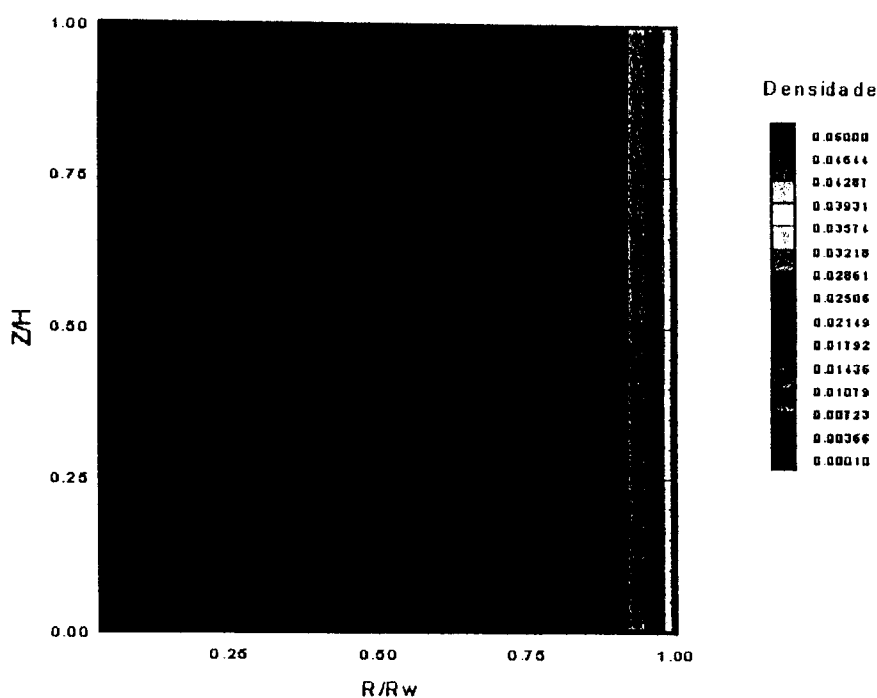


Figura A4. 1 - Campo Adimensional de Densidades

A4.2 - Perfil de Velocidades

A Figura A4. 2 apresenta o campo de velocidade, também para o primeiro caso investigado no capítulo 3, $\Delta T = 0 \text{ }^\circ\text{C}$. Pode-se observar o sentido das velocidades na região das tampas. Próximo à tampa superior o gás é acelerado e as velocidades são no sentido do centro para a parede. Na região da tampa inferior, coletor de rejeito, as velocidades são em sentido contrário, devido a desaceleração do escoamento.

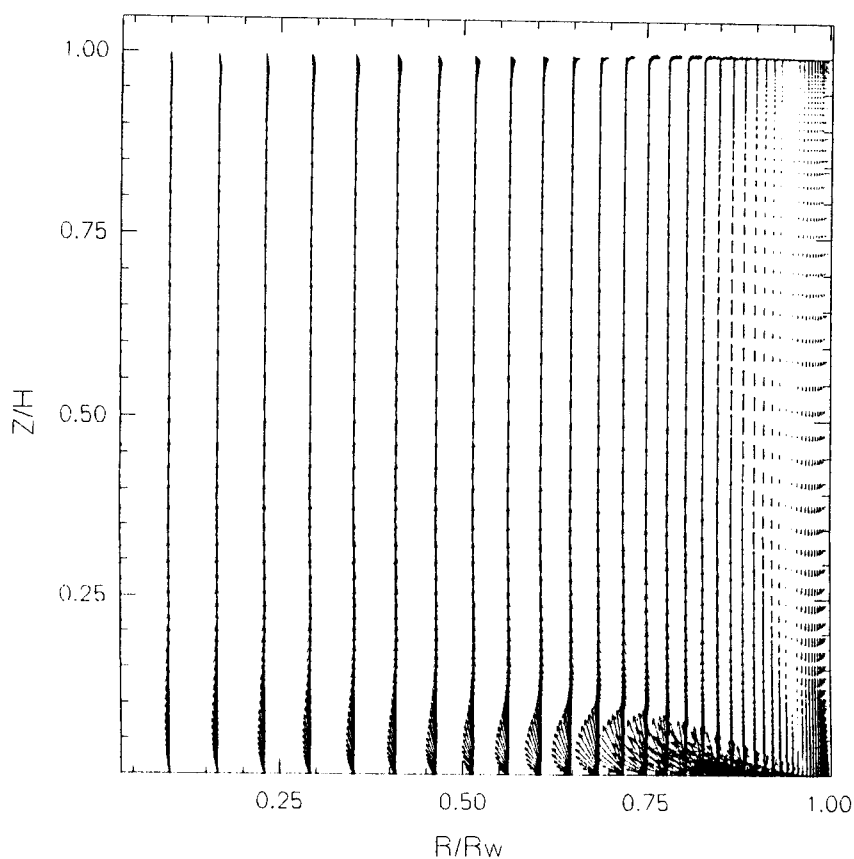


Figura A4. 2 - Campo de Velocidades

A4.3 - Capacidade Separativa para $\Delta T=1\text{ }^{\circ}\text{C}$, $\Delta\Omega$ variável (1,10,30 e 50%)

Neste item, apresenta-se a influência da contracorrente mecânica na capacidade separativa da centrífuga padrão, para diferentes valores de rotação da tampa inferior, $\Delta\Omega$. Neste caso a análise é feita mantendo-se uma pequena diferença de temperatura entre a tampa inferior e a tampa superior, de $1\text{ }^{\circ}\text{C}$, com perfil linear na parede lateral do rotor para valores de $\Delta\Omega$ de 1, 10, 30 e 50%. A Figura A4. 3 mostra a curva de δU (UTS/a) em função do fluxo de alimentação (kg/a).

