

Este exemplar corresponde à
redação final da tese defendida
por Samuel Luporini e aprovada
pela comissão julgadora em 13/07/90

Julho - 1990

MODELAGEM E SIMULAÇÃO DE REGENERADORES DE CALOR

julho - 1990

Campinas - SP - Brasil

UNICAMP-Universidade Estadual de Campinas

Faculdade de Engenharia Química

MODELAGEM E SIMULAÇÃO DE REGENERADORES DE CALOR

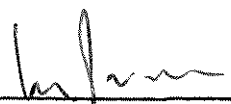
Autor: Samuel Luporini 

Tese submetida à comissão de Pós-Graduação da Faculdade de Engenharia Química - UNICAMP como parte dos requisitos necessários para a obtenção do grau de "Mestre em Engenharia Química".

Aprovada por:


Prof^a Dr^a Sandra Lucia da Cruz


Prof^a Dr^a Teresa M. K. Ravagnani


Orientador: Prof. Dr. João Alexandre F. Rocha Pereira 

Campinas - SP - Brasil

13 de julho de 1990

RESUMO

O presente trabalho descreve a modelagem matemática para regeneradores de calor de leito fixo e de placas paralelas, para condições adiabáticas e não adiabáticas .

Nos regeneradores de leito fixo adiabático as equações diferenciais que descrevem a transferência de calor transiente entre o gás e o recheio são formuladas para situações onde:

- a. O material do recheio é de condutividade térmica elevada.
- b. O material do recheio é de condutividade térmica baixa, como vidros e cerâmicas.

No caso b ocorre gradiente térmico no interior do recheio, portanto deve ser analisado o efeito da condução no interior do recheio enquanto que no caso a este efeito pode ser desprezado.

As equações dos sistemas para leito de partículas esféricas foram resolvidas numericamente para ambos os casos e o comportamento dinâmico foi analisado detalhadamente para dois ou mais regeneradores ligados em paralelo.

Desta análise foram construídos algoritmos para dimensionamento e predição dos períodos de aquecimento e resfriamento em regeneradores de calor otimizando-se a eficiência do processo.

AGRADECIMENTOS

Ao Prof. Dr. João Alexandre Ferreira da Rocha Pereira pela orientação e incentivos.

Ao Prof. Dr. Sergio Persio Ravagnani um agradecimento sincero pela ajuda e apoio prestados.

Ao Prof. Dr. Alberto Luiz de Andrade pelo auxílio prestado.

A CAPES - Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior pelo auxílio financeiro que permitiu a realização deste trabalho.

Aos amigos que contribuíram para realização deste trabalho.

ÍNDICE

Resumo	página
CAPÍTULO 1 - Introdução.....	1
CAPÍTULO 2 - Análise da literatura.....	5
2.1 - Introdução.....	6
2.2 - Tipos de regeneradores.....	7
2.3 - Comparação entre recuperadores e regeneradores de calor.....	10
2.4 - Eficiência térmica.....	15
2.5 - Suposições simplificadoras.....	18
2.6 - Métodos de resolução.....	19
2.6.1 - Métodos aproximados.....	19
2.6.2 - Métodos rigorosos.....	22
2.7 - Efeito da condutividade térmica da partícula	23
2.8 - Correlações para o coeficiente de transferência de calor.....	24
2.9 - Conclusão.....	25
CAPÍTULO 3 - Modelagem matemática e resoluções numéricas...	26
3.1 - Introdução.....	27
3.2 - Modelagem matemática.....	27
3.2.1 - Equação da energia.....	27
3.2.2 - Condutividade térmica do sólido infinita na direção do escoamento do gás e finita normal ao escoamento.....	30

3.2.3 - Condutividade térmica do sólido zero na direção do escoamento do gás e infinita normal ao escoamento.....	33
3.2.4 - Condutividade térmica do sólido zero na direção do escoamento do gás e finita normal ao escoamento.....	36
3.2.4.1 - Regeneradores com leito de partículas esféricas.....	37
3.2.4.2 - Regeneradores de placas paralelas.....	38
3.2.5 - Regeneradores não adiabáticos.....	40
3.2.5.1 - Modelo da condutividade finita da parede	40
3.2.5.2 - Modelo da capacidade térmica da parede..	45
3.3 - Notações normalizadas.....	47
3.4 - Resolução das equações diferenciais pelo método das diferenças finitas.....	50
3.4.1 - Modelo de Schumann.....	50
3.4.1.1 - Método de solução.....	51
3.4.1.2 - Procedimento de integração.....	54
3.4.2 - Modelo da condução intrapartícula.....	57
3.4.2.1 - Método de solução.....	59
3.4.2.2 - Procedimento de integração.....	63
3.5 - Cálculo da eficiência pela regra trapezoidal	68
3.5.1 - Procedimento de integração.....	69
3.6 - Conclusão.....	71
CAPÍTULO 4 - Simulação e análise dos resultados.....	72
4.1 - Introdução.....	73
4.2 - Critério de parada.....	73

4.3 - Número de regeneradores.....	74
4.4 - Fluxogramas computacionais para os modelos de Schumann e da condução intrapartícula....	76
4.4.1 - Modelo de Schumann.....	78
4.4.2 - Modelo da condução intrapartícula.....	81
4.5 - Comportamento dinâmico de regeneradores de calor.....	84
4.5.1 - Escoamento contracorrente.....	84
4.5.2 - Escoamento unidirecional.....	103
4.5.3 - Comparação de modelos.....	120
4.6 - Conclusão.....	125
CAPÍTULO 5 - Dimensionamento de regeneradores. Fluxogramas e exemplos.....	128
5.1 - Introdução.....	129
5.2 - Fluxogramas.....	129
5.2.1 - Escoamento contracorrente.....	130
5.2.2 - Escoamento unidirecional.....	135
5.3 - Exemplos ilustrativos para utilização dos programas.....	149
5.3.1 - Exemplo para o modelo da condução intra- partículas.....	149
5.3.2 - Exemplo para o modelo de Schumann.....	175
5.4 - Análise dos resultados.....	188
5.5 - Conclusão.....	190
CAPÍTULO 6 - Conclusões e sugestões.....	191
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	195
NOMENCLATURA.....	198

CAPÍTULO 1

INTRODUÇÃO

1 - INTRODUÇÃO

A troca de calor entre dois gases pode ser feita utilizando um recuperador de calor ou um regenerador de calor.

No recuperador de calor os dois gases trocam calor separados por uma parede, enquanto que no regenerador de calor os dois gases ocupam o mesmo espaço alternadamente.

O regenerador de calor consiste de uma carcaça, tendo em seu interior um recheio geralmente constituído de sólidos de grande porte como tijolos ou pedras. Os materiais sólidos são utilizados como recheio porque possuem maior capacidade térmica por unidade de volume do que os gases, sendo eficientes como intermediários na transferência de calor entre um gás e outro.

O primeiro regenerador de calor foi proposto por Robert Stirling [ILIFFE (1948)] em 1816, e desde então este tipo de trocador de calor é utilizado:

1. quando envolve grandes quantidades de gases como nas indústrias metalúrgicas.
2. quando os gases são carregados de partículas propensas a encrustar um recuperador de calor.
3. quando um dos gases é muito quente ou promove ataque químico aos materiais de construção de um recuperador de calor, como no caso dos gases provenientes de fornos para manufatura de vidro.

Um regenerador de calor é projetado para obter uma determinada temperatura média do gás na saída, no período de resfriamento, sendo que a mesma está diretamente relacionada com a

recuperação de energia, ou seja, a eficiência térmica.

Várias técnicas de resolução das equações diferenciais, que descrevem o desempenho de regeneradores, foram desenvolvidas entre 1927 até os dias atuais, e devido a complexidade das análises várias suposições simplificadoras foram feitas para se obter algum tipo de solução. Dentro destas técnicas se destacam algumas soluções analíticas para os casos mais simples, onde o gás quente passa apenas uma vez sobre o leito de sólido frio, e as soluções numéricas onde a modelagem matemática é feita para o gás quente e frio passarem alternadamente em seus respectivos períodos.

Neste trabalho foi utilizado o método das diferenças finitas considerando modelos matemáticos para leitos contendo partículas de condutividade térmica baixa, como vidros e cerâmicas, e para partículas de condutividade térmica elevada, como os metais. No primeiro caso ocorre efeito da condução intrapartícula porque existe gradiente térmico no interior das partículas, enquanto que no segundo caso este efeito pode ser desprezado devido a ausência de gradiente térmico no interior das partículas.

Na literatura são pouco considerados os casos onde as vazões dos gases frio e quente são diferentes durante as operações periódicas, e estes casos aparecem muito na prática. Também não são considerados algoritmos para predizer os períodos, o comprimento e o número de regeneradores, a partir de uma eficiência desejada.

Assim, o presente trabalho tem como objetivos:

- a) A modelagem matemática de vários tipos de regeneradores.
- b) A simulação de regeneradores de leito de partículas, empregando o método das diferenças finitas desprezando ou considerando o efeito da condutividade térmica no interior das partículas.
- c) O estudo teórico do comportamento dinâmico de regeneradores de calor com leito fixo.
- d) A elaboração de algoritmos para predições dos períodos, do comprimento, e dos números de regeneradores, a partir de uma eficiência térmica desejada.

Se a eficiência desejada não for alcançada é dado o número ou o comprimento dos regeneradores até onde um aumento será irrelevante.

- e) A elaboração de um algoritmo onde os comprimentos dos regeneradores podem ser diminuídos, aumentando o número deles mas mantendo a eficiência constante.

CAPÍTULO 2

ANÁLISE DA LITERATURA

2.1 - INTRODUÇÃO

Nas operações de recuperação de calor de gases são utilizados diversos tipos de regeneradores de calor com diferentes recheios.

Um outro meio de recuperar calor de gases é através do recuperador de calor, mas este muitas vezes pode ser substituído, com vantagem, pelo regenerador de calor.

A medida de recuperação de energia de um regenerador é dada pela sua eficiência térmica, obtida através da variação transiente da temperatura do gás na saída do regenerador.

Esta distribuição de temperatura com o tempo pode ser determinada através de vários métodos aplicados a diferentes modelos.

Nas seções seguintes do presente capítulo serão apresentados os tipos de regeneradores de calor bem como uma breve comparação com os recuperadores de calor. Em seguida serão apresentados o tratamento matemático para a eficiência térmica, as suposições simplificadoras, alguns métodos para determinar o perfil de temperatura e algumas correlações presentes na literatura.

2.2 - TIPOS DE REGENERADORES

Os regeneradores de calor são utilizados nas indústrias metalúrgicas, na manufatura de vidros, em plantas de separação do ar, na estocagem de energia solar e em muitos outros processos. Estas áreas de utilização envolvem unidades de processos de grandes dimensões com vazões de gases elevadas. Porém, na Europa, nos setores comercial e residencial e em algumas indústrias, são muito utilizados regeneradores rotatórios (Ljungstron) que são pequenas unidades para recuperar calor de gases de exaustão e preaquecer o ar para fornos de combustão de carvão e óleo.

Ambos regeneradores podem ser projetados para escoamento unidirecional e contracorrente (figura 2.1) sendo que o primeiro tipo de escoamento é muitas vezes preferido por razões econômicas de projeto, porém o escoamento contracorrente oferece maior eficiência térmica.

Há tres tipos de recheios para regeneradores que são: leito fixo, placas paralelas e cilindros concêntricos (figura 2.2).

O leito fixo podem ter partículas grandes ou pequenas (figura 2.2.a). As partículas são consideradas pequenas quando sua resistência condutiva é desprezível comparada com outras resistências. Os regeneradores com placas paralelas ou com cilindros concêntricos são chamados de regeneradores de paredes (figura 2.2b).

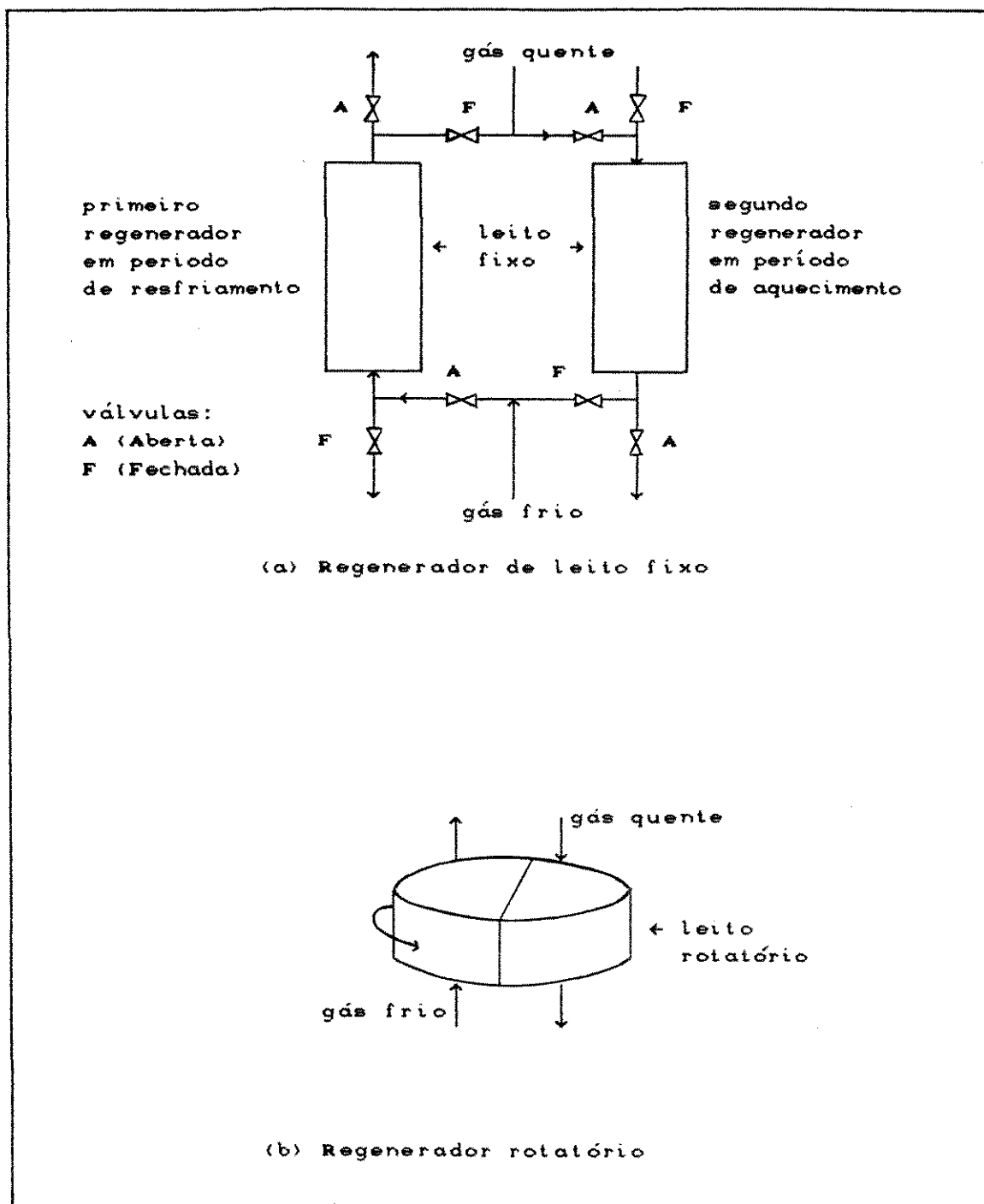


Figura 2.1: Regeneradores de calor de leito fixo e rotatório em escoamento contracorrente. Em escoamento unidirecional os gases escoam na mesma direção.

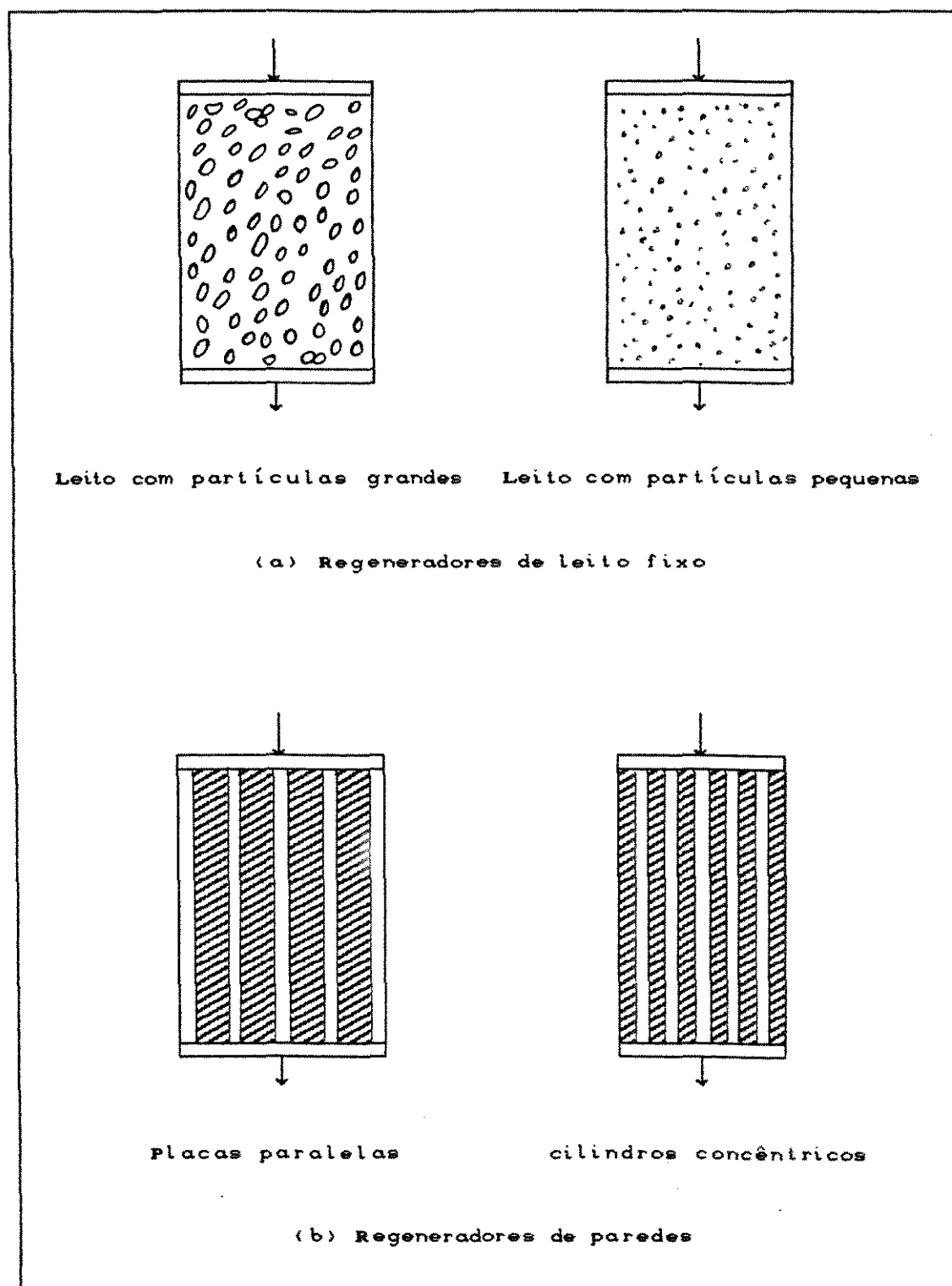


Figura 2.2 : Regeneradores de calor são modelados com leito fixo (partículas grandes ou pequenas) ou paredes (placas ou cilindros).

2.3 - COMPARAÇÃO ENTRE RECUPERADORES E REGENERADORES DE CALOR

Na figura 2.3 é mostrado o recuperador de calor em escoamento contínuo juntamente com o regenerador de calor em escoamento alternado ambos em contracorrente.

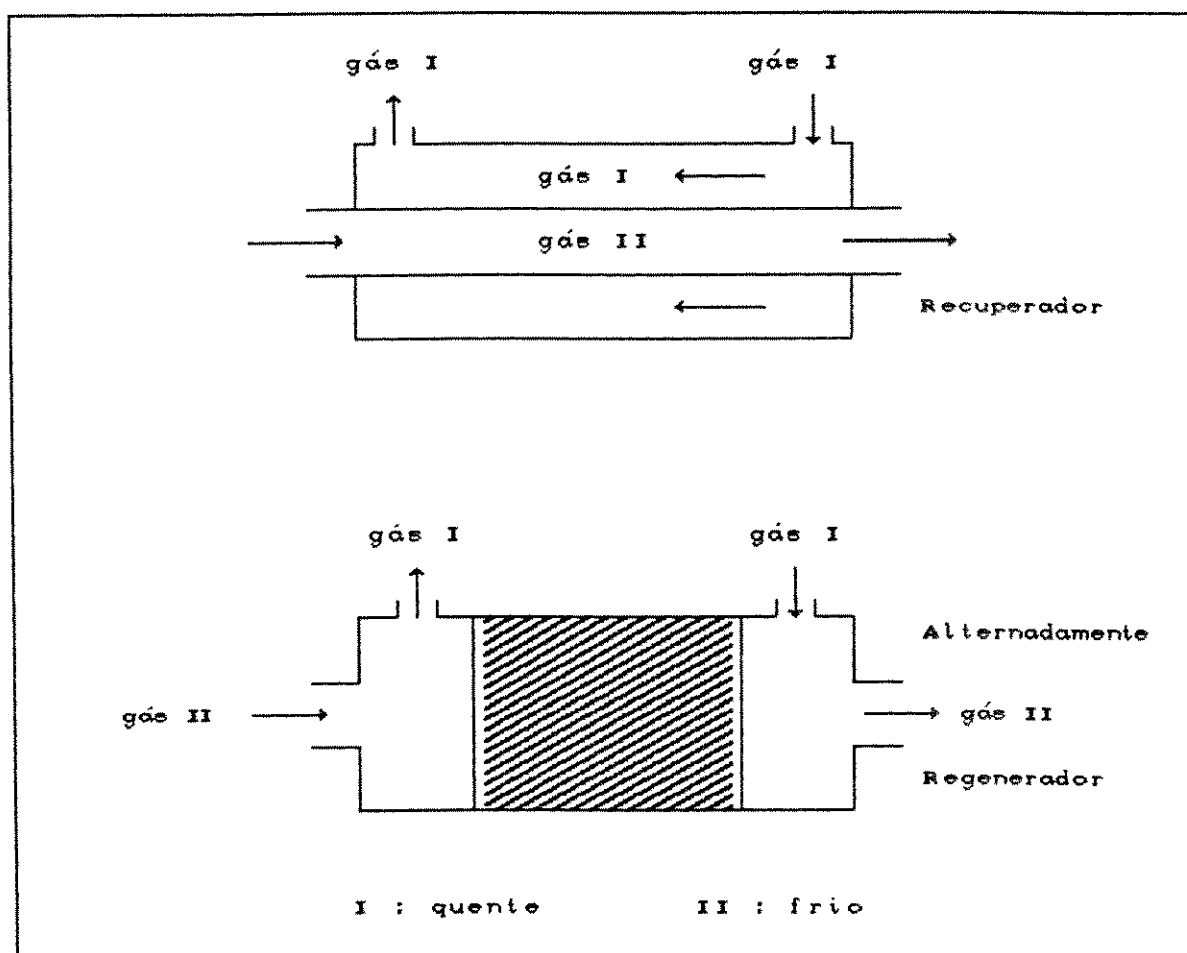


Figura 2.3 : Recuperador e regenerador, ambos em escoamento contracorrente.

A forma mais simples de um regenerador pode ser considerada como uma placa retangular de comprimento $\Delta y = Y$, espessura $\Delta x = X$, e largura $\Delta z = W$, que é perfeitamente isolada

externamente e exposta aos dois gases internamente, é também considerado que a condutividade térmica da parede é zero na direção y e infinita na direção x ($k_y = 0$ e $k_x = \infty$).

Segundo Jakob (1957) o perfil de temperatura da parede de um regenerador, em escoamento contracorrente e operação cíclica, apresenta uma curva em forma de S (figura 2.4). Considera-se que o gás frio entra pela esquerda, e o gás quente pela direita como mostrado na figura 2.3.

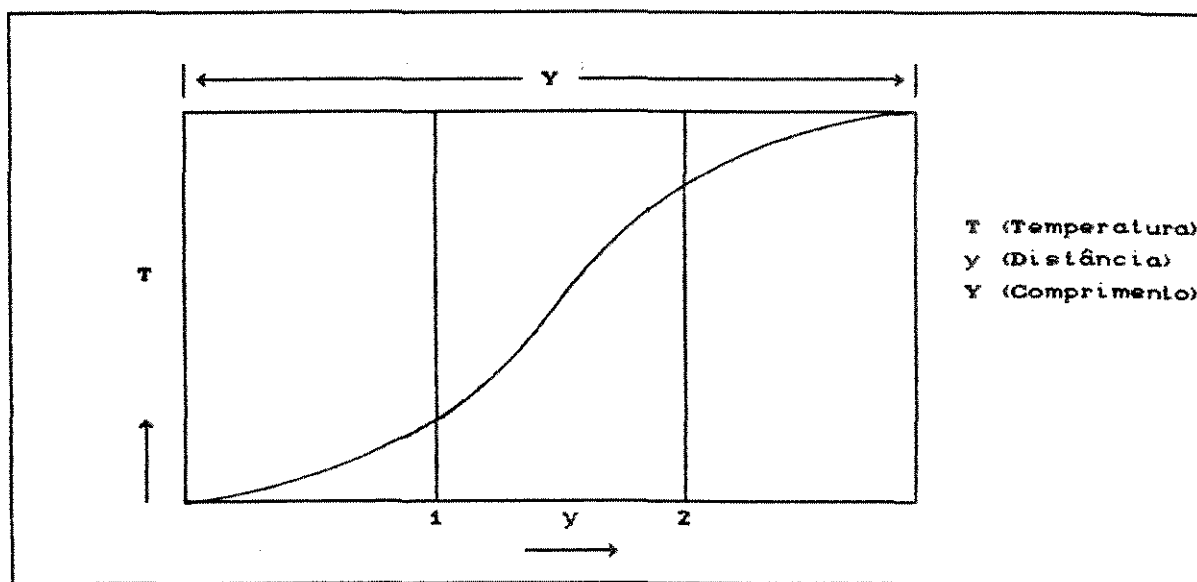


Figura 2.4 : Perfil de temperatura da parede de um regenerador em operação cíclica contracorrente.

A figura 2.5 mostra as mudanças de temperaturas com o tempo a uma distância y da entrada do regenerador, a abcissa t do aquecimento possui direção oposta a do período de resfriamento. Se for admitido que a condutividade térmica da parede na direção x é infinita ($k_x = \infty$) as curvas $T_{s,I}$ (temperatura na parede no

aquecimento) e $T_{s,II}$ (temperatura na parede no resfriamento) são válidas para qualquer distância $x \leq X_e$ desde a superfície exposta aos gases.

JAKOB (1957) descreve com detalhes as equações deduzidas por Hausen. Através do balanço de energia no recuperador Hausen encontrou a equação:

$$dQ = UW \cdot dy \cdot \Delta t \cdot (T_{g,I} - T_{g,II}) \quad (2.1)$$

onde: $U = \frac{1}{1/h_I + 1/h_{II}}$: coeficiente global de calor

h_I e h_{II} : coeficiente de transmissão de calor do gás quente e frio respectivamente

dQ : calor transferido

W : largura da parede

dy : incremento da distância

Δt : intervalo de tempo

$T_{g,I}$: temperatura do gás quente

$T_{g,II}$: temperatura do gás frio

e para o regenerador mais simples, descrito acima, Hausen encontrou as seguintes equações:

$$dQ = h_I W \cdot dy \cdot P_I \cdot (T_{g,I,m} - T_{s,I,m}) \quad (2.2) \text{ aquecimento}$$

$$dQ = h_{II} W \cdot dy \cdot P_{II} \cdot (T_{s,II,m} - T_{g,II,m}) \quad (2.3) \text{ resfriamento}$$

onde: P_I : período de aquecimento $\rightarrow$ tempo total de aquecimento

P_{II} : período de resfriamento $\rightarrow$ tempo total de resfriamento

$T_{g,I,m}$: temperatura média do gás quente

$T_{g,II,m}$: temperatura média do gás frio

$T_{e,I,m}$: temperatura média da parede no aquecimento

$T_{e,II,m}$: temperatura média da parede no resfriamento

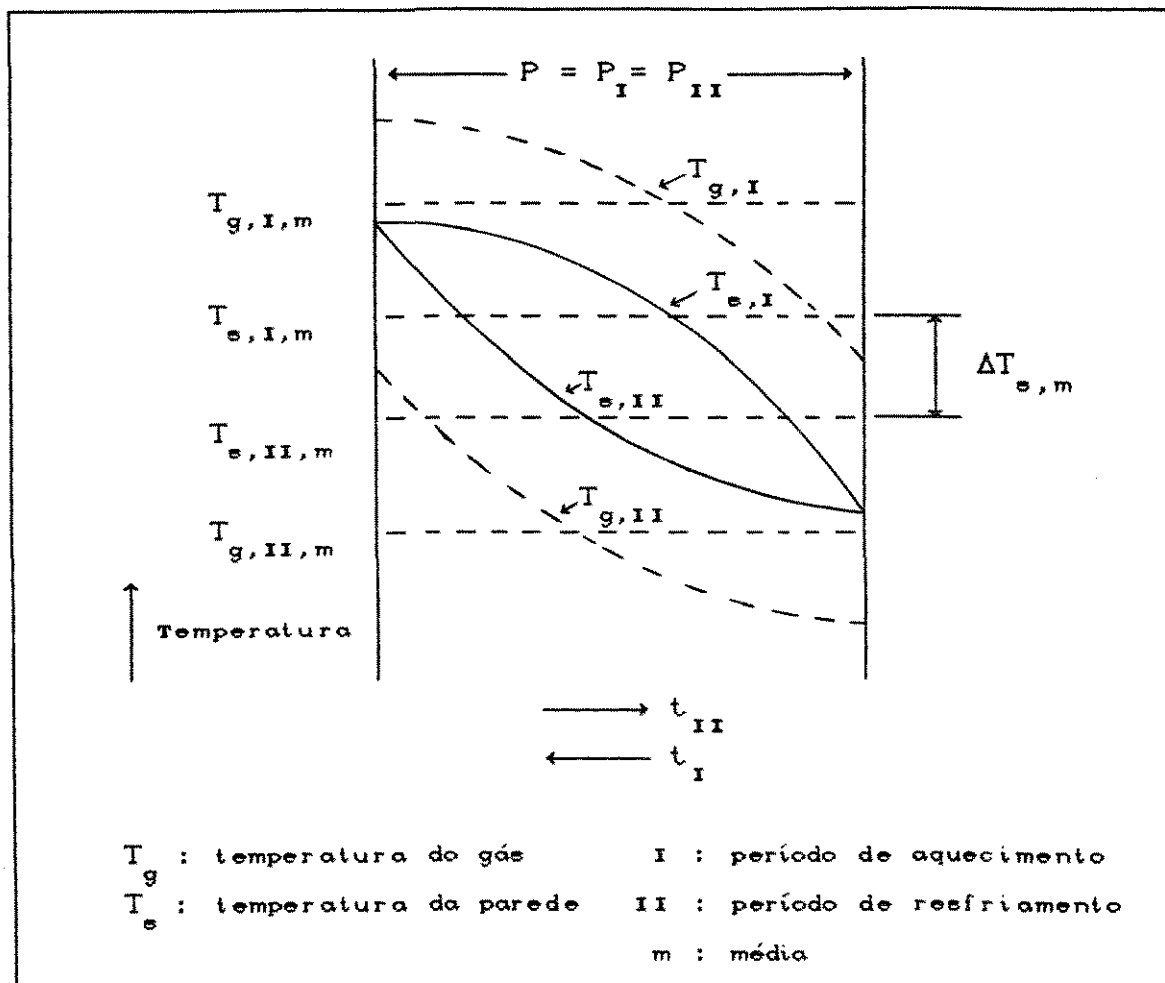


Figura 2.5 : Variação das temperaturas com o tempo para uma certa distância da extremidade de um regenerador.

As equações (2.2) e (2.3) são válidas apenas para metade do tempo de operação. Se as quantidades correspondentes a h e T forem as mesmas entre esses dois tipos de trocadores, o calor trocado no recuperador é o dobro do calor trocado no regenerador.

Isto se deve ao fato que no recuperador existem duas áreas de troca de calor (uma para $x = 0$ e outra para $x = X_g$) enquanto que no regenerador existe apenas uma área ativa de troca de calor ($x = 0$). Desta observação conclui-se que para uma operação continua são necessários dois regeneradores ou um recuperador.

A combinação das equações (2.2) e (2.3) leva a equação final:

$$dQ = UW \cdot dy \cdot P \cdot [(T_{g,II,m} - T_{g,I,m}) - \Delta T_{e,m}] \quad (2.4)$$

Quando $P \rightarrow 0$, $\Delta T_{e,m} \rightarrow 0$ e as curvas $T_{e,I}$ e $T_{e,II}$ da figura 2.5 tornam-se uma reta. Neste caso a equação (2.4) assume a forma da equação (2.1) exceto pelo subscrito m . Portanto, quando o período é zero, a recuperação de calor em um regenerador é a mesma que a do recuperador quando ambos operam em escoamento contracorrente.

Para $P > 0$, porém $\Delta T_{e,m} \neq 0$, e a diferença torna-se cada vez maior com o aumento de P .

A eficiência de um recuperador é sempre maior do que a do regenerador ambos em escoamento contracorrente. Mas em termos práticos nota-se a superioridade do regenerador, pois num recuperador para se conseguir uma grande área de troca são necessários grandes quantidades de tubos ou então deve-se aumentar os comprimentos dos tubos o que ocasionaria maior queda de pressão, já num regenerador a área de troca pode ser aumentada com recheios que podem ser: finamentos divididos, ou com corpos porosos ou ainda canais com placas metálicas corrugadas.

Com isso se conclui que mesmo sendo menor a eficiência

de um regenerador, o calor trocado é muito maior do que num recuperador ocupando o mesmo espaço.

2.4 - EFICIÊNCIA TÉRMICA

O índice de desempenho para um regenerador de calor é sua eficiência térmica (η) que é definida por Jakob (1957) como:

$$\eta = \frac{Q}{Q_{id}} \quad (2.5)$$

onde Q : quantidade de calor realmente transferido no tempo t

Q_{id} : quantidade ideal de calor que seria trocado no tempo t ,

se a temperatura do gás frio na saída aumentasse até o valor da temperatura de entrada do gás quente.

Considera-se em operação contínua, [DUDOKOVIC E RAMACHANDRAN (1985)], que as perdas de calor para as vizinhanças são desprezíveis e que as propriedades físicas são médias e independentes da temperatura. Também são considerados constantes a vazão mássica e a temperatura de entrada do gás. Então:

$$Q = \sum_0^t \left[\left(\left[\begin{array}{c} \text{entálpia do} \\ \text{gás de entrada} \end{array} \right] - \left[\begin{array}{c} \text{entálpia do} \\ \text{gás de saída} \end{array} \right] \right) \cdot \left[\begin{array}{c} \text{intervalo} \\ \text{de tempo } t \end{array} \right] \right]$$

ou seja,

$$Q = (\dot{m}_g c_g)_I \cdot \int_0^t [T_{g,I,i} - T_{g,I,e}(t)] dt \quad (2.6)$$

onde $\dot{m}_g$: vazão mássica do gás

c_g : calor específico médio do gás

$T_{g,I,i}$: temperatura do gás na entrada no período de aquecimento

$T_{g,I,e}(t)$: temperatura do gás na saída em função do tempo no período de aquecimento

t : tempo

dt : incremento do tempo

A máxima transferência de calor será obtida se a temperatura do gás quente durante o tempo t for reduzida à temperatura inicial do sólido, T_e° , o qual se a operação for ideal é igual a temperatura de entrada do gás frio, $T_{g,II,i}$, portanto

$$Q_{id} = (\dot{m}_g c_g)_I \cdot (T_{g,I,i} - T_{g,II,i}) t \quad (2.7)$$

onde $T_{g,II,i}$: temperatura do gás na entrada no período de resfriamento

Substituindo as equações (2.6) e (2.7) na equação (2.5)

temos:

$$\eta_I = \frac{1}{t} \cdot \frac{\int_0^t [T_{g,I,i} - T_{g,I,e}(t)] dt}{T_{g,I,i} - T_{g,II,i}} \quad (2.8)$$

onde η_I é a eficiência térmica no período de aquecimento.

Analogamente, define-se a eficiência térmica para o período de resfriamento, baseada na temperatura de saída do gás

frio [DUDUKOVIC E RAMACHANDRAN (1985)], como:

$$\eta_{II} = \frac{1}{t} \cdot \frac{\int_0^t [(T_{g,II,e}(t) - T_{g,II,i}) dt]}{T_{g,I,i} - T_{g,II,i}} \quad (2.9)$$

onde η_{II} : eficiência térmica no período de resfriamento

$T_{g,II,e}(t)$: temperatura do gás na saída em função do tempo
no período de resfriamento

Um maior valor de $T_{g,II,e}(t)$, significa que uma maior quantidade de calor tem sido trocada e a eficiência térmica será maior.

A eficiência global (η_o) [HANDBOOK OF HEAT TRANSFER APPLICATIONS (1985) e DUDUKOVIC E RAMACHANDRAN (1985)] é dada pela média harmônica entre as eficiências deduzidas anteriormente, isto é:

$$\frac{1}{\eta_o} = \frac{1}{2} \left[\frac{1}{\eta_I} + \frac{1}{\eta_{II}} \right] \quad (2.10)$$

Pelas fórmulas das eficiências vemos que é necessário primeiro achar os perfis de temperatura do gás, tanto no período de aquecimento como no período de resfriamento, para depois calcular os valores das integrais nos numeradores e assim avaliar os valores das eficiências. Portanto, o passo a seguir é modelar matematicamente o regenerador com o objetivo de encontrar os perfis de temperaturas que levará ao cálculo das eficiências.

2.5 - SUPOSIÇÕES SIMPLIFICADORAS

No tratamento matemático dos regeneradores são necessárias suposições simplificadoras. Por exemplo é admitido que as propriedades físicas são independentes da temperatura.

JAKOB (1957) apresenta cinco casos idealizado por Nusselt em 1927:

1. O período é infinitamente pequeno.
2. A condutividade térmica do sólido é infinita.
3. A condutividade térmica do sólido é infinita paralela ao escoamento do gás, e finita normal ao escoamento.
4. A condutividade térmica do sólido é zero paralela ao escoamento do gás e infinita normal ao escoamento.
5. A condutividade térmica do sólido é zero paralela ao escoamento do gás e finita normal ao escoamento.

O primeiro caso foi considerado na seção 2.3, onde se comparou um regenerador com um recuperador de calor. Neste caso a armazenagem de calor seria restrita a uma camada infinitamente fina (parede) que entra em contato alternadamente com os dois gases.

No segundo caso não haveria diferença de temperatura em toda a parte sólida e o resultado seria independente do comprimento (y). Estes dois primeiros casos não possuem interesse prático e seu tratamento matemático são elementares.

No terceiro caso o regenerador seria curto e teria paredes muito grossas ou teria paredes compostas de camadas metálica e isolante, sendo a superfície metálica exposta ao gás.

No entanto a importância prática deste caso é muito limitada.

Os casos 4 e 5 são de grande interesse prático. No quarto caso são usadas paredes metálicas muito finas de maneira que não ocorra diferença de temperatura apreciável na seção transversal ($k_x = \infty$). Neste caso, também a distância de percurso do gás no regenerador é longa e o sólido é finamente dividido havendo pouca variação de temperatura na direção y , assim a condutividade do sólido na direção do escoamento é zero ($k_y = 0$).

No quinto caso o material das paredes (tijolos refratários) não conduz bem, e as paredes são largas, portanto são considerados valores finitos de k_x , e também os regeneradores são longos assumindo-se $k_y = 0$ como no quarto caso.

Infelizmente o tratamento analítico dos casos 4 e 5 são muitos difíceis de se concretizar, por isso se recorre aos métodos numéricos que levam a resultados satisfatórios, sendo que neste trabalho deu-se ênfase ao método das diferenças finitas.

2.6 - MÉTODOS DE RESOLUÇÃO

2.6.1 - MÉTODOS APROXIMADOS

LEVENSPIEL (1983) apresenta o modelo da dispersão para regeneradores de calor onde são considerados:

- a. A contribuição da dispersão axial, da resistência da transferência de calor entre o gás e o sólido e da resistência da transferência de calor no interior das partículas.

- b. A eficiência térmica para uma passagem do gás quente no leito inicialmente frio.
- c. A eficiência térmica para operações periódicas cocorrente e contracorrente.

No modelo da dispersão a curva da temperatura do sólido versus tempo possui forma de S representando a integral da função distribuição Gaussiana. Esta curva em forma de S é caracterizada pela variância adimensional (σ^2).

Pela teoria da difusão, se os efeitos de cada contribuição age independente um do outro pode-se adicionar as variâncias para cada contribuição individual, ou

$$\left[\begin{array}{c} \text{propagação} \\ \text{total da} \\ \text{temperatura} \end{array} \right]^2 = \left[\begin{array}{c} \text{propagação} \\ \text{causada pelo} \\ \text{desvio do esco-} \\ \text{amento pistonar-} \\ \text{do (plug-flow)} \end{array} \right]^2 + \left[\begin{array}{c} \text{propagação} \\ \text{causada pela} \\ \text{resistência do} \\ \text{filme superficial} \\ \text{entre o sólido e} \\ \text{o gás} \end{array} \right]^2 + \left[\begin{array}{c} \text{propagação} \\ \text{causada pela} \\ \text{resistência da} \\ \text{condução no} \\ \text{interior das} \\ \text{partículas} \end{array} \right]^2, \text{ ou simbolicamente}$$

$$\sigma^2 = \sigma_{\text{dispersão axial do gás}}^2 + \sigma_{\text{filme gás/sólido}}^2 + \sigma_{\text{condução da partícula}}^2$$

A variância adimensional (σ^2) da resposta ao impulso é uma função de vários números adimensionais e o modelo proposto por Sagara et al [DUDOVICK E RAMACHANDRAN (1985)] para regeneradores de leito fixo é utilizado por LEVENSPIEL (1983), sendo o seguinte:

$$\sigma^2 = \left[\frac{2}{Pe} - \frac{2}{Pe^2} (1 - e^{-Pe}) \right] + \frac{2}{St} + \frac{2}{5} \frac{Bi}{St}$$

onde $Pe = (\dot{G} c_g Y) / k_{g,eff}$: número de Peclet

$k_{g,eff}$: coeficiente de dispersão axial

$St = (h A Y) / (\dot{G} c_g)$: número de Stanton

$Bi = (h B) / k_g$: número de Biot, B : raio da partícula

Y : comprimento do regenerador [m]

Para regeneradores longos $Pe > 100$ e o termo cujo denominador é Pe^2 pode ser desprezado frente aos outros. Levenspiel [LEVENSPIEL (1983)] após algumas transformações chega a seguinte equação válida para leito de partículas esféricas.

$$\sigma^2 = \frac{d_p}{Y} + \frac{1}{3(1-\epsilon)} \frac{\dot{G} c_g d_p}{h Y} + \frac{1}{30(1-\epsilon)} \frac{\dot{G} c_g d_p}{k_g Y} \quad (2.11)$$

Com esta equação é possível calcular as contribuições das resistências para recuperação de calor.

No modelo da dispersão a eficiência térmica é obtida por gráficos [LEVENSPIEL (1983)].

[DUDUKOVIC E RAMACHANDRAN (1985)] apresentam outro método de cálculo utilizando fórmulas baseadas no conhecimento da variância da resposta ao impulso.

Estes dois métodos são aproximados, isto é, não são feitos a partir de uma análise rigorosa do processo.

2.6.2 - MÉTODOS RIGOROSOS

Os métodos rigorosos são baseados nas suposições simplificadoras da seção 2.5, os principais modelos e métodos encontrado na literatura são os seguintes:

- método analítico : é caracterizado apenas por uma operação de passagem do gás quente sobre o leito inicialmente frio. JAKOB (1957) apresenta algumas soluções analíticas com detalhe.
 - métodos numéricos : são caracterizados principalmente por operações periódicas, onde o gás quente e frio escoam alternadamente no interior do leito, nos seus respectivos períodos.
 - a. Modelo de Schumann : este modelo é baseado no 4^o caso da seção 2.4, onde a condutividade térmica do sólido é zero paralela ao escoamento do gás e infinita normal ao escoamento, ou seja não há gradiente térmico no interior das partículas do recheio.
- Os principais métodos de resolução são os seguintes:
- método do polo quente, introduzido por Hausen [JAKOB (1957)] para escoamentos cocorrente e contracorrente.
 - método com utilização das funções de Bessel, introduzido por Iliffe [ILEFFE (1948)] para escoamento contracorrente.
 - método das diferenças finitas, utilizado em simulações para computador [WILLMOTT (1964)].

b. Modelo da condução intrapartícula : este modelo é baseado no 5º caso da seção 2.4, onde a condutividade térmica do sólido é zero paralelo ao escoamento do gás e finita normal ao escoamento, isto é, o gradiente térmico no interior das partículas ou placas são considerados.

Na literatura são encontrados muito pouco sobre este modelo, destacando-se : WILLMOTT (1969) que resolveu as equações diferenciais para regeneradores de paredes com recheio de placas paralelas, pelo método das diferenças finitas, e HANDLEY E HEGGS (1968) que resolveram as equações diferenciais para leito fixo considerando apenas uma única passagem do gás quente sobre o leito inicialmente frio, também pelo método das diferenças finitas.

c. modelos não adiabáticos : estes modelos se encaixam no 4º caso considerando a natureza não adiabática do processo, são eles : o modelo da condutividade térmica da parede e o modelo da capacidade térmica da parede, sendo que o segundo é uma simplificação do primeiro modelo.

Estes dois modelos são resolvidos por HEGGS E FOUMENY (1986) pelo método das diferenças finitas.

2.7 - EFEITO DA CONDUTIVIDADE TÉRMICA DA PARTÍCULA

Os autores Handley e Heggs [HANDLEY E HEGGS (1968)] propuseram que se a razão entre o comprimento reduzido do regenerador e o número de Biot (Λ/Bi) for maior que 60 pode-se desprezar o efeito da condução intrapartícula, portanto, quando

$A/Bi > 60$, utiliza as equações do modelo de Schumann (2.12)

$A/Bi \leq 60$, utiliza as equações do modelo da condução intrapartícula (2.13)

Estas equações predizem que para regeneradores curtos (menores valores de A/Bi) ocorre uma grande possibilidade do efeito da condução intrapartícula.

2.8 - CORRELAÇÕES PARA O COEFICIENTE DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR

A correlação para o coeficiente de transferência de calor, para leitos de esferas mais utilizada é de Hanz Marshall [HANDBOOK OF HEAT TRANSFER APLICATION (1985) e LEVENSPIEL (1983)] que é a seguinte :

$$\boxed{Nu_p = \frac{h d_p}{k_p} = 2 + 1,8 Pr^{1/3} Re^{1/2}} \quad Re > 50 \quad (2.14)$$

onde Nu_p : número de Nusselt para a partícula

$Pr = (c_g \mu) / k_g$: número de Prandt

$Re = (d_p \dot{G}) / \mu$: número de Reynolds para a partícula

c_g : calor específico do gás [$J Kg^{-1}K^{-1}$]

μ : viscosidade do gás [$kg m^{-1}s^{-1}$]

k_p : condutividade térmica da partícula [$W m^{-1}K^{-1}$]

d_p : diâmetro da partícula [m]

$\dot{G}$: vazão mássica do gás por unidade de área [$Kg m^{-2}s^{-1}$]

h : coeficiente de transferência de calor [$W m^{-2}K^{-1}$]

A equação (2.14) é usada para partículas grandes, pois

para partículas pequenas e baixo número de Reynolds o valor de Nu_p esta abaixo desta correlação.

Outra correlação que pode ser utilizada é de GUPTA, CHAULE E UPADHYAY (1973), independente do tipo de leito.

$$\epsilon J_h = 2,876/Re + 0,3023/Re^{0,85} \quad 10 \leq Re \leq 10000 \quad (2.15)$$

onde $J_h = [h/(c_g \dot{G})] Pr^{2/3} \rightarrow$ fator de transferência de calor

$Pr = c_g \mu/k_g \rightarrow$ número de Prandtl

2.9 - CONCLUSÃO

No presente capítulo foi feito uma revisão da literatura sobre regeneradores de calor.

Pela análise das relações apresentadas conclue-se que os trabalhos que tem sido realizados não abrangem operações com mais de dois regeneradores e nem critérios para dimensionamento de regeneradores a partir de uma eficiência térmica desejada.

