

CURSO DE CIÊNCIAS E TÉCNICAS NUCLEARES
INSTITUTO DE PESQUISAS RADIOATIVAS
UFMG/CNEN

Tese apresentada à Universidade Federal de Minas Gerais
como requisito parcial para obtenção do grau de Mestre em
Ciências.

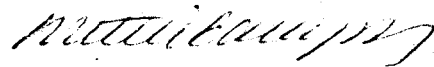
ANÁLISE E COMPARAÇÃO DE MÉTODOS DE CÁLCULOS
TERMOHIDRÁULICO DE REATORES

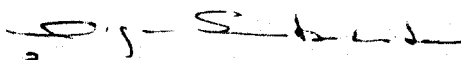
POR

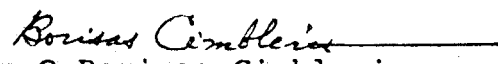
CLÁUDIA DE VILHENA SCHAYER SABINO

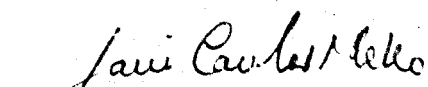
Fevereiro de 1976

Tese aprovada em 06 de agosto de 1976


Prof. Milton Vieira Campos
Coordenador-CCTN/UFMG


Eng^a Olga Cortes Rabelo Leão Simbalista
Orientador-IPR/NUCLEBRÁS


Eng^o Borisas Cimpleris
Examinador-EE/UFMG


Eng^o Jair Carlos Mello
Examinador-EE/UFMG

ã MINHA MÃE

Maria Magdalena de Vilhena Schayer

ã memória de MEU PAI

Geraldo George Schayer

agradeço a:

Dra. Olga Cortes Rabelo Leão Simbalista, pela valiosa orientação em todas as fases deste trabalho.

Dr. Ricardo Brant Pinheiro, pela proposição do assunto.

Diretoria do Instituto de Pesquisas Radioativas, Dr. Virgílio Mattos de Andrade e Silva, Dra. Moema Gonçalves de Alvarenga e Dr. Paulo de Carvalho Tófani, por haverem permitido a preparação desta tese dentro do programa de trabalho do IPR.

Dr. Edson Pereira de Andrade, pelos cálculos referentes à distribuição de potência.

Dr. Jair Carlos Mello, pelo apoio.

Daciene Maria Mendes, Maria Aparecida de Oliveira Castro e José Rodrigues Batista, pela ajuda prestada através do setor de computação.

Luiza Lúcia Ferreira, Márcia Maria de Castro Dilascio e Patricia Maria Hardy Sabino, pela datilografia.

Armando Tameirão Filho, Geraldino Januário Martins e Wilson Garcia Dias, pela ajuda prestada através da seção de desenho.

Augusto Cēzar Grossi e Ivan Rates Franco, pelo Xerox.
Milton Augusto Penna , pela encadernação e execução
da capa.

— Carlos Joel Hardy Sabino.

RESUMO

Neste trabalho é apresentada uma análise comparativa de métodos de cálculos termohidráulicos de núcleos de reatores de potência. Como ferramentas de cálculo foram utilizados os códigos CAT-II e THINC, elaborados pela Westinghouse.

Foi efetuado um estudo dos modelos físicos, matemáticos e correlações existentes nesta área e, em sequência, apresentadas modificações efetuadas nos códigos utilizados e os programas PROPHEAT e CRISE elaborados com o objetivo de prover recursos adicionais tanto na preparação de dados de entrada, quanto na análise da crise de ebulição.

É feita uma descrição sucinta do núcleo do reator de Angra-1, o qual é tomado por base para cálculo com os dois códigos. Os resultados destes cálculos são comparados entre si e com os escassos valores contidos no PSAR deste reator, mostrando a boa qualidade dos resultados.

Conclui-se, finalmente, que, tendo em vista a flexibilidade do código CAT-II, a facilidade na preparação de seus dados de entrada, e os reduzidos tempos de computação em confronto com o THINC, o primeiro constitui uma ferramenta de cálculo termohidráulico de grande utilidade.

INDICE

1.- INTRODUÇÃO	1-1
2.- ANÁLISE BIBLIOGRÁFICA	
2.1.- Introdução	2-1
2.2.- Definições, Equações e Conceitos Funda- mentais	2-2
2.3.- Equações de Conservação	2-9
2.4.- Comportamento do Refrigerante em Canais Aquecidos	2-11
2.5.- Condições Críticas de Transferência de Calor	2-26
2.6.- Modelos Para Cálculos Termohidráulico de Reatores	2-38
3.- DESCRIÇÃO DOS CÓDIGOS UTILIZADOS	
3.1.- Introdução	3-1
3.2.- Modelo de Cálculo do Código CAT-II	3-2
3.3.- Modelo de Cálculo do Código THINC	3-14
3.4.- Comparação entre os Códigos CAT-II e THINC	3-24
4.- MODIFICAÇÕES DE CÓDIGOS E ELABORAÇÃO DE PROGRAMAS	
4.1.- Introdução	4-1
4.2.- Modificações no Código CAT-II	4-2
4.3.- Modificações no Código THINC	4-4
4.4.- Elaboração do Programa CRISE	4-5
4.5.- Elaboração do Programa PROPHEAT	4-8
5.- APLICAÇÃO DOS CÓDIGOS A ANÁLISE TERMOHIDRÁULICA DE ANGRA-1	
5.1.- Introdução	5-1
5.2.- Descrição do Núcleo de ANGRA-1	5-2

5.3.- Condições adotadas para Cálculos com CAT-II	5-4
5.4.- Condições adotadas para Cálculos com THINC	5-7
5.5.- Apresentação dos Resultados de Cálculos em regime permanente	5-4
5.6.- Apresentação dos Resultados de Cálculos de acidentes	5-19
6.- CONCLUSÕES	6-1

NOMENCLATURAS

REFERÊNCIAS

5.3.- Condições adotadas para Cálculos com CAT-II	5-4
5.4.- Condições adotadas para Cálculos com THINC	5-7
5.5.- Apresentação dos Resultados de Cálculos em regime permanente	5-4
5.6.- Apresentação dos Resultados de Cálculos de acidentes	5-19
6.- CONCLUSÕES	6-1

NOMENCLATURAS

REFERÊNCIAS

1. INTRODUÇÃO

De uma maneira geral, o comportamento do núcleo de reatores de potência é limitado por considerações termohidráulicas. As limitações impostas pelo afastamento da ebulição nucleada (DNB), impõem que a análise térmica seja capaz de prever realisticamente a entalpia e vazão nos canais de maior potência do núcleo. O tratamento dado ao problema, nos primeiros cálculos desta natureza, fornecia uma estimativa excessivamente conservativa. Previsões mais realísticas da capacidade de geração de potência do núcleo passaram a ser feitas com base em cálculos de distribuições de vazão e entalpia, usando um modelo físico mais próximo da situação real.

Deste modo, os estudos térmicos sobre elementos combustíveis sofreram um processo evolutivo. Cálculos efetuados, inicialmente, consideravam em cada seção transversal do canal valores médios das grandezas termodinâmicas de interesse. Entretanto, devido à complexidade da seção de passagem do fluido e da distribuição do fluxo neutrônico, tal processo de cálculo global torna-se inadequado quando se almeja maior rendimento termodinâmico da central ou maior densidade de potência do rea

tor. Tal fato levou, há algum tempo, a se estudar distribuições finas das grandezas termodinâmicas, seja localmente, se ja discretizando os canais de escoamento em certo número de regiões, considerando, em seguida, suas influências recíprocas.

Na proposição deste trabalho, visava-se principalmente a realização de uma análise e comparação de métodos de cálculo termohidráulico de reatores, baseada na utilização dos códigos CAT-II e THINC, únicos então disponíveis, que utilizam modelos de cálculo bastante distintos. O ensejo de sua realização se deu, quando do recebimento, por parte do PAR*, do encargo de analisar o PSAR de Angra-1 e, como consequência, da necessidade de se dispor de ferramentas de análise termohidráulica confiáveis. Nesta ocasião, os trabalhos desenvolvidos no IPR, relativos à térmica de reatores, encontravam-se dirigidos ao campo experimental. A análise termohidráulica do núcleo de reatores de potência, havia sido iniciada em etapa anterior de maneira precária, através da composição de formulários e realização de cálculos de otimização do Projeto INSTINTO.

Posteriormente, tendo-se em vista a análise de reatores a água leve, foi elaborado o código FENIX, cuja capacidade de cálculo foi testada, parcialmente, através da reprodução de resultados experimentais disponíveis. A abordagem de problemas de implantação e estudos de otimização de códigos de cálculo disponíveis, constituía um campo de trabalho totalmente novo.

Nesta ocasião foi salientado o fato de que a adoção de um novo modelo de cálculo, no caso o código THINC, em substituição à família CAT, por parte da Westinghouse, permitiu a obtenção de um acréscimo da temperatura de entrada de refrigerante de aproximadamente 3°C para o reator de Angra em confronto ao de Kewaunee, resultando em um acréscimo de potência de 0,7%. Este fato veio a salientar a importância da escolha

do método de cálculo a ser adotado.

Disponha-se, então, dos códigos CAT-I, CAT-II e THINC implantados ao sistema IBM/360-40 e partiu-se para o estudo dos dois últimos, acreditando-se tratar de códigos relativamente exatos em face ao processamento dos respectivos casos exemplos. Assim, estes passariam a constituir as ferramentas básicas de análise termohidráulica de núcleos do Projeto de Análise de Reatores, tendo-se em vista a abordagem de dois aspectos distintos: o do domínio no entendimento dos fenômenos físicos envolvidos e o da implantação de métodos de cálculo confiáveis.

O entendimento dos modelos existentes nestes códigos e suas utilizações foi então abordado como base para elaboração do trabalho aqui apresentado que consta, basicamente, das seguintes partes:

- Análise bibliográfica, descrevendo conceitos e definições básicas, modelos, correlações e métodos de cálculo termohidráulico de núcleos de reatores.

- Descrição dos códigos utilizados.

- Modificações dos códigos e elaboração de programas complementares.

- Aplicação dos códigos ao cálculo de Angra-1 em regimes permanente e transitório e análise destes resultados.

- Conclusão do estudo.

*PAR: Projeto de Análise de Reatores a Água

2. ANÁLISE BIBLIOGRÁFICA

2.1 Introdução

Neste Capítulo são apresentados problemas inerentes à transmissão de calor no núcleo de reatores de potência, salientando-se os principais conceitos utilizados, incluindo de finições de parâmetros básicos, equações que regem o comportamento do refrigerante ao longo do núcleo, principais modelos e correlações utilizados e determinação das condições críticas de funcionamento. É feito, ainda, um levantamento dos principais códigos de cálculo do núcleo de reatores, tendo em vista situar neste contexto os códigos utilizados por base neste trabalho.

2.2 Definições, Equações e Conceitos Fundamentais

São apresentados, a seguir, alguns conceitos básicos, variáveis primárias e relações para o caso de escoamentos mono e bifásicos em canais axialmente aquecidos.

2.2.1 Canal de Escoamento

No cálculo termohidráulico do núcleo de reatores, um conceito básico é o de canal de escoamento.

Nestes cálculos, o núcleo inteiro, ou apenas uma parte deste, é dividido em um número de regiões contíguas denominadas canais, nas quais é suposto que as propriedades termodinâmicas variam apenas axialmente. Deste modo, canais adjacentes, podem ser considerados abertos, semi-abertos ou fechados, significando, respectivamente, que troca líquida de massa, energia e quantidade de movimento é permitida, parcialmente permitida ou não entre eles.

Para cada cálculo, a região em estudo deve ser discretizada de tal modo, que o número de canais adjacentes seja bem definido e o arranjo o mais simples possível, tendo em vista os objetivos dos cálculos que se deseja efetuar.

Deste modo, o termo canal refere-se a um conceito matemático conveniente não tendo, necessariamente, qualquer conexão com a estrutura física de um núcleo. Assim, em um caso extremo, o núcleo inteiro pode ser considerado como um canal ou este conceito pode se aplicar a um feixe de elementos combustíveis, um conjunto destes ou simplesmente uma subestrutura.

Na Figura 2.2.1 são ilustrados exemplos de regiões de um núcleo consideradas como canais de escoamento, do ponto de vista de cálculo termohidráulico. Deste modo, tem-se em sequência, regiões do núcleo constituídas por feixes agrupados concêntricamente, feixes agrupados em malha quadrada adotando-se simetria de um meio e um oitavo, e subcanais de feixes em arranjos quadrado, triangular e circular.

2.2.2 Canal Quente e Fatores de Canal Quente

Ao se efetuar o cálculo termohidráulico do núcleo de um reator, tendo em vista a integridade do combustível e economia na geração de potência, deve-se ter em mente o estabelecimento de condições de operação, que não levem a temperaturas excessivas no centro da pastilha combustível capaz de ocasionar sua fusão, nem a fluxos de calor acima do máximo permitido pelas condições do refrigerante e a condições que não levem à danificação do revestimento. Para isto, define-se um canal de escoamento, ao qual se aplicam as condições mais adversas sob o aspecto de fluxo de calor, denominado canal quente.

As condições de operação neste canal são definidas por meio de fatores denominados de canal quente, que relacionam condições locais neste, a condições médias do núcleo. Neste canal tem-se que tanto o fluxo de calor, quanto o acréscimo de entalpia são máximos.

Deste modo, são definidos fatores de canal quente totais para fluxo de calor e aumento de entalpia, os quais incluem efeitos nucleares e de engenharia :

$$\begin{aligned}
 F_q \text{ (fator de canal quente total relativo ao fluxo de calor)} &= \\
 &= \frac{\text{fluxo de calor máximo no ponto quente}}{\text{fluxo de calor médio no núcleo}} = \\
 &= F_R^N F_Z^N F_q^E
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 F_{\Delta H} & \text{ (fator de canal quente total relativo ao} \\
 & \text{ aumento de entalpia) =} \\
 & = \frac{\text{acr\u00e9scimo de entalpia m\u00e1ximo no canal quente}}{\text{acr\u00e9scimo de entalpia m\u00e9dio no n\u00facleo}} = \\
 & = F_R^N F_{\Delta H}^E
 \end{aligned}$$

Sendo :

$$\begin{aligned}
 F_R^N & \text{ (Fator nuclear radial) =} \\
 & = \frac{\text{Fluxo de calor m\u00e9dio no canal quente}}{\text{Fluxo de calor m\u00e9dio em um canal m\u00e9dio do n\u00facleo}}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 F_Z^N & \text{ (Fator nuclear axial) =} \\
 & = \frac{\text{Fluxo de calor m\u00e1ximo no canal quente}}{\text{Fluxo de calor m\u00e9dio no canal quente}}
 \end{aligned}$$

F_Q^E - Fator de Engenharia de fluxo de calor: Leva em conta varia\u00e7\u00f5es no fluxo de calor, devido a varia\u00e7\u00f5es na quantidade de material fissi\u00f3n\u00e1vel da pastilha, no di\u00e2metro e densidade.

$F_{\Delta H}^E$ - Fator de Engenharia de aumento de entalpia. Este fator engloba subfatores que levam em conta, respectivamente :

1) Subfator de toler\u00e2ncia na fabrica\u00e7\u00e3o do combust\u00edvel - engloba efeitos de redu\u00e7\u00e3o na vaz\u00e3o proveniente de uma redu\u00e7\u00e3o do passo do reticulado ou abaulamento da vareta combust\u00edvel.

2) Subfator de "plenum" inferior - engloba efeitos da m\u00e1 distribui\u00e7\u00e3o de vaz\u00e3o \u00e0 entrada do n\u00facleo.

3) Subfator de redistribuição de vazão - engloba efeitos de redução na vazão do canal quente proveniente de um aumento da perda de pressão resultante da ebulição.

4) Subfator de mistura - engloba efeitos da mistura de vazão entre os canais paralelos e lateralmente abertos.

5) Subfator de fuga lateral (by pass) - leva em conta a fração da vazão total que não remove, efetivamente, calor gerado no núcleo .

2.2.3 Vazão de Massa

A vazão de massa, M , é soma das massas das fases individuais que escoam em um canal por unidade de tempo :

$$M = M_f + M_g \quad (2-2-3-1)$$

2.2.4 Vazão Volumétrica

A vazão volumétrica, Q , é a soma dos volumes das fases individuais que escoam em um canal por unidade de tempo :

$$Q = Q_f + Q_g \quad (2-2-4-1)$$

2.2.5 Velocidade de Massa

A relação entre a vazão de massa M e a área trans-

versal do canal de escoamento \bar{v} denominada velocidade de massa, G

$$G = \frac{M}{A} \quad (2-2-5-1)$$

2.2.6 Título Real

Denomina-se título de uma mistura bifásica a razão entre a vazão de massa de vapor e a vazão de massa total

$$X = \frac{M_g}{M} \quad (2-2-6-1)$$

2.2.7 Título Termodinâmico

É a relação entre o gradiente de entalpia relativo a saturação e a entalpia de mudança de fase.

$$X_{th} = \frac{H - H_f}{H_g - H_f} \quad (2-2-7-1)$$

2.2.8 Fração de Vazio

É a relação entre as áreas de escoamento na seção transversal do canal ocupada pelo vapor e a área total

$$\alpha = \frac{A_g}{A} \quad (2-2-8-1)$$

2.2.9 Densidade Média

Pode ser definida em termos do título ou fração de vazio como sendo :

$$\bar{\rho} = \alpha \rho_g + (1 - \alpha) \rho_f \quad (2-2-9-1)$$

Em termos do título real $\bar{\epsilon}$:

$$\frac{1}{\bar{\rho}} = \frac{X}{\rho_g} + \frac{(1-X)}{\rho_f} \quad (2-2-9-2)$$

2.2.10 Razão de Deslizamento

É definida como a relação entre a velocidade do vapor e a do líquido

$$S = \frac{V_g}{V_f} \quad (2-2-10-1)$$

2.2.11 Fluxo de Calor Médio do Núcleo

O fluxo de calor superficial médio no núcleo de reatores pode ser obtido a partir da potência total, da fração da potência gerada no refrigerante, do número de barras total e da área de transferência de calor por barra, pela relação:

$$\bar{q}'' = \frac{Pot}{n A_b} (1-f_n) \quad (2-2-11-1)$$

2.2.12 Temperaturas de Referência

Ao se analisar a evolução do escoamento do refrigerante em um canal aquecido, toma-se por referência determinados valores de temperaturas de fluido e parede externa do combustível. Deste modo, define-se valores destas em referências, como por exemplo:

ΔT_r - queda de temperatura no filme definida como a diferença entre a temperatura externa do revestimento e a média do fluido no canal:

$$\Delta T_r = T_p - T_r \quad (2-2-12-1)$$

A temperatura de saturação, T_{sat} , do fluido à pressão do sistema é usada como referência para as demais. Se o fluido tem sua temperatura abaixo deste valor, ele é denominado subresfriado e se a parede tem sua temperatura acima de T_{sat} , ela é denominada superaquecida. Estes termos são denotados como se segue:

$$\Delta T_{sub} = T_{sat} - T_r \quad (2-2-12-2)$$

$$\Delta T_{sat} = T_p - T_{sat}$$

2.2.13 Coeficiente de transferência de Calor

Este coeficiente relaciona o fluxo de calor gerado na superfície aquecida à temperatura de filme

$$h = \frac{q''}{\Delta T_r} \quad (2-2-13-1)$$

2.3 Equações de Conservação

Para o cálculo termohidráulico o núcleo do reator já discretizado em canais é dividido em segmentos axiais ao longo do comprimento total do cálculo.

A posição de qualquer elemento de cálculo é então, definida pelo triáde (x, y, z) . Este elemento de cálculo é considerado como sendo um volume de controle e as condições dos parâmetros do refrigerante são tidas como governadas pelas equações de conservação de massa, quantidade de movimento e energia, em cada volume unitário. A seguir são apresentadas as equações gerais de conservação, conforme [1].

2.3.1 Conservação de Massa

Esta equação é desenvolvida através do balanço de massa em um elemento estacionário de volume $\Delta x \Delta y \Delta z$, representado na Figura 2-3-1.

Deste modo tem-se :

$$\left(\begin{array}{c} \text{Taxa de} \\ \text{acúmulo} \\ \text{de} \\ \text{massa} \end{array} \right) = \left(\begin{array}{c} \text{Taxa de} \\ \text{massa} \\ \text{que} \\ \text{entra} \end{array} \right) - \left(\begin{array}{c} \text{Taxa de} \\ \text{massa} \\ \text{que} \\ \text{sai} \end{array} \right) \quad (2-3-1)$$

que leva a equação de continuidade :

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} = - \left(\frac{\partial}{\partial x} \rho v_x + \frac{\partial}{\partial y} \rho v_y + \frac{\partial}{\partial z} \rho v_z \right) \quad (2-3-2)$$

2.3.2. Conservação de Quantidade de Movimento

Para o mesmo volume unitário da equação anterior, o balanço de quantidade de movimento é escrito na forma:

$$\left(\begin{array}{c} \text{Taxa de} \\ \text{variação} \\ \text{da quan-} \\ \text{tidade de} \\ \text{movimento} \end{array} \right) = \left(\begin{array}{c} \text{Taxa de} \\ \text{entrada} \\ \text{de quan-} \\ \text{tidade} \\ \text{de movimento} \end{array} \right) - \left(\begin{array}{c} \text{Taxa de} \\ \text{saída de} \\ \text{quantida-} \\ \text{de movi-} \\ \text{mento} \end{array} \right) + \left(\begin{array}{c} \text{Soma de for-} \\ \text{ças atuantes} \\ \text{no sistema} \end{array} \right)$$

(2-3-3)

Este balanço leva a seguinte equação:

$$\frac{\partial \rho v_z}{\partial t} = \left(\frac{\partial \rho v_x}{\partial x} v_z + \frac{\partial \rho v_y}{\partial y} v_z + \frac{\partial \rho v_z}{\partial z} v_z \right) - \frac{\partial p}{\partial z} + \rho g_c$$

(2-3-4)

2.3.3. Conservação de Energia

A taxa de energia líquida que entra em um volume de controle, governa a taxa de energia armazenada.

Da mesma forma que a energia potencial, a cinética e a taxa de variação de pressão, geralmente tem efeito desprezível para o estabelecimento do balanço de energia.

A equação de conservação de energia pode ser escrita como:

$$\left(\begin{array}{c} \text{Taxa de} \\ \text{variação} \\ \text{de} \\ \text{energia} \end{array} \right) = \left(\begin{array}{c} \text{Taxa de} \\ \text{energia} \\ \text{que} \\ \text{entra} \\ \text{por} \\ \text{convecção} \end{array} \right) - \left(\begin{array}{c} \text{Taxa de} \\ \text{energia} \\ \text{que} \\ \text{sai por} \\ \text{convecção} \end{array} \right) + \left(\begin{array}{c} \text{Taxa líquida} \\ \text{de calor} \\ \text{adicionada} \\ \text{por} \\ \text{condução} \end{array} \right)$$

(2-3-5)

o que leva a seguinte expressão :

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho H) = - \left(\frac{\partial}{\partial x} \rho v_x H \right) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho v_y H) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho v_z H) -$$

$$- \left(\frac{\partial q_x}{\partial x} + \frac{\partial q_y}{\partial y} + \frac{\partial q_z}{\partial z} \right) \quad (2-3-6)$$

2.4 Comportamento do Refrigerante em Canais Aquecidos

Quando da passagem do refrigerante ao longo do núcleo de reatores, o mecanismo responsável pela retirada do calor gerado no processo de fissão é basicamente a convecção. Deste modo, tem-se na entrada do núcleo, líquido monofásico altamente subresfriado. Dependendo das condições de aquecimento de determinada região de escoamento pode-se ter, em sequência, a ocorrência de ebulição, primeiramente, como um efeito local e em seguida uma geração franca de vapor. A ocorrência da ebulição está condicionada principalmente a parâmetros do sistema, tais como temperatura do refrigerante à entrada do núcleo, pressão do sistema, fluxo de calor na superfície externa das varetas e vazão.

Na região em que se tem fluido subresfriado, em condições monofásicas, todo fluxo de calor transferido a este se dá sob a forma de calor sensível e, como consequência, há um crescimento simultâneo das temperaturas de refrigerante e superfície externa do combustível ao longo do canal considerado. Quando esta última atinge determinado valor de su

peraquecimento, inicia-se o processo de formação de bolhas junto à superfície aquecida, tendo início a ebulição.

Esta região é caracterizada por uma melhoria no processo de transferência de calor marcada pelo estabelecimento de um patamar da temperatura de parede no valor $T_{sat} + \Delta T_{sat}$, função do valor do fluxo de calor local. A temperatura de fluido, contudo, não tendo atingido o valor de saturação continua crescendo até atingir este valor, quando tem início a ebulição franca propriamente dita.

2.4.1 Evolução da Temperatura

Na região monofásica, o aumento da temperatura do refrigerante é função direta do fluxo de calor superficial e em uma cota Z qualquer é expressa como :

$$T_r(z) = T_{in} + \frac{4 q'' z}{C_p D_h} \quad (2-4-1-1)$$

A temperatura da superfície externa do combustível evolui de maneira análoga.

$$T_p(z) = T_r(z) + \Delta T_r \quad (2-4-1-2)$$

A determinação de ΔT_r requer o conhecimento do coeficiente de transferência de calor, h , que é função das condições de escoamento, nível de temperatura e da geometria do canal. Na prática, este parâmetro é avaliado a partir de equações empíricas, baseadas em resultados experimentais.

Destas destaca-se a de Colburn [2] :

$$\frac{hD}{k} = C \left(\frac{DG}{\mu} \right)^{0,8} \left(\frac{C_{p\mu}}{k} \right)^n$$

$$C = 0,023 \quad (2-4-1-3)$$

$$n = 1/3$$

Esta correlação, apesar de ter sido estabelecida para escoamento em um tubo refrigerado internamente por água, em convecção forçada, é utilizada frequentemente no cálculo de canais de reatores. Dittus-Boelter [3] apresenta correlação semelhante, adotando $C = 0,0265$ e $n = 0.4$. Weisman estabeleceu expressões para o coeficiente C , da equação (2-4-1-3) específicas para arranjo triangular e quadrado, respectivamente, [4]:

$$C = 0,026 \quad \frac{P_s}{d} - 0,006 \quad (2-4-1-4)$$

$$C = 0,042 \quad \frac{P_s}{d} - 0,02 \quad (2-4-1-5)$$

Na região de ebulição há um aumento considerável do coeficiente de transferência de calor, acarretando uma redução no aumento da temperatura de parede. Nesta região o aumento da temperatura de fluido sofre também uma redução, pois o fluxo de calor cedido pela superfície de aquecimento não é mais utilizado integralmente para aumentar a temperatura do refrigerante, aparecendo parte como calor latente de vaporização. A temperatura de parede é então fornecida pela expressão:

$$T_p(z) = T_{sat} + \Delta T_{sat} \quad (2-4-1-6)$$

Entre as diversas expressões utilizadas para cál -

culo do superaquecimento da parede, destaca-se a de Jens - Lottes | 5 | :

$$\Delta T_{\text{sat}} = 60 \left(\frac{q''}{10^6} \right)^{0,25} \exp(-p/900) \quad (2-4-1-7)$$

2.4.2 Evolução de Pressão

Basicamente a evolução deste parâmetro é analisada, decompondo-a em termos relativos a fricção, aceleração e gravidade e devido a existência de contrações e expansões em grades e placas.

- Perda de pressão devido à aceleração

Devido a não uniformidade na distribuição da fração de vazio e temperatura, no meio refrigerante, há uma consequente variação na densidade média e consequente variação na velocidade do fluido e na pressão.

Esta variação na pressão pode ser calculada a partir da equação de quantidade de movimento e pode ser expressa como :

$$\Delta P_{\text{ac}} = \frac{G^2}{g_c} \frac{d\bar{v}}{dz} \Delta z \quad (2-4-2-1)$$

- Perda de pressão devido a elevação

A equação utilizada para exprimir a perda de pressão, devido a diferença de nível em um campo gravitacional é:

$$\Delta P_{\text{el}} = g_c \bar{\rho} \Delta z \quad (2-4-2-2)$$

- Perda de pressão por fricção

A equação para o cálculo da perda de pressão por fricção, ao longo das superfícies sólidas do núcleo, tem a seguinte expressão geral :

$$\Delta P_{\text{fric}} = f \frac{\Delta z}{D} \frac{v^2 G^2}{2g_c} \quad (2-4-2-3)$$

O fator de fricção f , é expresso por relações empíricas, função da geometria do canal e do nível de turbulência do refrigerante.

Na região de escoamentos turbulentos plenamente estabelecidos, este fator é normalmente calculado por relações da forma :

$$f = C \text{ Re}^{-B} \quad (2-4-2-4)$$

Para número de Reynolds da ordem de 10^5 , o fator de fricção segundo Blasius [4] é da forma :

$$f = 0,184 \text{ Re}^{-0,25} \quad (2-4-2-5)$$

Wantland [4] por meio de testes efetuados em feixes dispostos em arranjo quadrado e triangular, sugere as seguintes equações:

Arranjo quadrado

$$\begin{aligned} 10^3 < \text{Re} < 10^4 \\ 3 < \text{Pr} < 6 \end{aligned} \quad f = 1,76 \text{ Re}^{-0,39} \quad (2-4-2-6)$$

Arranjo triangular

$$2 \times 10^3 < Re < 10^4 \quad f = 90Re^{-1} + 0,0082 \quad (2-4-2-6)$$

Em presença de escoamento bifásico, o fator f fica sujeito a correções da forma :

$$\left(\frac{\Delta P}{\Delta z} \right)_{\text{bifásico}} = \left(\frac{\Delta P}{\Delta z} \right)_{\text{monofásico}} \phi^2 \quad (2-4-2-7)$$

Entre as várias correlações existentes para cálculo desta correção, destaca-se a de Martinelli-Nelson [6].

Esta correlação baseia-se em valores experimentais e é função do título e da pressão.

$$\phi_{L0}^2 = \frac{(\Delta P / \Delta z)_{\text{bifásico}}}{(\Delta P / \Delta z)_{\text{monofásico}}} \quad (2-4-2-8)$$

Os valores de ϕ_{L0}^2 são tabelados e mostrados na Tabela 2.4.1 e devem ser corrigidos de acordo com a pressão e fração de vazio, conforme Tabela 2-4-2 .

Em cálculos do núcleo de reatores também é utilizada a correlação de Armand [7], para o cálculo do fator de fricção em regime de escoamento bifásico. Segundo ele, o fator é calculado a partir do título real e fração de vazio, como sendo :

$$\phi^2 = \frac{(1-x)^2}{(1-\alpha)^{1.49}} \quad \text{para } 0,39 < 1-\alpha < 1,0 \quad (2-4-2-9)$$

e:

$$\phi^2 = \frac{0.478 (1 - x)^2}{(1 - \alpha)^{2.2}} \quad (2-4-2-10)$$

para $0 < 1 - \alpha \leq 0,39$

Onde α é a fração de vazio, modificada a partir de dados experimentais :

$$\alpha = \frac{(0.833 + 0.167x) v_g}{x v_g + (1 - x) v_f} \quad (2-4-2-11)$$

- Perda de pressão devido a variações na área de passagem do refrigerante

O refrigerante ao penetrar no núcleo do reator passa através de placas, as quais garantem orientação e suporte das barras combustíveis, bem como redistribuição de vazão através de orifícios existentes. Da mesma forma, existem placas semelhantes à saída do núcleo e sua contribuição para perda de pressão é significativa.

Adicionalmente, existem grades distribuídas ao longo do núcleo, responsáveis, principalmente pelo correto posicionamento das varetas.

Estas grades podem ser de vários tipos. Um destes, apresenta hélices externas, que se projetam na corrente do escoamento, sendo usadas em regiões de alto fluxo de calor com a finalidade de promover uma mistura forçada do refrigerante.

Um outro tipo colocado na entrada e saída do núcleo, é idêntico à anterior, porém, desprovidas de hélices.

Todos estes elementos provocam uma variação na área

de passagem do refrigerante e conseqüente variação na pressão.

A determinação da perda de pressão neste caso, deve ser feita como em expansões e contrações abruptas, segundo [8], cuja equação geral é da forma :

$$\Delta P = \psi \frac{1}{2\rho g_c} G^2 \quad (2-4-2-12)$$

Sendo ψ , um parâmetro determinado em função da mudança de área em questão. No caso de alargamento abrupto da seção transversal é pressuposto que o fluido antes do alargamento ocupará a seção total. O tipo de mudança está indicado na Figura 2-4-1-a e o coeficiente é calculado por:

$$\psi = \left(1 - \frac{A_1}{A_2}\right)^2 \quad (2-4-2-13)$$

Para contração abrupta e número de Reynolds maior que 3000, como no caso de reatores, o fator para perda de pressão pode ser calculado por (2-4-2-14), baseado na Figura 2-4-1-b .

$$\psi = 0,4 \left(1 - \left(\frac{A_2}{A_1}\right)^2\right) \quad (2-4-2-14)$$

2.4.3 Interações ao Longo dos Canais de Escoamento

Ao se definir canais de escoamento em núcleos de reatores de potência, condiciona-se a existência destes como pertencentes a regiões de propriedades constantes à determi-

nada cota. Como já mencionado anteriormente, estes canais podem ser definidos como sendo constituído por um ou mais feixes, ou subcanais do arranjo físico. Em reatores a água pressurizada, o núcleo é constituído por uma malha aberta e, na realidade, estas regiões se intercomunicam lateralmente, havendo troca de massa, energia e quantidade de movimento entre estes canais.

Ao se analisar os efeitos destas interações laterais, admite-se, geralmente, que o processo de mistura é composto de diversas parcelas que podem ser tratadas independentemente. Basicamente, os efeitos relativos a mistura podem ser classificados em naturais e forçados.

Os efeitos de mistura natural incluem processos que persistem independentemente da existência de protuberâncias ao passo que os de mistura forçada incluem misturas incluem misturas induzidas pela presença de espaçadores ou grades.

Por outro lado, a mistura natural pode ser considerada como constituída de duas parcelas distintas:

1) Mistura turbulenta, que resulta da difusão natural proveniente do nível de turbulência do escoamento, resultando em troca líquida nula na fronteira entre os canais.

Fisicamente, este fenômeno é descrito em termos de um coeficiente de mistura turbulenta, β , entre 2 canais i e j , definido pela razão entre os fluxos de massa fictício transversal e o axial:

$$\beta = \frac{W'_{ij}}{\bar{G}_e} \quad (2-4-3-1)$$

onde: W'_{ij} - vazão transversal fictícia

$$\bar{G} = \frac{1}{2}(G_i + G_j) \quad (2-4-3-2)$$

e - o espaçamento entre os canais i e j.

O que caracteriza, principalmente, a difusão turbulenta é a magnitude do valor médio temporal da vazão fictícia transversal na fronteira dos canais que é sempre nula.

2) Mistura por vazão transversal é proveniente de uma vazão com direção preferencial, causada por um gradiente radial de pressão entre os dois canais. Estes gradientes podem ser induzidos por diferenças não desprezíveis entre os fluxos de calor, diâmetros hidráulicos e vazão.

Os efeitos deste fenômeno são mais significativos na região de entrada do núcleo, quando do estabelecimento dos regimes hidrodinâmico e térmico, nas grades espaçadoras e em regiões onde exista ebulição.

A característica marcante do efeito da vazão transversal é o fato de haver uma vazão real entre os canais i e j.

O gradiente de pressão entre dois canais é expresso por :

$$\Delta PL = K \frac{\rho V_L^2 L}{2g_c} \quad (2-4-3-3)$$

onde V_L é a velocidade transversal e K é um fator de resistência à vazão transversal função da geometria e velocidade axial do refrigerante.

Em |g| são apresentados valores para K , conforme Figura 2-4-3-1.

A dependência do fator K com a inércia axial é relacionada por :

$$\left(\frac{K}{K_{\infty}} - 1\right) K = \alpha \frac{V_a^2}{V_L^2} \quad (2-4-3-5)$$

onde α é uma constante de valor igual a 3,35.

Na expressão acima V_L é a velocidade lateral e V_a a axial. Quando $V_L \gg V_a$, K tende para valor constante, K_{∞} , que depende do regime de escoamento.

Em [10] , é apresentada a dedução de um método para cálculo de K, baseada na Figura 2-4-3-2.

A diferença de pressão é definida como :

$$\Delta P = \frac{4f}{g_c} \frac{\delta x \operatorname{cosec}\theta}{g_c D} \frac{1}{2\rho} \left(\frac{\delta W}{y}\right)^2 \quad (2-4-3-6)$$

onde $(\delta W/y)$ é velocidade de massa local, f fator de fricção bifásico e D diâmetro equivalente.

Considerando que o fator de fricção bifásico e a velocidade são calculados a partir de condições médias e que o fluxo transversal é constante com o comprimento axial ao longo do volume unitário, a integração da equação de perda de pressão ao longo do elemento horizontal, leva a :

$$\Delta P = \frac{0,184}{g_c e \bar{\rho}} (Re)^{-0,2} \frac{W |W|}{(N \Delta Z)^2} \frac{d}{p_s^3} \int_0^{\pi/2} \frac{d\theta}{(1-d/p_s \operatorname{sen}\theta)^3}$$

(2-4-3-7)

A vantagem deste cálculo, sobre o anterior, é poder ser levada em consideração a geometria em questão e permitir ser feita uma separação entre parâmetros característicos do núcleo e dos dois canais em estudo.