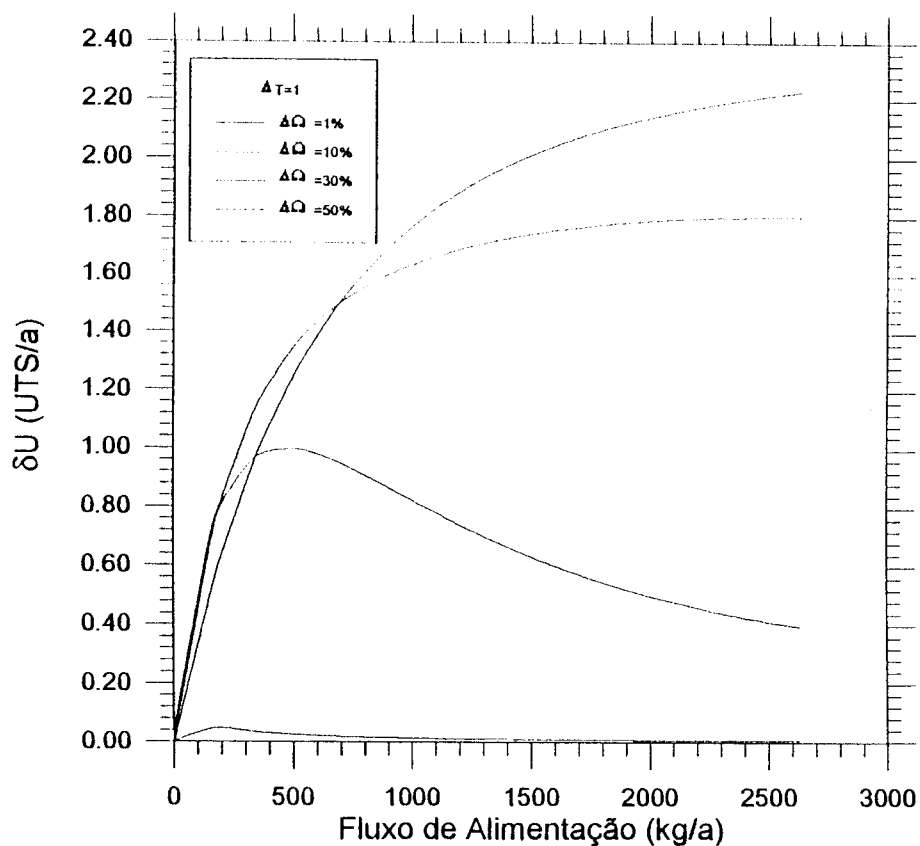


Figura A4. 3 - δU (UTS/a) em função do Fluxo de Alimentação para $\Delta T= 1\text{ }^{\circ}\text{C}$

Para este caso, o efeito da contracorrente térmica é pequeno sendo a contracorrente mecânica responsável pela contracorrente secundária total. Assim, quando $\Delta\Omega$ é pequeno

(1%), a capacidade separativa é pequena pois depende apenas do efeito centrífugo. À medida que $\Delta\Omega$ cresce, observa-se valores maiores de δU .

A Figura A4. 3 mostra que, à medida que o $\Delta\Omega$ cresce, há um aumento no valor máximo de δU e que este ocorre para um fluxo de alimentação maior. Para $\Delta\Omega=10,30$ e 50% o δU é maior em toda a faixa estudada comparada ao $\Delta\Omega=1\%$.

A4.4 - Capacidade Separativa para $\Delta T=30\text{ }^\circ\text{C}$, $\Delta\Omega$ variável (1,10,30 e 50%)

Neste caso, a análise é feita mantendo-se uma diferença de temperatura entre a tampa inferior e a tampa superior de $30\text{ }^\circ\text{C}$, com perfil linear na parede lateral do rotor, para valores de $\Delta\Omega$ de 1, 10, 30 e 50%. A Figura A4. 4 mostra a curva de δU (UTS/a) em função do fluxo de alimentação (kg/a).

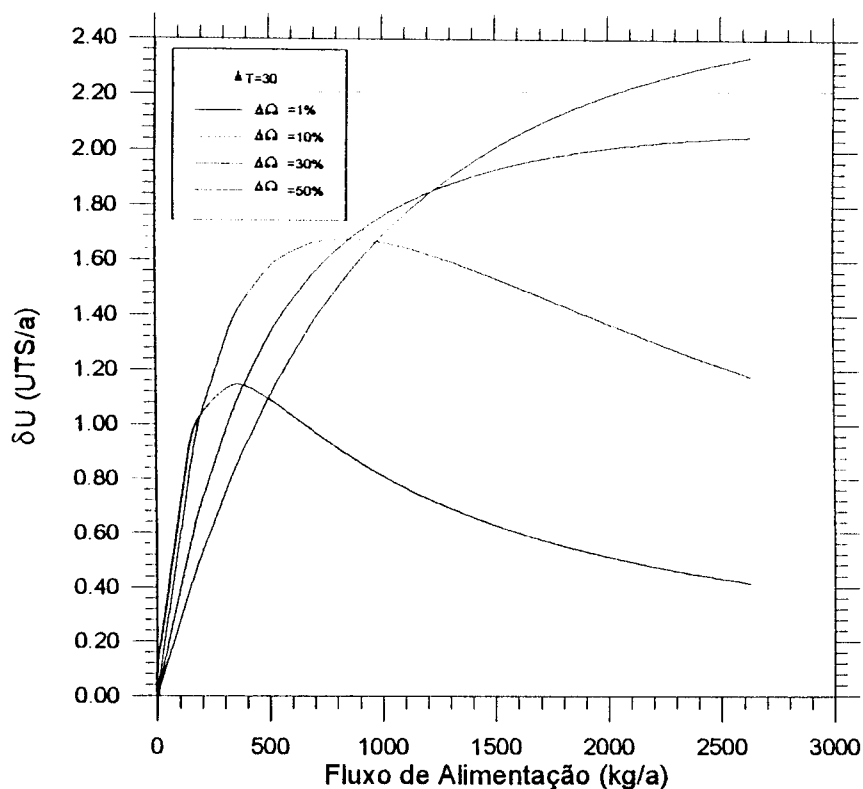


Figura A4. 4 - δU (UTS/a) em função do Fluxo de Alimentação para $\Delta T= 30\text{ }^\circ\text{C}$