É relevante portanto, um trabalho que avalie o comportamento dinâmico para estas situações e sirva como base a elaboração de algoritmos para dimensionamento de regeneradores, e também para estabelecer o período ótimo de funcionamento de cada regenerador na passagem do gás frio ou quente.

CAPÍTULO 3

MODELAGEM MATEMÁTICA E RESOLUÇÕES NUMÉRICAS

3.1 - INTRODUÇÃO

A medida de recuperação de energia de um regenerador é dada pela sua eficiência térmica, obtida através da variação transiente da temperatura do gás na saída do regenerador. Esta distribuição de temperatura com o tempo pode ser determinada através da resolução das equações diferenciais geradas pela modelagem matemática, a partir da equação da energia.

Estas equações diferenciais são resolvidas numericamente para dois tipos de escoamentos : escoamento unidirecional ou cocorrente, onde o fluido frio e o quente entram sucessivamente na mesma extremidade do regenerador, e o escoamento contracorrente, onde o fluido frio e o quente entram sucessivamente em extremidades opostas do regenerador.

Nas seções seguintes do presente capítulo, são apresentados: a modelagem matemática para diversos modelos existentes na literatura, a normalização das equações diferenciais geradas pelos modelos e o procedimento de resolução, pelo método das diferenças finitas, para se obter o perfil de temperatura e a eficiência térmica.

3.2 - MODELAGEM MATEMÁTICA

3.2.1 - A EQUAÇÃO DA ENERGIA

A equação da energia pode ser escrita [BIRD, STWART E LIGHTFOOT (1975)] como:

$$\rho \frac{D\hat{U}}{Dt} = - (\nabla \cdot \mathbf{q}) - PC \nabla \cdot \hat{\theta} - (\tau : \nabla \hat{\theta}) \quad (3.1)$$

onde $\rho \frac{D\hat{U}}{Dt}$: taxa de acumulo de energia interna por unidade de volume

$\nabla \cdot \mathbf{q}$: taxa de entrada de energia por unidade de volume devido a condução

$PC \nabla \cdot \hat{\theta}$: taxa reversível do aumento da energia interna por unidade de volume devido a compressão

$\tau : \nabla \hat{\theta}$: taxa irreversível do aumento da energia interna por unidade de volume devido a dissipação viscosa

Nos regeneradores de calor a variação da pressão é pequena, pois o recheio geralmente são sólidos de grande porte como tijolos ou pedras, desta maneira a pressão pode ser considerada constante e a equação (3.1) fica :

$$\rho c_p \cdot \frac{DT}{Dt} = - (\nabla \cdot \mathbf{q}) + \mu \phi_v \quad (3.2)$$

onde $\tau : \nabla \hat{\theta} = -\mu \phi_v$

μ : viscosidade do gás

ϕ_v : função dissipação

ρ : densidade

c_p : calor específico a pressão constante

Na equação (3.2) o termo da dissipação viscosa é omitido, pois em regeneradores de calor os gases não apresentam gradientes de velocidades elevados e a viscosidade é baixa.

Portanto a equação da energia simplificada e útil para regeneradores de calor é

$$\rho c_p \cdot \frac{DT}{Dt} = - (\nabla \cdot q) \quad (3.3)$$

cuja representação para os sistemas de coordenadas são:

- coordenadas retangulares (x,y,z)

$$\rho c_p \left(\frac{\partial T}{\partial t} + v_x \frac{\partial T}{\partial x} + v_y \frac{\partial T}{\partial y} + v_z \frac{\partial T}{\partial z} \right) = - \left(\frac{\partial q_x}{\partial x} + \frac{\partial q_y}{\partial y} + \frac{\partial q_z}{\partial z} \right) \quad (3.4)$$

- coordenadas cilíndricas (r,θ,z)

$$\rho c_p \left(\frac{\partial T}{\partial t} + v_r \frac{\partial T}{\partial r} + v_\theta \frac{1}{r} \frac{\partial T}{\partial \theta} + v_z \frac{\partial T}{\partial z} \right) = - \left[\frac{1}{r} \frac{\partial (r q_r)}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial q_\theta}{\partial \theta} + \frac{\partial q_z}{\partial z} \right] \quad (3.5)$$

- coordenadas esféricas (r,θ,φ)

$$\rho c_p \left(\frac{\partial T}{\partial t} + v_r \frac{\partial T}{\partial r} + v_\theta \frac{1}{r} \frac{\partial T}{\partial \theta} + v_\phi \frac{1}{r \cdot \sin \theta} \frac{\partial T}{\partial \phi} \right) = - \left[\frac{1}{r^2} \frac{\partial (r^2 q_r)}{\partial r} + \frac{1}{r \cdot \sin \theta} \frac{\partial (q_\theta \cdot \sin \theta)}{\partial \theta} + \frac{1}{r \cdot \sin \theta} \frac{\partial q_\phi}{\partial \phi} \right] \quad (3.6)$$

As equações (3.3) a (3.6) serão utilizadas nos balanços de energia para vários modelos de regeneradores, com a finalidade de encontrar as equações diferenciais que serão resolvidas numericamente.

3.2.2 - CONDUTIVIDADE TÉRMICA DO SÓLIDO INFINITA NA DIREÇÃO DO ESCOAMENTO DO GÁS E FINITA NORMAL AO ESCOAMENTO

Esta simplificação que representa o 3^o caso mencionado na seção 2.5, embora sem muito interesse prático, leva a um sistema de equações simples, cujo balanço de energia é feito com o uso da figura 3.1.

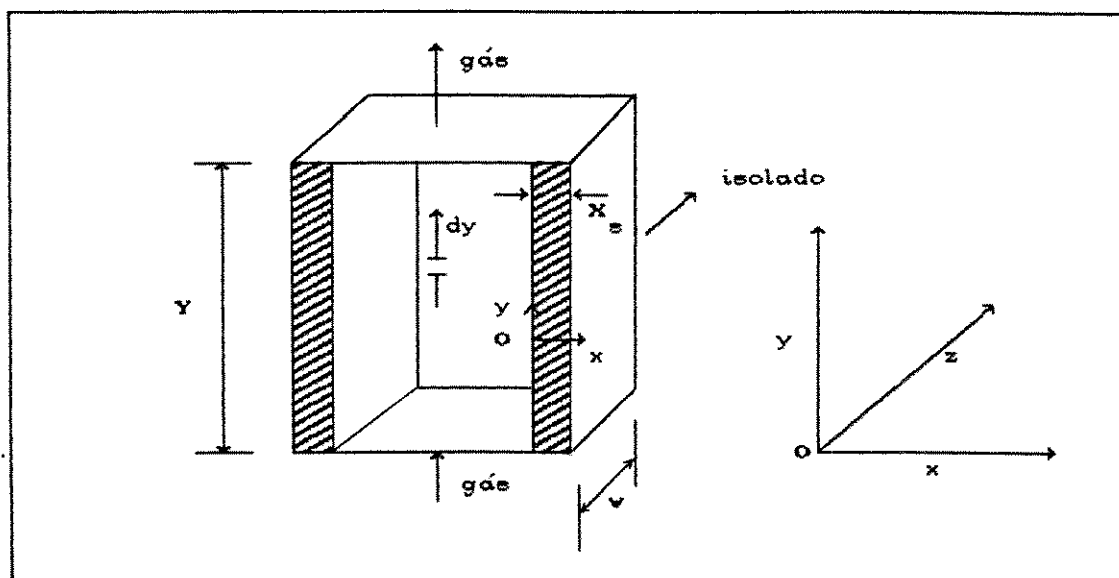


Figura 3.1 : Diagrama esquemático em coordenadas retangulares de um regenerador representando o modelo mais simples.

Neste caso a temperatura do gás é uma função da distância y e do tempo t , e a temperatura do sólido é uma função da espessura x e do tempo t .

O balanço de energia em um elemento de volume de largura dx no interior do sólido (figura 3.1) e aplicando a Lei de Fourier, a equação (3.4) fica:

$$\rho_s c_s \frac{\partial T_s}{\partial t} = k_x \frac{\partial^2 T_s}{\partial x^2} + k_y \frac{\partial^2 T_s}{\partial y^2} + k_z \frac{\partial^2 T_s}{\partial z^2}$$

onde $\frac{\partial^2 T_s}{\partial y^2} = 0$ condutividade térmica infinita $\rightarrow$ não ocorre gradiente térmico na direção y

$\frac{\partial^2 T_s}{\partial z^2} = 0$ temperatura uniforme na direção z

ρ_s : densidade do sólido

c_s : calor específico do sólido

k : condutividade térmica do sólido

T_s : temperatura do sólido

Resultando na equação:

$$\frac{\partial T_s}{\partial t} = \alpha_x \frac{\partial^2 T_s}{\partial x^2} \quad (3.7)$$

onde $\alpha_x = k_x / (\rho_s c_s)$: difusividade térmica do sólido

Com as seguintes condições de contorno:

$$\text{para } t = 0 \quad T_s = f(x) \quad (3.8)$$

$$\text{para } x = 0 \quad h(T_g - T_s) = -k_x \frac{\partial T_s}{\partial x} \quad (3.9)$$

$$\text{para } x = X_s \quad \frac{\partial T_s}{\partial x} = 0 \quad (\text{isolado}) \quad (3.10)$$

Considerando um elemento de volume no gás de altura dy (figura 3.1) a equação (3.3) reduz a:

$$\rho_g c_g \frac{\partial T}{\partial t} + \rho_g c_g \frac{\partial}{\partial y} \frac{\partial T}{\partial y} = -(\nabla \cdot q) \quad (3.11)$$

onde ρ_g : densidade do gás

c_g : calor específico do gás

ϑ_y : velocidade do gás na direção y

T_g : temperatura do gás

A equação (3.11) pode ser escrita como:

$$\rho_g c_g \frac{\partial T}{\partial t} \int_V dv + \rho_g c_g \vartheta_y \frac{\partial T}{\partial y} \int_V dv = - \int_V (\nabla \cdot q) dv \quad (3.12)$$

Pelo teorema da divergência [BIRD, STWART E LIGHTFOOT (1975)],

$$\int_V (\nabla \cdot q) dv = \int_S (n \cdot q) ds \quad (3.13)$$

O termo a direita representa o calor transferido ao gás pela parede, portanto $-n \cdot q = h(T_e - T_g)$.

Logo, resolvendo a equação (3.12) temos:

$$\rho_g c_g V \frac{\partial T}{\partial t} + \rho_g c_g \vartheta_y V \frac{\partial T}{\partial y} = h(T_e - T_g) S, \quad \text{multiplicando e}$$

dividindo o primeiro termo da esquerda por ϑ_y , e como $\rho \vartheta_y = \dot{G}$, após um rearranjo teremos:

$$\frac{1}{\vartheta_y} \frac{\partial T}{\partial t} + \frac{\partial T}{\partial y} = \frac{h(T_e - T_g)}{\dot{G} \cdot c_g} \cdot A, \quad \text{geralmente } \vartheta_y \text{ é}$$

muito grande e Nusselt [JAKOB (1957)] achou conveniente desprezar o termo $1/\vartheta_y$ ficando:

$$\frac{\partial T}{\partial y} = \frac{hA}{\dot{G} \cdot c_g} (T_e - T_g) \quad (3.14)$$

onde $\dot{G}$: velocidade mássica por unidade de área

$A = S/V$: (área superficial)/(volume do leito)

As equações (3.7) e (3.14) juntamente com suas

condições de contorno estão resolvidas analiticamente no livro de Jakob (1957) para a operação considerando uma única passagem do gás.

3.2.3 - CONDUTIVIDADE TÉRMICA DO SÓLIDO ZERO NA DIREÇÃO DO ESCOAMENTO DO GÁS E INFINITA NORMAL AO ESCOAMENTO

Este caso é de grande interesse prático e corresponde ao quarto caso da seção 2.5. Ele foi resolvido analiticamente, para uma passagem do gás (período de aquecimento), por Schumann em 1929 [JAKOB (1957)] sendo que até hoje as equações diferenciais deduzidas por ele recebem o seu nome. A sua solução analítica envolve funções de Bessel e é incômoda no seu manuseio, e além disso correspondem apenas ao primeiro período de aquecimento.

As equações de Schumann foram resolvidas numericamente por Hausen em 1931, que aplicou o método do pólo quente, cuja resolução foi feita reciclando os gases nos períodos de aquecimento e resfriamento até atingir o equilíbrio [JAKOB (1957)]. Posteriormente, as equações de Schumann foram resolvidas por Willmott, que apresentou um método de simulação para computador empregando diferenças finitas [WILLMOTT (1964)], e este método será abordado em detalhe neste trabalho.

No modelo de Schumann [HANDLEY E HEGGS (1968) E JAKOB (1957)] levam em conta as seguintes simplificações:

- a. As constantes térmicas do sistema são independentes da temperatura.
- b. Não ocorre transferência de calor radial.

- c. O fluido não apresenta dispersão axial (escoamento plug-flow).
- d. A condução axial na fase fluido e na fase sólida é desprezada.
- e. A velocidade do fluido não varia ao longo do leito.
- f. Não ocorre gradiente térmico no interior das partículas.

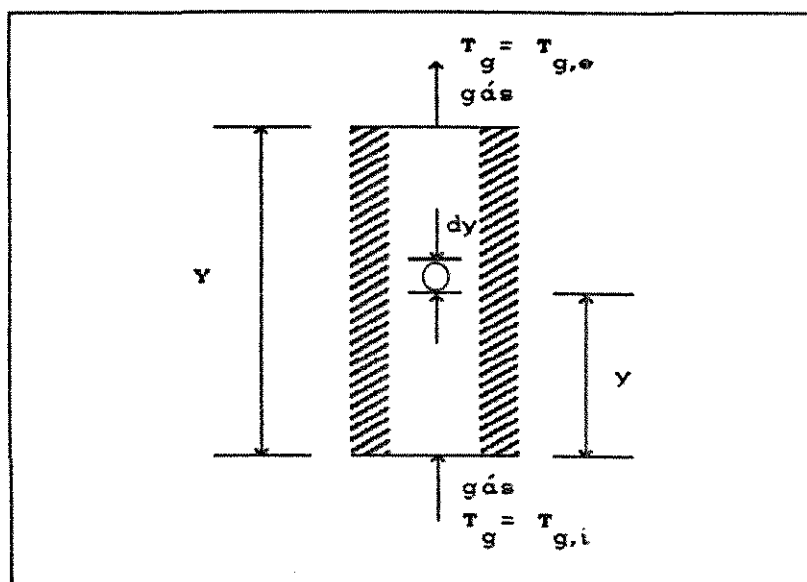


figura 3.2 : Regenerador de leito fixo com partículas esféricas.

O balanço de energia em um elemento de volume no interior de cada partícula esférica de incremento radial dr , reduz a equação (3.3) a:

$$\rho_s c_s \frac{\partial T_s}{\partial t} = - (\nabla \cdot \mathbf{q}) \quad (3.15)$$

A equação (3.15) pode ser escrita como:

$\rho_s c_s \frac{\partial T_s}{\partial t} \int_V dv = - \int_V (\nabla \cdot \mathbf{q}) dv$, onde v é o volume da partícula e aplicando o teorema da divergência [equação (3.13)] na equação

acima temos:

$$M_s c_s V \frac{\partial T_s}{\partial t} = - \int_S (\mathbf{n} \cdot \mathbf{q}) ds$$

onde $V = v/(1-\epsilon)$: volume do leito

$M_s = \rho_s(1-\epsilon)$: densidade do leito

Como neste caso a resistência interna das partículas esféricas é desprezível ocorre maior capacidade de transferência de calor por condução do que por convecção, então é válida a equação $n \cdot q = h(T_s - T_g)$; substituindo na equação acima e integrando temos:

$$M_s c_s V \frac{\partial T_s}{\partial t} = h(T_g - T_s)S, \quad \text{rearranjando}$$

fica
$$\frac{\partial T_s}{\partial t} = \frac{hA}{M_s c_s} (T_g - T_s) \quad (3.16)$$

onde $A = S/V$: (área superficial)/(volume do leito), para leito fixo de esferas $A = 3(1-\epsilon)/B$, sendo ϵ a fração de vazios do leito e B o raio das partículas esféricas.

Considerando um elemento de volume de gás de altura dy (figura 3.2) e simplificando a equação (3.3) com as mesmas suposições do caso anterior obteremos a mesma equação deduzida anteriormente, isto é,

$$\frac{\partial T_g}{\partial y} = \frac{hA}{\dot{G} \cdot c_g} (T_s - T_g) \quad (3.14)$$

Há duas condições de contorno:

1. A temperatura do gás na entrada do regenerador para os períodos de aquecimento e resfriamento são constantes, isto é:

$$T_g(t, 0) = T_{g,i} = \text{constante} \quad (3.17)$$

2. As temperaturas do sólido para o fim do período aquecimento/resfriamento são as mesmas para o início do período seguinte de aquecimento/resfriamento, isto é:

em operação cocorrente, $T'_g(0,y) = T_g(P,y)$ (3.18)

em operação contracorrente, $T'_g(0,y) = T_g(P,Y-y)$ (3.19)

onde P é o período de aquecimento ou resfriamento e Y o comprimento do regenerador.

A haspa refere-se ao período aquecimento/resfriamento que sucede e $0 \leq y \leq Y$.

No modelo de Schumann os regeneradores de calor de placas paralelas e cilindros concêntricos apresentam as mesmas equações que foram derivadas para o leito de partículas diferindo apenas no valor de A (área superficial/volume do leito).

3.2.4 - CONDUTIVIDADE TÉRMICA DO SÓLIDO ZERO NA DIREÇÃO DO ESCOAMENTO DO GÁS E FINITA NORMAL AO ESCOAMENTO

Este caso também é de grande interesse prático e corresponde ao 5º caso da seção 2.5. As equações de balanço de energia para o sólido, ao contrário do caso anterior, variam de acordo com a geometria do material de estocagem de calor.

Neste caso são considerados os recheios de baixa condutividade térmica, como vidros e cerâmicas, onde a suposição f do modelo de Schumann não é válida, pois deve-se considerar o gradiente térmico no interior do material de estocagem de calor.

Nesta seção primeiro serão desenvolvidas as equações para um regenerador de leito de partículas esféricas [HANDLEY E HEGGS (1968)] e depois para um regenerador de placas paralelas [WILLMOTT (1969)].

3.2.4.1 - REGENERADORES COM LEITO DE PARTÍCULAS ESFÉRICAS

O balanço de energia em um elemento de volume dentro de cada partícula esférica (figura 3.3), reduz a equação (3.6) a:

$$\rho_s c_s \frac{\partial T}{\partial t} = - \frac{1}{r^2} \frac{\partial (r^2 q_r)}{\partial r},$$

onde T : temperatura da partícula (superfície e interior)

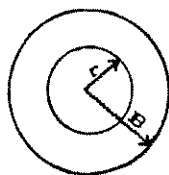
r : raio da partícula,

desenvolvendo a derivada parcial à esquerda fica,

$$\rho_s c_s \frac{\partial T}{\partial t} = - \frac{1}{r^2} \left(2 \cdot r q_r + r^2 \frac{\partial q_r}{\partial r} \right), \quad \text{pela lei de}$$

condução de Fourier temos: $-q_r = k_s (\partial T / \partial r)$, substituindo temos:

$$\rho_s c_s \frac{\partial T}{\partial t} = k_s \left(\frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{2}{r} \frac{\partial T}{\partial r} \right) \quad (3.20)$$



$T_s(y, t) = T(y, B, t)$ temperatura na superfície da partícula

$T(y, r, t)$ temperatura no interior da partícula

Figura 3.3 : Partícula esférica

O balanço de energia em um elemento de volume do fluido (figura 3.2) reduz a equação (3.3) a equação (3.14), já derivada para os casos anteriores.

$$\frac{\partial T}{\partial y}_g = \frac{hA}{\dot{G} \cdot c_g} (T_s - T_g) \quad (3.14)$$

As equações (3.14) e (3.20) são acopladas pelo balanço de calor na interface gás sólido,

$$-k_r \left(\frac{\partial T}{\partial r} \right)_{r=B} = h(T_e - T_g) \quad (3.21)$$

e o sistema é completado pela condição de simetria da partícula,

$$\left(\frac{\partial T}{\partial r} \right)_{r=0} = 0 \quad (3.22)$$

Com as seguintes condições iniciais e de contorno:

$$T_g = T_{g,i} \quad \text{para } y = 0 \text{ e } t \geq 0 \quad (3.23)$$

$$T'(0,y,r) = T(P,y,r) \quad \text{escoamento cocorrente} \quad (3.24)$$

$$T'(0,y,r) = T(P,Y - y,r) \quad \text{escoamento contracorrente} \quad (3.25)$$

onde a haspa refere-se ao período aquecimento/resfriamento que sucede.

3.2.4.2 - REGENERADORES DE PLACAS PARALELAS

O balanço de energia aplicado a um elemento de volume no interior da placa (figura 3.4) juntamente com a Lei de Fourier, reduz a equação (3.4) a:

$$\rho_s c_s \frac{\partial T}{\partial t} = k_x \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + k_y \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + k_z \frac{\partial^2 T}{\partial z^2}$$

sendo que : $k_y = 0 \rightarrow$ condutividade zero na direção do escoamento do gás,

$$\frac{\partial^2 T}{\partial z^2} = 0 \rightarrow \text{temperatura uniforme na direção } z,$$

logo, a equação acima se reduz a:

$$\frac{\partial T}{\partial t} = \alpha \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} \quad (3.26)$$

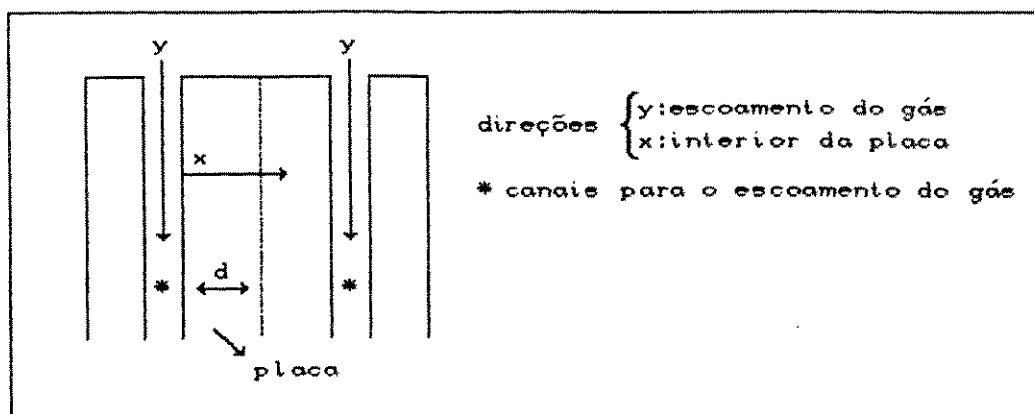


Figura 3.4 : Ilustração da seção transversal de um regenerador de placas paralelas.

Para a superfície da placa, $x = 0$ e $x = 2d$, e para a semiespessura da placa, $x = d$, as condições de contorno são:

$$\left. \frac{\partial T}{\partial x} \right|_{x=d} = 0 \quad (3.27)$$

$$k_x \left. \frac{\partial T}{\partial x} \right|_{x=0} = h(T - T_g) \quad (3.28)$$

O balanço de energia num elemento de volume de gás, que representa o calor ganho ou perdido pelo gás durante sua passagem nos canais limitados pelas placas, reduz a equação (3.3) à:

$$\frac{\partial T_g}{\partial y} = \frac{hA}{\dot{G} \cdot c_g} (T_s - T_g) \quad (3.14)$$

já derivada para os casos anteriores.

Para a entrada do regenerador, $y = 0$, a temperatura do gás não varia com o tempo, portanto,

$$T_g(0,t) = T_{g,i} = \text{constante} \quad (3.29)$$

E as temperaturas para o sólido são:

$$T'(x,y,0) = T(x,y,P) \text{ , escoamento cocorrente} \quad (3.30)$$

$$T'(x,y,0) = T(x,Y - y,P) \text{ , escoamento contracorrente} \quad (3.31)$$

onde a haspa refere-se ao período que sucede.

3.2.5 - REGENERADORES NÃO ADIABATICOS

Recentemente [HEGGS E FOUMENY (1986)] apresentaram dois modelos que se encaixam no 4º caso considerando a natureza não adiabática do processo, são eles: o modelo da condutividade térmica da parede e o modelo da capacidade térmica da parede, que serão modelados matematicamente a seguir, mas não serão desenvolvidos numericamente como serão os modelos de Schumann e o da condução intrapartícula.

3.2.5.1 - MODELO DA CONDUTIVIDADE FINITA DA PAREDE

Este modelo é baseado nas seguintes suposições:

- a. As propriedades do fluido são constantes durante o período.
- b. As propriedades do sólido são constantes ao longo do regenerador.
- c. A vazão mássica do fluido é constante.
- d. O perfil de velocidade do fluido é uniforme e constante.
- e. Ocorre uma boa mistura na fase fluido e é desprezada a troca de calor entre a parede e o empacotamento.

- f. O coeficiente de transferência de calor é constante durante o período.
- g. A condução de calor do fluido é desprezada.
- h. Ocorre contato íntimo entre a isolação e a parede do regenerador.

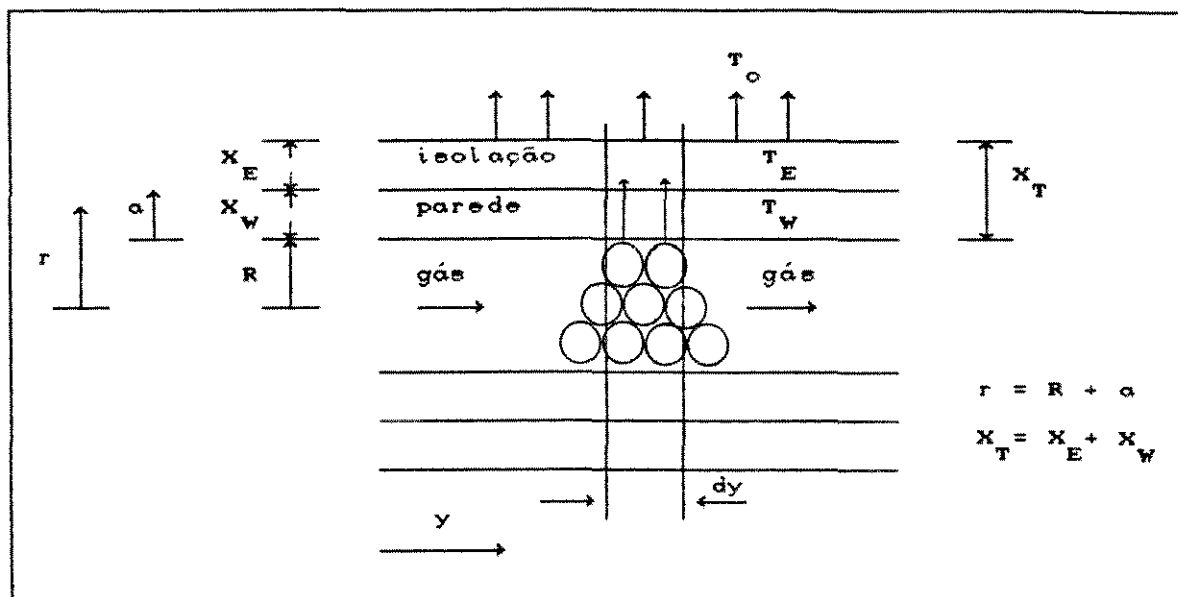


Figura 3.5 : Balanço de calor sobre um elemento do leito para regeneradores não adiabático de leito fixo de esferas

O balanço de energia num elemento de volume de gás de largura dy (figura 3.5) reduz a equação (3.3) em:

$$\rho_g c_g \frac{\partial T}{\partial t} + \rho_g c_g \frac{\partial T}{\partial y} = - \nabla \cdot q$$

Aplicando o teorema da divergência [equação (3.13)]

temos que:

$$\rho_g c_g V \frac{\partial T}{\partial t} + \rho_g c_g V \frac{\partial T}{\partial y} = - \int_S (n \cdot q) dS$$

O termo á direita representa o calor transferido ao gás pela parede e pelo empacotamento, sendo

$$- n \cdot q = h(T - T_g) + h_i(T_v - T_g),$$

onde h : coeficiente de transferência de calor entre o gás e o recheio

h_i : coeficiente de transferência de calor entre o gás e a parede

T : temperatura do sólido (recheio)

T_v : temperatura da parede

T_g : temperatura do gás

Este termo é substituído na equação acima, em seguida o primeiro termo é multiplicado e dividido por δ_y , e fazendo $\rho\delta_y = G$, temos:

$$\frac{1}{\delta_y} \frac{\partial T_g}{\partial t} + \frac{\partial T_g}{\partial y} = \frac{h S}{\dot{G} c_g V} (T - T_g) + \frac{h_i S_i}{\dot{G} c_g V} (T_v - T_g)$$

Como δ_y é muito grande o 1º termo à esquerda, segundo Hausen [JAKOB (1957)], é desprezado, e a equação final fica:

$$\frac{\partial T_g}{\partial y} = \frac{hA}{\dot{G} c_g} (T - T_g) + \frac{h_i A_i}{\dot{G} c_g} (T_v - T_g) \quad (3.32)$$

onde $A = S/V$: (área superficial do leito)/(volume do leito), para leito fixo de esferas $A = 3(1 - \epsilon)/B$, sendo ϵ a fração de vazios do leito e B o raio das partículas esféricas

$A_i = S_i/V$: (área superficial da parede)/(volume do leito),
 para carcaça cilíndrica $S_i = 4/D$, onde D é
 o diâmetro da carcaça que contém o recheio

O balanço de energia num elemento de volume no interior de cada partícula esférica de incremento radial dr , reduz a equação (3.3) a

$$\rho_s c_s \frac{\partial T}{\partial t} = - (\nabla \cdot q) \quad (3.33)$$

Assume-se que as partículas apresentam resistência interna desprezível, ocorrendo maior capacidade de transferência de calor por condução do que por convecção e a equação ficará como no modelo de Schumann, isto é,

$$\frac{\partial T_s}{\partial t} = \frac{hA}{M_s c_s} (T_g - T_s) \quad (3.16)$$

O balanço de energia num elemento de volume no interior da parede reduz a equação (3.5) a

$$\rho_v c_v \frac{\partial T_v}{\partial t} = - \left[\frac{1}{r} \frac{\partial (r q_r)}{\partial r} \right] , \text{ pois}$$

$\partial q_\theta / \partial \theta = 0$ e $\partial q_y / \partial y = 0$, isto é, os fluxos de calor são uniformes nas direções θ e y respectivamente. Desenvolvendo a derivada à direita e aplicando a Lei de condução de Fourier, após um rearranjo , teremos:

$$\frac{\partial^2 T_v}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T_v}{\partial r} = \frac{\rho_v c_v}{k_v} \frac{\partial T_v}{\partial t} , \text{ como } r = R + a \text{ (figura 3.5)}$$

então $\partial r = \partial a$, pois R (raio do regenerador) é constante, e a

equação final fica

$$\frac{\partial^2 T_v}{\partial a^2} + \frac{1}{R + a} \frac{\partial T_v}{\partial a} = \frac{\rho_v c_v}{k_v} \frac{\partial T_v}{\partial t} \quad (3.34)$$

O balanço de energia num elemento de volume no interior do material isolante reduz a equação (3.5) à

$$\rho_E c_E \frac{\partial T_E}{\partial t} = - \left[\frac{1}{r} \frac{\partial (r q_r)}{\partial r} \right], \quad \text{que é resolvida}$$

analogamente a equação (3.34), ficando

$$\frac{\partial^2 T_E}{\partial a^2} + \frac{1}{R + a} \frac{\partial T_E}{\partial a} = \frac{\rho_E c_E}{k_E} \frac{\partial T_E}{\partial t} \quad (3.35)$$

onde T_E : temperatura da isolação externa

c_E : calor específico da isolação externa

k_E : condutividade térmica da isolação externa

As equações (3.34) e (3.35) são acopladas pelas seguintes equações deduzidas a partir da figura 3.5:

Para $r = R$ ou $a = 0$,

$k_v (\partial T_v / \partial a) = - h_i (T_g - T_v) \rightarrow$ balanço de calor na interface gás e superfície da parede.

Para $a = X_v$,

$$\left. \begin{aligned} T_v &= T_E \\ k_v (\partial T_v / \partial a) &= k_E (\partial T_E / \partial a) \end{aligned} \right\} \begin{array}{l} \text{contato íntimo entre a parede e a} \\ \text{isolação externa.} \end{array}$$

Para $a = X_v + X_E$,

$k_E (\partial T_E / \partial a) = h_o (T_E - T_o) \rightarrow$ balanço de calor na interface ar do ambiente e a superfície de isolamento externa.

As condições iniciais e de contorno são:

$T_g(0,t) = T_{g,i} = \text{constante}$, isto é, para a entrada do regenerador,

$y = 0$, a temperatura do gás não varia com o tempo.

As temperaturas para as partes sólidas ficam:

- escoamento unidirecional

$T'(y,0) = T(y,P)$ superfície do recheio

$T'_v(a,y,0) = T_v(a,y,P)$ parede

$T'_E(a,y,0) = T_E(a,y,P)$ isolamento externa

- escoamento contracorrente

$T'(y,0) = T(Y-y,P)$ superfície do recheio

$T'_v(a,y,0) = T_v(a,Y-y,P)$ parede

$T'_E(a,y,0) = T_E(a,Y-y,P)$ isolamento externa

Onde a haspa refere-se ao período aquecimento/resfriamento que sucede.

3.2.5.2 - MODELO DA CAPACIDADE TÉRMICA DA PAREDE

A simulação das equações numéricas para o modelo da condutividade finita da parede requer um tempo computacional muito grande por isto Heggs e Foumeny elaboraram este modelo mais simplificado para regeneradores com paredes metálicas.

Neste caso a parede possui capacidade térmica equivalente a do recheio, enquanto que a capacidade térmica da isolação é apenas uma fração da capacidade térmica da parede e do recheio.

As equações (3.32) e (3.16) do modelo da condutividade finita da parede são igualmente válidas para este modelo, as restrições são feitas para as equações seguintes.

O balanço de energia num elemento de volume abrangendo a parede e a isolação reduz a equação (3.3) a

$$\rho_{p,v} c_{p,v} \frac{\partial \bar{T}_v}{\partial t} = - (\nabla \cdot q) ,$$

onde $\bar{T}_v$: temperatura da parede composta (metal + isolante)

$c_{p,v}$: calor específico médio da parede composta

$\rho_{p,v}$: densidade média da parede composta

Aplicando o teorema da divergência, temos que:

$$\rho_{p,v} c_{p,v} \frac{\partial \bar{T}_v}{\partial t} \int_v dv = - \int_{\partial} (n \cdot q) dS$$

Como ocorre maior capacidade de transferência de calor por condução do que por convecção, então temos que:

$$-n \cdot q = h_i (T_g - \bar{T}_v) + h_o (T_o - \bar{T}_v) , \text{ substituindo na}$$

equação acima, integrando e rearranjando, fica

$$\frac{\partial \bar{T}_v}{\partial t} = \frac{h_i A_{i,v}}{\rho_{p,v} c_{p,v}} (T_g - \bar{T}_v) + \frac{h_o A_{o,v}}{\rho_{p,v} c_{p,v}} (T_o - \bar{T}_v) \quad (3.36)$$

onde $A_{i,v} = S_{i,v} / V_v \rightarrow$ (área da superfície interna da parede) /
(volume da parede)

$A_{i,o} = S_{i,o} / V_v \rightarrow$ (área da superfície externa da parede) /
(volume da parede)

h_i : coeficiente de transferência de calor entre o gás
e a parede metálica

h_o : coeficiente de transferência de calor entre o meio
ambiente (ar) e a isolação externa

T_o : temperatura ambiente ou externa ao regenerador

3.3 - NOTAÇÕES NORMALIZADAS

As adimensionalizações realizadas neste trabalho segue as notações de Handley e Heggs (1968) que é mais conveniente para os modelos de Schumann [WILLMOTT (1964)] e da condução intrapartícula [HANDLEY E HEGGS (1968)].

a. Comprimento adimensional

$$L_I = \frac{h_I A y}{\dot{G}_I c_g} \quad (3.37)$$

$$L_{II} = \frac{h_{II} A y}{\dot{G}_{II} c_g} \quad (3.38)$$

onde L : comprimento adimensional

$\dot{G}$: vazão mássica do gás pela seção transversal do leito
[$\text{kg m}^{-2} \text{s}^{-1}$]

A : área superficial por unidade de volume [m^2/m^3] [$=3(1-\epsilon)/B$
para leito de esferas], ϵ : fração de vazios, B : raio
da esfera

c_g : calor específico do gás [$\text{J kg}^{-1} \text{K}^{-1}$]

h : coeficiente de transferência de calor entre gás e sólido
 $[W m^{-2} K^{-1}]$

subscritos, I : aquecimento II : resfriamento

Quando $y = Y$ (comprimento total do regenerador [m])

$$\Lambda_I = \frac{h_I A Y}{\dot{G}_I c_g} \quad (3.39)$$

$$\Lambda_{II} = \frac{h_{II} A Y}{\dot{G}_{II} c_g} \quad (3.40)$$

onde Λ : comprimento reduzido

b. Tempo adimensional

$$z = \left(t - \frac{Y}{\vartheta_y} \right) \frac{h A}{M_s c_s}, \text{ Hausen [JAKOB (1957)] achou}$$

conveniente desprezar o termo Y/ϑ_y (tempo de residência do gás no regenerador) pois é muito pequeno comparado com o tempo total (período) sendo que esta suposição acarreta apenas um pequeno erro no tempo zero. Portanto,

$$z_I = \frac{h_I A t_I}{M_s c_s} \quad (3.41)$$

$$z_{II} = \frac{h_{II} A t_{II}}{M_s c_s} \quad (3.42)$$

onde z : comprimento adimensional

t : tempo real [s]

M_s : densidade do leito $[kg m^{-3}]$ $[= \rho_s (1-e)]$

c_s : calor específico do sólido $[J kg^{-1} K^{-1}]$

Quando $t = P$,

$$\Pi_I = \frac{h_I A P_I}{M_s c_s} \quad (3.43)$$

$$\Pi_{II} = \frac{h_{II} A P_{II}}{M_s c_s} \quad (3.44)$$

onde Π : período reduzido

P : período real [s]

c. Temperatura adimensional

$$F_g = (T_g - T_{s,i}) / (T_{g,i} - T_{s,i}) \quad , \text{ gás} \quad (3.45)$$

$$F_s = (T_s - T_{s,i}) / (T_{g,i} - T_{s,i}) \quad , \text{ superfície da partícula} \quad (3.46)$$

$$F = (T - T_{s,i}) / (T_{g,i} - T_{s,i}) \quad , \text{ interior da partícula} \quad (3.47)$$

onde F : temperatura adimensional

subscritos, s : superfície das partículas

g : gás, i : inicial

d. Outros parâmetros

$$s = r/B \text{ (raio adimensional da partícula)} \quad (3.48)$$

$$Bi_I = (h_I B) / k_s \text{ (número de Biot da partícula no aquecimento)} \quad (3.49)$$

$$Bi_{II} = (h_{II} B) / k_s \text{ (número de Biot da partícula no resfriamento)} \quad (3.50)$$

onde r : distância a partir do centro da partícula [m]

k_s : condutividade térmica da partícula [$\text{W m}^{-1}\text{K}^{-1}$]

O manual de aplicação em transferência de calor [HANDBOOK OF HEAT TRANSFER APPLICATIONS (1985)] classifica os regeneradores conforme a tabela 3.1.

O termo simétrico é atribuído quando os perfis de temperaturas para o período de aquecimento e resfriamento são simétricos, e todas as formas de eficiências são iguais ($\eta_I = \eta_{II} = \eta_o$), e o termo balanceado se deve a igualdade entre as razões do

(comprimento reduzido)/(período reduzido) no aquecimento e no resfriamento.

Tabela 3.1 Tipos de regeneradores quanto aos valores dos grupos adimensionais

terminologia	relações
balanceados	$\Lambda_I / \Pi_I = \Lambda_{II} / \Pi_{II}$
não balanceados	$\Lambda_I / \Pi_I \neq \Lambda_{II} / \Pi_{II}$
simétricos	$\Pi_I = \Pi_{II}$
assimétricos	$\Pi_I \neq \Pi_{II}$
simétricos e balanceados	$\Lambda_I = \Lambda_{II} \text{ e } \Pi_I = \Pi_{II}$
assimétricos e balanceados	$\Lambda_I / \Pi_I = \Lambda_{II} / \Pi_{II}$
longos	$\Lambda_I / \Pi_I > 5 \text{ ou } \Lambda_{II} / \Pi_{II} > 5$

3.4 - RESOLUÇÃO DAS EQUAÇÕES DIFERENCIAIS PELO MÉTODO DAS DIFERENÇAS FINITAS

3.4.1 - MODELO DE SCHUMANN

As equações de Schumann [WILLMOTT (1963), HANDLEY E HEGGS (1978) E JAKOB (1957)], derivadas na seção 3.2.3,

$$\frac{\partial T_g}{\partial y} = \frac{hA}{\dot{G} c_g} (T_e - T_g) \quad (3.14)$$

$$\frac{\partial T_e}{\partial t} = \frac{hA}{M_e c_e} (T_g - T_e) \quad (3.16)$$

com as condições de contorno:

$$T_g(t,0) = T_{g,i} = \text{constante} \quad (3.17)$$

$$T'_s(0,y) = T'_s(P,y) \quad \text{unidirecional} \quad (3.18)$$

$$T'_s(0,y) = T'_s(P,Y-y) \quad \text{contracorrente} \quad (3.19)$$

são adimensionalizadas utilizando as equações (3.37) (3.38) (3.41) (3.42) (3.45) e (3.46), ficando na sua forma final como:

$$\boxed{\partial F_g / \partial L = F_s - F_g} \quad (3.51)$$

$$\boxed{\partial F_s / \partial z = F_g - F_s} \quad (3.52)$$

sendo : $L = L_I$ e L_{II} , $z = z_I$ e z_{II}

com as condições iniciais e de contorno

$$F_g(z,0) = 1 \quad (\text{aquecimento}) \quad (3.53)$$

$$F_g(z,0) = 0 \quad (\text{resfriamento}) \quad (3.54)$$

$$F'_s(0,L) = F'_s(\Pi,L) \quad (\text{cocorrente}) \quad (3.55)$$

$$F'_s(0,L) = F'_s(\Pi,\Lambda-L) \quad (\text{contracorrente}) \quad (3.56)$$

sendo: $\Pi = \Pi_I$ e Π_{II} , $\Lambda = \Lambda_I$ e Λ_{II} e $L = L_I$ e L_{II} .

3.4.1.1 - MÉTODO DE SOLUÇÃO

Os métodos propostos por Hausen (método do pólo quente) [JAKOB (1957)] e Iliffe (método da função de Bessel) [ILIFFE (1948)] foram desenvolvidos antes do advento dos computadores. Eles são próprios para calculadoras ou régua de

cálculos juntamente com tabelas de funções.

No presente trabalho foi utilizado o método das diferenças finitas [WILLMOTT (1964 e 1969)] que é o mais apropriado para elaboração de programas computacionais para projetos de regeneradores de calor.

As equações são expressas em suas formas diferenciais e integradas usando o método trapezoidal.

Os resultados das equações diferenciais fornecem os valores das temperaturas do gás e do sólido para distâncias ΔL e intervalos de tempo Δz . Estes são representados na rede da figura 3.6.

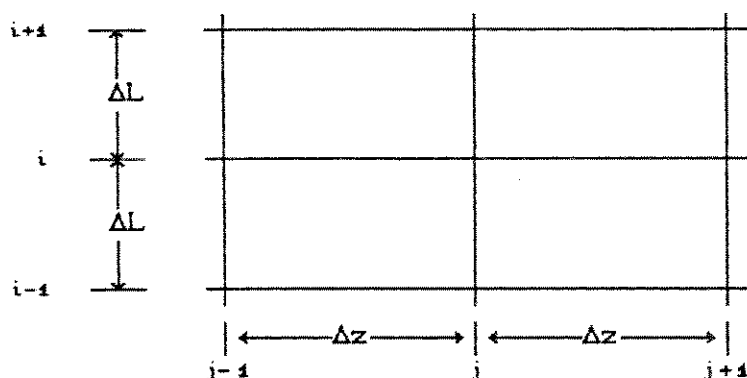


Figura 3.6

Os sufixos i e j referem-se a distância e ao tempo respectivamente.

Empregando o método trapezoidal [WILLMOTT (1963)] as derivadas das equações (3.51) e (3.52) ficam :

$$\frac{F_g(i+1,j) - F_g(i,j)}{\Delta L} = \frac{1}{2} \left\{ \left[\frac{\partial F_g}{\partial L} \right]_{i+1,j} + \left[\frac{\partial F_g}{\partial L} \right]_{i,j} \right\} \quad (3.57)$$

$$\frac{F_e(i,j+1) - F_e(i,j)}{\Delta z} = \frac{1}{2} \left\{ \left(\frac{\partial F_e}{\partial z} \right)_{i,j+1} + \left(\frac{\partial F_e}{\partial z} \right)_{i,j} \right\} \quad (3.58)$$

O erro de truncamento associado com estas representações diferenciais são respectivamente,

$$C_L = - \left(\frac{\Delta L}{12} \right)^2 \left(\frac{\partial^3 F}{\partial L^3} \right)_{i,j} + \dots \quad e \quad C_z = - \left(\frac{\Delta z}{12} \right)^2 \left(\frac{\partial^3 F}{\partial z^3} \right)_{i,j} + \dots$$

A equação (3.51) para os pontos i e j é :

$$\left(\frac{\partial F}{\partial L} \right)_{i,j}^g = F_e(i,j) - F_g(i,j) \quad (3.59)$$

e para os pontos $i+1$ e j é :

$$\left(\frac{\partial F}{\partial L} \right)_{i+1,j}^g = F_e(i+1,j) - F_g(i+1,j) \quad (3.60)$$

Substituindo as equações (3.59) e (3.60) na equação (3.57) e após um rearranjo temos:

$$F_g(i+1,j) = \left(\frac{1-a}{1+a} \right) F_g(i,j) + \frac{a}{(1+a)} [F_e(i+1,j) + F_e(i,j)] \quad (3.61)$$

onde $a = \Delta L/2$

A equação (3.52) para os pontos i e j é :

$$\left(\frac{\partial F}{\partial z} \right)_{i,j}^e = F_g(i,j) - F_e(i,j) \quad (3.62)$$

e para os pontos i e $j+1$ é :

$$\left(\frac{\partial F}{\partial z} \right)_{i,j+1}^e = F_g(i,j+1) - F_e(i,j+1) \quad (3.63)$$

Substituindo as equações (3.62) e (3.63) na equação (3.58) e após um rearranjo temos:

$$F_e(i, j+1) = \left(\frac{1-b}{1+b} \right) F_e(i, j) + \frac{b}{(1+b)} [F_g(i, j+1) + F_g(i, j)] \quad (3.64)$$

onde $b = \Delta z/2$

3.4.1.2 - PROCEDIMENTO DE INTEGRAÇÃO

Para o começo da integração são definidas as condições de contorno :

i) $F_g(0, j) = \text{constante}$, para todo z no período em particular.

ii) $F_e(i, 0)$ é definido para todo y no começo do primeiro ciclo e para o começo dos períodos sucessivos pelas condições de contorno:

$$F_e'(0, L) = F_e'(\Pi, \Lambda) \quad \text{para escoamento cocorrente ou}$$

$$F_e'(0, L) = F_e'(\Pi, \Lambda-L) \quad \text{para escoamento contracorrente.}$$

Para o começo de um período, as temperaturas iniciais do sólido $F_e(i, 0)$ são conhecidas para todo $i = 0, 1, 2, 3, \dots, p$, onde $p\Delta L = \Lambda$, juntamente com a temperatura do gás na entrada $F_g(0, 0)$.

As temperaturas do gás para o começo do período ($j=0$) sobre todo o comprimento do regenerador são calculadas, usando a equação (3.61), ficando:

$$F_g(i+1, 0) = \left(\frac{1-a}{1+a} \right) F_g(i, 0) + \frac{a}{(1+a)} [F_e(i+1, 0) + F_e(i, 0)] \quad (3.65)$$

para $i = 0, 1, 2, 3, \dots, p$

A seguir são avaliados $F_e(i, 1)$ para $i = 0, 1, 2, \dots, p$ e $F_g(i, 1)$ para $i = 1, 2, \dots, p$, a partir dos valores de $F_e(i, 0)$ e

$F_g(i,0)$ para $i = 0,1,2,\dots,p$ e $F_g(0,1)$.