2.4.4 Modelos para Estudo de Regimes de Ebulição

A física dos escoamentos bifásicos, descrevendo as evoluções de concentração de cada constituinte, é bastante complexa devido ao grande número de parâmetros envolvidos, o que acarreta na dificuldade de obtenção de métodos precisos de validade geral, havendo necessidade de diversas considerações e aproximações ao se formular um modelo descrevendo os fenômenos.

As condições de escoamento de um fluido ao longo de um canal aquecido, evoluem de acordo com os mecanismos de transferência de calor predominantes, quais sejam, transferência monofásica, convecção devido à agitação de bolhas e transporte de calor latente. Isto pode levar à subdivisão da região em que se tem ebulição em subregiões, delimitadas por valores característicos de determinados parâmetros de sistema.

- Modelo de Equilíbrio Termodinâmico

Teoricamente, em um sistema nestas condições, não há vapor presente na região de líquido subresfriado, bem como o líquido não pode se tornar superaquecido. Portanto, na região de escoamento subresfriado toda energia transferida para o sistema é utilizada para aumentar a entalpia do líquido até o valor de saturação e após isto, é utilizada unicamente para vaporização. Deste modo, a temperatura de líquido é diretamente proporcional ao fluxo de calor até se atin-

gir a saturação, onde, tem início então, a ebulição franca, com o título crescendo com a distância e a temperatura do líquido constante no valor de saturação (Figura 2-4-5-1).

Um sistema real, contudo, não se encontra em equilíbrio termodinâmico, pois a geração de vapor pode ter início tão logo a parede da superfície de aquecimento ultrapasse a temperatura de saturação, ponto A da Figura 2-4-5-1, embora a temperatura média do líquido ainda seja subresfriada. Deste ponto em diante, o título passa a crescer com a distância, embora não linearmente. Como a partir de A somente uma parte da energia térmica transferida é utilizada para aumentar a temperatura do líquido, seu crescimento deixa de ser linear. Desde que a taxa de acréscimo de temperatura é reduzida, o líquido encontra a saturação no ponto C' e não em C como no caso de equilíbrio termodinâmico. A região compreendida entre os pontos B e C' é denominada de ebulição subresfriada. Além do ponto C' o título passa crescer linearmente com a distância.

Existe, contudo, grande divergência entre os diversos autores quanto aos pontos de início e fim das regiões de ebulição. Apesar do grande enfoque dado ao estudo dos fenômenos envolvidos nas três últimas décadas, existem diversos pontos de importância básica que não se encontram perfeitamente claros. Os diversos modelos existentes procuram sempre chegar a uma palavra definitiva a partir de diferentes suposições a respeito dos mecanismos de transferência de calor. Deve-se salientar que até o presente não existe uma palavra final, confrontando-se com inúmeras divergências nas maneiras de abordar o tema, o que resulta na existência de inúmeros modelos empíricos, semi-empíricos e teóricos para este problema.

Segundo Bowring [11], a região de ebulição subresfriada divide-se em duas subregiões: altamente e levemente subresfriada. Na primeira, a formação de vazio é um efeito

nitidamente de parede e na segunda, tem-se despreendimento de bolhas na parede em direção à corrente líquida.

A determinação das fronteiras entre as regiões é baseada em valores da fração de vazio, conforme Figura 2-4-5-2.

Na entrada do canal o líquido está bastante subresfriado e a fração de vazio é zero.

Na primeira parte da região II há ainda alto grau de subresfriamento, sendo que as bolhas são fenômeno de parede. O ponto B, corresponde a um rápido aumento da fração de vazio.

A região III corresponde a ebulição franca.

O início da região II é determinado como o começo da ebulição nucleada, segundo a equação de Jeans-Lottes :

$$T_p = \frac{q''}{h} - 14,7 (q'') e^{-(P/900)} + T_{sat} \quad (2-4-5-1)$$

Para determinação do ponto de transição entre II.a e II.b ou seja o ponto que corresponde ao rápido aumento da fração de vazio, há três possibilidades :

- O subresfriamento na entrada do canal ser suficientemente pequeno para a formação de vazio coincidir com o início do comprimento aquecido.

- No caso de baixas pressões, as bolhas podem se soltar da parede logo que se formam, assim o aumento da fração de vazio coincide com o começo da ebulição nucleada.

- Se nenhuma das possibilidades acima ocorre, é proposto por Bowring [11] para cálculo da transição, valor de z onde ocorre :

$$T = (14 + 0,1P) \frac{q''}{v} + T_{sat} \quad (2-4-5-2)$$

[unidades : m/s, watt/cm², atmosfera, °C].

A transição da região II-b para a região III se dá no ponto em que a temperatura no fluido alcança a temperatura de saturação.

Modelo de G.W.Maurer [28]

Neste modelo são consideradas três regiões de ebulição.

A primeira região é a altamente subresfriada na qual praticamente nenhuma fração do calor cedido pela parede aquecida é utilizada para formação de vapor. Bolhas, que acaso se formem são circundadas por líquido subresfriado.

O limite para esta região é dado por :

$$0.004 > \left[q'' - h (T_p - T_r) \right] \frac{k_r}{1.07 h^2 (T_{sat} - T_r)} \quad (2-4-5-3)$$

onde h é o coeficiente de transferência de calor monofásico, T_p é a temperatura de parede dada pela correlação de Jeans-Lottes, T_r é a temperatura do refrigerante e k_r é a condutividade térmica do refrigerante.

Na segunda região uma fração de fluxo cedida é usada

para formação de vapor, por isto, a temperatura do líquido não chega a de saturação, até que a entalpia do fluido seja maior que a de saturação.

O limite desta região corresponde a uma fração de vazio de 40%, isto porque a experiência demonstra que a partir deste ponto a fração de vazio depende apenas da entalpia e não mais de parâmetros como fluxo de calor.

A terceira região corresponde a ebulição franca, quando a temperatura de fluido atinge a de saturação.

Existem certos modelos, como por exemplo o de LAVIGNE [12], que no tratamento da região de ebulição sub-resfriada levam em conta o efeito da condensação parcial das bolhas desprendidas da parede em contato com líquido subresfriado. Este tratamento constitui um requinte dispensável na faixa de operação de reatores a água pressurizada.

2.5 Condições Críticas de Transferência de Calor

O núcleo de um reator nuclear deve ser projetado de modo que, durante seu tempo total de vida, não sejam excedidos os limites de segurança relativos a integridade das barras de combustível.

O projeto do núcleo deve prever esta segurança com margens apropriadas para incertezas existentes.

Estes limites de segurança que regulam a saída térmica do núcleo, são expressos, sob o ponto de vista térmico, em duas condições :

- a) Mí́nimo DNBR igual ou maior que 1,3
- b) Temperatura central do combustível abaixo do ponto de fusão do UO_2 irradiado.

O estudo de distribuições de temperaturas no interior das varetas combustíveis, não é abordado neste trabalho, uma vez que os códigos utilizados não incluem estes cálculos.

O estudo de condições críticas é limitado à determinação do DNBR.

2.5.1 Mecanismos de Fluxo Crítico

A crise de ebulição é um fenômeno combinado de hidrodinâmica e transferência de calor, que se traduz por uma redução brusca do coeficiente de transferência de calor, tendo como consequência o aparecimento de um pico de temperatura da superfície de aquecimento, podendo resultar em fusão.

Em reatores a água pressurizada este fenômeno ocorre precedido pela existência de ebulição subresfriada a baixo título e somente a valores elevados de fluxo de calor, sendo associado ao aparecimento de uma camada de bolhas adjacente à superfície de aquecimento, que reduz o contato com o refrigerante. Quando isto ocorre, a temperatura de superfície aumenta rapidamente.

Deste modo, deve-se precaver quanto à ocorrência de valores de fluxo de calor que levem a este fenômeno. Tal fato se dá por meio de estudos experimentais levando ao estabelecimento de correlações predizendo valores de fluxo que podem ocasionar a crise de ebulição.

Estas correlações podem ser obtidas experimentalmente a partir de grupos dimensionais formados pelas principais grandezas que atuam no sistema, pois o estudo teórico da crise de ebulição é extremamente difícil. Utiliza-se na prática, correlações semi-empíricas onde se introduzem grandezas, cujos efeitos são comprovados experimentalmente. Estas grandezas são a entalpia de entrada, título, comprimento aquecido, diâmetro hidráulico, pressão e velocidade de massa.

Tendo sido estabelecida a correlação de fluxo crítico, duas relações governam estes parâmetros:

Equação de balanço energético:

$$q_c'' = F_1 (H_c, H_{in}, L, D_h, G)$$

Equação de fluxo crítico:

$$q_c'' = F_2 (H_c, H_{in}, L, D_h, P, G)$$

De posse do valor do fluxo crítico, define-se o DNBR (Departure from Nucleate Boiling Ratio), como sendo:

$$\text{DNBR} = \frac{\text{Fluxo crítico de calor dado por uma correlação}}{\text{Fluxo de calor local}}$$

Este valor varia ao longo de um canal de escoamento, desde que ambos, fluxo local e entalpia, variam ao longo deste. No caso de distribuição de fluxo axial cossenoidal e condições normais de operação, o valor mínimo deste parâmetro se dá em uma região além do meio do núcleo.

Na Figura 2-5-1-1 é apresentada uma situação típica, onde se tem fluxo de calor do reator e fluxo crítico versus comprimento do núcleo.

Do ponto de vista da segurança de um reator é necessário se conhecer com precisão o valor mínimo do DNBR. Um critério típico de projeto de PWR é que este parâmetro seja maior ou igual a 1,30 em condições de sobrepotência máxima.

2.5.2 Efeito de Memória

Nos reatores de potência, a distribuição axial do fluxo de calor, não sendo uniforme, faz com que o fluido traga consigo um aquecimento e conteúdo de vazio, que são funções do fluxo de calor e da vazão em pontos anteriores, sendo por isto, denominado efeito de memória.

Em [13] é proposto um método para a determinação do efeito de memória no valor do fluxo crítico.

O modelo físico, no qual se baseia este método, é apresentado na Figura 2-5-1-2.

É suposto que uma camada de bolhas flui paralelamente a superfície aquecida e entre as bolhas e a superfície existe uma camada de líquido superaquecido, onde existem pequenas bolhas dispersas.

Esta camada de líquido superaquecido é separado do líquido subresfriado pela camada de bolhas.

Baseado neste modelo, é feito o balanço de energia para a camada superaquecida baseada nas condições médias :

$$\frac{d(\rho V P_s H)}{dz} + \frac{h P}{C_p} (H - H_f) = q'' P \quad (2-5-2-1)$$

onde s é a espessura da camada líquida e P o perímetro da barra aquecida.

Para a obtenção desta equação nas proximidades do ponto de DNB algumas suposições são necessárias :

1) A camada de bolhas separa a camada de líquido superaquecido do líquido subresfriado.

Pode-se então, considerar que propriedades, tais como densidade, viscosidade e calor específico desta primeira camada são aquelas características da saturação e independentes da posição.

2) A camada de bolhas atua como um amortecedor em relação a velocidade do fluido principal, podendo-se então, considerar que a espessura s e velocidade V do líquido superaquecido são constantes.

3) A temperatura do fluido superaquecido é constante e igual à de saturação.

4) A espessura da camada superaquecida é suficientemente constante para se considerar o coeficiente de transferência de calor h constante.

Baseado nestas considerações Tong desenvolveu uma expressão descrevendo um fator de correção, F , para condi -

ções em que se tenha fluxo de calor não uniforme, tendo em vista o fato que as diversas expressões que se dispõem, descrevendo a ocorrência da crise de ebulição, foram estabelecidas em condições de fluxo axial uniforme. Deste modo tem-se :

$$F = \frac{q''_{\text{DNB equivalente a fluxo uniforme}}}{q''_{\text{DNB local em fluxo não uniforme}}} \quad (2-5-2-2)$$

Sendo :

$$F = \frac{C \int_0^{L_{\text{DNB}}} q''(z) e^{-C(z_{\text{DNB}} - z)} dz}{q''_{\text{local}} (1 - e^{-Cz_{\text{DNB}}})}$$

onde , C é definido em [14] como:

$$C = 0,15 \frac{(1 - X_{\text{DNB}})^{4.31}}{\left(\frac{Q}{10^6}\right)^{0,478}} \text{ (in}^{-1}\text{)} \quad (2-5-2-3)$$

2.5.3 Correlações para Cálculo de Fluxo Crítico

A seguir são apresentadas as principais correlações utilizadas no cálculo de fluxos críticos de reatores de potência, com todas as unidades no sistema inglês.

Correlação Westinghouse-Bettis [15]

Esta correlação considera os efeitos relativos a pressão do sistema e condições de saturação sobre o fluxo crítico de calor.

$$\frac{q''_c}{10^6} = K (H' - H)^{1/2} / (H' - H_0)^{1/2} \quad (2-5-3-1)$$

$$K = 0,84 \left\{ 1 + \left(\frac{2000 - P}{800} \right)^2 \right\}$$

$$H_0 = 655 - 0,004 (2000 - P)^{1,63} \quad (2-5-3-2)$$

$$H' = H_g - 0,275H_g - 0,725H_g \left(\frac{300}{H_g} \right)^{\frac{10^6}{G}} \quad (2-5-3-3)$$

A validade desta correlação é limitada à seguinte faixa :

$$P \leq 2000 \text{ psia}$$

$$\frac{G}{10^6} = 0,5 \text{ a } 4 (\text{lbh}^{-1} \text{ft}^2)$$

$$L/D = 21 \text{ a } 468$$

Esta correlação visa o aperfeiçoamento de outra, descrita em [16], que leva em consideração apenas o efeito de parâmetros locais sobre o fluxo crítico. Esta primeira correlação tem a seguinte forma :

$$q''_c = 0,325 F_{BO} \left(\frac{H}{10^3} \right)^{-25} \exp(-0,0024L/4rh)$$

(2-5-3-4)

para o caso de $0,2 \times 10^6 \leq G \leq 1,6 \times 10^6 \text{ lb/hr ft}^2$

$$q_{\epsilon} = 1,24 F_{B0} \left(\frac{H}{10^3}\right)^{-2,5} \left(1 + \frac{G}{10^7}\right)^2 \exp(0,0024L/4r_h)$$

(2-5-3-5)

para $1,6 \times 10^6 \leq G \leq 5 \times 10^6$ lb/hft²

$$F_{B0} \begin{cases} = 1,0 & \text{para } 1850 \leq P \leq 2150 \text{ psia} \\ = 1,15 & \text{para } 1200 \leq P \leq 1850 \text{ psia} \\ = 1,2 & \text{para } 1000 \leq P \leq 1200 \text{ psia} \end{cases}$$

tendo como faixa de validade :

P : 1000 a 2150 Psia
 G/10⁶ : 2 a 5 lb/hft²
 L/D : 21 a 468

Correlação do CISE |15|

Leva em consideração o efeito de memória por meio da inclusão do comprimento de ebulição :

$$\frac{q_c}{H_{fg} G} = \frac{De}{4z} \frac{1 - pr}{(1,356/10^6)^{1/3}}$$

(2-5-3-6)

$$\frac{z}{z + 168 \left[\frac{1}{pr} - 1 \right]^{0,4} \left[\frac{G}{10^6} \right] D^{1,4}}$$

sendo :

$$pr = \frac{P_{\text{crítica}}}{P}$$

É válida para:

$P = 71$ a 2000 psia

$G/10^6 = 0,6$ a 3 lb/hft²

$x > 0$

$D_e \leq 0.5$ in

Correlação W2 [17]

No estabelecimento desta correlação são previstas duas equações distintas, cuja aplicação depende da região de ebulição presente.

Correlação para região de baixo título:

$$q_c'' = (0,23 \times 10^6 + \sigma,0946) (3,0 + 0,01 \Delta T_{sub}) (0,435 + 1,23 \exp(-0,0093Z/D_e) (1,7 - 1,4 \exp(0,532 |(H_f/H_{in}) / H_{fg})^{3/4} (\rho_g/\rho_f)^{0,33})) |$$

(2-5-3-7)

A equação acima é utilizada apenas na região subresfriada, sendo válida para:

Geometria: tubo circular, canal retangular ou anular.

Fluxo de calor: uniforme

Velocidade de massa: 0.2 a 8×10^6 lb/hft²

Pressão: 800 a 2750 psia

L/D_e : 21 a 365

Subresfriamento de entrada

$(H_f - H_{in}) = 0$ a 700 Btu/lb

Fluxo de calor local: 0,4 a 4×10^6 Btu/hft²

Subresfriamento local $\Delta T = 0-228^\circ\text{F}$

Título : < 0

Correlação para região de alto título :

É descrita em termo de entalpia

$$\begin{aligned} \Delta H_{\text{DNB}} = & 0,529(H_f - H_{in}) + H_{fg} [(0,825 + 236 \exp(-204D_e)) \\ & \exp(-1,5 G/10^6) - 0,41 \exp(-0,0048 L/D_e) - \\ & - 1,12 \rho_g/\rho_f + 0,548] \quad (2-5-3-8) \end{aligned}$$

Sua faixa de validade é :

Geometria : tubos circulares, canais retangulares e anulares e feixe de barras.

Distribuição axial de fluxo de calor : uniforme e não uniforme.

Velocidade de massa : 0,2 - 4×10^6 lb/hr ft²

Pressão : 21 a 656

Subresfriamento de entrada :

$(H_f - H_{in}) = 0$ a 300 Btu/lb

Fluxo de calor local : 1 a $1,8 \times 10^6$ Btu/hft²

Título de saída : 0 a 0,9

Correlação W3 [18]

Esta correlação, atualmente a mais difundida para cálculo do fluxo crítico em reatores a água pressurizada, apresenta a seguinte forma :

$$\frac{q_{DNB}^m}{10^6} = [(2,022 - 0,0064302 P) + (0,1722 - 0,0000984 P) \exp(18,177 - 0,004129 P) X] \times [(0,1484 - 1596X + 0,1729X[X]) G / 10^6 + 1,037] \times [1,157 - 0,869X] \times [0,2664 + 0,8357 \exp(-3,151 D_e)] \times [0,8258 + 0,000794 (H_{sat} - H_{in})] \quad (2-5-3-9)$$

Sua faixa de validade refere-se a :

Geometria : tubo circular e canal retangular.

P : 1000 a 2300 Psia

G : 1 a 5×10^6 lb/h ft²

D_e: 0,2 a 0,7 in

Título local : ±0,15

H_{in} ≥ 400 Btu/lb

L = 10 a 144 in

Perímetro aquecido : 0,88 a 1,00

Perímetro molhado

Fluxo de calor - uniforme - não uniforme se utilizado o fator F.

Correlação da GE [15]

Esta correlação considera apenas os efeitos locais e de geometria sobre o fluxo crítico. Deste modo, tem-se :

$$\frac{q_c''}{10^6} = \left\{ \left(1 + 0,16 \left(\frac{1000-P}{400} \right)^2 - 0,04 \left[\left(\frac{1000-P}{400} \right)^2 \right] \right. \right. \\ \left. \left[1 - 0,008E \left(\frac{G}{10^6} \right)^{0,8} \right]^{-1} \right. \\ \left. \left\{ 0,0172E \left(\frac{G}{10^6} \right)^{0,8} - \left[0,3175 \left(\frac{G}{10^6} \right)^2 - \right. \right. \right. \\ \left. \left. - 1,85 \left(\frac{G}{10^6} \right)^{-1} \right] - \left[2,4 + 3,2D_e + 0,83D_e \left(\frac{G}{10^6} \right) \right] \right. \right. \\ \left. \left[X - 0,0629 \left(\frac{G}{10^6} \right)^{-2} + 0,343 \left(\frac{G}{10^6} \right)^{-1} - 0,249 + \right. \right. \\ \left. \left. \left. + 0,002 \left(\frac{G}{10^6} \right)^2 \right] \right\} \right\} \\ E = \left(\frac{D_R + D_H}{D_R} \right)^{1/2} (D_H)^{-0,2} \quad (2-5-3-10)$$

Sua faixa de validade é :

P : 600 a 1450 psia

$G/10^6$: 2 a 6,2 lb/hft²

X : -0,12 a 0,44

D_e : 0,25 a ,875 in

L ≤ 108 in

2.6 Modelos para Cálculo Termohidráulico de Reatores

O estudo do núcleo de reatores de potência, constituído de feixes de barras combustíveis é bastante complexo.

Esta complexidade advém de fluxos de calor radial e axial diferentes, nos diversos canais e velocidades de massa diferentes na entrada dos diversos canais, bem como da presença de escoamentos mono e bifásico em regiões distintas.

O estudo do feixe de barras é feito através da adoção de dois modelos principais.

No primeiro é considerado que o fluxo de refrigerante é completamente misturado e o feixe de barras é tratado como um único canal não considerando velocidade radial ou gradiente de entalpia. A perda de pressão e o fluxo crítico são tratados como no caso de fluxo em tubo, através do conceito de diâmetro equivalente.

Este método apresenta a vantagem de simplificação, além de ser possível trabalhar com parâmetros bem definidos. Porém a extrapolação do raciocínio para geometrias não bem definidas ou complexas, pode levar a erros.

Este método somente é aplicável a casos em que variações nos diâmetros equivalentes não causariam alterações no fluxo crítico de calor.

O segundo modelo é o que considera detalhes da geometria interna. Neste caso, o feixe de barras é dividido em subcanais que interagem mutuamente e variações radiais de entalpia, pressão e velocidade são consideradas.

Este segundo método de análise passou por três estágios diferentes de desenvolvimento.

No primeiro estágio os subcanais eram estudados isoladamente e a correção era feita apenas na entrada e saída do núcleo.

As condições de entrada eram ajustadas de modo a se obter a mesma pressão à saída. Ao longo dos canais, não eram consideradas interações.

No segundo estágio passou a ser considerado o efeito da vazão transversal. O modelo geométrico consiste do núcleo dividido em matriz dimensional, admitindo fluxo de calor não uniforme.

É então obtida a distribuição da vazão de refrigerante e temperatura. A redistribuição da vazão é atribuída a gradientes radiais de pressão calculados passo a passo em cada canal, equalizando-se as pressões no final de cada intervalo de cálculo.

A resistência à vazão transversal é considerada desprezível.

É observado que a consideração de mistura através da vazão transversal, altera sensivelmente as condições de fluxo crítico, quando a distribuição do fluxo de calor é diferente ao longo da seção transversal do núcleo.

O terceiro e atual estágio do cálculo termohidráulico do feixe de barras no núcleo de reatores admite a existência de subcanais e considera os efeitos combinados da vazão transversal e da mistura turbulenta.

A tendência de desenvolvimento é no sentido de se considerar a micro estrutura do núcleo, incluindo detalhes do arrastamento das bolhas de vapor e consideração da formação do filme líquido sobre a parede aquecida no balançamento das equações de conservação.

Alguns códigos existentes para cálculo de feixes de barras são resumidos a seguir e seus aspectos gerais são apresentados

2.6.1 Código DYNAMIT |8 |

Este código é utilizado para o cálculo do núcleo de reatores de potência em estado estacionário e não admite mistura entre os diversos canais.

A perda de pressão é calculada apenas considerando mudanças de área, fricção, elevação e aceleração.

Canais com mesma geometria e fluxo de calor são considerados do mesmo tipo independente de sua localização.

O código se subdivide em três partes distintas :

DYNAMIT O - executa cálculo completo do núcleo admitindo vários canais simultaneamente. Para uma dada potência térmica do núcleo e uma dada vazão de massa de refrigerante na entrada, são determinadas a perda de pressão total e a distribuição de vazão à entrada do núcleo. É suposto que em todos os canais a perda de pressão total é a mesma.

DYNAMIT D - executa o cálculo de um único canal a partir de uma perda de pressão fornecida, obtendo a vazão de massa correspondente, aplicando-se fatores de canal quente.

DYNAMIT E - Neste caso, o cálculo de um único canal é executado através do conhecimento da vazão de massa na entrada do canal, fornecendo a perda de pressão correspondente.

2.6.2 Código COBRA-III | 7 |

O código COBRA III calcula a vazão e entalpia do refrigerante em um feixe de barras de elementos combustíveis nucleares em condições de estados estacionário e transitório. Em seu modelo matemático é considerada a vazão transversal e a mistura turbulenta.

A resolução das equações de conservação é através do método de diferenças finitas, o que permite que a história passada, desde a entrada do canal, seja sentida em qualquer ponto.

É considerado que o fluxo de refrigerante pode ser monofásico ou bifásico, sendo que no segundo caso, a velocidade de cada fase pode ser diferente.

Com a finalidade de simplificar a solução numérica da equação de conservação de quantidade de movimento transversal, as variações da aceleração são desprezadas.

Pode ser considerada disposição arbitrária das barras combustíveis e subcanais na maioria das configurações do feixe de barras. Um dado canal pode interagir com até quatro adjacentes e uma barra combustível pode ceder calor para até seis subcanais.

Um aspecto importante deste código é a possibilidade de ser considerada distância linear entre barras e áreas

transversais variáveis ao longo dos canais de cálculo, assim como propriedades hidráulicas diferentes para canais diferentes.

2.6.3 Código SASS [19]

O código SASS é utilizado no estudo das propriedades locais de subcanais em regime de escoamentos mono e bifásico, durante operações em estado estacionário.

As equações fundamentais são resolvidas através de diferença finita e a resolução é feita pelo balanço de massa, quantidade de movimento e energia, admitindo vazão transversal e mistura turbulenta.

Em uma primeira análise, o subcanal é tratado como canal isolado, não sendo considerada a vazão transversal nem a mistura turbulenta.

A seguir, a entalpia, vazão local e pressão são corrigidos através da consideração dos dois tipos de mistura.

2.6.4 Código HAMBO [10]

HAMBO é um código que faz a análise termohidráulica de um feixe de barras combustíveis resfriadas por fluido em ebulição, através da discretização em subcanais.

Os diversos subcanais interagem mutuamente através da distância linear entre as barras combustíveis. As equações de conservação de massa, quantidade de movimento e energia são resolvidas para obtenção da distribuição axial e ra-

dial de entalpia e vazão. Para os balanceamentos é admitida a vazão transversal e a mistura turbulenta.

Bowring, autor do mesmo, usa o seu modelo para determinação do regime de ebulição de uma forma simplificada, na qual não é admitida a subdivisão da região de ebulição subresfriada. Os canais de cálculo são considerados idênticos quando apresentam a mesma geometria, potência e disposição dos vizinhos.

Em primeira análise, cada canal é calculado sem admitir interações mútuas. A partir das diferentes perdas de pressão para os diferentes canais é feita a admissão da vazão transversal e há iterações sucessivas até que a pressão seja equalizada na saída dos canais.

THINC I |20 |

O código THINC-I, considera que as interações entre os canais são proporcionais ao gradiente de pressão entre eles.

Nesta análise um feixe de combustível ou vários feixes são considerados um canal de cálculo. Dentro do canal é suposto que as propriedades térmicas e hidráulicas variam apenas axialmente. Canais adjacentes são considerados semi-abertos; troca de massa, quantidade de movimento e energia são permitidas entre eles e alguma resistência à vazão transversal é admitida, o que implica em gradiente radial de pressão.

É suposto haver entre canais adjacentes um gradiente de entalpia o que ocasiona troca de energia através de difusão térmica.

O Código THINC-I prevê um bom comportamento do núcleo do reator, mas não considera sub-canais individuais

THINC-II |20|

Nesta análise, um subcanal ou grupo de subcanais são considerados canais de cálculo.

Através dos cálculos com THINC-I é determinado o feixe quente do núcleo, o fluxo de massa e entalpia deste são impostos para análise com THINC-II.

Dentro do feixe é suposto que a resistência à vazão transversal é muito pequena, isto implica que pequenos gradientes radiais de pressão podem causar grandes mudanças no fluxo lateral.

É considerado que em cada elevação a pressão é a mesma em todos os subcanais e que há uma entalpia relacionada com a vazão transversal, a qual é tomada como média dos canais adjacentes .

O critério de convergência é : a soma da vazão transversal é nula.

THINC-IV |3|

O Código THINC-IV prevê o comportamento tri-dimensional do refrigerante em estado estacionário. A diferença deste Código para os demais é que a equação de conservação lateral de quantidade de movimento inclui efeitos de inércia e fricção.

Quando este Código é utilizado para cálculos do núcleo, três etapas são requeridas:

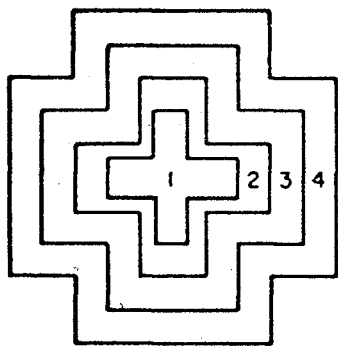
a) Uma análise global do núcleo na qual cada feixe combustível é considerado um elemento de cálculo.

b) Análise do feixe quente, na qual este feixe é dividido em quatro quadrantes e as condições limites são obtidas de a).

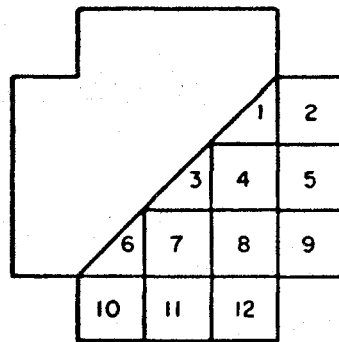
c) Análise do subcanal quente, na qual, o quadrante mais quente do núcleo é dividido em subcanais individuais. As condições limites são retiradas de b).

Em todos os casos, o modelo de cálculo é o mesmo, sendo que a diferença reside na região em estudo.

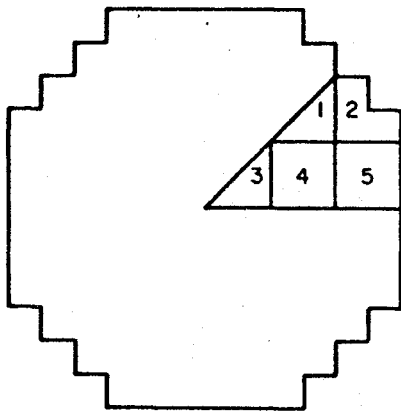
THINC-IV, não ajusta o fluxo na entrada do núcleo, mas acopla todos os feixes combustíveis através da equação de quantidade de movimento transversal.