A Figura A4. 4 mostra que, à medida que o $\Delta\Omega$ cresce, há um aumento no valor máximo de δU e que este ocorre para fluxos de alimentação maiores comparados aos da Figura A4. 3. Observa-se que, para baixos fluxos de alimentação, δU apresenta valores menores com o aumento de $\Delta\Omega$ e, que, para valores altos de fluxos de alimentação, δU apresenta valores maiores com o aumento de $\Delta\Omega$.

A4.5 - Capacidade Separativa para $\Delta T=50\text{ }^{\circ}\text{C}$, $\Delta\Omega$ variável (1,10,30 e 50%)

Neste caso a análise é feita mantendo-se uma diferença de temperatura entre a tampa inferior e a tampa superior de $50\text{ }^{\circ}\text{C}$, com perfil linear na parede lateral do rotor para valores de $\Delta\Omega$ de 1, 10, 30 e 50%. A Figura A4. 5 mostra a curva de δU (UTS/a) em função do fluxo de alimentação (kg/a).

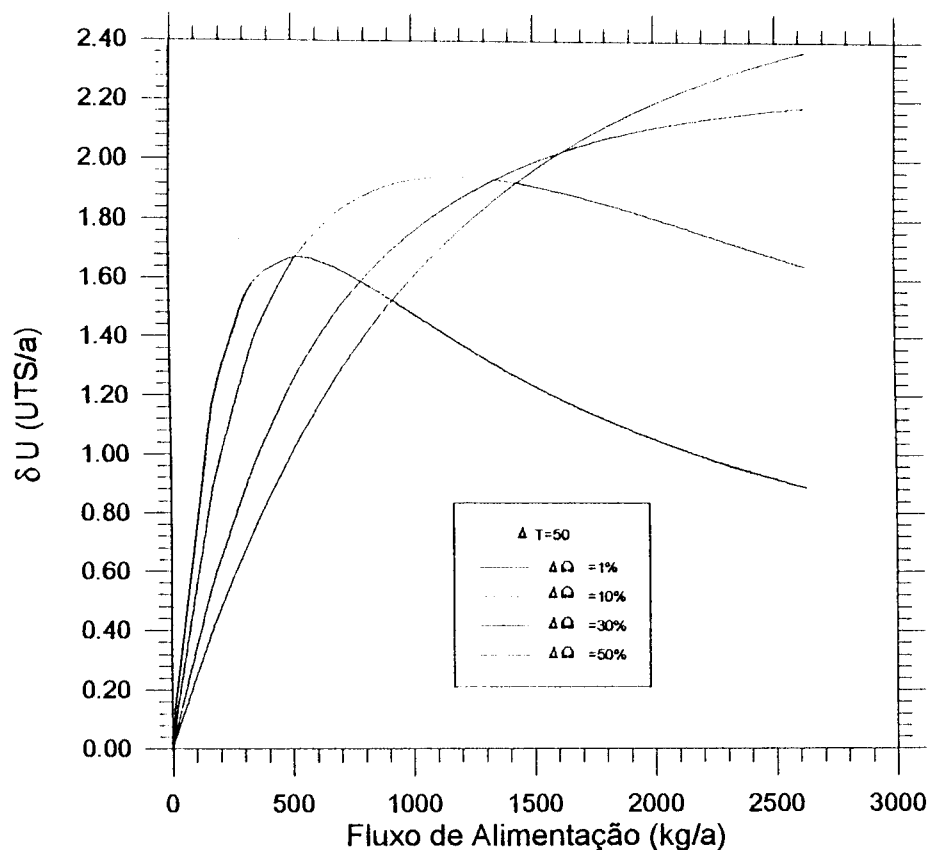


Figura A4. 5 - δU (UTS/a) em função do Fluxo de Alimentação para $\Delta T= 50\text{ }^{\circ}\text{C}$

A Figura A4. 5 mostra que, à medida que o $\Delta\Omega$ cresce há um aumento no valor máximo de δU e, que este ocorre para um fluxo de alimentação maior comparado aos casos de $\Delta T = 1, 10$ e 30 °C. Observa-se também que para baixos fluxos de alimentação δU diminui com o aumento de $\Delta\Omega$ e, que para altos fluxos de alimentação há um aumento de δU com o aumento de $\Delta\Omega$.

A4.6 - Capacidade Separativa para $\Delta\Omega = 1\%$, ΔT variável (1,10,30 e 50 °C)

Neste caso a análise é feita com $\Delta\Omega$ assumindo o valor de 1%. A Figura A4. 6 mostra a curva de δU (UTS/a) em função do fluxo de alimentação (kg/a).