É conveniente a partir daqui escrever as equações (3.61) e (3.64) nas formas:

$$F_g(i+1,j) = A_1 F_g(i,j) + A_2 [F_e(i+1,j) + F_e(i,j)] \quad (3.66)$$

$$F_e(i,j+1) = B_1 F_e(i,j) + B_2 [F_g(i,j+1) + F_g(i,j)] \quad (3.67)$$

onde: $A_1 = (1-a)/(1+a)$, $A_2 = a/(1+a)$

$B_1 = (1-b)/(1+b)$ e $B_2 = b/(1+b)$

A equação (3.67) envolve o conhecimento de $F_g(i,j+1)$.

Mas,

$$F_g(i,j+1) = A_1 F_g(i-1,j+1) + A_2 [F_e(i,j+1) + F_e(i-1,j+1)]$$

que substituindo leva a seguinte equação:

$$F_e(i,j+1) = B_1 F_e(i,j) + B_2 (A_1 F_g(i-1,j+1) + A_2 [F_e(i,j+1) + F_g(i-1,j+1)] + F_g(i,j))$$

Rearranjando fica

$$F_e(i,j+1) = \frac{B_1}{(1-A_2 B_2)} F_e(i,j) + \frac{B_2}{(1-A_2 B_2)} F_g(i,j) + \frac{A_2 B_2}{(1-A_2 B_2)} F_e(i-1,j+1) + \frac{A_1 B_2}{(1-A_2 B_2)} F_g(i-1,j+1) \quad \text{ou}$$

$$F_e(i,j+1) = k_1 F_e(i,j) + k_2 F_g(i,j) + k_3 F_e(i-1,j+1) + k_4 F_g(i-1,j+1) \quad (3.68)$$

onde: $k_1 = B_1 / (1 - A_2 B_2)$, $k_2 = B_2 / (1 - A_2 B_2)$

$k_3 = (A_2 B_2) / (1 - A_2 B_2)$ e $k_4 = (A_1 B_2) / (1 - A_2 B_2)$

É possível agora avaliar $F_e(1,1)$, isto é,

$$F_e(1,1) = k_1 F_e(1,0) + k_2 F_g(1,0) + k_3 F_e(0,1) + k_4 F_g(0,1)$$

e $F_g(1,1)$ por:

$$F_g(1,1) = A_1 F_g(0,1) + A_2 [F_e(1,1) + F_e(0,1)]$$

Este procedimento é repetido continuamente para todo o regenerador. Em geral, a representação segue a figura 3.7 .

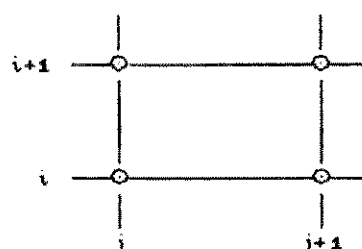


Figura 3.7

Para alguma etapa os valores de F_g e F_e são conhecidos nos pontos (i,j) , $(i,j+1)$ e $(i+1,j)$, usando a equação (3.68) o valor de F_e para $(i+1,j+1)$ é obtido explicitamente, e usando a equação (3.66) o valor de $F_g(i+1,j+1)$ é também calculado explicitamente.

A integração é contínua para todo o período. As condições para o escoamento cocorrente ou reversas para o escoamento contracorrente no fim de um período são aplicadas no começo do outro período.

Um ciclo de operação é compreendido por um período de

aquecimento/resfriamento seguido por um período resfriamento/aquecimento. Cada período é definido pelo seu comprimento reduzido Λ , seu período reduzido Π e a temperatura do gás de entrada constante $F_g(0, y)$.

Após um grande número de ciclos sucessivos, as soluções das equações diferenciais tornam-se independentes das temperaturas iniciais do sólido. Isto é conhecido como "equilíbrio cíclico", ou seja o ponto onde a solução da equação converge.

No fim de cada período os valores de F_g no resfriamento ou aquecimento são comparados com os valores de F_g no resfriamento ou aquecimento anterior, isto é feito para determinar se a simulação convergiu ou não (critério de parada).

Willmott sugere o incremento do comprimento adimensional ΔL de 0,3 a 0,9 e o incremento do tempo adimensional Δz de 0,1 a 0,9 sem inconvenientes.

3.4.2 - MODELO DA CONDUÇÃO INTRAPARTÍCULA

As equações que descrevem este modelo, derivadas na seção 3.5.1, são:

$$\frac{\partial T_g}{\partial y} = \frac{h A}{\dot{G} c_g} (T_s - T_g) \quad (3.14)$$

$$\rho_s c_s \frac{\partial T}{\partial t} = k_s \left(\frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{2}{r} \frac{\partial T}{\partial r} \right) \quad (3.20)$$

As equações (3.14) e (3.20) são acopladas pelas equações:

$$-k_s \left(\frac{\partial T}{\partial r} \right)_{r=B} = h(T_s - T_g) \quad (3.21)$$

$$\left(\frac{\partial T}{\partial r} \right)_{r=0} = 0 \quad (3.22)$$

As condições de contorno são:

$$T_g(t, 0) = T_{g,i} \quad (3.23)$$

$$T'(0, y, r) = T(P, y, r) \quad \text{escoamento unidirecional} \quad (3.24)$$

$$T'(0, y, r) = T(P, Y-y, r) \quad \text{escoamento contracorrente} \quad (3.25)$$

A equação (3.14) e as equações (3.20) a (3.25) são adimensionalizadas utilizando as equações (3.37), (3.38), (3.41), (3.42) e (3.45) a (3.50), ficando

$$\frac{\partial F}{\partial L} = F_s - F_g \quad (3.51)$$

$$\frac{\partial F}{\partial z} = \frac{1}{Bi} \frac{M_s}{A \rho_s B} \frac{\partial^2 F}{\partial s^2} + \frac{2}{Bi} \frac{M_s}{A \rho_s s B} \frac{\partial F}{\partial s} \quad (3.69)$$

sendo: A (área superficial/unidade de volume do leito) = $3(1-\epsilon)/B$, para leitos de esferas, e o termo

$$\frac{M_s}{A \rho_s B} = \frac{\text{densidade do leito}}{3(1-\epsilon) \text{ densidade do sólido}} = \frac{\rho_s(1-\epsilon)}{3(1-\epsilon)\rho_s} = \frac{1}{3}$$

sendo substituído na equação (3.69) temos a equação final

$$\frac{\partial F}{\partial z} = \frac{1}{3 Bi} \left(\frac{\partial^2 F}{\partial s^2} + \frac{2}{s} \frac{\partial F}{\partial s} \right) \quad (3.70)$$

onde Bi (número de Biot) = Bi_I e Bi_{II}

$$z = z_I \text{ e } z_{II}$$

Substituindo os termos adimensionais na equação (3.21), temos

$$\boxed{-\frac{1}{Bi} \left(\frac{\partial F}{\partial s} \right)_{s=1} = F_s - F_g} \quad (3.71)$$

na equação (3.22), temos

$$\boxed{\left(\frac{\partial F}{\partial s} \right)_{s=0} = 0} \quad (3.72)$$

e nas condições de contorno (3.23) a (3.25), temos

$$F_g(z_I, 0) = 1 \quad \text{aquecimento, para } z_I \geq 0 \quad (3.73)$$

$$F_g(z_{II}, 0) = 0 \quad \text{resfriamento, para } z_{II} \geq 0 \quad (3.74)$$

$$F(0, L_I, s) = 0 \quad \text{no início do primeiro aquecimento} \quad (3.75)$$

$$F'(0, L, s) = F'(\Pi, L, s) \quad \text{cocorrente} \quad (3.76)$$

$$F'(0, L, s) = F'(\Pi, \Lambda - L, s) \quad \text{contracorrente,} \quad (3.77)$$

sendo: $0 \leq s \leq 1$, $0 \leq L \leq \Lambda$, $\Pi = \Pi_I$ e Π_{II} , $\Lambda = \Lambda_I$ e Λ_{II} e

$$L = L_I \text{ e } L_{II}$$

As duas últimas condições representam que as temperaturas do sólido no começo de um período são iguais as temperaturas do sólido no fim do período anterior.

3.4.2.1 - MÉTODO DE SOLUÇÃO

Neste trabalho foi utilizado o método da diferenças finitas elaborado por Handley e Heggs (1968) para transferência de calor em leitos fixo levando em consideração a condutividade térmica do recheio. O tratamento matemático destes autores visa

apenas o primeiro período de aquecimento, de maneira que foram necessárias algumas adaptações nas condições de contorno para reciclar os períodos aquecimento/resfriamento até o equilíbrio. As referências utilizadas para estas adaptações foram: Willmott (1969), que elaborou um método para regeneradores de placas paralelas, Larsen (1966), Handley e Heggs (1968) e Heggs e Carpenter (1978).

As soluções numéricas das equações diferenciais para o modelo da condução intrapartícula envolve tres dimensões, x (interior de cada partícula), y (comprimento do regenerador) e z (tempo), a qual exige um computador de velocidade rápida senão a solução seria impraticavel.

Nas soluções das equações (3.51) e (3.70) por diferenças finitas o regenerador é simulado sendo reciclado até o equilíbrio dinâmico.

O leito fixo é representado por uma rede tridimensional (figura 3.8).

A equação (3.51) é aproximada pela fórmula da diferença atrasada [LARSEN (1966) e HANDLEY E HEGGS (1968)] ficando

$$\frac{F_g(n+1,i) - F_g(n+1,i)}{\Delta L} = - \frac{1}{2} [F_g(n+1,i) + F_g(n+1,i-1) - F_g(n+1,i) - F_g(n+1,i-1)] + O(\Delta L^2)$$

sendo: $F_g(n+1,i) = F(n+1,i,k)$, substituindo e após um rearranjo temos a equação final que é a seguinte

$$(2 + \Delta L) F_g(n+1, i) - \Delta L F(n+1, i, k) = (2 - \Delta L) F_g(n+1, i-1) + \Delta L F(n+1, i-1, k) \quad (3.78)$$

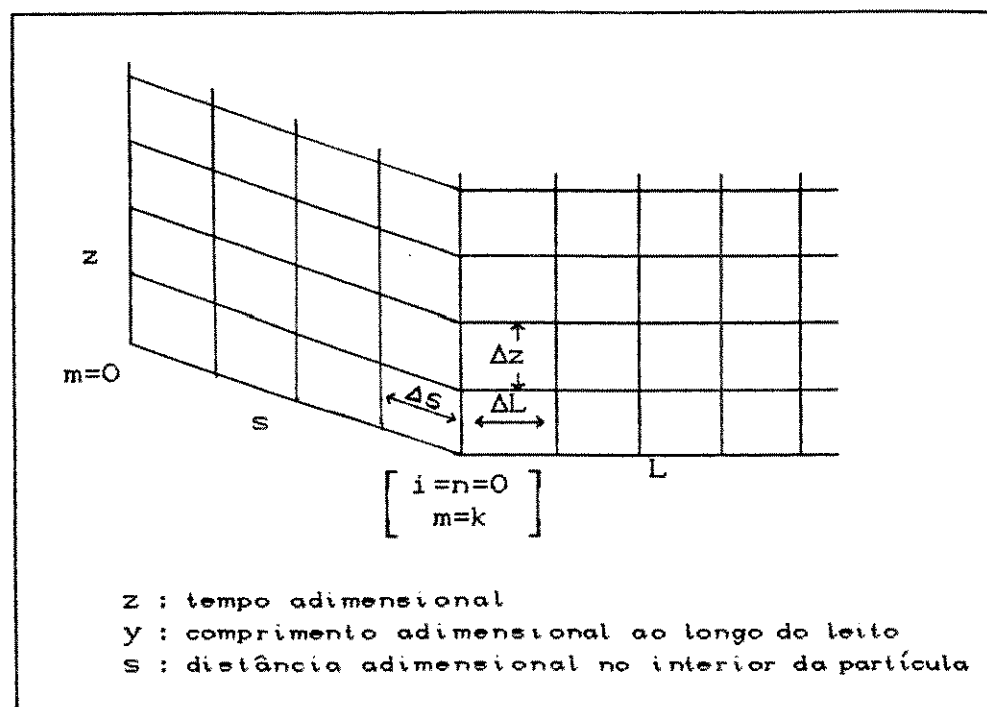


Figura 3.8 - Representação da rede numérica para o leito.

A equação (3.70) é representada na forma implícita de 6 pontos, de Crank-Nicholson, [CARNAHAN (1969) e HANDLEY e HEGGS (1968)], que depois de rearranjada fica

$$\frac{F(n+1, i, m) - F(n, i, m)}{\Delta z} = \frac{1}{6 Bi \Delta s^2} [(1 + 1/m) F(n+1, i, m+1) - 2 F(n+1, i, m) + (1 - 1/m) F(n+1, i, m-1) + (1 + 1/m) F(n, i, m+1) - (1 - 1/m) F(n, i, m-1) + O(\Delta z) + O(\Delta s)^2] \quad (3.79)$$

onde $s = m\Delta s$.

A equação (3.71), válida na interface gás sólido, é

aproximada pela fórmula da diferença central, assume-se a existência de uma temperatura a uma distância Δs da superfície da partícula (k), isto é a posição $k+1$.

A derivada da equação (3.71) fica

$$\frac{\partial F}{\partial s} = \frac{1}{2} \left[\frac{F(n,i,k+1) - F(n,i,k-1) + F(n+1,i,k+1) - F(n+1,i,k-1)}{2 \Delta s} \right]$$

$$\text{e } F_s - F_g = \overline{F_s} - \overline{F_g} = (1/2) [F_s(n,i) + F_s(n+1,i) - F_g(n,i) -$$

$$F_g(n+1,i)],$$

como $F_s(n,i) = F(n,i,k)$ e $F_s(n+1,i) = F(n+1,i,k)$, substituindo todos os termos na equação (3.71) fica

$$-\frac{1}{Bi} \left[\frac{F(n,i,k+1) - F(n,i,k-1) + F(n+1,i,k+1) - F(n+1,i,k-1)}{2 \Delta s} \right] = F(n,i,k) - F_g(n,i) + F(n+1,i,k) - F_g(n+1,i) + O(\Delta s^2) \quad (3.80)$$

O truncamento do erro na equação (3.80) coincide com o da equação (3.79), assim a equação (3.80) é substituída na equação (3.79) resolvida para $m = k$ (superfície da partícula), com a finalidade de eliminar a temperatura no ponto hipotético $k+1$, após um rearranjo a equação final fica

$$-M u F_g(n+1,i) + [1 + M(1 + u)] F(n+1,i,k) - M F(n+1,i,k-1) = M u F_g(n,i) + (1 - M - M u) F(n,i,k) + M F(n,i,k-1) \quad (3.81)$$

$$\text{onde } M = \Delta z / (3 Bi \Delta s^2) \quad \text{e} \quad u = \Delta s Bi (1 + 1/k)$$

A equação (3.79) é resolvida para o interior da partícula com m variando do ponto $k-1$ até 1, ficando em sua forma

final após um rearranjo, como

$$\begin{aligned} -M v(m) F(n+1, i, m+1) + (1 + M) F(n+1, i, m) - M w(m) F(n+1, i, m-1) = \\ M v(m) F(n, i, m+1) + (1 - M) F(n, i, m) + M w(m) F(n, i, m-1) \end{aligned} \quad (3.82)$$

onde $v(m) = (1/2) (1 + 1/m)$ e $w(m) = (1/2) (1 - 1/m)$

No centro da partícula, $m = 0$, a equação (3.70) fica com o termo $\partial F / \partial s = 0$ e o termo indeterminado $(2/s) \partial F / \partial s$ possui o limite, pela regra de L'Hopital, de $2 \partial^2 F / \partial s^2$, portanto a equação (3.70) fica

$$\partial F / \partial z = (1/Bi) (\partial^2 F / \partial s^2) \quad \text{para } s = 0$$

pela fórmula de Crank-Nidcholson [CARNAHAN (1969)]

$$\begin{aligned} \partial^2 F / \partial s^2 = (1/2) [F(n, i, m-1) - 2 F(n, i, m) + F(n, i, m+1) + \\ F(n+1, i, m-1) - 2 F(n+1, i, m) + F(n+1, i, m+1)] / \Delta s^2 + O(\Delta s^2) \end{aligned}$$

na simetria $m = 0$, os pontos $m-1 = m+1$, logo

$$\begin{aligned} \partial^2 F / \partial s^2 = [F(n, i, 1) - F(n, i, 0) + F(n+1, i, 1) - F(n+1, i, 0)] / \Delta s^2 + \\ O(\Delta s^2) \end{aligned} \quad e$$

$$\partial F / \partial z = [F(n+1, i, 0) - F(n, i, 0)] / \Delta z + O(\Delta z^2)$$

substituindo estes dois termos na equação (3.70) temos

$$\begin{aligned} -3M F(n+1, i, 1) + (1 + 3M) F(n+1, i, 0) = 3M F(n, i, 1) + \\ (1 - 3M) F(n, i, 0) \end{aligned} \quad (3.83)$$

3.4.2.2 - PROCEDIMENTO DE INTEGRAÇÃO

Para o começo da integração são definidas as condições

de contorno:

- i) $F_g(n,0)$ = constante para todo tempo (z) no período particular.
- ii) $F(0,i,m)$ é definido para todo L (comprimento do regenerador) no começo do primeiro ciclo (temperatura ambiente) e nos ciclos sucessivos pelas condições de contorno:

$$F'(0,L,m) = F(\Pi,L,m) \quad \text{escoamento cocorrente}$$

$$F'(0,L,m) = F(\Pi,A-L,m) \quad \text{escoamento contracorrente}$$

Para o começo do período, as temperaturas das partículas (superfície e interior) $F(0,i,m)$ são conhecidas para todo $i = 0,1,2,\dots,p$ (onde $p \cdot \Delta L = A$) juntamente com a temperatura do gás de entrada $F_g(0,0)$.

As temperaturas do gás para o começo do período sobre todo comprimento do regenerador são calculadas, usando a equação (3.78) onde $n = -1$ ficando

$$(2 + \Delta L) F_g(0,i) - \Delta L F(0,i,k) = (2 - \Delta L) F_g(0,i-1) + \Delta L F(0,i-1,k)$$

Rearranjando fica

$$F_g(0,i) = [(2 - \Delta L)/(2 + \Delta L)] F_g(0,i-1) + [\Delta L/(2 + \Delta L)] [F(0,i,k) + F(0,i-1,k)] \quad (3.84)$$

As temperaturas do sólido na entrada do regenerador são calculadas usando as equações (3.81), (3.82) e (3.83) na sua forma modificada para $i = 0$.

Como em $i = 0$, $F_g(n+1,i) = F_g(n,i) = \text{constante}$, pois é a temperatura do gás na entrada, logo a equação (3.81) fica

$$[1 + M(1 + u)] F(n+1,0,k) - M F(n+1,0,k-1) = 2M u F_g(n,0) + (1 - M - Mu) F(n,0,k) + M F(n,0,k-1) \quad (3.85)$$

Para $m = k-1$ a 1 a equação (3.82) fica

$$-M v(m) F(n+1,0,m+1) + (1 + MD F(n+1,0,m) - M w(m) F(n+1,0,m-1) = \\ M v(m) F(n,0,m+1) + (1 - MD F(n,0,m) + M w(m) F(n,0,m-1) \quad (3.86)$$

Para $m = 0$ a equação (3.83) fica

$$-3M F(n+1,0,1) + (1 + 3MD F(n+1,0,0) = 3M F(n,0,1) + \\ (1 - 3MD F(n,0,0) \quad (3.87)$$

Para $i = 1$ até $i = p$, ou seja o comprimento do regenerador após a entrada, são usadas as equações (3.78), (3.81), (3.82) e (3.83) nas suas formas gerais.

A seguir as equações serão colocadas na forma de matriz tridiagonal para serem resolvidas.

Sendo, n : pontos para o tempo

i : pontos para o comprimento $0 \leq i \leq p$

m : interior da partícula $0 \leq m \leq k$

Para $n = 0$ é válida a equação (3.84).

Os componentes $\bar{A}x(n+1) = \bar{B}(n)$ que representam as equações simultaneas para $i = 0$ (entrada), isto é, as equações (3.85) a (3.87) na forma matricial são

$$\bar{A} = \begin{bmatrix} 1 + M(1 + u) & -M & & \\ -Mv(k-1) & 1 + M & -Mw(k-1) & \\ & \ddots & \ddots & \\ & & -3M & 1 + 3M \end{bmatrix}$$

$$\bar{x}(n+1) = \begin{bmatrix} F(n+1, 0, k) \\ F(n+1, 0, k-1) \\ F(n+1, 0, k-2) \\ \vdots \\ F(n+1, 0, 0) \end{bmatrix}$$

$$\bar{B}(n) = \begin{bmatrix} 2\mu F_g(n, 0) + (1 - M - \mu)F(n, 0, k) + MF(n, 0, k-1) \\ Mv(k-1)F(n, 0, k) + (1 - M)F(n, 0, k-1) + Mw(k-1)F(n, 0, k-2) \\ \vdots \\ 3MF(n, 0, 1) + (1 - 3M)F(n, 0, 0) \end{bmatrix}$$

Os componentes $\bar{A} \bar{x}(n+1) = \bar{B}(n)$ que representam as equações simultâneas para $i = 1$ até p , isto é as equações (3.78), (3.81), (3.82) e (3.83) são

$$\bar{A} = \begin{bmatrix} 2 + \Delta L & -\Delta L & & & \\ -\mu & 1 + M(1 + u) & -M & & \\ & -Mv(k-1) & 1 + M & -Mw(k-1) & \\ & \vdots & \vdots & \vdots & \\ & -3M & 1 + 3M & & \end{bmatrix}$$

$$\bar{x}(n+1) = \begin{bmatrix} F_g(n+1, i) \\ F(n+1, i, k) \\ F(n+1, i, k-1) \\ F(n+1, i, k-2) \\ \vdots \\ F(n+1, i, 0) \end{bmatrix}$$

$$\bar{B}(n) = \begin{bmatrix} (2 - \Delta L) F_g(n+1, i-1) + \Delta L F(n+1, i-1, k) \\ \mu F_g(n, i) + (1 - M - \mu) F(n, i, k) + M F(n, i, k-1) \\ M v(k-1) F(n, i, k) + (1 - M) F(n, i, k-1) + M w(k-1) F(n, i, k-2) \\ \vdots \\ 3M F(n, i, 1) + (1 - 3M) F(n, i, 0) \end{bmatrix}$$

$$\text{onde : } u = \Delta s(1 + 1/k)Bi \quad , \quad M = \Delta z / (3 Bi \Delta s^2) \\ v(k) = (1 + 1/k)/2 \quad e \quad w(k) = (1 - 1/k)/2$$

As $k+2$ equações algébricas descrevem que para o ponto $(n+1, i)$ haverá $k+2$ temperaturas desconhecidas, $F_g(n+1, i)$ e $F(n+1, i, m=0 \rightarrow k)$, fornecendo as temperaturas do gás e das partículas para os pontos $(n+1, i)$, sendo que as temperaturas do gás e das partículas para os pontos $(n+1, i-1)$ são conhecidas.

Os valores iniciais e condições de contorno, resumidamente são

$$F_g(n, i) = 1 \text{ para } i = 0 \text{ e } n \geq 0, \text{ para o aquecimento}$$

$$F_g(n, i) = 0 \text{ para } i = 0 \text{ e } n \geq 0, \text{ para o resfriamento}$$

$$F_g(0, i) = \text{equação (3.84)}$$

$$F(0, i, m) = 0 \text{ para } n = 0, 0 \leq i \leq p \text{ e } 0 \leq m \leq k, \text{ para o primeiro aquecimento}$$

$$F(0, i, m) = F'(\Pi, i, m), \text{ para os ciclos após o primeiro aquecimento (escoamento unidirecional)}$$

$$F(0, i, m) = F'(\Pi, p-i, m), \text{ para os ciclos após o primeiro aquecimento (escoamento contracorrente)}$$

haspa → ciclo sucessivo

$F(n,0,m)$ = equações (3.85) a (3.87) → em forma de matriz tridiagonal já deduzida, para $n > 0$, $i = 0$ e $k \geq m \geq 0$.

O equilíbrio é conseguido se as temperaturas de saída do gás, no período de resfriamento, após dois ciclos sucessivos diferir de pelo menos 1×10^{-4} .

3.5 - CÁLCULO DA EFICIÊNCIA PELA REGRA TRAPEZOIDAL

A equação (2.8) é adimensionalizada com as variáveis adimensionais da seção 3.3 [DUDUKOVIC E RAMACHANDRAN (1985)].

Esta adimensionalização é feita somando e subtraindo $T_{s,i}$ no numerador da equação (2.8), ficando

$$\eta_I = \frac{1}{z_I} \int_0^{z_I} [F_{g,I,i} - F_{g,I,e}(z_I)] dz_I$$

Como $F_{g,I,i} = 1$ no período de aquecimento, então

$$\boxed{\eta_I = \frac{1}{z_I} \int_0^{z_I} [1 - F_{g,I,e}(z_I)] dz_I} \quad (3.88)$$

A equação (2.9), para o período de resfriamento, é adimensionalizada analogamente a equação acima

$$\boxed{\eta_{II} = \frac{1}{z_{II}} \int_0^{z_{II}} F_{g,II,e}(z_{II}) dz_{II}} \quad (3.89)$$

E a eficiência global adimensionalizada fica

$$\eta_o = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{\eta_I} + \frac{1}{\eta_{II}} \right) \quad (3.90)$$

sendo $0 \leq \eta \leq 1$ para qualquer período.

ILIFFE (1948) determinou a partir das equações de Schumann e da analogia entre regeneradores e recuperadores de calor, a eficiência para regeneradores balanceados quando o período reduzido (Π) é zero. Sua equação final é a seguinte

$$\eta_{\Pi=0} = \frac{1}{1 + 1/\Lambda_I + 1/\Lambda_{II}} \quad (3.91)$$

Neste caso a armazenagem de calor é restrita a uma camada infinitamente fina que entra em contato com os dois gases, portanto a equação (3.91) pode ser utilizada independente do número de Biot das partículas a única restrição é que o regenerador deve ser balanceado, isto é $\Pi_I/\Pi_{II} = \Lambda_I/\Lambda_{II}$.

3.5.1 - PROCEDIMENTO DE INTEGRAÇÃO

A equação (3.88), eficiência no período de aquecimento, é resolvida pela regra trapezoidal [CARNAHAN (1969)] ficando na forma

$$\eta_I = \frac{dz_I}{2z_I} \left[2 - F_{g,I}(z_I(0)) - F_{g,I}(z_I(n)) \right] + \frac{dz_I}{z_I} \sum_{i=1}^{n-1} \left[1 - F_{g,I}(z_I(i)) \right] \quad (3.92)$$

onde $i = 0, 1, 2, \dots, n$

$z_I(i) = z_I(0) + idz_I$ (tempo adimensional)

$dz_I = (z_I(n) - z_I(0))/n$ (incremento do tempo adimensional)

$F_{g,I}(z_I(0))$: temperatura no tempo zero

$F_{g,I}(z_I(n))$: temperatura no tempo final

$F_{g,I}(z_I(i))$: temperatura no tempo i

subscritos g : gás e I : aquecimento

A equação (3.89), eficiência no período de resfriamento, é resolvida analogamente a equação anterior, ficando

$$\eta_{II} = \frac{dz_{II}}{2z_{II}} \left[F_{g,II}(z_{II}(0)) - F_{g,II}(z_{II}(n)) \right] + \frac{dz_{II}}{z_{II}} \sum_{i=1}^{n-1} \left[F_{g,II}(z_{II}(i)) \right] \quad (3.93)$$

Com a mesma nomenclatura anterior diferindo apenas pelo subscrito II referente ao período de resfriamento.

3.6 - CONCLUSÃO

No presente capítulo foram feitas as modelagens matemática para diversos tipos de regeneradores incluindo recheios de leito fixo e placas paralelas para regeneradores adiabáticos e não adiabáticos.

As equações diferenciais para os modelos de Schumann e condução intrapartícula foram resolvidas numericamente, pelo método das diferenças finitas, para escoamentos cocorrente e contracorrente, para se analisar os resultados á serem simulados posteriormente.

CAPÍTULO 4

SIMULAÇÃO E ANÁLISE DOS RESULTADOS

4.1 - INTRODUÇÃO

No presente capítulo são apresentados: uma estratégia para a determinação do número de regeneradores baseada na razão entre período de aquecimento e período de resfriamento, exemplos de técnica de funcionamento de dois ou mais regeneradores em paralelo, fluxogramas para os modelos de Schumann e da condução intrapartícula e resultados das simulações dos fluxogramas, cujo objetivo é a análise do comportamento dinâmico dos vários tipos de regeneradores.

Os fluxogramas são feitos a partir do método numérico apresentado na seção 3.4.1.2 para o modelo de Schumann e na seção 3.4.2.2 para o modelo da condução intrapartícula.

A análise da dinâmica do regenerador foi obtida a partir da simulação do modelo de Schumann, sendo que na parte final deste capítulo são comparados alguns casos entre este modelo e o da condução intrapartícula, bem como conclusões que serão utilizadas na elaboração dos programas finais.

4.2 - CRITÉRIO DE PARADA

O ciclo compreendendo o período de aquecimento e resfriamento deve se repetir até atingir um estado de operação na qual as temperaturas dos gases e do sólido se mantenham constantes quando comparadas com as temperaturas do ciclo anterior. Neste estado, denominado "equilíbrio cíclico", ocorre a convergência da solução da equação.

O critério de parada pode ser determinado em função da temperatura dos gases, do sólido ou em função da eficiência térmica quando se atinge o equilíbrio cíclico. Optou-se estabelecer o critério de parada em função da temperatura do gás, no período de resfriamento, dado pela equação:

$$| F_{g,II}(i) - F_{g,II}(i+1) | \leq 0,0001 \quad (4.1)$$

onde, $F_{g,II}$: temperatura adimensional do gás, no resfriamento, em

algum ponto ao longo do regenerador

i : período onde atinge o equilíbrio cíclico

4.3 - NÚMERO DE REGENERADORES

Para uma operação ser contínua são necessários pelo menos dois regeneradores, como foi comentado na seção 2.3. Em certos casos é suficiente dois regeneradores de calor, porém um aumento do número de regeneradores em paralelo faz com que aumente a área de troca de calor entre o gás e o sólido, o que acarretaria uma maior eficiência térmica.

Outro tipo de estudo inclui o fato de que um regenerador de comprimento muito elevado possa ser dividido em regeneradores de menor comprimento sem que ocorra perda de eficiência.

O número de regeneradores está diretamente relacionado com os períodos de aquecimento (P_I) e resfriamento (P_{II}).

Na prática o parâmetro mais importante é a eficiência no período de resfriamento (η_{II}), pois está relacionado com a temperatura de saída do gás que será usado num determinado

processo. Geralmente, para se conseguir valores elevados da eficiência no período de resfriamento, o período de aquecimento é maior ou igual ao período de resfriamento.

Quando são usados:

dois regeneradores temos que $P_I = P_{II}$ e a relação $P_I/P_{II} = 1$,

três regeneradores temos que $P_I = 2P_{II}$ e a relação $P_I/P_{II} = 2$,

quatro regeneradores temos que $P_I = 3P_{II}$ e a relação $P_I/P_{II} = 3$,

n regeneradores temos que $P_I = (n-1)P_{II}$ e a relação $P_I/P_{II} = n-1$,

logo, vale a relação

$$\boxed{N_r = P_I/P_{II} + 1} \quad (4.2)$$

onde $P_I = nP_{II}$, $n = 1, 2, 3, 4, 5, \dots$ e N_r : número de regeneradores

Os regeneradores em paralelo podem ser operados partindo dos seguintes exemplos, onde A : aquecimento e R : resfriamento

a. 2 regeneradores $\rightarrow P_I = P_{II} = P$

P	[A]	[]	
P	[R]	[A]	$\rightarrow$ entrou em regime
P	[A]	[R]	
P	[R]	[A]	
$\vdots$	$\vdots$	$\vdots$	
$\vdots$	$\vdots$	$\vdots$	

b. 3 regeneradores $\rightarrow P_I = 2P_{II}$ e $P_{II} = P$

P	[A]	[]	[]
P	[A]	[A]	[]
P	[R]	[A]	[A]
P	[A]	[R]	[A]
P	[A]	[A]	[R]
$\vdots$	$\vdots$	$\vdots$	$\vdots$
$\vdots$	$\vdots$	$\vdots$	$\vdots$

$\rightarrow$ entrou em regime

c. 4 regeneradores $\rightarrow P_I = 3P_{II}$ e $P_{II} = P$

$$\begin{array}{ccccc}
 P & [A] & [] & [] & [] \\
 P & [A] & [A] & [] & [] \\
 P & [A] & [A] & [A] & [] \\
 P & [R] & [A] & [A] & [A] \rightarrow \text{entrou em regime} \\
 P & [A] & [R] & [A] & [A] \\
 P & [A] & [A] & [R] & [A] \\
 \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\
 \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots
 \end{array}$$

d. Generalizando para n regeneradores $\rightarrow P_I = (n-1)P_{II}$ e $P_{II} = P$

$$\begin{array}{ccccc}
 P & [A] & [] & \cdots & [] \\
 P & [A] & [A] & \cdots & [] \\
 \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\
 P & [R] & [A] & \cdots & [A] \\
 \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots
 \end{array} \left. \vphantom{\begin{array}{ccccc} P & [A] & [] & \cdots & [] \\ P & [A] & [A] & \cdots & [] \\ \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ P & [R] & [A] & \cdots & [A] \\ \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \end{array}} \right] n \rightarrow \text{entrou em regime}$$

$\underbrace{\hspace{10em}}_{n-1}$

4.4 - FLUXOGRAMAS COMPUTACIONAIS PARA OS MODELOS DE SCHUMANN E DA CONDUÇÃO INTRAPARTÍCULA

Nesta seção são apresentados os fluxogramas simplificados para o modelo de Schumann (fluxograma 4.a) e o modelo da condução intrapartícula (fluxograma 4.b), que servirão de base para a simulação de regeneradores simétricos e assimétricos balanceados e não balanceados.

Os dados de entrada constam simplesmente dos períodos reduzidos no aquecimento e resfriamento, Π_I e Π_{II} respectivamente,

e dos comprimentos reduzidos no aquecimento e resfriamento, Λ_I e Λ_{II} respectivamente. Os incrementos do tempo, do comprimento e da distância no interior da partícula são calculados no próprio programa para serem o primeiro valor menor que 0,1 para o incremento do tempo, o primeiro valor menor que 0,5 para o incremento do comprimento e um incremento fixo de 0,2 no interior de cada partícula, no caso do modelo da condução intrapartícula. Esses valores garantiram a convergência até a terceira casa decimal. É importante frisar que o número de pontos para a incrementação do comprimento reduzido no aquecimento e resfriamento devem ser iguais, pois a temperatura do sólido para cada ponto no fim de um período é a mesma para cada ponto no início do período seguinte, mesmo que os comprimentos reduzidos para os dois períodos sejam diferentes.

O modelo de Schumann foi elaborado pelo método das diferenças finitas explícito, enquanto que o modelo da condução intrapartícula foi elaborado pelo método implícito, pois este modelo apresenta uma das equações diferenciais como sendo de segunda ordem que só converge pelo método implícito.

Para a resolução do modelo da condução intrapartícula é necessário utilizar um método de eliminação por matriz tridiagonal (função tridag no fluxograma do modelo da condução intrapartícula).

Os programas referentes a estes fluxogramas foram utilizados como funções para os dois programas finais (escoamento cocorrente e contracorrente) elaborado a partir das análises do comportamento transiente dos regeneradores.

4.4.1 - MODELO DE SCHUMANN

FLUXOGRAMA 4.a

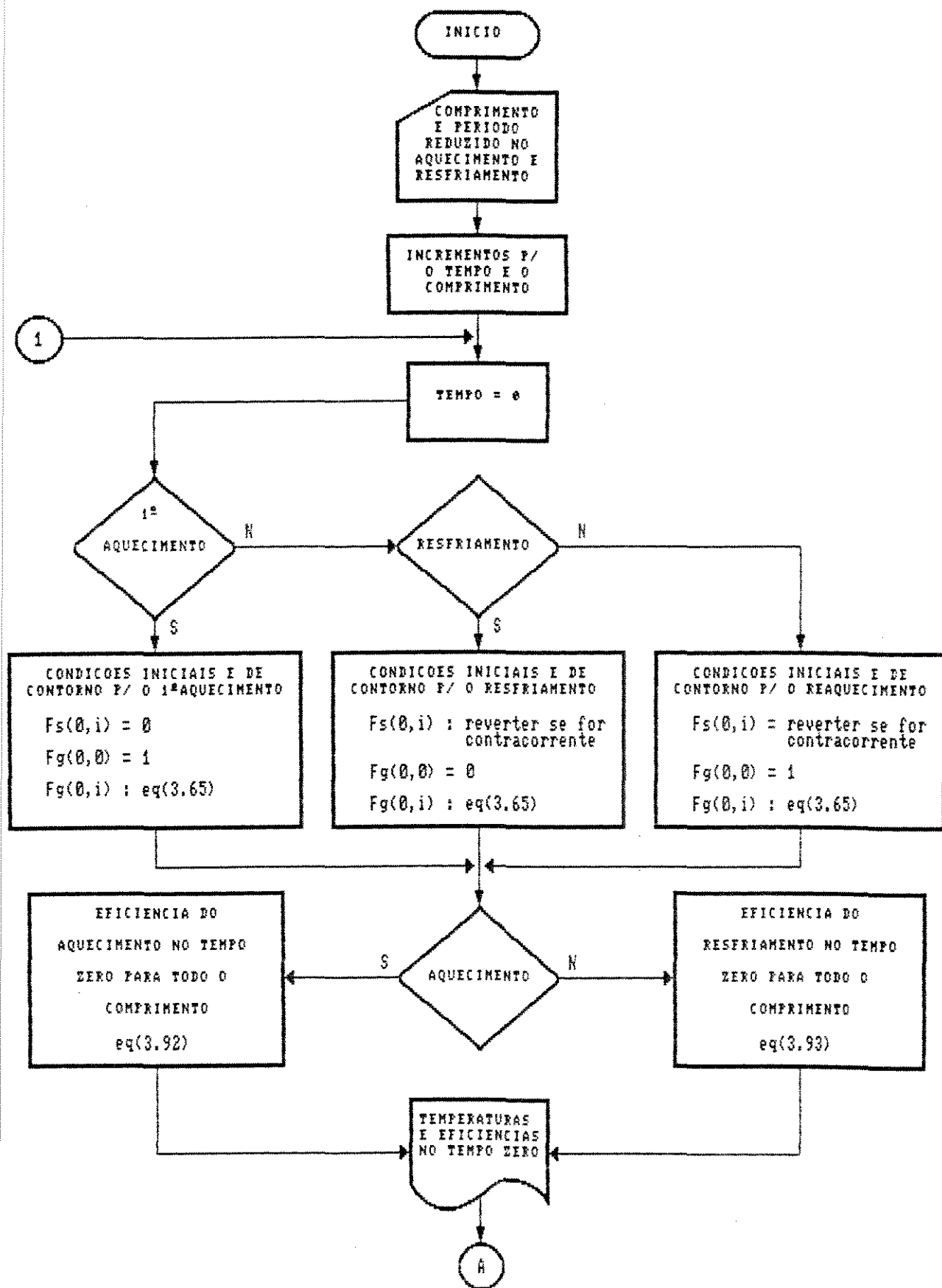
NOMENCLATURA

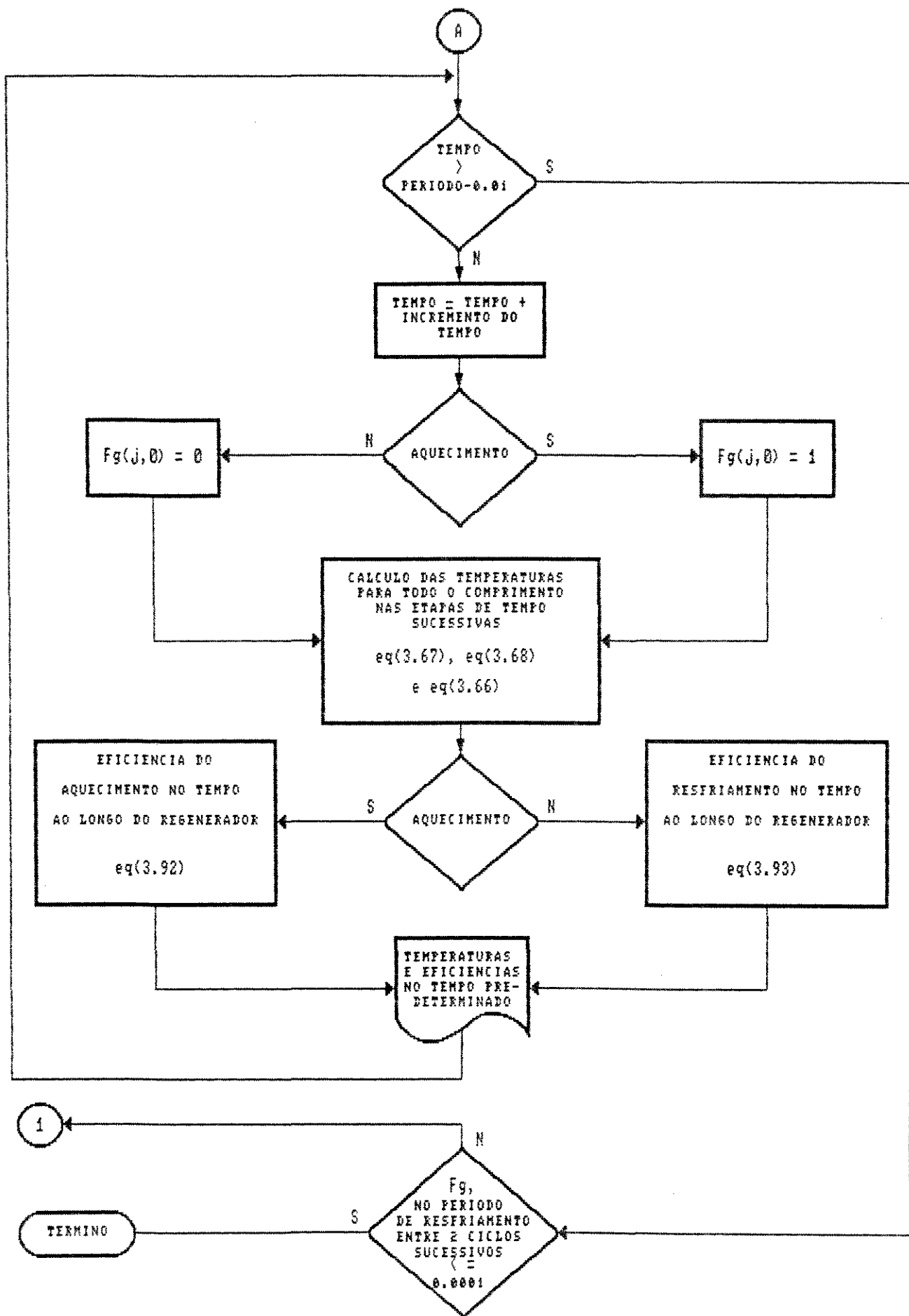
Fg : temperatura adimensional do gás

Fs : temperatura adimensional do sólido

i : pontos para o comprimento adimensional

j : pontos para o tempo adimensional





4.4.2 - MODELO DA CONDUÇÃO INTRAPARTÍCULA

FLUXOGRAMA 4. b

NOMENCLATURA

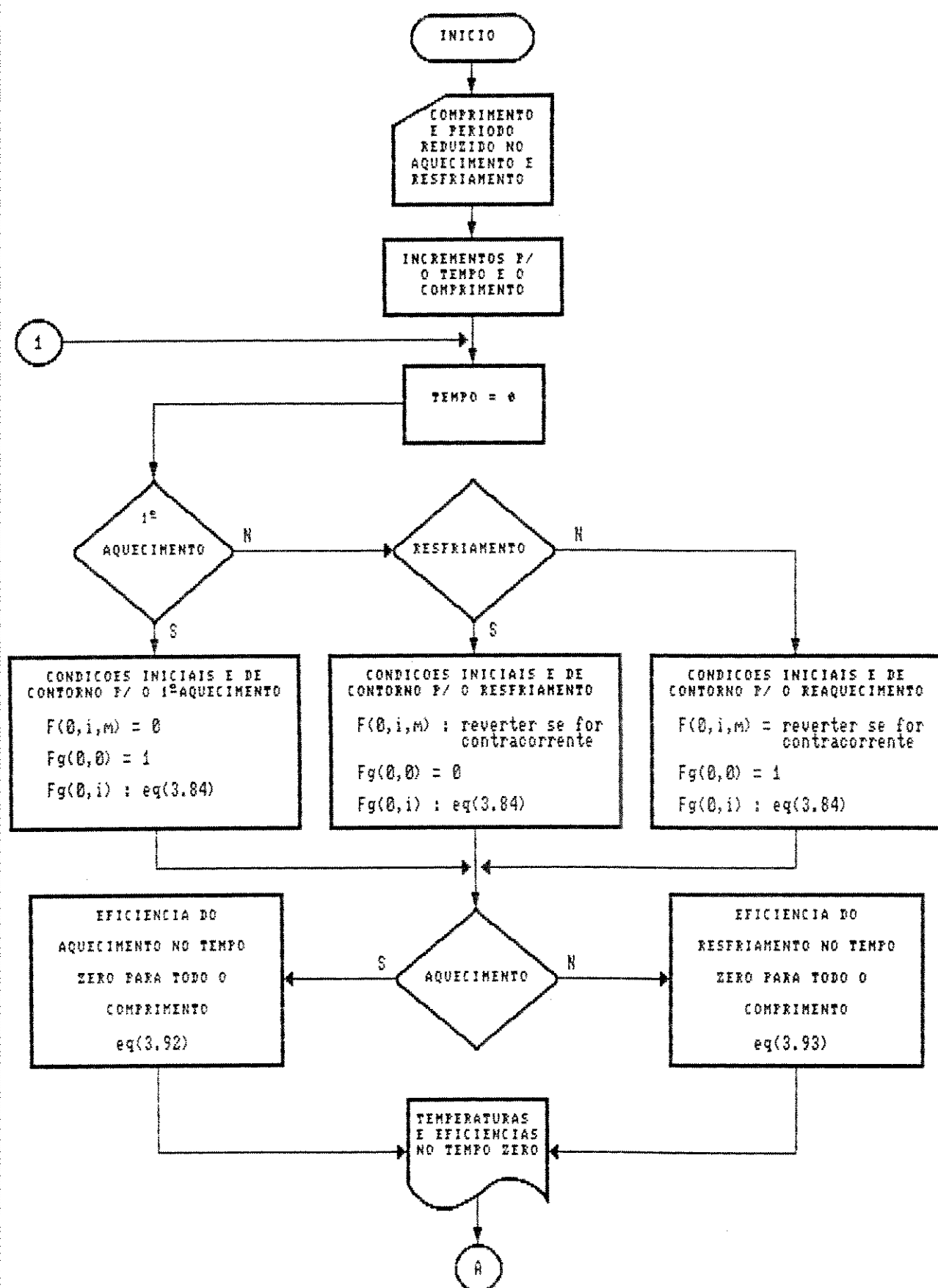
Fg : temperatura adimensional do gás

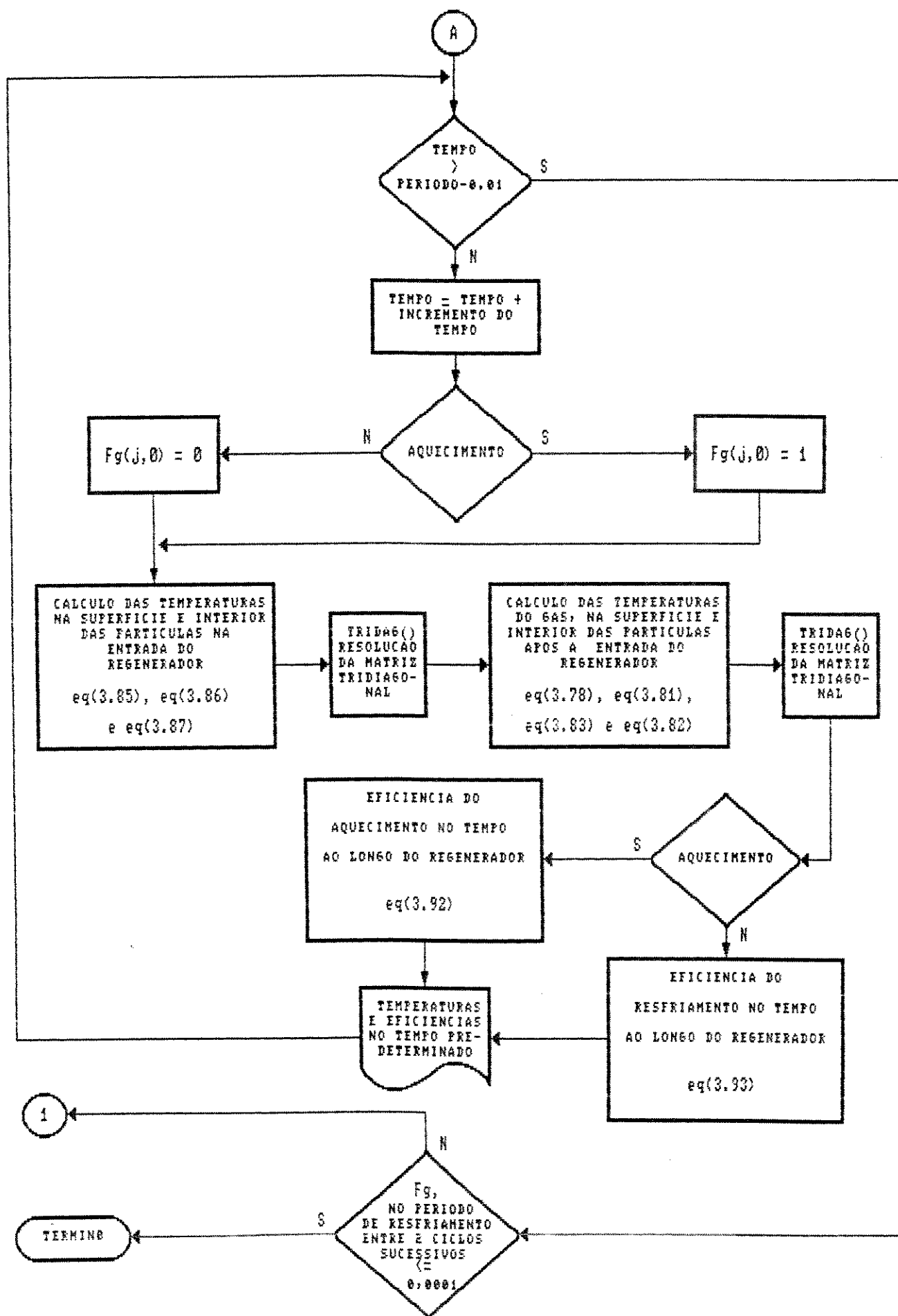
F : temperatura adimensional do sólido (superfície e interior de cada partícula)

i : pontos para o comprimento adimensional

j : pontos para o tempo adimensional

m : pontos no interior das partículas





4.5 - COMPORTAMENTO DINÂMICO DE REGENERADORES DE CALOR

4.5.1 - ESCOAMENTO CONTRACORRENTE

Nos regeneradores em escoamento contracorrente, usados como análise neste trabalho, o gás frio entra pelo lado esquerdo com a temperatura adimensional do gás $F_{II,g} = 0$, enquanto que o gás quente entra pelo lado direito com a temperatura adimensional do gás $F_{I,g} = 1$ (figura 2.3).