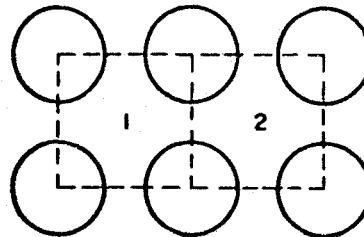
a



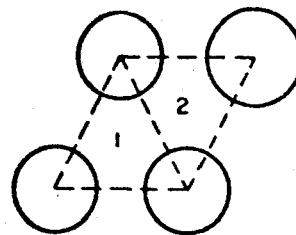
b



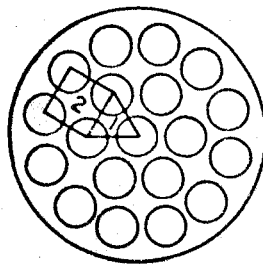
c



d



e



f

FIGURA 2 - 2 - 1 EXEMPLOS DE REGIÕES DE CÁLCULO DISCRETIZADAS EM CANAIS

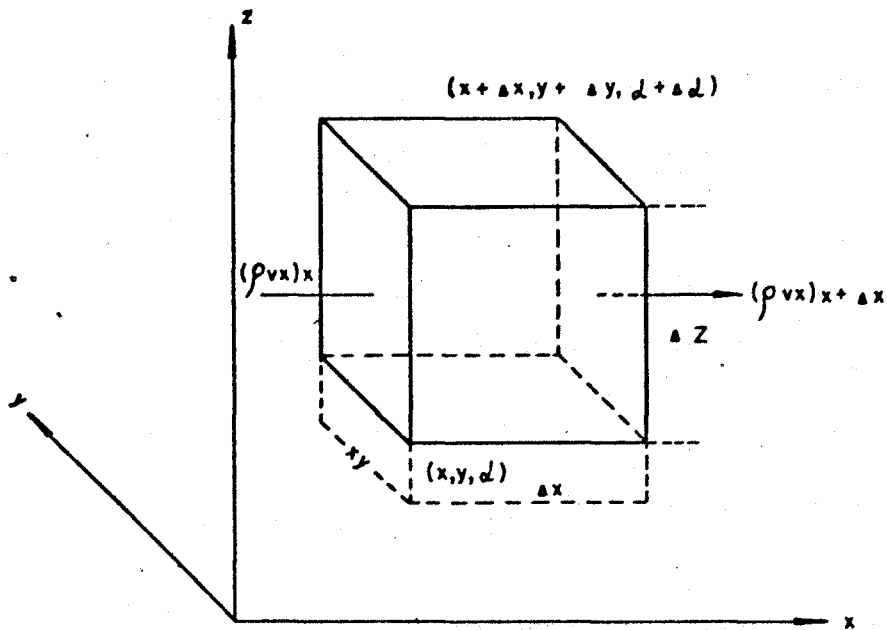


FIGURA 2-3-1 VOLUME UNITÁRIO DE CÁLCULOS

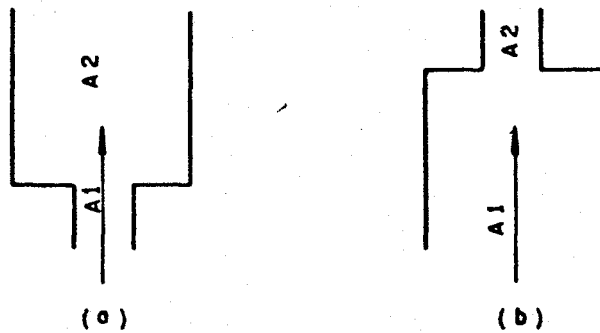


FIG. 2-4-1 VARIAÇÕES NA ÁREA DE PASSAGEM DO REFRIGERANTE

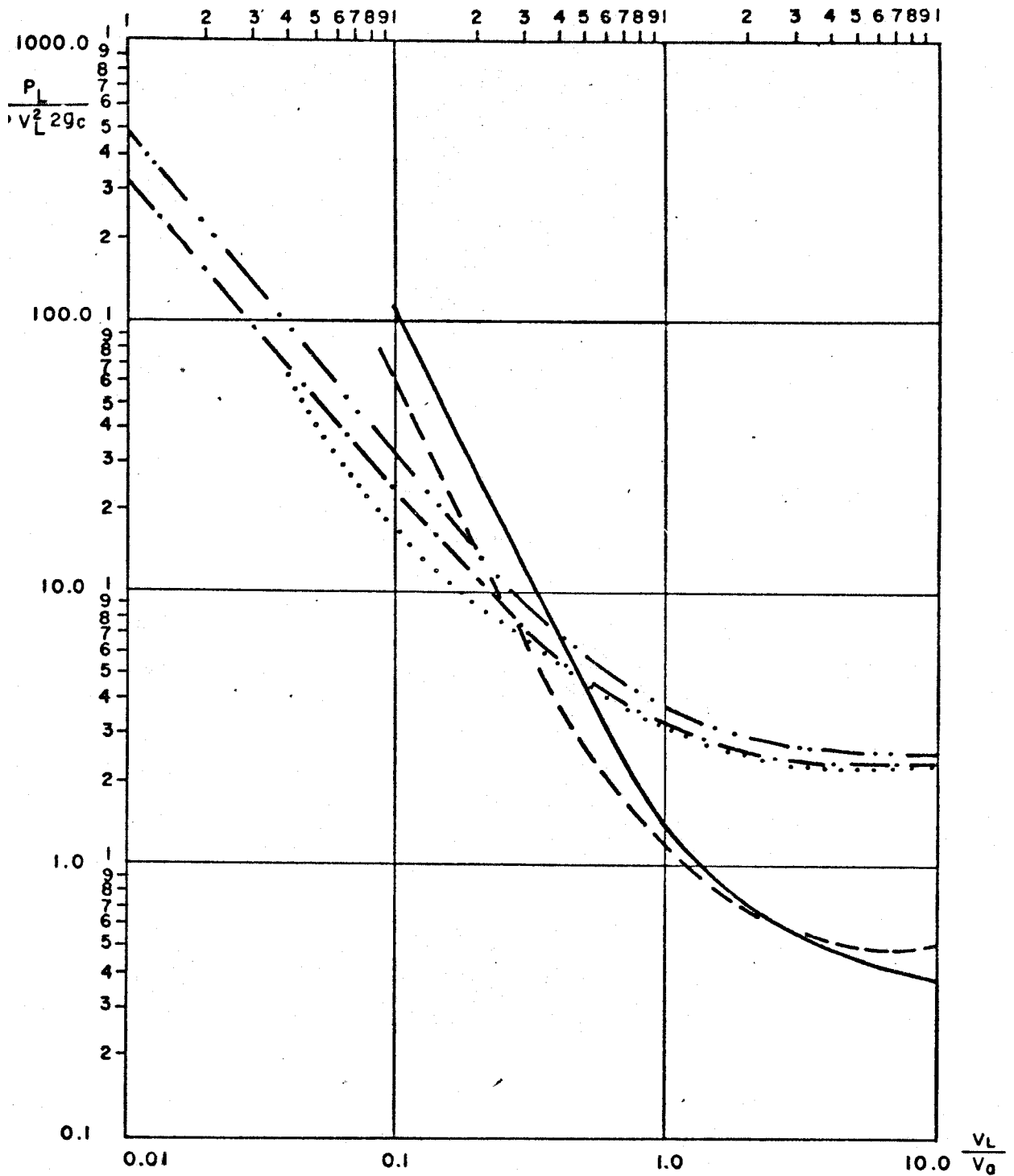


FIG. 2 - 4 - 3 - 1 - FATOR DE PERDA LATERAL DE PRESSÃO

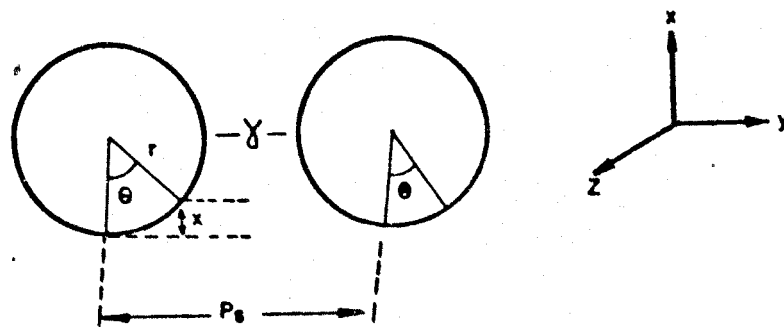


FIGURA - 2 - 4 - 3 - 2 - MODELO FÍSICO PARA CÁLCULO DO FATOR DE PERDA LATERAL DE PRESSÃO

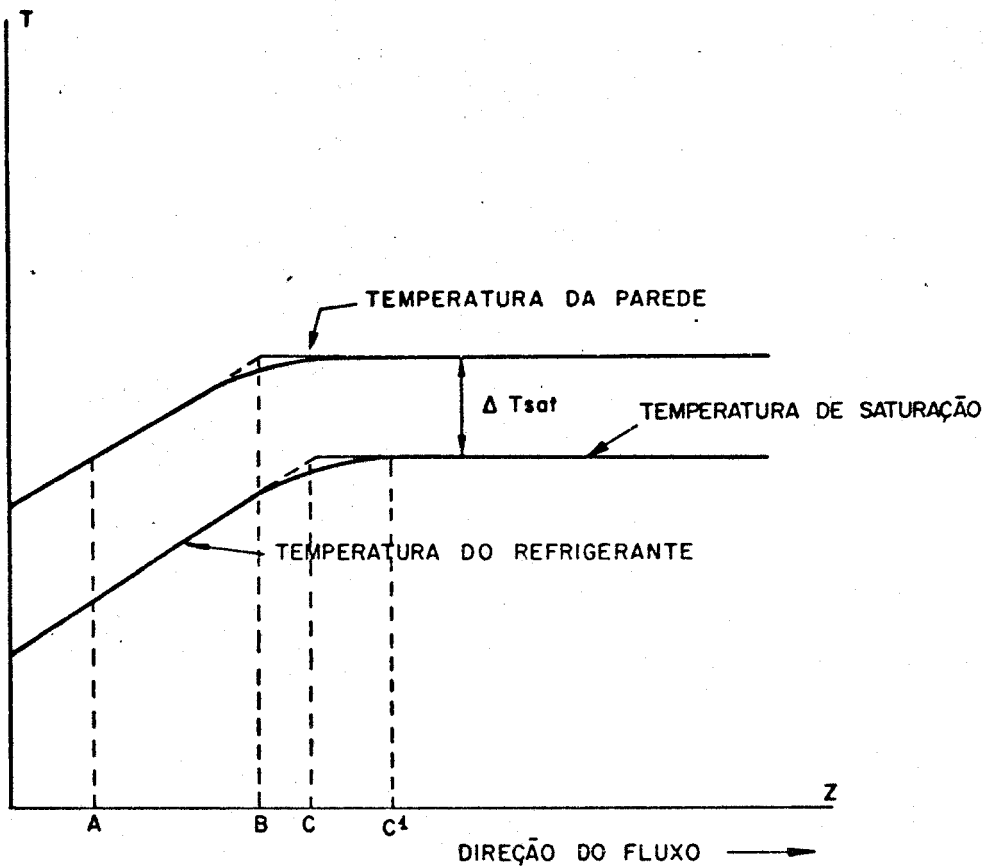


FIG. 2-4-5-1 - EVOLUÇÕES DAS TEMPERATURAS DA PAREDE E DO REFRIGERANTE

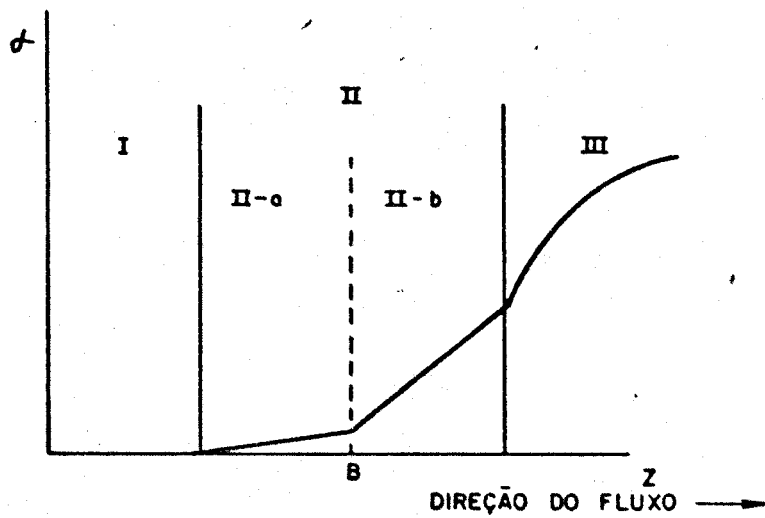


FIG. 2-4-5-2 - EVOLUÇÃO DA FRAÇÃO DE VAZIO

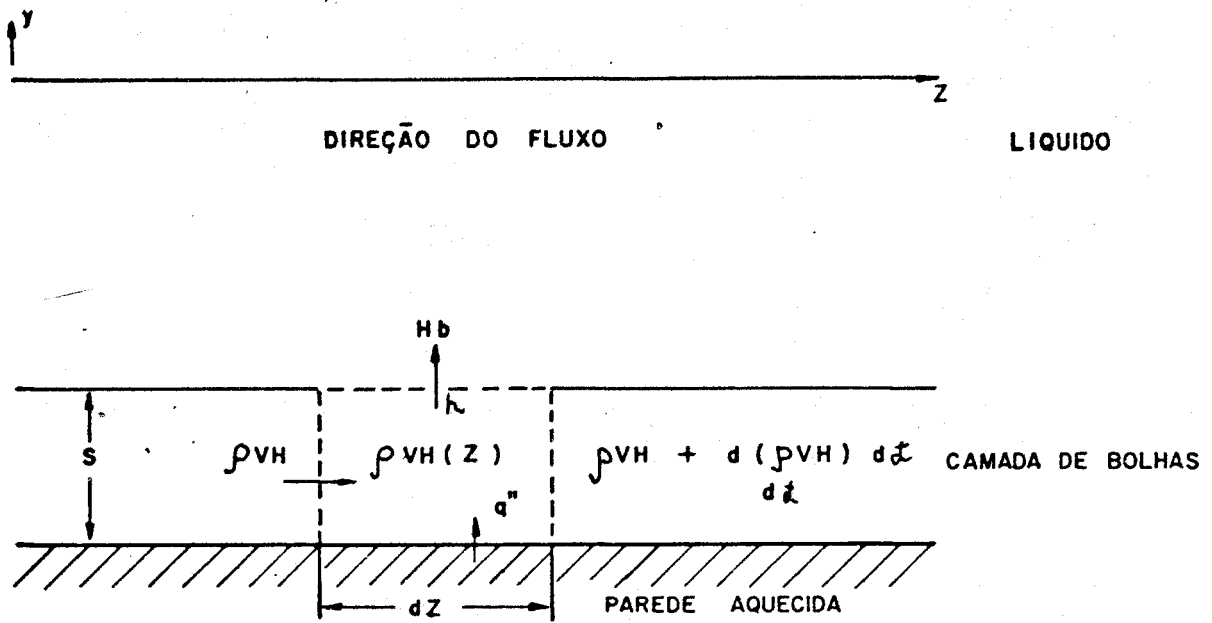


FIGURA 2-5-1-2- MODELO FISICO PARA BALANÇO DE CALOR PRÓXIMO A PAREDE

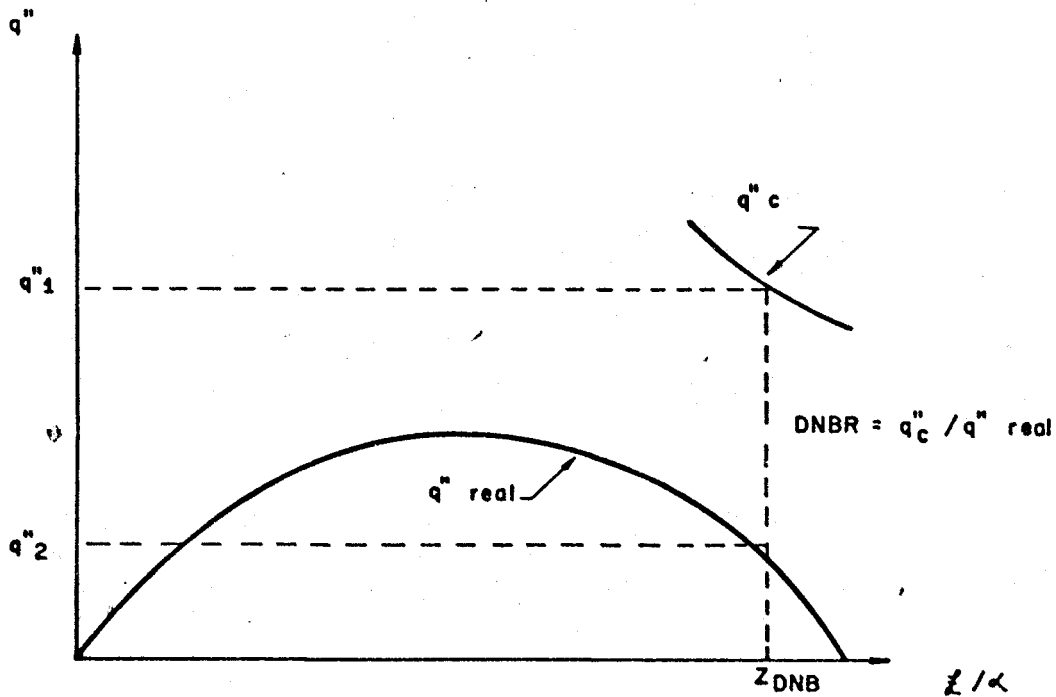


FIGURA 2-5-1-1- EVOLUÇÃO DO DNBR PARA FLUXO DE CALOR COSENOIDAL

TÍTULO	PRESSÃO (PSIA)								
	14,7	100	500	1000	1500	2000	2500	3000	3206
0,0	1,	1,	1,	1,	1,	1,	1,	1,	1,
0,05	30,	15,	5,3	3,6	2,4	1,75	1,43	1,17	1,
0,10	69,	28,	8,9	5,4	3,4	2,45	1,75	1,30	1,
0,20	150,	56,	16,2	8,6	5,1	3,25	2,19	1,51	1,
0,30	245,	85,	23,0	11,6	6,8	4,04	2,62	1,68	1,
0,40	350,	115,	29,2	14,4	8,4	4,82	3,02	1,83	1,
0,50	450,	145,	34,9	17,0	9,9	5,59	3,38	1,97	1,
0,60	545,	174,	40,0	19,4	11,1	6,34	3,70	2,10	1,
0,70	625,	199,	44,6	21,4	12,1	7,05	3,96	2,23	1,
0,80	685,	216,	48,6	22,9	12,8	7,70	7,15	2,35	1,
0,90	720,	210,	48,0	22,3	13,0	7,95	4,20	2,38	1,
1,00	525,	130,	30,0	15,0	8,6	5,90	3,70	2,15	1,

TABELA 2-4-1 - Fator de Fricção segundo Martinelli - Nelson

TABELA 2-4-2

CORREÇÕES DO FATOR DE FRICÇÃO $FAM(x, P) = \frac{1 + 7 \cdot (x)^{-75}}{16(10^6)^{1+x}}$

$G < 0.7 \times 10^6 \text{ lb/hft}^2$	
$\phi = \phi_{20} 1.36 + 0.0005P + 0.1 \left(\frac{G}{10^6} \right) - 0.000714P \left(\frac{G}{10^6} \right) $	
$G > 0.7 \times 10^6 \text{ lb/hft}^2$	
$\phi = \phi_{20} 1.26 + 0.0004P + 0.119 \left(\frac{10^6}{G} \right) + 0.00028P \frac{10^6}{G} $	
$G > 0.7 \times 10^6$	
$0 < x < 0.02$	$\phi = FAM(x, G)$
$0.02 < x < 0.4$	$\phi = FAM(x, G) \frac{\phi_{20}(x, P)}{\phi_{20}(x, 2000)}$
$0.4 < x < 1$	$\phi = FAM(0.4, G) \frac{\phi_{20}(x, P)}{4.75}$
$G < 0.7 \times 10^6$	
$0 < x < 0.02$	$\phi = FAM(x, 0.7 \times 10^6) 1 + 0.93(0.7 - \frac{G}{10^6}) $
$0.02 < x < 0.4$	$\phi = \frac{\phi(x, P)}{\phi(x, 2000)} FAM(x, 7 \times 10^6) 1 + 0.93(0.7 - \frac{G}{10^6}) $
$0.4 < x < 1$	$\phi = FAM(x, 0.7 \times 10^6) \frac{\phi(x, P)}{4.75} 1 + 0.93(0.7 - \frac{G}{10^6}) $

3. DESCRIÇÃO DOS CÓDIGOS UTILIZADOS

3.1 Introdução

Neste Capítulo são apresentados, de uma forma mais detalhada que a do anterior, os códigos tomados como base neste trabalho: CAT-II e THINC. Para isto são apresentados os respectivos modelos de cálculos, principais equações utilizadas, métodos matemáticos de solução, principais dados de entrada e saída, tendo em vista um confronto entre estes códigos quando aplicados ao cálculo termohidráulico do núcleo de reatores a água pressurizada.

Em se tratando do código THINC, há necessidade de certos esclarecimentos quanto a sua colocação, em vista de certas incoerências que se depara quando este código é citado na literatura. A Westinghouse, responsável pela elaboração e desenvolvimento desta família de códigos, atualmente a utiliza nos cálculos termohidráulicos de seus reatores. Ao se referir à versão I desta família de códigos, a literatura especializada refere-se a esta como sendo a descrita em [20], e da qual se dispõe, inclusive da listagem impressa. Porém, ao descrever o modelo de cálculo desta versão em [21] nota-se que a descrição das equações de conservação são bastante

distintas e incluem termos que alteram significativamente a física do tratamento do problema, principalmente no que se refere à interação entre os canais tratados. Este fato nos coloca em posição difícil, pois não se consegue situar a versão que se dispõe do código no contexto do sistema de cálculos da família THINC. Acredita-se, sem que contudo se disponha de qualquer argumentação definitiva, que esta versão constituía o primeiro passo na elaboração da versão THINC-I e que, após a emissão de [20], tenha sofrido modificações consideráveis incorporadas no corpo do programa. Assim, o programa THINC utilizado neste trabalho não seria a versão I mencionada, com frequência, pela Westinghouse, mas, simplesmente, um primeiro elo no desenvolvimento desta.

3.2 Modelos de Cálculo do Código CAT-II [22]

O código CAT II é uma versão modificada do CAT [16].

Foi projetado para executar o cálculo térmico e hidráulico do núcleo de reatores, principalmente no que se refere ao cálculo de acidentes de perda de fluxo forçado de refrigerante, porém sua utilização para cálculo de regimes estacionários leva a resultados bastante satisfatórios.

O modelo físico de tratamento do núcleo consiste em considerar barras combustíveis verticais, paralelas, igualmente espaçadas entre si. O fluxo refrigerante, suposto ser água leve, entra no núcleo pela extremidade inferior e flui axialmente ao longo das barras. Radialmente, o núcleo é dividido em duas regiões; a primeira é composta por um grande número de canais em condições médias (canal normal) e a segunda de um número reduzido em condições de sobrecarga máxima (canal quente). O canal normal é considerado suficientemente grande, para que a influência das condições do canal quente neste

sejam consideradas desprezíveis.

Devido às faixas de validade das equações existentes no código, para cálculo de propriedades da água e vapor incluídas, o código se aplica ao núcleo de reatores do tipo PWR.

3.2.1 Equações de Conservação

O estudo dos canais de escoamento é feito através da resolução das equações de conservação de massa, quantidade de movimento e energia.

Conservação de massa :

$$\frac{\partial G}{\partial Z} + \frac{\partial \rho}{\partial t} + W_x = 0 \quad (3-2-1-1)$$

W se refere a vazão transversal.

Conservação de quantidade de movimento:

$$\frac{\partial P}{\partial Z} = \rho - \frac{f \rho V^2}{8g_c r_h} - \frac{1}{g_c} \left(G \frac{\partial V}{\partial Z} + \rho \frac{\partial V}{\partial t} \right) \quad (3-2-1-2)$$

Conservação de energia :

$$\frac{q}{r_h} = \frac{G \partial H}{\partial Z} + \rho \frac{\partial H}{\partial t} + F(H^H - H^N) \left(\frac{\partial G}{\partial Z} + \frac{\partial \rho}{\partial t} \right) \quad (3-2-1-3)$$

O termo $F(H^H - H^N)$ é o fator relacionado com a vazão transversal, que considera variações na entalpia do canal quente devido a troca de refrigerante, sendo F definido como

$$F = \frac{F_{\Delta H}^E - 1}{F_{\Delta H}^E - \frac{1}{F_R^N}} \quad (3-2-1-4)$$

3.2.2 Propriedades Termodinâmicas

As propriedades termodinâmicas do refrigerante são determinadas através de equações polinomiais, válidas entre 1000 e 2500 psia.

Estas propriedades são densidade, temperatura de saturação, entalpia e volume específico de mudança de fase, densidade do líquido e vapor saturados, temperatura e viscosidade da água.

3.2.3. Pressão

A pressão do sistema é necessária para determinação de propriedades do refrigerante.

Como a perda de pressão através do núcleo é desprezível em relação a pressão do sistema, esta é usada no cálculo de propriedades dependentes da pressão.

O código CAT-II não foi projetado para cálculo de transitórios de pressão, entretanto, foi incluída uma possibilidade deste cálculo, pela relação :

$$P_i = P_1 t + P_2 \quad (3-2-2-1)$$

Onde P_i é o valor da pressão no tempo i , e o P_1 é a taxa temporal de mudança de pressão e P_2 a pressão no instante zero.

3.2.4 Cálculo do Fluxo Crítico

O cálculo do fluxo crítico é efetuado em cada segmento axial do canal.

São considerados dois tipos deste fenômeno: o primeiro, correspondente à região de baixo título e causado por excessivo fluxo de calor local e o segundo, correspondente a título elevado, é causado por um elevado valor de entalpia local do refrigerante em contato com a superfície aquecida.

A correlação empregada nestes cálculos é a W2.

3.2.5 Utilização de Fatores de Canal Quente

Na determinação do fator de engenharia não devem ser considerados os subfatores referentes a redistribuição de vazão e o de mistura do refrigerante, pois, como o código já considera estes efeitos, a utilização destes levaria a condições por demais conservativas.

3.2.6 Cálculo da Perda de Pressão

O cálculo da perda de pressão total em cada segmento axial é feita através da consideração dos componentes referentes a aceleração, elevação, fricção e variações na área de passagem do refrigerante.

Para o cálculo do fator de fricção, o canal de escoamento é dividido em três regiões : monofásica, ebulição subresfriada (nucleada) e ebulição franca.

É considerada como região monofásica aquela na qual a temperatura do refrigerante é menor que a mínima necessária para início da ebulição nucleada ($T_r < T_{ONB}$). Esta temperatura mínima é calculada com auxílio da correlação de Jens-Lottes (Equação 2-41-7).

Região de ebulição nucleada é considerada como compreendida entre o ponto em que a temperatura do refrigerante é suficiente para ter início a ebulição nucleada e aquele em que é alcançado o valor de saturação.

A região de ebulição franca é considerada a partir do ponto em que a temperatura do refrigerante alcança a de saturação.

Para os cálculos globais de parâmetros do refrigerante, este modelo é abandonado, sendo admitida apenas duas regiões ao longo do canal : monofásica e ebulição, não mais considerando a região de ebulição subresfriada.

3.2.7 Dados de Entrada para o Cálculo

São resumidos a seguir os principais dados de entrada necessários ao processamento do código.

Dimensionamento

O número de intervalos axiais para os cálculos deve ser ≤ 100 . Já o número de intervalos de tempo é ilimitado.

Valores relativos ao fluxo de calor

Estes valores podem ser fornecidos em até 20 pontos no espaço e 20 no tempo, devendo conter dados para o canal normal e para o canal quente. A unidade do fluxo de calor superficial é Btu/h-ft^2 .

Vazão do refrigerante

Há possibilidade de se fornecer até 20 valores de vazão do refrigerante, correspondentes aos intervalos de tempo admitidos. Estes valores são adimensionais, uma vez que são normalizados em relação ao instante inicial.

Fator de fricção bifásico

Os valores do fator de fricção devem ser corrigidos em termos do título e da vazão. A correção pode ser feita para 25 títulos e 10 vazões, sendo que uma tabela completa contém 250 valores do fator de fricção bifásico.

Tabela de contrações

Uma vez que o código inclui o cálculo da perda de

pressão em espaçadores e grades, devem ser fornecidas as posições destas estruturas.

Valores relativos ao núcleo

As principais variáveis necessárias para os cálculos são : comprimento total, pressão e velocidade do refrigerante na entrada do núcleo, raio hidráulico, taxa de variação da pressão na entrada do núcleo, fatores de canal quente e variações na área de passagem do refrigerante.

3.2.8 Principais Saídas:

Para cada segmento axial de cálculo são fornecidos os seguintes valores :

Relativos a pressão :

Pressão diferencial entre a entrada do núcleo e o segmento, os valores em cada canal dos componentes da perda de pressão relativos a aceleração, elevação, fricção, contrações e ainda os valores dos fatores de fricção mono e bifásico.

Temperaturas:

Temperatura do refrigerante para o canal quente e normal e temperatura mínima do refrigerante no canal quente para que haja ebulição nucleada em cada ponto.

Entalpias:

Aumento de entalpia no canal quente e entalpia do refrigerante no canal normal e quente.

Densidades :

Densidade do refrigerante no canal quente e normal.

Velocidades :

Velocidade calculada para o refrigerante no canal quente em cada iteração efetuada.

Vazão do refrigerante :

São calculadas e impressas as vazões do refrigerante em cada intervalo de cálculo para o canal quente e normal.

Títulos :

Título real em cada canal.

Fluxo crítico :

O fluxo crítico é calculado pelas correlações W3 e W2.

Os resultados obtidos a partir da W2 são: valor de entalpia crítica, fluxo crítico de calor e DNBR.

A partir de cálculo com a W3 os valores obtidos são: valores da constante C da Equação (2-5-2-3), fluxo crítico de calor, fator de fluxo não uniforme e DNBR.

3.2.9 Modelo Matemático

As equações de conservação utilizadas são equações diferenciais parciais no tempo e espaço. Estas equações são

transformadas em equações de diferença finita em relação ao tempo e o espaço.

O comprimento do núcleo e o tempo total do transi-
tório são divididos em incrementos iguais e finitos.

O cálculo é feito no espaço mantendo-se o tempo fi-
xo, a seguir é dado incremento ao tempo e percorrido novamen-
te todo o canal, sucessivamente, até o final do pro-
blema.

A consideração básica do modelo é que, em todas as
posições axiais, a pressão no canal quente é igual a do canal
normal, o que implica em resistência desprezível à vazão
transversal.

O critério de convergência consiste em igualar as
perdas de pressão dos canais em cada segmento. Caso este
não seja satisfeito, a velocidade do refrigerante no canal
quente é corrigida através de iterações sucessivas até que
a perda de pressão seja igual a menos de um erro pré-estabe-
lecido. É admitido nesta correção a existência de vazão trans
versal.

O critério de convergência geral, adotado é :

$$|\Delta P_Z^N - \Delta P_Z^H| \leq 0,0025 |\Delta P_Z^N - \Delta P_{e1}^N| \quad (3-2-9-1)$$

A velocidade é corrigida através do cálculo de
($\Delta P_Z^H / \Delta V^H$)_j, sendo corrigida por :

$$V_j^H = V_j^H - \frac{g_c |\Delta P_Z^N - \Delta P_Z^H|}{\beta} \quad (3-2-9-2)$$

$$\beta = |2+k_e| + \frac{\Delta Z}{4rh} f_j^H |G_j^H + \frac{\Delta Z}{8rh} G_j^H V_j^H \frac{\partial f^H}{\partial V} - \rho_j^H V_j^H|$$

(3-2-9-3)

Nas equações acima o índice "H" se refere ao canal quente e "N" ao normal.

3.2.10 Cálculos em Regime Permanente

Nos cálculos em regime permanente é admitida ou não a presença de ebulição, sendo que em cada intervalo de espaço é feito um teste para determinar o regime presente.

Este teste consiste em comparar a temperatura calculada no intervalo anterior com a de saturação, caso seja menor considera-se escoamento monofásico, caso seja igual ou maior, considera-se existência de ebulição.

Cálculo do Canal Normal :

É suposto que o canal normal é suficientemente grande para que a redistribuição de vazão não altere sua entalpia.

Devido a isto e à suposição de velocidade de massa constante ao longo do comprimento a entalpia nos regimes de ebulição e monofásico pode ser calculada da mesma maneira.

Neste caso a equação de energia se resume em:

$$\frac{q''}{r_h} = G \frac{\partial H}{\partial Z} \quad (3-2-10-1)$$

A velocidade de massa \bar{v} é constante ao longo do canal e a velocidade do refrigerante pode ser calculada a partir da definição :

$$v_j^N = \frac{G_j^N}{N \rho_j} \quad (3-2-10-2)$$

Cálculo do Canal Quente

O canal quente \bar{v} é considerado semi-aberto, o que implica em sua entalpia ser alterada pela mistura de refrigerante com canais adjacentes, através de uma vazão transversal.

O balanço de energia nestas condições é :

$$G \frac{\partial H}{\partial Z} = \frac{q''}{r_h} + F(H^H - H^N) \frac{\partial G}{\partial Z} \quad (3-2-10-3)$$

Caso haja ebulição é necessário introduzir os conceitos de densidade média e título.

A partir das equações (2-2-7-1) e (2-2-9-2) a densidade média é definida como :

$$\bar{\rho}_j = \frac{H_{fg}}{H_{fg} v_f + (H_j - H_f) v_{fg}} \quad (3-2-10-4)$$

Este conceito de densidade média é utilizado na transformação da equação (3-2-10-3) em equação de diferença finita.

O fator F é um dado de entrada; caso seu valor seja zero, a vazão transversal não é considerado nos cálculos do canal quente e o balanço de energia é dado conforme a equação (3-2-10-1), sendo que, neste caso, é necessário considerar densidade média.

A velocidade de massa é calculada pela equação (2-2-5-1) e a velocidade para a primeira iteração é suposta ser igual a do intervalo anterior.

3.2.11 Cálculo em Regime Transitório

Neste caso também é investigada a presença ou não de ebulição. O teste é feito comparando-se o valor da temperatura no intervalo de espaço em questão, porém no intervalo de tempo anterior, com o valor de saturação e como no caso anterior, se for igual ou maior é considerada ebulição franca, se for menor, escoamento monofásico.

Cálculo do Canal Normal

Neste caso, a equação de balanço de energia, é :

$$\frac{q''}{r_h} = G \frac{\partial H}{\partial Z} + \rho \frac{\partial H}{\partial t} \quad (3-2-11-1)$$

Caso haja ebulição é necessário introduzir o conceito de densidade média.

A velocidade de massa é calculada a partir da equação de conservação de massa, lembrando que a vazão transversal não altera este canal. Assim :

$$\frac{\partial G}{\partial Z} + \frac{\partial \rho}{\partial t} = 0 \quad (3-2-11-2)$$

A velocidade do refrigerante é calculada a partir da definição de velocidade de massa.

Cálculo do Canal Quente

A equação de balanço de energia aplicada ao canal quente, em condições transitórias, é expressa pela equação (3-2-1-3).

O último termo da direita é incluído ou não, dependendo do valor da entrada fornecido ao fator F ser diferente ou igual a zero.

Como sempre, no caso de ebulição é necessário introduzir o conceito de densidade média.

A velocidade de massa é calculada a partir de sua definição e, para a primeira iteração, a velocidade do refrigerante é obtida pela transformação da equação de conservação de quantidade de movimento (Equação 3-2-1-2) em uma equação de diferença finita.

3.3 Modelos de Cálculo do Código THINC

O código THINC calcula a evolução de parâmetros termohidráulicos ao longo do núcleo de reatores.

Para isto, o núcleo é dividido em canais de cálculo, os quais podem ser tratados como fechados ou semi-abertos.

Estes canais podem ser um feixe de elementos combustíveis, uma subestrutura do núcleo ou qualquer região.

A região em estudo é suposta ser verticalmente orientada e o fluxo de refrigerante flui paralelamente às barras, entrando pela placa inferior do núcleo.

A discretização em canais deve ser feita de modo a ser representada matematicamente por uma matriz retangular. Alguns arranjos típicos são mostrados na Figura 3-3-1. Em seguida, os canais são divididos ao longo de seu comprimento em incrementos iguais e finitos.

Dentro do canal as propriedades termodinâmicas do refrigerante são supostas variar apenas axialmente.

Canais adjacentes, se considerados abertos, admitem troca de massa, quantidade de movimento e energia, porém é necessária a introdução de uma resistência à vazão transversal.

3.3.1 Equações de Conservação

É suposto que um canal M é acoplado ao canal N, conforme o diagrama representado na Figura 3-3-2.

A conservação de massa é expressa de acordo com :

$$A_{N2} V_{N2} \rho_{N2} - A_{N1} V_{N1} \rho_{N1} = a_{MN} \Delta Z \bar{\rho}_{MN} V_{MN} \quad (3-3-1)$$

A conservação de quantidade de movimento axial de acordo com :

$$P_{N1} + \frac{\rho_{N1} V_{N1}^2}{g} + \frac{a_{MN} \Delta Z \bar{\rho}_{MN} V_{MN} V_{MN}}{g \Delta N} = \quad (3-3-1-2)$$

$$P_{N2} + \frac{\rho_{N2} V_{N2}^2}{g_c} + \bar{\rho}_N \Delta Z + \frac{f \Delta Z V_N^2 \rho_N}{2Dg}$$

E a conservação de energia, segundo :

$$\begin{aligned} A_N V_{N1} \rho_{N1} H_{N1} + q'' \pi d n \Delta Z + a_{MN} \Delta Z \bar{\rho}_{MN} V_{MN} \bar{H}_{MN} = \\ = A_N V_{N2} \rho_{N2} H_{N2} \end{aligned} \quad (3-3-1-3)$$

Estas equações são obtidas a partir da transformação das equações gerais, descritas na seção 2.3.

A equação de gradiente de pressão transversal pode ser expressa como :

$$\Delta P_{MN} = K \frac{\bar{\rho}_{MN} \bar{V}_{MN}^2}{2g_{cc}} \quad (3-3-1-4)$$

3.3.2 Perda de Pressão

Nos cálculos da perda de pressão total são considerados os componentes devido a variação na área de passagem do refrigerante na entrada e saída do núcleo e os componentes devido a aceleração, elevação e fricção. Não é incluído o cálculo da perda de pressão em espaçadores e grades.

Para cálculo do fator de fricção bifásico é aconselhada a utilização da correlação de Martinelli-Nelson [6], a ser fornecida como dado de entrada.

Nas correções do fator de fricção bifásico são calculados dois valores característicos de entalpia. O primeiro, H_a , corresponde ao início da ebulição local. Para a determinação de H_a é calculado, em cada canal e em cada segmento axial, o valor da temperatura de início de ebulição nucleada, com auxílio da correlação de Jens-Lottes. A entalpia correspondente é então calculada através de interpolação de Lagrange nas tabelas de propriedades fornecidas à entrada do programa.

A segunda entalpia característica, H_b , corresponde a uma fração de vazio igual a 0,4, considerada como início da ebulição plenamente desenvolvida.

O modelo utilizado consiste em modificação do modelo de Maurer apresentado na seção 2.4.4.

Deste modo, ao longo do canal, tem-se em sequência, região monofásica até H_a , ebulição subresfriada até H_b e a seguir ebulição franca.

Para os cálculos globais de propriedades do refrigerante apenas duas regiões são admitidas: uma considerada monofásica, correspondente a entalpia menor que a de saturação e uma bifásica, entalpia maior que a de saturação.

3.3.3 Principais dados de entrada

A seguir são descritos os dados de entrada divididos em grupos característicos, requeridos pelo programa.

- Dimensionamento

A região em estudo deve ser representada por matriz contendo até 7 linhas e 7 colunas. O comprimento total do núcleo pode ser dividido em até 51 segmentos iguais.

Nem todos os canais necessitam ser reais, podendo haver na matriz canais imaginários caracterizados por densidade nula na entrada. Para regiões em que, praticamente não existe ebulição, o código converge com facilidade, sendo necessárias de 1 a 6 iterações apenas. Já para regiões com taxa de ebulição elevada, título de saída maior que 5%, a obtenção de convergência é dificultada. Para estes casos, utiliza-se a opção RAMP, na qual o código é levado a convergir em condições menos adversas. Para isto, é utilizada apenas uma fração do fluxo de calor e, obtida a convergência, o fluxo de calor é lentamente aumentado até alcançar o valor real. Em cada etapa da opção RAMP, a convergência é obtida e os resultados utilizados na etapa seguinte.

- Dados relativos aos canais

Para cada canal devem ser fornecidos valores relativos a :

Nº de barras combustíveis - Este valor deve ser inteiro, não sendo admitida fração de barra.

Área transversal de passagem de refrigerante.

Pressão e densidade na entrada do canal.

Velocidade estimada do refrigerante à entrada de cada canal.

Fator de perda de pressão na entrada e saída dos canais devido a presença de placas.

Coeficiente de resistência à vazão transversal e área de interação entre os canais.

Fluxo de calor ao longo do comprimento do canal.

- Dados globais relativos a região em estudo:

São requeridos os valores do diâmetro da barra combustível, comprimento total do núcleo, diâmetro hidráulico, pressão do sistema e valores de constantes utilizadas em diversas correlações.

- Propriedades do refrigerante

Os seguintes valores devem ser fornecidos em função da pressão do sistema: temperatura de saturação, densidade e entalpias da água e vapor saturados.

Adicionalmente é requerido o fornecimento de 9 grupos de tabelas, contendo cada uma 25 valores de propriedades do refrigerante, relativos a: densidade, entalpia, temperatura, razão de deslizamento, viscosidade, condutividade térmica, calor específico, coeficiente de perda de pressão bifásico e coeficiente de correção do fator de fricção isotérmico (este último somente quando a pressão do sistema for superior a 1850 psi).

Estes valores devem ser fornecidos na mesma ordem, pois a utilização destas tabelas é feita através de interpolação de Lagrange em função da densidade do refrigerante no ponto de interesse.

Deste modo, cabe ao usuário a escolha de modelos e equações que melhor se apliquem ao problema em estudo.

3.3.4 Dados de saída

A saída do programa fornece dados relativos a região total e a cada canal em particular.

Para a primeira são fornecidos os valores da potência total retirada e vazão de massa na entrada e saída; estes últimos não são necessariamente iguais por serem desprezados os termos de segunda ordem nas equações de conservação.

Os dados relativos a cada canal são : a perda de pressão na entrada, saída e total, vazão de massa e entalpia na entrada e saída, potência integrada e título de saída. Ao longo do canal para cada segmento axial de cálculo são fornecidos os valores da densidade, velocidade, pressão e perda de pressão.

3.3.5 Modelo Matemático

Os cálculos tem início à entrada do núcleo; variações na densidade, velocidade e perda de pressão em cada canal são calculados nesta posição. Os valores obtidos são utilizados na entrada do intervalo seguinte. Este procedimento continua sucessivamente até o fim do comprimento de cálculo, onde a pressão em cada canal é determinada.

É suposto que a pressão na saída de todos os canais seja a mesma, devido à existência nesta região de um grande "plenum" onde não há gradiente de pressão e que o fluxo de massa na entrada da região é conhecido. Tem-se, respectivamente as seguintes relações :

$$P_1^0 = P_2^0 = P_3^0 = \text{-----} = P_n^0 \quad (3-3-5-1)$$

$$P_{N2} = P_{N1} + \Delta P \quad (3-3-6-1)$$

$$\rho_{N2} = \rho_{N1} + \Delta \rho \quad (3-3-6-2)$$

$$V_{N2} = V_{N1} + \Delta V \quad (3-3-6-3)$$

Levando-se estas equações a (3-3-1-1) e (3-3-1-5) obtêm-se :

$$\Delta V_{MN} = - \Delta \rho_N \frac{V_{N1}}{\rho_{N1}} - \frac{4g a_{MN} \Delta Z}{A_{N1} \rho_{N1} K} \frac{P_{N1} - P_{M1}}{(V_{N1}^2 + V_{M1}^2)} \quad (3-3-6-4)$$

Supondo-se que na região monofásica a entalpia varia com a densidade, vem :

$$\frac{H_{N2} - H_{N1}}{\rho_{N2} - \rho_{N1}} = \left(\frac{dH}{d\rho} \right)_{N1} = R_{N1} \quad (3-3-6-5)$$

Baseado nisto, e nas equações de energia e conservação lateral de quantidade de movimento, obtêm-se :

$$\Delta \rho_N = \left(\pi n d q_{NZ} + \frac{2g a_{MN}}{K} \left(\frac{P_{N1} - P_{M1}}{V_{N1} - V_{M1}} \right) \right) \frac{\Delta Z}{A_{N1} P_{N1} V_{N1} R_{N1}} \quad (3-3-6-5)$$

Onde o índice inferior refere-se ao número do canal e o superior à entrada e saída do canal.

$$\sum_{j=1}^n A_j V_j \rho_j = \text{constante} \quad (3-3-5-2)$$

O problema se resume em determinar a velocidade na entrada de cada canal que satisfaça as duas condições acima.