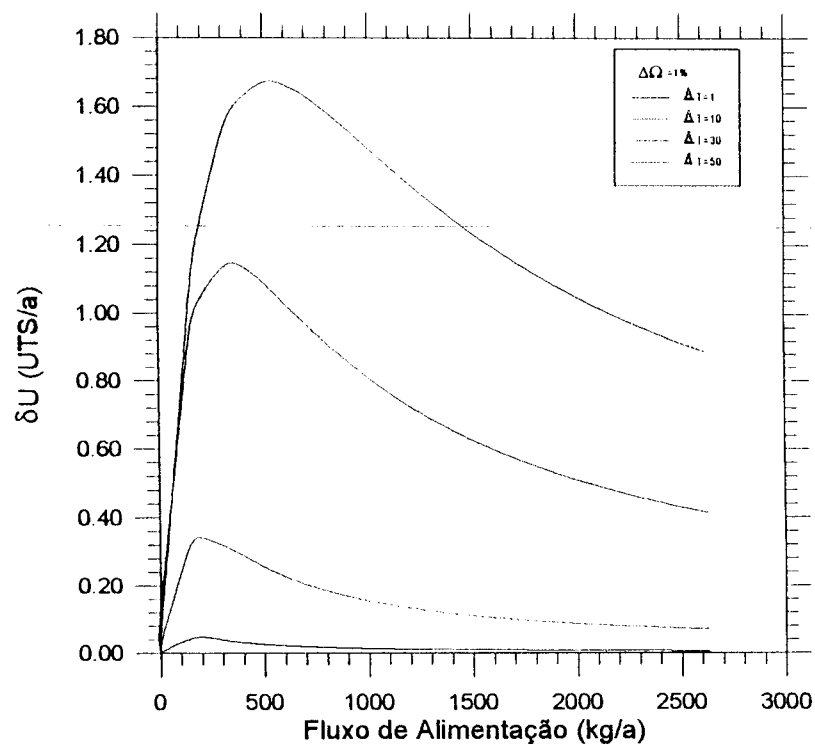


Figura A4. 6 - δU (UTS/a) em função do Fluxo de Alimentação para $\Delta\Omega = 1\%$

Nota-se a partir da Figura A4. 6 que, à medida que o ΔT aumenta o δU fica maior para

toda a faixa de alimentação estudada. Observa-se também que, com o aumento de ΔT , os valores máximos de δU acontecem para valores de fluxos de alimentação ligeiramente maiores.

A4.7 - Capacidade Separativa para $\Delta\Omega = 30\%$, ΔT variável (1,10,30 e 50 °C)

Neste caso a análise é feita com $\Delta\Omega$ assumindo o valor de 30%. A Figura A4. 7 mostra a curva de δU (UTS/a) em função do fluxo de alimentação (kg/a).

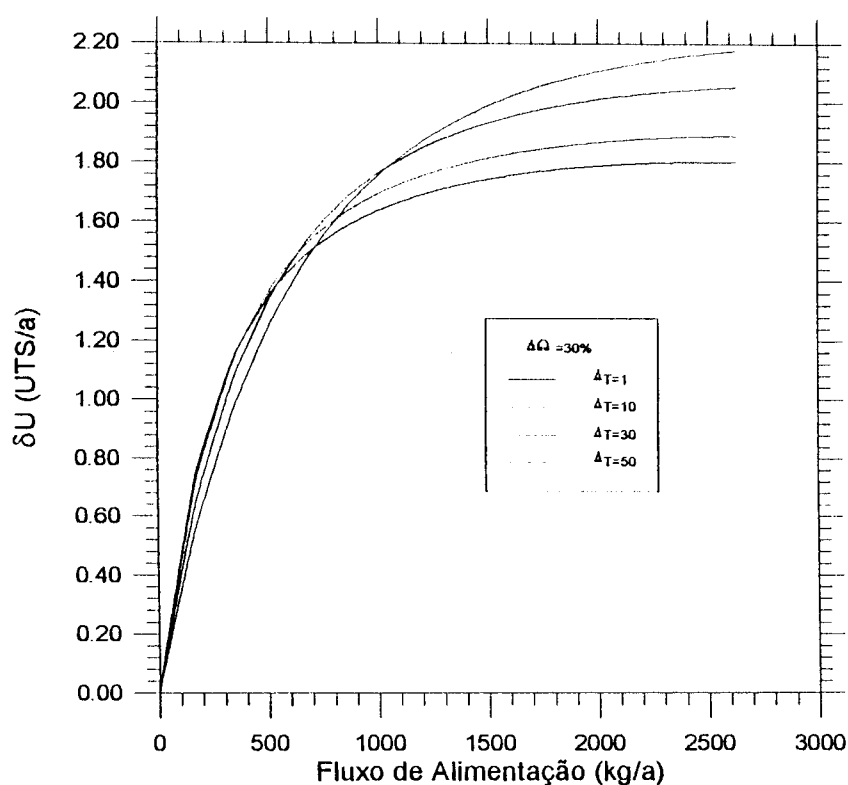


Figura A4. 7 - δU (UTS/a) em função do Fluxo de Alimentação para $\Delta\Omega = 30\%$

Para $\Delta\Omega = 30\%$, Figura A4. 7, nota-se que, para fluxos de alimentação maiores ou iguais a 1000 kg/a, o δU fica maior à medida que o ΔT aumenta.

A4.8 - Capacidade Separativa para $\Delta\Omega = 50\%$, ΔT variável (1,10,30 e 50 °C)

Neste caso a análise é feita com $\Delta\Omega$ assumindo o valor de 50%. A Figura A4. 8 mostra a curva de δU (UTS/a) em função do fluxo de alimentação (kg/a).