Na figura 4.1 é apresentado o perfil de temperatura ao longo de um regenerador simétrico de comprimento reduzido $\Lambda = 10$ e período reduzido $\Pi = 3,14$. A curva 0,5 ciclo representa o perfil de temperatura após o primeiro período (aquecimento), a curva 1 ciclo o perfil do segundo período (resfriamento), a curva 1,5 ciclos o perfil do terceiro período (aquecimento), e assim por diante até atingir o equilíbrio em 17,5 ciclos (aquecimento) e 18 ciclos (resfriamento).

É observado na figura 4.1 que as curvas dos primeiros ciclos mudam sua forma rapidamente e depois cada vez mais lentamente quando se aproxima da curva de equilíbrio final.

O perfil de temperatura do sólido, no instante de mudança cíclica, para $\Lambda = 10$ e 40 com diferentes valores de Π como parâmetro, são mostrados nas figuras 4.2 e 4.3 respectivamente. As curvas superiores a $\Pi = 0$ correspondem ao período de aquecimento e as inferiores ao resfriamento.

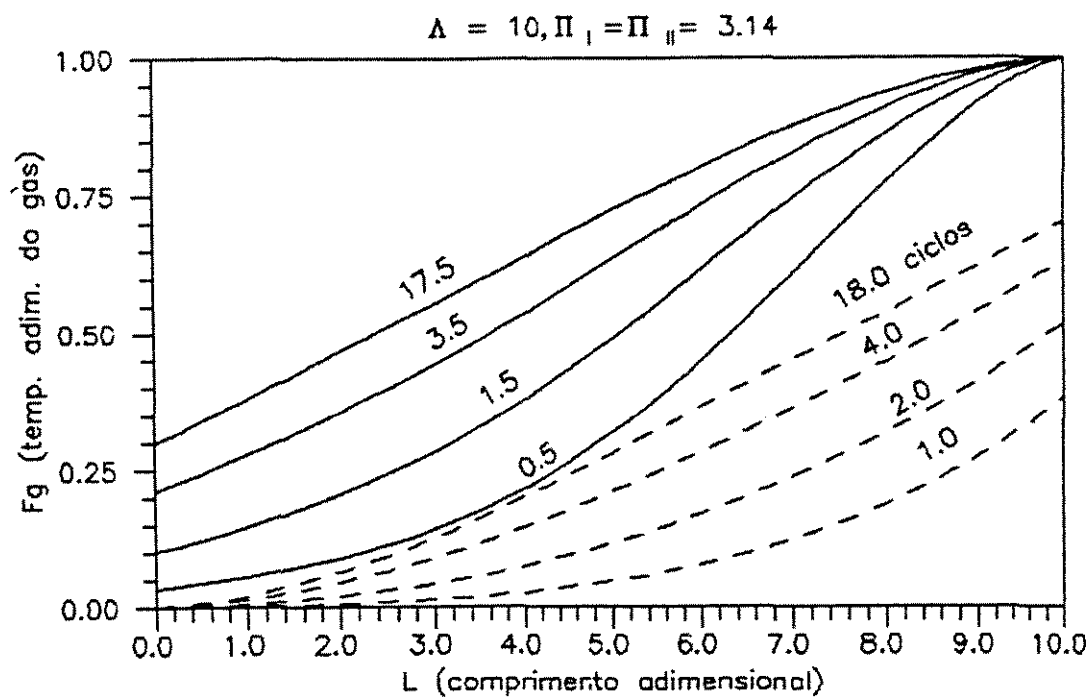


Figura 4.1 : Temperatura do gás, no instante de mudança cíclica, desde o período de partida até o equilíbrio, de um regenerador em escoamento contracorrente e operação cíclica simétrica.

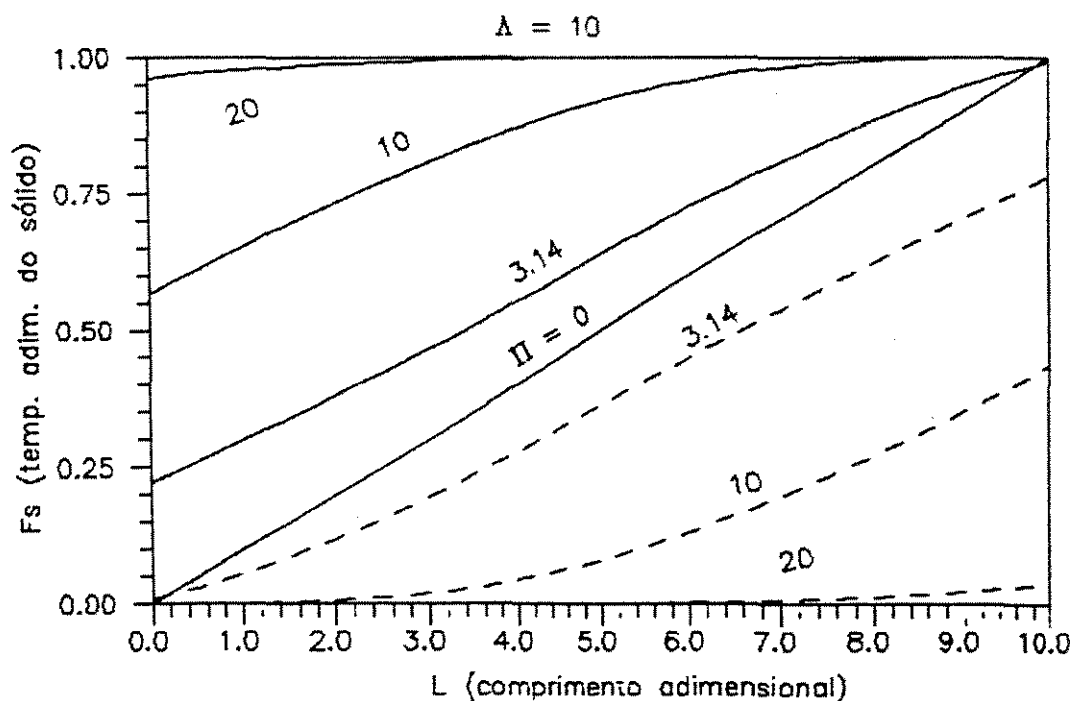


Figura 4.2 : Temperatura do sólido, no instante de mudança cíclica, de regeneradores em escoamento contracorrente e operação cíclica simétrica.

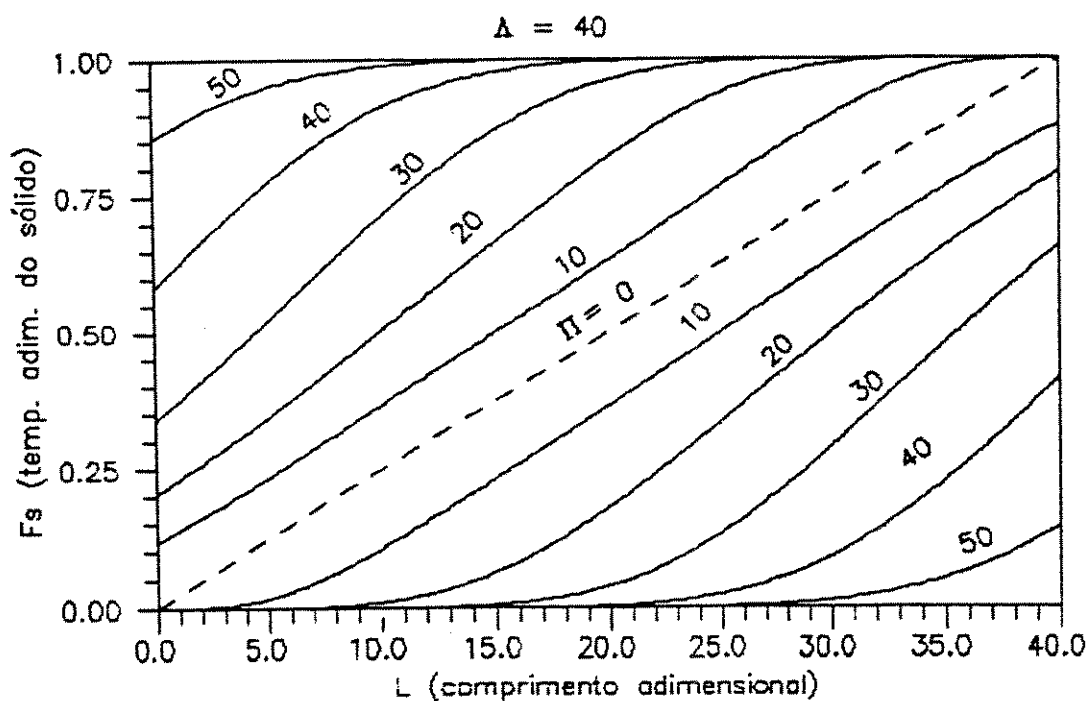


Figura 4.3 : Temperatura do sólido, no instante de mudança cíclica, de regeneradores em escoamento contracorrente e operação cíclica simétrica.

Tabela 4.1 : Distribuição de temperatura do sólido ($F_s \times 1000$) num regenerador em escoamento contracorrente e operação cíclica simétrica, $\Lambda = 10$, período de aquecimento

CICLO	Π	L											
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	
	0	000	100	200	300	400	500	600	700	800	900	1000	
18	3,14	222	297	379	464	551	637	723	805	881	945	990	
5	10	566	649	730	804	868	919	956	980	993	999	1000	
2	20	961	977	987	994	997	999	1000	1000	1000	1000	1000	

São observados nas tabelas 4.1 e 4.2, que a medida que Π diminua em relação a Λ os números de ciclos aumentam até atingir o equilíbrio.

Tabela 4.2 : Distribuição de temperatura do sólido ($F_s \times 1000$) num regenerador em escoamento contracorrente e operação cíclica simétrica, $\Lambda = 40$, período de aquecimento

CICLO	Π	L									
		0	5	10	15	20	25	30	35	40	
	0	000	125	250	375	500	625	750	875	1000	
49	10	119	235	366	499	633	766	894	982	1000	
20	20	206	343	500	664	819	936	990	1000	1000	
9	30	340	519	709	868	961	994	1000	1000	1000	
5	40	581	772	909	976	996	1000	1000	1000	1000	
3	50	853	948	987	998	1000	1000	1000	1000	1000	

Os perfis de temperaturas do gás para $\Lambda = 10$ e 40 , com diferentes valores de Π , são apresentados nas figuras 4.4 e 4.5. Observa-se que as temperaturas do gás, no período de resfriamento, são inferiores ao do sólido, isto porque a troca térmica entre o sólido e o gás não é total, ou seja o sólido retém alguma energia que não é transferida ao gás.

As tabelas 4.1 e 4.2 e os gráficos das figuras 4.2 e 4.3 também foram obtidos por Hausen [JAKOB (1957)] pelo método do pólo quente, sendo que as tabelas de Hausen foram geradas para duas casas decimais, concordando com os valores obtidos neste trabalho.

Quando os regeneradores são assimétricos, isto é $\Pi_I \neq \Pi_{II}$, as curvas obtidas são assimétricas como mostra o gráfico da figura 4.6. Neste gráfico se vê claramente que no período de aquecimento as temperaturas do gás são superiores as do sólido e no período de resfriamento acontece o oposto, o que é justificado, por não ocorrer 100% de troca térmica entre os dois meios.

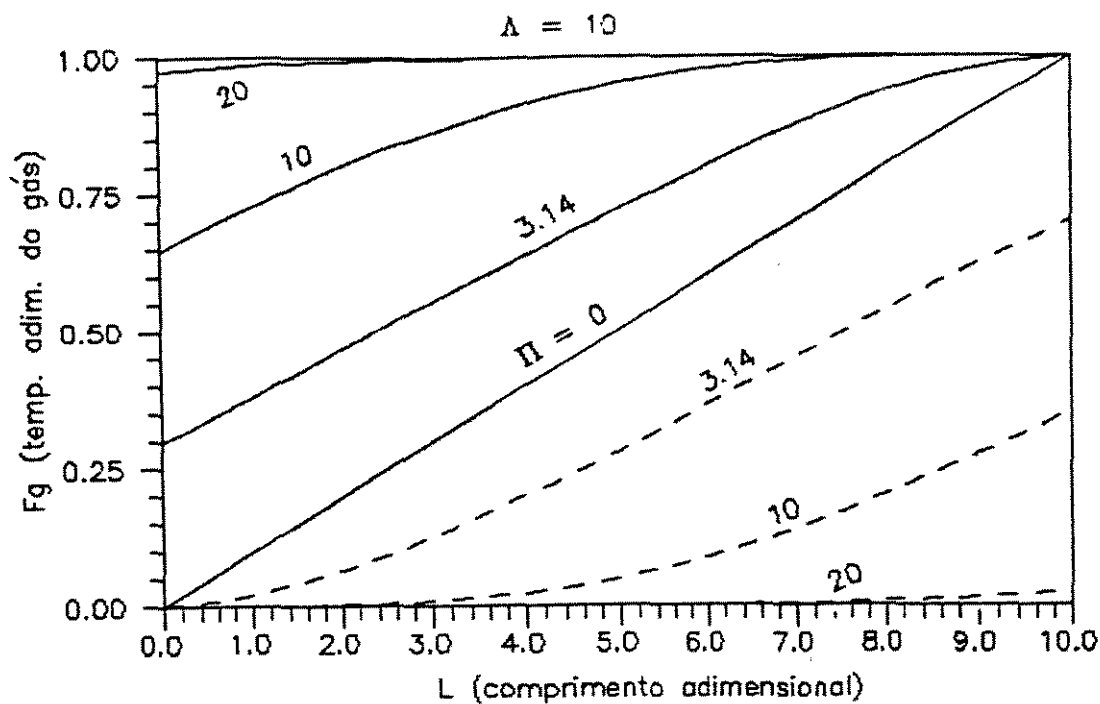


Figura 4.4 : Temperatura do gás, no instante de mudança cíclica, de regeneradores em escoamento contracorrente e operação cíclica simétrica.

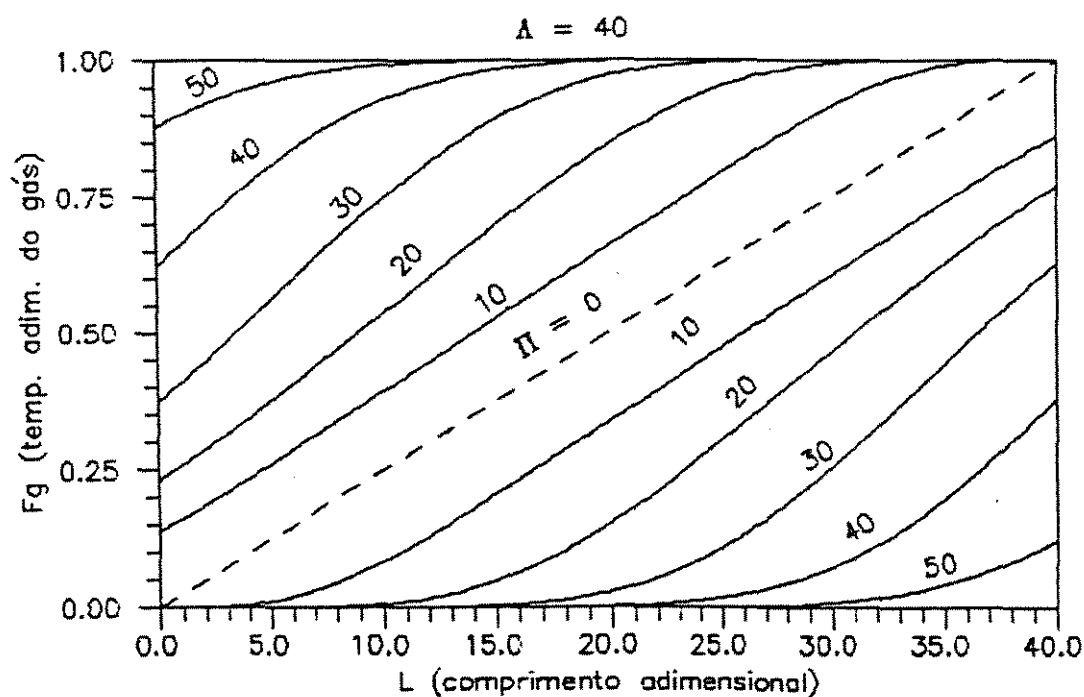


Figura 4.5 : Temperatura do gás, no instante de mudança cíclica, de regeneradores em escoamento contracorrente e operação cíclica simétrica.

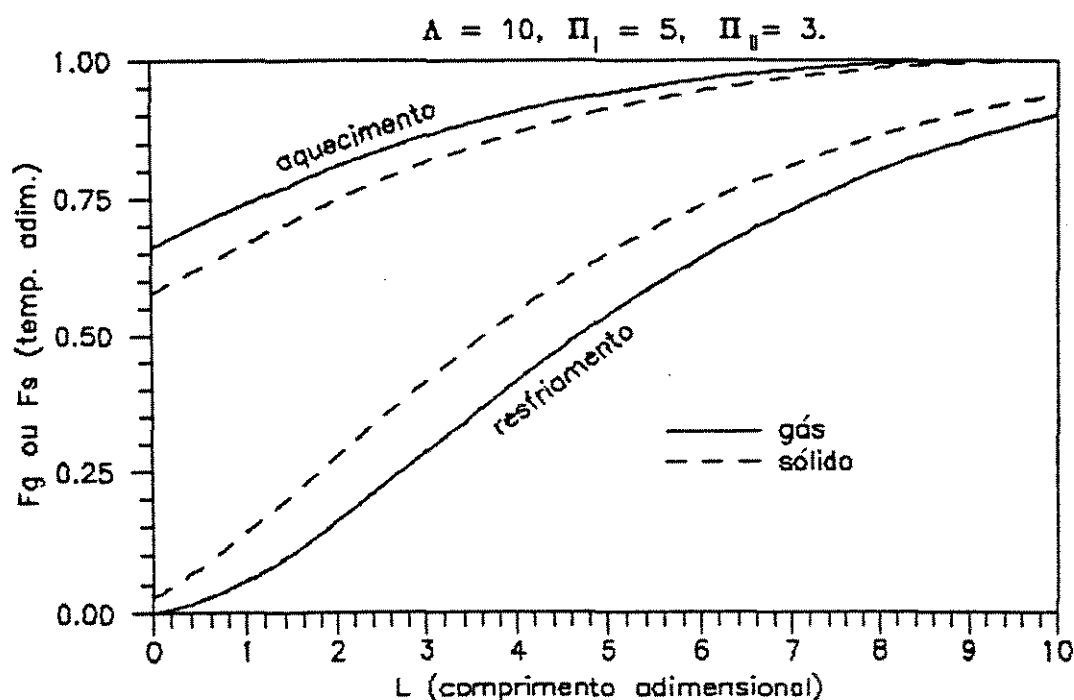


Figura 4.6 : Temperatura do gás e do sólido, no instante de mudança cíclica, de regeneradores não balanceados em escoamento contracorrente e operação cíclica assimétrica.

As figuras 4.7 e 4.8 mostram os perfis de temperaturas do gás e do sólido para $\Lambda = 10$ e $\Pi = 3.14$, durante o período de resfriamento, observa-se que a medida que o tempo passa de 0 a 3.14 as temperaturas diminuem na saída do regenerador, estes gráficos são também apresentados por Hausen [JAKOB (1957)].

Na figura 4.9 são apresentados os gráficos para temperaturas adimensionais nos períodos de aquecimento e resfriamento, para $\Lambda = 10$ e $\Pi = 3.14$, em várias posições do regenerador ($L = 0, 2, 3$ e 5) variando com o tempo adimensional, sendo que a escala z_1 do período de aquecimento é invertida (inicia no lado direito: escala superior).

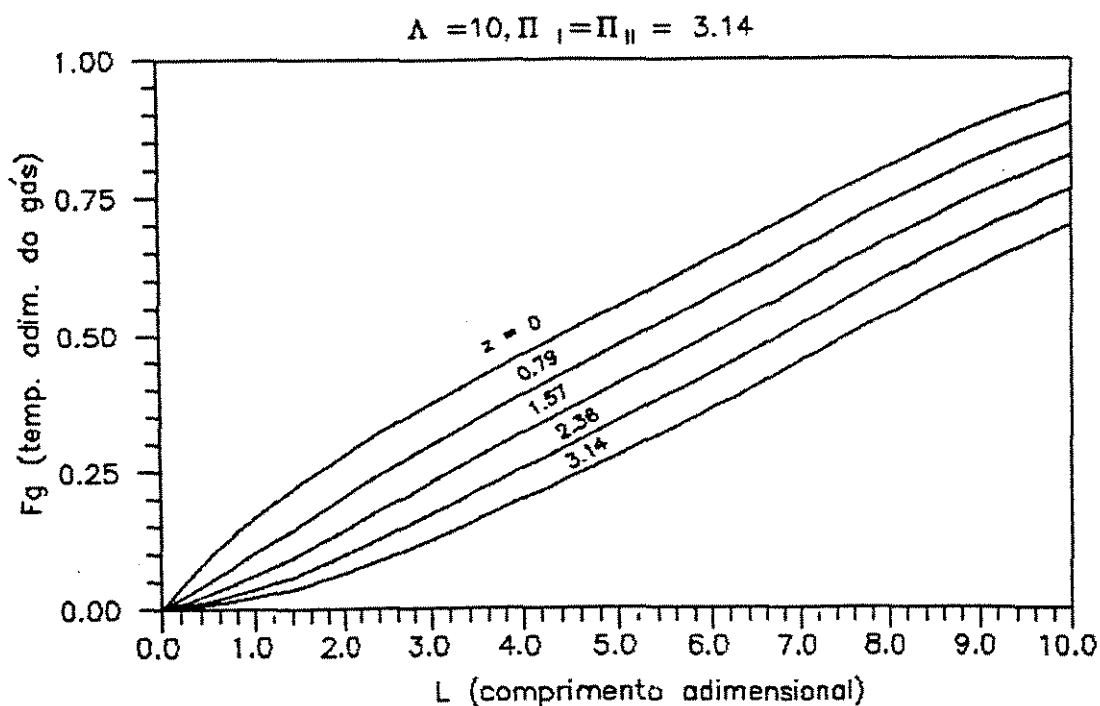


Figura 4.7 : Temperatura do gás, em vários instantes (z), durante o período de resfriamento de um regenerador em escoamento contracorrente e operação cíclica simétrica.

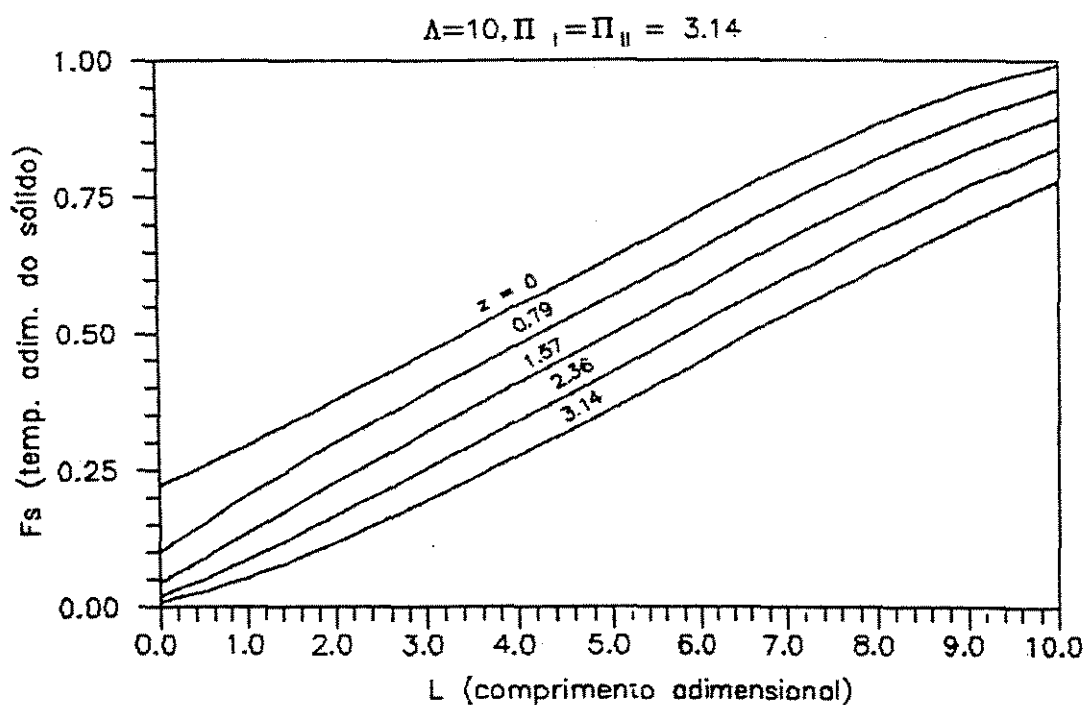


Figura 4.8 : Temperatura do sólido, em vários instantes (z), durante o período de resfriamento de um regenerador em escoamento contracorrente e operação cíclica simétrica.

Segundo Hausen [JAKOB (1957)] as curvas nas posições $L = 7, 8$ e 10 são as mesmas das posições anteriores se as escalas de tempo forem invertidas. As temperaturas do sólido descrevem uma histerese como foi mencionado na seção 2.3, é observado que a diferença de temperatura média $\Delta F_{s,m}$ é maior nas duas extremidades do regenerador ($L = 0$ e $L = 10$) e quase zero na sua metade ($L = 5$). Em $L = 5$ a temperatura muda linearmente com o tempo z . Neste ponto, temos que:

$$F_{g,I} - F_{s,I} \approx F_{s,II} - F_{g,II} \approx 1/2 (F_{g,I} - F_{g,II})$$

independe do tempo.

Quando $L = 5$, neste caso, ou na metade do regenerador quando $\Pi \ll \Lambda$, a troca de calor é quase a mesma que a do recuperador se U (coeficiente global), W (largura da parede) e $\dot{G}$ são os mesmos e $\Delta F_{s,m} = \Delta F_s \approx 0$.

Nas posições (L) onde as curvas não são retas, temos que:

$$F_{g,I} - F_{s,I} < 1/2 (F_{g,I} - F_{g,II}) \quad \text{e}$$

$$F_{s,II} - F_{g,II} < 1/2 (F_{g,I} - F_{g,II})$$

sendo que ocorre menor troca de calor do que num recuperador. As menores eficiências observada em regeneradores operando para grandes valores de Π , obviamente é causada justamente por esta curvatura nas curvas de temperatura nas extremidades do regenerador.

O perfil de temperatura não linear num regenerador pode ser explicado como segue:

Em princípio, há uma tendência a um perfil linear se o

período é infinitamente curto. A temperatura do gás de entrada do regenerador é constante ($L = 0$ resfriamento, $L = 10$ aquecimento), interrompendo a linearidade na curva do perfil de temperatura, causando assim, o caráter vibracional do processo, isto porque nas extremidades do regenerador ocorre o maior desvio da linearidade dependendo se o gás aí permaneça mais tempo em temperatura constante. Em períodos curtos a temperatura do gás na entrada sofre mudanças mais frequentes o que acarreta um perfil de temperatura linear.

Para Π maior que Λ , a curvatura do perfil de temperatura é mais pronunciada, um exemplo para $\Lambda = 4$ e $\Pi = 10$ é apresentado na figura 4.10.

A tabela 4.3 e a figura 4.11 dão a eficiência teórica em função de Λ para diferentes valores de Π .

Tabela 4.3: Eficiência ($\eta \times 1000$) de regeneradores balanceados em escoamento contracorrente e operação cíclica simétrica

Π	L											
	0	2,5	5	10	15	20	25	30	35	40	45	50
0	0	556	714	833	882	909	926	938	946	952	957	961
10	0	² 247	² 469	⁶ 738	⁹ 840	¹⁵ 886	²¹ 911	²⁸ 927	³⁶ 938	⁴⁴ 946	⁵³ 953	⁶² 958
20	0	² 125	² 250	³ 494	⁴ 693	⁵ 811	⁸ 871	¹¹ 903	¹⁵ 922	¹⁹ 934	²⁴ 944	²⁹ 951
30	0	² 83	² 167	² 333	² 498	³ 651	⁴ 770	⁵ 845	⁷ 888	¹⁰ 912	¹³ 928	¹⁶ 939
40	0	² 62	² 125	² 250	² 375	² 499	³ 620	³ 728	⁴ 811	⁵ 865	⁷ 899	⁹ 919
50	0	² 50	² 100	² 200	² 300	² 400	² 500	² 599	³ 692	³ 774	⁴ 837	⁵ 880

números menores : ciclos até atingir o estado de equilíbrio

6

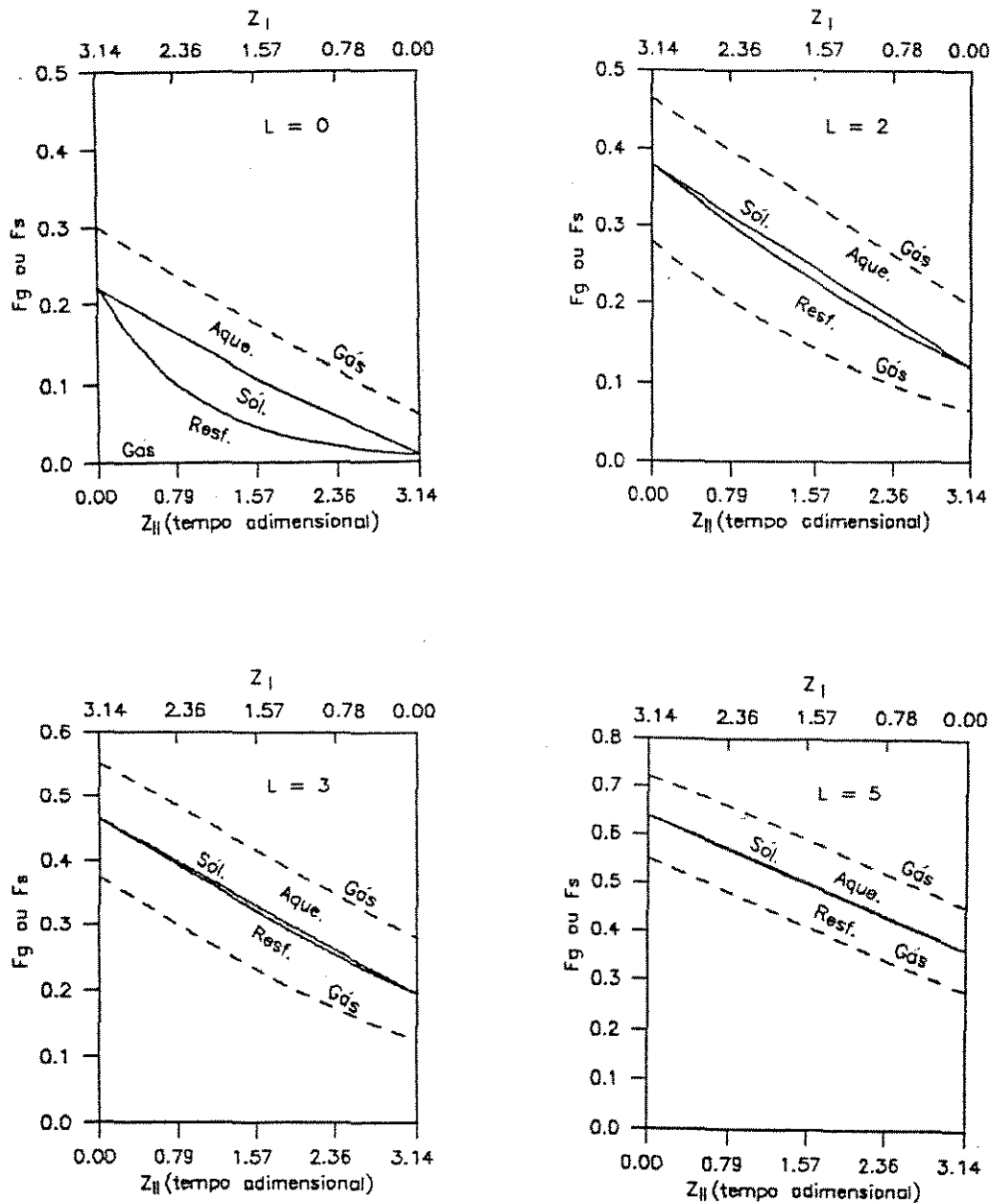


Figura 4.9 : Mudanças das temperaturas em diferentes distâncias a a partir da entrada num regenerador, balanceado em escoamento contracorrente, durante operação cíclica simétrica, $\Lambda = 10$ e $\Pi = 3,14$.

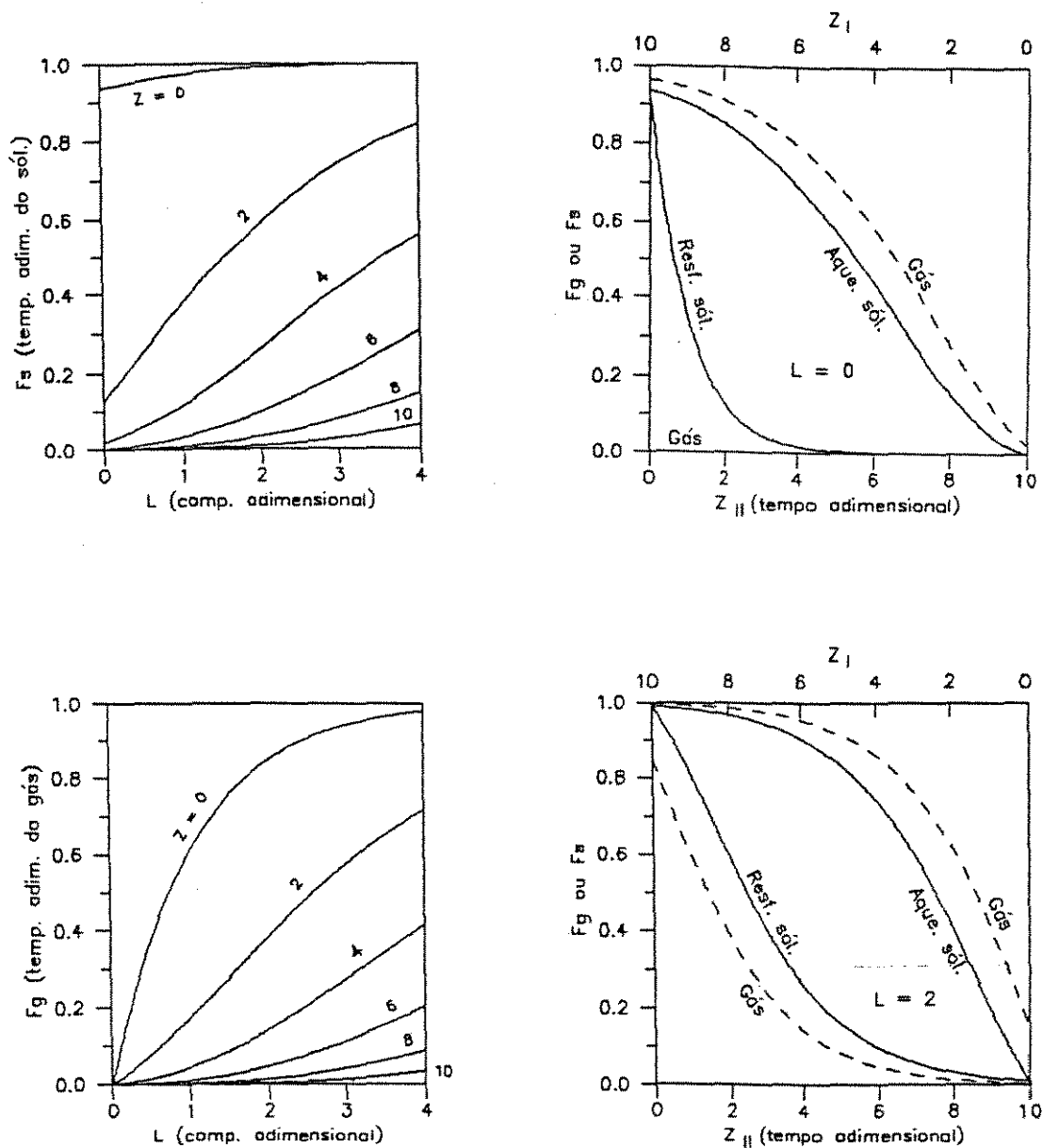


Figura 4.10 : Comportamento de um regenerador, balanceado em escoamento contracorrente, durante operação cíclica simétrica, $\Lambda = 4$ e $\Pi = 10$. Os gráficos $L \times F_g$ ou F_s se referem ao período de resfriamento.

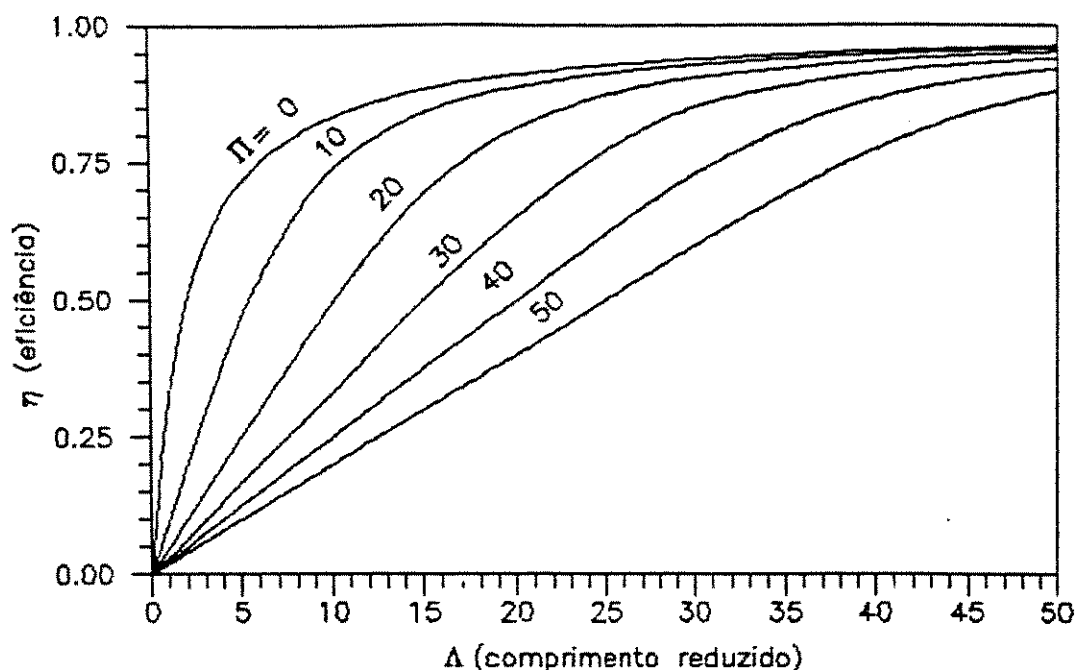


Figura 4.11 : Eficiência de regeneradores em escoamento contracorrente e operação cíclica simétrica.

Os valores da tabela 4.3 concordam muito bem com os valores de Hausen [JAKOB (1957)], sendo que na tabela de Hausen ocorre aproximação de duas casas decimais.

Para o limite $\Pi = 0$, calculado pela equação (3.91), a eficiência do regenerador é igual a eficiência do recuperador, quando ambos operam em escoamento contracorrente, porém em casos práticos Π é sempre maior que zero e a eficiência do regenerador é consideravelmente menor do que a do recuperador, ambos em escoamento contracorrente.

O gráfico da figura 4.11 foi também obtido por Hausen [JAKOB (1957)] e representa uma grande contribuição para projetos de regeneradores em escoamento contracorrente, uma vez que é sómente calcular o comprimento reduzido Λ e o período reduzido Π , entrar com estes valores no gráfico e ler o valor da eficiência (η) para estes valores.

Para se conseguir valores consideráveis da eficiência no período de resfriamento é necessário que o período reduzido no aquecimento seja maior ou igual ao período reduzido no resfriamento, os casos onde $\Pi_I < \Pi_{II}$ não possuem importância prática e serão pouco considerados neste trabalho.

ILIFFE (1948) usou um método numérico com as Funções de Bessel para obter uma tabela de dados e a partir desta construir curvas para regeneradores balanceados assimétricos, em escoamento contracorrente, esses valores foram reproduzidos perfeitamente pelo método das diferenças finitas elaborado neste trabalho e se encontram representados na tabela 4.4 e nas figuras 4.12 e 4.13.

Tabela 4.4 : Eficiências ($\eta \times 1000$) de regeneradores balanceados assimétricos em escoamento contracorrente

Λ_{II}	$\Lambda_I/\Lambda_{II} = \Pi_I/\Pi_{II} = 2$				$\Lambda_I/\Lambda_{II} = \Pi_I/\Pi_{II} = 3$		
	Π_{II}				Π_{II}		
	6	12	18	24	6	12	18
0	0	0	0	0	0	0	0
3	453 ₃	249 ₂	167 ₂	125 ₂	459 ₃	249 ₂	167 ₂
6	709 ₅	487 ₂	333 ₂	250 ₂	725 ₅	488 ₂	333 ₂
9	815 ₈	621 ₃	495 ₂	375 ₂	829 ₉	684 ₃	496 ₂
12	865 ₁₃	790 ₅	642 ₃	498 ₂	876 ₁₃	803 ₅	645 ₃
15	894 ₁₈	852 ₇	755 ₄	615 ₂	903 ₁₈	863 ₇	763 ₃
18	912 ₂₅	885 ₁₀	828 ₅	718 ₃	921 ₂₆	895 ₁₀	838 ₅
21	925 ₃₁	908 ₁₃	871 ₇	797 ₄			
24	935 ₃₈	922 ₁₇	898 ₉	850 ₅			

números menores : ciclos até atingir o estado de equilíbrio

Pela tabela 4.4 e os gráficos das figuras 4.12 e 4.13 observa-se que um aumento da relação $\Pi_I / \Pi_{II} = \Lambda_I / \Lambda_{II}$ não leva a aumentos relevantes na eficiência, e quanto menor o período maior a eficiência comportando-se de maneira similar aos regeneradores simétricos.

Para se obter uma eficiência considerável, uma boa escolha do período para este tipo de regenerador é $\Pi_{II} \leq \Lambda_{II}$. Em regeneradores balanceados $\eta_I = \eta_{II} = \eta_o$.

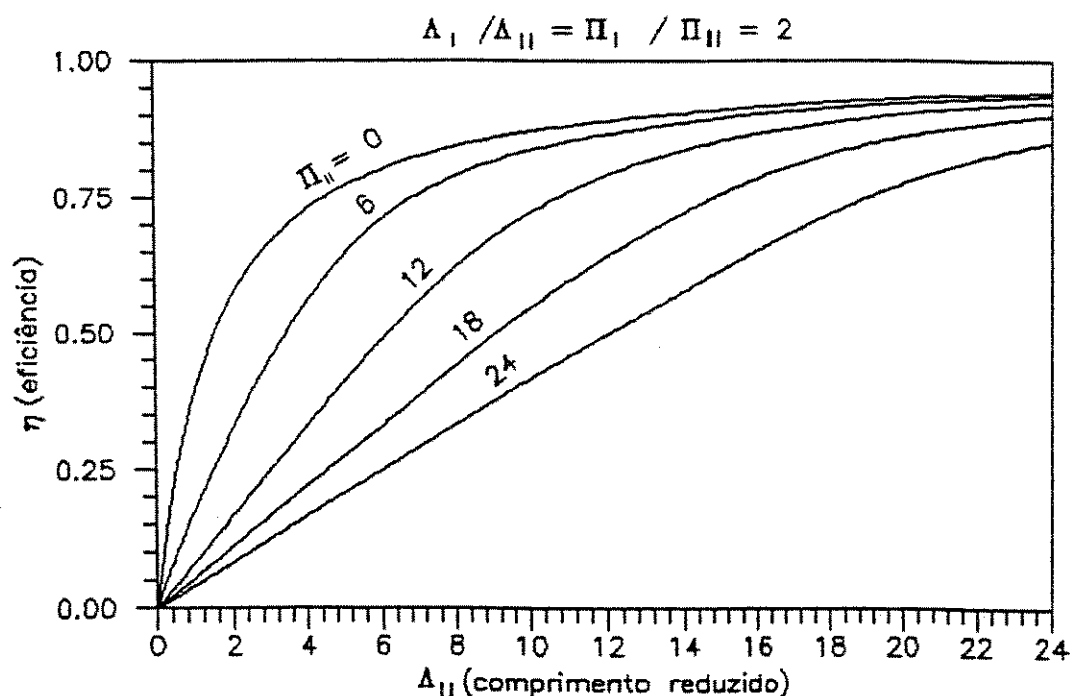


Figura 4.12 : Eficiência de regeneradores balanceados em escoamento contracorrente e operação cíclica assimétrica.

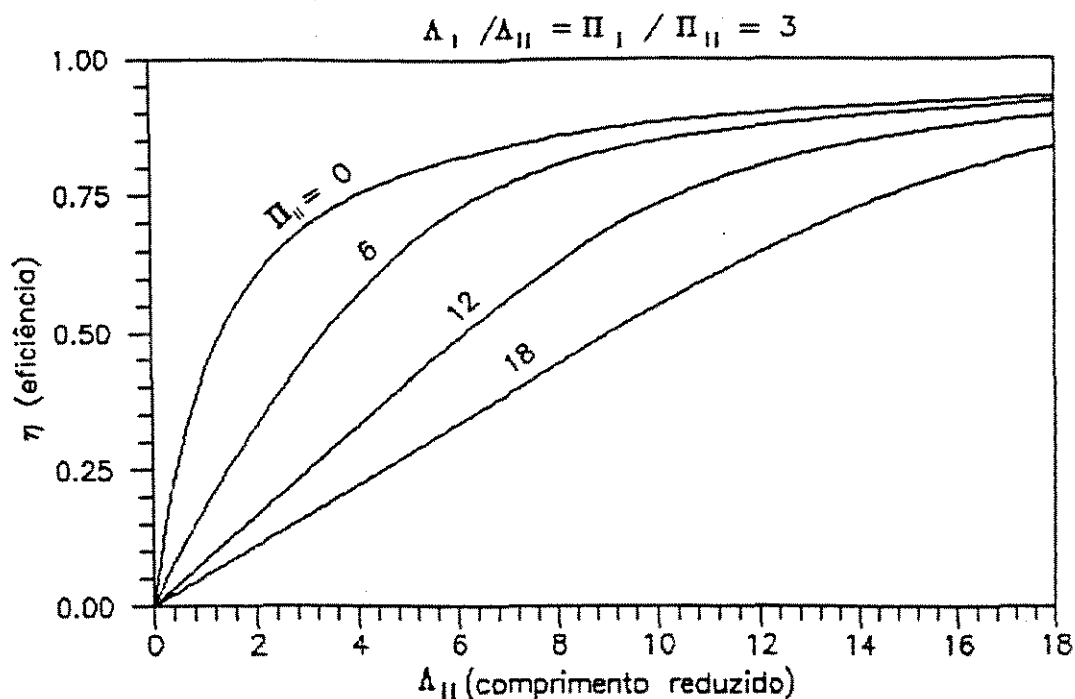


Figura 4.13 : Eficiência de regeneradores balanceados em escoamento contracorrente e operação cíclica assimétrica.