Esta velocidade é obtida pela técnica de Newton Raphson |23|

O critério de convergência adotado é :

$$\max \Delta P_j - \min \Delta P_i \leq \epsilon \max \Delta P_j \quad (3-3-5-2)$$

onde ϵ é um valor de entrada função da precisão desejada.

A região em estudo é calculada pela resolução das equações de conservação de massa, energia e quantidade de movimento em cada volume unitário, supondo que estes sejam suficientemente pequenos para que possam ser desprezados os termos de segunda ordem.

3.3.6 Cálculos em Regime Monofásico

O problema em cada segmento é determinar as variações da velocidade, densidade e pressão. Para isto é suposto que em cada intervalo estas variações podem ser expressas como :

Finalmente, devido às suposições anteriores e a equação de conservação de momento axial, tem-se :

$$\Delta P_N = - \left[\frac{2 \rho_{N1} V_{N1}}{g} + \frac{f \Delta Z}{2gD} V_{N1} \rho_{N1} \right] \Delta V_N -$$

$$\left[\frac{V_{N1}^2}{g} + \frac{\Delta Z}{g} + \frac{f \Delta Z V_{N1}^2}{4 g D} \right] \Delta \rho_N -$$

$$\rho_{N1} \Delta Z - \frac{f \Delta Z}{2gD} V_{N1}^2 \rho_{N1} - \frac{2 \Delta Z a_{MN} (P_{N1} - P_{M1})}{A_N K}$$

(3-3-6-7)

3.3.7 Cálculos em Regime Bifásico

Nos cálculos em regime bifásico são admitidas velocidades diferentes para a fase líquida e vapor através da inclusão da razão de deslizamento nas equações de conservação.

São também introduzidos os conceitos de título real, fração de vazio e densidade média.

Através de deduções matemáticas envolvendo estes conceitos e as equações de conservação, obtêm-se :

$$\Delta P_N = - q''_{NZ} \pi n d \Delta Z \frac{\rho_g \rho_f (S_{N1} - 1) + (\rho_f - S_{N1} \rho_g) \rho_{N1}}{A_N V_{N1} S_{N1} \rho_f \rho_g (H_g - H_f)} +$$

$$+ \frac{a_{MN} V_{MN}}{A_N V_{N1} (\rho_g - \rho_f) S_{N1}} \left[\rho_g \rho_f (S_{N1} - 1) + (\rho_f - S_{N1} \rho_g) \rho_{N1} - \right.$$

$$\left. \frac{1}{2} (\rho_{M1} + \rho_{N1}) \left((\rho_{N1} - \rho_g) + S_{N1} (\rho_f - \rho_{N1}) \right) \right]$$

(3-3-7-1)

$$\Delta V_N = q''_N Z \pi n d \Delta Z \frac{(\rho_f - S_{N1} \rho_g) \Delta Z}{A_N S_{N1} \rho_f \rho_g (H_g - H_f)} - \frac{a_{MN} V_{MN}}{A_N (\rho_g - \rho_f) S_{N1}}$$

$$\left[\rho_f - S_{N1} \rho_g + 1/2 (S_{N1} - 1) (\rho_{N1} + \rho_{M1}) \right] \Delta Z \quad (3-3-7-2)$$

$$\Delta P_N = \left(\frac{2}{g} \left[\alpha_{N1} \rho_g S_{N1}^2 + (1 - \alpha_{N1}) \rho_f \right] V_{N1} + \frac{f \Delta Z \rho S_{N1}^2 V_{N1}}{2 D g \rho_{N1}} \right)$$

$$\times \Delta V_N - \left(\frac{1}{g} \left[\frac{\rho_g S_{N1}^2 - \rho_f}{\rho_g - \rho_f} \right] V_M^2 + \frac{\Delta Z}{2} + \right. \\ \left. + \frac{f \Delta Z V_{N1}^2 \rho S_{N1}}{2 g D \rho_{N1}} \left[\frac{\rho_f - S_{N1} \rho_g}{\rho_f - \rho_g} - \frac{\rho S_{N1}}{2 \rho_{N1}} \right] \right)$$

$$\times \Delta p_N - \rho_{N1} \Delta Z - \frac{f \Delta Z V_{N1}^2 \rho S_{N1}^2}{2 g D \rho_{N1}} +$$

$$+ \frac{a_{MN} \Delta Z (\rho_{M1} + \rho_{N1}) (V_{M1}^2 + V_{N1}^2)}{4 g A_N} V_{MN}$$

(3-3-7-3)

3.4

Comparação entre os Códigos CAT-II e THINC

Os dois códigos descritos anteriormente constituem ferramentas de cálculo termohidráulico de núcleos de reatores pressurizados, refrigerados a água leve.

O código CAT-II pode apenas ser utilizado para o cálculo do núcleo inteiro, não sendo possível executar a análise de uma região em especial, ao passo que o THINC permite

o estudo de qualquer região escolhida.

O CAT-II inclui equações polinomiais para o cálculo de propriedades relativas ao fluxo refrigerante, já no THINC, estas propriedades são fornecidas como dados de entrada. Este aspecto limita a utilização do CAT-II, à faixa de validade destas expressões, porém esta corresponde a de operação dos reatores do tipo PWR.

O THINC pode ser utilizado apenas em cálculos em regime permanente; o CAT-II pode ser aplicado também no cálculo de transitórios.

O CAT-II inclui cálculos relativos a fluxo de calor crítico e calcula a perda de pressão com maior precisão, devido à possibilidade de inclusão de grades.

As equações básicas de conservação são as mesmas para ambos os códigos, porém no caso de ebulição, o THINC leva em consideração a razão de deslizamento.

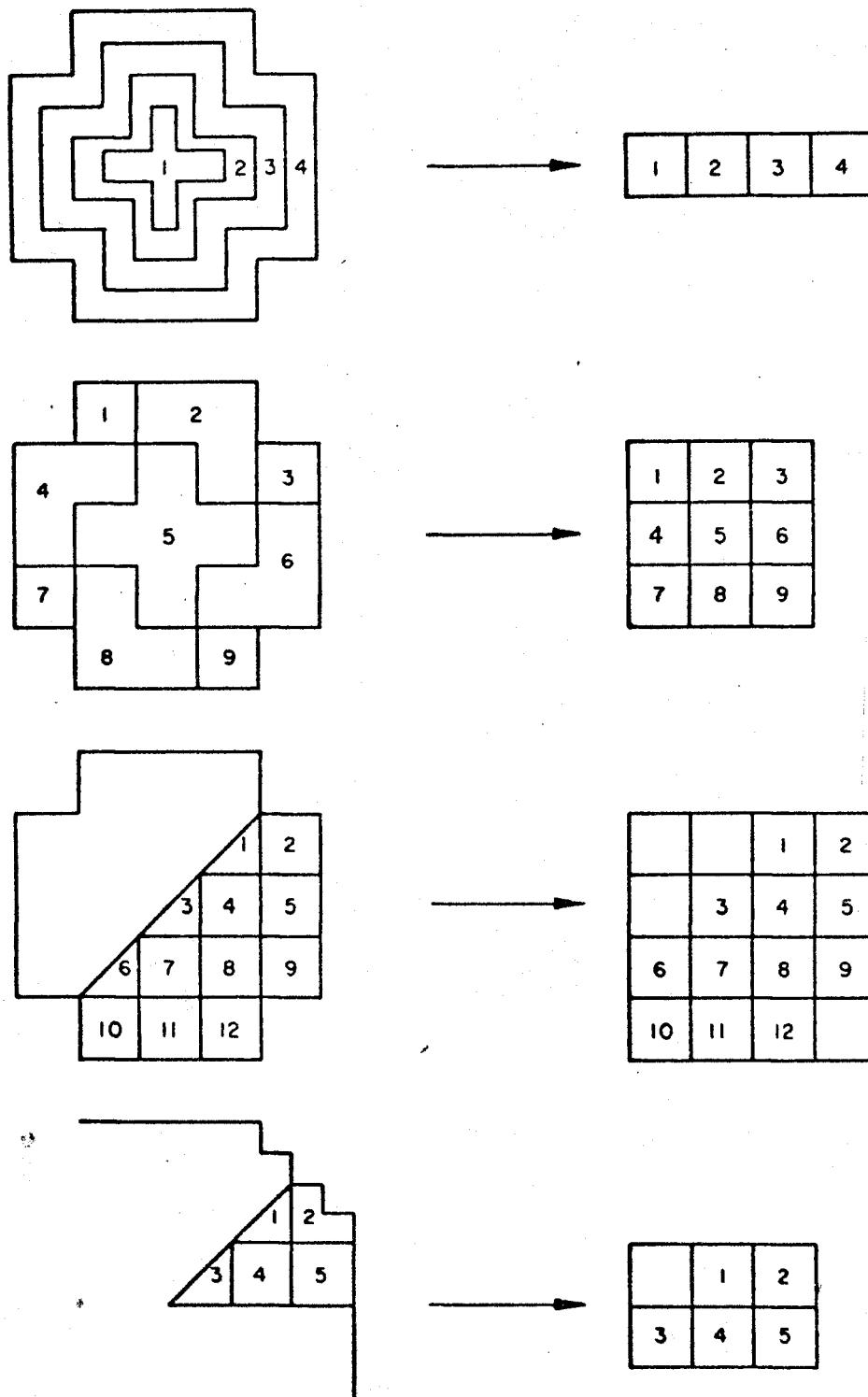


FIGURA 3-3-1
 ARRANJO RETANGULAR DE REGIÕES DE CÁLCULO

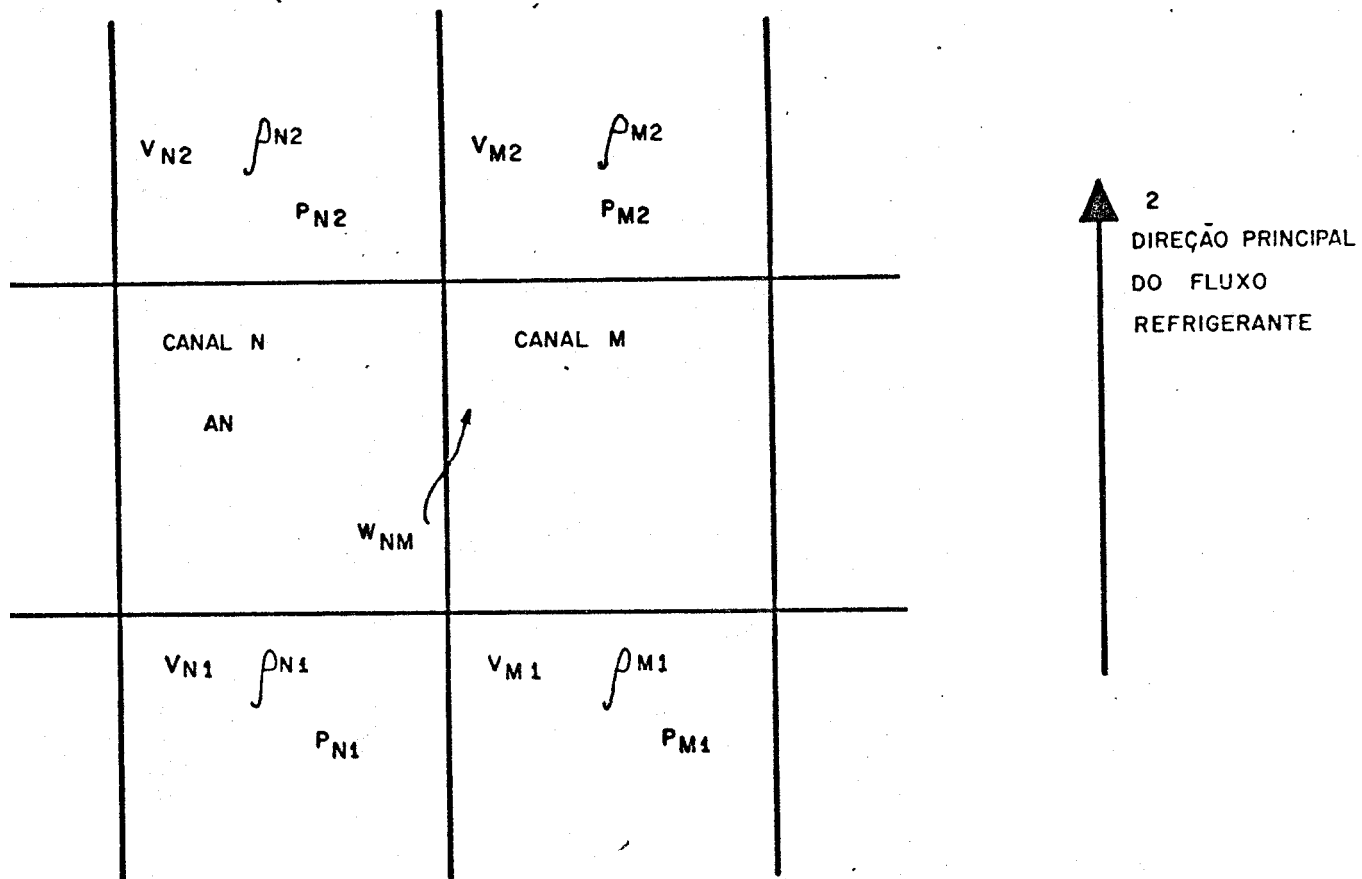


FIGURA 3-3-2

ACOPLAMENTO ENTRE DOIS CANAIS ADJACENTES

4. MODIFICAÇÕES DOS CÓDIGOS E ELABORAÇÃO DE PROGRAMAS

4.1 Introdução

Quando o presente trabalho teve início, dispunha-se dos códigos CAT-II e THINC, implantados ao sistema IBM/360. Este trabalho constou da partição em fases e modificações de comandos, visando a utilização dos mesmos em um sistema de menor capacidade computacional.

Até então, haviam sido processados os respectivos casos exemplos, sem que se deparasse com qualquer anomalia nos resultados obtidos.

Desta época, até a conclusão deste trabalho, dispendeu-se muito trabalho, tanto no que se refere a modificações nas estruturas dos códigos, quanto no que se refere à complementação de cálculos, visando à otimização dos dois sistemas, por meio do desenvolvimento de programas independentes. A seguir, é feita uma descrição das principais modificações efetuadas e dos programas desenvolvidos.

4.2 Modificação no Código CAT-II

Para o cálculo do fluxo crítico de calor ao longo do canal quente, o código CAT-II utiliza a correlação W2, que, conforme descrito anteriormente, apresenta duas relações distintas para cálculo deste parâmetro nas regiões de título positivo e negativo, respectivamente. Este fato, entretanto, leva à existência de descontinuidade no ponto de título nulo.

O comportamento do fluxo de calor crítico na região de título compreendida entre $\pm 0,15$ é de grande importância em se tratando de reatores a água pressurizada, o que motivou por parte da Westinghouse o desenvolvimento da correlação W3, cobrindo esta faixa de variação.

Visando obter melhores resultados através dos cálculos efetuados com o CAT-II, foi adicionada neste código a correlação W3.

Para isto, as seguintes etapas foram necessárias :

- Determinação do fluxo de calor equivalente uniforme.
- Transformação do fluxo de calor equivalente em não uniforme, pela utilização do fator F, descrito na equação 2-5-2-2.
- Cálculo do DNBR através da relação entre o fluxo de calor crítico e o fluxo de calor local.

Deste modo, foram introduzidas estas etapas no código CAT-II, que passou a fornecer, adicionalmente, resulta-

dos de cálculo de fluxo crítico para todos os segmentos do canal quente.

4.2.1 Aplicação do CAT-II ao Cálculo do FDR-II

Com o objetivo de testar a introdução da correlação W3 a este programa, escolheu-se o núcleo do reator FDR-II|24|, por se dispor de resultados de cálculo deste reator efetuados com o DYNAMIT |25|, utilizando esta correlação.

Deste modo, foi preparado um caso, mantendo-se o mais próximo possível dentro das condições de cálculo efetuadas com DYNAMIT, havendo necessidade de se efetuar diversas aproximações em face às diferenças existentes entre os modelos dos dois códigos.

O principal motivo da escolha deste núcleo foi o fato de ser este o único para o qual se dispunha de todos os dados de entrada e de resultados de cálculo confiáveis. Isto, contudo, apresentava um sério inconveniente, devido ao fato deste reator trabalhar na faixa de pressão de 910 psia e, como já mencionado anteriormente, o CAT-II utiliza expressões para estimativa de propriedades de refrigerante na faixa de 1000 a 2500 psia. Concluiu-se, contudo, que para a finalidade a que se propunha, justificava-se a realização do cálculo, pois os erros nas estimativas de propriedades não ultrapassam a 5%.

Deste modo, o núcleo deste reator, conforme mostra do na Figura 4-2-1, discretizado em nove regiões radiais de potência, cada uma com correspondentes distribuições axiais, foi homogeneizado, passando-se a discretizá-lo em apenas duas: uma em condições médias, canal normal, outra em condições de sobrecarga térmica máxima, canal quente.

Na Figura 4-2-2 são apresentados os resultados de cálculo do DNBR, segundo estes dois códigos. Como pode ser visto, o valor mínimo encontrado pelos dois sistemas é bastante próximo e os desvios encontrados são atribuídos aos métodos distintos de avaliação da evolução dos diversos parâmetros ao longo dos canais de cálculo, podendo-se concluir que a introdução da correlação W3 ao CAT-II foi efetuada corretamente.

4.3 Modificações do Código THINC

Quando do início da utilização efetiva do código THINC aplicado às condições de cálculo diferentes da de seu caso exemplo, deparou-se com problemas devido ao dimensionamento de suas matrizes. Este fato levou à necessidade de se redimensionar estes elementos, tendo em vista a aplicação ao cálculo de núcleos de PWR, em particular Angra-1, tornando possível discretizar cada feixe como um canal de escoamento, admitindo-se simetria de 1/4.

Concluída esta etapa, o programa passou a apresentar condições para cálculo, porém com uma grave deficiência relativa à não inclusão de modelo de cálculo de condições críticas.

Em vista disto, foi efetuado um estudo visando a incorporação de uma ou mais correlações para cálculo de fluxo crítico, mas em face à ampliação da memória de cálculo não ser possível no sistema IBM/360, esta solução foi abandonada, partindo-se para a elaboração de um programa independente, que a partir dos dados de saída convencionais do THINC, efetuasse os cálculos em questão. Deste modo foi elaborado o programa CRISE, descrito a seguir.

4.4 Elaboração do Programa CRISE

Tendo em vista as limitações de memória do sistema de cálculo que se dispunha, partiu-se para a elaboração do programa CRISE, que uma vez de posse dos dados de saída provenientes do cálculo termohidráulico de um canal de escoamento, em particular do THINC, efetuasse o cálculo das condições críticas de transferência de calor, utilizando algumas das correlações mais citadas na literatura.

Para isto, foram selecionadas as correlações W2 (equações 2-5-3-7 e 2-5-3-8), W3 (equação 2-5-3-9), Bettis-Westinghouse (equação 2-5-3-1), GE (equação 2-5-3-10) e do CISE (equação 2-5-3-6). Do exame formal destas correlações, depara-se com a necessidade de se fornecer ao programa os valores dos seguintes parâmetros:

- p : pressão do sistema
- $p(z)$: evolução da pressão
- $x(z)$: evolução do título
- x_{out} : título de saída
- $G(z)$: evolução da velocidade de massa
- D_e : diâmetro equivalente do canal
- H_f : entalpia de saturação
- H_{in} : entalpia de entrada
- $H(z)$: evolução da entalpia
- b_l : comprimento de ebulição
- U_w : perímetro molhado
- U_h : perímetro aquecido
- ρ_g : densidade do vapor saturado
- ρ_l : densidade do líquido saturado
- L : comprimento do canal
- $q''(z)$: evolução do fluxo de calor

Assim, se a saída do código não fornecer diretamente alguns destes parâmetros, o programa CRISE deve dispor de meios para avaliá-lo em função das saídas convencionais.

Relativo à saída do código THINC, podem ser feitas as seguintes observações, com respeito aos parâmetros mencionados anteriormente :

p : é dado de entrada ao programa e impresso à saída.

$p(z)$: é apresentada na saída.

$x(z)$: não é fornecida na saída do THINC, sendo calculada no CRISE pela equação 2-2-7-1 .

$x(out)$: é apresentado na saída.

$G(z)$: não é fornecido diretamente, dispendo-se , contudo, das evoluções de velocidade e densidade que permitem obtê-lo conforme :

$$G(z) = V(z) \cdot \rho(z)$$

D_e : é dado de entrada ao programa e impresso na saída.

H_f : é dado de entrada ao programa e impresso na saída.

H_{in} : não é fornecida, mas a partir dos valores da densidade de entrada e pressão pode ser interpolada na tabela de propriedades (entalpia).

$H(z)$: analogamente a evolução de título, este parâmetro não é impresso diretamente na saída do código, mas é calculado internamente através de interpolação nas tabelas de propriedade em função da densidade, adotando-se este mesmo procedimento no cálculo do CRISE.

b_1 : Uma vez conhecida a evolução de $x(z)$, pode ser obtido a partir do valor da primeira cota em que se tenha título real maior que zero.

U_w : Pode ser determinado a partir dos dados geométricos.

U_h : Idem anterior.

ρ_g : É dado de entrada do programa e impresso na saída.

ρ_l : Idem anterior.

L : Idem anterior.

$q''(z)$: São fornecidos ao programa distribuição normalizada de fluxo, $\phi(z)$, é o fator de normalização, Q_N , de modo que :

$$q''(z) = \phi(z) \cdot Q_N$$

Uma vez obtidos todos estes parâmetros, a partir dos cálculos efetuados pelo CRISE, todas as grandezas são convertidas nas unidades corretas a serem utilizadas nas correlações para cálculo de fluxos críticos. Além disto, são efetuados testes para verificação das correlações em vista de suas respectivas faixas de validade.

À saída do programa, tem-se a impressão dos dados de entrada, variáveis de cálculo avaliadas pelo programa em função destes, para cada canale em cada posição axial e, finalmente, os valores de fluxo crítico, DNBR e dos fatores F (equação 2-5-2-2) e C (equação 2-5-2-3), em cada segmento, dados pelas cinco correlações com indicação dos parâmetros que se encontram fora das respectivas faixas de validade de cada correlação.

4.4.1 Aplicação do CRISE ao Cálculo do FDR-II

De maneira análoga ao processamento do CAT-II aplicado ao núcleo do FDR-II, visando testar a validade das modificações introduzidas, escolheu-se este reator para teste do programa CRISE. Neste caso, foram utilizadas as saídas do processamento de um canal quente, com DYNAMIT-D, diretamente como entrada ao programa.

Na Figura 4-4-1 é apresentada a evolução do DNBR calculado com o CRISE em confronto com os resultados de DYNAMIT e, como pode ser visto, o programa leva a resultados confiáveis.

4.5 Elaboração do Programa PROPHEAT

A maioria dos códigos que executam cálculos termo-hidráulicos de reatores, requer como dados de entrada propriedades termodinâmicas do fluido e parâmetros semi-empíricos, tanto na região monofásica, quanto na de ebulição.

Visando calcular estas propriedades para várias condições de operação de reatores de potência, em particular relativo aos dados de entrada de CAT-II e THINC, foi elaborado o programa PROPHEAT [26], que fornece estes valores para água leve na faixa de operação de PWR.

O cálculo destas propriedades manualmente não apenas é trabalhoso, como também apresenta dificuldades, uma vez que não se dispõe de tabelas ou gráficos para valores a todas pressões e temperaturas de interesse.

Para a execução do programa PROPHEAT foi feita uma pesquisa na literatura especializada e selecionados polinômios e correlações que fornecem os melhores resultados. O programa facilita bastante a preparação de dados para os códigos, sendo todos os valores de saída fornecidos em unidades apropriadas para utilização imediata nos códigos CAT-II e THINC.

4.5.1 Dados de Entrada

Os dados de entrada do PROPHEAT são bastante simples, devendo estar dentro da faixa do caso de interesse.

1) Pressão - O valor de pressão fornecido corresponde a pressão de operação do sistema, expressa em psia.

2) Temperaturas - É possível entrar com até 50 valores de temperatura. A escolha destes valores deve ser feita, de modo a incluir o valor da temperatura do refrigerante à entrada do núcleo até o de saturação à pressão do sistema. Os valores das temperaturas são expressos em °F.

3) Fluxo de massa - Pode-se fornecer até 50 valores deste parâmetro, expressos em lb/hr.ft^2 , os quais deverão estar dentro da faixa de variação do fluxo de massa no núcleo em questão.

4) Título real - De maneira análoga, podem ser fornecidos 50 valores, variando entre 0 e 1.

4.5.2 Dados de Saída

O programa fornece saídas relativas aos seguintes parâmetros :

TSAT	Temperatura de saturação da água a pressão de operação do sistema	$^{\circ}\text{F}$
HF	Entalpia de saturação da água	Btu/lb
HG	Entalpia de saturação do vapor	Btu/lb
HFG	Calor latente de vaporização	Btu/lb
RHOF	Densidade do líquido saturado	lb/ft ³
RHOG	Densidade do vapor saturado	lb/ft ³
ALFA	Fração de vazio, a partir dos modelos de Martinelli e Armand	
SLIP	Relação entre a velocidade do vapor e do líquido de acordo com os modelos correspondentes de fração de vazio	
RHO	Densidade do refrigerante nas regiões monofásica e de ebulição	lb/ft ³
H	Entalpia do refrigerante, nas regiões monofásicas e de ebulição	Btu/lb
VI	Viscosidade do refrigerante	lb/s.ft
CONDUT	Condutividade térmica do refrigerante	Btu/s.ft ^{0F}
CP	Calor específico do refrigerante	Btu/lb ^{0F}
FILO	Multiplicador bifásico, de acordo com o modelo de Martinelli-Nelson, corrigido ou não em termos do título e fluxo de massa	
FF	Correção do fator de fricção levando em consideração a variação da viscosidade.	

4.5.3 Determinação dos Parâmetros

O cálculo dos diversos parâmetros é feito em função da dependência com pressão e temperatura na faixa de interesse.

4.5.3.1 Determinação de Parâmetros em Função Apenas da Pressão

São apresentados a seguir, as expressões utilizadas que dependem exclusivamente da pressão de operação.

Temperatura de Saturação

É calculada segundo polinômio citado em |22|, cuja faixa de validade é de 1000 a 2500 psia.

$$TSAT(P) = 0,47616716 \times 10^{-8} P^3 - 0,44245289 \times 10^{-4} P^2 + 0,19042968 P + 394,03519 \text{ em } |^{\circ}F|$$

(4-5-3-1)

Entalpia da Água Saturada

É calculada utilizando-se uma função polinomial de pressão fornecida em |22|, tendo a faixa de validade entre 1000 e 2500 psia.

$$Hf(P) = 343,6 + 255,5 \times 10^{-3} P - 67,6 \times 10^{-6} P^2 + 10,333 \times 10^{-9} P^3$$

em |Btu/lb| (4-5-3-2)

Calor Latente de Vaporização

Calculado de acordo com as funções polinomiais de [22] com as seguintes faixas de validade :

$$1000 \leq p < 2000 \quad H_{fg}(P) = 835,4 - 0,186P$$

em |Btu/lb| (4-5-3-3)

$$2000 \leq p \leq 2500 \quad H_{fg}(P) = 676,1 - 0,02633P - 4,10^{-5}P^2$$

em |Btu/lb| (4-5-3-4)

Entalpia do Vapor Saturado

Calculada segundo definição :

$$H_g(P) = H_{fg}(P) + H_f(P) \text{ em |Btu/lb|}$$

Densidade da Água Saturada

Calculada por um polinômio, válido entre 1000 e 3000 psia. [16].

$$\rho_f(P) = -0,11813253 \times 10^{-5} P^2 - 0,35208192 \times 10^{-2} P + 50,707731 \text{ em |lb/ft}^3 \text{|} \quad (4-5-3-5)$$

Densidade do Vapor Saturado

Calculada segundo polinômio de P, válido entre 1000 e 3000 psia [16].

$$\rho_g(P) = 0,50470667 \times 10^{-12} P^4 - 0,31531609 \times 10^{-8} P^3 + 0,79035451 \times 10^{-5} P^2 - 0,61422757 \times 10^{-2} P + 3,1439885 \text{ em |lb/ft}^3 \text{|} \quad (4-5-3-6)$$

4.5.3.2 Determinação de Parâmetros que Dependem da Temperatura e Pressão

Densidade do Refrigerante

O cálculo da densidade do refrigerante é feito, considerando-se duas regiões distintas, monofásica e de ebulição.

No caso de ebulição, a densidade é calculada, a partir do modelo homogêneo efetuando-se ponderação em termos do título real, e no caso monofásico são utilizados os polinômios apropriados.

1) Região Monofásica : Para valores de $P \leq 1600$ psia, é utilizado o polinômio citado em [27] que tem validade na faixa de 1000 a 1600 psia:

$$\rho(T) = 63,8 - 0,01781T + 1,132 \times 10^{-5}T^2 - 6,786 \times 10^{-8}T^3$$

em |lb/ft³| (4-5-3-7)

Para valores de $P > 1600$ psia é utilizado o polinômio citado em [16], válido entre 1600 e 1300 psia:

$$\rho(T) = 0,27719077 \times 10^{-3}T^2 + 0,23832526T - 0,29987144$$

em |lb/ft³| (4-5-3-8)

2) Região de ebulição : Na região de ebulição, o cálculo da densidade média é efetuado a partir da relação :

$$\frac{1}{\bar{\rho}} = \frac{X}{\rho_g} + \frac{(1-X)}{\rho_f} \quad (4-5-3-9)$$

Devido a faixa de validade das funções utilizadas na determinação de ρ_f e ρ_g ser entre 1000 e 2500 psia $\bar{\rho}$ fica limitada à mesma faixa de pressão.

Entalpia do Refrigerante

Neste cálculo são consideradas também, as regiões monofásicas e de ebulição.

1) Região monofásica : É utilizado um polinômio de [22], válido entre 1000 e 2500 psia.

$$H(T) = -583,14 + 4,488T - 0,007412T^2 + 5,438 \times 10^{-6}T^3$$

em [Btu/lb] (4-5-3-10)

2) Região de Ebulição : Para o cálculo da entalpia na região de ebulição é usada a definição dada pela relação:

$$H = H_f + X H_{fg}$$

Os valores assim obtidos, tem por faixa de validade a dos parâmetros dependentes, ou seja 1000-2500 psia.

Viscosidade do Refrigerante

A viscosidade do refrigerante é calculada, segundo correlação de [22], sendo válida entre 1000-2500 psia.

$$A(H) = -3,5538 \times 10^{-9}H^4 + 6,57249 \times 10^{-6}H^3 - 0,00498H^2 + 2,68563H - 186,366$$

(4-5-3-11)

$$B(P,H) = A \{ 1 - 1,625 \times 10^{-8} (A-490)^{0,25} (A-490)(2500-P) \}$$

(4-5-3-12)

$$\frac{3600}{\mu} = (4,487 \times 10^{-3}) (B-47 + \sqrt{26200 + (B-47)^2}) - 0,258$$

em |lb/sft| (4-5-3-13)

Condutividade Térmica

A condutividade térmica \bar{k} é calculada, segundo correlação de [10], válida entre 0 e 2500 psia e entalpia maior que 90 Btu/lb.

$$K(T,H) = 0,47 - 0,45 \left(\frac{H-250}{1000} \right) - 0,072 \exp \left(-6,25 \left(\frac{H-250}{1000} \right) \right)$$

em |Btu/hr ft °F| (4-5-3-14)

Calor Específico

Calculado segundo correlação de [22], válida entre 1000 e 2500 psia.

É definido por :

$$C_p(T) = \frac{\phi(T)}{\rho(T)}$$

onde

$$\begin{aligned} \phi(T) &= 57,3 \quad \text{para } T < 520^\circ\text{F} \\ &= 57,3 \left| 1 + 7,73 \times 10^{-4} (T - 520) \right| \quad \text{para } 520 < T < 590^\circ\text{F} \\ &= 57,3 \left| 1 + 2,95 \times 10^{-3} (T - 571,6) \right| \quad \text{para } 590 < T < T_{SAT} \end{aligned}$$

em |Btu/lb °F| (4-5-3-15)

e $\rho(T)$ fornecido pelas equações (4-5-3-7) ou (4-5-3-8) dependendo da pressão.

4.5.3.3 Modelos Utilizados

Razão de Deslizamento

São utilizados os seguintes modelos na determinação deste parâmetro.

Modelo de Martinelli

O programa calcula a fração de vazio segundo o modelo de Martinelli, através de interpolação de Lagrange dos dados da Tabela 4-5-3-1, em termo do título e pressão. Esta tabela é citada em [28]. A seguir, a razão de deslizamento é calculada a partir da relação :

$$S = \frac{X}{1 - X} \frac{1 - \alpha}{\alpha} \frac{\rho_f}{\rho_g} \quad (4-5-3-16)$$

Modelo de Armand

A fração de vazio é calculada segundo a relação de Armand , dada pela equação 2-4-2-11 .

A partir deste valor e da definição de razão de deslizamento , tem-se :

$$S = \frac{((1-X)/\rho_f) + (X/\rho_g) (1-0.833+0.167X)}{((0.833+0.167X) (1-X)/\rho_f)} \quad (4-5-3-17)$$

Multiplicador Bifásico

O cálculo do multiplicador bifásico para correção da perda de pressão por fricção é feito de acordo com o modelo de Martinelli-Nelson. Este fator é determinado através de uma interpolação de Lagrange em termos da pressão e título real, a partir dos valores da Tabela 2-4-1, retirados de [10].

Após isto, são feitas novas correções em termos do título real, fluxo de massa e pressão, segundo Tabela 2-4-2 obtida em [27].

Cálculo de f/f_{iso}

De acordo com a referência [4], uma correlação para o cálculo da correção do fator de fricção isotérmico em função da variação da viscosidade próxima à parede, é dada pela relação :

$$\frac{f}{f_{iso}} = \left(\frac{\mu_{wall}}{\mu_{bulk}} \right)^{0,6} \quad (4-5-3-18)$$

No caso do código THINC, por exemplo, esta correção é efetuada somente na região de ebulição, e portanto, pode-se considerar que $\mu_{wall} = \mu_{sat}$.

4.5.4 Confronto com Resultados Disponíveis

O confronto dos resultados de cálculo do PROPHEAT com os existentes na literatura é apresentado para o caso de seu processamento aplicado ao cálculo de propriedades nas con

dições adotadas no caso exemplo do código THINC.

Deste modo, nas Figuras de 4-4-2 a 4-4-8 é apresentado um confronto dos valores obtidos com os de [10], [20], [29] e [30] relativos às avaliações de densidades, entalpias, condutividade térmica e fator de fricção bifásico. Analogamente, nas Tabelas 4-5-4-1 e 4-5-4-2 são apresentados valores de propriedades de líquido e vapor saturados e razão de deslizamento, em confronto com resultados da literatura.

Desta análise comparativa entre as previsões de PROPHEAT e resultados apresentados na literatura, tanto para propriedades do refrigerante, quanto para parâmetros semi-empíricos, conclui-se da confiabilidade do programa.

Deve ser salientada a importância do PROPHEAT como ferramenta de cálculo na fase de preparação de dados de entrada aos códigos CAT-II e THINC, levando-se em conta que a preparação de seus dados é muito simples e que o tempo de computação necessário ao processamento de um caso, calculando cerca de 450 valores, é de aproximadamente cinco minutos no IBM/360-40.