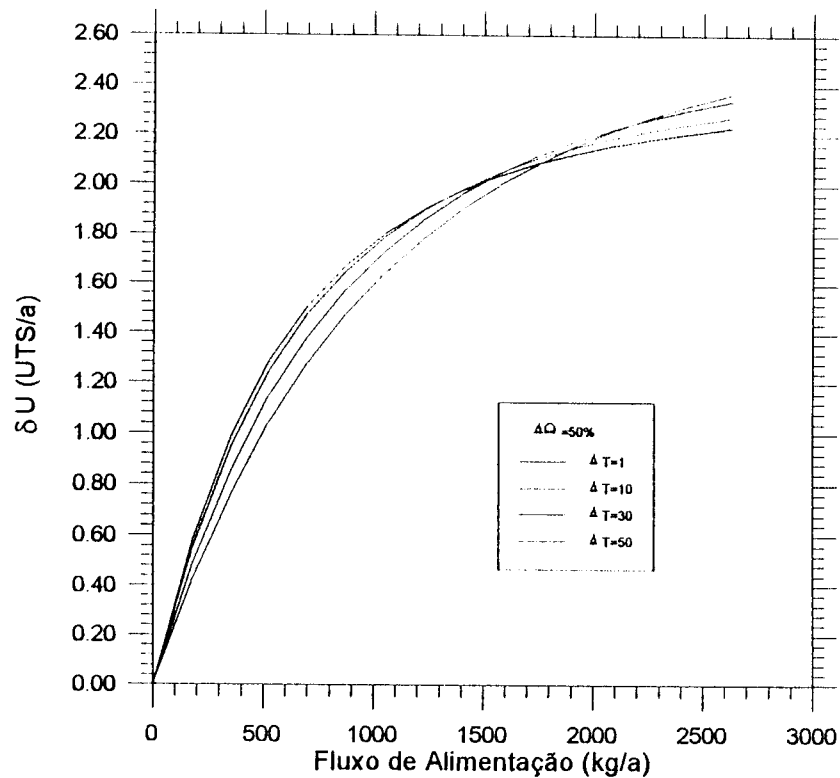


Figura A4. 8 - δU (UTS/a) em função do Fluxo de Alimentação para $\Delta\Omega = 50\%$

Para $\Delta\Omega = 50\%$, Figura A4. 8, o comportamento apresentado é bastante similar ao da Figura A4. 7. Entretanto, neste caso os máximos das curvas apresentam-se mais próximos entre si, diminuindo portanto a importância do efeito térmico perante o efeito mecânico.

APÊNDICE 5 – CÁLCULO DA CONDUTIVIDADE TÉRMICA EQUIVALENTE

Considere o bloco composto mostrado pela Figura A5. 1 que representa parte do motor. Admite-se que as partes representadas pelos números 1,3,8 e 11 sejam de alumínio; 2,4,6,10 e 12 de resina; 5 e 9 de cobre e 7 de lâminas compostas, ferro-silício; ferro-cobalto, etc..

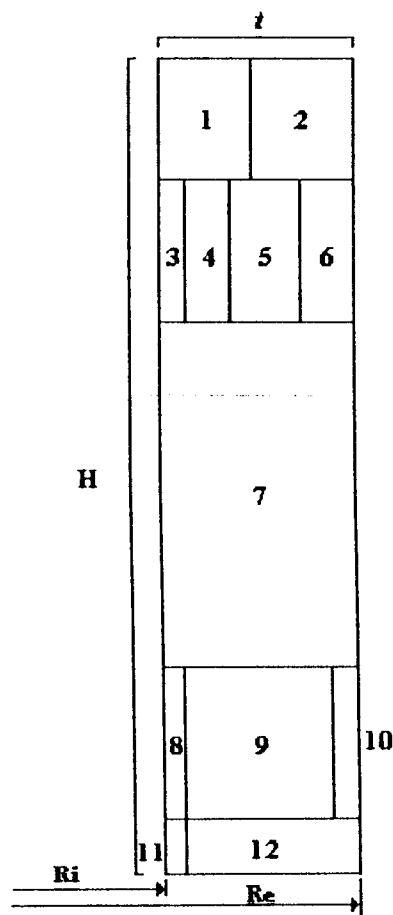


Figura A5. 1 – Representação de bloco composto por vários materiais

As condutividades térmicas na direção radial e axial devem ser estimadas considerando-se a existência de vários materiais.

A Figura A5. 2 representa o sistema elétrico equivalente para a direção radial. O cálculo da condutividade térmica equivalente é feito estimando-se as resistências para cada parte e em seguida a resistência equivalente para todo o bloco. De posse da resistência equivalente admite-se uma condutividade equivalente calculada a partir da área média logarítmica na direção radial.

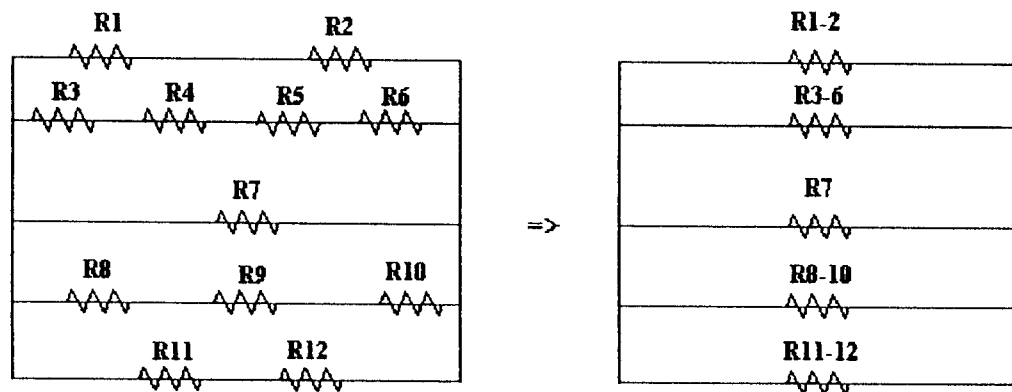


Figura A5. 2 – Esquema elétrico equivalente

onde,

$$R_{1-2} = R_1 + R_2,$$

$$R_{3-6} = R_3 + R_4 + R_5 + R_6,$$

$$R_{8-10} = R_8 + R_9 + R_{10},$$

$$R_{11-12} = R_{11} + R_{12} \text{ e}$$

$$\frac{1}{R_{equiv.}} = \frac{1}{R_{1-2}} + \frac{1}{R_{3-6}} + \frac{1}{R_7} + \frac{1}{R_{8-10}} + \frac{1}{R_{11-12}}$$

Desta forma a condutividade radial equivalente para o bloco é dada por:

$$K_{equiv.} = \frac{t}{R_{equiv.} A_m}, \quad A_m = \frac{A_e - A_i}{\ln\left(\frac{A_e}{A_i}\right)},$$

onde

A_m é a área média logarítmica;

$A_e = 2\pi HR_e$ é a área externa;

$A_i = 2\pi HR_i$ é a área interna.