Nas figuras 4.14 e 4.15 são apresentados alguns exemplos de regeneradores simétricos não balanceados. Observa-se na figura 4.14, quando $\Lambda_I > \Lambda_{II}$, que uma boa escolha do período seria $\Pi \leq \Lambda_{II}$, e quando η_I (eficiência no aquecimento) = 1 η_{II} (eficiência no resfriamento) = 0,5 o que implica que um regenerador de comprimento reduzido no resfriamento (Λ_{II}) maior que 10, neste caso, não aumentaria a eficiência.

Observa-se na figura 4.15, quando $\Lambda_I < \Lambda_{II}$, que uma boa escolha do período seria $\Pi \leq \Lambda_I$ e quando $\eta_{II} = 1$ $\eta_I = 0,5$, o que implica que um regenerador de $\Lambda_{II} > 20$, neste caso, não aumentaria a eficiência.

Uma comparação entre as duas figuras chega-se a conclusão que a relação $\eta_I(\Lambda_I/\Lambda_{II} = 0,5) = \eta_{II}(\Lambda_I/\Lambda_{II} = 2)$ é válida para um mesmo período e vice e versa.

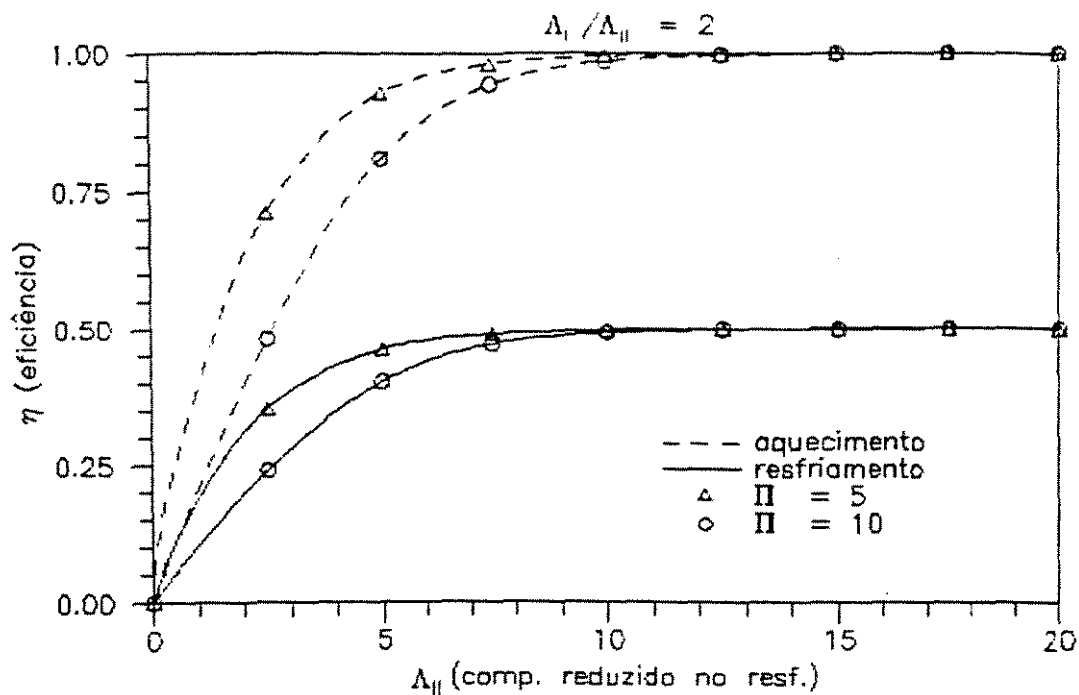


Figura 4.14 : Variação da eficiência, com o aumento dos períodos, para regeneradores não balanceados em escoamento contracorrente e operação cíclica simétrica.

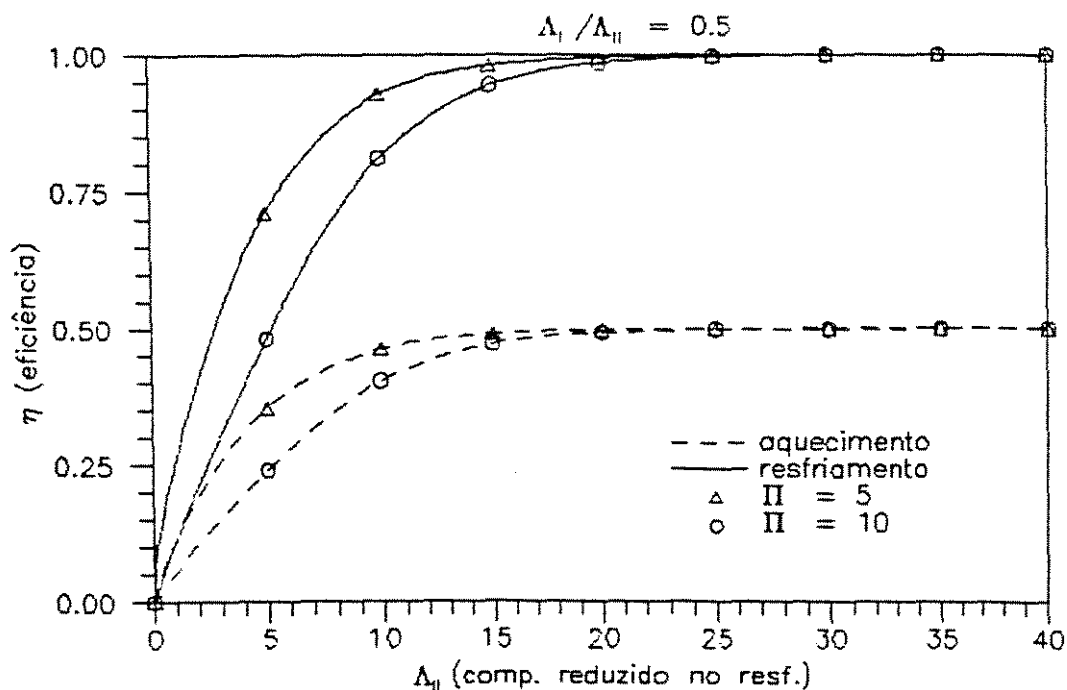


Figura 4.15 : Variação da eficiência, com o aumento dos períodos, para regeneradores não balanceados em escoamento contracorrente e operação cíclica simétrica.

O caso onde $\Lambda_I > \Lambda_{II}$ é de maior interesse prático, pois o fluido quente escoava geralmente com menor $\dot{G} c_p$ do que o fluido frio.

Matematicamente [LEVENSPIEL (1983)], temos a seguinte equação:

$$\eta_{II} = [(\Pi_I \Lambda_{II}) / (\Pi_{II} \Lambda_I)] \eta_I \quad (4.3)$$

Quando $\Lambda_I > \Lambda_{II}$ e $\Pi_I = \Pi_{II}$ a maior eficiência alcançada no período de resfriamento é de $\eta_{II} = \Lambda_{II} / \Lambda_I$, neste caso 0,5.

Nas figuras 4.16, 4.17 e 4.18 verifica-se que quanto maior a relação entre períodos (Π_I / Π_{II}) maior será a eficiência no período de resfriamento, porém este aumento é muito reduzido, chegando-se a conclusão que o melhor será diminuir os períodos de aquecimento e resfriamento para se conseguir aumento consideráveis na eficiência no período de resfriamento.

A escolha do período de resfriamento analisando as figuras (4.16) a (4.18) seriam :

$$\text{para } \Lambda_I < \Lambda_{II} \quad \Pi_{II} \leq \Lambda_I$$

$$\text{para } \Lambda_I > \Lambda_{II} \quad \Pi_{II} \leq \Lambda_{II}$$

$$\text{para } \Lambda_I = \Lambda_{II} = \Lambda \quad \Pi_{II} \leq \Lambda$$

O que coincide com os tipos de regeneradores anteriores, portanto estas relações são válidas para qualquer tipo de regenerador em escoamento contracorrente.

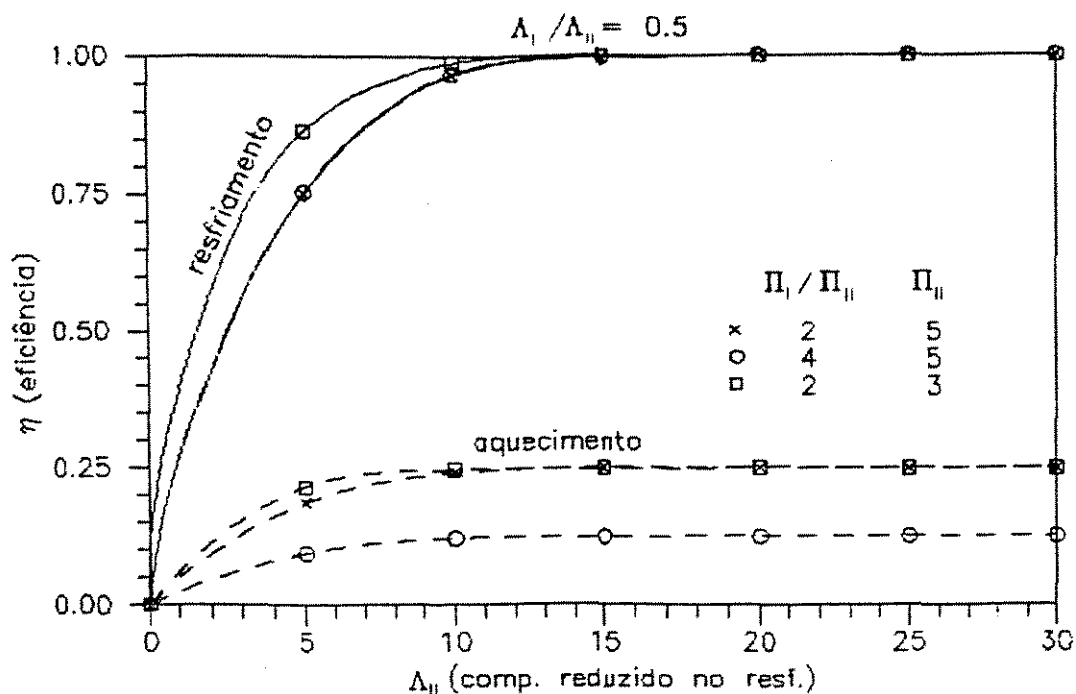


Figura 4.16 : Variação da eficiência, com aumento da razão e diminuição de períodos, de regeneradores em escoamento contracorrente e operação cíclica assimétrica.

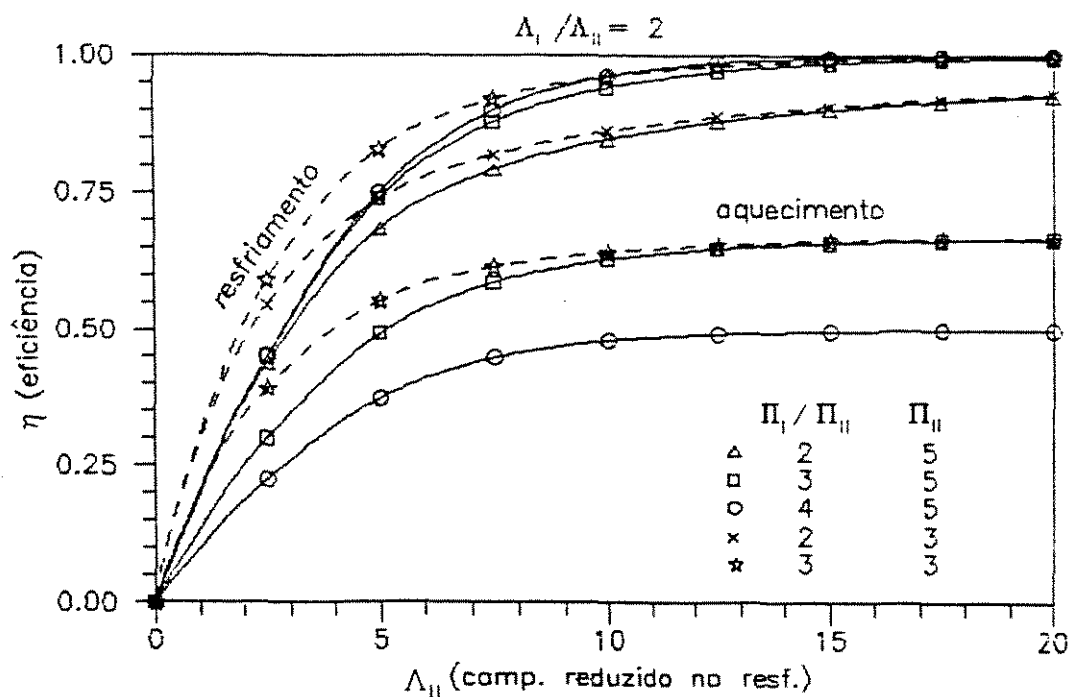


Figura 4.17 : Variação da eficiência, com aumento da razão e diminuição de períodos, de regeneradores em escoamento contracorrente e operação cíclica assimétrica.

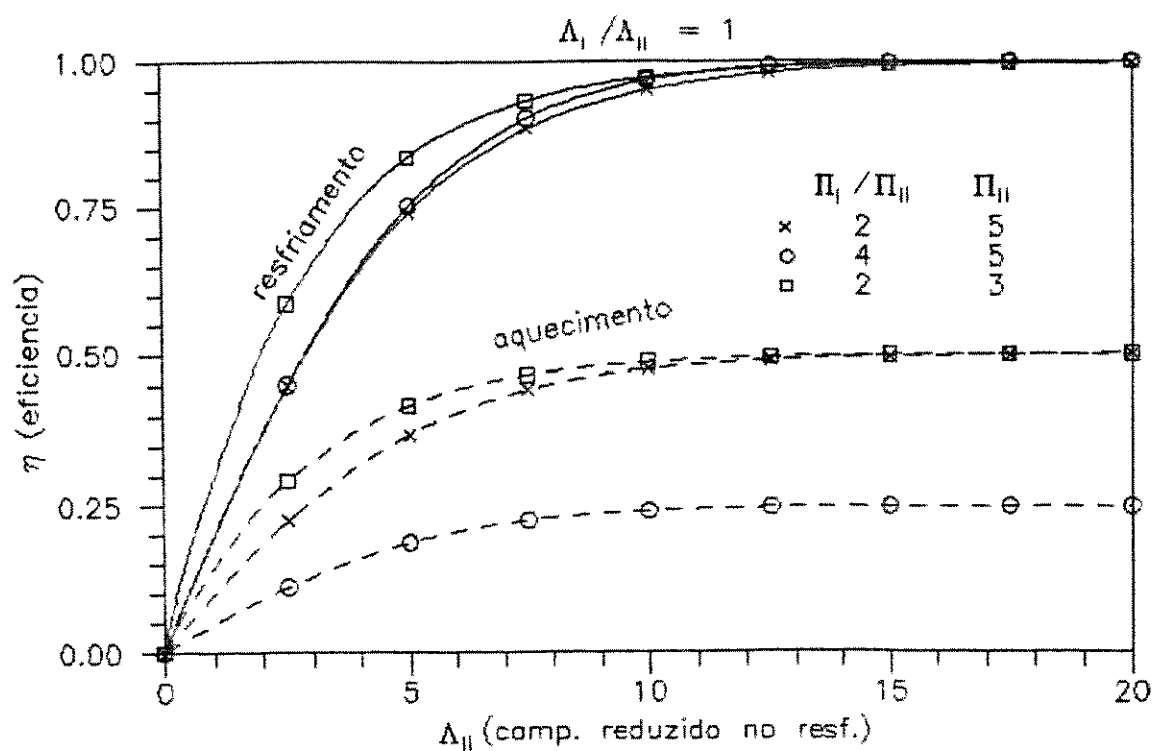


Figura 4.18 : Variação da eficiência, com aumento da razão e diminuição de períodos, de regeneradores em escoamento contracorrente e operação cíclica assimétrica.

4.5.2 - ESCOAMENTO UNIDIRECIONAL

Nos regeneradores em escoamento unidirecional observa-se que o processo apresenta um comportamento oscilatório, onde a variação da temperatura com o tempo bem como o perfil de temperatura ao longo do regenerador oscilam em torno de um valor médio.

A distribuição de temperatura do sólido, para diferentes valores de Π , é apresentada na tabela 4.8, estes valores estão em acordo com os obtidos por Hausen pelo método do pólo quente [JAKOB (1957)], sendo que os seus valores são aproximados para duas casas decimais.

Tabela 4.8 : Distribuição da temperatura do sólido ($F_s \times 1000$) no período de aquecimento, no instante de mudança cíclica para regeneradores simétricos em escoamento unidirecional

Π	L ou Λ											
	0	5	10	15	20	25	30	35	40	45	50	
0	-	500	500	500	500	500	500	500	500	500	500	
π	959	495	499	500	500	500	500	500	500	500	500	1.5
10	1000	881	494	343	474	559	521	480	488	506	506	5
20	1000	999	961	777	474	241	194	313	501	648	689	3
30	1000	1000	999	986	911	728	474	253	129	114	192	3
40	1000	1000	1000	1000	995	965	872	698	478	276	138	3
50	1000	1000	1000	1000	1000	998	986	943	842	678	480	2

números menores : ciclos até atingir o estado de equilíbrio
 Λ : comprimento reduzido L : comprimento adimensional
 Π : período reduzido

Os perfis de temperatura do gás e do sólido no período de resfriamento, no instante de mudança cíclica, para $\Lambda = 50$ e diversos valores de Π , são apresentados nas figuras 4.19 e 4.20 respectivamente, sendo que na tabela 4.9 são apresentados alguns valores para o gráfico da figura 4.19.

Tabela 4.9 : Distribuição da temperatura do gás ($F_g \times 1000$) no período de resfriamento, no instante de mudança cíclica, para regeneradores simétricos em escoamento unidirecional

Π	L ou Λ												
	0	2,5	5	10	15	20	25	30	35	40	45	50	
0	-	-	500	500	500	500	500	500	500	500	500	500	
π	0	254	461	504	500	500	500	500	500	500	500	500 ₁₆	
10	0	8	74	429	651	557	449	468	515	516	497	493 ₆	
20	0	0	1	26	175	465	723	808	718	537	376	312 ₃	
30	0	0	0	0	10	68	229	474	708	853	889	828 ₃	
40	0	0	0	0	0	4	26	104	262	477	687	838 ₃	
50	0	0	0	0	0	0	1	10	46	134	286	480 ₂	

números menores : ciclos até atingir o estado de equilíbrio

Λ : comprimento reduzido L : comprimento adimensional

Π : período reduzido

As curvas para $\Pi = 10$ (figuras 4.19 e 4.20), mostram claramente que ambas as temperaturas (gás e sólido) oscilam ao redor de 0,5 e que a oscilação é amortecida com o aumento do comprimento do regenerador. Para $\Pi \rightarrow 0$ a amplitude se aproxima de 0,5 e com o aumento de Π o comprimento de onda torna-se cada vez maior.

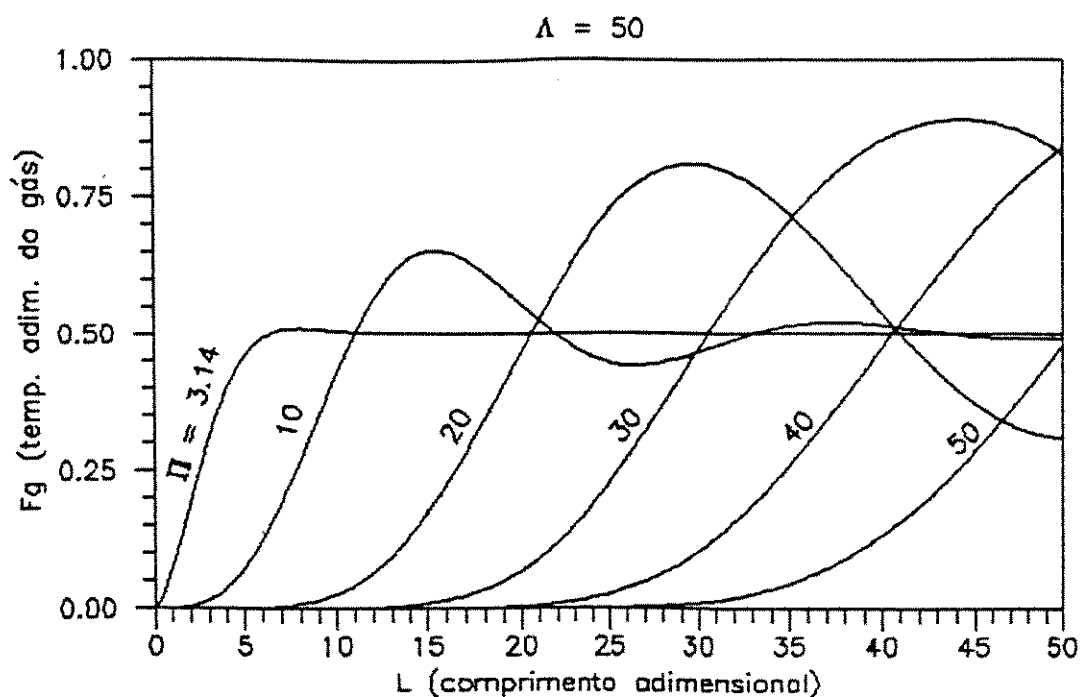


Figura 4.19 : Temperatura do gás no período de resfriamento, no instante de mudança cíclica, de regeneradores em escoamento unidirecional e operação cíclica simétrica.

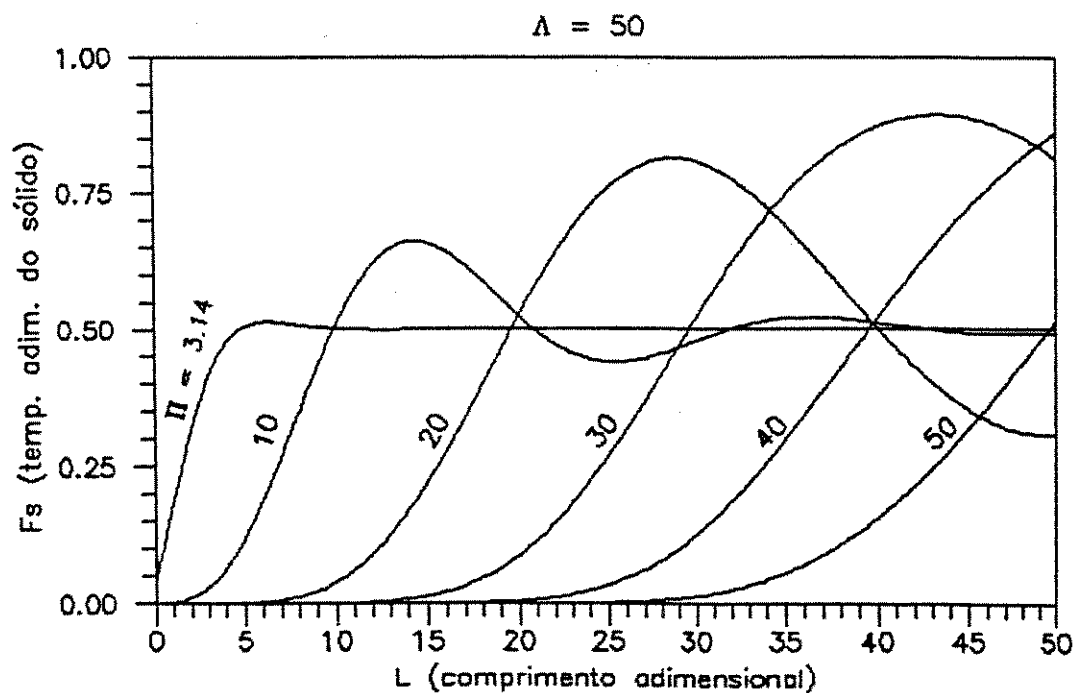


Figura 4.20 : Temperatura do sólido no período de resfriamento, no instante de mudança cíclica, de regeneradores em escoamento unidirecional e operação cíclica simétrica.

Ao contrário do processo em contracorrente, o perfil de temperatura é independente de Λ , por isto o eixo L pode ser mudado para Λ sem alterações nas curvas, por exemplo cortando as curvas em $L = 20$ (figuras 4.19 e 4.20), teremos o mesmo perfil para $\Lambda = 20$ para algum valor de Π .

Nestas duas curvas observa-se que as temperaturas do gás são inferiores as do sólido no período de resfriamento, como no caso de escoamento contracorrente, isto se deve ao fato que a troca de calor entre o sólido e o gás não é total.

As figuras 4.21 e 4.22 mostram as variações da temperatura do gás e do sólido, no período de resfriamento, para um regenerador com $\Lambda = 10$ e $\Pi = \pi$. Observa-se que o gás passando através do regenerador primeiro aquece acima de 0,5 e em seguida ele resfria. Em L aproximadamente 6 o gás atinge uma temperatura fixa de 0,5.

Nos recuperadores de calor onde o gás frio possui a mesma capacidade calorífica do gás quente não haverá aquecimento superior a 0,5 portanto, em regeneradores com escoamento unidirecional, a eficiência pode ser superior a do recuperador em escoamento cocorrente que não passa além de 0,5.

Analisando a figura 4.21 veremos que deverá ocorrer uma temperatura média aritmética maior que 0,5 entre os comprimentos 3 e 4 pois na maior parte do tempo, de $z = 0$ a $z = 1,57$, o perfil de temperatura do gás esta acima de 0,5, isto significa que neste espaço de comprimento ocorre um ponto de máximo para a temperatura média de saída do gás.

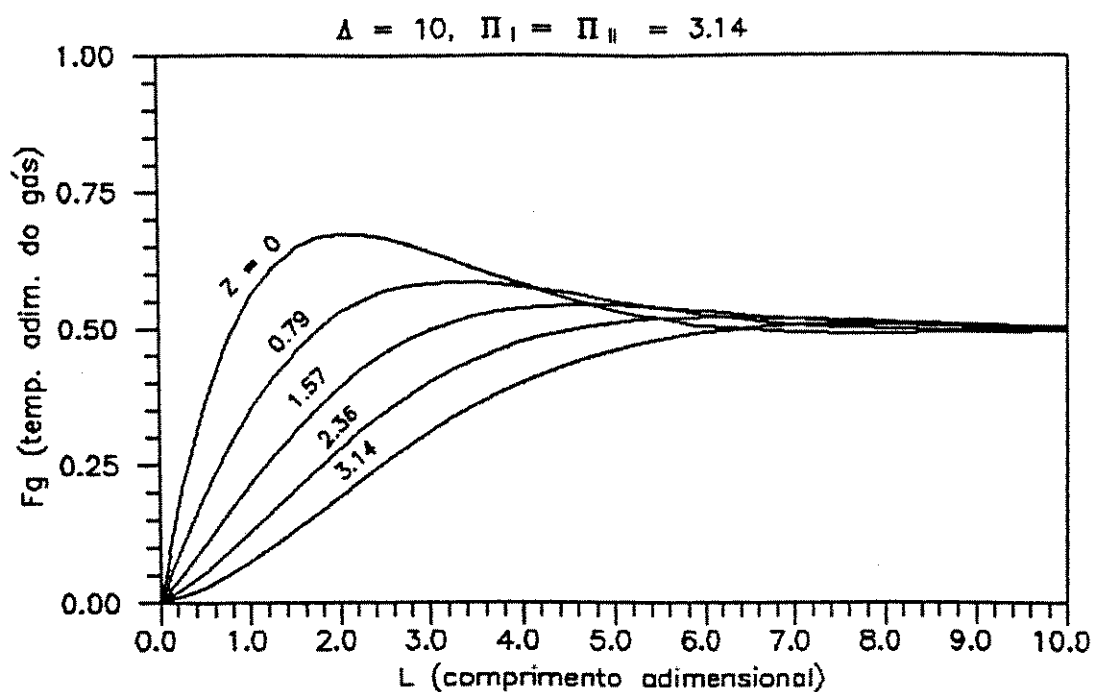


Figura 4.21 : Mudança da temperatura do gás durante o período de resfriamento em escoamento unidirecional e operação cíclica simétrica.

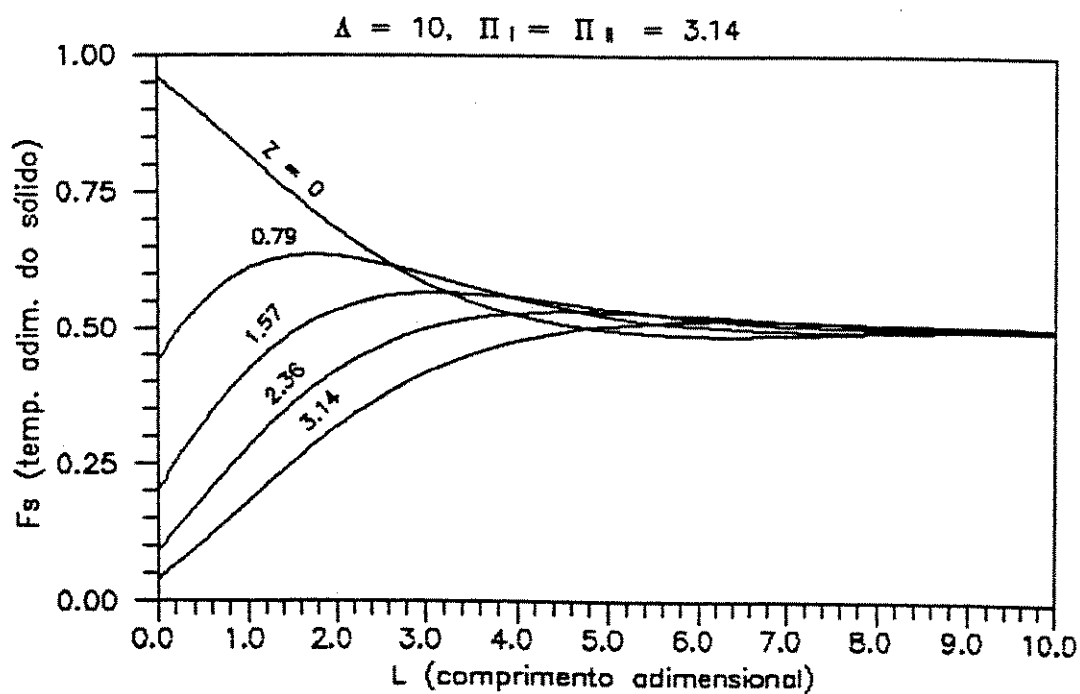


Figura 4.22 : Mudança da temperatura do sólido durante o período de resfriamento em escoamento unidirecional e operação cíclica simétrica.

Observa-se também que as temperaturas do sólido são maiores que a do gás até $L \approx 6$, depois ambas são aproximadamente 0,5, isto porque a partir de $L \approx 6$ o calor no sólido é mais superficial enquanto que para $L < 6$ ocorre maior penetração do calor para o interior das partículas e por isto não é trocado totalmente entre os dois meios.

Os valores das eficiências são dados na tabela 4.10 e graficados Λ versus Π na figura 4.23. Para $\Pi = 0$ (tabela 4.10) o regenerador é igual ao recuperador, isto é, com o aumento de Λ a eficiência se aproxima de 0,5, que são valores obtidos a partir da tendência das curvas da figura 4.23. Esses valores também foram obtidos por Hausen [JAKOB (1957)], pelo método do polo quente, com aproximação de duas casas decimais.

Tabela 4.10 : Eficiências ($\eta \times 1000$) de regeneradores em escoamento unidirecional e operação cíclica simétrica

Π	L ou Λ												
	0	2,5	5	10	15	20	25	30	35	40	45	50	
0	-	-	500	500	500	500	500	500	500	500	500	500	
π	0	456	527	499	500	500	500	500	500	500	500	500 ₁₅	
10	0	247	467	659	543	443	472	518	515	495	493	501 ₅	
20	0	125	250	493	685	750	672	522	394	347	388	477 ₃	
30	0	83	167	333	498	650	760	795	747	641	512	394 ₃	
40	0	62	125	250	375	499	620	727	800	822	790	715 ₃	
50	0	50	100	200	300	400	500	599	692	772	825	841 ₂	

números menores : ciclos até atingir o estado de equilíbrio

Λ : comprimento reduzido L : comprimento adimensional

Π : período reduzido

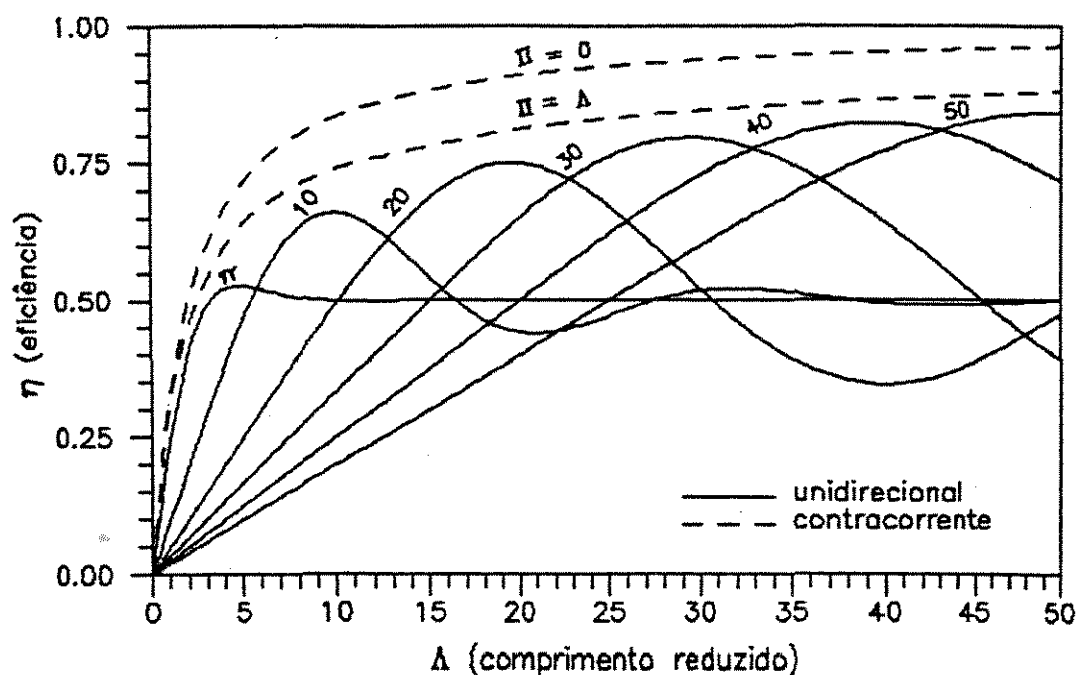


Figura 4.23 : Eficiência de regeneradores em escoamento unidirecional e operação cíclica simétrica.

Analisando a figura 4.23 observa-se que para $\Pi = \pi$ ocorre apenas uma elevação na curva até $\Delta \approx 7$ e em seguida ocorre um amortecimento e a curva permanece estavel em 0,5. Para valores maiores de Π as curvas amortecem as oscilações ao redor de 0,5. Cada uma destas curvas possui um máximo na primeira elevação superando a eficiência do recuperador, cuja eficiência máxima é 0,5 em escoamento cocorrente. Para $\Pi = 40$, por exemplo, a eficiência máxima é 0,822. As curvas mostram que o ponto de máximo ocorre quando

$$\Pi \approx \Delta$$

(4.4)

Hausen [JAKOB (1957)] mencionou que, de acordo com a teoria exata, $\Pi - \Delta < 1$ para valores de $\Delta > 8$ portanto, a equação aproximada (4.4) é válida com uma margem muito pequena de erro, conforme veremos mais adiante.

No ponto de máximo temos que:

$$\Pi = \frac{h A P}{M_s c_s} \approx \Lambda = \frac{h A Y}{\dot{G} c_g}, \text{ logo,}$$

$$P c_g \dot{G} \approx M_s c_s Y$$

isto é, a capacidade calorífica do gás passando durante um período é aproximadamente igual a capacidade calorífica do sólido neste mesmo período.

Quando Λ e Π se aproximam de infinito a eficiência é 1.

A parte superior da figura 4.23 apresenta as curvas da eficiência para regeneradores em escoamento contracorrente quando $\Pi = 0$ e $\Pi = \Lambda$. Observa-se que para $\Pi = \Lambda$, a diferença entre as eficiências para escoamento unidirecional e contracorrente é pequena, porém a eficiência para escoamento contracorrente pode ser aumentada reduzindo o valor de Π .

Em algumas plantas o escoamento unidirecional é preferido por razões de projeto ou operação, sendo possível obter eficiências com valores razoáveis, neste tipo de escoamento, como veremos mais adiante.

As duas curvas superiores (hachuradas) mostram que a diferença entre as eficiências para $\Pi = 0$ e $\Pi = \Lambda$ em escoamento contracorrente não são maiores que 15%.

As figuras 4.24 e 4.25 apresentam o perfil de temperatura do gás e do sólido no período de resfriamento em vários instantes para $\Lambda = \Pi = 10$, ou seja, um período ótimo para este comprimento de regenerador em escoamento unidirecional.

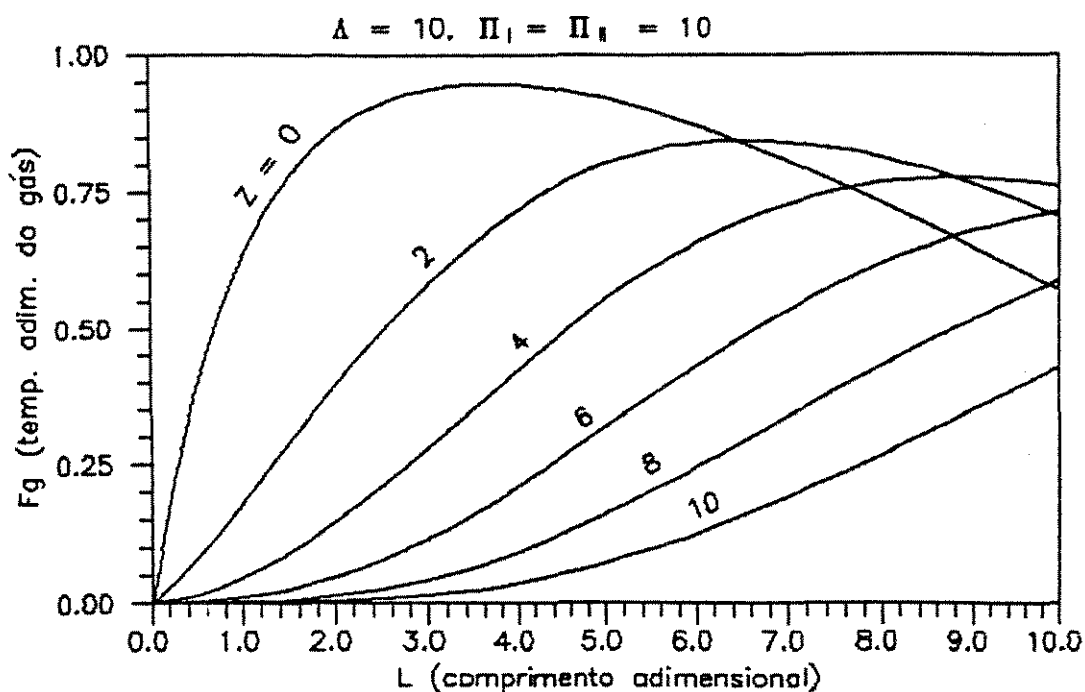


Figura 4.24 : Mudança da temperatura do gás durante o período de resfriamento em escoamento unidirecional e operação cíclica simétrica.

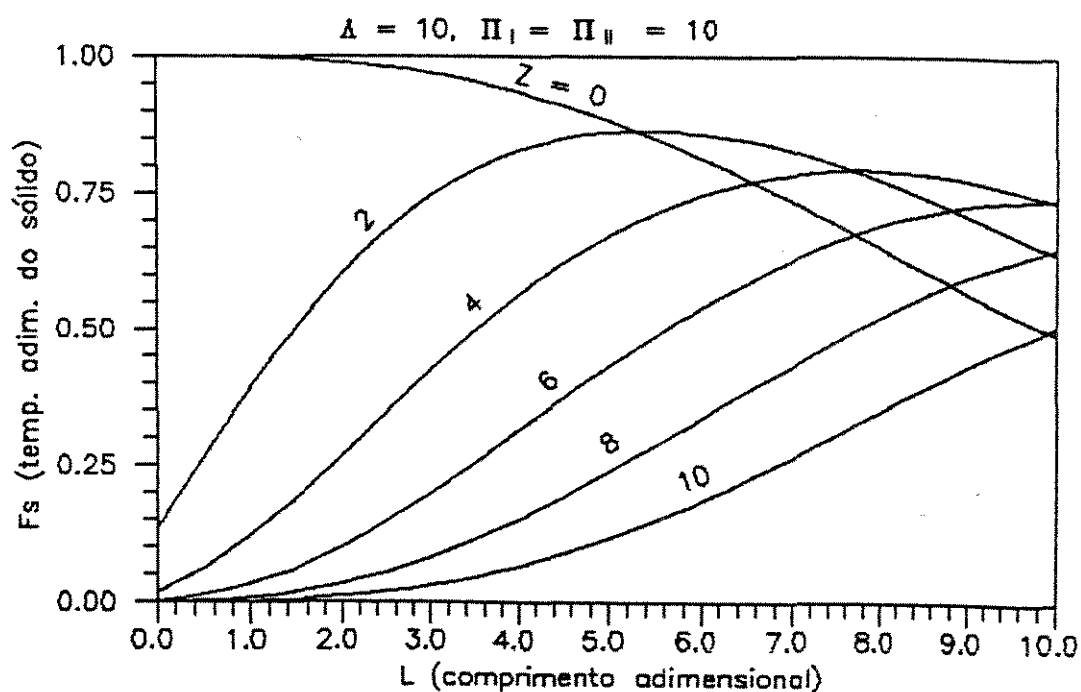


Figura 4.25 : Mudança da temperatura do sólido durante o período de resfriamento em escoamento unidirecional e operação cíclica simétrica.

Observa-se na figura 4.24 que na saída do regenerador ($L = 10$) a temperatura do gás oscila na maior parte do tempo acima de 0,5 o que garante uma temperatura média na saída maior que 0,5. Como nas figuras 4.21 e 4.22 nota-se que o gás primeiro aquece acima de 0,5 e em seguida resfria.

As figuras 4.26 e 4.27 mostram curvas de eficiência para regeneradores balanceados em escoamento unidirecional e operação cíclica assimétrica.

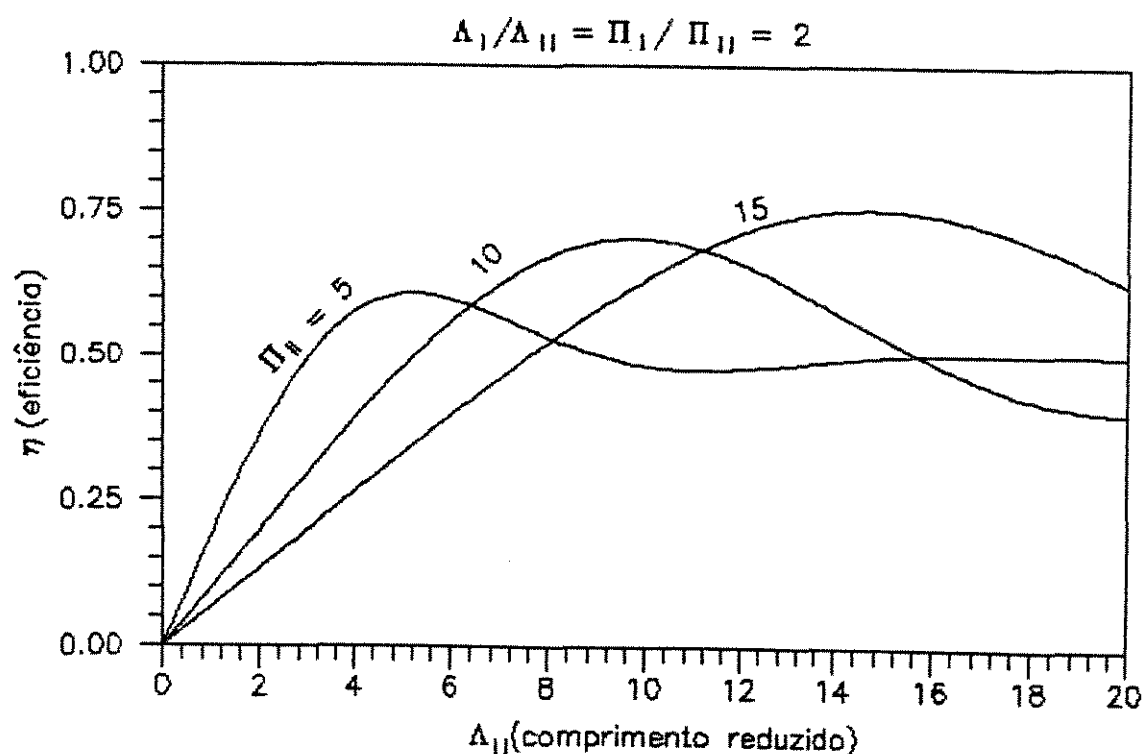


Figura 4.26 : Eficiência de regeneradores balanceados em escoamento unidirecional e operação cíclica assimétrica.

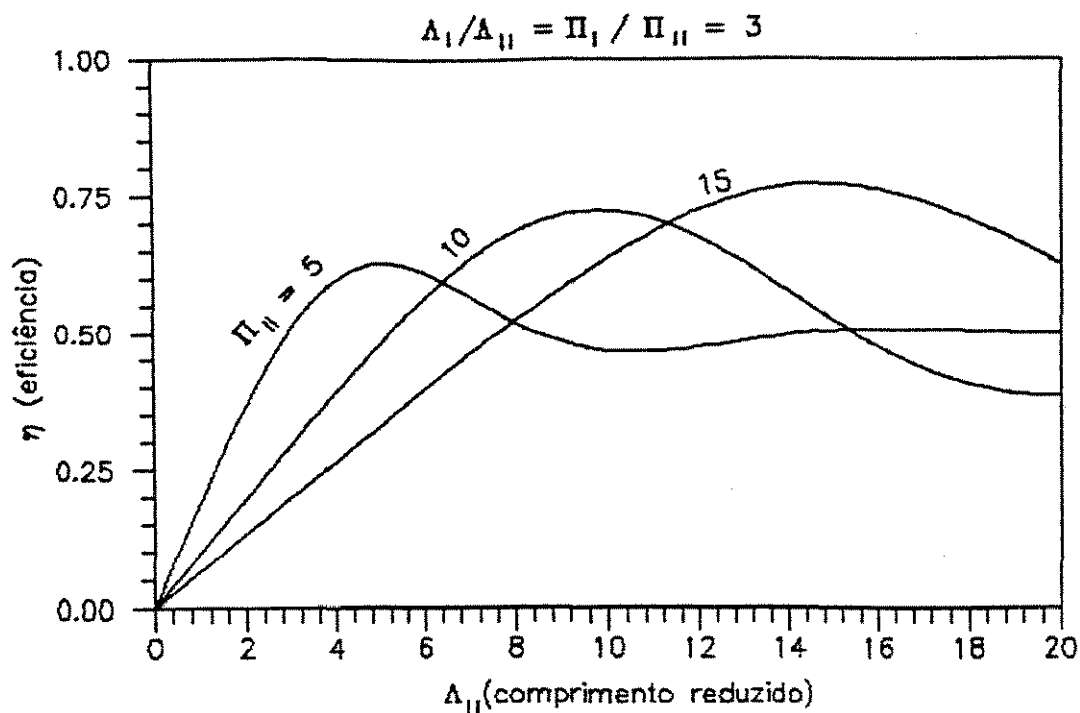


Figura 4.27: Eficiência de regeneradores balanceados em escoamento unidirecional e operação cíclica assimétrica.