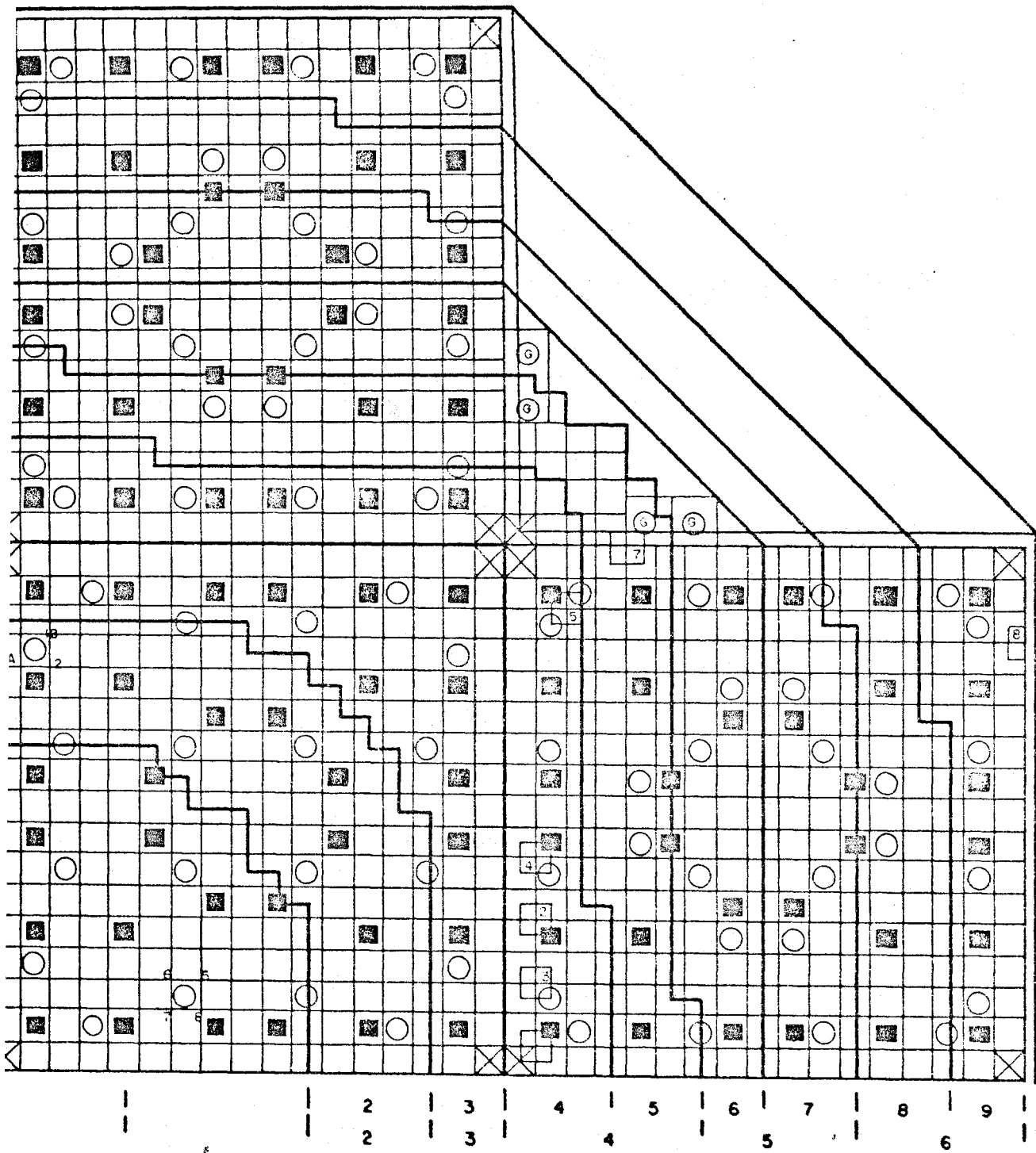


FIGURA 4-2-1
 GEOMETRIA DE 1/4 DO NÚCLEO
 DO FDR-II

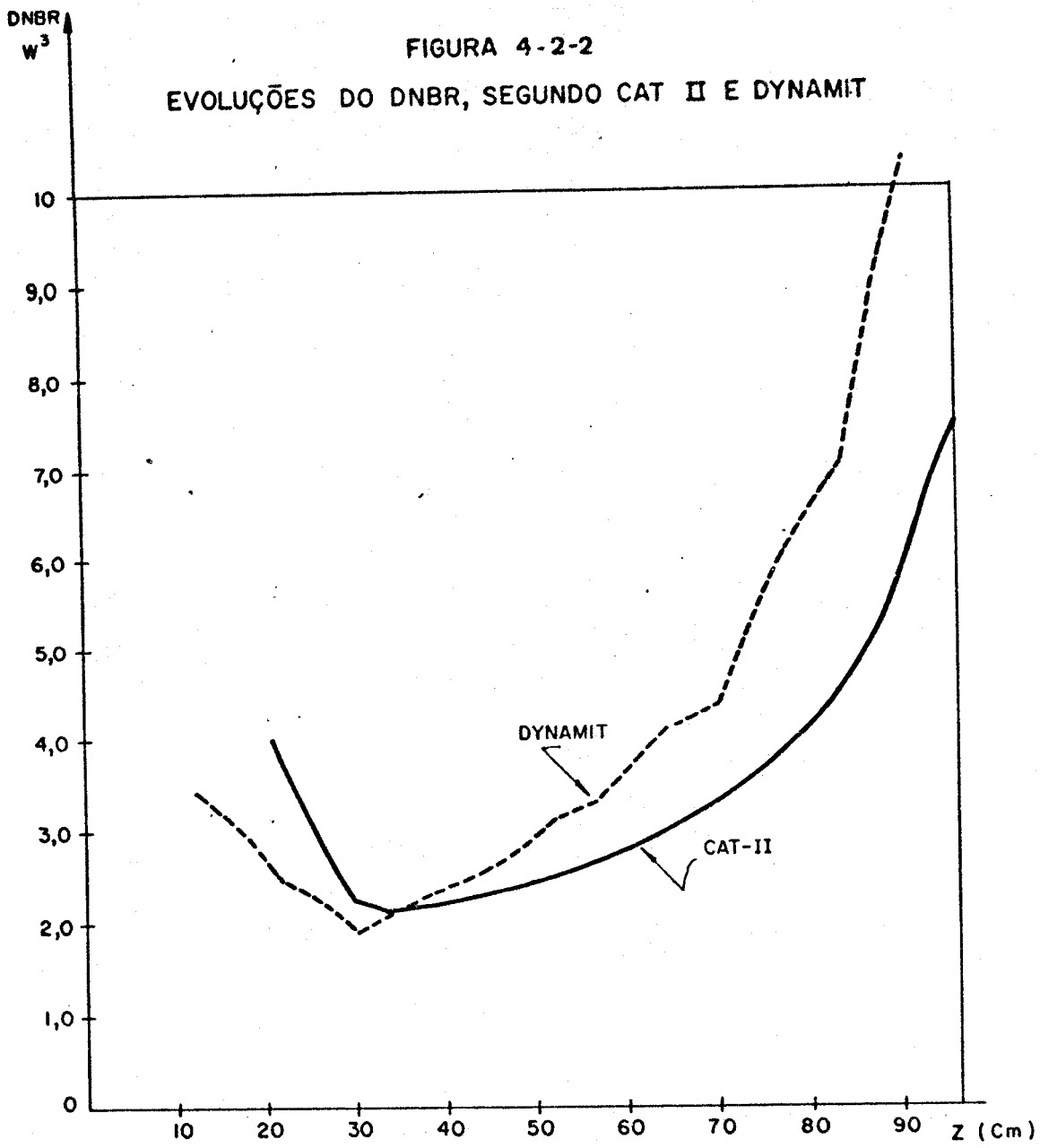


FIGURA 4-4-1
EVOLUÇÕES DO DNBR, SEGUNDO DYNAMIT E CRISE

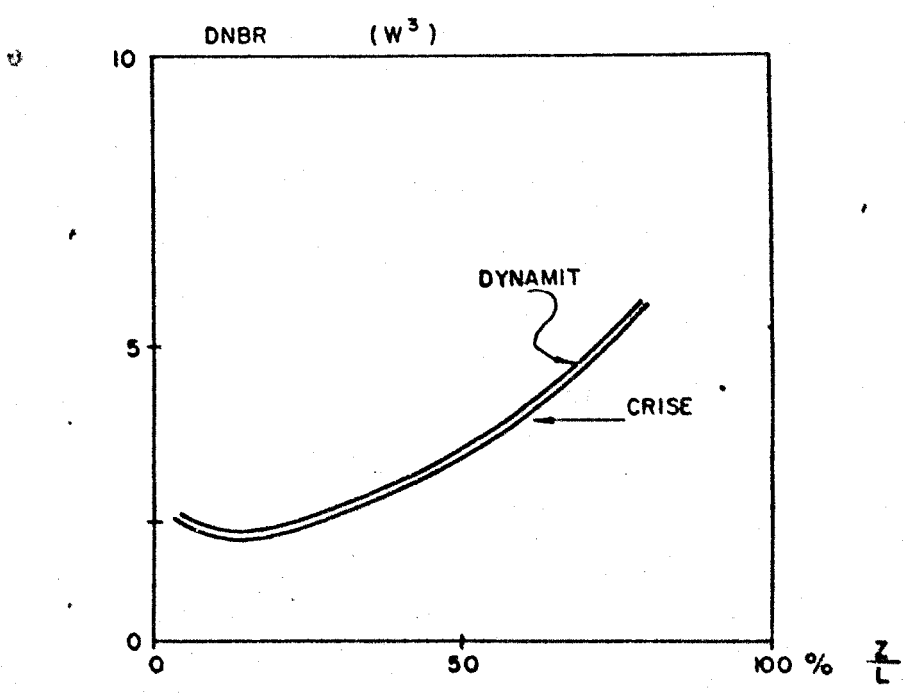


FIGURA 4-4-2
 DENSIDADE EM FUNÇÃO DA TEMPERATURA NA RE-
 GIÃO MONO FÁSICA

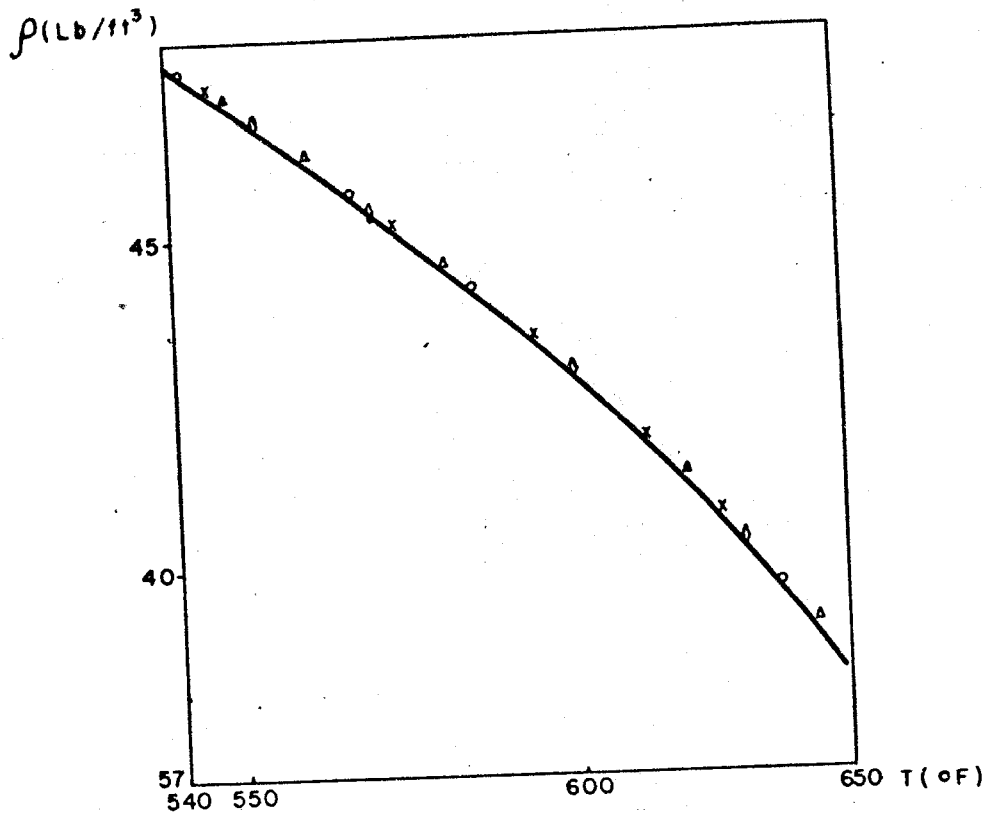
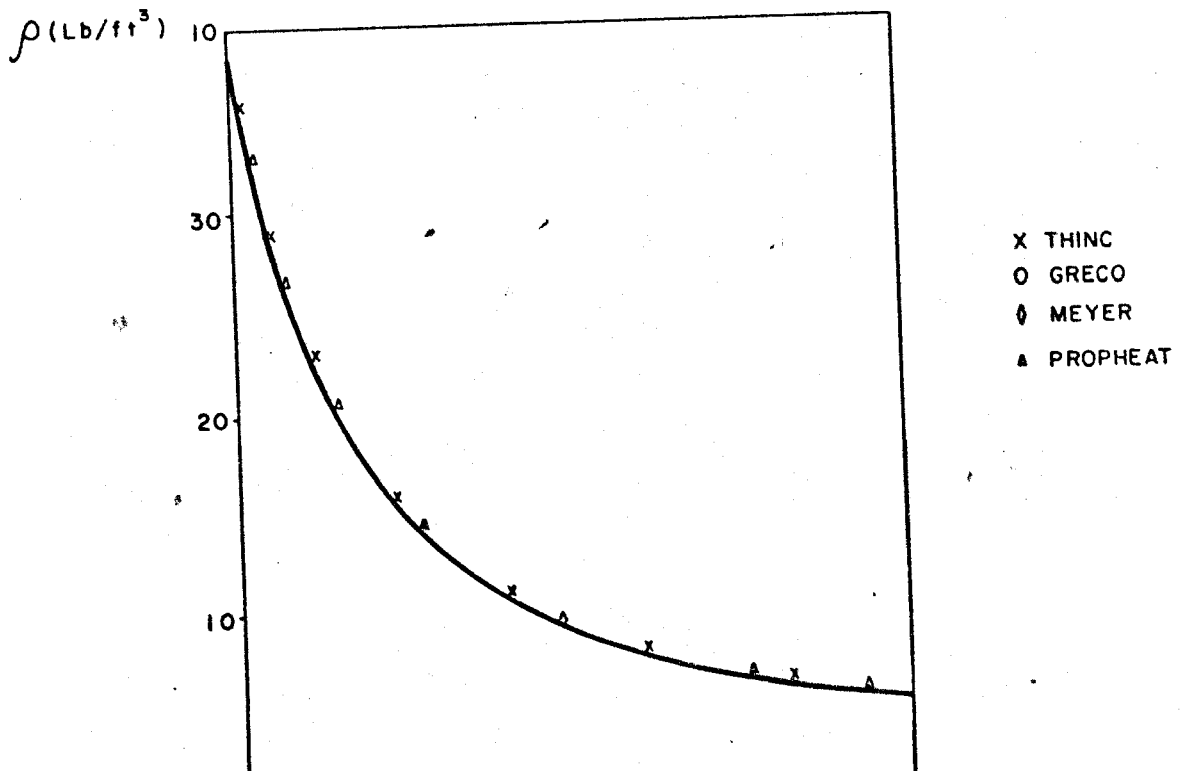


FIGURA 4-4-3
 DENSIDADE EM FUNÇÃO DO TÍTULO



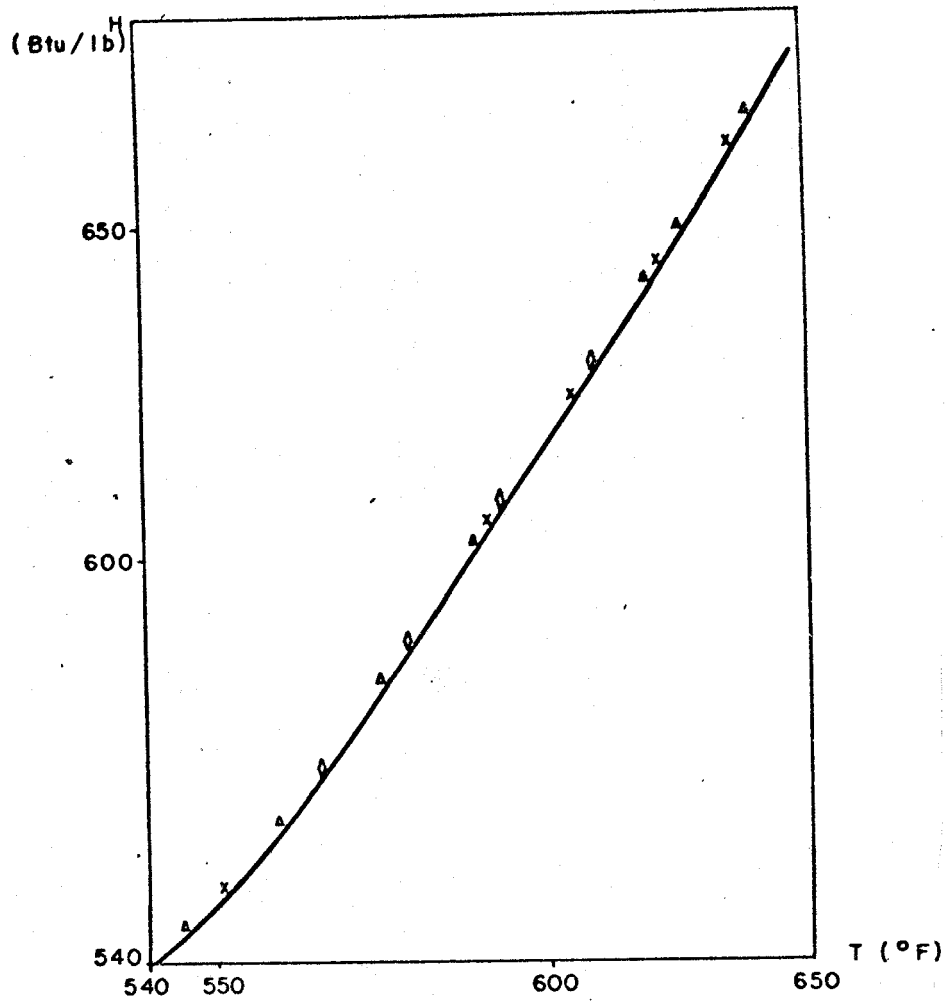


FIG. 4-4-4 ENTALPIA EM FUNÇÃO DA TEMPERATURA NA REGIÃO MONOFÁSICA

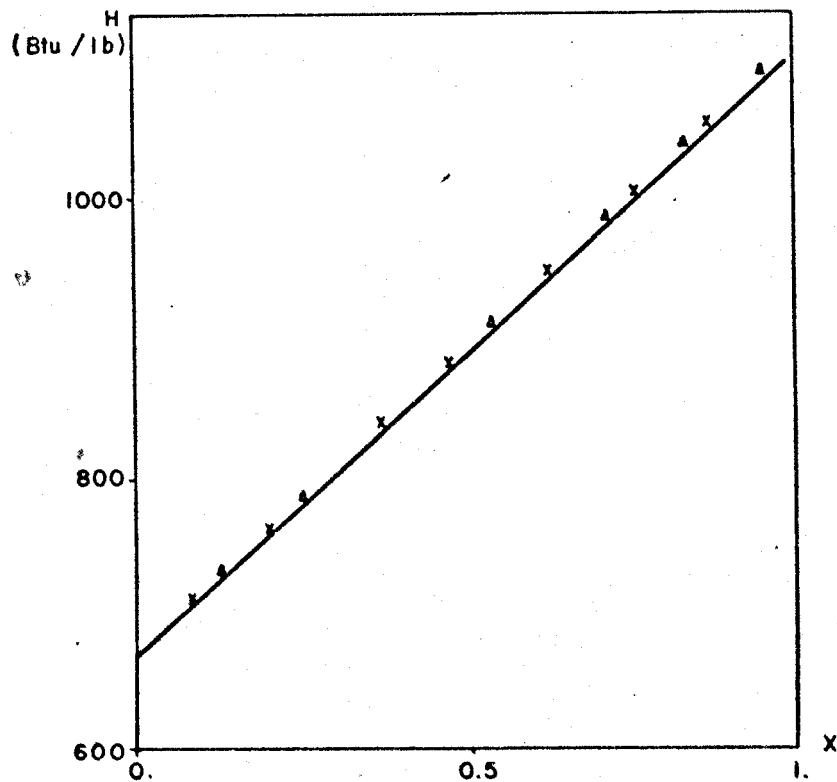


FIG. 4-4-5 - ENTALPIA EM FUNÇÃO DO TÍTULO

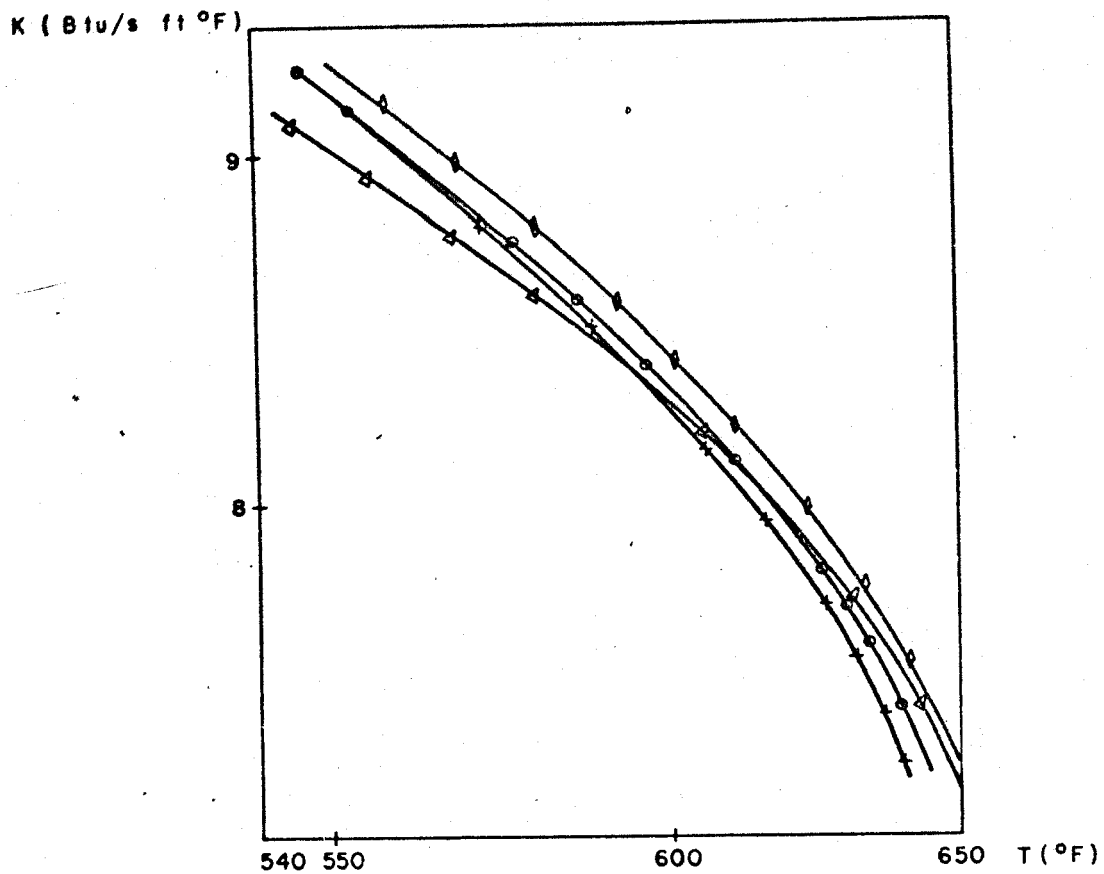


FIG. 4 - 4 - 6 CONDUTIVIDADE TÉRMICA EM FUNÇÃO DA TEMPERATURA

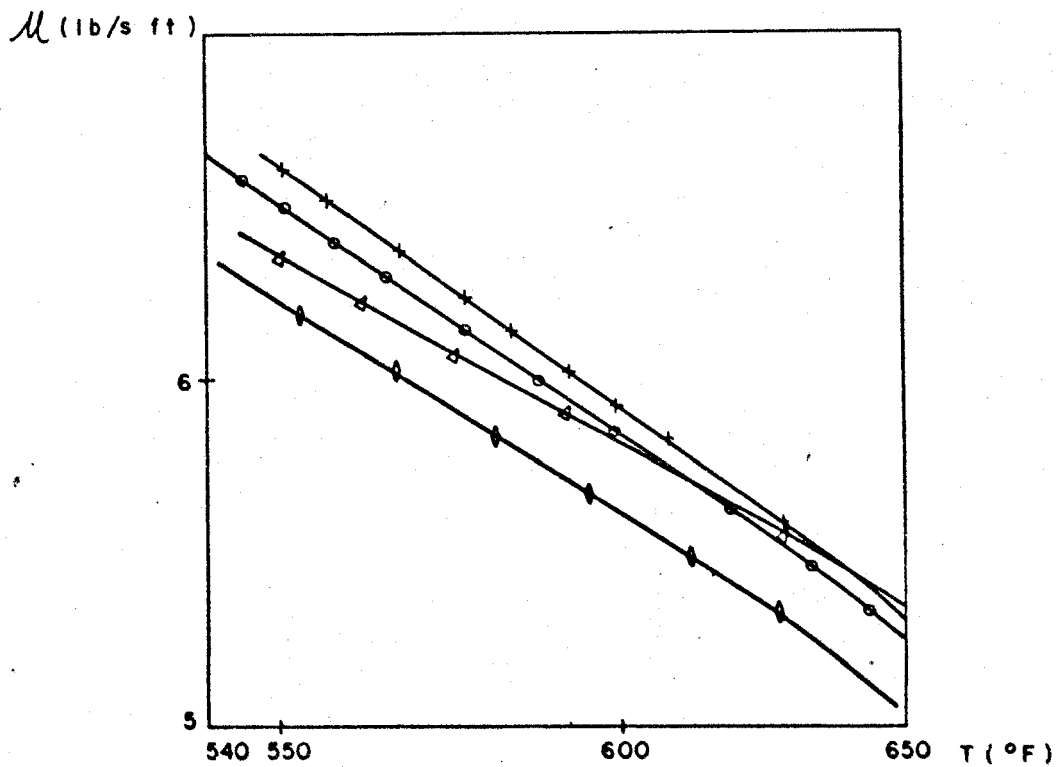


FIG. 4 - 4 - 7 VISCOSIDADE EM FUNÇÃO DA TEMPERATURA

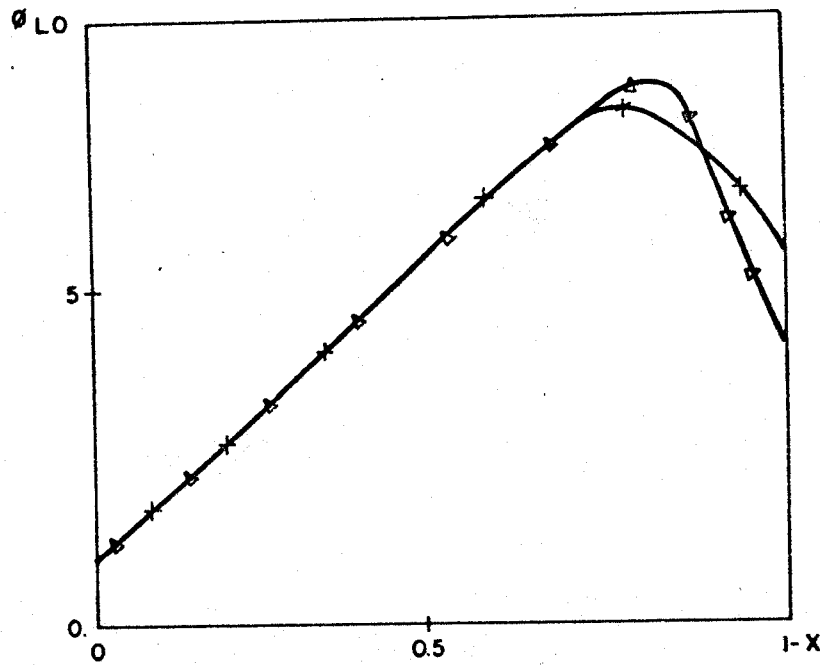


FIGURA - 4 - 4 - 8 FATOR DE FRICÇÃO BIFÁSICO
EM FUNÇÃO DO TÍTULO

TABELA 4-5-3-1

VALORES DA FRAÇÃO DE VAZIO SEGUNDO MARTINELLI

PRESSÃO psia	0	0.010	0.042	0.050	0.100	0.200	0.300	0.400	0.500	0.600	0.700	0.800	0.900	1.000
14.	0	0.670	0.813	0.836	0.893	0.934	0.954	0.969	0.979	0.986	0.990	0.994	0.997	1.000
100	0	0.670	0.813	0.836	0.893	0.934	0.954	0.969	0.979	0.986	0.990	0.994	0.997	1.000
250	0	0.435	0.656	0.691	0.770	0.849	0.890	0.914	0.938	0.953	0.966	0.977	0.990	1.000
500	0	0.302	0.595	0.623	0.715	0.808	0.854	0.877	0.914	0.934	0.952	0.968	0.985	1.000
750	0	0.223	0.513	0.549	0.662	0.768	0.824	0.864	0.895	0.921	0.942	0.962	0.982	1.000
1000	0	0.170	0.440	0.477	0.617	0.729	0.797	0.843	0.878	0.908	0.931	0.956	0.978	1.000
1250	0	0.130	0.375	0.415	0.569	0.690	0.778	0.820	0.862	0.894	0.922	0.950	0.976	1.000
1500	0	0.106	0.324	0.362	0.514	0.659	0.739	0.793	0.843	0.879	0.912	0.942	0.972	1.000
1750	0	0.086	0.270	0.311	0.469	0.621	0.706	0.767	0.822	0.864	0.901	0.936	0.969	1.000
2000	0	0.068	0.230	0.264	0.415	0.581	0.670	0.736	0.796	0.848	0.890	0.928	0.965	1.000
2500	0	0.043	0.152	0.182	0.310	0.465	0.569	0.657	0.731	0.797	0.853	0.905	0.953	1.000
3206	0	0.010	0.042	0.050	0.100	0.200	0.300	0.400	0.500	0.600	0.700	0.800	0.900	1.000

TABELA 4-5-4-1

PROPRIEDADES DO REFRIGERANTE RELATIVAS A SATURAÇÃO

P = 2000 psia

	PROPHEAT	THINC	MEYER	GRECO
TSAT	636.01	635.82	635.80	635.82
ρ_f	38.94	38.91	38.99	38.91
ρ_g	5.32	5.32	5.31	5.32
Hf	671.7	671.7	672.1	671.7
Hg	463.4	463.4	466.2	463.4
Hg	1135.1	1135.1	1138.3	1135.1

TABELA 4-5-4-2

RAZÃO DE DESLIZAMENTO

P = 2000 psia

X	THINC	PROPHEAT	
		MARTINELLI	ARMAND
0.0	1.0	1.0	1.0
0.061	1.28	1.12	1.27
0.15	1.38	1.30	1.38
0.23	1.42	1.41	1.47

5. APLICAÇÃO DOS CÓDIGOS À ANÁLISE TERMOHIDRÁULICA DE ANGRA-1

5.1 Introdução

Neste capítulo é feita uma descrição sucinta do núcleo do reator de Angra-1, baseada em [14], tendo em vista ser este tomado como base nos cálculos efetuados com CAT-II e THINC.

São apresentados detalhes dos principais dados geométricos utilizados na preparação dos dados de entrada e distribuições axiais e radiais de potência.

Deve ser esclarecido, que as características aqui descritas para o núcleo de Angra-1, correspondem a uma primeira previsão, não sendo, necessariamente as do núcleo definitivo, devido a mudanças no projeto inicial.

Praticamente todos os dados utilizados, foram retirados deste primeiro projeto, devendo ser salientada a carência de informações, principalmente no que se refere às dimensões de orifícios e espessura da grade difusora a entrada do núcleo e grades espaçadoras.

Além disto, em [14], dispõe-se de uma única distribuição axial de fluxo à potência nominal, para os canais quente e normal.

No que se refere a distribuição pino a pino do feixe mais quente, necessária para o cálculo do feixe mais quente, recorreu-se a cálculos efetuados pela equipe de física de reatores [31].

5.2 Descrição do Núcleo de Angra-1

O sistema de produção de vapor proposto para Angra-1, e que gera 1882 MWt, consiste de um reator nuclear PWR, com um sistema de refrigeração a dois circuitos. A potência térmica do núcleo é 1876 MWt, a diferença de 6 MWt é devida a contribuição das bombas de circulação do circuito primário.

O combustível empregado é óxido de urânio IV, ligeiramente enriquecido na forma de pastilhas contidas em tubos de zircalloy fechados nas extremidades, por tampões soldados. Nestes tubos é reservado um volume interno para a acomodação de gases de fissão. As barras combustíveis são agrupadas em arranjo 14 x 14. São utilizados combustíveis com três enriquecimentos diferentes formando um núcleo de três regiões.

A água pressurizada serve como moderador e refrigerante e é feita circular, através do núcleo por duas bombas.

O refrigerante recebe calor no núcleo do reator e o transmite para o circuito secundário por meio de dois geradores de vapor, um em cada circuito. A pressão do sistema primário é estabelecida e mantida por um pressurizador acoplado a um dos circuitos de refrigeração. O vapor originado no gerador de vapor aciona o conjunto turbo-gerador que converte calor em eletricidade.

O núcleo do reator, formado de feixes de elementos combustíveis, barras de controle, fontes e elementos suporte, controla a fonte de calor durante a operação do reator. As estruturas suportes superior e inferior, são projetadas de modo a sustentar, alinhar e dirigir os componentes do núcleo e conduzir o escoamento do refrigerante ao longo das superfícies aquecidas.

Os feixes combustíveis são agrupados em um arranjo de seção transversal praticamente circular, Figura 5-2-1, sendo todos mecanicamente idênticos, mas contendo combustível de diferentes enriquecimentos, conforme sua localização no núcleo.

Os feixes apresentam seção transversal quadrada de 76 in de lado e 161 in de altura, das quais 144 in constituem o comprimento aquecido. As barras são arranjadas em uma malha quadrada de 14 x 14. Das 196 posições possíveis 16 são ocupadas por tubos guia de barras de controle e veneno queimável e uma por tubo de instrumentação. As 179 restantes são ocupadas por varetas combustíveis. Dispõe-se ainda de 7 grades espaçadoras dispostas ao longo do comprimento do feixe.

Nas Tabelas 5-2-1 e 5-2-2, tomadas de |14|, são apresentados parâmetros dos projetos termohidráulico e mecânico, respectivamente.

5.3 Condições Adotadas para Cálculos com CAT-II

5.3.1 Cálculos em Regime Permanente

De acordo com o modelo físico adotado pelo código, o núcleo foi dividido em dois canais: o canal normal apresentando condições médias do núcleo e o canal quente, em condições de máxima sobrecarga térmica.

-Distribuições de fluxo de calor axial.

São fornecidas ao código duas distribuições axiais do fluxo de calor superficial, retiradas de [14], para o canal quente e normal, conforme Figura 5-3-1. Deste modo o valor médio da distribuição do canal médio corresponde ao valor do fluxo de calor médio no núcleo. O máximo da distribuição do canal quente, corresponde ao fluxo máximo no núcleo, conforme a Tabela 5-2-1, a menos dos fatores de canal quente que não são incluídos no modelo de cálculo do código. (Seção 3-2-5)

-Comprimento do núcleo.

Para efeito de cálculo considera-se apenas o comprimento aquecido do núcleo. Deste modo, os 12 pés correspondentes a este comprimento foram divididos em 100 intervalos iguais de cálculo.

-Localização das grades.

A localização das grades não é fornecida. Foram posto supostas igualmente espaçadas e a 0,12; 1,20; 3,60; 6,00; 8,40 e 11,88 pés, a partir do início do comprimento aquecido.

-Fatores de perda de pressão.

Não são disponíveis dados relativos as variações da área de passagem do refrigerante, correspondente a grades e placas. Foram utilizados os fatores recomendados em | 4 | e | 9 |.

-Raio hidráulico.

O código CAT-II não distingue perímetro molhado de perímetro aquecido. É recomendado utilizar o valor do raio hidráulico definido como:

$$r_h = \frac{\text{área de passagem do refrigerante}}{\text{perímetro de transferência de calor}}$$

-Velocidade de massa.

O valor adotado na entrada do núcleo é o valor médio no núcleo, por ser o único disponível.

Os demais dados relativos às condições de funcionamento, são obtidos da Tabela 5-2-1.

5.3.2 Cálculo de Acidentes

O estudo completo dos acidentes de perda de refrigeração por meio de códigos, requer a existência de uma cadeia que forneça, em sequência, informações relativas a variação temporal da velocidade de massa, variações espacial e temporal dos fluxos de calor superficial no canal quente e normal e variações da temperatura da vareta combustível.

Para cálculo efetivo de acidentes utilizando CAT-II,

pelo menos os dois primeiros códigos desta cadeia, seriam in dispensáveis. A situação do PAR relativa a estes é a seguinte: não se dispõe de códigos que calculem a variação espacial e temporal do fluxo de calor nos canais quente e normal durante acidentes.

Com relação a distribuição temporal da velocidade de massa, sabe-se que há códigos que dispõem de condições de calculá-la. Porém durante o tempo de desenvolvimento deste trabalho, estes cálculos não eram disponíveis.

Para serem efetuados os cálculos de acidentes, foi necessário lançar mão dos dados de |14 | e supor que:

$$q^*(z, t) = X(z) Y(t)$$

-Cálculo do acidente de perda parcial de fluxo forçado de refrigerante.

A descrição do acidente é fornecida na seção 14.2 de |14 | e sob o ponto de vista termohidráulico, são admitidas as seguintes condições de análise, no início do acidente.

- 1) Nível máximo de potência
- 2) Pressão de operação mínima
- 3) Temperatura do refrigerante máxima.

Na Figura 5-3-2 são apresentadas as variações temporais do fluxo de calor no canal quente e normal e na Figura 5-3-3 a variação da velocidade de massa.

-Cálculo do acidente de perda total de fluxo forçado de refrigerante.

A descrição deste acidente é fornecida na seção 14.3 de | 14 |.

São admitidas as mesmas condições iniciais do acidente anterior. Na Figuras 5-3-4 e 5-3-5 são apresentadas as variações do fluxo de calor e velocidade de massa adotadas para cálculos do acidente.

5.4 Condições Adotadas nos Cálculos com THINC

O tratamento do núcleo do reator de Angra-1 nos cálculos com THINC, é feito em três etapas: a primeira consistindo no cálculo de 1/4 do núcleo, a segunda no cálculo do feixe mais quente e a terceira no cálculo do subcanal mais quente acoplado ao feixe quente.