Para a direção axial o procedimento é análogo.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- ¹- Beams, J. W. *High speed centrifuging* - Review of Modern Physics Vol. 10, pp 245/263 - October, 1938;
- ²- Zippe, G. - *The Development of Short Bowl Ultra-Centrifuges - Final Report* - Oro 315 ,1960(Microficha);
- ³- Jordan, I. *Separação dos Isótopos de Urânio pelo Processo da Centrifugação em Fase Gasosa* - São Paulo, Instituto de Pesquisas Energéticas e Nucleares - IPEN, IPEN-Inf-3, maio/1980;
- ⁴- Zippe, G. ; Beams, J. W. ; E Kuhlthan, A. R. - *The development of Short Bowl Ultra Centrifuges* - Progress Report - ORO -210, 1958;
- ⁵- Zippe, G. *The development of Short Bowl Ultra Centrifuges* - Progress Report - ORO - 202, 1959;
- ⁶- Zippe, G. *The development of Short Bowl Ultra Centrifuges* - Progress Report - ORO - 216, 1959;
- ⁷- Zippe, G. *Potential of the Short Bowl Gas Centrifuges for the enrichment of the U235 isotope as compared with published figures for gas diffusion* - Report - TID - 5733, 1960;
- ⁸- Cohen,K. *The theory of isotope separation as applied to the large scale production of U235* - New York, McGraw-Hill, 1951.;
- ⁹- Furry, E.M.; Jones,R.C.; Onsager, L. - *On the theory of isotope separation by thermal diffusion* - Phys. Rev. 55: 1083-1095, 1939;

-
- ¹⁰- Soubbaramayer - *Centrifugation* - In: Villani, S.; ed. Uranium Enrichment, Springer Verlag, Berlin, 1979;
- ¹¹- Benedict, M.; Pigford, T. H.; Levi, H. W. *Nuclear Chemical Engineering* - McGraw-Hill, 2nd. Ed., 1981 (pags. 847-875);
- ¹²- Avery, D. G.; Davies, E. *Uranium Enrichment by gas centrifuges* - Mills and Boon, London, 1973;
- ¹³- Olander, D.R. *The Theory of uranium enrichment by the gas centrifuge* - Progress in Nuclear Energy 8:1-33, 1981;
- ¹⁴- Olander, D. R. *Technical basis of the gas centrifuge* - Adv. Nucl. Sci. Technol. 6. 105-174, 1972;
- ¹⁵- Von Halle, E. *Procedure for the calculation of a separative performance of a countercurrent Gas Centrifuge* - Oak Ridge, TN, US. Department of Energy - Rep K/OA-5013, 1981;
- ¹⁶- Jordan, I.; Buchmann, J. H. *Teoria da Separação Isotópica na Centrífuga a Contracorrente e Cálculo dos Parâmetros de Separação* - São Paulo, Instituto de Pesquisas Energéticas e Nucleares - IPEN, IPEN-Pub-C-5, julho/1983;
- ¹⁷- Jordan, I. *Processos de Separação Isotópica do Urânio - RNC-741* Apostila de curso de Pós Graduação - São Paulo - 18/03/1986;
- ¹⁸- Migliavacca, S. C. P. *Cálculo dos Parâmetros de Separação de uma Centrífuga a Contracorrente com Variação Axial do Fluxo Interno* - Dissertação de Mestrado - Instituto de Pesquisas Energéticas e Nucleares - IPEN, 1991;
- ¹⁹- Parker, H. M.; Mayo, T. T. *Countercurrent Flow in a semi-infinite Gas Centrifuge* - Univ. of Virginia, Charlottesville, Rep. EP-4422-279-63U, 1963;

-
- ²⁰- Soubbaramayer *Contrecourant Thermique dans les Centrifugeuses* - C. E. N., Saclay, Rapport CEA-R-4185, 1971;
- ²¹- Berman, A. S. *A Simplified Model for the Axial Flow in a Long Countercurrent Gas Centrifuge* - Union Carbide Rep. K-1535, 1963.;
- ²²- Brooks, A. A. *Machine Calculation of Centrifuge Efficiencies* - Union Carbide Rep. K-1537, 1962;
- ²³- Soubbaramayer *Solutions Approchees du Contrecourant Thermique dans les Centrifugeuses* - C. E. N., Saclay, Rapport CEA-R-4186, 1971;
- ²⁴- Sakurai, T. and Matsuda, T., *Gasdynamics of a Centrifugal Machine* - Journal of Fluid Mechanics 62(4), 727-737, 1974;
- ²⁵- Matsuda, T.; Hashimoto, K. *Thermally, Mechanically or Externally Driven Flows in a Gas Centrifuge With Insulated Horizontal End Plates* - Journal of Fluid Mechanics 78, part 2, 1976;
- ²⁶- Matsuda, T.; Sakurai, T.; Takeda, H. *Thermally Driven Flow in a Gas Centrifuge With an Insulated Side Wall* - Journal of Fluid Mechanics 73, part 2, 1976;
- ²⁷- Matsuda, T.; Hashimoto, K. *The Structure of the Stewartson Layers in a Gas Centrifuge Part 1, Insulated end Plates* - Journal of Fluid Mechanics 85, part 3, 1978;
- ²⁸- Matsuda, T.; Takeda, H. *The Structure of the Stewartson Layers in a Gas Centrifuge Part 2, Insulated side Wall* - Journal of Fluid Mechanics 85, part 3, 1978;
- ²⁹- Nakayama, W., Usui, S. *Flow in Rotating Cylinder of a Gas Centrifuge* - J. Nucl. Sci. Tech. 11, 1974;
- ³⁰- Matsuda, T.; Sakurai, T.; Takeda, H. *Source-Sink Flow in a Gas Centrifuge* - Journal of Fluid Mechanics 69, 1975;