Nas figuras 4.26 e 4.27 observa-se que quanto maior a relação $\Pi_I/\Pi_{II} = \Delta_I/\Delta_{II}$ maior a eficiência térmica do regenerador no ponto máximo. Este ponto de máximo ocorre quando

$$\boxed{\Pi_I + \Pi_{II} \approx \Delta_I + \Delta_{II}} \quad (4.5)$$

De maneira similar, as curvas da figura 4.27, com a relação 3, apresentam o mesmo comportamento das curvas da figura 4.26, onde observa-se oscilações, que vão amortecendo ao longo do regenerador, ao redor de 0,5, e o ponto de máximo sempre ocorre no primeiro meio ciclo, onde vale a relação aproximada da equação (4.5).

As figuras 4.28 e 4.29 apresentam alguns exemplos de regeneradores não balanceados em escoamento cocorrente, e na

tabela 4.11 foram colocados os valores de máximos destas curvas. Nesta tabela é observado que a porcentagem de erro usando a equação (4.5) para o ponto de máximo não é superior a 1,6% chegando em certos casos coincidir os dois valores.

Nas figuras 4.28 e 4.29 é observado quando

$$\Lambda_I < \Lambda_{II} , \eta_{II} > \eta_I \quad e$$

$$\Lambda_I > \Lambda_{II} , \eta_{II} < \eta_I$$

isto porque, sendo $\Lambda_I > \Lambda_{II}$ o produto $\dot{G} c_g$ do gás quente é menor do que o do gás frio, isto é, o gás quente escoar com menor vazão mássica por unidade de área do que o gás frio diminuindo a eficiência no período de resfriamento.

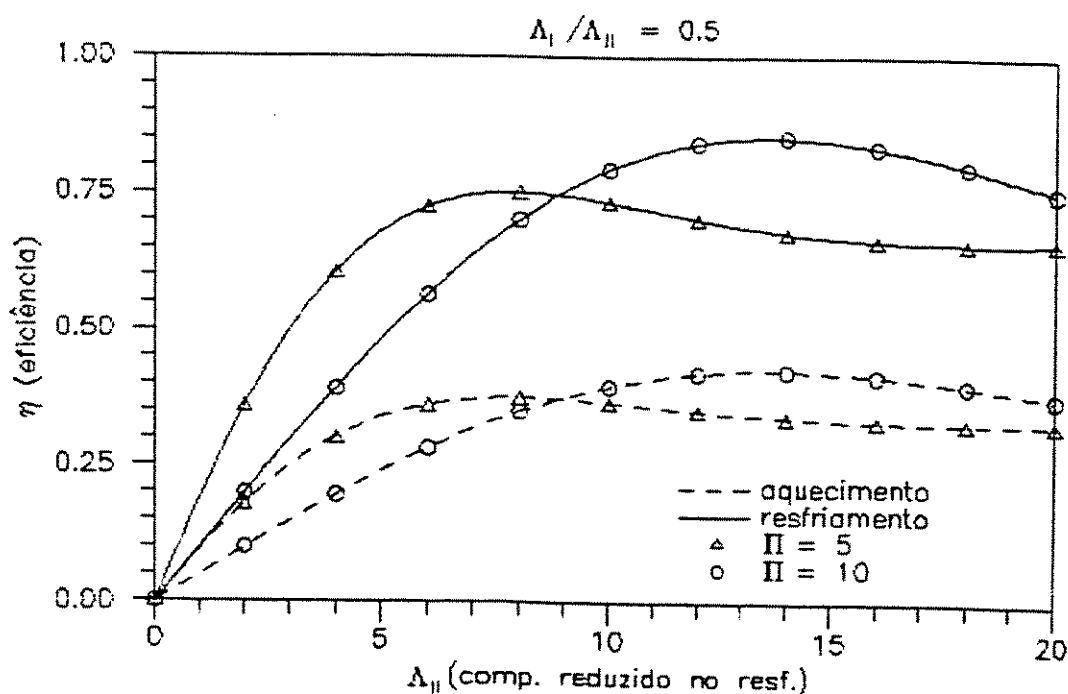


Figura 4.28 : Variação da eficiência, com aumento dos períodos, para regeneradores não balanceados em escoamento unidirecional e operação cíclica simétrica.

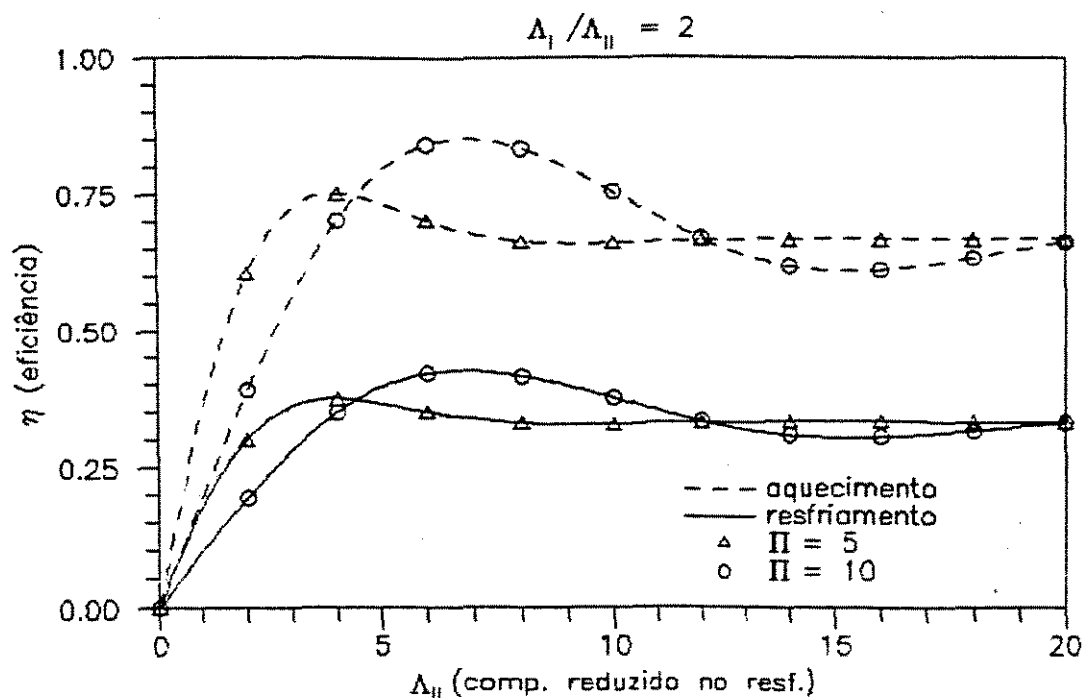


Figura 4.29 : Variação da eficiência, com aumento dos períodos, para regeneradores não balanceados em escoamento unidirecional e operação cíclica simétrica.

Tabela 4.11: Eficiências máximas ($\eta \times 1000$) para regeneradores simétricos não balanceados em escoamento unidirecional

Λ_I/Λ_{II}	Π	Λ_{II}	η_I	η_{II}	η_o		erro(%)
0,5	5	7,7	375	750	500	1	1,6
		6,7	370	740	493	2	
	10	13,3	425	851	567	1	0
		13,3	425	851	567	2	
2,0	5	4,0	750	375	500	1	1,3
		3,3	738	369	492	2	
	10	6,7	851	425	567	1	0
		6,7	851	425	567	2	

1 : ponto de máximo obtido das curvas das figuras 4.28 e 4.29

2 : ponto de máximo obtido pela equação (4.5)

$$\text{erro}(\%) = \left| \eta_{II}(1) - \eta_{II}(2) \right| \cdot 100 / \eta_{II}(1)$$

Nas figuras 4.30, 4.31 e 4.32 são apresentadas curvas nas quais variam as eficiências com o aumento da relação entre períodos. Nestas curvas é observado que a medida que aumenta a relação Π_I/Π_{II} a eficiência no período de resfriamento também aumenta. Obseva-se também que as eficiências no período de aquecimento (η_I) e a global (η_o) (tabela 4.12) diminuem, mas o interesse maior esta na eficiência no período de resfriamento (η_{II}), pois esta é uma medida da temperatura média na saída do regenerador, que sera utilizada num determinado processo.

Observa-se que o ponto de eficiência máxima segue a relação da equação (4.5) que neste caso é $\Lambda_{II} = 10$ para as tres figuras.

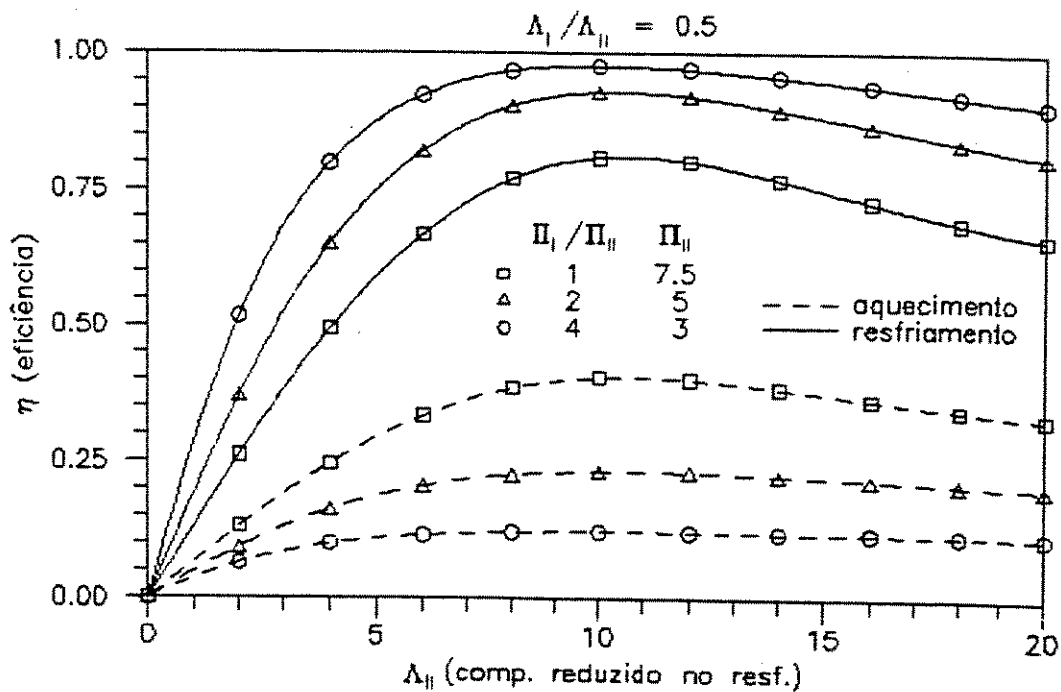


Figura 4.30 : Variação da eficiência, com o aumento da razão entre períodos, para regeneradores em escoamento unidimensional.

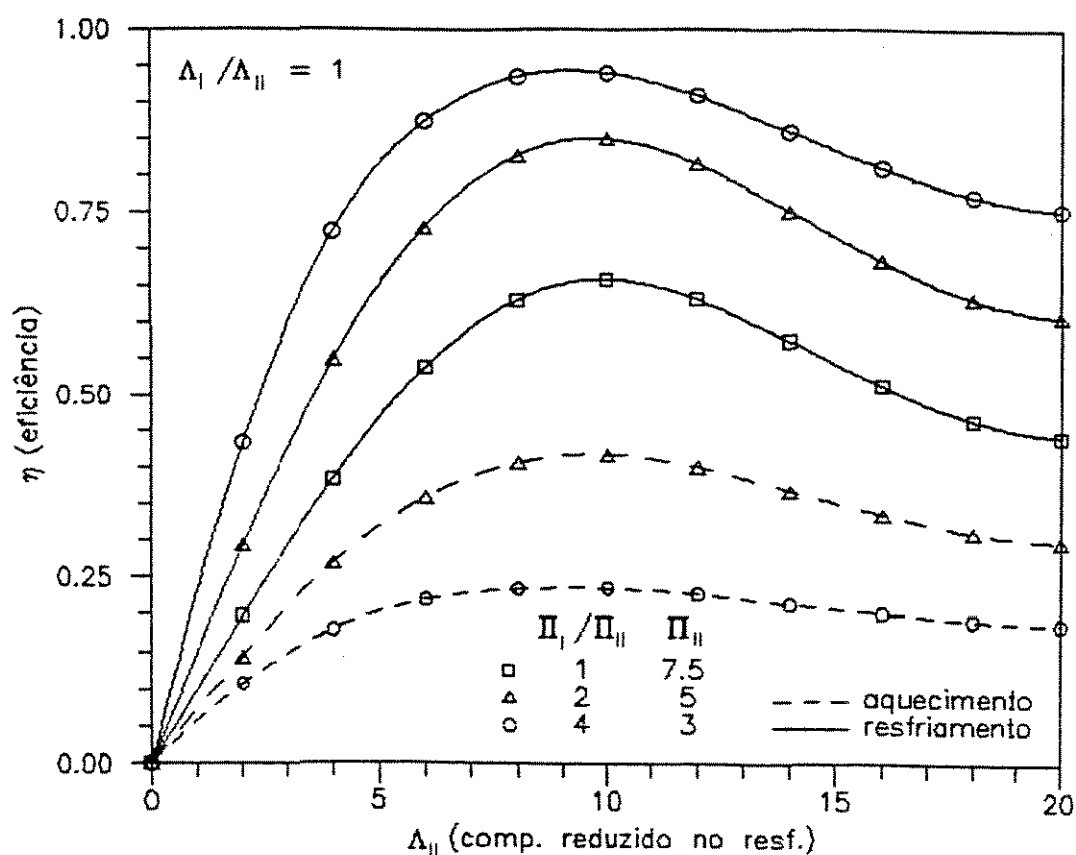


Figura 4.31 : Variação da eficiência, com o aumento da razão entre períodos, para regeneradores em escoamento unidimensional.

Os casos onde $\Lambda_I = \Lambda_{II}$ (figura 4.31) e $\Lambda_I > \Lambda_{II}$ (figura 4.32) são os que mais ocorrem na prática, sendo observado nestas duas figuras que as eficiências no período de resfriamento possuem valores significativos somente com a relação $\Pi_I / \Pi_{II} \geq \Lambda_I / \Lambda_{II}$. Quando a relação $\Pi_I / \Pi_{II} < \Lambda_I / \Lambda_{II}$ (figura 4.32) a eficiência no aquecimento é muito elevada, porém a eficiência no resfriamento é relativamente baixa.

Quando o período de aquecimento é aumentado a eficiência neste período cae, porque o sólido está sendo saturado ao longo do regenerador com os valores da temperatura de entrada do gás quente, de maneira que, a troca de calor é menos eficiente devido

a falta de transferência de calor na última parte do período.

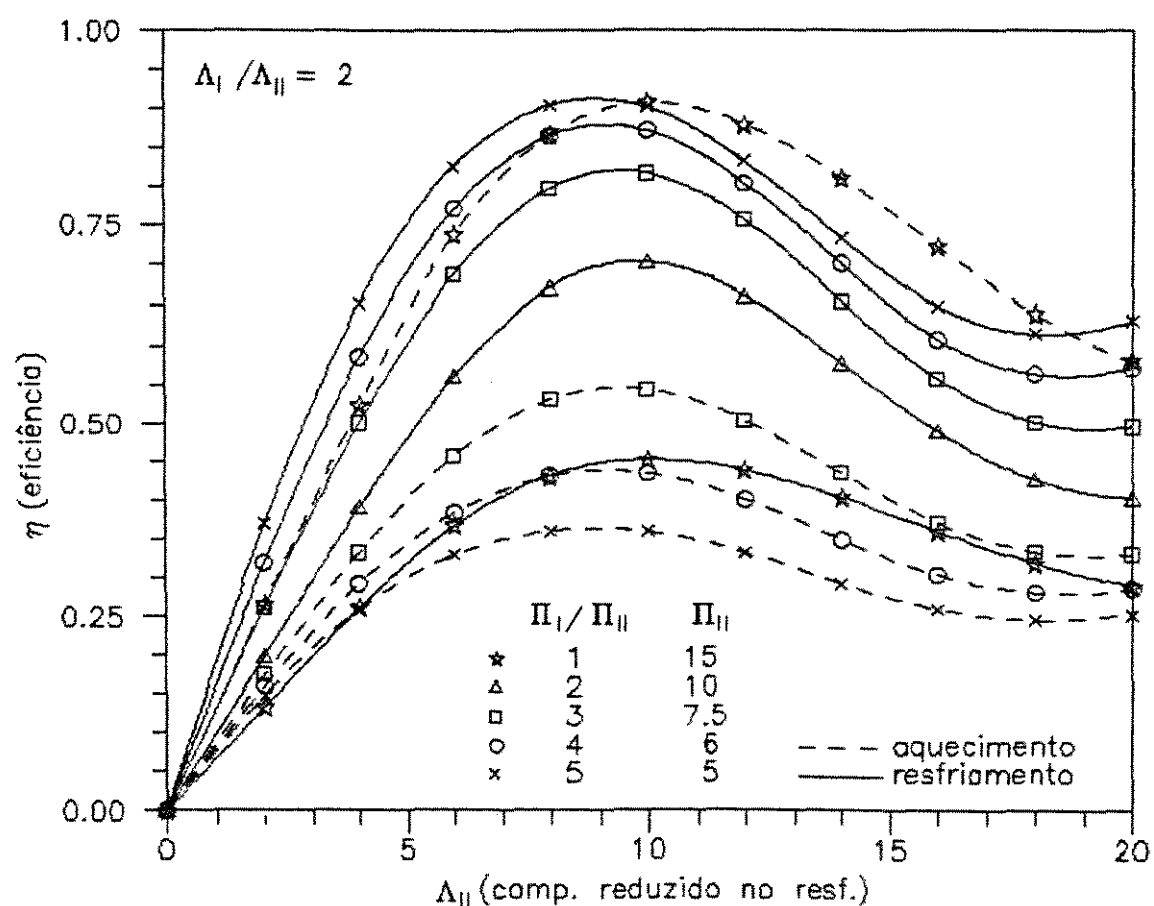


Figura 4.32 : Variação da eficiência, com o aumento da razão entre períodos, para regeneradores em escoamento unidimensional.

Tabela 4.12 : Eficiências máximas ($\eta \times 1000$) para regeneradores em escoamento unidirecional

Λ_I/Λ_{II}	Π_I	Π_{II}	Λ_{II}	η_I	η_{II}	η_o		erro(%)
0,5	7,5	7,5	10,3 10,0	404 403	808 806	538 537	1 2	0,25
	10,0	5,0	10,0 10,0	232 232	927 927	371 371	1 2	0
	12,0	3,0	10,0 10,0	122 122	975 975	217 217	1 2	0
1,0	10,0	10,0	10,0 10,0	658 658	658 658	658 658	1 2	0
	13,4	6,6	9,9 10,0	419 418	850 849	561 560	1 2	0,12
	16,0	4,0	9,4 10,0	236 235	943 939	377 376	1 2	0,42
2,0	15,0	15,0	10,0 10,0	906 906	453 453	604 604	1 2	0
	20,0	10,0	10,0 10,0	702 702	702 702	702 702	1 2	0
	22,5	7,5	9,6 10,0	545 543	818 815	654 652	1 2	0,61
	24,0	6,0	9,3 10,0	438 435	877 870	585 580	1 2	0,80
	25,0	5,0	9,0 10,0	364 360	911 900	520 514	1 2	1,21

1 : ponto de máximo obtido das curvas das figuras 4.30,4.31 e 4.32

z : ponto de máximo obtido pela equação (4.5)

$$\text{erro}(\%) = |\eta_{II}^{(1)} - \eta_{II}^{(2)}| \cdot 100/\eta_{II}^{(1)}$$

A tabela 4.12 apresenta as eficiências máximas obtidas pelas curvas das figuras 4.30, 4.31 e 4.32. Observa-se que a porcentagem de erro usando a relação da equação (4.5) não é superior a 1,21% comparado com o valor máximo das curvas, sendo que o erro maior é quando $\Lambda_I > \Lambda_{II}$ e $\Pi_I/\Pi_{II} \geq 4,0$, logo a relação da equação (4.5) é válida para projetos de qualquer tipo de regenerador em escoamento cocorrente.

4.5.3 - COMPARAÇÃO DE MODELOS

Nas figuras 4.33 e 4.34 são apresentadas as curvas comparando os modelos de Schumann e da condução intrapartícula para regeneradores balanceados simétricos em escoamento contracorrente e cocorrente, respectivamente, sendo $\Lambda = 10$ e Biot = 5, 1 e 0,01.

A curva de $Bi = 0,01$ coincide com a curva para o modelo de Schumann, porque a medida que Bi diminui o efeito da condução intrapartícula também diminui.

O efeito da condução intrapartícula resulta numa menor eficiência térmica, isto é claramente visto nas duas figuras, sendo que para a figura 4.34 o enfoque é justamente os pontos de máximos.

Quando $\Pi \rightarrow 0$ a eficiência no modelo da condução intrapartícula é drasticamente revertida ao modelo de Schumann, isto devido ao fato que uma pequena quantidade de calor é transferida, a qual não tem tempo para penetrar no interior do sólido, isto é, somente uma pequena quantidade da capacidade

calorífica do sólido próxima a superfície é envolvida na estocagem de calor.

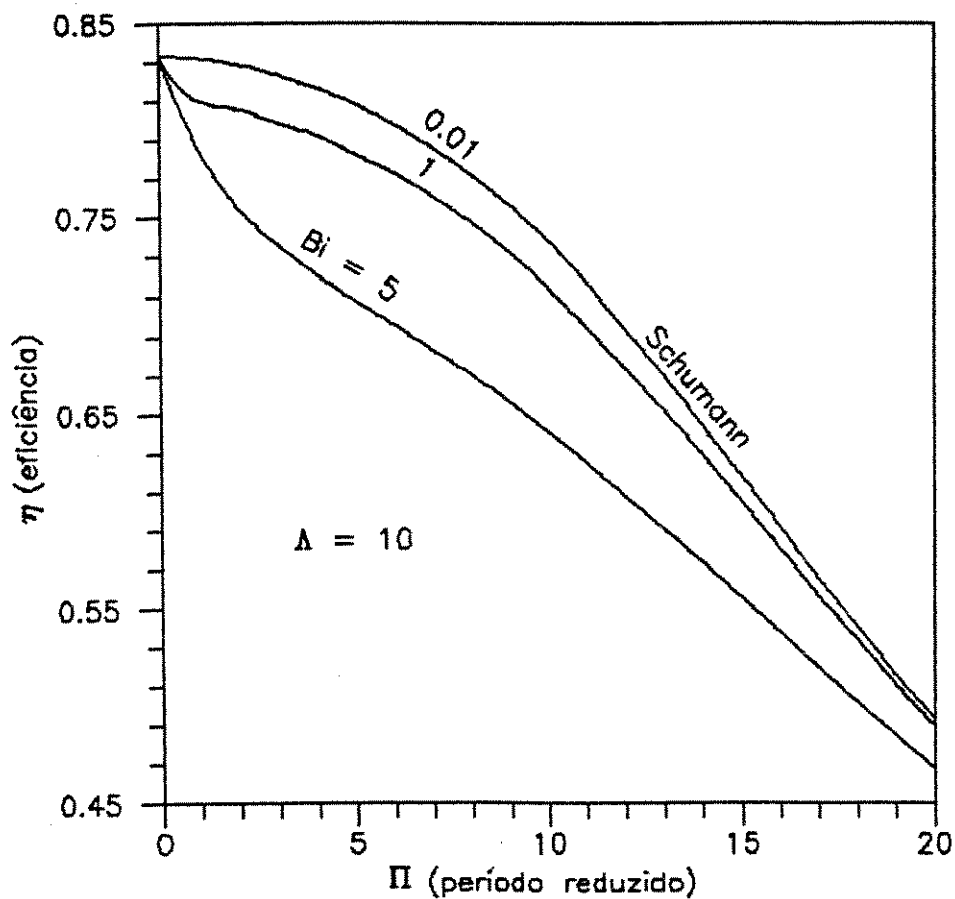


Figura 4.33 : Comparação entre as eficiências para os modelos de Schumann e da condução intrapartícula, para regeneradores balanceados em escoamento contracorrente e operação cíclica simétrica.

Quando o período é aumentado, as eficiências entre os modelos se aproximam, isto porque o período sendo longo o sólido está sendo saturado através do comprimento do regenerador com os valores da temperatura de entrada, de maneira que, a

transferência global de calor torna-se menos eficiente devido a falta de troca de calor na última parte dos períodos.

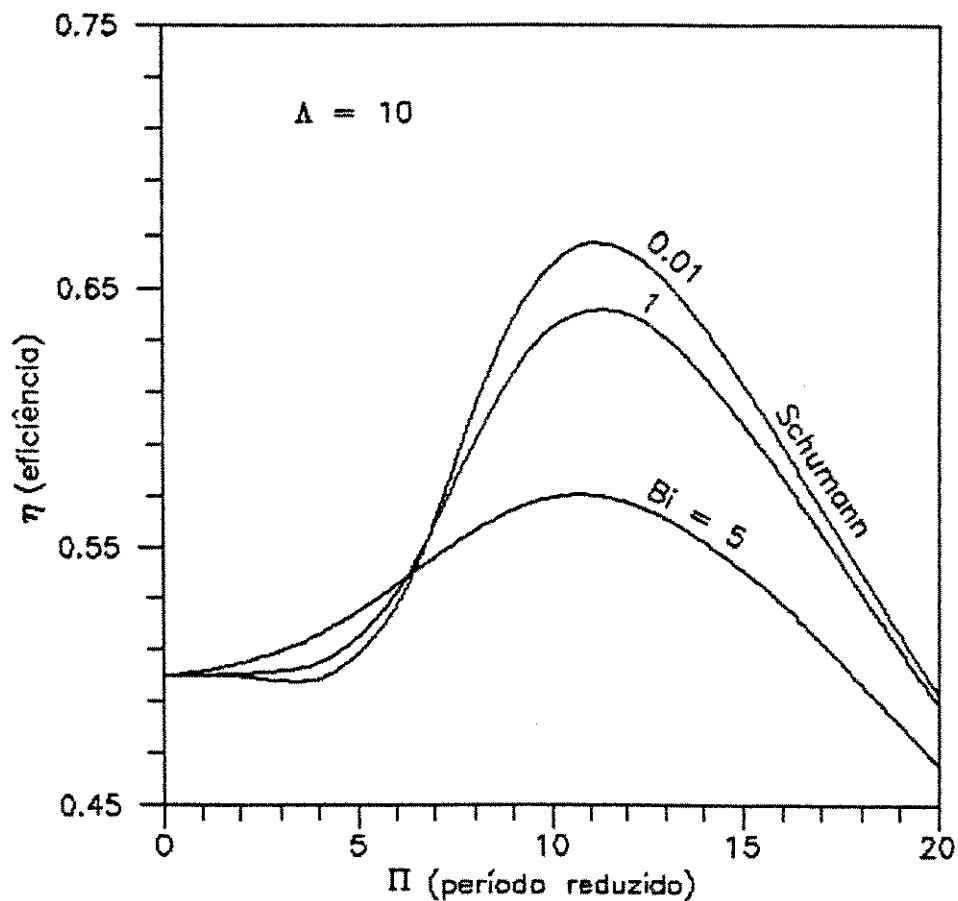


Figura 4.34 : Comparação entre as eficiências para os modelos de Schumann e da condução intrapartícula, para regeneradores balanceados em escoamento unidirecional e operação cíclica simétrica.

Pelas figuras 4.33 e 4.34 nota-se também que o efeito da condução intrapartícula é mais pronunciado no ponto de máximo para

regeneradores em escoamento cocorrente, onde haverá maior diferença de eficiência entre os dois modelos.

Na figura 4.33 observa-se que dividindo as curvas em incrementos de $\Delta\Pi \approx 2$, esses são muito próximos de uma reta e os pontos no seu interior possuem relação com a eficiência por meio de interpolação linear, este conceito é muito importante pois serve para encontrar o período referente a eficiência desejada.

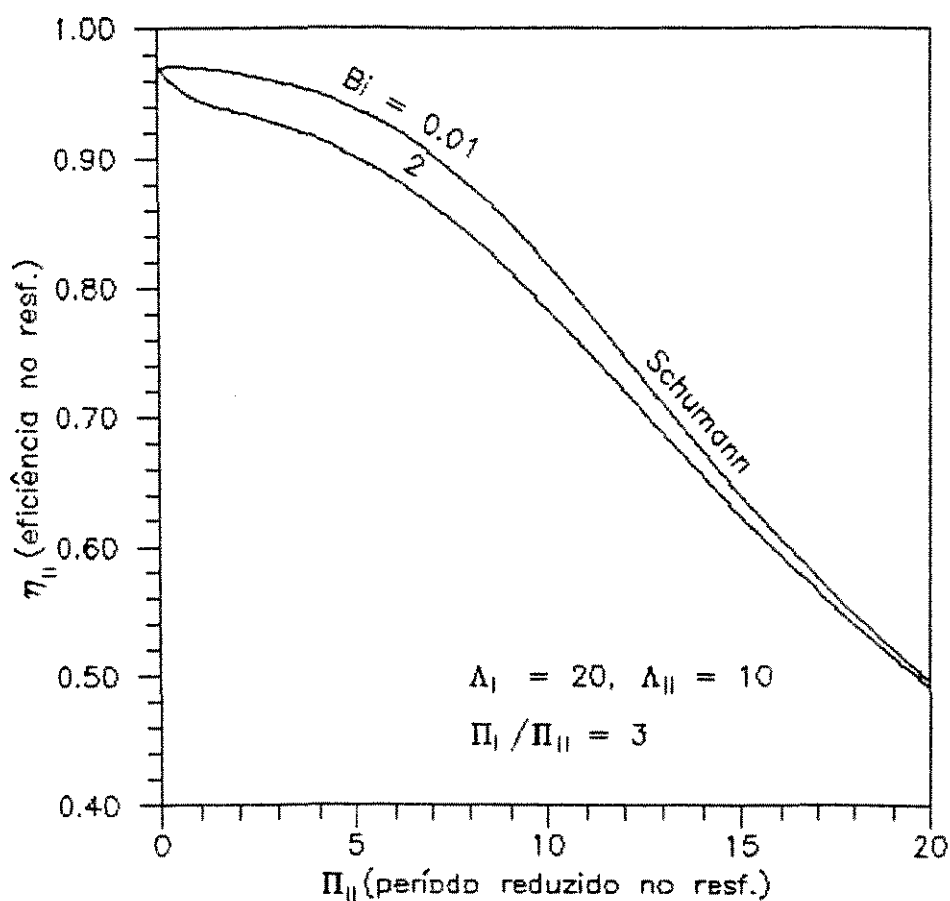


Figura 4.35 : Comparação entre as eficiências para os modelos de Schumann e da condução intrapartícula, para regeneradores não balanceados em escoamento contracorrente e operação cíclica assimétrica.

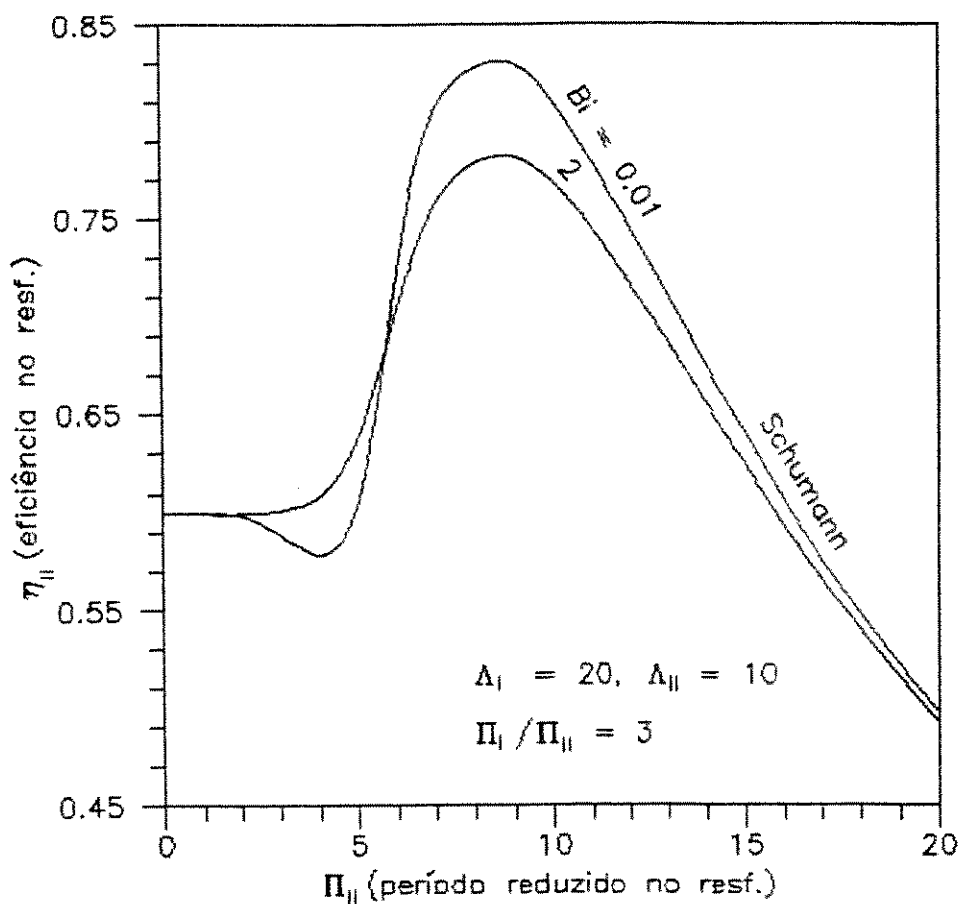


Figura 4.36 : Comparação entre as eficiências para os modelos de Schumann e da condução intrapartícula, para regeneradores não balanceados em escoamento unidirecional e operação cíclica assimétrica.

Nas figuras 4.35 e 4.36 são apresentadas curvas comparando os modelos de Schumann e da condução intrapartícula para regeneradores não balanceados assimétricos em escoamento contracorrente e cocorrente, respectivamente, sendo $\Lambda_I = 20$, $\Lambda_{II} = 10$, $\Pi_I / \Pi_{II} = 3$, $Bi = 2$ e $0,01$. Estas curvas apresentam o mesmo comportamento das curvas das figuras 4.33 e 4.34, pois para o

escoamento contracorrente a eficiência no resfriamento aumenta com a diminuição dos períodos, independente do número de Biot da partícula e do tipo de regenerador, para os regeneradores em escoamento cocorrente o ponto de máximo também segue a equação aproximada (4.5), independente do número de Biot e do tipo de regenerador.

4.6 - CONCLUSÃO

Os resultados apresentados neste capítulo, levaram a conclusões importantes para projetos de regeneradores de calor, que são as seguintes:

- geral

a. O número de regeneradores iniciais devem ser dois, ou seja o período real do aquecimento (P_I) é igual ao período real do resfriamento (P_{II}), pois é a quantidade mínima de regeneradores para o processo ser contínuo.

b. O número de regeneradores é dado pela equação (4.2)

$$N_r = P_I / P_{II} + 1$$

onde P_I e P_{II} são períodos reais no aquecimento e resfriamento, respectivamente.

c. A eficiência atinge valores mais elevados nos regeneradores em

escoamento contracorrente.

d. A relação de Handley e Heggs, equações (2.12) e (2.13), pode ser utilizada para se determinar qual modelo deve ser aplicado.

- escoamento contracorrente

a. O valor da eficiência pode ser aumentado com a diminuição dos períodos.

b. A eficiência pode ser aumentada com o aumento da relação entre períodos (P_I/P_{II} ou Π_I/Π_{II}) ou o comprimento do regenerador (L ou Λ), porém este aumento é menos relevante do que o aumento causado pela diminuição dos períodos.

c. O período referente a eficiência desejada pode ser encontrado por meio de interpolação linear, desde que este período esteja contido entre dois valores de períodos, com suas determinadas eficiências, e esses dois valores de períodos devem ser próximos conforme a precisão desejada.

d. Chega-se a um ponto onde o aumento da relação entre períodos ou do comprimento do regenerador não causará uma aumento relevante na eficiência.

e. O período reduzido não pode ser muito pequeno em relação ao comprimento reduzido, pois a convergência ao estado de equilíbrio

seria muito demorada.

- escoamento unidirecional

a. O ponto de máximo é dado pela relação aproximada da equação (4.5) que é a seguinte:

$$\Pi_I + \Pi_{II} \approx \Lambda_I + \Lambda_{II}$$

sendo válida para qualquer tipo de regenerador em escoamento unidirecional. Para regeneradores simétricos balanceados, onde $\Pi_I = \Pi_{II} = \Pi$ e $\Lambda_I = \Lambda_{II} = \Lambda$, a relação acima reduz a $\Pi \approx \Lambda$ que é a relação encontrada por Hausen.

b. A eficiência pode ser aumentada com o aumento da relação entre períodos (P_I/P_{II} ou Π_I/Π_{II}) ou o comprimento do regenerador (L ou Λ).

c. Se a eficiência obtida é maior do que a desejada, esta pode ser diminuída até o valor requerido simplesmente diminuindo o comprimento do regenerador, pois em escoamento unidirecional ocorre uma relação direta entre o comprimento adimensional L e o comprimento reduzido Λ .

d. Chega-se a um ponto onde o aumento da relação entre períodos ou do comprimento do regenerador não causará um aumento relevante na eficiência.

CAPITULO 5

DIMENSIONAMENTO DE REGENERADORES.

FLUXOGRAMAS E EXEMPLOS.

5.1 - INTRODUÇÃO

No capítulo anterior, foram estabelecidas conclusões do comportamento dinâmico de regeneradores de calor. Estas conclusões foram utilizadas para a elaboração de algoritmos cujo objetivo principal é encontrar os períodos de aquecimento e resfriamento e o dimensionamento de regeneradores de calor a partir de uma eficiência térmica desejada.

Em certos casos, onde a vazão mássica do gás quente é muito menor do que a do gás frio esta eficiência desejada pode não ser alcançada, então pode-se prever o número de regeneradores ou o comprimento até onde um aumento não causaria uma mudança significativa na eficiência térmica.

Nas seções seguintes do presente capítulo, serão apresentados fluxogramas para diferentes tipos de cálculos de projetos para regeneradores de calor, em escoamento contracorrente e cocorrente, em seguida serão apresentados alguns exemplos e comparados alguns resultados para testar a validade dos algoritmos.

5.2 - FLUXOGRAMAS

Nesta seção são apresentados os fluxogramas simplificados para prever resultados úteis em projetos de regeneradores de calor.

Estes fluxogramas foram elaborados para escoamento contracorrente e unidirecional sendo que resolvem 4 tipos de

cálculos para cada tipo de escoamento.

5.2.1 - ESCOAMENTO CONTRACORRENTE

A descrição do fluxograma para escoamento contracorrente (fluxograma 5a - pag. 140) é a seguinte:

a. Aumento do números de regeneradores com vazão constante.

1 - Entrada de dados para dimensões do regenerador e propriedades do gás e do leito.

2 - Neste caso a opção (op) é igual a 1.

3 - É dado o valor da eficiência desejada (E_{req}) no período de resfriamento.

4 - Cálculo dos valores que são constantes durante toda a simulação.

5 - O número de regeneradores inicial é igual a 2.

6 - Cálculo dos valores que se modificam durante a simulação.

7 - Adimensionalizações do comprimento e dos períodos.

8 - Se $A_I/Bi_I > 60$ e $A_{II}/Bi_{II} > 60$ a função escolhida é

schumann_cc() (fluxograma 4a), caso contrário é a cintra_cc() (fluxograma 4b). Convém lembrar que : quando a relação $\Lambda/Bi \leq 60$ o efeito da condução intrapartícula é significativa.

9 - Teste de convergência : se a diferença entre as eficiências requerida e do resfriamento forem menor ou igual a $\pm 0,004$ o programa terminará, caso contrário não.

10 - Se a eficiência no resfriamento é maior do que a desejada então deve-se aumentar os períodos, sendo que no programa a razão de aumento utilizada foi de 1,25. Esses períodos são aumentados gradativamente até que a eficiência no resfriamento seja menor ou igual a eficiência requerida (E_{req}) + 0,004.

11 - item 9.

12 - Neste ponto conclue-se que o valor da eficiência desejada esta entre os dois últimos valores gerados pelo penúltimo item, então é feita uma interpolação linear, afim de encontrar o período referente a esta eficiência, e o programa terminará.

13 - Se a eficiência for menor que a desejada então os períodos são diminuídos, sendo que no programa a razão de diminuição foi de 0,5. Esses períodos são diminuídos gradativamente até que a eficiência no resfriamento seja maior ou igual a eficiência desejada (E_{req}) - 0,004 ou se a razão Λ/Π no resfriamento for ≥ 3 , pois neste caso o regenerador possuiria períodos muito pequenos e

a convergência seria muito demorada.

14 - item 9.

15 - item 12.

16 - Se a segunda hipótese do item 13 for satisfeita ($\Lambda_{II}/\Pi_{II} \geq 3$), o programa terminará se a convergência é alcançada ou se a diferença das eficiências entre dois períodos de resfriamento para n e $n+1$ regeneradores, for $\leq$ a 0,01, pois neste caso um aumento do número de regeneradores não é significativo.

17 - O tempo real de resfriamento é dobrado, pois neste ponto ele é muito pequeno em relação ao comprimento.

18 - O número de regeneradores é aumentado de uma unidade ($nr = nr + 1$) e a relação entre períodos é alterada ($kp = nr - 1$).

19 - A sequência de 6 a 18 é repetida quantas vezes necessárias.

b. Aumento do número de regeneradores variando a vazão conforme o número de regeneradores.

Este caso foi elaborado porque quando se aumenta o número de regeneradores a vazão do gás quente por unidade de área diminui proporcionalmente ao número de regeneradores se a vazão mássica do gás quente permanecer constante.

Os itens de 1 a 17 da opção 1 são válidos para esta opção (op = 2).

18 - O número de regeneradores é aumentado de uma unidade ($nr = nr + 1$) e a relação entre períodos é alterada ($kp = nr - 1$). A vazão mássica do gás quente por unidade de área é diminuída conforme o número de regeneradores pela equação $\dot{G} = \dot{G}_{\text{inicial}} / (nr - 1)$, pois o gás quente passa em ($nr - 1$) regeneradores enquanto que o gás frio passa em apenas 1, como discutido na seção 3.3.

19 - A sequência de 6 a 18 é repetida quantas vezes for necessário.

c. Aumento do comprimento dos regeneradores

Os itens de 1 a 15 da opção 1 são válidos para esta opção (op = 3), sendo que no item 3 são acrescentados dados de fator de aumento para o comprimento e o valor do comprimento máximo que pode ser atingido.

16 - Se a segunda hipótese do item 13 é satisfeita ($\Lambda_{II} / \Pi_{II} \geq 3$) o programa terminará mediante 3 critérios de parada que são:

- se a eficiência requerida for alcançada.
- se o comprimento do regenerador for maior ou igual ao comprimento máximo.
- se a diferença das eficiências entre dois períodos de resfriamento em regeneradores com comprimentos diferentes,

for menor ou igual a 0,01, pois neste caso um aumento do comprimento do regenerador não é significativo.

17 - O tempo real de resfriamento é dobrado, pois neste ponto ele é muito pequeno em relação ao comprimento.

18 - O comprimento do regenerador é memorizado ($L_e = L$) para efeito de comparação. O comprimento do regenerador é aumentado por um fator f_a ($L = f_a * L$). E se o comprimento for maior ou igual ao comprimento máximo então $L = L_{max}$.

19 - A sequência de 6 a 18 é repetida quantas vezes for necessário.

d. Aumento do número de regeneradores afim de diminuir o comprimento, sendo que a eficiência permaneça a mesma

1 - Entrada de dados para a dimensão do regenerador e das propriedades do gás e do leito.

2 - $op = 4$.

3 - É dado o número de regeneradores desejados e o tempo real de resfriamento [s]. É calculado o comprimento total do regenerador pela fórmula $L_t = (\text{número de regeneradores} * \text{comprimento de cada unidade})$.

4 - Os itens 4 a 8 da op = 1 são válidos para esta opção.

9 - Eficiência requerida (E_{req}) = eficiência no resfriamento (quando o número de regeneradores é dois).

10 - Número de regeneradores = número de regeneradores + 1

Vazão do gás quente/área = (vazão do gás quente/área)_{inicial} /
(número de regeneradores - 1)

Comprimento = comprimento total / (número de regeneradores)

11 - Os itens 6 a 10 são repetidos até que o número de regeneradores = número de regeneradores requeridos.

12 - Os itens 10 a 15 da op = 1 são válidos para esta opção.

16 - Se a segunda hipótese do item 13 é satisfeita ($\Lambda_{II} / \Pi_{II} \geq 3$) e a eficiência requerida não foi alcançada, então o tempo real de resfriamento é dobrado, pois neste ponto ele é muito pequeno em relação ao comprimento, em seguida aumenta-se o comprimento do regenerador cerca de 10% ($L = 1,1 * L$).

17 - A sequência de 6 a 16 é repetida quantas vezes necessária.

5.2.2 - ESCOAMENTO UNIDIRECIONAL

A descrição do fluxograma para escoamento unidirecional (fluxograma 5b - pag. 145) é a seguinte:

a. Aumento do número de regeneradores com vazão constante

1 - Entrada de dados para dimensões do regenerador e propriedades do gás e do leito.

2 - Neste caso a opção (op) é igual a 1.

3 - É dado o valor da eficiência desejada no período de resfriamento.

4 - Cálculo dos valores que são constantes durante toda a simulação.

5 - O número de regeneradores inicial é dois.

6 - Cálculo dos valores que se modificam durante a simulação .

7 - Cálculo do período ótimo pela relação (4.5)

$$\Pi_I + \Pi_{II} = \Lambda_I + \Lambda_{II}$$

8 - Adimensionalizações do comprimento e dos períodos.

9 - Se $\Lambda/\Pi > 60$, para os dois períodos, a função utilizada para a resolução será a do modelo de Schumann (schumann_un() : fluxograma 4a), caso contrário será a do modelo da condução intrapartícula (cintra_un() : fluxograma 4b).

10 - Se a diferença entre as eficiências no resfriamento ($E(n)$) e a requerida (E_{req}) for de $\pm 0,004$ o programa terminará.

11 - Se a eficiência no resfriamento é maior que a eficiência desejada, então o comprimento no regenerador é diminuído até que $\Lambda = f(E_{req})$ e a sequência de 6 a 10 é repetida, sendo que o período ótimo é ajustado pela equação (4.5) ou pela memorização do período quando ocorre diminuição de tamanho ($op = 5$, $nPa = \Pi_I$ e $nPr = \Pi_{II}$), pois haverá uma escolha sobre qual destes valores levará a uma eficiência maior já que a equação (4.5) apresenta uma pequena margem de erro, conforme discutido no capítulo 4.

12 - Se $op = 5$ e a eficiência no resfriamento for menor que a eficiência requerida, então o período é reajustado pela memorização, conforme descrito no item 11.

13 - Se a diferença na eficiência entre duas etapas sucessivas de período de resfriamento, quando o regenerador é acrescentado de mais uma unidade, for $\leq 0,01$ o programa terminará, pois um aumento no número de regeneradores não é significativo.

14 - O número de regeneradores é aumentado de mais uma unidade ($nr = nr + 1$) e a relação entre períodos é alterada ficando $kp = nr - 1$.

15 - A sequência de 6 a 14 é repetida quantas vezes necessária.

b. Aumento do número de regeneradores com variação da vazão

Os itens 1 a 13 do caso anterior (op = 1) são válidos para esta opção (op = 2).

14 - O número de regeneradores são aumentados de mais uma unidade ($nr = nr + 1$), a relação entre períodos fica $kp = nr - 1$ e a vazão mássica do gás quente por unidade de área é modificada por

$$\dot{G} = \dot{G}_{\text{inicial}} / kp .$$

15 - As sequências de 6 a 14 são repetidas quantas vezes for necessário.

c. Aumento do comprimento do regenerador

Os itens de 1 a 12 da op = 1 são válidos para esta opção (op = 3), sendo que no item 3 são acrescentados dados para o fator de aumento para o comprimento (fa) e o valor do comprimento máximo desejado (Lmax).

13 - Se a diferença na eficiência entre duas etapas sucessivas de período de resfriamento, quando o regenerador for aumentado em comprimento por um fator (fa), for $\leq \pm 0,01$ ou quando o comprimento atingiu seu valor máximo o programa terminará, pois um aumento adicional no comprimento não é significativo.

14 - O valor do comprimento é memorizado ($Le = L$). O comprimento

do regenerador é aumentado por um fator f_a e se o comprimento for maior ou igual a L_{max} então $L = L_{max}$.

15 - A sequência de 6 a 14 é repetida quantas vezes for necessário.

d. Aumento do número de regeneradores, afim de diminuir o comprimento sendo que a eficiência permaneça a mesma

Os itens de 1 a 9 da opção 1 ($op = 1$) são válidos para esta opção ($op = 4$). Sendo que no item 3 é apenas solicitado o número de regeneradores desejados.