5.4.1 Cálculo de 1/4 do Núcleo

Embora as distribuições radiais de potência fornecidas em | 14 | admitam a existência de 1/8 de simetria, adotou-se para efeito de cálculos a região apresentada na Figura 5-4-1, que corresponde a 1/4 do núcleo, tendo-se adicionado o restante dos feixes situados nas linhas de simetria. Isto porque, o modelo dos cálculos deste código, não admite troca nas fronteiras da região em estudo e ao se admitir simetria de 1/8 há conseqüente redução na área de troca entre os canais o que levaria a condições mais conservativas.

A seguir são discutidos os principais dados de entrada utilizados nesta etapa.

-Número de barras por canal.

Como dito anteriormente, das 196 posições existentes no arranjo 14 x 14, dos feixes combustíveis, apenas 179 são ocupadas por varetas combustíveis. Este valor é então forneci

do para todos canais de cálculo, uma vez que cada feixe é con-
siderado como um canal.

-Área de escoamento.

Admitiu-se que todos os feixes apresentassem a mesma área de escoamento, sem levar em conta a pequena diferença - existente para os da periferia.

-Pressão de entrada.

Considerou-se como sendo a pressão do sistema, em face ao pequeno gradiente existente no núcleo em relação a este valor.

-Velocidade inicial do refrigerante à entrada do núcleo.

Foram supostas velocidades idênticas para todos os ca-
nais, determinada a partir da densidade do refrigerante na en-
trada do núcleo e do valor da velocidade de massa.

-Coeficientes de perda de pressão à entrada e saída.

Os valores para estes parâmetros foram retirados de
| 4 | pois não se dispunha de dados para sua estimativa.

-Distribuição axial do fluxo de calor.

Foi admitida a distribuição apresentada na Figura 5-3-1, correspondente ao canal normal do CAT-II, sendo levado em conta em cada canal, o fator de potência radial, de acordo com a Figura 5-4-1.

-Diâmetro hidráulico.

Este parâmetro é fornecido uma única vez para todos

os canais não sendo possível levar em conta corretamente as relações entre as áreas de escoamento e perímetros molhados diferentes, para canais do centro e periferia. O valor for necido corresponde ao de um canal delimitado por quatro vare tas combustíveis.

-Tabelas de propriedades.

As Tabelas de propriedades do refrigerante necessã - rias como entrada ao código, foram calculadas pelo PROPHEAT para as condições de operação do reator e são apresentadas na Tabela 5-4-1.

Os demais dados foram retirados das Tabelas 5-3-1 e 5-3-2.

5.4.2 Cálculo do Feixe Quente

Visando a determinação do subcanal mais quente, foi efetuado um estudo detalhado do feixe que apresenta pico de potência na etapa anterior, de acordo com a Figura 5-4-1.

Para isto o feixe foi dividido em 49 canais de escoamento, conforme mostrado na Figura 5-4-2. Na Figura 5-4-3 é apresentada uma representação esquemática do tratamento des tes canais.

Os principais dados característicos desta etapa, são descritos a seguir.

-Número de barras por canal.

O número de barras existentes nos 49 canais adotados, pode ser 3 ou 4, dependendo da presença ou não de tubo guia.

-Área de escoamento.

São admitidos dois valores para a área de escoamento, dependendo da presença de tubo guia, que tem diâmetro superior ao da vareta combustível. (Tabela 5-3-2).

-Velocidade na entrada.

É admitido um mesmo valor inicial para todos os canais, igual ao valor de entrada do feixe na última iteração dos cálculos da etapa anterior.

-Distribuição do fluxo de calor.

A forma da distribuição axial do fluxo de calor considerada em todos os canais é a mesma e igual a da etapa anterior de cálculo, porém, neste caso, necessita-se da distribuição pino a pino, no feixe quente para o fornecimento dos fatores radiais de cada canal.

Como em [14] não se dispunha desta distribuição, recorreu-se a cálculos físicos efetuados com os códigos LEOPARD e EREBUS, [31], que levam a distribuição apresentada na Figura 5-4-4.

Os demais dados são idênticos aos adotados na etapa anterior.

5.4.3 Cálculo do Canal Quente

A partir dos resultados da etapa anterior, determina-se os canais contendo 3 e 4 varetas combustíveis, que levam a maior acréscimo de entalpia. São então processados casos, aplicando-se fatores de canal quente em cada um destes.

Estes cálculos fornecem subsídios para obtenção de dados de entrada do programa CRISE que determina, finalmente, a evolução do DNBR.

5.5 Apresentação dos Resultados de Cálculos em Regime Permanente

5.5.1 Cálculos com o CAT-II

São apresentados a seguir os resultados dos cálculos, efetuados com o código CAT-II, para as condições nominais de operação da Central de Angra-1.

O confronto entre os resultados de cálculo com os de | 14 | é dificultado, devido a escassez de informações contidas nesta referência.

Na Figura 5-5-1, são apresentadas as evoluções de temperatura de saturação, do refrigerante e do valor necessário para início de ebulição nucleada, no canal quente. De acordo com o modelo adotado pelo código, nota-se que aproximadamente a 50% do início do comprimento aquecido, começa a ebulição nucleada. A ebulição franca não é alcançada até a saída do núcleo, pois o valor da temperatura na saída, 651,1^oF, encontra-se abaixo do de saturação.

Na Figura 5-5-2 são fornecidas as evoluções de temperatura do refrigerante nos canais normal e quente. Como pode ser visto, a primeira leva a um valor de saída de 620,4^oF, com parâvel ao valor 618,7^oF de | 32 |. Quanto ao canal quente, tem-se a saída o valor 651,1^oF, para a qual não se dispõe de

resultados em |14| para confronto.

Na Figura 5-5-3 é apresentada a evolução da perda de pressão; o valor na saída de 32,6 psi é diretamente comparável ao de |14|, que é 34 psi. Além disto, tem-se a indicação marcante da presença das grades, que são as responsáveis pela maior parte da perda de pressão total.

Na Figura 5-5-4 são mostradas as evoluções de densidade do refrigerante nos canais normal e quente; relativo a este último, nota-se um acréscimo na taxa de diminuição deste parâmetro, na saída do canal, devido à existência de condições mais rigorosas.

Na Figura 5-5-5, tem-se as evoluções dos fluxos críticos dadas pelas correlações W2 e W3 em confronto com a distribuição do fluxo de calor no canal quente.

Finalmente, na Figura 5-5-6, tem-se as evoluções do DNBR calculadas por estas correlações. O valor mínimo obtido com a W3 1,81, é comparável ao valor 2,08 de |14|, tendo-se em vista o modelo conservativo de cálculo.

5.5.2 Cálculos com THINC

Analogamente, são apresentados a seguir os resultados dos cálculos efetuados com o código THINC.

Como descrito na Seção 3-3-4, este código apresenta como saída apenas os resultados relativos às evoluções de velocidade, densidade, perda de pressão e pressão, para os diversos canais.

Demais saídas, como título, entalpia, vazão e potên -

cia, são fornecidas apenas em relação à entrada e saída do comprimento de cálculo.

Relativo ao cálculo de $1/4$ do núcleo, na Figura 5-5-7, são fornecidos os valores dos acréscimo de entalpia, normalizados em relação à média, para $1/8$ do núcleo devido à simetria existente. Estes resultados levaram a escolha do feixe a ser tratado detalhadamente na etapa subsequente, adotando-se para isto o que, além de apresentar pico de potência, apresenta também maior aumento de entalpia e não se encontra na fronteira da região em estudo. Este feixe é salientado na Figura 5-5-7.

Na Tabela 5-5-1 são apresentados resultados relativos a fluxo de massa e perda de pressão na entrada e saída do canal, perda de pressão total, densidade e título de saída, assim como potência integrada para os 37 canais estudados.

As evoluções dos parâmetros de cálculo para todos os canais, não são levadas individualmente em gráficos, por não apresentarem qualquer comportamento notável.

Relativo ao cálculo do feixe quente, são apresentados na Figura 5-5-8 os acréscimos de entalpia normalizados para os 49 canais.

Analogamente a etapa anterior, são fornecidos na Tabela 5-5-2, parâmetros de cálculo para os 49 canais.

Relativo à terceira etapa de cálculo, tem-se nas Figuras 5-5-9 e 5-5-10 as evoluções dos fluxos de calor crítico e local do DNBR, calculado pelas correlações W2 e W3. Esses valores correspondem aos do canal de mínimo DNBR, que é do tipo contendo 3 barras combustíveis e um tubo guia. O valor de DNBR mínimo obtido, 1,80, é comparável a 2,08 de [14].

Finalmente, nas Figuras 5-5-11 e 5-5-12 são apresentadas as evoluções de entalpia e densidade do refrigerante em um feixe com condições médias do núcleo e no canal quente. Esses cálculos levam a entalpia na saída do canal quente acima do valor de saturação.

5.5.3 Confronto entre Resultados de CAT-II e THINC

Apesar dos diferentes modelos de cálculo adotados pelos dois códigos, os resultados obtidos são bastante próximos.

Na Figura 5-5-13, são apresentadas as evoluções das entalpias em canais médios calculadas pelos dois códigos, levando a valores praticamente coincidentes.

Na Figura 5-5-14, são fornecidas as evoluções de densidade para os mesmos canais, sendo que, neste caso, não se observa mais a coincidência verificada na Figura anterior. No caso das evoluções de entalpia, na ausência de ebulição, ambos os códigos utilizam o mesmo polinômio, apresentado na seção 4-5-3-2, descrevendo este parâmetro: o CAT-II dispõe internamente desta expressão e o THINC utiliza-a através de Tabela calculada pelo PROPHEAT.

No caso de densidade, entretanto, são utilizados métodos distintos pelos dois códigos, o que explica o desvio detectado, além do fato do canal de cálculo do THINC, considerado como em condições médias, não se encontrar exatamente nesta situação pois o valor do seu acréscimo de entalpia, normalizado em relação a média, é de 0,948.

Na Figura 5-5-15, são apresentadas as evoluções de entalpia do canal quente destes dois códigos, que no caso do THINC, encontra-se mais sobrecarregado que o do CAT-II, chegan

do-se inclusive a obtenção de ebulição franca a saída deste canal, o que não é observado no caso do CAT-II.

Na Figura 5-5-16, são fornecidas as evoluções das densidades nos canais quentes. Analogamente ao comportamento observado no caso dos canais normais, nas regiões de entalpia coincidente, os valores da densidade fornecidos pelo THINC, são superiores. A medida que as entalpias vão se afastando, a partir do primeiro quarto do seguimento aquecido, a diferença nas densidades, vai diminuindo até que aproximadamente a $3/4$ do comprimento, o valor do THINC passa a ser inferior.

Na Figura 5-5-17, tem-se as evoluções do DNBR calculadas com a W3, segundo os dois códigos. Apesar da obtenção de evoluções não coincidentes, os valores mínimos são.

Tendo-se em vista as diferenças existentes nos modelos de cálculo, principalmente no que se refere a discretização em canais, este resultado não pode ser considerado como esperado.

No caso do CAT-II a existência de um canal quente, não se acha condicionada a qualquer consideração relativa ao arranjo físico do núcleo. Impõe-se apenas a condição que este corresponda a uma região em que se tenha o fluxo de calor máximo do núcleo e que não seja capaz de alterar as condições de escoamento do canal normal, o qual por outro lado, atenua as condições do refrigerante ao longo do canal quente.

O tratamento do canal quente, adotado neste trabalho, no caso de cálculos com o código THINC, admite a discretização de pequenos canais dentro do feixe quente, aos quais, individualmente, pode-se aplicar fatores de canal quente em cada condição de cálculo. Nesta situação apesar do modelo de cálculo adotado por este código, admitir mistura entre os canais, por vazão transversal, esta se dá com vizinhos bastante

sobrecarregados termicamente, já que estes pertencem ao feixe quente.

Em vista desta marcante diferença existente entre os dois modelos de cálculos, era de se esperar que os resultados obtidos com os dois códigos levasse a condições mais conservativas no caso do código THINC.

No que se refere aos valores na saída, das propriedades termodinâmicas este fato é realmente verificado. No caso da densidade em que se tem no início do comprimento aquecido, um valor superior calculado pelo THINC, para entalpias praticamente coincidentes - como já verificado na comparação entre resultados dos canais normais - a marcante sobrecarga ao longo do canal quente passa a compensar a diferença existente entre os modelos de cálculos dos dois códigos. Em aproximadamente $3/4$ do início do comprimento aquecido, a densidade calculada pelo THINC passa a ser inferior, tendo-se na saída uma diferença de $3,3 \text{ lb/ft}^3$. Na Tabela 5-5-3 são fornecidos os valores relativos ao fluxo crítico para os dois códigos no segmento de mínimo DNBR. Estes resultados mostram, principalmente, a influência do efeito de memória no valor do DNBR. Como mostrado nesta Tabela os pontos de mínimo não são coincidentes, sendo o do CAT-II a jusante do de THINC.

Nestas condições, este ponto, no CAT-II, se encontra mais sobrecarregado termicamente que no THINC, apesar do menor valor do fluxo de calor local.

Este fato é ressaltado pelo maior valor do fator F para o CAT-II, 1,25 que o do THINC, 1,19. Caso estes fatores não fossem levados em consideração nos cálculos, ter-se-ia nestes dois pontos os valores 2,26 e 2,14 para o CAT-II e THINC, respectivamente. O efeito de memória justifica também a ocorrência do mínimo do THINC a montante do CAT-II.

Este fato é evidenciado na Figura 5-5-18, onde se tem as evoluções do DNBR segundo os dois códigos, utilizando a correlação W2, sem levar em conta o fator F. Neste caso, tem-se para o THINC e CAT-II, respectivamente, valores mínimos de 1,62 e 1,72.

5.5.4 Confronto com Resultados do PSAR

Na Tabela 5-5-4 são apresentados os resultados de cálculos efetuados com CAT-II e THINC em confronto com valores retirados de | 14 |.

Relativo a potência térmica gerada no núcleo, tem-se para CAT-II e THINC, os valores 1868 e 1851 MWt, que em confronto com 1876 de | 14 | levam a desvios de 0,5% e 1,3% que podem ser consideradas desprezíveis.

Com relação a velocidade de massa na entrada do núcleo não há comparação com CAT-II, porque este valor é fornecido como dado de entrada. O valor coincidente encontrado com o THINC, evidencia a confiabilidade dos resultados de cálculos, pois este parâmetro é determinado após a última iteração, onde são obtidos valores de velocidades que são função dos demais parâmetros de cálculo ao longo do canal.

Os acrêscimos de temperatura média no núcleo, estão dentro do esperado, o valor encontrado com o THINC é menos conservativo que o de | 14 |, já que o canal médio deste código apresenta fator de potência inferior a 1,0.

A perda de pressão calculada com CAT-II é bastante próxima da fornecida em | 14 |. Quanto ao valor inferior encontrado com THINC, justifica-se pela não admissão de presença de grades no modelo de cálculo. A este respeito, deve ser saliente

tado que os cálculos deste parâmetro, efetuados com CAT-II , eliminando-se a presença de grades é próximo ao do THINC.

O confronto entre os valores do DNBR, indica o comportamento esperado, ou seja, valores inferiores fornecidos pelos dois códigos, devido a utilização de modelos de cálculo mais conservativos pela não inclusão do efeito de mistura turbulenta.

Na Figura 5-5-19, estão finalmente apresentadas as evoluções da densidade do refrigerante de acordo com CAT-II , THINC e | 14 |. A concordância obtida neste caso, tendo-se em vista ser esta a única evolução de parâmetro termohidráulico ao longo do núcleo disponível em | 14 |: confirma a boa qualidade de dos resultados de cálculo.

5.6 Apresentação dos Resultados de Cálculos de Acidentes

5.6.1 Acidente de Perda Parcial do Fluxo Forçado de Refrigerante

Os resultados dos cálculos de DNBR, são mostrados na Figura 5-6-1 e como pode ser visto o valor mínimo 1,49, ocorre praticamente no mesmo instante que o valor 1,66 de | 14 | (3,0 e 3,1 segundos respectivamente). Deve ser salientado também que o valor no tempo zero do CAT-II de 1,72 é também inferior ao de | 14 | que é 1,88. A explicação para isto, como no caso dos cálculos de regime permanente, é que o código adota condições de cálculo mais conservativas no que refere a mistura de fluxo refrigerante entre canais.

As variações de pressão, densidade, entalpia e tempe-

ratura do refrigerante obtidas nestes cálculos são aparentemente corretas não se dispondo porém de resultados para comparação, exceto no caso da temperatura, que se sabe de | 32 | que o acréscimo obtido com CAT-II é da mesma ordem, com pequenos deslocamento no tempo. Deve ser salientado que os resultados de cálculos de | 14 | e CAT-II não são diretamente comparáveis por não se referirem às mesmas condições geométricas.

5.6.2 Acidente de Perda Total de Fluxo Forçado do Refrigerante

Neste cálculo obtém-se a evolução do DNBR como mostrado na Figura 5-6-2 em confronto com a evolução fornecida em | 14 |.

Os valores obtidos no tempo zero, são idênticos aos do acidente anterior. O valor mínimo calculado com CAT-II é de 1,45 no tempo 2,3 segundos relativos ao de | 14 | de 1,57 a 2,5 segundos.

As mesmas considerações feitas no caso anterior são válidas aqui.

TABELA 5-2-1

THERMAL AND HYDRAULIC DESIGN PARAMETERS

Total Core Heat Output, MWT	1876	
Total Core Heat Output, Btu/hr	6403×10^6	(1613×10^6 Kcal/hr.)
Heat Generated in Fuel, %	97.4	
Maxium Heat Generation Rate at Overpower Conditions , kw/ft	21.1	(692 w/cm)
Nominal System Pressure, psia	2250	(158.17 Kg/cm ²)
Coolant Flow		
Total Flow Rate, lbs/hr	71.1×10^6	(32.2×10^6 (Kg/hr)
Average Velocity Along Fuel Rods, ft/sec	15.9	(4.84 m/s)
Average Mass Velocity , lb/hr-ft ²	2.52×10^6	(341.5×10^3 Kg/sec-cm ²)
Coolant Temperature , °F		
Design Nominal Inlet	549.5	(287.5 °C)
Average Rise in Core	69.2	(38.4 °C)
Averagem in Core	585.9	(307.7 °C)
Heat Transfer		
Active Heat Transfer Surface Area, Ft ²	28715	(2667 m ²)
Average Heat Flux, Btu/hr- ft ²	217200	(68.5 w/cm ²)
Maxium Heat Flux, Btu/hr- ft ²	521300	(164.5 w/cm ²)
DNB Ratio		
Minimum DNB Ratio at No - minal Operating Condi - ons	2.08	
Pressure Drop, psi		
Across Core	34	(2.39 Kg/cm ²)

ENGINEERING HOT CHANNEL FACTORS

	Pellet Diameter, Density	
E	Enrichment, and Eccentricity	1,03
F		
q	Rod Diameter	

	Pellet Diameter, Density, Enrichment	
	Rod Diameter, Pitch and Bowing	1.08
	Inlet Flow Maldistribution	1.01
	Flow Redistribution	1.03
	Flow Mixing	<u>0.90*</u>
	Resulting $F_{\Delta H}^E$	1.01

* To point of minimum DNB ratio.

TABELA 5-2-2

CORE MECHANICAL DESIGN PARAMETERS

Active Portion of the Core

Equivalent Diameter, in. (cm)	97.2 (246.89)
Active Fuel Height, in. (cm)	144 (365.76)
Length-to-Diameter Ratio	1.495
Total Cross-Section Area, ft ² (cm ²)	50.8 (47,212)

Fuel Assemblies

Number	121
Rod Array	14 x 14
Rod per Assembly	179 (2)
Rod Pitch, in. (cm)	0.556 (1.412)
Overall Dimensions in (cm)	7.763 x 7.763 (19.71x19.71)
Fuel Weight (as UO ₂) pounds (Kg)	119,311 (54,109)
Total Weight, pounds (Kg)	155,276 (70,420)
Number of Grids per Assembly	7
Guide Thimble Diameters (in. above dashpot) (cm)	0.505 (1.282) I.D., 0.539 (1.369) O.D.,
(in. below dashpot) (cm)	0.4465 (1.134) I.D., 0.4805 (1.220) O.D.,

Fuel Rods

Number	21,659
Outside Diameter, in. (cm)	0.422 (1.071)
Diametral Gap, in. (cm) Regions I through 4	.0075 (.019)
Clad Thickness, in. (cm)	0.0243 (.0617)
Clad Material	Zircaloy-4
Overall Length, in. (cm)	152.360 (386.99)

TABELA 5-4-1 - PROPRIEDADES DO REFRIGERANTE

	H	S	T	μ $\times 10^5$	C_d $\times 10^5$	k	P_{hs}	F_{hp}
³	Btu/lb		$^{\circ}F$	lb/sft	Btu/ sft $^{\circ}F$	Btu/lb $^{\circ}F$		
9	546,75	1,	549,08	6,36	9,03	1,24	1,	1,
5	556,98	1,	557,00	6,26	8,92	1,27	1,	1,
7	572,74	1,	569,00	6,11	8,81	1,31	1,	1,
5	583,55	1,	577,00	6,01	8,64	1,33	1,	1,
6	594,61	1,	585,00	5,92	8,51	1,36	1,	1,
5	605,94	1,	593,00	5,83	8,39	1,40	1,	1,
11	617,56	1,	601,00	5,44	8,26	1,45	1,	1,
13	629,48	1,	609,00	5,66	8,12	1,51	1,	1,
22	641,73	1,	617,00	5,58	7,99	1,58	1,	1,
37	654,32	1,	625,00	5,50	7,84	1,64	1,	1,
49	667,27	1,	633,00	5,43	7,69	1,71	1,	1,
57	680,59	1,	641,00	5,36	7,61	1,78	1,	1,
12	704,93	1,21	652,75	5,24	7,25	2,02	1,12	1,002
71	738,67	1,28	652,75	5,24	7,25	2,02	2,00	1,016
28	771,22	1,35	652,75	5,24	7,25	2,02	2,53	1,025
74	804,37	1,49	652,75	5,24	7,25	2,02	3,02	1,029
26	837,52	1,48	652,75	5,24	7,25	2,02	3,51	1,027
41	870,67	1,55	652,75	5,24	7,25	2,02	3,98	1,017
99	903,82	1,61	652,75	5,24	7,25	2,02	4,43	0,999
86	936,97	1,67	652,75	5,24	7,25	2,02	4,86	0,976
74	978,40	1,74	652,75	5,24	7,25	2,02	5,36	0,917
01	1011,55	1,80	652,75	5,24	7,25	2,02	5,71	0,856
54	1036,41	1,84	652,75	5,24	7,25	2,02	5,94	0,798
99	1069,56	1,89	652,75	5,24	7,25	2,02	6,06	0,699
51	1102,71	1,95	652,75	5,24	7,25	2,02	5,18	0,567

TABELA 5-5-2 - RESULTADOS DO CÁLCULO DO FEIXE QUENTE

CANAL	F_q	\dot{m}_{in} lb/seg	\dot{m}_{out} lb/seg	ΔP_{in} lb/ft ²	ΔP_{out} lb/ft ²	ΔP_{tot} lb/ft ²	ρ_{out} lb/ft ³	X_{out}	Pot Btu/seg	H_{out} Btu/lb
01	0,9471	3,23	3,24	134,0	154,2	1662,04	40,80	-0,0205	326,70	647,97
02	0,9740	3,23	3,24	183,8	154,1	1661,77	40,79	-0,0205	327,04	648,01
03	0,9806	3,21	3,20	131,9	152,2	1661,81	40,45	-0,0188	334,80	653,18
04	0,9746	3,21	3,21	131,6	152,7	1661,70	40,49	-0,0191	339,21	652,48
05	0,9802	3,21	3,20	131,7	152,3	1662,14	40,45	-0,0189	336,81	653,14
06	0,9748	3,21	3,21	132,2	152,5	1661,81	40,50	-0,0191	333,46	652,35
07	0,9473	3,23	3,24	133,7	154,2	1662,02	40,79	-0,0205	328,69	648,01
08	0,9472	3,24	3,24	134,2	154,0	1661,54	40,80	-0,0205	324,16	647,96
09	0,7752	2,84	2,85	136,7	156,7	1663,92	41,30	-0,0228	273,02	640,47
10	0,7876	2,83	2,85	135,7	156,9	1662,32	41,07	-0,0217	284,77	643,90
11	1,021	3,19	3,16	130,3	149,6	1661,96	40,08	-0,0172	335,59	658,51
12	0,7860	2,83	2,85	135,7	156,8	1661,71	41,07	-0,0217	284,65	643,92
13	0,7744	2,84	2,86	136,4	156,8	1663,87	41,31	-0,0227	275,40	640,40
14	0,9739	3,22	3,21	132,6	152,6	1661,83	40,52	-0,0192	331,51	652,03
15	0,9806	3,21	3,20	132,1	152,1	1661,67	40,45	-0,0189	333,26	653,17
16	0,7863	2,83	2,85	135,8	156,9	1662,15	41,06	-0,0217	284,41	644,08
17	0,7751	2,84	2,86	136,1	157,0	1664,15	41,30	-0,0227	278,31	640,54
18	1,0091	3,20	3,17	131,1	150,1	1660,76	40,19	-0,0177	331,10	656,89
19	0,7684	2,84	2,85	136,1	156,5	1662,43	41,35	-0,0230	274,65	639,76
20	0,7851	2,83	2,85	135,9	157,0	1662,90	41,08	-0,0218	284,12	643,74

TABELA 5-5-2 - RESULTADOS DO CÁLCULO DO FEIXE QUENTE

CANAL	F_q	\dot{m}_{in} lb/seg	\dot{m}_{out} lb/seg	ΔP_{in} lb/ft ²	ΔP_{out} lb/ft ²	ΔP_{tot} lb/ft ²	P_{out} lb/ft ³	X_{out}	Pot Btu/seg	H_{out} Btu/lb
01	0,9471	3,23	3,24	134,0	154,2	1662,04	40,80	-0,0205	326,70	647,97
02	0,9740	3,23	3,24	183,8	154,1	1661,77	40,79	-0,0205	327,04	648,01
03	0,9806	3,21	3,20	131,9	152,2	1661,81	40,45	-0,0188	334,80	653,18
04	0,9746	3,21	3,21	131,6	152,7	1661,70	40,49	-0,0191	339,21	652,48
05	0,9802	3,21	3,20	131,7	152,3	1662,14	40,45	-0,0189	336,81	653,14
06	0,9748	3,21	3,21	132,2	152,5	1661,81	40,50	-0,0191	333,46	652,35
07	0,9473	3,23	3,24	133,7	154,2	1662,02	40,79	-0,0205	328,69	648,01
08	0,9472	3,24	3,24	134,2	154,0	1661,54	40,80	-0,0205	324,16	647,96
09	0,7752	2,84	2,85	136,7	156,7	1663,92	41,30	-0,0228	273,02	640,47
10	0,7876	2,83	2,85	135,7	156,9	1662,32	41,07	-0,0217	284,77	643,90
11	1,021	3,19	3,16	130,3	149,6	1661,96	40,08	-0,0172	335,59	658,51
12	0,7860	2,83	2,85	135,7	156,8	1661,71	41,07	-0,0217	284,65	643,92
13	0,7744	2,84	2,86	136,4	156,8	1663,87	41,31	-0,0227	275,40	640,40
14	0,9739	3,22	3,21	132,6	152,6	1661,83	40,52	-0,0192	331,51	652,03
15	0,9806	3,21	3,20	132,1	152,1	1661,67	40,45	-0,0189	333,26	653,17
16	0,7863	2,83	2,85	135,8	156,9	1662,15	41,06	-0,0217	284,41	644,08
17	0,7751	2,84	2,86	136,1	157,0	1664,15	41,30	-0,0227	278,31	640,54
18	1,0091	3,20	3,17	131,1	150,1	1660,76	40,19	-0,0177	331,10	656,89
19	0,7684	2,84	2,85	136,1	156,5	1662,43	41,35	-0,0230	274,65	639,76
20	0,7851	2,83	2,85	135,9	157,0	1662,90	41,08	-0,0218	284,12	643,74

TABELA 5-5-2- (Continuação)

CANAL	F _q	m _{in} lb/seg	m _{out} lb/seg	ΔP _{in} lb/ft ²	ΔP _{out} lb/ft ²	ΔP _{tot} lb/ft ²	ρ _{out} lb/ft ³	X _{out}	Pot Btu/seg	H _{out} Btu/lb
21	0,9800	3,21	3,20	132,0	152,2	1661,65	40,45	-0,0189	334,11	653,11
22	0,9747	3,20	3,21	131,4	152,7	1661,62	40,49	-0,0191	340,50	652,49
23	1,0203	3,18	3,16	129,7	149,9	1662,67	40,08	-0,0171	341,43	658,54
24	1,0092	3,19	3,17	130,6	150,4	1662,07	40,19	-0,0176	333,35	657,02
25	0,7551	2,83	2,86	135,3	156,7	1661,38	41,37	-0,0230	280,28	639,51
26	0,9859	3,21	3,19	131,9	151,8	1661,84	40,40	-0,0186	332,99	653,88
27	1,0163	3,19	3,17	130,1	150,3	1663,33	40,12	-0,0173	340,36	657,93
28	0,9740	3,21	3,21	131,5	152,7	1661,60	40,50	-0,0191	340,08	652,41
29	0,9802	3,21	3,20	132,0	152,3	1661,95	40,45	-0,0189	334,30	653,10
30	0,7860	2,83	2,85	135,8	156,9	1662,13	41,08	-0,0217	283,88	643,85
31	0,7683	2,84	2,86	136,3	156,63	1662,76	41,35	-0,0230	274,30	639,74
32	0,9858	3,21	3,19	132,31	151,53	1661,09	40,40	-0,0186	328,52	653,87
33	0,7642	2,84	2,86	136,2	156,8	1663,54	41,30	-0,0228	276,42	640,43
34	0,7846	2,82	2,83	134,9	156,7	1660,58	40,69	-0,0199	296,14	649,63
35	0,9791	3,21	3,21	132,0	152,4	1662,37	40,46	-0,0189	335,03	652,99
36	0,9740	3,22	3,21	132,4	152,4	1661,85	40,50	-0,0191	331,40	652,34
37	0,7044	2,84	2,86	136,4	156,9	1664,47	41,30	-0,0228	276,05	640,43
38	0,7852	2,83	2,85	135,7	156,7	1661,29	41,06	-0,0217	284,26	644,11
39	1,0164	3,20	3,17	130,6	150,0	1662,30	40,13	-0,0174	334,75	657,58
40	0,7846	2,83	2,85	135,7	156,9	1662,27	41,09	-0,0218	284,24	643,71

TABELA 5-5-2- (Continuação)

CANAL	F _q	m _{in} lb/seg	m _{out} lb/seg	ΔP _{in} lb/ft ²	ΔP _{out} lb/ft ²	ΔP _{tot} lb/ft ²	ρ _{out} lb/ft ³	X _{out}	Pot Btu/seg	H _{out} Btu/lb
21	0,9800	3,21	3,20	132,0	152,2	1661,65	40,45	-0,0189	334,11	653,11
22	0,9747	3,20	3,21	131,4	152,7	1661,62	40,49	-0,0191	340,50	652,49
23	1,0203	3,18	3,16	129,7	149,9	1662,67	40,08	-0,0171	341,43	658,54
24	1,0092	3,19	3,17	130,6	150,4	1662,07	40,19	-0,0176	333,35	657,02
25	0,7551	2,83	2,86	135,3	156,7	1661,38	41,37	-0,0230	280,28	639,51
26	0,9859	3,21	3,19	131,9	151,8	1661,84	40,40	-0,0186	332,99	653,88
27	1,0163	3,19	3,17	130,1	150,3	1663,33	40,12	-0,0173	340,36	657,93
28	0,9740	3,21	3,21	131,5	152,7	1661,60	40,50	-0,0191	340,08	652,41
29	0,9802	3,21	3,20	132,0	152,3	1661,95	40,45	-0,0189	334,30	653,10
30	0,7860	2,83	2,85	135,8	156,9	1662,13	41,08	-0,0217	283,88	643,85
31	0,7683	2,84	2,86	136,3	156,63	1662,76	41,35	-0,0230	274,30	639,74
32	0,9858	3,21	3,19	132,31	151,53	1661,09	40,40	-0,0186	328,52	653,87
33	0,7642	2,84	2,86	136,2	156,8	1663,54	41,30	-0,0228	276,42	640,43
34	0,7846	2,82	2,83	134,9	156,7	1660,58	40,69	-0,0199	296,14	649,63
35	0,9791	3,21	3,21	132,0	152,4	1662,37	40,46	-0,0189	335,03	652,99
36	0,9740	3,22	3,21	132,4	152,4	1661,85	40,50	-0,0191	331,40	652,34
37	0,7044	2,84	2,86	136,4	156,9	1664,47	41,30	-0,0228	276,05	640,43
38	0,7852	2,83	2,85	135,7	156,7	1661,29	41,06	-0,0217	284,26	644,11
39	1,0164	3,20	3,17	130,6	150,0	1662,30	40,13	-0,0174	334,75	657,58
40	0,7846	2,83	2,85	135,7	156,9	1662,27	41,09	-0,0218	284,24	643,71

TABELA 5-5-2- (Continuação)

CANAL	F_q	m_{in} lb/seg	m_{out} lb/seg	ΔP_{in} lb/ft ²	ΔP_{out} lb/ft ²	ΔP_{tot} lb/ft ²	ρ_{out} lb/ft ³	X_{out}	Pot Btu/seg	H_{out} Btu/lb
41	0,7750	2,84	2,85	136,2	156,7	1663,01	41,30	-0,0228	275,76	640,51
42	0,9747	3,21	3,20	132,1	152,2	1661,93	40,47	-0,0190	333,24	652,85
43	0,9873	3,23	3,24	133,6	154,2	1662,00	40,59	-0,0205	329,57	648,02
44	0,9735	3,21	3,21	132,2	152,5	1661,72	40,50	-0,0191	333,36	652,34
45	0,9801	3,21	3,20	131,7	152,3	1662,22	40,45	-0,0189	336,91	653,12
46	0,9740	3,21	3,21	131,6	152,67	1661,36	40,50	-0,0191	338,75	652,42
47	0,9793	3,21	3,20	131,7	152,2	1661,83	40,46	-0,0189	336,50	653,02
48	0,9747	3,21	3,21	132,0	152,5	1662,26	40,48	-0,0190	335,27	652,65
49	0,9473	3,22	3,22	132,9	153,7	1662,25	40,63	-0,0197	334,55	650,55

TABELA 5-5-3 - PARÂMETROS RELATIVOS AO DNBR MÍNIMO

	CAT-II	THINC
$L_{\min. DNBR}$ (ft)	10,44	9,3
q''_{local} (Btu/hft ²)	374945	403819
H (Btu/lb)	680,4	670,4
P (lb/ft ³)	38,7	39,27
G (lb/hft ³)	2215825	2219539
$q''_{\text{crit.}}$ (Btu/hft ²)	628590	726897
F	1,25	1,19
DNBR	1,81	1,80

TABELA 5-5-4 - CONFRONTO ENTRE RESULTADOS DE CÁLCULOS

	PSAR	CAT	THINC
Pot (Mwt)	1876	1868	1851
G_{in} (lb/hft ²)	$2,5 \times 10^6$	-●-	$2,5 \times 10^6$
ΔT (°F)	69,2	70,9	67
ΔP (psi)	34	33	11
DNBR	2,08	1,81	1,80