-
- ³¹ - Bark, F. and Bark, T. H. *On Vertical Boundary Layers in a Rapidly Rotating Gas*, - Journal of Fluid Mechanics. 78(4), 749-762, 1976;
- ³² - Bark, F. H.; Hultgren, L. S. *On the Effects of Thermally Insulating Boundaries on Geostrophic Flows in Rapidly Rotating Gases* - Journal of Fluid Mechanics 95, part 1, 1979;
- ³³ - Brouwers, J. J. *On the motion of a compressible fluid in a Rotating Cylinder* - Tese de Doutorado, Twente Univ. of Technology, Enschede, The Netherlands, 1976;
- ³⁴ - Araki, T. - *Flow Analysis of a gas centrifuge* - Proceedings of the sixth Workshop on Gases in Strong Rotation Aug. 19-23, 1985 - Tokyo, Japan;
- ³⁵ - Dickinson, G. J.; Jones, I. P. *Numerical solutions for the compressible Flow in a Rapidly Rotating Cylinder* - J. Fluid. Mech. vol. 107 pp. 89-107, 1981;
- ³⁶ - Ruifeng, F.; Hänel, D. - *Numerical calculation of the Flow and diffusion of gas mixture in a rotating cylinder* - 1st Workshop on Separation Phenomena in Liquids and Gases, 20-23, July, 1987 - Darmstadt - Germany;
- ³⁷ - Kai, T. *Theoretical research on gas-centrifugal separation for uranium enrichment* - J. of Nucl. Sci and Tech. vol. 26, pp. 157-160, 1989;
- ³⁸ - Soubbaramayer; Lahargue, J. P. *CENTAURE, a Numerical Model for the Computation of the Flow and Isotopic Concentration Fields in a Gas Centrifuge* - Proceedings of the 2nd Workshop on Gases in Strong Rotation. Cadarache, France, 1977;
- ³⁹ - Nakayama, W; Torii, T. - *Numerical analysis of Separative power of Isotope Centrifuges, (I)* - J. Nucl. Science and Tech., 11(11): 495-504, 1974;
- ⁴⁰ - Merten, A.; Hänel, D. *Implicit Solution of the Navier-Stokes Equations for the Flow in a Centrifuge* - Proceedings of the Fourth Workshop on Gases in Strong Rotation, Oxford, U.K., 1981;

-
- ⁴¹- Wood, H. G. *Numerical Simulation of the Flow Field in the Centrifuge with Central Feed and Extractions* - Proceedings of the Sixth Workshop on Gases in Strong Rotation, Tokyo, Japan, 1985;
- ⁴²- Borisevich, V. D.; Levin, E. V.; Naumochkin, V. V. - *The Optimal Flow structure in a gas centrifuge for separating uranium isotopes* - Soviet Atomic Energy, Jan 1991 V.70(1) pg 36;
- ⁴³- Aisen, E. M.; Borisevich, V. D.; Levin, E. V.- *Flow and separation in a gas centrifuge with Beams Type* - Soviet Atomic Energy, Jan 1992 V.72(1) pg 39;
- ⁴⁴- Andrade, D. A.; Bastos, J. L. F. *Thermal Hydrodynamical Analysis of a Countercurrent Gas Centrifuge* – Annal of Nuclear Energy, Vol. 25, N. 11, pp. 859-888, 1998;
- ⁴⁵- Merten, A. ; Hänel, D. - *Implicit Solution of the unsteady Navier-Stokes equations for the Flow in a gas centrifuge* - Proceedings of the sixth Workshop on Gases in Strong Rotation Aug. 19-23, 1985 - Tokyo, Japan;
- ⁴⁶- Lingblad, I.; Bark, F. H. - *Spin up of a rapidly rotating gas in a Thermally insulated cylindrical container* - Proceedings of the sixth Workshop on Gases in Strong Rotation Aug. 19-23, 1985 - Tokyo, Japan;
- ⁴⁷- Hänel, D - *Solution of the Navier-Stokes Equations in a Stream Function-Vorticity Formulation for the Flow in a gas centrifuge* - Proceedings of the sixth Workshop on Gases in Strong Rotation Aug. 19-23, 1985 - Tokyo, Japan;
- ⁴⁸- Mikami, H. - *Two dimensional numerical calculation of Flow Fields about scoop inlet by the piecewise linear method* - Proceedings of the sixth Workshop on Gases in Strong Rotation Aug. 19-23, 1985 - Tokyo, Japan;