10 - A eficiência desejada (E_{req}) = eficiência no resfriamento, quando o número de regeneradores é 2.

11 - Se o número de regeneradores é igual ao desejado então $op = 5$ (diminuição do comprimento do regenerador com reajuste de período) até que a eficiência no resfriamento seja igual a requerida e o programa terminará.

FLUXOGRAMA 5a : ESCOAMENTO CONTRACORRENTE

NOMENCLATURA

op : opções de cálculo, que são as seguintes.

- 1 - Diminuição do período até se obter uma determinada eficiência no período de resfriamento, porém se não conseguir o valor requerido o número de regeneradores em paralelo é aumentado mantendo o comprimento e a vazão constantes.
- 2 - Diminuição do período até atingir a eficiência requerida no período de resfriamento, porém se não conseguir o valor requerido o número de regeneradores em paralelo é aumentado variando a vazão do gás quente e mantendo o comprimento constante, até atingir a eficiência ótima ou requerida.
- 3 - Diminuição do período até se obter uma determinada eficiência no período de resfriamento, porém se não conseguir o valor requerido o comprimento dos regeneradores é aumentado até atingir o comprimento máximo (L_{max}).
- 4 - Aumento do número de regeneradores afim de diminuir o comprimento sendo que a eficiência permaneça a mesma.

Ereq : eficiência requerida

fa: fator de aumento para o comprimento do regenerador ($1 < fa < 2$)

L_{max} : comprimento máximo requerido

nrq : número de regeneradores requeridos

nr : número de regeneradores

Kp : razão entre os períodos (Π_I / Π_{II})

$\dot{G}_{I,o}$: vazão mássica inicial do gás quente por unidade de área

L : comprimento do regenerador

t : tempo real

Lt : comprimento total dos regeneradores em série

Λ : comprimento reduzido

Π : período reduzido

Bi : número de Biot

Pe(n) : vetor de memorização para o período de resfriamento
reduzido

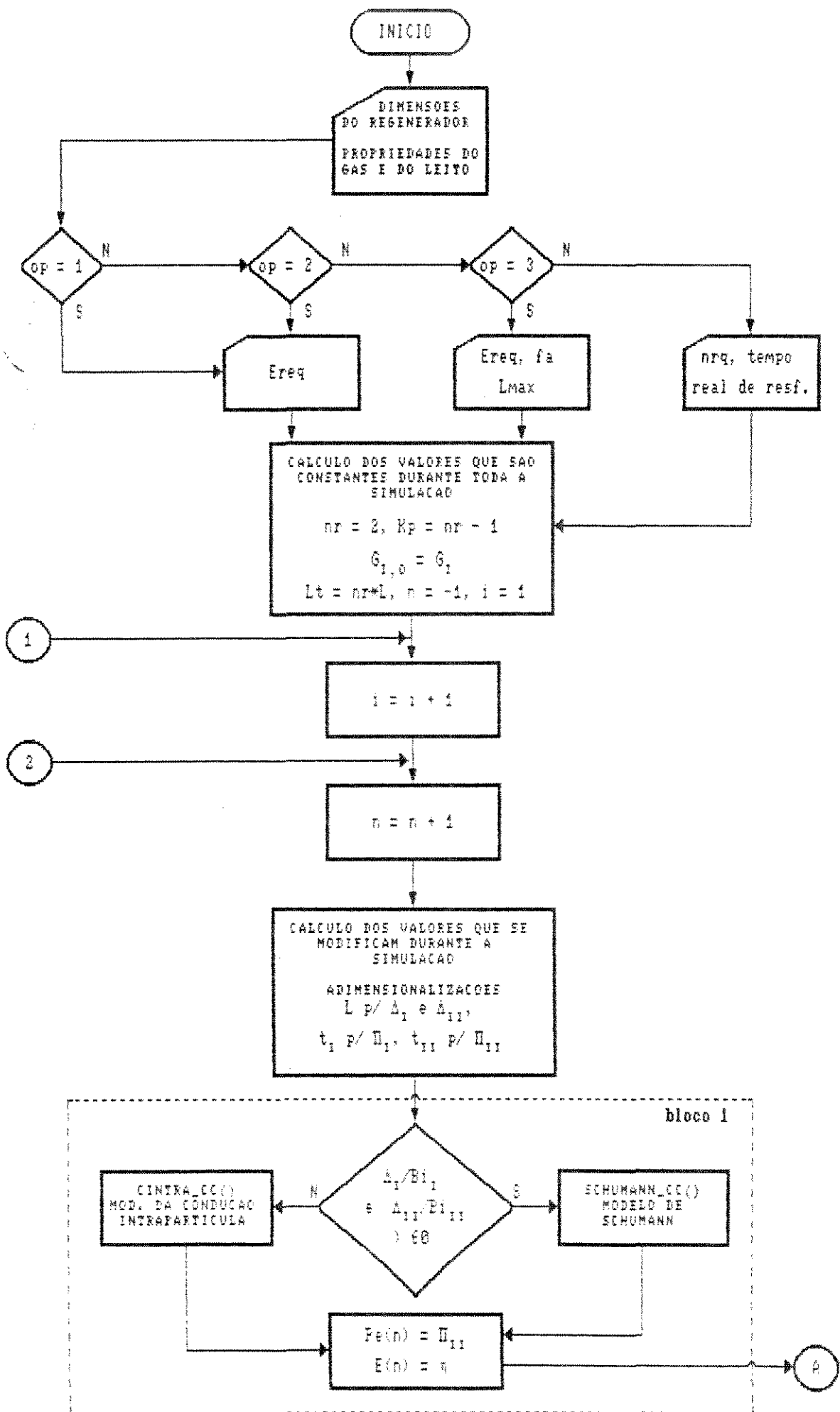
E(n) : vetor de memorização para a eficiência no período de
resfriamento

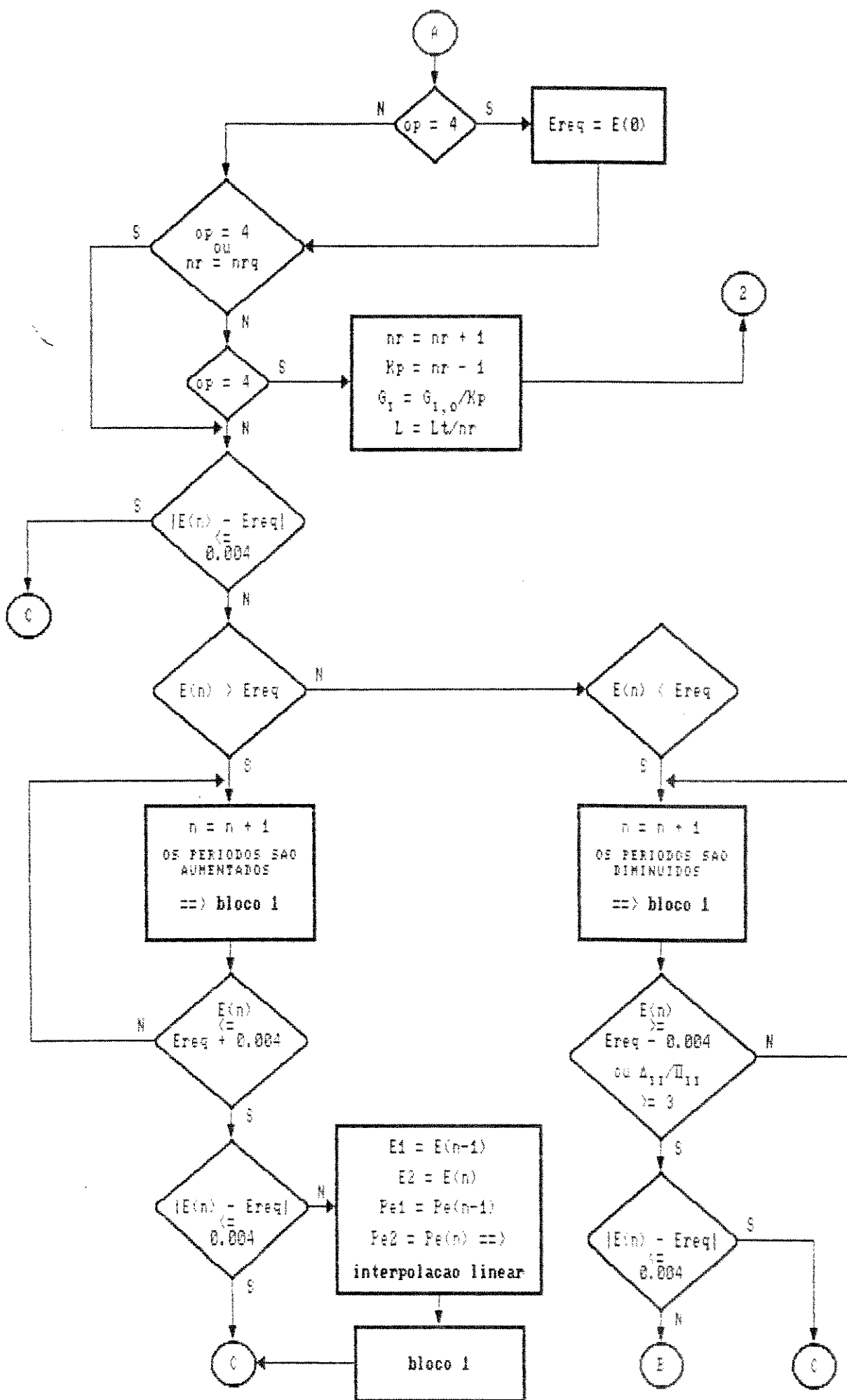
tol(i) : vetor de memorização para a eficiência no período de
resfriamento, quando $\Lambda_{II} / \Pi_{II} \geq 3$.

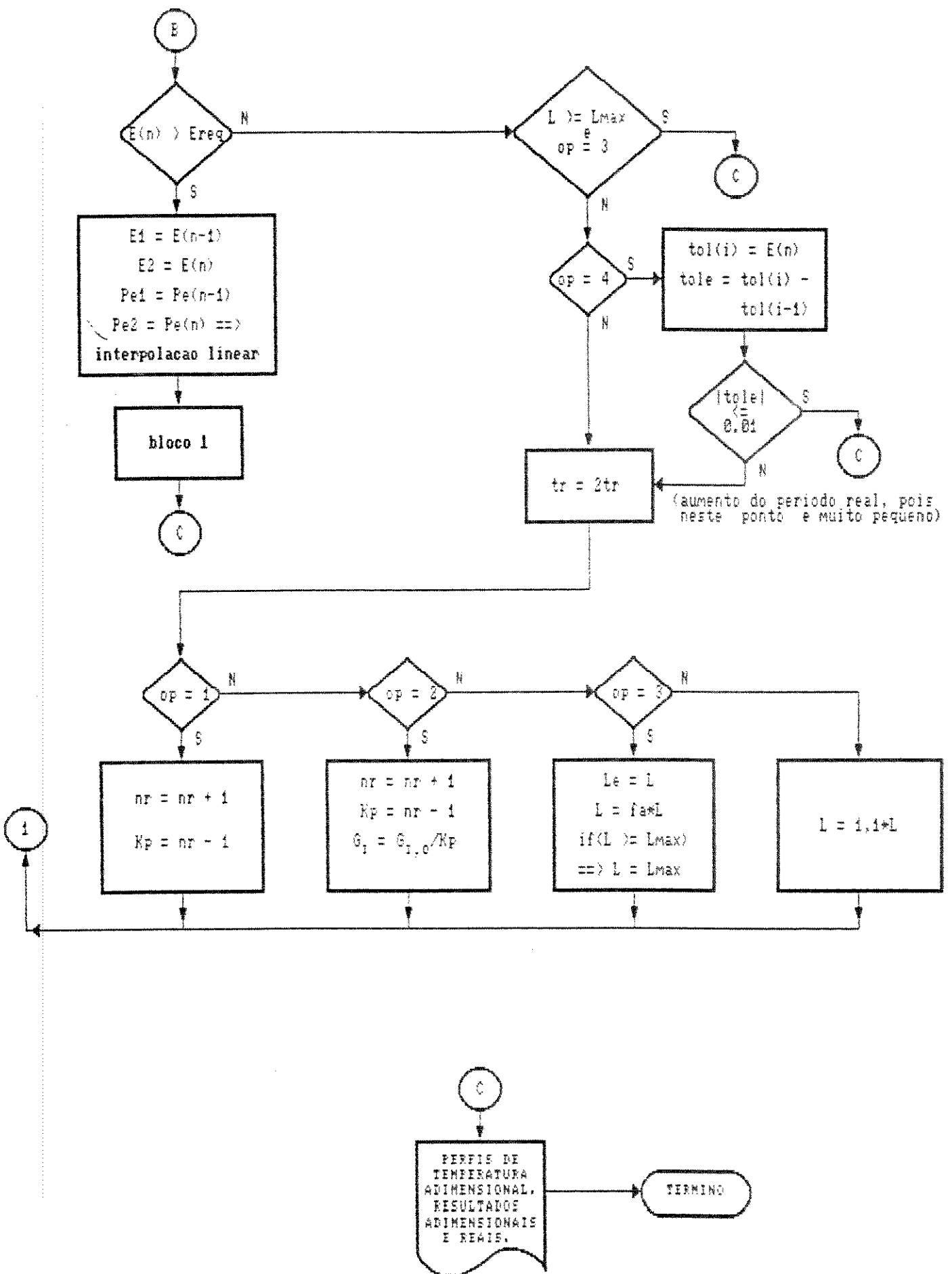
Le : memorização temporária do comprimento antecedente

subscritos

I : aquecimento, II : resfriamento, o : inicial







FLUXOGRAMA 5b : ESCOAMENTO COCORRENTE

NOMENCLATURA

op : opções de cálculo, que são as seguintes.

- 1 - Aumento do número de regeneradores em paralelo mantendo a vazão constante até atingir a eficiência requerida com correção do comprimento.
- 2 - Aumento do número de regeneradores em paralelo com variação da vazão do gás quente até atingir o número de regeneradores ótimo ou a eficiência requerida, caso a eficiência obtida for maior que a requerida é feito uma correção no comprimento.
- 3 - Aumento do tamanho dos regeneradores até conseguir uma determinada eficiência, ou até quando o aumento não for relevante caso a eficiência requerida não seja alcançada, ou até quando se atingir um limite máximo de comprimento.
- 4 - Aumento do número de regeneradores afim de diminuir o comprimento sendo que a eficiência permaneça a mesma.

Ereq : eficiência requerida

fa: fator de aumento para o comprimento do regenerador ($1 < fa < 2$)

Lmax : comprimento máximo requerido

nrq : número de regeneradores requeridos

nr : número de regeneradores

Kp : razão entre os períodos (π_I / π_{II})

$\dot{G}_{1,o}$: vazão mássica inicial do gás quente por unidade de área

L : comprimento do regenerador

t : tempo real

A : comprimento reduzido

Π : período reduzido

Bi : número de Biot

E(n) : vetor de memorização para a eficiência no período de resfriamento

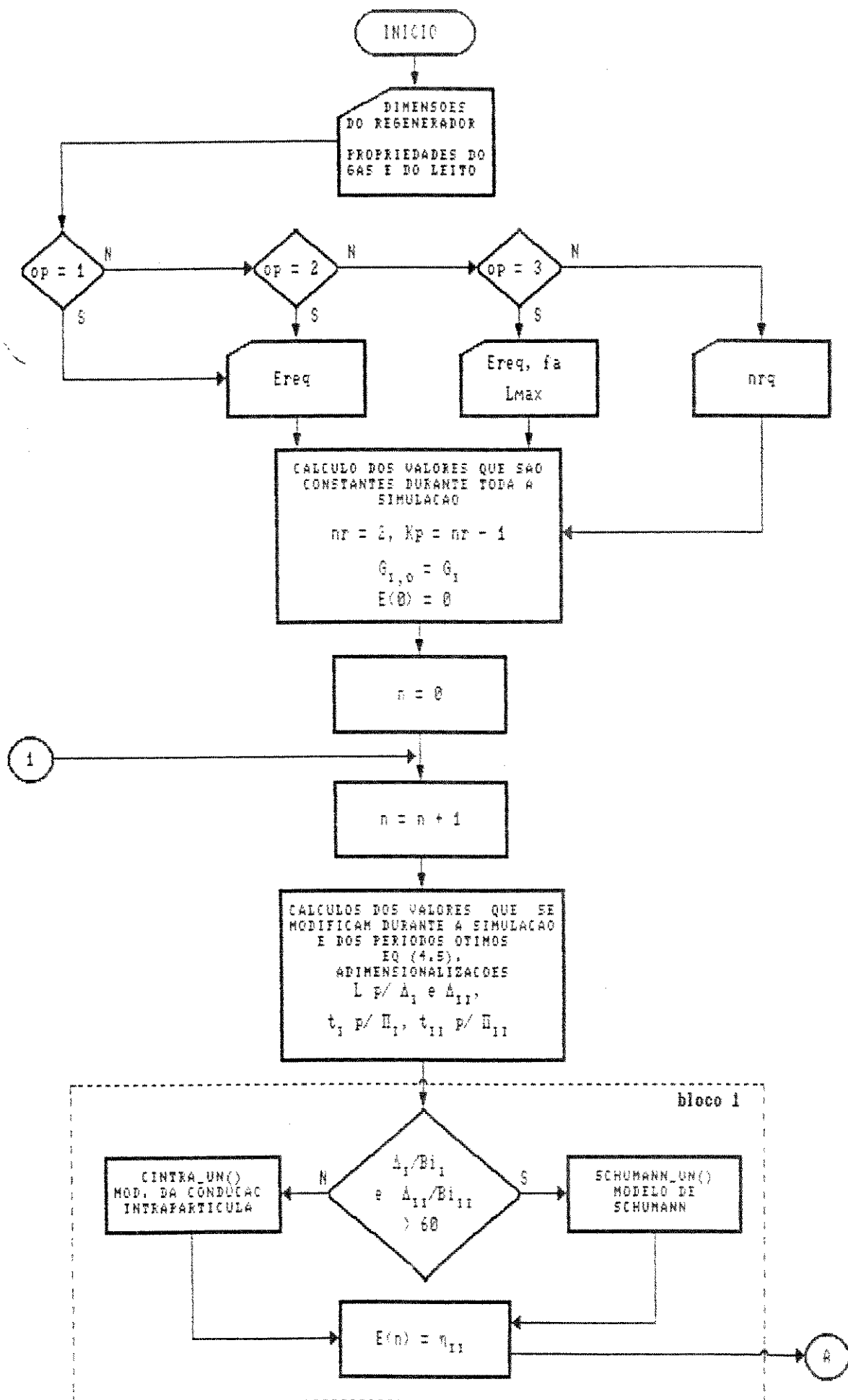
Le : memorização temporária do comprimento antecedente

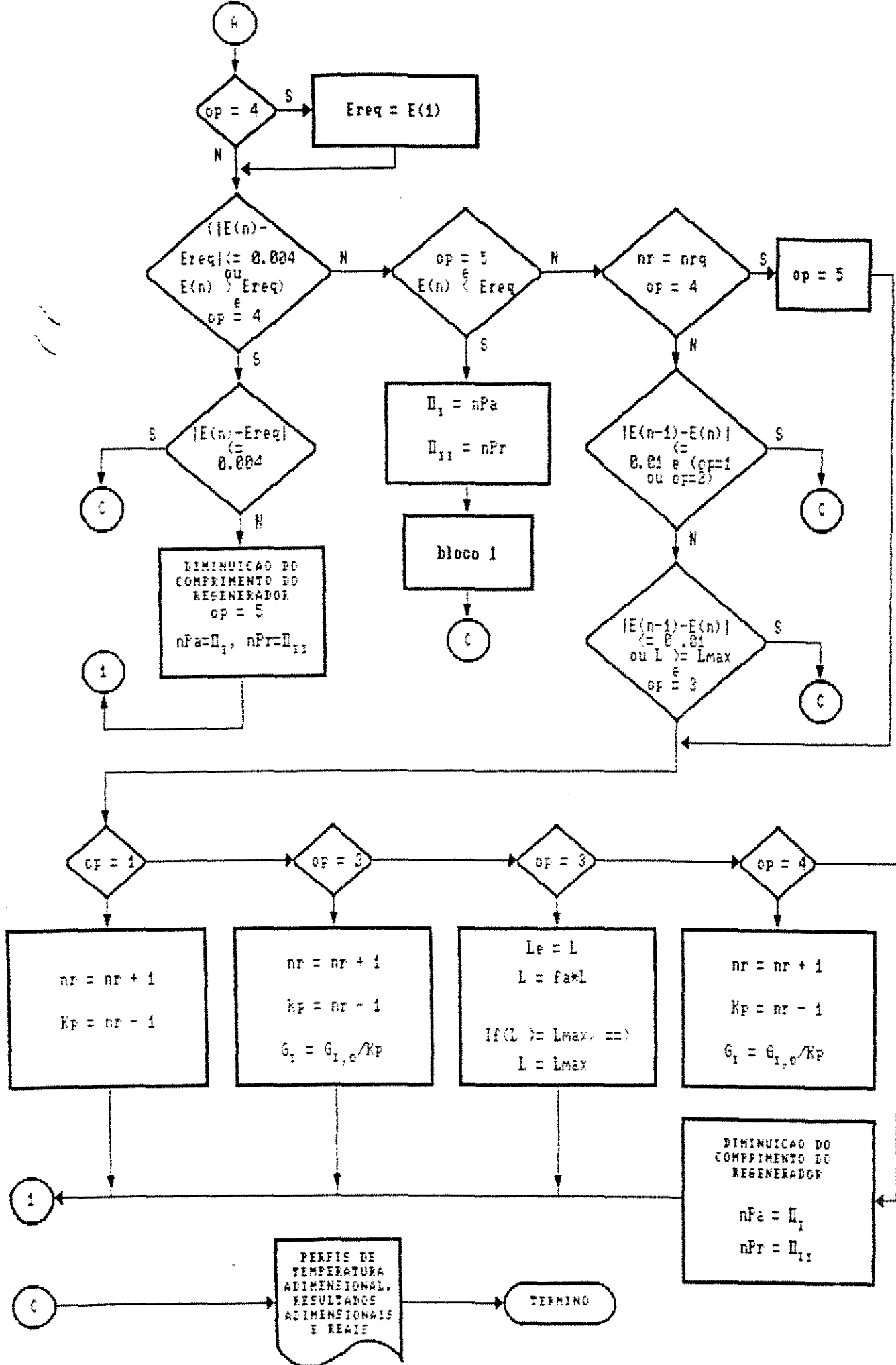
nPa : memorização temporária do período de aquecimento

nPr : memorização temporária do período de resfriamento

subscritos

I : aquecimento, II : resfriamento, o : inicial





5.3 - EXEMPLOS ILUSTRATIVOS PARA A UTILIZAÇÃO DOS PROGRAMAS

Os exemplos apresentados nesta seção é uma adaptação de um exemplo apresentado por LEVENSPIEL (1983), e são os seguintes:

5.3.1 - EXEMPLO PARA O MODELO DE CONDUÇÃO INTRAPARTICULAR

Um sistema de regeneradores de calor com unidades de 32m de comprimento e 3m de diâmetro é recheado com pedras para serem utilizadas na transferência de calor entre o gás quente que deixa e o ar frio que entra no processo.

Os escoamentos do gás quente e frio são iguais.

Estimar para os dois tipos de escoamento os seguintes itens:

- a. Qual o número de regeneradores e o período real utilizados para se atingir uma eficiência no resfriamento de 0,9, mantendo a vazão mássica por unidade de área constante?
- b. Qual o número de regeneradores e o período real utilizados para atingir uma eficiência no resfriamento de 0,9, variando a vazão mássica do gás quente por unidade de área de acordo com o número de regeneradores, caso não atinga a eficiência desejada estimar o número de regeneradores ótimos?
- c. Qual o comprimento dos regeneradores e o período real utilizados para se atingir uma eficiência no resfriamento de 0,9,

se é utilizado apenas um par de regeneradores, caso não atinga a eficiência desejada estimar o comprimento ótimo?

d. Se são utilizados 4 regeneradores afim de diminuir o comprimento, predizer qual o novo comprimento desses 4 regeneradores para atingir a eficiência de dois regeneradores de 32m. Em escoamento unidirecional utilizar o período ótimo e em escoamento contracorrente usar um período real de resfriamento de 7200 s como ponto de partida?

Achar o perfil de temperatura do gás para cada caso acima.

Os dados para o sólido e gás são dados no início de cada cálculo registrados a seguir.

PERFIL

[g] - temperatura do gas

[s] - temperatura do solido

[e] - eficiencia

Selecione o perfil desejado ==> g

TIPOS DE CALCULOS

[1] - diminuicao do periodo e aumento do numero de regeneradores com vazao constante ate atingir a eficiencia requerida

[2] - diminuicao do periodo e aumento do numero de regeneradores com variacao da vazao ate atingir a eficiencia otima ou requerida

[3] - aumento do comprimento ate atingir a eficiencia requerida ou o comprimento maximo

[4] - diminuicao do comprimento com aumento do numero de regeneradores mantendo a eficiencia constante

Selecione o calculo desejado ==> 1

L (comprimento do regenerador [m])	= 32.00
dr (diametro do regenerador [m])	= 3.00
dp (diametro da particula [m])	= 0.0000
Ma (vazao do gas quente [Kg/s])	= 25.45
Mr (vazao do gas frio [Kg/s])	= 25.45
Cg (calor especifico do gas [J/KgK])	= 1013.00
Cs (calor especifico do solido [J/KgK])	= 1000.00
Kg (condutividade termica do gas [W/mK])	= 0.0260
Ks (condutividade termica do solido [W/mK])	= 0.500
mg (densidade do gas [Kg/m**3])	= 1.20
ms (densidade do solido [Kg/m**3])	= 2280.00
v (viscosidade do gas [Kg/ms])	= 0.000018
o (fracao de vazios)	= 0.400
Ereq (eficiencia requerida)	= 0.900

Temperatura do gas

z	1	La=0	2.6	5.2	7.9	10.5	13.1	15.7	18.4	21.0	23.6	26.2
0.01	0.001	0.005	0.020	0.051	0.105	0.181	0.277	0.384	0.496	0.622	1.000	
2.91	0.031	0.063	0.113	0.184	0.274	0.380	0.497	0.624	0.758	0.892	1.000	
5.81	0.084	0.136	0.207	0.296	0.400	0.515	0.635	0.756	0.866	0.953	1.000	
8.71	0.158	0.229	0.316	0.417	0.527	0.641	0.752	0.851	0.930	0.980	1.000	
11.61	0.249	0.335	0.432	0.538	0.645	0.748	0.840	0.914	0.965	0.992	1.000	
14.51	0.352	0.446	0.547	0.648	0.745	0.831	0.902	0.952	0.983	0.997	1.000	
17.41	0.458	0.554	0.651	0.743	0.825	0.892	0.942	0.974	0.992	0.999	1.000	
20.31	0.562	0.654	0.741	0.819	0.884	0.933	0.967	0.987	0.996	0.999	1.000	
23.21	0.657	0.740	0.814	0.877	0.925	0.960	0.982	0.993	0.998	1.000	1.000	
26.11	0.739	0.810	0.871	0.919	0.954	0.977	0.990	0.997	0.999	1.000	1.000	
29.01	0.807	0.866	0.913	0.948	0.972	0.987	0.995	0.998	1.000	1.000	1.000	
31.91	0.862	0.908	0.943	0.967	0.983	0.993	0.997	0.999	1.000	1.000	1.000	
34.81	0.903	0.938	0.963	0.980	0.990	0.996	0.999	1.000	1.000	1.000	1.000	
37.71	0.934	0.959	0.977	0.988	0.995	0.998	0.999	1.000	1.000	1.000	1.000	
40.61	0.956	0.974	0.986	0.993	0.997	0.999	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	
43.51	0.971	0.984	0.992	0.996	0.998	0.999	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	

Aquecimento : 4.5 ciclo.

dz=0.100, dL=0.437, ds=0.200

Temperatura do gas

z	1	Lr=0	2.6	5.2	7.9	10.5	13.1	15.7	18.4	21.0	23.6	26.2
0.01	0.000	0.908	0.981	0.992	0.997	0.999	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	
1.41	0.000	0.470	0.766	0.908	0.966	0.988	0.996	0.999	1.000	1.000	1.000	
2.91	0.000	0.308	0.596	0.792	0.903	0.958	0.983	0.993	0.997	0.999	1.000	
4.31	0.000	0.205	0.457	0.670	0.818	0.907	0.956	0.980	0.991	0.996	0.999	
5.81	0.000	0.136	0.344	0.553	0.723	0.841	0.915	0.957	0.979	0.990	0.996	
7.21	0.000	0.090	0.255	0.447	0.624	0.763	0.860	0.922	0.959	0.979	0.990	
8.71	0.000	0.059	0.186	0.354	0.528	0.679	0.795	0.877	0.930	0.962	0.980	
10.11	0.000	0.038	0.134	0.277	0.438	0.593	0.723	0.822	0.891	0.936	0.965	
11.61	0.000	0.025	0.096	0.213	0.358	0.509	0.646	0.759	0.844	0.903	0.943	
13.01	0.000	0.016	0.068	0.161	0.288	0.430	0.569	0.691	0.789	0.862	0.914	
14.51	0.000	0.010	0.047	0.121	0.229	0.359	0.494	0.621	0.729	0.815	0.879	
15.91	0.000	0.007	0.033	0.090	0.180	0.295	0.423	0.550	0.665	0.761	0.837	
17.41	0.000	0.004	0.023	0.066	0.140	0.240	0.358	0.482	0.600	0.704	0.789	
18.81	0.000	0.003	0.016	0.048	0.107	0.193	0.299	0.417	0.534	0.643	0.737	
20.31	0.000	0.002	0.011	0.035	0.082	0.154	0.248	0.357	0.471	0.582	0.682	
21.71	0.000	0.001	0.007	0.025	0.062	0.121	0.203	0.302	0.411	0.521	0.624	

Resfriamento : 5.0 ciclo.

dz=0.097, dL=0.437, ds=0.200

Modelo da conducao intrapartícula

Projeto de regeneradores em escoamento contracorrente, com aumento de unidades e vazao constante, ate atingir a eficiencia requerida

Valores adimensionais

Ereq (eficiencia requerida)	= 0.900
La (comp. reduzido no aquecimento)	= 26.215
Lr (comp. reduzido no resfriamento)	= 26.215
Pia (periodo reduzido no aquecimento)	= 43.484
Pir (periodo reduzido no resfriamento)	= 21.742
Ea (eficiencia no aquecimento)	= 0.451
Er (eficiencia no resfriamento)	= 0.902
Eo (eficiencia global)	= 0.601
Bia (numero de Biot no aquecimento)	= 5.312
Bir (numero de Biot no resfriamento)	= 5.312

Valores reais

L (comprimento dos regeneradores)	= 32.00 m
ta (periodo no aquecimento)	= 19908.92 seg
tr (periodo no resfriamento)	= 9954.46 seg
Ga (vazao massica/area no aquecimento)	= 3.60 kg/m**2s
Gr (vazao massica/area no resfriamento)	= 3.60 kg/m**2s
numeros de regeneradores	= 3

Convergiu. A diferenca entre Er e Ereq e 0.002

PERFIL

[g] - temperatura do gas

[s] - temperatura do solido

[e] - eficiencia

Selecione o perfil desejado ==> g

TIPOS DE CALCULOS

[1] - diminuicao do periodo e aumento do numero de regeneradores com vazao constante ate atingir a eficiencia requerida

[2] - diminuicao do periodo e aumento do numero de regeneradores com variacao da vazao ate atingir a eficiencia otima ou requerida

[3] - aumento do comprimento ate atingir a eficiencia requerida ou o comprimento maximo

[4] - diminuicao do comprimento com aumento do numero de regeneradores mantendo a eficiencia constante

Selecione o calculo desejado ==> 2

L (comprimento do regenerador [m]) = 32.00

dr (diametro do regenerador [m]) = 3.00

dp (diametro da partícula [m]) = 0.0800

Ma (vazao do gas quente [Kg/s]) = 25.45

Mr (vazao do gas frio [Kg/s]) = 25.45

Cg (calor especifico do gas [J/KgK]) = 1013.00

Cs (calor especifico do solido [J/KgK]) = 1000.00

Kg (condutividade termica do gas [W/mK]) = 0.0260

Ks (condutividade termica do solido [W/mK]) = 0.500

mg (densidade do gas [Kg/m**3]) = 1.20

ms (densidade do solido [Kg/m**3]) = 2280.00

v (viscosidade do gas [Kg/ms]) = 0.000018

o (fracao de vazios) = 0.400

Ereq (eficiencia requerida) = 0.900

Temperatura do gas

z	La=0	4.6	9.1	13.7	18.3	22.9	27.4	32.0	36.6	41.2	45.7
0.01	0.009	0.049	0.113	0.194	0.284	0.378	0.475	0.572	0.668	0.761	1.000
0.81	0.029	0.086	0.163	0.251	0.344	0.440	0.537	0.634	0.729	0.830	1.000
1.51	0.040	0.102	0.181	0.270	0.365	0.461	0.558	0.655	0.751	0.856	1.000
2.31	0.051	0.115	0.196	0.287	0.381	0.478	0.575	0.672	0.769	0.878	1.000
3.01	0.061	0.129	0.212	0.303	0.398	0.494	0.591	0.688	0.787	0.897	1.000
3.81	0.072	0.142	0.227	0.318	0.414	0.511	0.608	0.705	0.805	0.914	1.000
4.61	0.084	0.156	0.242	0.334	0.430	0.527	0.624	0.721	0.822	0.929	1.000
5.31	0.095	0.170	0.257	0.350	0.446	0.543	0.640	0.738	0.840	0.941	1.000
6.11	0.108	0.185	0.273	0.366	0.462	0.559	0.656	0.755	0.856	0.952	1.000
6.91	0.120	0.199	0.288	0.382	0.478	0.575	0.673	0.772	0.872	0.961	1.000
7.61	0.133	0.214	0.304	0.398	0.495	0.592	0.689	0.788	0.887	0.968	1.000
8.41	0.147	0.229	0.320	0.414	0.511	0.608	0.706	0.805	0.901	0.975	1.000
9.11	0.160	0.244	0.335	0.430	0.527	0.624	0.722	0.821	0.913	0.980	1.000
9.91	0.174	0.259	0.351	0.446	0.543	0.640	0.738	0.836	0.925	0.984	1.000
10.71	0.188	0.274	0.367	0.462	0.559	0.657	0.755	0.851	0.935	0.987	1.000
11.41	0.202	0.290	0.383	0.479	0.576	0.673	0.771	0.865	0.944	0.990	1.000

Aquecimento : 31.5 ciclo.

dz=0.095, dL=0.457, ds=0.200

Temperatura do gas

z	Lr=0	2.6	5.2	7.9	10.5	13.1	15.7	18.4	21.0	23.6	26.2
0.01	0.000	0.226	0.326	0.421	0.517	0.615	0.712	0.809	0.899	0.966	0.995
0.41	0.000	0.158	0.273	0.372	0.469	0.566	0.664	0.761	0.855	0.933	0.979
0.91	0.000	0.129	0.243	0.345	0.443	0.540	0.638	0.735	0.830	0.912	0.966
1.31	0.000	0.110	0.220	0.323	0.422	0.520	0.617	0.714	0.810	0.894	0.954
1.71	0.000	0.095	0.201	0.304	0.403	0.501	0.598	0.696	0.791	0.878	0.941
2.21	0.000	0.083	0.184	0.285	0.385	0.483	0.581	0.678	0.774	0.862	0.929
2.61	0.000	0.073	0.168	0.268	0.368	0.466	0.564	0.661	0.757	0.846	0.916
3.11	0.000	0.064	0.154	0.252	0.351	0.449	0.547	0.644	0.741	0.831	0.904
3.51	0.000	0.057	0.141	0.236	0.334	0.432	0.530	0.628	0.724	0.815	0.890
3.91	0.000	0.050	0.129	0.221	0.318	0.416	0.514	0.611	0.708	0.800	0.877
4.41	0.000	0.044	0.118	0.207	0.302	0.400	0.497	0.595	0.692	0.784	0.863
4.81	0.000	0.039	0.107	0.193	0.287	0.384	0.481	0.579	0.676	0.768	0.849
5.21	0.000	0.034	0.098	0.180	0.272	0.368	0.465	0.562	0.659	0.753	0.835
5.71	0.000	0.030	0.089	0.168	0.257	0.352	0.449	0.546	0.643	0.737	0.821
6.11	0.000	0.027	0.081	0.156	0.243	0.337	0.433	0.530	0.627	0.721	0.807
6.61	0.000	0.023	0.074	0.145	0.230	0.322	0.417	0.514	0.611	0.705	0.792

Resfriamento : 32.0 ciclo.

dz=0.087, dL=0.262, ds=0.200

Modelo da conducao intrapartícula

Projeto de regeneradores em escoamento contracorrente, com aumento de unidades e variacao da vazao ate atingir a eficiencia otima ou requerida

Valores adimensionais

Ereq (eficiencia requerida)	= 0.900
La (comp. reduzido no aquecimento)	= 45.731
Lr (comp. reduzido no resfriamento)	= 26.215
Pia (periodo reduzido no aquecimento)	= 11.433
Pir (periodo reduzido no resfriamento)	= 6.554
Ea (eficiencia no aquecimento)	= 0.895
Er (eficiencia no resfriamento)	= 0.895
Eo (eficiencia global)	= 0.895
Bia (numero de Biot no aquecimento)	= 3.089
Bir (numero de Biot no resfriamento)	= 5.312

Valores reais

L (comprimento dos regeneradores)	= 32.00 m
ta (periodo no aquecimento)	= 9001.88 seg
tr (periodo no resfriamento)	= 3000.63 seg
Ga (vazao massica/area no aquecimento)	= 1.20 kg/m**2s
Gr (vazao massica/area no resfriamento)	= 3.60 kg/m**2s
numeros de regeneradores	= 4

A diferenca das eficiencias no resfriamento entre 3 e 4 regeneradores e 0.008

O numero de regeneradores otimo e 3, um aumento de unidades nao leva a um aumento de eficiencia relevante

PERFIL

[g] - temperatura do gas

[s] - temperatura do solido

[e] - eficiencia

Selecione o perfil desejado ==> g

TIPOS DE CALCULOS

[1] - diminuicao do periodo e aumento do numero de regeneradores com vazao constante ate atingir a eficiencia requerida

[2] - diminuicao do periodo e aumento do numero de regeneradores com variacao da vazao ate atingir a eficiencia otima ou requerida

[3] - aumento do comprimento ate atingir a eficiencia requerida ou o comprimento maximo

[4] - diminuicao do comprimento com aumento do numero de regeneradores mantendo a eficiencia constante

Selecione o calculo desejado ==> 3

L (comprimento do regenerador [m])	= 32.00
dr (diametro do regenerador [m])	= 3.00
dp (diametro da particula [m])	= 0.0000
Ma (vazao do gas quente [Kg/s])	= 25.45
Mr (vazao do gas frio [Kg/s])	= 25.45
Cg (calor especifico do gas [J/KgK])	= 1013.00
Cs (calor especifico do solido [J/KgK])	= 1000.00
Kg (condutividade termica do gas [W/mK])	= 0.0260
Ks (condutividade termica do solido [W/mK])	= 0.500
mg (densidade do gas [Kg/m**3])	= 1.20
ms (densidade do solido [Kg/m**3])	= 2200.00
v (viscosidade do gas [Kg/ms])	= 0.000018
o (fracao de vazios)	= 0.400
Ereq (eficiencia requerida)	= 0.900
fa (fator de aumento de comp. > 1)	= 1.50
Lmax (comprimento maximo)	= 100.00

Temperatura do gas

z	La=0	3.9	7.9	11.8	15.7	19.7	23.6	27.5	31.5	35.4	39.3
0.01	0.002	0.020	0.066	0.138	0.229	0.327	0.430	0.532	0.632	0.729	1.000
0.91	0.013	0.049	0.112	0.196	0.293	0.394	0.496	0.598	0.700	0.819	1.000
1.71	0.024	0.067	0.136	0.224	0.322	0.424	0.526	0.628	0.734	0.858	1.000
2.61	0.034	0.084	0.158	0.248	0.347	0.449	0.551	0.654	0.763	0.885	1.000
3.51	0.046	0.101	0.179	0.271	0.370	0.472	0.575	0.680	0.790	0.907	1.000
4.41	0.059	0.119	0.199	0.293	0.393	0.496	0.599	0.705	0.815	0.924	1.000
5.21	0.073	0.137	0.220	0.316	0.416	0.519	0.623	0.729	0.838	0.939	1.000
6.11	0.088	0.156	0.242	0.338	0.439	0.542	0.646	0.753	0.859	0.951	1.000
7.01	0.103	0.175	0.263	0.361	0.462	0.565	0.670	0.775	0.878	0.960	1.000
7.91	0.120	0.195	0.285	0.383	0.485	0.588	0.693	0.797	0.895	0.968	1.000
8.71	0.137	0.215	0.307	0.406	0.508	0.612	0.716	0.818	0.910	0.975	1.000
9.61	0.154	0.236	0.329	0.429	0.531	0.635	0.738	0.837	0.923	0.980	1.000
10.51	0.173	0.256	0.351	0.451	0.554	0.657	0.760	0.855	0.935	0.984	1.000
11.41	0.192	0.278	0.373	0.474	0.577	0.680	0.780	0.872	0.945	0.987	1.000
12.21	0.211	0.299	0.396	0.497	0.600	0.702	0.800	0.887	0.953	0.990	1.000
13.11	0.231	0.321	0.418	0.520	0.622	0.723	0.819	0.901	0.961	0.992	1.000

Aquecimento : 23.5 ciclo.

dz=0.097, dL=0.492, ds=0.200

Temperatura do gas

z	Lr=0	3.9	7.9	11.8	15.7	19.7	23.6	27.5	31.5	35.4	39.3
0.01	0.000	0.270	0.368	0.468	0.570	0.672	0.771	0.861	0.934	0.980	0.998
0.91	0.000	0.180	0.300	0.402	0.503	0.606	0.707	0.803	0.888	0.951	0.987
1.71	0.000	0.142	0.266	0.371	0.474	0.576	0.677	0.775	0.864	0.933	0.976
2.61	0.000	0.114	0.236	0.345	0.448	0.551	0.653	0.752	0.842	0.916	0.966
3.51	0.000	0.093	0.210	0.320	0.424	0.527	0.629	0.729	0.821	0.899	0.954
4.41	0.000	0.075	0.185	0.295	0.401	0.504	0.606	0.706	0.800	0.881	0.941
5.21	0.000	0.061	0.162	0.271	0.377	0.481	0.583	0.684	0.779	0.863	0.927
6.11	0.000	0.049	0.141	0.247	0.353	0.458	0.561	0.662	0.758	0.844	0.912
7.01	0.000	0.040	0.122	0.224	0.330	0.434	0.538	0.639	0.736	0.825	0.897
7.91	0.000	0.032	0.105	0.202	0.307	0.411	0.515	0.617	0.715	0.805	0.880
8.71	0.000	0.025	0.090	0.182	0.284	0.388	0.492	0.594	0.693	0.785	0.863
9.61	0.000	0.020	0.077	0.162	0.262	0.365	0.469	0.571	0.671	0.764	0.845
10.51	0.000	0.016	0.065	0.144	0.240	0.342	0.446	0.548	0.649	0.743	0.827
11.41	0.000	0.013	0.055	0.128	0.220	0.320	0.423	0.525	0.626	0.722	0.808
12.21	0.000	0.010	0.047	0.113	0.200	0.298	0.400	0.503	0.604	0.701	0.789
13.11	0.000	0.008	0.039	0.099	0.181	0.277	0.378	0.480	0.581	0.679	0.769

Resfriamento : 24.0 ciclo.

dz=0.097, dL=0.492, ds=0.200

Modelo da conducao intrapartícula

Projeto de regeneradores em escoamento contracorrente, com aumento do seu comprimento, ate atingir o comprimento maximo ou a eficiencia requerida

Valores adimensionais

Ereq (eficiencia requerida)	= 0.900
La (comp. reduzido no aquecimento)	= 39.322
Lr (comp. reduzido no resfriamento)	= 39.322
Pia (periodo reduzido no aquecimento)	= 13.107
Pir (periodo reduzido no resfriamento)	= 13.107
Ea (eficiencia no aquecimento)	= 0.897
Er (eficiencia no resfriamento)	= 0.897
Eo (eficiencia global)	= 0.897
Bia (numero de Biot no aquecimento)	= 5.312
Bir (numero de Biot no resfriamento)	= 5.312

Valores reais

L (comprimento dos regeneradores)	= 48.00 m
ta (periodo no aquecimento)	= 6001.26 seg
tr (periodo no resfriamento)	= 6001.26 seg
Ga (vazao massica/area no aquecimento)	= 3.60 kg/m**2s
Gr (vazao massica/area no resfriamento)	= 3.60 kg/m**2s
numeros de regeneradores	= 2

Convergiu. A diferenca entre Er e Ereq e -0.003

PERFIL

[g] - temperatura do gas

[s] - temperatura do solido

[e] - eficiencia

Selecione o perfil desejado ==> g

TIPOS DE CALCULOS

[1] - diminuicao do periodo e aumento do numero de regeneradores com vazao cte ate atingir a eficiencia requerida

[2] - diminuicao do periodo e aumento do numero de regeneradores com variacao da vazao ate atingir a eficiencia otima ou requerida

[3] - aumento do comprimento ate atingir a eficiencia requerida ou o comprimento maximo

[4] - diminuicao do comprimento com aumento do numero de regeneradores mantendo a eficiencia constante

Selecione o calculo desejado ==> 4

L (comprimento do regenerador [m])	= 32.00
dr (diametro do regenerador [m])	= 3.00
dp (diametro da particula [m])	= 0.0000
Ma (vazao do gas quente [Kg/s])	= 25.45
Mr (vazao do gas frio [Kg/s])	= 25.45
Cg (calor especifico do gas [J/KgK])	= 1013.00
Cs (calor especifico do solido [J/KgK])	= 1000.00
Kg (condutividade termica do gas [W/mK])	= 0.0260
Ks (condutividade termica do solido [W/mK])	= 0.500
mg (densidade do gas [Kg/m**3])	= 1.20
ms (densidade do solido [Kg/m**3])	= 2200.00
v (viscosidade do gas [Kg/ms])	= 0.000018
o (fracao de vazios)	= 0.400
nrq (num. de reg. requeridos)= 2)	= 4
tr (tempo real de resfriamento [seg])	= 7200.000

Temperatura do gas

z	La=0	2.5	5.0	7.5	10.1	12.6	15.1	17.6	20.1	22.6	25.2
0.01	0.031	0.082	0.145	0.218	0.298	0.382	0.468	0.555	0.642	0.737	1.000
0.51	0.073	0.138	0.211	0.292	0.376	0.463	0.550	0.638	0.728	0.835	1.000
0.91	0.092	0.160	0.236	0.318	0.403	0.490	0.578	0.667	0.759	0.867	1.000
1.41	0.107	0.177	0.255	0.337	0.423	0.510	0.599	0.688	0.782	0.888	1.000
1.81	0.121	0.193	0.271	0.354	0.440	0.528	0.617	0.707	0.802	0.904	1.000
2.31	0.135	0.208	0.287	0.371	0.457	0.545	0.634	0.725	0.820	0.918	1.000
2.71	0.148	0.222	0.302	0.387	0.473	0.561	0.651	0.742	0.836	0.929	1.000
3.21	0.162	0.237	0.318	0.403	0.489	0.578	0.667	0.759	0.852	0.939	1.000
3.71	0.176	0.252	0.333	0.418	0.506	0.594	0.684	0.775	0.866	0.948	1.000
4.11	0.190	0.267	0.349	0.434	0.522	0.610	0.700	0.791	0.879	0.956	1.000
4.61	0.204	0.282	0.365	0.450	0.538	0.627	0.717	0.806	0.892	0.962	1.000
5.01	0.218	0.297	0.380	0.466	0.554	0.643	0.733	0.821	0.903	0.968	1.000
5.51	0.233	0.312	0.396	0.482	0.570	0.659	0.748	0.835	0.913	0.973	1.000
5.91	0.247	0.328	0.412	0.498	0.586	0.675	0.763	0.848	0.923	0.977	1.000
6.41	0.262	0.343	0.427	0.514	0.602	0.691	0.778	0.861	0.931	0.980	1.000
6.91	0.277	0.358	0.443	0.530	0.618	0.706	0.793	0.872	0.939	0.983	1.000

Aquecimento : 21.5 ciclo.