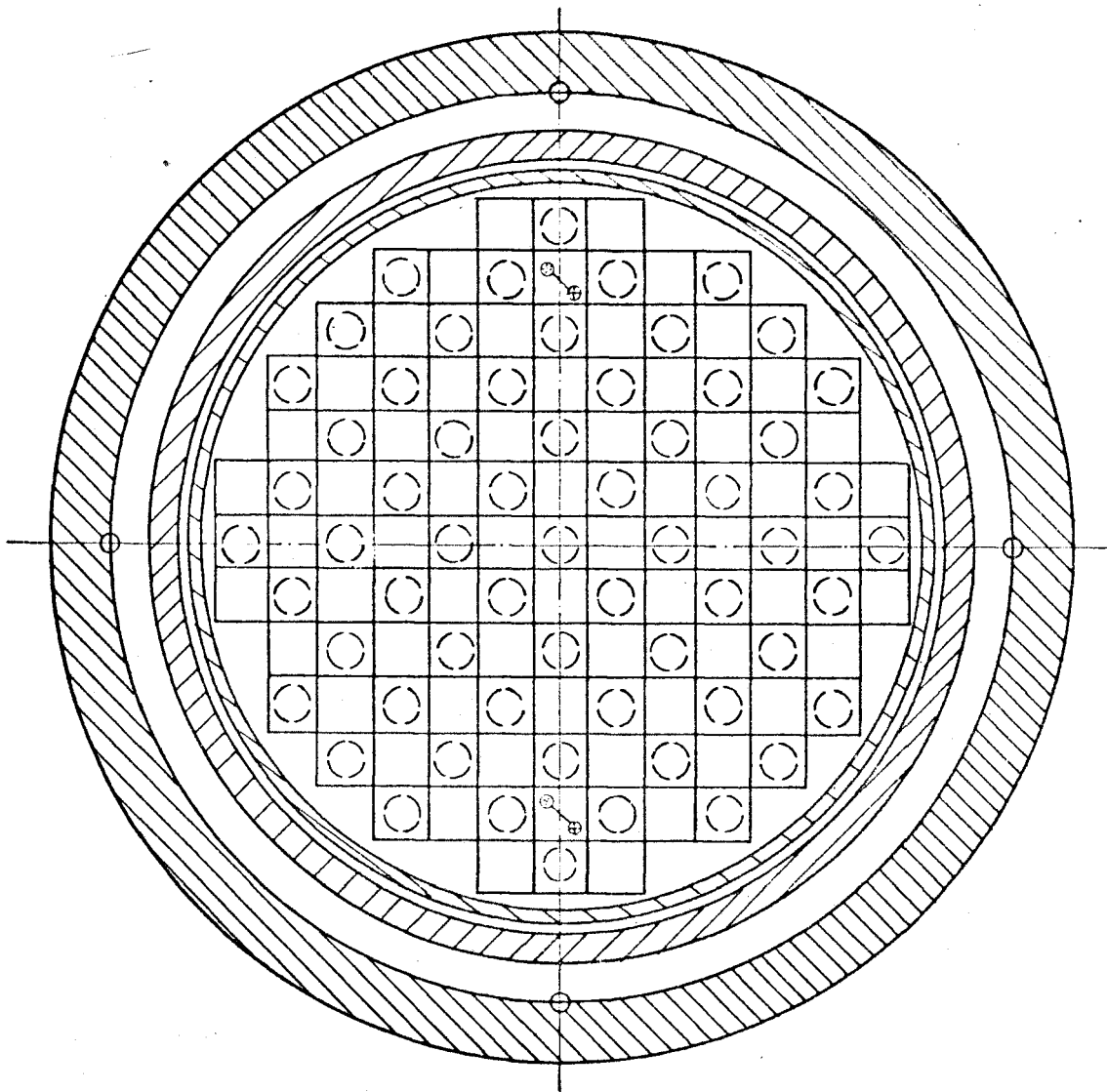


FIGURA 5 - 2 - 1 SEÇÃO TRANSVERSAL DO NÚCLEO

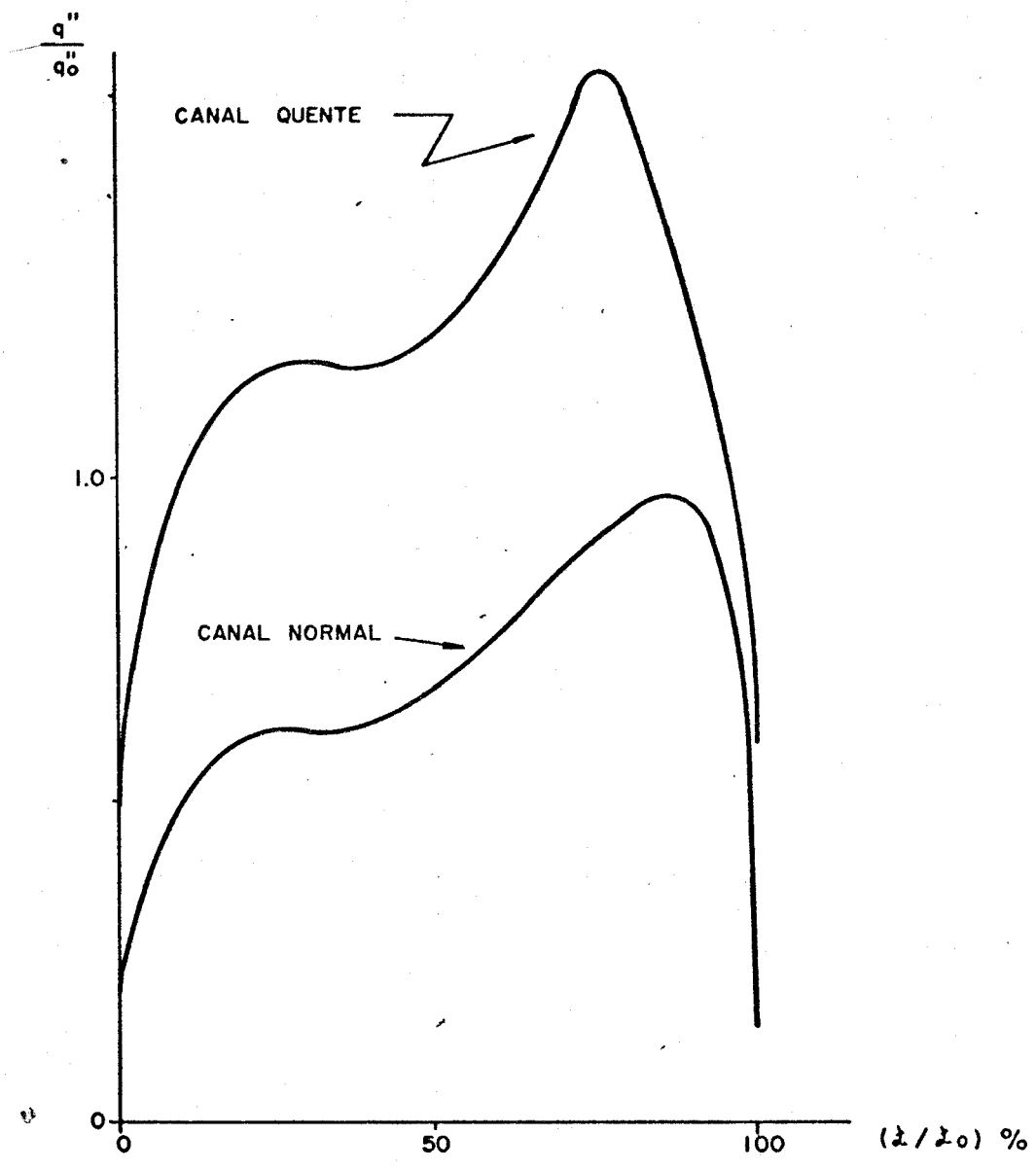


FIGURA 5-3-1- DISTRIBUIÇÕES AXIAIS DOS FLUXOS DE CALOR NOS CANAIS NORMAL E QUENTE DE ANGRA-I

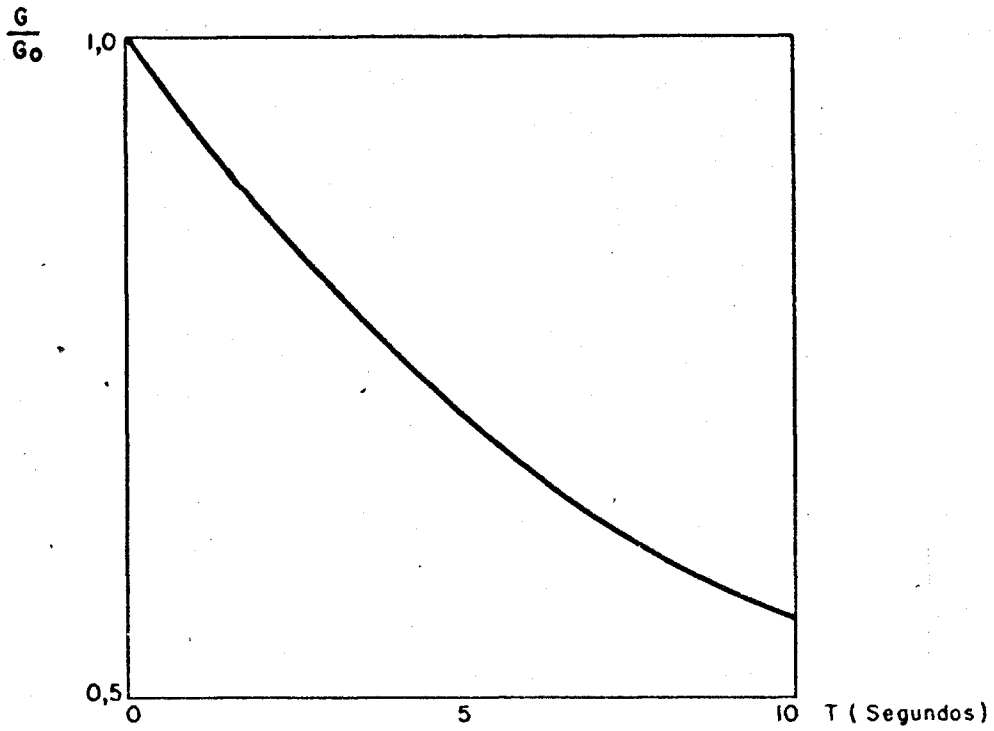


FIGURA 5-3-2

FRAÇÃO DA VELOCIDADE DE MASSA RELATIVA A INICIAL PARA O ACIDENTE DE PERDA PARCIAL DE FLUXO FORÇADO DE REFRIGERANTE

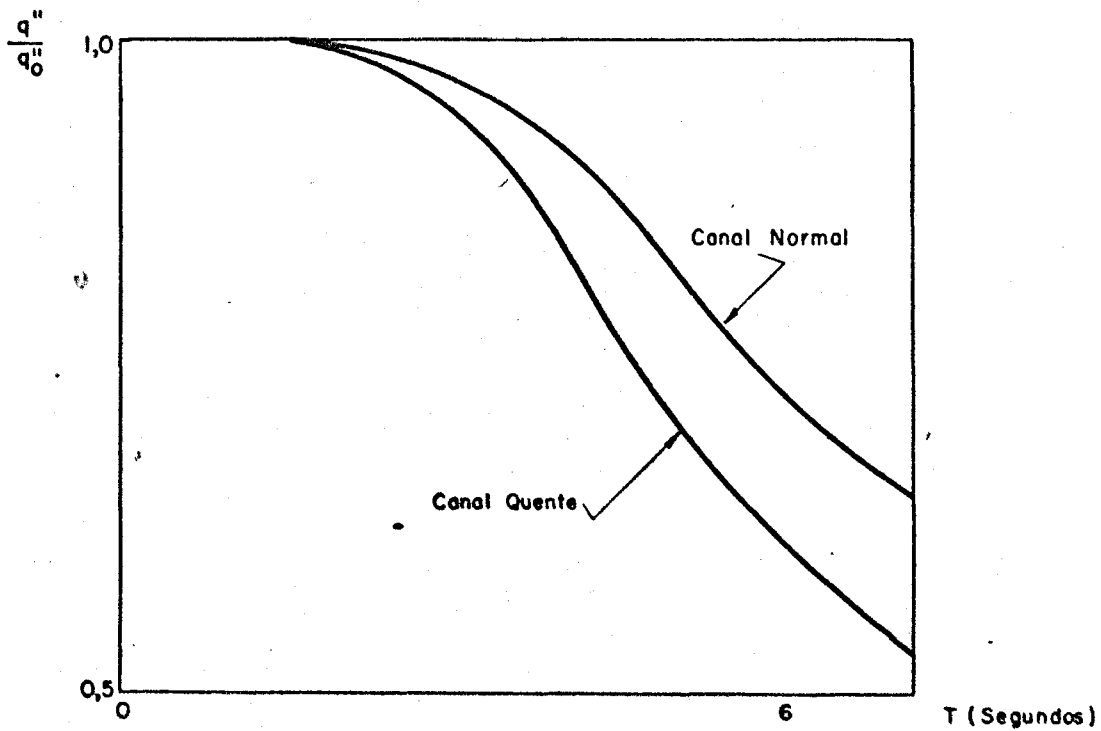


FIGURA 5-3-3

FRAÇÃO DO FLUXO DE CALOR RELATIVA AO INICIAL EM FUNÇÃO DO TEMPO

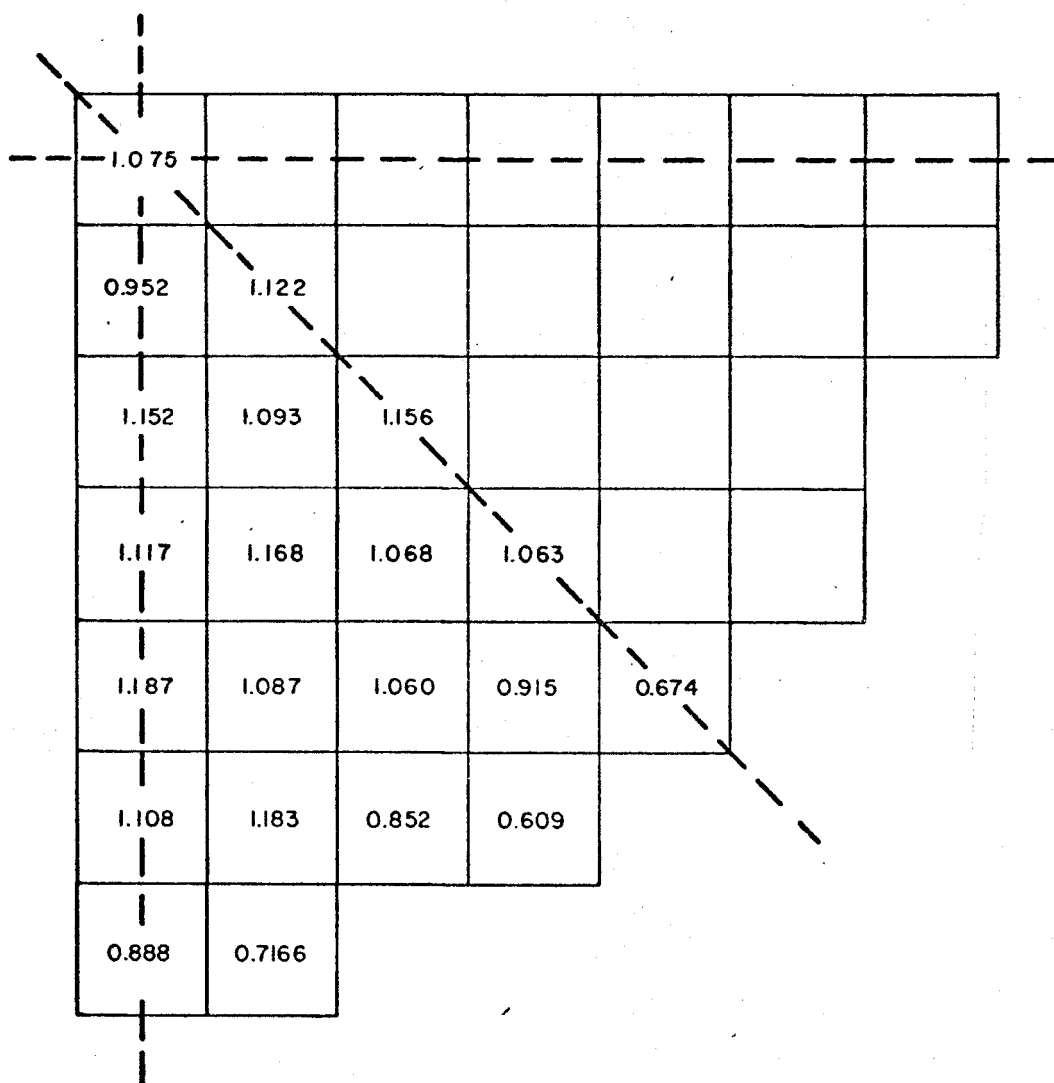


FIGURA 5-4-1 - DISTRIBUIÇÃO RADIAL DA DENSIDADE DE POTÊNCIA ($F\Delta H=1,368$)

.9471	.9472	.9896	.9747	.9802	.9740	.9873
.9740	.7752	.7863	1.0203	.7860	.7744	.9735
.9806	.7876	.7751	1.0092	.7683	.7852	.9401
.9746	1.021	1.0091	.7551	.9858	1.0164	.9740
.9802	.7860	.7484	.9859	.7642	.7846	.9793
.9748	.7744	.7851	1.0163	.7846	.7750	.9747
.9483	.9739	.9800	.9780	.9791	.9747	.9473

FIGURA 5-4-2

DISTRIBUIÇÃO DE POTÊNCIA DO FEIXE QUENTE
ADOTADA NOS CÁLCULOS COM THINC

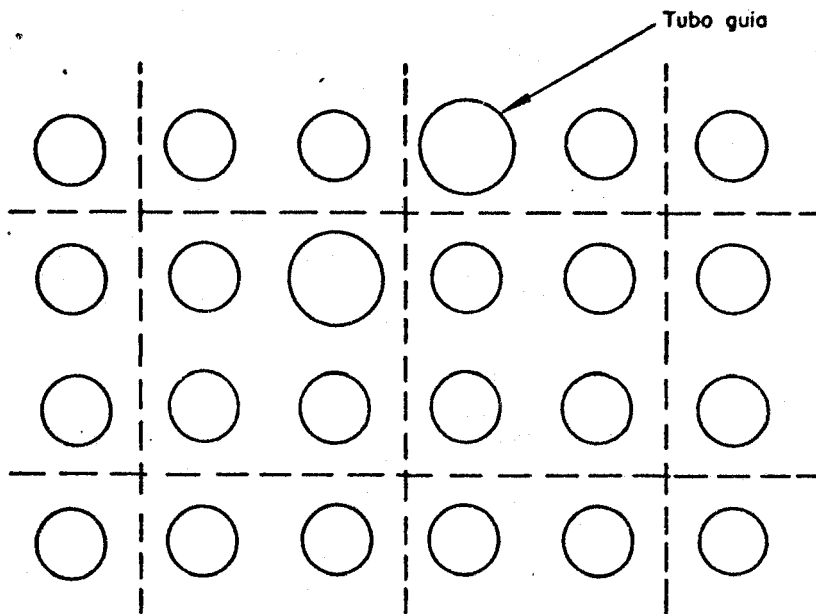


FIG. 5 - 4 - 3 REPRESENTAÇÃO ESQUEMÁTICA DOS CANAIS
NA ÚLTIMA ETAPA DOS CÁLCULOS

.9343	.9441	.9545	.9574	.9599	.9632	.9607	.9603	.9628	.9596	.9571	.9545	.9441	.9351
.9441	.9661	.9978	.9870	.9906	1.0086	.9892	.9888	1.0083	.9903	.9870	.9975	.9661	.9441
.9545	.9975	X	1.0318	1.0328	X	1.0244	1.0271	X	1.0372	1.0311	X	.9957	.9545
.9574	.9870	1.0318	1.0372	1.0596	1.0527	1.0141	1.0126	1.0498	1.0570	1.0354	1.0311	.9867	.9571
.9599	.9906	1.0383	1.0596	X	1.0282	1.0054	1.0000	1.0357	X	1.0563	1.0368	.9899	.9596
.9632	1.0087	X	1.0127	1.0444	1.0278	1.0285	1.0029	1.0043	1.0332	1.0477	X	1.0080	.9625
.9603	.9892	1.0274	1.0137	1.0051	1.0285	X	1.0152	.9849	.9903	1.0080	1.0253	.9881	.9600
.9603	.9888	1.0271	1.0123	1.0000	1.0029	1.0152	.9899	.9794	.9888	1.0076	1.0249	.9881	.9600
.9628	1.0083	X	1.0498	1.0361	1.0043	.9848	.9798	.9961	1.0303	1.0466	X	1.0076	.9625
.9596	.9903	1.0372	1.0576	X	1.0332	.9903	.9888	1.0303	X	1.0552	1.0365	.9899	.9571
.9571	.9870	1.0311	1.0354	1.0563	1.0476	1.0079	1.0076	1.0466	1.0556	1.0347	1.0307	.9899	.9571
.9578	.9975	X	1.0311	1.0365	X	1.0249	1.0249	X	1.0361	1.0307	X	.9975	.9545
.9441	.9661	.9975	.9861	.9899	1.0079	.9881	.9881	1.0076	.9899	.9867	.9975	.9661	.9441
.9351	.9441	.9545	.9571	.9596	.9625	.9599	.9599	.9625	.9596	.9571	.9578	.9441	.9351

FIGURA 5 - 4 - 4 - DISTRIBUIÇÃO PINO A PINO
DE POTÊNCIA PARA O FEIXE QUENTE

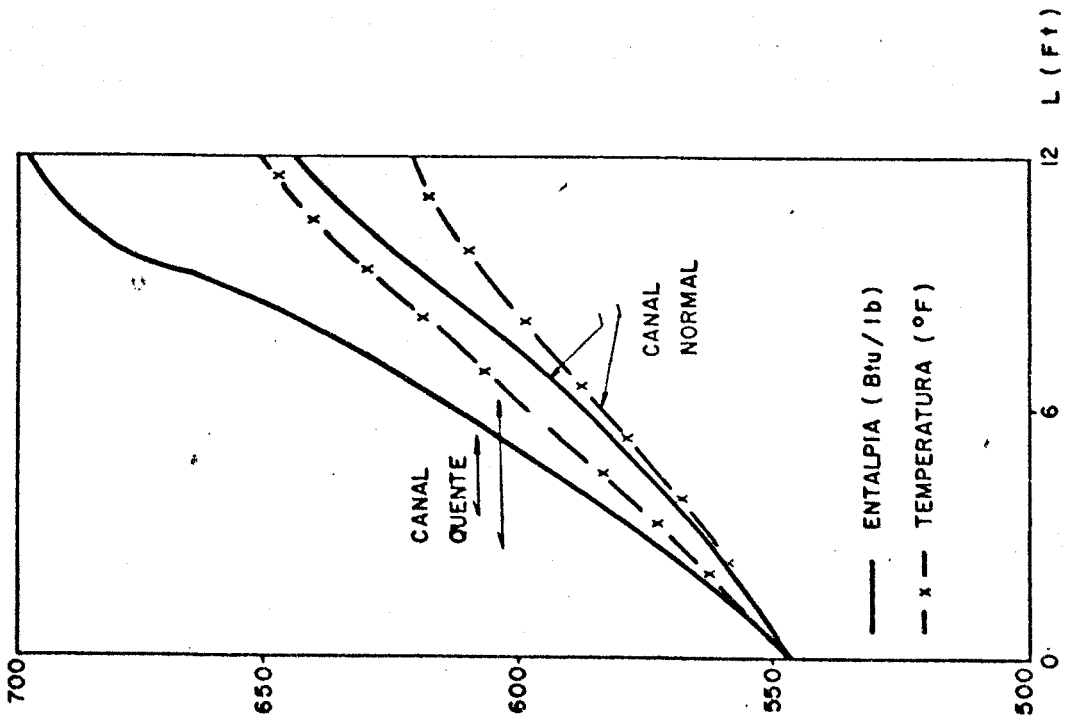


FIG. - 5 - 5 - 2 - EVOLUÇÕES DE ENTALPIA E TEMPERATURA SEGUNDO CAT - II

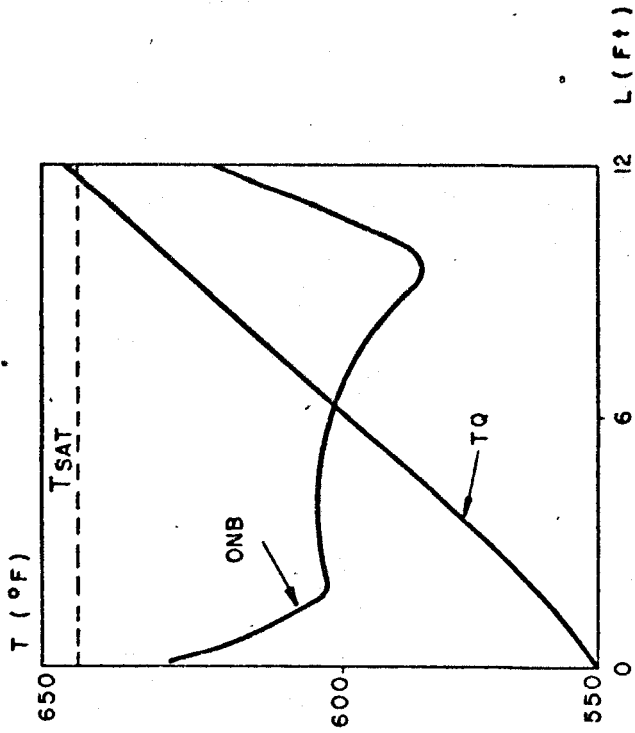
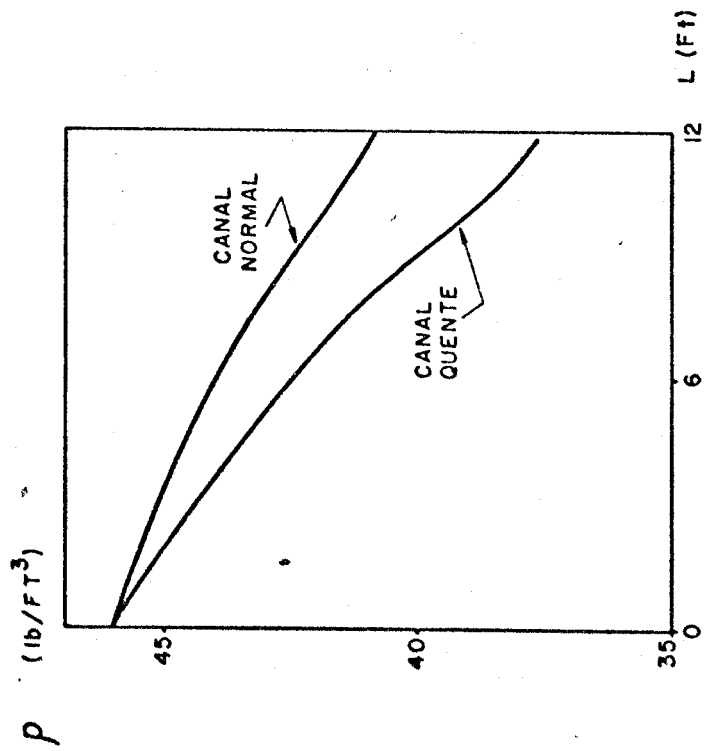


FIG. - 5 - 5 - 1 - EVOLUÇÕES DE TEMPERATURAS PARA O CANAL QUENTE



5 - 5 - 4 - EVOLUÇÕES DA DENSIDADE
CALCULADAS PELO CAT - II -

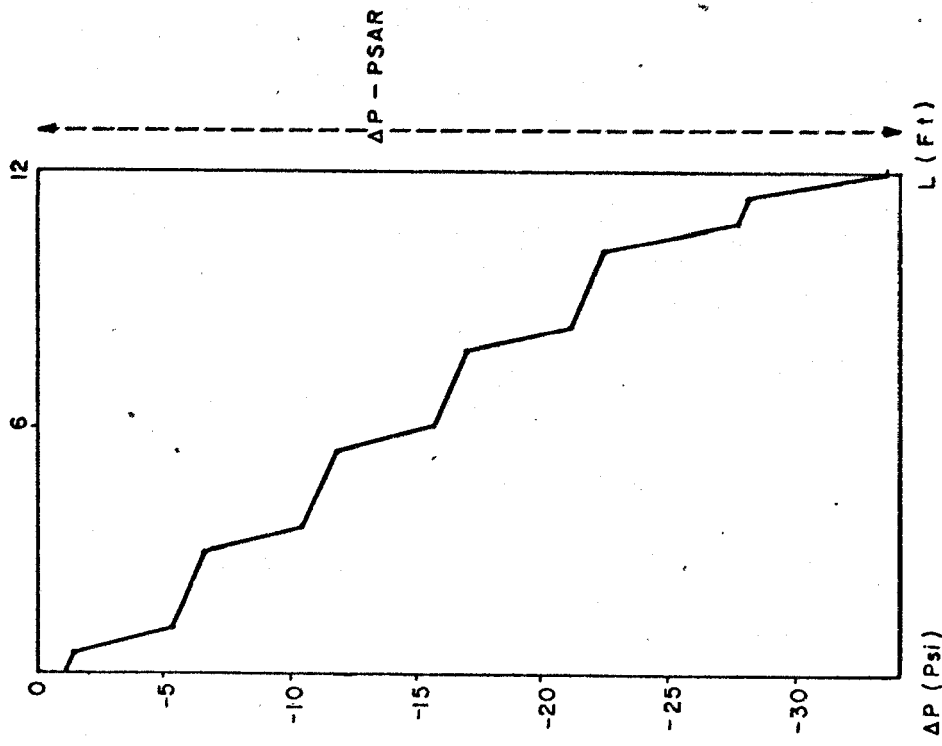


FIGURA 5-5-3 - EVOLUÇÃO DA PERDA
DE PRESSÃO SEGUNDO CAT - II

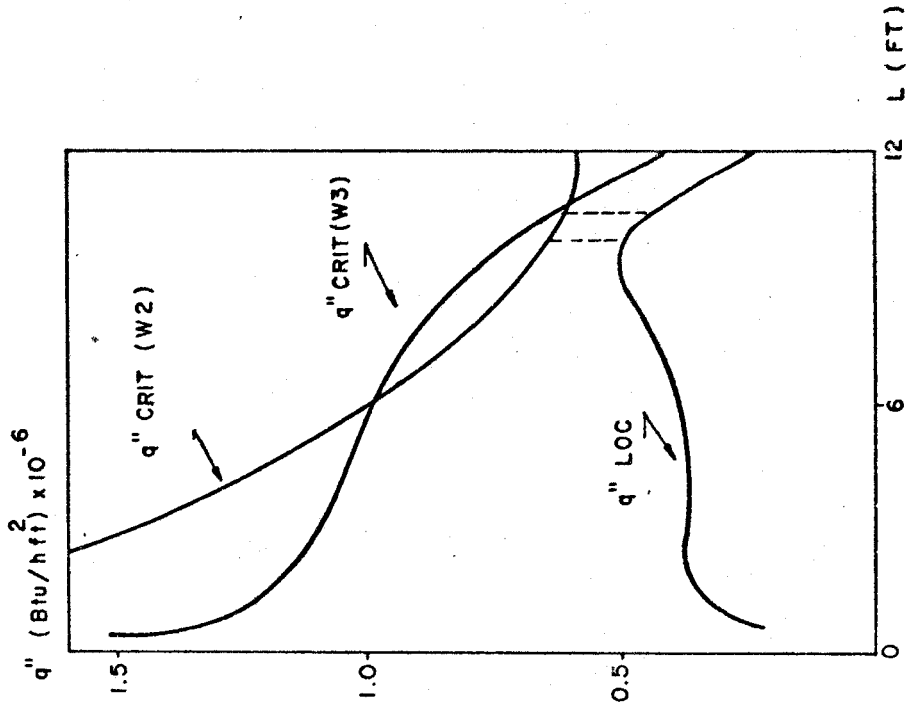


FIGURA 5-5-5 - EVOLUÇÕES DOS FLUXOS DE CALOR SEGUNDO CAT II

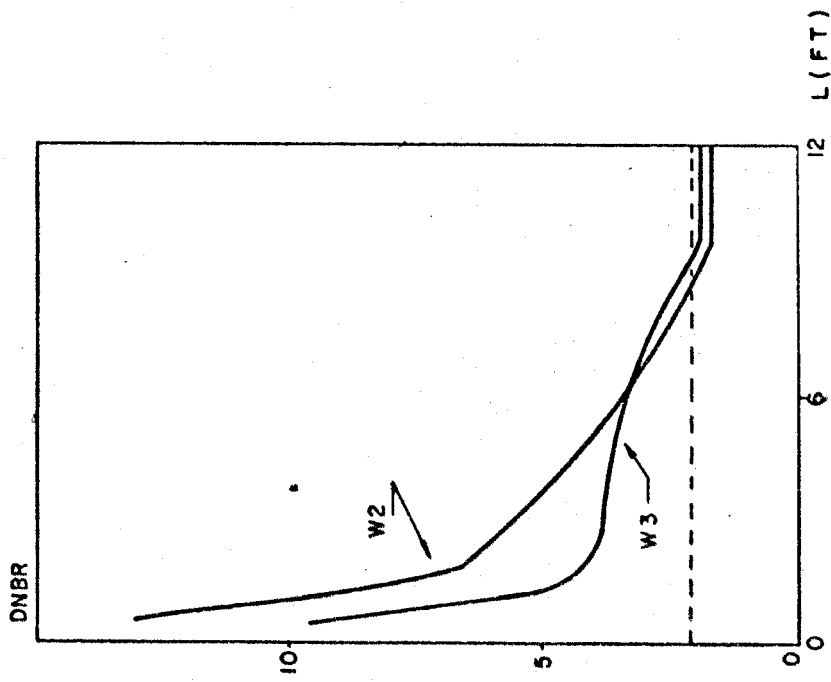


FIG. 5-5-6 EVOLUÇÕES DO DNBR SEGUNDO CAT II

1.076						
.948	1.137					
1.114	1.081	1.158				
1.129	1.181	1.071	1.062			
1.211	1.075	1.065	.939	.661		
1.121	/ / / / / 1.200 / / / / /	.841	.598			
.877	.7077					

FIGURA 5-5-7 DISTRIBUIÇÃO RELATIVA DO ACRÉSCIMO
DE ENTALPIA CALCULADA PELO THINC

.988	.988	1.029	1.024	1.029	1.023	.988
.988	.944	.957	1.068	.957	.943	1.021
1.029	.958	.944	1.070	.917	.955	1.029
1.024	1.069	1.070	.914	1.034	1.076	1.023
1.029	.956	.918	1.034	.913	1.008	1.028
1.023	.947	.958	1.079	.955	.944	1.027
.988	1.023	1.029	1.0	1.028	1.025	1.029