-
- ⁴⁹- Aoki, E. & Suzuki, M. - *Numerical Studies on Gas Flow around the scoop of a Centrifuge* - Proceedings of the sixth Workshop on Gases in Strong Rotation Aug. 19-23, 1985 - Tokyo, Japan;
- ⁵⁰- Matsuda, T.; Tamura, N.; Sawada, K. - *Numerical Simulations of Flows past scoops in a gas centrifuge* - 1st Workshop on Separation Phenomena in Liquids and Gases, 20-23, July, 1987 - Darmstadt - Germany;
- ⁵¹- Kai, T. - *Numerical Analysis of Flow of Binary Gas Mixture with Large Mass Difference in Rotating Cylinder* - J. Nucl. Sci. Tech. 20, 339 - 1983;
- ⁵²- Kai, T. - *Theoretical Analysis of Ternary UF₆ Gas Isotope Separation by Centrifuge* - J. Nucl. Sci. Tech. 20, 491 - 1983;
- ⁵³- Sakurai, T. - *Linearized thin-wing theory of gas-centrifuge scoops* - J. Fluid Mech. 103, 257 - 1981;
- ⁵⁴- Hittinger, M.; Holt, M. & Soubbaramayer - *Numerical solution of the flow field near a gas centrifuge scoop* - Proceedings of the fourth Workshop on gases in strong rotation. Oxford, 22 - 1981;
- ⁵⁵- Hittinger, M.; Holt, M.; Soubbaramayer & Cortet, C. - *Simulation of gas flow in front of the scoop of a gas centrifuge* - Proceedings of the fifth Workshop on gases in strong rotation. Charlottesville, 515 - 1983;
- ⁵⁶- Mikami, H. - *Rotating supersonic flow about scoop inlet using an unsteady implicit technique* - Proceedings of the fourth Workshop on Gases in Strong Rotation. Oxford, 94 - 1983;
- ⁵⁷- Beam, R. M. and Warming, R. F. - *An Implicit Factored Scheme for the Compressible Navier-Stokes equations* - AIAA Journal, vol.16, N.4, 1978, pp393;

-
- ⁵⁸- W. W. Roberts, Jr. - *Three Dimensional stratified gas flows past impact probes and scoops : N-body, Monte Carlo calculation* - Proceedings of the sixth Workshop on Gases in Strong Rotation Aug. 19-23, 1985 - Tokyo, Japan;
- ⁵⁹- Aoki, E. - *Numerical computations of Shock Wave Behaviour around a scoop by the MacCormack-TVD Scheme* - Third Workshop on Separation Phenomena in Liquids and Gases, August 16-20, 1992 Charlottesville, Virginia - USA;
- ⁶⁰- Rui-feng, F.; Huang, D. *Numerical Simulation of the Flow Field in the Centrifuge with Central Feed and Extractions* - Proceedings of the Sixth Workshop on Gases in Strong Rotation, Tokyo, Japan, 1985;
- ⁶¹- Rätz, E. *Uranium Isotope Separation in the Gas Centrifuge* - VKI Lecture series entitled Aerodynamic Separation of Gases and Isotopes – May 29 – June 2, 1978 - Von Karman Institute for Fluid Dynamics – Rhode, Saint Genese - Belgium;
- ⁶²- Ozaki, N; Harada, I.; Tolo, H.; Yamanouchi, A. *Flow Profile Measurements of a gas in a Rotating Cylinder* - ANS - Transactions, 24, 1976;
- ⁶³- Caldwell, S. E. - *Measurement of gas density and temperature profiles in UF₆ using laser induced fluorescence* - Proceedings of the sixth Workshop on Gases in Strong Rotation Aug. 19-23, 1985 - Tokyo, Japan;
- ⁶⁴- Jordan, I. *Separação dos Isótopos de Urânio pelo Processo da Centrifugação em Fase Gasosa* - Tese de Concurso de Cátedra - Univ. de São Paulo - USP, 1966;
- ⁶⁵- Hinckel, J. N. *Análise de uma Centrifuga de Separação de Gases Admitindo uma Disposição Anular de Fluxo Secundário Axial de Massa*. Dissertação de Mestrado, Instituto Tecnológico de Aeronáutica - ITA, 1980;
- ⁶⁶- Sielawa, M. M. F. *Escoamento dentro de uma Centrifuga Longa - Solução Baseada nas Propriedades de Simetria e Anti-simetria* - Tese de Doutorado, Instituto Tecnológico de Aeronáutica - ITA, 1982;

-
- ⁶⁷- Luz, M. S. *Modelo Quase-linear para o Cálculo do Escoamento numa Centrífuga Curta, com a Aplicação do Método das Subdivisões* - Tese de Doutorado, Instituto Tecnológico de Aeronáutica - ITA, 1983;
- ⁶⁸- Ortega, M. A. *Estudo da Rotação de um Fluido Compressível entre dois Cilindros Coaxiais* - Tese de Doutorado - Instituto Tecnológico de Aeronáutica - ITA, 1984;
- ⁶⁹- Santiago, R. S. C. *Escoamento Rotativo Compressível entre dois Cilindros com Condição de Escorregamento (SLIP)* - Dissertação de Mestrado - Instituto Tecnológico de Aeronáutica - ITA, 1987;
- ⁷⁰- Maliska, C.R.; Silva, A.F.; Andrade, D.A. - *A Strong Coupling Procedure for the Segregated Solution of Rotating Flows* - Proceedings of the Third Workshop on Separation Phenomena in Liquids and Gases - August - 1992 - pag 223-232 - Charlottesville - Virginia - USA;
- ⁷¹- Maliska, C.R. - *Transferência de Calor e Mecânica dos Fluidos Computacional - Fundamentos e Coordenadas Generalizadas* - LTC - Livros Técnicos e Científicos Editora S. A. - Rio de Janeiro - 1995;
- ⁷²- Anderson, D.A.; Tannehill, J. C.; Pletcher, R. H. - *Computational Fluid Mechanics and Heat Transfer* - Mc Graw Hill Book Company - 1984;
- ⁷³- Bastos, J. L. F.; Muraoka, I. ; Cardoso, H. P. - *Pacote de Análise Térmica - PCTER* - Anais do 1º Simpósio Brasileiro de Tecnologia Aeroespacial - agosto - 1990 - São José dos Campos - SP - Brasil;
- ⁷⁴- Özisik, M. N. - *Transferência de Calor - Um Texto Básico* - Editora Guanabara Koogan S. A. - Rio de Janeiro - 1990;
- ⁷⁵- Maliska, C.R. - *Volumes Finitos para a Solução de Problemas que Envolvem Escoamento de Fluidos* - MiniCurso apresentado no 8º Congresso Nacional de Matemática Aplicada e Computacional, Florianópolis, 1985, 78 páginas.