FIGURA 5-5-8 AUMENTO RELATIVO DE ENTALPIA
NO FEIXE QUENTE CALCULADA PELO THINC

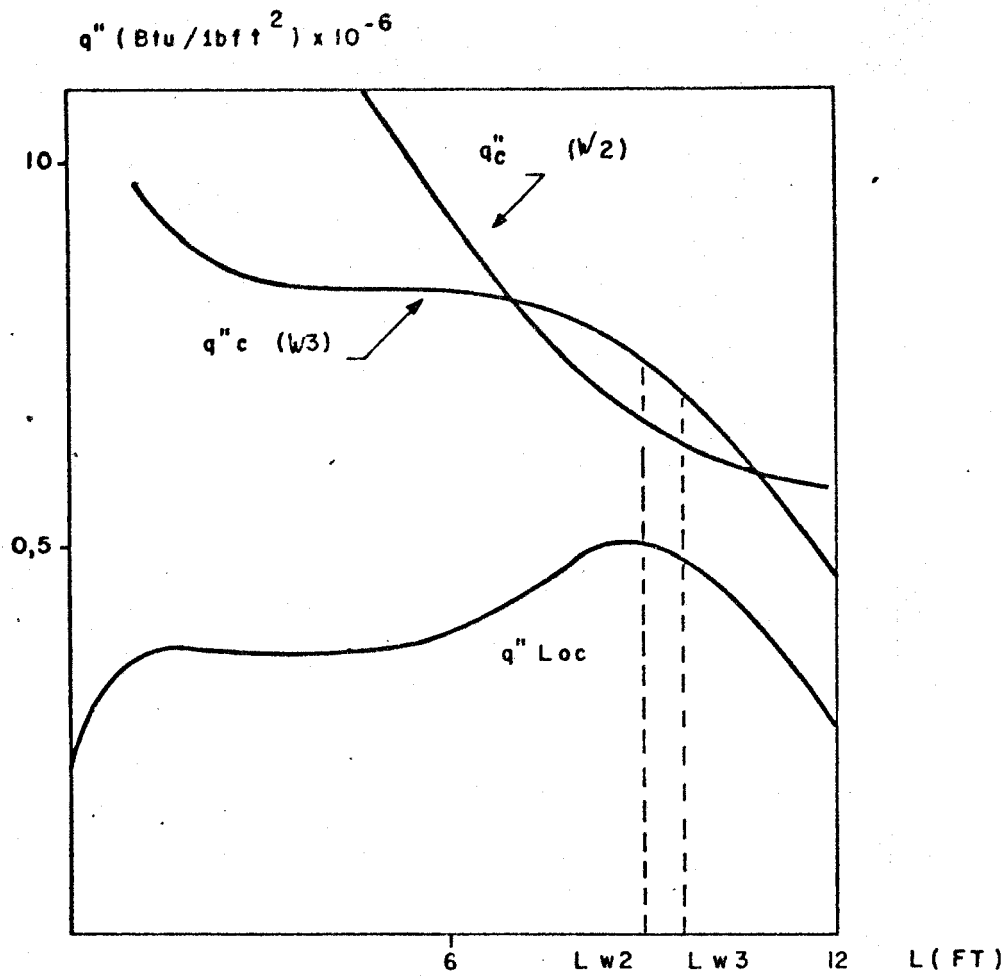


FIG. 5-5-9 - EVOLUÇÕES DOS FLUXOS DO CALOR LOCAL E CRÍTICO NO CANAL QUENTE DO THINC

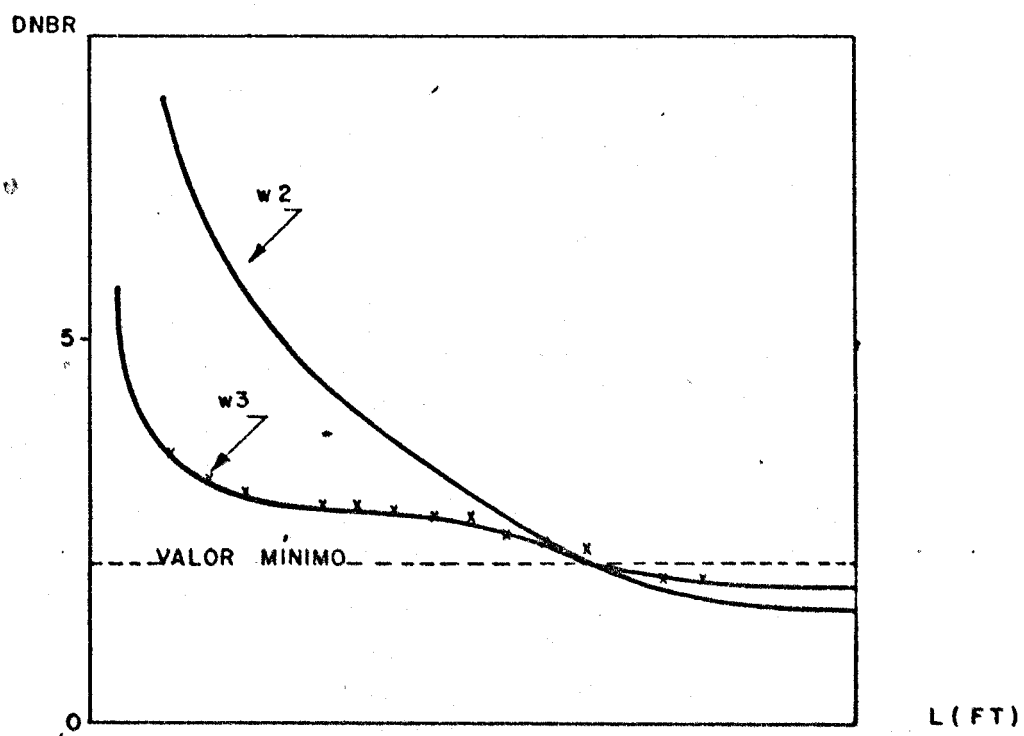


FIG. 5-5-10 - EVOLUÇÕES DO DNBR COM THINC

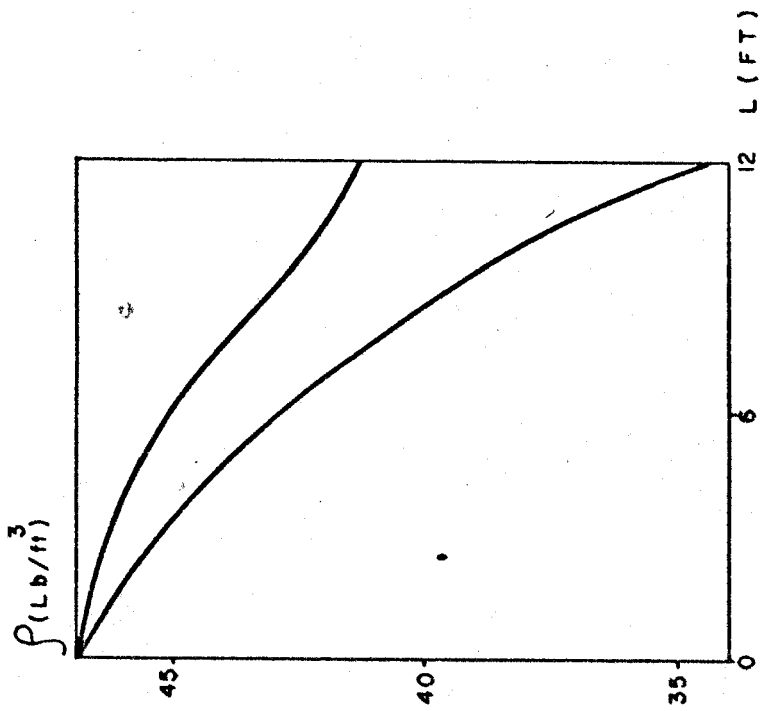


FIG. 5-5-12 - DISTRIBUIÇÕES AXIAIS DA DENSIDADE SEGUNDO O THING

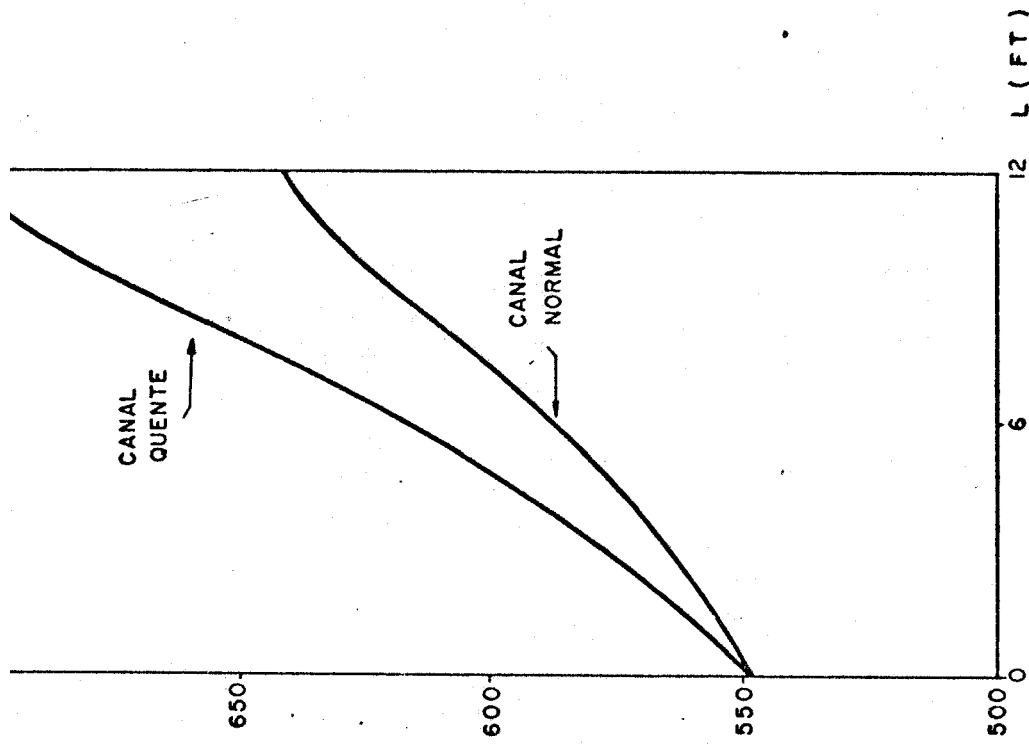


FIGURA 5-5-11 DISTRIBUIÇÕES AXIAIS DE ENTALPIA SEGUNDO O THING

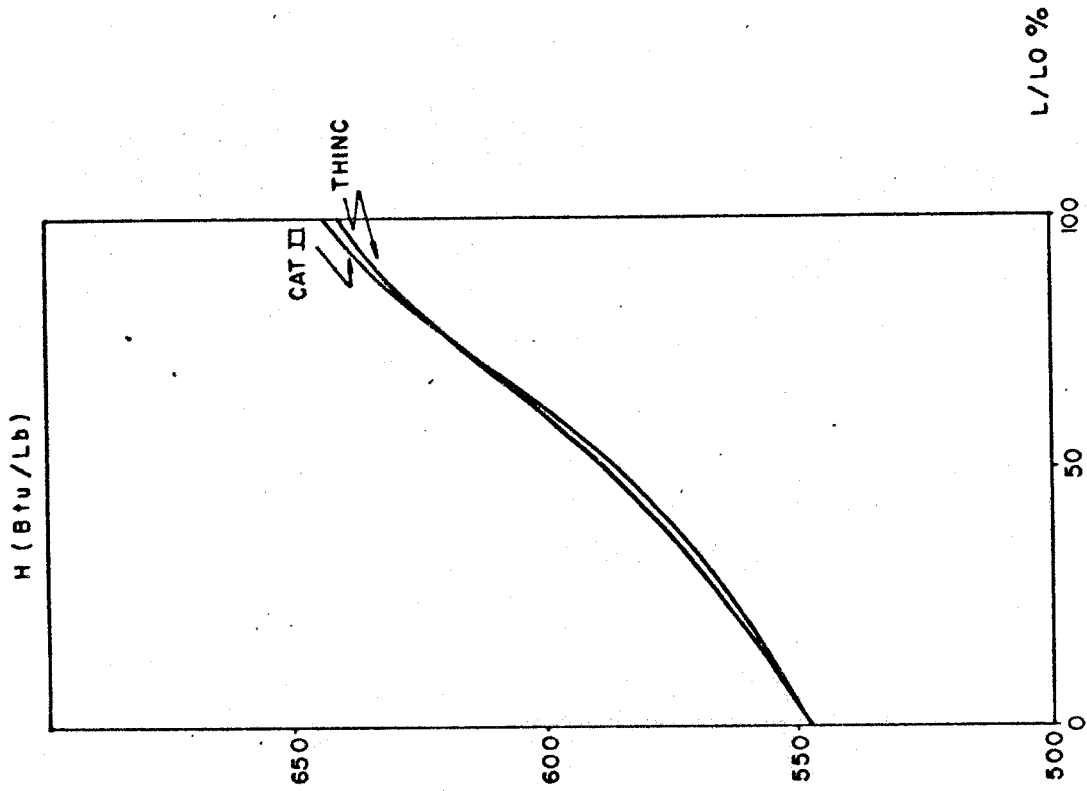


FIGURA 5-5-13 - EVOLUÇÕES DE ENTALPIA PARA O CANAL MÉDIO SEGUNDO CAT II E THINC

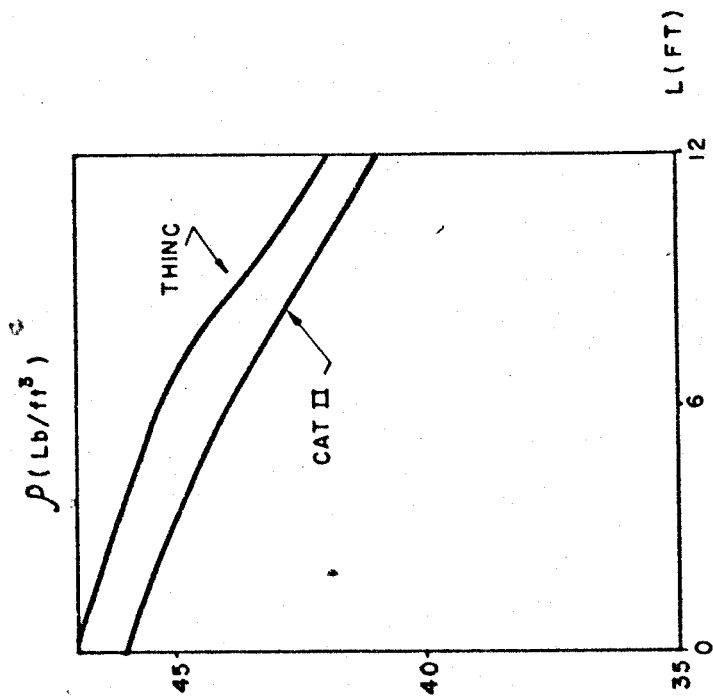


FIGURA 5.5-14 EVOLUÇÕES DA DENSIDADE NO CANAL MÉDIO SEGUNDO CAT-II E THINC

FIGURA 5-5-15 EVOLUÇÕES DE ENTALPIA NO CANAL QUENTE SEGUNDO CAT II E THINC

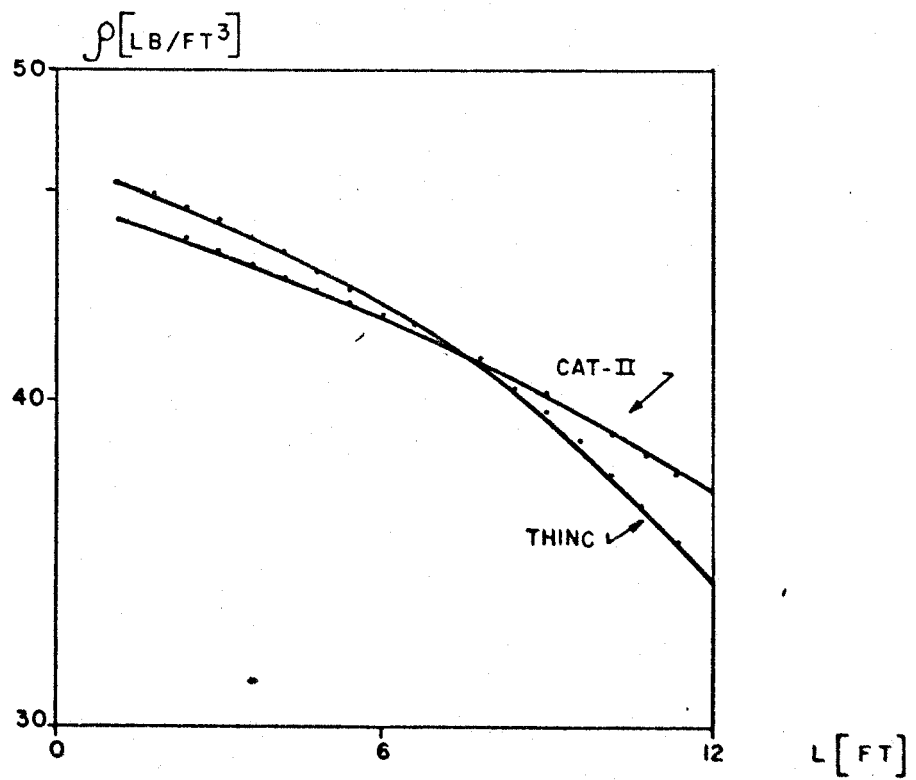
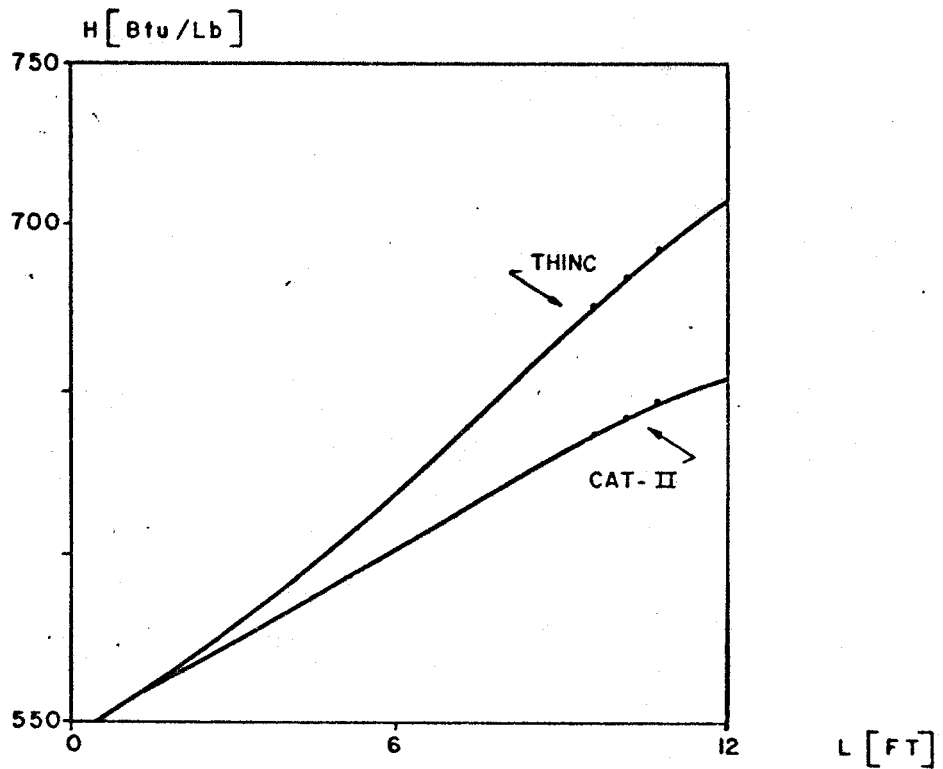


FIGURA 5-5-16 EVOLUÇÕES DE DENSIDADE NO CANAL QUENTE SEGUNDO CAT-II E THINC

FIGURA 5-5-17 - EVOLUÇÕES DO DNBR
CALCULADO COM A W3

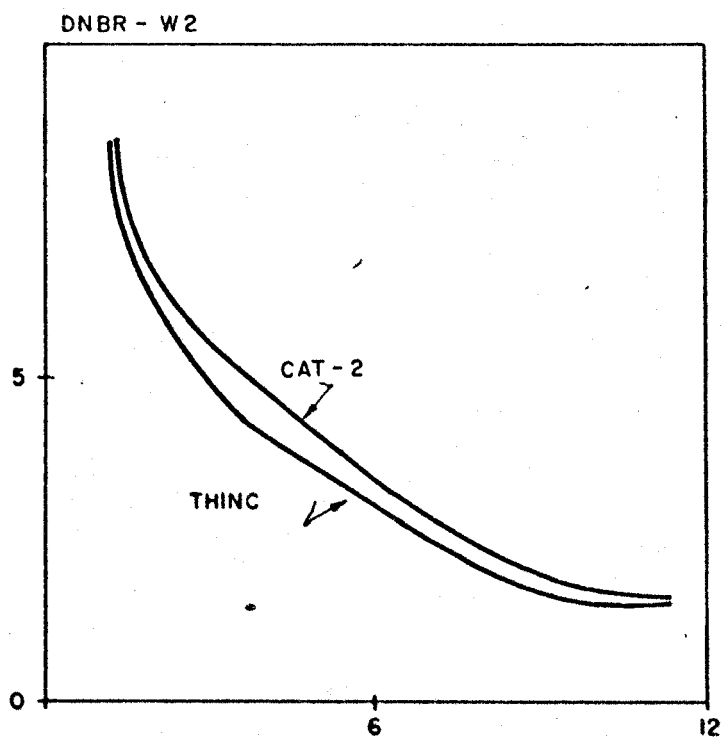
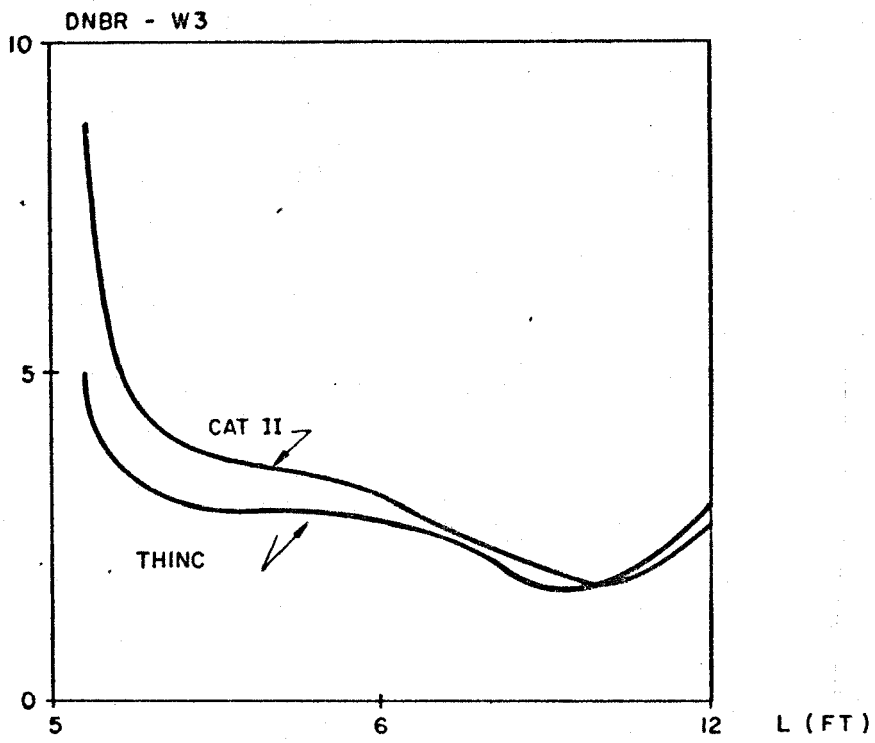


FIGURA 5-5-18 - EVOLUÇÕES DO DNBR
CALCULADO COM A W2

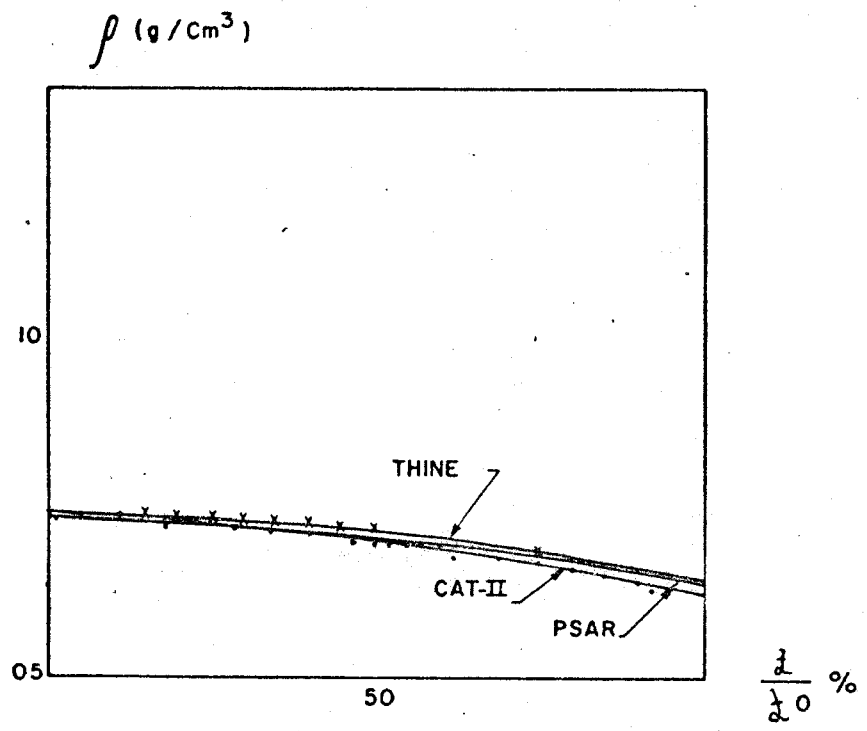


FIGURA 5 - 5 - 19 CONFRONTO ENTRE AS EVOLUÇÕES DA DENSIDADE

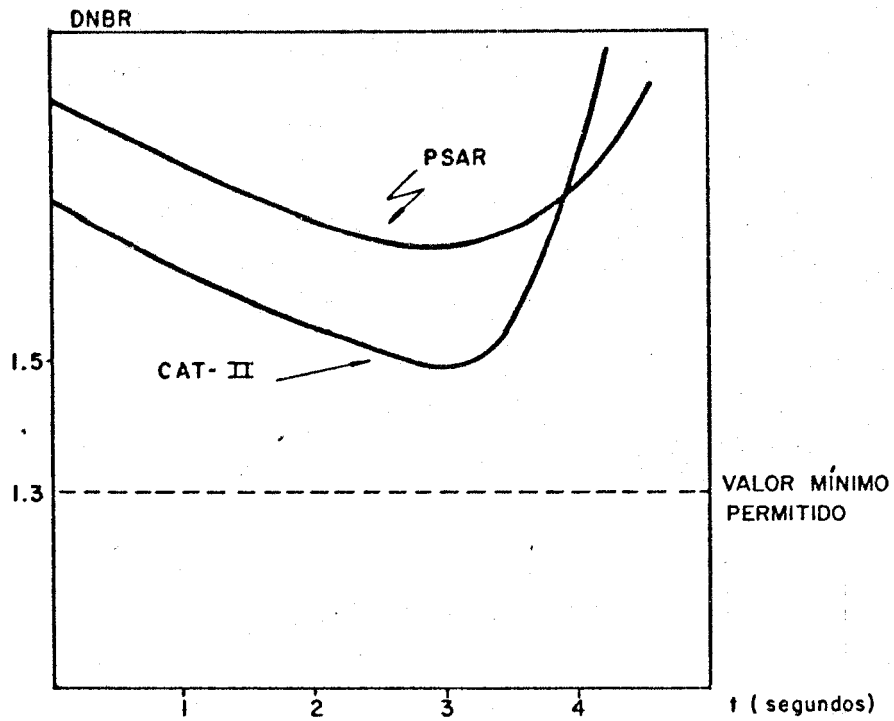


FIGURA 5 - 6 - 1 - EVOLUÇÕES DO DNBR PARA O ACIDENTE DE PERDA PARCIAL DE REFRIGERANTE

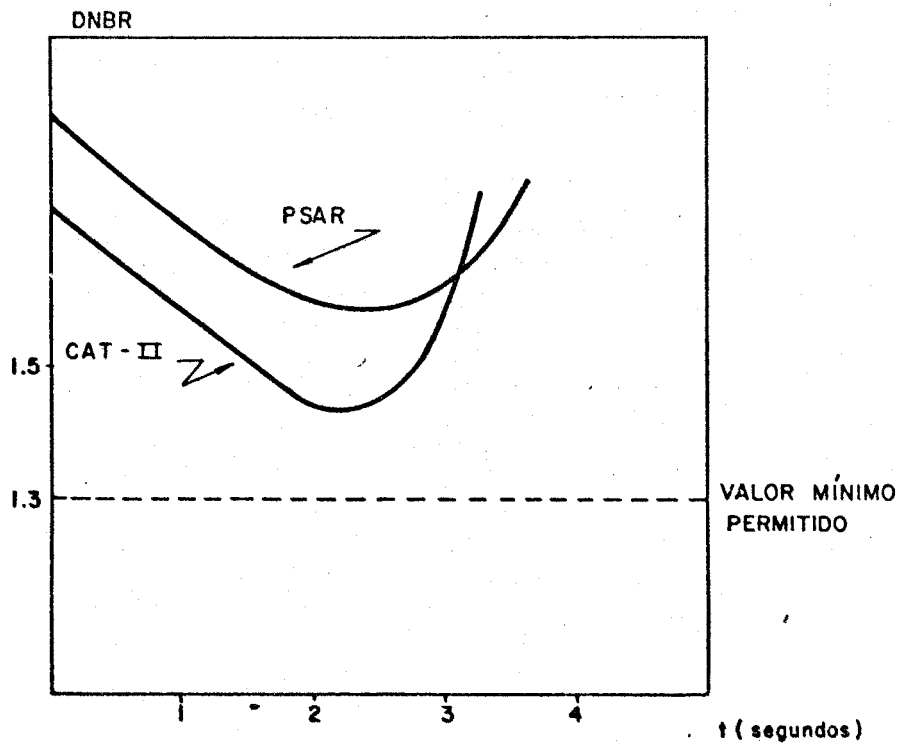


FIGURA 5 - 6 - 2 - EVOLUÇÕES DO DNBR PARA O ACIDENTE DE PERDA TOTAL DE FLUXO REFRIGERANTE

6. CONCLUSÕES

Do balanço deste trabalho podem ser salientados dois principais aspectos: a aquisição de competência relativa a cálculos termohidráulicos de reatores e disponibilidade de códigos de cálculo fornecendo duas alternativas de análise.

Na análise bibliográfica efetuada no Capítulo 2, são apresentados diversos códigos existentes para cálculo termohidráulico de reatores de potência, salientando-se as principais peculiaridades, com o objetivo de situar neste contexto, os modelos dos códigos utilizados no trabalho. Como pode ser visto, a grande diferença entre os diversos códigos encontra-se relacionada aos modelos de mistura existentes. Com relação a este fenômeno, pode-se dizer que os códigos CAT-II e THINC são relativamente pobres por não levarem em conta não só a mistura turbulenta natural mas também a mistura forçada.

O estudo detalhado dos modelos matemáticos e físicos, permitiu avaliar a confiabilidade dos resultados de cálculos

e situar a validade da aplicação dos códigos a condições físicas específicas. Este estudo inferiu, ainda, da necessidade de se complementar os cálculos pela inclusão de correlações de fluxos críticos, essenciais ao fechamento da análise termohidráulica de reatores. Foi efetuado, também, o programa de cálculo de propriedades cobrindo uma vasta faixa de parâmetros que não só facilitou enormemente a etapa de preparação de dados de entrada aos códigos em questão, mas também permitiu se dispor de uma ferramenta hábil para avaliação de propriedades termodinâmicas da água as quais nem sempre são possíveis de se obter em tabelas de vapor quando se impõem dependência física da pressão e temperatura.

Quanto a aplicação dos códigos ao cálculo de núcleos de reatores de potência, esta permitiu a aquisição de informações específicas sobre funcionamento de central nuclear, a qual, em literatura acadêmica específica, não se consegue.

A aplicação dos códigos ao cálculo de Angra 1, apresentada no Capítulo 5, levou a resultados coerentes cumprindo o objetivo a que se propunha de adquirir competência e dispor de ferramentas de cálculo termohidráulico, válidas, quando da proposição do tema.

Na análise em regime permanente, a obtenção de resultados bem próximos entre os dois códigos e, comparáveis aos fornecidos no PSAR, leva à opção da utilização do CAT-II tendo-se em vista a rapidez no processamento e preparação de dados de entrada, que no caso do THINC é muito trabalhosa e exige a execução de três etapas envolvendo, respectivamente, núcleo, feixe quente e canal quente para se atingir o valor do mínimo DNBR.

Quanto a análise dos acidentes de perda parcial e total de refrigerante, efetuada apenas com o código CAT-II, pode-se concluir, apesar da escassez de dados para comparação,

que os resultados obtidos são satisfatórios mesmo em face ao conservativismo do modelo.

Diante das observações anteriores, deve ser salientada a validade do trabalho realizado, tendo em vista a contribuição no entendimento e utilização de códigos de cálculo, previamente elaborados, destacando-se os méritos do código CAT-II que, apesar do modelo físico bastante simplificado, leva a resultados satisfatórios em regimes permanente e transitório.

Propõe-se, como sequência deste trabalho, a realização de outros desta natureza, utilizando-se códigos de outras origens que não a Westinghouse, de modo a evidenciar e confrontar alternativas de cálculo no que se refere à extensão e profundidade do tratamento do núcleo.

NOMENCLATURA

LETRAS LATINAS

a	Área lateral de passagem de fluxo, por unidade de comprimento. (ft)
A	Área transversal de passagem de fluxo, (ft ²)
Ab	Área de transferência de calor por barra (ft ²)
C _p	Calor específico. (Btu/lb ⁰ F)
d	Diâmetro da barra. (ft)
D _e	Diâmetro equivalente. (ft)
D _h	Diâmetro hidráulico. (ft)
e	Espaçamento entre canais. (ft)
f	Fator de fricção.
F _n	Fração da potência gerada no moderador
G	Velocidade de massa. (lb/hft ²)
g _c	Conversão de unidade. (lbft/lbh ²)
h	Coeficiente de transferência de calor. (Btu/hft ² ⁰ F)
H	Entalpia. (Btu/lb)
k	Condutividade térmica. (Btu/hft ⁰ F)
K	Fator de resistência à vazão transversal
L	Comprimento. (ft)
M	Vazão de massa. (lb/h)
n	Número de barras.
P _r	Número de Prandtl .(C _p u/k)
Pot	Potência (Btu/h)
P _s	Passo. (ft)
P	Pressão. (lb/ft ²), psi, psia
q"	Fluxo de calor. (Btu/hft ²)

Q	Vazão volumétrica. (ft ³ /h)
Q _n	Fator de normalização do fluxo de calor
R _h	Raio hidráulico. (ft)
Re	Número de Reynolds. (DG/u)
S	Razão de desligamento.
T	Temperatura. (°F)
t	Tempo. (h)
U	Perímetro
V	Velocidade. (ft)
X	Título.
W'	Vazão transversal
z, Z	Comprimento. (ft)

LETRAS GREGAS

α	Fração de vazio
β	Coefficiente de mistura Turbulento
θ	Ângulo. (graus)
μ	Viscosidade. (lb/fth)
v	Volume específico. (ft ³ /lb)
ρ	Densidade. (lb/ft ³)
φ	Conserção do fator de fricção.
φ _z	Fluxo de calor normalizado

INDICES

a	Refere-se a direção axial
b	Refere-se a barra combustível
c, crit	Refere-se a condições críticas do fluxo de calor. .
DNB	Refere-se a afastamento da ebulição nuclear.

f	Refere-se ao líquido em condições de saturação.
g	Refere-se ao vapor em condições de saturação.
H	Refere-se ao canal quente.
h	Refere-se a aquecido
in	Refere-se a entrada do canal.
i,j,N,M	Refere-se a um canal em particular.
L	Refere-se à mistura transversal
N	Refere-se ao canal normal.
out	Refere-se a saída do canal.
ONB	Refere-se ao início da ebulição nucleada.
p	Refere-se a parede aquecida.
r	Refere-se ao refrigerante.
sat	Refere-se a saturação.
sub	Refere-se ao subresfriamento.
W	Refere-se a molhado.

REFERÊNCIAS

- 1- BIRD, R.B. et al. Transport Phenomena , John Wiley & Sons, Inc., 1960.
- 2- COLBURN, A.P. A Method of Correlating Forced Convection Heat Transfer Data and a Comparasion with Fluid Friction , Trans. Am. Inst. Chem. Engrs., 29, 174, 1933.
- 3- CHELEMER, H. et. al. THINC IV - An Improved Program for Thermal - Hydraulic Analysis of Rod Bundle Cores Pittsburgh, Westinghouse Eletric Corporation, 1973, (WCAP-7956).
- 4- TONG, L.S. & WEISMAN J., Thermal Analysis of Pressurized Water Reactors, Hinsdale, American Nuclear Society, 1970.
- 5- TONG, L.S., Boiling Heat Transfer and Two Phase Flow, New, York, John Willey & Sons, Inc., 1967.
- 6- MARTINELLI, R.C. & NELSON D.B., Prediction of Pressure Drop During Forced Circulation Boiling of Water, Trans. ASME, 70, 695, 1948.
- 7- ROWE, D.S. COBRA III - A Digital Computer Program for Steady State and Transient Thermal - Hydraulic Analysis of Rod Bundles Nuclear Fuel Elements, Illinois, Argonne National Laboratory, (BNWL - B - 82).
- 8- STRAUER, H. D. et. al. DYNAMIT - Descrição do Programa nº 319, Análise Termotécnica de Reatores a Água Pressurizada com Iteração dos Processos Dinâmicos, / S.N.T. /
- 9- KHAN, E.V. et. al. Cross-Flow Resistance and Diversion Cross Flow Mixing Between Rod Bundles Effects Annual Meeting of The American Nuclear Society, Boston, 1971.
- 10- BOWRING, R.W. HAMBO - A Computer Programme for the Subchannel Analysis of the Hydraulic and Burnout Characteristics of Rod Clusters, Winfrith, United Kingdom Atomic Energy Authority, 1968, (AEEW - R 582)

- 11- BOWRING R.W. Physical Model, Based on Bubble Detachment, and Calculation of Steam Voidage in Subcooled Region of Heated Channel, Halden, OECD. Halden Reactor Project , 1962, (HPR-10).
- 12- KATSAOUNIS, A. Problems of Two-Phase Flow, Belo Horizonte, Instituto de Pesquisas Radioativas, 1972.
- 13- TONG, L.S. In.:— . |15|, 51-68.
- 14- FURNAS CENTRAIS ELÉTRICAS S.A. Preliminary Facility Description and Safety Analysis Report - Usina Nuclear de Angra, Unidade nº 1, / S.N.T. /.
- 15- TONG, L.S. Boiling Crisis and Critical Heat Flux, Springfield, National Technical Information Service, (S.d.).
- 16- TONG, L.S. et. al. CAT - An IBM-704 Program for Coolant Actuated Transients in an Open Lattice Core, Pittsburgher, Westinghouse Atomic Power Department, 1960 (YAEC - 145).
- 17- TONG, L.S. et. al. New DNB (Burnout) Correlations, Pittsburgh, Westinghouse Atomic Power Division, (WCAP - 1997).
- 18- TONG, L.S. Prediction of Departure from Nucleate Boiling for Axially Non - Uniform Heat Flux Distribution, Journal of Nucl. Energy, 21, 24', 1967.
- 19- PIERR C.C. SASS CODE I , Subchannel Analysis for the Steady State, Ontário, Atomic Energy of Canada Limited , 1966, (APPE-41).
- 20- ZERNICK W. et al. "THINC" - A Thermal Hydrodynamic Interaction Code for a Semi-Open or Closed Channel Core, Pittsburgh, Westinghouse Atomic Power Division, 1962 (WCAP - 3704)
- 21- CHELEMER H. et al. - Subchannel Thermal Analysis of Rod Bundle Core, Pittsburgh, Westinghouse Atomic Power Division, 1969, (WCAP - 7015 - Rev - 1)

- 22- SANDBERG, R.O. - CAT-II, an IBM 7090 Code for Predicting Thermal and Hydraulic Transient in an Open Lattice Core, Pittsburgh, Westinghouse Atomic Power Division, 1962, (WEAP - 2059)
- 23- TONG L.S. et. al., Redistribution in an Open Lattice Core, Pittsburgh, Westinghouse Atomic Power Division, 1960, (WCAP-1645).
- 24- PROJETO DE ANÁLISE DE REATORES - Projeto Térmico e Hidráulico do Reator FDR-II, Belo Horizonte, 1974, (Nota Tec.GTA.41).
- 25- ULRICH R. et. al., Redução do Tempo de Computador para Cálculo de Reator com o programa DYNAMIT, por redução do Número de Tipos de Canais, Belo Horizonte, 1974, (Nota Tec. GTA-42).
- 26- SABINO, C.V.S., PROPHEAT: Programa para Cálculo de Propriedades Termodinâmicas de Refrigerantes de PWRs, Belo Horizonte, 1975, (Nota Tec.GTA-64).
- 27- BORELLA A. et.al. HYTHEST - A Monte Carlo Program for the Evaluation of the Correction Factors in BWR and PWR Core, Turin, European Atomic Energy Community, 1964, EUR 1587-e).
- 28- MAURER G.W. A Method of Predicting Steady State Boiling Vapor Fractions in Reactor Coolant Channels. Pittsburgh, Westinghouse Electric Corporation, 1960, (WCAP-BT-19).
- 29- GRECO, C. Manual de Termodinâmica e Transmissão de Calor Universidade de São Paulo, 1966.
- 30- MEYER, C.A. Thermodynamic and Transport Properties of Steam, ASME STEAM TABLES, American Society of Mechanical Engineers, 2a. ed., 1967.
- 31- ANDRADE, E.P., Comunicação Pessoal.
- 32- LOBO, A.A.R. & Soares, P.A. Aperfeiçoamento do Código SACI - Parte-1- Vazão Variável, 1975 (Nota Tec.PAR/GARA-021/75).