dz=0.091, dL=0.419, ds=0.200

Temperatura do gas

z	Lr=0	1.4	2.9	4.3	5.8	7.2	8.7	10.1	11.5	13.0	14.4
0.01	0.000	0.225	0.341	0.433	0.522	0.610	0.698	0.785	0.865	0.931	0.976
0.31	0.000	0.150	0.269	0.370	0.463	0.553	0.642	0.729	0.813	0.887	0.945
0.51	0.000	0.120	0.231	0.332	0.427	0.518	0.608	0.696	0.781	0.859	0.922
0.81	0.000	0.102	0.206	0.305	0.400	0.492	0.582	0.671	0.757	0.836	0.902
1.01	0.000	0.090	0.186	0.282	0.376	0.469	0.559	0.649	0.735	0.816	0.884
1.31	0.000	0.080	0.170	0.263	0.356	0.448	0.539	0.628	0.715	0.797	0.868
1.61	0.000	0.072	0.156	0.246	0.338	0.429	0.520	0.609	0.697	0.779	0.851
1.81	0.000	0.065	0.144	0.231	0.320	0.411	0.501	0.591	0.679	0.762	0.836
2.11	0.000	0.059	0.133	0.217	0.304	0.394	0.484	0.573	0.661	0.745	0.820
2.41	0.000	0.053	0.123	0.204	0.289	0.378	0.467	0.556	0.644	0.728	0.804
2.61	0.000	0.048	0.114	0.191	0.275	0.362	0.450	0.539	0.627	0.712	0.789
2.91	0.000	0.044	0.106	0.180	0.261	0.347	0.435	0.523	0.611	0.696	0.774
3.11	0.000	0.040	0.099	0.169	0.248	0.332	0.419	0.507	0.595	0.680	0.759
3.41	0.000	0.037	0.092	0.159	0.236	0.318	0.404	0.491	0.579	0.664	0.743
3.71	0.000	0.034	0.085	0.150	0.224	0.305	0.389	0.476	0.563	0.648	0.728
3.91	0.000	0.031	0.079	0.141	0.213	0.292	0.375	0.461	0.547	0.633	0.713

Resfriamento : 22.0 ciclo.

dz=0.087, dL=0.240, ds=0.200

Modelo da conducao intrapartícula

Projeto para aumentar o numero de regeneradores em escoamento contracorrente, diminuindo o comprimento e a vazao do gas quente, mantendo a eficiencia constante

Valores adimensionais

nrq (numero de regeneradores requeridos)	= 4
Ereq (eficiencia requerida)	= 0.832
La (comp. reduzido no aquecimento)	= 25.152
Lr (comp. reduzido no resfriamento)	= 14.418
Pia (periodo reduzido no aquecimento)	= 6.858
Pir (periodo reduzido no resfriamento)	= 3.931
Ea (eficiencia no aquecimento)	= 0.831
Er (eficiencia no resfriamento)	= 0.831
EO (eficiencia global)	= 0.831
Bia (numero de Biot no aquecimento)	= 3.089
Bir (numero de Biot no resfriamento)	= 5.312

Valores reais

L (comprimento dos regeneradores)	= 17.60 m
ta (periodo no aquecimento)	= 5400.00 seg
tr (periodo no resfriamento)	= 1800.00 seg
Ga (vazao massica/area no aquecimento)	= 1.20 kg/m**2s
Gr (vazao massica/area no resfriamento)	= 3.60 kg/m**2s
numeros de regeneradores	= 4

Convergiu. A diferenca entre Er e Ereq e -0.001

PERFIL

[g] - temperatura do gas

[s] - temperatura do solido

[e] - eficiencia

Selecione o perfil desejado ==> g

TIPOS DE CALCULOS

[1] - aumento do numero de regeneradores com vazao constante ate atingir a eficiencia requerida com correcao do comprimento

[2] - aumento do numero de regeneradores com variacao da vazao ate atingir o numero de regeneradores otimo ou a eficiencia requerida

[3] - aumento do comprimento ate atingir o comprimento maximo ou a eficiencia requerida

[4] - diminuicao do comprimento com aumento do numero de regeneradores mantendo a eficiencia constante

Selecione o calculo desejado ==> 1

L (comprimento do regenerador [m])	= 32.00
dr (diametro do regenerador [m])	= 3.00
dp (diametro da partícula [m])	= 0.0800
Ma (vazao do gas quente [Kg/s])	= 25.45
Mr (vazao do gas frio [Kg/s])	= 25.45
Cg (calor especifico do gas [J/KgK])	= 1013.00
Cs (calor especifico do solido [J/KgK])	= 1000.00
Kg (condutividade termica do gas [W/mK])	= 0.0260
Ks (condutividade termica do solido [W/mK])	= 0.500
mg (densidade do gas [Kg/m**3])	= 1.20
ms (densidade do solido [Kg/m**3])	= 2280.00
v (viscosidade do gas [Kg/ms])	= 0.000018
o (fracao de vazios)	= 0.400
Ereq (eficiencia requerida)	= 0.900

Temperatura do gas

z	La=0	1.8	3.6	5.4	7.2	9.0	10.7	12.5	14.3	16.1	17.9
0.01	1.000	0.192	0.121	0.193	0.302	0.420	0.535	0.637	0.723	0.788	0.835
1.81	1.000	0.709	0.491	0.375	0.349	0.387	0.459	0.546	0.632	0.708	0.770
3.61	1.000	0.838	0.666	0.530	0.449	0.425	0.446	0.498	0.565	0.635	0.701
5.41	1.000	0.908	0.783	0.658	0.558	0.497	0.476	0.490	0.529	0.583	0.641
7.21	1.000	0.948	0.861	0.758	0.659	0.581	0.532	0.514	0.524	0.555	0.598
9.01	1.000	0.971	0.913	0.833	0.746	0.665	0.601	0.560	0.544	0.551	0.576
10.71	1.000	0.984	0.946	0.888	0.816	0.741	0.672	0.618	0.583	0.569	0.574
12.51	1.000	0.991	0.967	0.925	0.869	0.804	0.738	0.679	0.633	0.603	0.590
14.31	1.000	0.995	0.980	0.951	0.909	0.856	0.797	0.738	0.687	0.646	0.619
16.11	1.000	0.997	0.988	0.969	0.938	0.896	0.846	0.792	0.740	0.694	0.658
17.91	1.000	0.998	0.993	0.980	0.958	0.926	0.885	0.838	0.789	0.742	0.701
19.71	1.000	0.999	0.996	0.987	0.972	0.948	0.916	0.877	0.833	0.787	0.744
21.51	1.000	1.000	0.997	0.992	0.982	0.964	0.939	0.907	0.870	0.828	0.786
23.31	1.000	1.000	0.999	0.995	0.988	0.976	0.957	0.932	0.900	0.864	0.825
25.11	1.000	1.000	0.999	0.997	0.992	0.984	0.970	0.950	0.925	0.894	0.859
26.91	1.000	1.000	1.000	0.998	0.995	0.989	0.979	0.964	0.944	0.918	0.888

Aquecimento : 3.5 ciclo.
dz=0.100, dL=0.448, ds=0.200

Temperatura do gas

z	Lr=0	1.8	3.6	5.4	7.2	9.0	10.7	12.5	14.3	16.1	17.9
0.01	0.000	0.838	0.973	0.994	0.994	0.989	0.979	0.964	0.944	0.918	0.888
0.61	0.000	0.501	0.780	0.911	0.963	0.979	0.978	0.967	0.949	0.925	0.897
1.21	0.000	0.383	0.660	0.827	0.915	0.956	0.968	0.965	0.952	0.931	0.905
1.81	0.000	0.308	0.568	0.750	0.863	0.925	0.953	0.959	0.952	0.935	0.912
2.41	0.000	0.252	0.491	0.679	0.809	0.889	0.931	0.949	0.949	0.937	0.917
3.01	0.000	0.207	0.426	0.614	0.754	0.849	0.905	0.934	0.942	0.937	0.921
3.61	0.000	0.171	0.370	0.553	0.700	0.806	0.876	0.915	0.933	0.934	0.922
4.21	0.000	0.142	0.320	0.496	0.647	0.762	0.843	0.893	0.920	0.928	0.922
4.81	0.000	0.117	0.277	0.444	0.595	0.717	0.807	0.868	0.904	0.919	0.919
5.41	0.000	0.097	0.239	0.396	0.545	0.672	0.770	0.840	0.884	0.908	0.914
6.01	0.000	0.080	0.206	0.352	0.498	0.627	0.732	0.810	0.862	0.894	0.907
6.61	0.000	0.066	0.177	0.312	0.453	0.583	0.692	0.777	0.838	0.877	0.897
7.21	0.000	0.055	0.152	0.276	0.411	0.539	0.652	0.744	0.812	0.858	0.885
7.81	0.000	0.045	0.130	0.244	0.371	0.498	0.613	0.709	0.783	0.837	0.870
8.41	0.000	0.037	0.111	0.215	0.335	0.458	0.573	0.673	0.754	0.813	0.854
9.01	0.000	0.031	0.095	0.188	0.301	0.420	0.535	0.637	0.723	0.788	0.835

Resfriamento : 4.0 ciclo.
dz=0.100, dL=0.448, ds=0.200

Modelo da conducao intrapartícula

Projeto de regeneradores em escoamento cocorrente, com aumento de unidades e vazao constante, ate atingir a eficiencia requerida com correcao do comprimento

Valores adimensionais

Ereq (eficiencia requerida)	= 0.900
La (comp. reduzido no aquecimento)	= 17.914
Lr (comp. reduzido no resfriamento)	= 17.914
Pia (periodo reduzido no aquecimento)	= 26.870
Pir (periodo reduzido no resfriamento)	= 8.957
Ea (eficiencia no aquecimento)	= 0.300
Er (eficiencia no resfriamento)	= 0.900
Eo (eficiencia global)	= 0.450
Bia (numero de Biot no aquecimento)	= 5.312
Bir (numero de Biot no resfriamento)	= 5.312

Valores reais

L (comprimento dos regeneradores)	= 21.87 m
ta (periodo no aquecimento)	= 12302.58 seg
tr (periodo no resfriamento)	= 4100.86 seg
Ga (vazao massica/area no aquecimento)	= 3.60 kg/m**2s
Gr (vazao massica/area no resfriamento)	= 3.60 kg/m**2s
numeros de regeneradores	= 4

Convergiu. A diferenca entre Er e Ereq e 0.000

PERFIL

[g] - temperatura do gas

[s] - temperatura do solido

[e] - eficiencia

Selecione o perfil desejado ==> g

TIPOS DE CALCULOS

[1] - aumento do numero de regeneradores com vazao constante ate atingir a eficiencia requerida com correcao do comprimento

[2] - aumento do numero de regeneradores com variacao da vazao ate atingir o numero de regeneradores otimo ou a eficiencia requerida

[3] - aumento do comprimento ate atingir o comprimento maximo ou a eficiencia requerida

[4] - diminuicao do comprimento com aumento do numero de regeneradores mantendo a eficiencia constante

Selecione o calculo desejado ==> 2

L (comprimento do regenerador [m]) = 32.00

dr (diametro do regenerador [m]) = 3.00

dp (diametro da particula [m]) = 0.0000

Ma (vazao do gas quente [Kg/s]) = 25.45

Mr (vazao do gas frio [Kg/s]) = 25.45

Cg (calor especifico do gas [J/KgK]) = 1013.00

Cs (calor especifico do solido [J/KgK]) = 1000.00

Kg (condutividade termica do gas [W/mK]) = 0.0260

Ks (condutividade termica do solido [W/mK]) = 0.500

mg (densidade do gas [Kg/m**3]) = 1.20

ms (densidade do solido [Kg/m**3]) = 2280.00

v (viscosidade do gas [Kg/ms]) = 0.000018

o (fracao de vazios) = 0.400

Ereq (eficiencia requerida) = 0.900

Temperatura do gas

z	La=0	5.3	10.6	15.9	21.2	26.5	31.8	37.1	42.4	47.6	52.9
0.01	1.000	0.005	0.003	0.011	0.029	0.063	0.116	0.188	0.275	0.371	0.470
3.51	1.000	0.400	0.080	0.018	0.023	0.050	0.096	0.161	0.242	0.336	0.434
7.11	1.000	0.726	0.300	0.085	0.029	0.035	0.067	0.119	0.189	0.275	0.369
10.61	1.000	0.895	0.558	0.240	0.082	0.038	0.049	0.086	0.144	0.219	0.307
14.11	1.000	0.964	0.761	0.446	0.199	0.079	0.048	0.064	0.107	0.171	0.250
17.61	1.000	0.989	0.885	0.641	0.364	0.169	0.077	0.058	0.081	0.130	0.199
21.21	1.000	0.997	0.950	0.792	0.542	0.303	0.147	0.078	0.070	0.100	0.155
24.71	1.000	0.999	0.980	0.890	0.699	0.460	0.256	0.131	0.081	0.084	0.121
28.21	1.000	1.000	0.993	0.946	0.818	0.612	0.392	0.220	0.121	0.087	0.100
31.81	1.000	1.000	0.997	0.975	0.897	0.742	0.535	0.337	0.193	0.116	0.096
35.31	1.000	1.000	0.999	0.989	0.946	0.839	0.667	0.468	0.292	0.172	0.114
38.81	1.000	1.000	1.000	0.996	0.973	0.906	0.776	0.597	0.409	0.256	0.158
42.41	1.000	1.000	1.000	0.998	0.987	0.948	0.858	0.711	0.532	0.360	0.227
45.91	1.000	1.000	1.000	0.999	0.994	0.973	0.915	0.804	0.648	0.474	0.318
49.41	1.000	1.000	1.000	1.000	0.998	0.986	0.951	0.874	0.748	0.587	0.422
52.91	1.000	1.000	1.000	1.000	0.999	0.994	0.973	0.922	0.828	0.691	0.531

Aquecimento : 2.5 ciclo.

dz=0.098, dL=0.481, ds=0.200

Temperatura do gas

z	Lr=0	2.6	5.2	7.9	10.5	13.1	15.7	18.4	21.0	23.6	26.2
0.01	0.000	0.928	0.995	1.000	0.999	0.995	0.978	0.933	0.847	0.718	0.561
1.71	0.000	0.443	0.746	0.900	0.964	0.986	0.986	0.963	0.909	0.817	0.691
3.51	0.000	0.270	0.550	0.756	0.881	0.946	0.971	0.967	0.934	0.866	0.763
5.21	0.000	0.165	0.395	0.610	0.772	0.877	0.934	0.955	0.943	0.898	0.818
7.01	0.000	0.100	0.277	0.476	0.653	0.787	0.876	0.924	0.937	0.914	0.857
8.71	0.000	0.060	0.190	0.361	0.536	0.686	0.800	0.875	0.913	0.914	0.881
10.51	0.000	0.036	0.128	0.267	0.428	0.583	0.713	0.811	0.873	0.898	0.888
12.21	0.000	0.021	0.085	0.194	0.334	0.483	0.621	0.735	0.818	0.867	0.881
14.01	0.000	0.012	0.056	0.138	0.255	0.391	0.529	0.652	0.752	0.821	0.857
15.71	0.000	0.007	0.036	0.097	0.191	0.311	0.441	0.568	0.678	0.765	0.821
17.51	0.000	0.004	0.023	0.067	0.141	0.242	0.361	0.485	0.601	0.699	0.773
19.21	0.000	0.002	0.015	0.046	0.103	0.186	0.291	0.407	0.523	0.629	0.715
21.01	0.000	0.001	0.009	0.031	0.074	0.141	0.230	0.336	0.448	0.557	0.652
22.71	0.000	0.001	0.006	0.021	0.052	0.105	0.180	0.273	0.378	0.485	0.585
24.51	0.000	0.000	0.004	0.014	0.037	0.077	0.139	0.219	0.314	0.416	0.518
26.21	0.000	0.000	0.002	0.009	0.025	0.056	0.106	0.173	0.258	0.353	0.451

Resfriamento : 3.0 ciclo.

dz=0.097, dL=0.238, ds=0.200

Modelo da conducao intrapartícula

Projeto de regeneradores em escoamento cocorrente, com aumento de unidades e variacao da vazao, ate atingir o numero de regeneradores otimo ou a eficiencia requerida

Valores adimensionais

Ereq (eficiencia requerida)	= 0.900
La (comp. reduzido no aquecimento)	= 52.943
Lr (comp. reduzido no resfriamento)	= 26.215
Pia (periodo reduzido no aquecimento)	= 52.943
Pir (periodo reduzido no resfriamento)	= 26.215
Ea (eficiencia no aquecimento)	= 0.749
Er (eficiencia no resfriamento)	= 0.749
Eo (eficiencia global)	= 0.749
Bia (numero de Biot no aquecimento)	= 2.682
Bir (numero de Biot no resfriamento)	= 5.312

Valores reais

L (comprimento dos regeneradores)	= 32.00 m
ta (periodo no aquecimento)	= 48010.05 seg
tr (periodo no resfriamento)	= 12002.51 seg
Ga (vazao massica/area no aquecimento)	= 0.90 kg/m**2s
Gr (vazao massica/area no resfriamento)	= 3.60 kg/m**2s
numeros de regeneradores	= 5

A diferenca das eficiencias no resfriamento entre 4 e 5 regeneradores e 0.009

O numero de regeneradores otimo e 4

Um aumento do numero de regeneradores nao causara um aumento relevante na eficiencia

PERFIL

[g] - temperatura do gas

[s] - temperatura do solido

[e] - eficiencia

Selecione o perfil desejado ==> g

TIPOS DE CALCULOS

[1] - aumento do numero de regeneradores com vazao constante ate atingir a eficiencia requerida com correcao do comprimento

[2] - aumento do numero de regeneradores com variacao da vazao ate atingir o numero de regeneradores otimo ou a eficiencia requerida

[3] - aumento do comprimento ate atingir o comprimento maximo ou a eficiencia requerida

[4] - diminuicao do comprimento com aumento do numero de regeneradores mantendo a eficiencia constante

Selecione o calculo desejado ==> 3

L (comprimento do regenerador [m])	= 32.00
dr (diametro do regenerador [m])	= 3.00
dp (diametro da particula [m])	= 0.0800
Ma (vazao do gas quente [Kg/s])	= 25.45
Mr (vazao do gas frio [Kg/s])	= 25.45
Cg (calor especifico do gas [J/KgK])	= 1013.00
Cs (calor especifico do solido [J/KgK])	= 1000.00
Kg (condutividade termica do gas [W/mK])	= 0.0260
Ks (condutividade termica do solido [W/mK])	= 0.500
mg (densidade do gas [Kg/m**3])	= 1.20
ms (densidade do solido [Kg/m**3])	= 2280.00
v (viscosidade do gas [Kg/ms])	= 0.000018
o (fracao de vazios)	= 0.400
Ereq (eficiencia requerida)	= 0.900
fa (fator de aumento de comp. > 1)	= 1.50
Lmax (comp. maximo [m])	= 100.00

Temperatura do gas

z	La=0	8.2	16.4	24.6	32.8	41.0	49.2	57.3	65.5	73.7	81.9
0.01	1.000	0.000	0.000	0.000	0.001	0.004	0.020	0.065	0.158	0.301	0.474
5.51	1.000	0.384	0.056	0.004	0.000	0.002	0.010	0.036	0.098	0.208	0.361
10.91	1.000	0.734	0.279	0.061	0.009	0.002	0.005	0.019	0.058	0.138	0.262
16.41	1.000	0.906	0.558	0.217	0.057	0.011	0.004	0.010	0.033	0.087	0.182
21.81	1.000	0.971	0.772	0.436	0.173	0.050	0.012	0.007	0.018	0.052	0.120
27.31	1.000	0.992	0.898	0.647	0.348	0.141	0.044	0.013	0.012	0.031	0.077
32.81	1.000	0.998	0.959	0.805	0.540	0.282	0.115	0.039	0.015	0.019	0.047
38.21	1.000	0.999	0.985	0.903	0.708	0.451	0.231	0.096	0.035	0.018	0.030
43.71	1.000	1.000	0.995	0.956	0.832	0.616	0.377	0.190	0.080	0.032	0.024
49.21	1.000	1.000	0.998	0.981	0.911	0.754	0.533	0.316	0.158	0.068	0.032
54.61	1.000	1.000	1.000	0.993	0.956	0.854	0.675	0.459	0.266	0.132	0.060
60.11	1.000	1.000	1.000	0.997	0.980	0.919	0.789	0.599	0.394	0.224	0.112
65.51	1.000	1.000	1.000	0.999	0.991	0.958	0.872	0.722	0.529	0.338	0.190
71.01	1.000	1.000	1.000	1.000	0.996	0.980	0.927	0.818	0.654	0.464	0.290
76.51	1.000	1.000	1.000	1.000	0.999	0.991	0.961	0.888	0.760	0.588	0.406
81.91	1.000	1.000	1.000	1.000	0.999	0.996	0.980	0.935	0.842	0.699	0.526

Aquecimento : 2.5 ciclo.
dz=0.099, dL=0.482, ds=0.200

Temperatura do gas

z	Lr=0	8.2	16.4	24.6	32.8	41.0	49.2	57.3	65.5	73.7	81.9
0.01	0.000	1.000	1.000	1.000	0.999	0.996	0.980	0.935	0.842	0.699	0.526
5.51	0.000	0.616	0.944	0.996	1.000	0.998	0.990	0.964	0.902	0.792	0.639
10.91	0.000	0.266	0.721	0.939	0.991	0.998	0.995	0.981	0.942	0.862	0.738
16.41	0.000	0.094	0.442	0.783	0.943	0.989	0.996	0.990	0.967	0.913	0.818
21.81	0.000	0.029	0.228	0.564	0.827	0.950	0.988	0.993	0.982	0.948	0.880
27.31	0.000	0.008	0.102	0.353	0.652	0.859	0.956	0.987	0.988	0.969	0.923
32.81	0.000	0.002	0.041	0.195	0.460	0.718	0.885	0.961	0.985	0.981	0.953
38.21	0.000	0.001	0.015	0.097	0.292	0.549	0.769	0.904	0.965	0.982	0.970
43.71	0.000	0.000	0.005	0.044	0.168	0.384	0.623	0.810	0.920	0.968	0.976
49.21	0.000	0.000	0.002	0.019	0.089	0.246	0.467	0.684	0.842	0.932	0.968
54.61	0.000	0.000	0.000	0.007	0.044	0.146	0.325	0.541	0.734	0.868	0.940
60.11	0.000	0.000	0.000	0.003	0.020	0.081	0.211	0.401	0.606	0.776	0.888
65.51	0.000	0.000	0.000	0.001	0.009	0.042	0.128	0.278	0.471	0.662	0.810
71.01	0.000	0.000	0.000	0.000	0.004	0.020	0.073	0.182	0.346	0.536	0.710
76.51	0.000	0.000	0.000	0.000	0.001	0.009	0.039	0.112	0.240	0.412	0.594
81.91	0.000	0.000	0.000	0.000	0.001	0.004	0.020	0.065	0.158	0.301	0.474

Resfriamento : 3.0 ciclo.
dz=0.099, dL=0.482, ds=0.200

Modelo da conducao intrapartícula

Projeto de regeneradores em escoamento cocorrente, com aumento do seu comprimento, ate atingir o comprimento maximo ou a eficiencia requerida

Valores adimensionais

Ereq (eficiencia requerida)	= 0.900
La (comp. reduzido no aquecimento)	= 81.922
Lr (comp. reduzido no resfriamento)	= 81.922
Pia (periodo reduzido no aquecimento)	= 81.922
Pir (periodo reduzido no resfriamento)	= 81.922
Ea (eficiencia no aquecimento)	= 0.822
Er (eficiencia no resfriamento)	= 0.822
Eo (eficiencia global)	= 0.822
Bia (numero de Biot no aquecimento)	= 5.312
Bir (numero de Biot no resfriamento)	= 5.312

Valores reais

L (comprimento dos regeneradores)	= 100.00 m
ta (periodo no aquecimento)	= 37507.86 seg
tr (periodo no resfriamento)	= 37507.86 seg
Ga (vazao massica/area no aquecimento)	= 3.60 kg/m**2s
Gr (vazao massica/area no resfriamento)	= 3.60 kg/m**2s
numeros de regeneradores	= 2

A diferenca das eficiencias no resfriamento entre os regeneradores de 72.00 e 100.00m e 0.031

Atingiu Lmax = 100.00

PERFIL

[g] - temperatura do gas

[s] - temperatura do solido

[e] - eficiencia

Selecione o perfil desejado ==> g

TIPOS DE CALCULOS

[1] - aumento do numero de regeneradores com vazao constante ate atingir a eficiencia requerida com correcao do comprimento

[2] - aumento do numero de regeneradores com variacao da vazao ate atingir o numero de regeneradores otimo ou a eficiencia requerida

[3] - aumento do comprimento ate atingir o comprimento maximo ou a eficiencia requerida

[4] - diminuicao do comprimento com aumento do numero de regeneradores mantendo a eficiencia constante

Selecione o calculo desejado ==> 4

L (comprimento do regenerador [m]) = 32.00

dr (diametro do regenerador [m]) = 3.00

dp (diametro da particula [m]) = 0.0800

Ma (vazao do gas quente [Kg/s]) = 25.45

Mr (vazao do gas frio [Kg/s]) = 25.45

Cg (calor especifico do gas [J/KgK]) = 1013.00

Cs (calor especifico do solido [J/KgK]) = 1000.00

Kg (condutividade termica do gas [W/mK]) = 0.0260

Ks (condutividade termica do solido [W/mK]) = 0.500

mg (densidade do gas [Kg/m**3]) = 1.20

ms (densidade do solido [Kg/m**3]) = 2280.00

v (viscosidade do gas [Kg/ms]) = 0.000018

o (fracao de vazios) = 0.400

nrq (num. de reg. requeridos)= 2) = 4

Temperatura do gas

z	La=0	3.1	6.2	9.2	12.3	15.4	18.5	21.5	24.6	27.7	30.8
0.01	1.000	0.045	0.006	0.013	0.029	0.055	0.093	0.141	0.201	0.268	0.340
2.41	1.000	0.532	0.211	0.076	0.042	0.050	0.080	0.124	0.179	0.243	0.313
4.81	1.000	0.768	0.453	0.224	0.105	0.064	0.068	0.096	0.141	0.197	0.262
7.11	1.000	0.892	0.658	0.409	0.226	0.123	0.083	0.085	0.113	0.158	0.215
9.51	1.000	0.952	0.802	0.586	0.378	0.224	0.135	0.099	0.102	0.130	0.175
11.91	1.000	0.980	0.892	0.729	0.533	0.354	0.222	0.144	0.114	0.118	0.147
14.31	1.000	0.992	0.944	0.832	0.670	0.491	0.334	0.220	0.153	0.127	0.134
16.61	1.000	0.997	0.972	0.901	0.778	0.620	0.458	0.319	0.218	0.160	0.140
19.01	1.000	0.999	0.986	0.944	0.858	0.730	0.578	0.430	0.306	0.218	0.160
21.41	1.000	0.999	0.994	0.970	0.913	0.815	0.686	0.542	0.406	0.295	0.218
23.81	1.000	1.000	0.997	0.984	0.948	0.879	0.775	0.647	0.511	0.387	0.287
26.21	1.000	1.000	0.999	0.992	0.970	0.923	0.845	0.737	0.611	0.484	0.370
28.51	1.000	1.000	0.999	0.996	0.983	0.953	0.896	0.811	0.702	0.580	0.460
30.91	1.000	1.000	1.000	0.998	0.991	0.972	0.933	0.868	0.778	0.669	0.552
33.31	1.000	1.000	1.000	0.999	0.995	0.984	0.958	0.911	0.840	0.746	0.638
35.71	1.000	1.000	1.000	1.000	0.997	0.991	0.974	0.941	0.887	0.811	0.716

Aquecimento : 2.5 ciclo.

dz=0.099, dL=0.440, ds=0.200

Temperatura do gas

z	Lr=0	1.8	3.5	5.3	7.1	8.8	10.6	12.3	14.1	15.9	17.6
0.01	0.000	0.830	0.971	0.995	0.997	0.992	0.978	0.949	0.900	0.829	0.739
1.41	0.000	0.355	0.625	0.799	0.899	0.948	0.966	0.961	0.934	0.887	0.819
2.71	0.000	0.222	0.447	0.635	0.773	0.864	0.916	0.938	0.934	0.906	0.856
4.11	0.000	0.144	0.322	0.497	0.648	0.763	0.844	0.893	0.913	0.906	0.875
5.51	0.000	0.093	0.230	0.383	0.531	0.659	0.759	0.830	0.873	0.888	0.878
6.81	0.000	0.060	0.163	0.291	0.427	0.556	0.668	0.756	0.819	0.854	0.864
8.21	0.000	0.039	0.114	0.218	0.338	0.462	0.577	0.675	0.753	0.807	0.836
9.51	0.000	0.025	0.079	0.161	0.264	0.377	0.489	0.593	0.681	0.749	0.795
10.91	0.000	0.016	0.055	0.118	0.203	0.303	0.409	0.512	0.606	0.685	0.745
12.31	0.000	0.010	0.037	0.086	0.155	0.241	0.337	0.436	0.531	0.616	0.687
13.61	0.000	0.006	0.026	0.062	0.117	0.189	0.274	0.366	0.459	0.547	0.624
15.01	0.000	0.004	0.017	0.044	0.087	0.147	0.220	0.304	0.392	0.479	0.560
16.41	0.000	0.003	0.012	0.031	0.065	0.113	0.175	0.249	0.331	0.415	0.496
17.71	0.000	0.002	0.008	0.022	0.048	0.086	0.138	0.202	0.276	0.355	0.435
19.11	0.000	0.001	0.005	0.016	0.035	0.065	0.108	0.163	0.228	0.300	0.376
20.41	0.000	0.001	0.003	0.011	0.025	0.049	0.084	0.130	0.186	0.252	0.323

Resfriamento : 3.0 ciclo.

dz=0.097, dL=0.252, ds=0.200

Modelo da conducao intrapartícula

Projeto para aumentar o numero de regeneradores em escoamento cocorrente, diminuindo o comprimento e a vazao do gas quente, mantendo a eficiencia constante

Valores adimensionais

nrq (numero de regeneradores requeridos)	= 4
Ereq (eficiencia requerida)	= 0.694
La (comp. reduzido no aquecimento)	= 30.766
Lr (comp. reduzido no resfriamento)	= 17.636
Pia (periodo reduzido no aquecimento)	= 35.670
Pir (periodo reduzido no resfriamento)	= 20.448
Ea (eficiencia no aquecimento)	= 0.693
Er (eficiencia no resfriamento)	= 0.693
Eo (eficiencia global)	= 0.693
Bia (numero de Biot no aquecimento)	= 3.089
Bir (numero de Biot no resfriamento)	= 5.312

Valores reais

L (comprimento dos regeneradores)	= 21.53 m
ta (periodo no aquecimento)	= 28085.89 seg
tr (periodo no resfriamento)	= 9361.96 seg
Ga (vazao massica/area no aquecimento)	= 1.20 kg/m**2s
Gr (vazao massica/area no resfriamento)	= 3.60 kg/m**2s
numeros de regeneradores	= 4

Convergiu. A diferenca entre Er e Ereq e -0.001

O periodo foi reajustado

5.3.2 - EXEMPLO PARA O MODELO DE SCHUMANN

Se no mesmo exemplo da seção 5.3.1 fosse utilizado um recheio de outro material de maior condutividade, como por exemplo aço, e a vazão do gás quente fosse menor que a vazão do gás frio.

Calcular para os dois tipos de escoamento:

- a. Qual o comprimento dos regeneradores e o período real utilizados para se atingir uma eficiência no resfriamento de 0,9, se é utilizado apenas um par de regeneradores, caso não atinga a eficiência desejada estimar o comprimento ótimo?
- b. Se são utilizados 5 regeneradores afim de diminuir o comprimento atingido pelo item a, predizer o novo comprimento desses 5 regeneradores e o período real para se atingir a eficiência estimada no item a?

PERFIL

[g] - temperatura do gas

[s] - temperatura do solido

[e] - eficiencia

Selecione o perfil desejado ==> g

TIPOS DE CALCULOS

[1] - diminuicao do periodo e aumento do numero de regeneradores com vazao constante ate atingir a eficiencia requerida

[2] - diminuicao do periodo e aumento do numero de regeneradores com variacao da vazao ate atingir a eficiencia otima ou requerida

[3] - aumento do comprimento ate atingir a eficiencia requerida ou o comprimento maximo

[4] - diminuicao do comprimento com aumento do numero de regeneradores mantendo a eficiencia constante

Selecione o calculo desejado ==> 3

L (comprimento do regenerador [m]) = 32.00

dr (diametro do regenerador [m]) = 3.00

dp (diametro da particula [m]) = 0.0000

Ma (vazao do gas quente [Kg/s]) = 17.67

Mr (vazao do gas frio [Kg/s]) = 25.45

Cg (calor especifico do gas [J/KgK]) = 1013.00

Cs (calor especifico do solido [J/KgK]) = 502.42

Kg (condutividade termica do gas [W/mK]) = 0.0260

Ks (condutividade termica do solido [W/mK]) = 45.000

mg (densidade do gas [Kg/m**3]) = 1.20

ms (densidade do solido [Kg/m**3]) = 7830.00

v (viscosidade do gas [Kg/ms]) = 0.000018

o (fracao de vazios) = 0.400

Ereq (eficiencia requerida) = 0.900

fa (fator de aumento de comp. > 1) = 1.50

Lmax (comprimento maximo) = 100.00

Temperatura do gas

z	I	La=0	4.7	9.5	14.2	18.9	23.6	28.4	33.1	37.8	42.6	47.3
0.01	0.000	0.000	0.001	0.002	0.005	0.012	0.028	0.062	0.137	0.295	1.000	
0.41	0.000	0.000	0.001	0.002	0.006	0.014	0.030	0.068	0.149	0.326	1.000	
0.91	0.000	0.000	0.001	0.003	0.006	0.015	0.033	0.074	0.163	0.363	1.000	
1.31	0.000	0.000	0.001	0.003	0.007	0.016	0.036	0.081	0.178	0.403	1.000	
1.81	0.000	0.000	0.001	0.003	0.008	0.018	0.040	0.088	0.195	0.446	1.000	
2.21	0.000	0.000	0.001	0.004	0.009	0.019	0.043	0.096	0.213	0.490	1.000	
2.61	0.000	0.001	0.002	0.004	0.009	0.021	0.048	0.105	0.233	0.535	1.000	
3.11	0.000	0.001	0.002	0.004	0.010	0.023	0.052	0.115	0.256	0.580	1.000	
3.51	0.000	0.001	0.002	0.005	0.011	0.025	0.057	0.126	0.280	0.624	1.000	
3.91	0.000	0.001	0.002	0.005	0.012	0.028	0.062	0.137	0.306	0.665	1.000	
4.41	0.000	0.001	0.002	0.006	0.014	0.030	0.068	0.150	0.334	0.704	1.000	
4.81	0.000	0.001	0.003	0.006	0.015	0.033	0.074	0.164	0.364	0.741	1.000	
5.31	0.000	0.001	0.003	0.007	0.016	0.036	0.081	0.179	0.395	0.774	1.000	
5.71	0.000	0.001	0.003	0.008	0.018	0.040	0.088	0.196	0.427	0.804	1.000	
6.11	0.000	0.001	0.004	0.009	0.019	0.043	0.097	0.214	0.460	0.831	1.000	
6.61	0.001	0.002	0.004	0.009	0.021	0.048	0.105	0.233	0.493	0.856	1.000	

Aquecimento : 25.5 ciclo.

dz=0.088 e dL=0.473.

Temperatura do gas

z	I	Lr=0	3.9	7.9	11.8	15.7	19.7	23.6	27.5	31.5	35.4	39.3
0.01	0.000	0.001	0.003	0.006	0.015	0.033	0.073	0.162	0.353	0.692	0.970	
0.51	0.000	0.001	0.002	0.006	0.013	0.030	0.067	0.148	0.324	0.644	0.941	
1.01	0.000	0.001	0.002	0.005	0.012	0.027	0.061	0.135	0.297	0.599	0.908	
1.61	0.000	0.001	0.002	0.005	0.011	0.025	0.056	0.124	0.272	0.555	0.872	
2.11	0.000	0.001	0.002	0.004	0.010	0.023	0.051	0.114	0.250	0.514	0.834	
2.61	0.000	0.000	0.002	0.004	0.009	0.021	0.047	0.104	0.229	0.476	0.794	
3.11	0.000	0.000	0.001	0.004	0.008	0.019	0.043	0.095	0.210	0.439	0.754	
3.71	0.000	0.000	0.001	0.003	0.008	0.018	0.039	0.087	0.192	0.406	0.713	
4.21	0.000	0.000	0.001	0.003	0.007	0.016	0.036	0.080	0.176	0.374	0.672	
4.71	0.000	0.000	0.001	0.003	0.006	0.015	0.033	0.073	0.161	0.344	0.632	
5.21	0.000	0.000	0.001	0.002	0.006	0.013	0.030	0.067	0.148	0.317	0.592	
5.81	0.000	0.000	0.001	0.002	0.005	0.012	0.027	0.061	0.135	0.292	0.554	
6.31	0.000	0.000	0.001	0.002	0.005	0.011	0.025	0.056	0.124	0.268	0.518	
6.81	0.000	0.000	0.001	0.002	0.004	0.010	0.023	0.051	0.114	0.246	0.482	
7.31	0.000	0.000	0.000	0.002	0.004	0.009	0.021	0.047	0.104	0.226	0.449	
7.91	0.000	0.000	0.000	0.001	0.004	0.008	0.019	0.043	0.095	0.208	0.417	

Resfriamento : 26.0 ciclo.

dz=0.087 e dL=0.393.

Modelo de Schumann

Projeto de regeneradores em escoamento contracorrente, com aumento do seu comprimento, ate atingir o comprimento maximo ou a eficiencia requerida

Valores adimensionais

Ereq (eficiencia requerida)	= 0.900
La (comp. reduzido no aquecimento)	= 47.284
Lr (comp. reduzido no resfriamento)	= 39.322
Pia (periodo reduzido no aquecimento)	= 6.568
Pir (periodo reduzido no resfriamento)	= 7.867
Ea (eficiencia no aquecimento)	= 1.000
Er (eficiencia no resfriamento)	= 0.694
Eo (eficiencia global)	= 0.819
Bia (numero de Biot no aquecimento)	= 0.049
Bir (numero de Biot no resfriamento)	= 0.059

Valores reais

L (comprimento dos regeneradores)	= 48.00 m
ta (periodo no aquecimento)	= 6214.54 seg
tr (periodo no resfriamento)	= 6214.54 seg
Ga (vazao massica/area no aquecimento)	= 2.50 kg/m**2s
Gr (vazao massica/area no resfriamento)	= 3.60 kg/m**2s
numeros de regeneradores	= 2

A diferenca das eficiencias no resfriamento entre regeneradores de 32.00 e 48.00m e 0.002

Um aumento no comprimento nao causara um aumento relevante na eficiencia

PERFIL

[g] - temperatura do gas

[s] - temperatura do solido

[e] - eficiencia

Selecione o perfil desejado ==> 9

TIPOS DE CALCULOS

[1] - diminuicao do periodo e aumento do numero de regeneradores com vazao constante ate atingir a eficiencia requerida

[2] - diminuicao do periodo e aumento do numero de regeneradores com variacao da vazao ate atingir a eficiencia otima ou requerida

[3] - aumento do comprimento ate atingir a eficiencia requerida ou o comprimento maximo

[4] - diminuicao do comprimento com aumento do numero de regeneradores mantendo a eficiencia constante

Selecione o calculo desejado ==> 4

L (comprimento do regenerador [m])	= 48.00
dr (diametro do regenerador [m])	= 3.00
dp (diametro da particula [m])	= 0.0800
Ma (vazao do gas quente [Kg/s])	= 17.67
Mr (vazao do gas frio [Kg/s])	= 25.45
Cg (calor especifico do gas [J/KgK])	= 1013.00
Cs (calor especifico do solido [J/KgK])	= 502.42
Kg (condutividade termica do gas [W/mK])	= 0.0260
Ks (condutividade termica do solido [W/mK])	= 45.000
mg (densidade do gas [Kg/m**3])	= 1.20
ms (densidade do solido [Kg/m**3])	= 7830.00
v (viscosidade do gas [Kg/ms])	= 0.000018
o (fracao de vazios)	= 0.400
nrq (num. de reg. requeridos >= 2)	= 4
tr (tempo real de resfriamento [seg])	= 6214.540

Temperatura do gas

z	La=0	4.1	8.3	12.4	16.5	20.7	24.8	28.9	33.0	37.2	41.3
0.01	0.000	0.001	0.004	0.010	0.021	0.040	0.073	0.127	0.214	0.346	1.000
0.81	0.000	0.001	0.005	0.012	0.024	0.046	0.082	0.142	0.238	0.407	1.000
1.51	0.000	0.002	0.006	0.014	0.028	0.052	0.092	0.159	0.267	0.482	1.000
2.31	0.001	0.002	0.007	0.016	0.032	0.059	0.104	0.178	0.302	0.562	1.000
3.11	0.001	0.003	0.009	0.019	0.037	0.067	0.117	0.199	0.343	0.641	1.000
3.81	0.001	0.004	0.010	0.022	0.042	0.075	0.131	0.223	0.391	0.713	1.000
4.61	0.002	0.005	0.012	0.025	0.047	0.085	0.147	0.251	0.444	0.776	1.000
5.41	0.002	0.006	0.014	0.029	0.054	0.095	0.164	0.283	0.501	0.828	1.000
6.11	0.003	0.008	0.017	0.033	0.061	0.107	0.185	0.320	0.559	0.871	1.000
6.91	0.004	0.009	0.020	0.038	0.069	0.120	0.207	0.360	0.616	0.905	1.000
7.61	0.005	0.011	0.023	0.043	0.078	0.135	0.233	0.404	0.671	0.931	1.000
8.41	0.006	0.013	0.026	0.049	0.087	0.152	0.262	0.450	0.722	0.950	1.000
9.21	0.007	0.015	0.030	0.056	0.098	0.171	0.294	0.498	0.768	0.965	1.000
9.91	0.008	0.018	0.035	0.063	0.111	0.192	0.329	0.547	0.809	0.975	1.000
10.71	0.010	0.021	0.039	0.071	0.125	0.215	0.366	0.595	0.845	0.983	1.000
11.51	0.012	0.024	0.045	0.080	0.140	0.241	0.406	0.642	0.876	0.988	1.000

Aquecimento : 17.5 ciclo.
dz=0.096 e dL=0.459.

Temperatura do gas

z	Lr=0	2.0	3.9	5.9	7.9	9.8	11.8	13.8	15.7	17.7	19.7
0.01	0.000	0.014	0.029	0.053	0.094	0.164	0.281	0.467	0.708	0.907	0.985
0.51	0.000	0.011	0.025	0.047	0.084	0.146	0.251	0.420	0.646	0.855	0.960
1.01	0.000	0.009	0.021	0.041	0.074	0.130	0.224	0.377	0.589	0.801	0.929
1.61	0.000	0.007	0.018	0.036	0.066	0.116	0.200	0.338	0.535	0.746	0.893
2.11	0.000	0.005	0.015	0.031	0.058	0.103	0.179	0.303	0.485	0.692	0.853
2.61	0.000	0.004	0.013	0.027	0.051	0.092	0.159	0.271	0.438	0.638	0.810
3.11	0.000	0.003	0.011	0.024	0.045	0.081	0.142	0.242	0.396	0.587	0.764
3.71	0.000	0.002	0.009	0.020	0.040	0.072	0.126	0.217	0.357	0.538	0.718
4.21	0.000	0.002	0.007	0.017	0.035	0.064	0.112	0.194	0.321	0.492	0.671
4.71	0.000	0.001	0.006	0.015	0.030	0.056	0.100	0.173	0.288	0.448	0.624
5.21	0.000	0.001	0.005	0.012	0.026	0.050	0.089	0.154	0.259	0.407	0.579
5.81	0.000	0.001	0.004	0.010	0.023	0.044	0.079	0.137	0.232	0.369	0.535
6.31	0.000	0.000	0.003	0.009	0.020	0.038	0.070	0.122	0.208	0.334	0.492
6.81	0.000	0.000	0.002	0.007	0.017	0.034	0.062	0.109	0.186	0.302	0.452
7.31	0.000	0.000	0.002	0.006	0.014	0.029	0.055	0.097	0.166	0.273	0.413
7.91	0.000	0.000	0.001	0.005	0.012	0.026	0.048	0.086	0.149	0.245	0.377

Resfriamento : 18.0 ciclo.
dz=0.087 e dL=0.218.

Modelo de Schumann

Projeto para aumentar o numero de regeneradores em escoamento contracorrente, diminuindo o comprimento e a vazao do gas quente, mantendo a eficiencia constante

Valores adimensionais

nrq (numero de regeneradores requeridos)	= 4
Ereq (eficiencia requerida)	= 0.694
La (comp. reduzido no aquecimento)	= 41.301
Lr (comp. reduzido no resfriamento)	= 19.661
Pia (periodo reduzido no aquecimento)	= 11.473
Pir (periodo reduzido no resfriamento)	= 7.867
Ea (eficiencia no aquecimento)	= 0.996
Er (eficiencia no resfriamento)	= 0.692
Eo (eficiencia global)	= 0.817
Bia (numero de Biot no aquecimento)	= 0.029
Bir (numero de Biot no resfriamento)	= 0.059

Valores reais

L (comprimento dos regeneradores)	= 24.00 m
ta (periodo no aquecimento)	= 18643.62 seg
tr (periodo no resfriamento)	= 6214.54 seg
Ga (vazao massica/area no aquecimento)	= 0.83 kg/m**2s
Gr (vazao massica/area no resfriamento)	= 3.60 kg/m**2s
numeros de regeneradores	= 4

Convergiu. A diferenca entre Er e Ereq e -0.002

PERFIL

[g] - temperatura do gas

[s] - temperatura do solido

[e] - eficiencia

Selecione o perfil desejado: ==> g

TIPOS DE CALCULOS

[1] - aumento do numero de regeneradores com vazao constante ate atingir a eficiencia requerida com correcao do comprimento

[2] - aumento do numero de regeneradores com variacao da vazao ate atingir o numero de regeneradores otimo ou a eficiencia requerida

[3] - aumento do comprimento ate atingir o comprimento maximo ou a eficiencia requerida

[4] - diminuicao do comprimento com aumento do numero de regeneradores mantendo a eficiencia constante

Selecione o calculo desejado: ==> 3

L (comprimento do regenerador [m])	= 32.00
dr (diametro do regenerador [m])	= 3.00
dp (diametro da particula [m])	= 0.0800
Ma (vazao do gas quente [kg/s])	= 17.67
Mr (vazao do gas frio [kg/s])	= 25.45
Cg (calor especifico do gas [J/KgK])	= 1013.00
Cs (calor especifico do solido [J/KgK])	= 502.42
Kg (condutividade termica do gas [W/mK])	= 0.0260
Ks (condutividade termica do solido [W/mK])	= 45.000
mg (densidade do gas [Kg/m**3])	= 1.20
ms (densidade do solido [Kg/m**3])	= 7830.00
v (viscosidade do gas [Kg/ms])	= 0.000018
o (fracao de vazios)	= 0.400
Ereq (eficiencia requerida)	= 0.900
fa (fator de aumento de comprimento)	= 1.50
Lmax (comp. maximo [m])	= 100.00

Temperatura do gas

z	La=0	9.9	19.7	29.6	39.4	49.3	59.1	69.0	78.8	88.7	98.5
0.01	1.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.005	0.028	0.106
5.51	1.000	0.158	0.002	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.002	0.013	0.058
10.91	1.000	0.638	0.066	0.002	0.000	0.000	0.000	0.000	0.001	0.005	0.029
16.41	1.000	0.918	0.322	0.030	0.001	0.000	0.000	0.000	0.000	0.002	0.013
21.91	1.000	0.988	0.662	0.158	0.014	0.001	0.000	0.000	0.000	0.001	0.006
27.41	1.000	0.999	0.884	0.412	0.078	0.007	0.000	0.000	0.000	0.000	0.002
32.81	1.000	1.000	0.971	0.685	0.238	0.039	0.003	0.000	0.000	0.000	0.001
38.31	1.000	1.000	0.994	0.870	0.474	0.132	0.019	0.002	0.000	0.000	0.000
43.81	1.000	1.000	0.999	0.958	0.704	0.303	0.071	0.010	0.001	0.000	0.000
49.31	1.000	1.000	1.000	0.989	0.865	0.521	0.184	0.038	0.005	0.000	0.000
54.71	1.000	1.000	1.000	0.998	0.949	0.721	0.359	0.108	0.020	0.002	0.000
60.21	1.000	1.000	1.000	1.000	0.984	0.863	0.559	0.234	0.062	0.011	0.001
65.71	1.000	1.000	1.000	1.000	0.996	0.943	0.737	0.406	0.146	0.035	0.006
71.21	1.000	1.000	1.000	1.000	0.999	0.980	0.864	0.590	0.280	0.089	0.019
76.61	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	0.994	0.939	0.751	0.447	0.185	0.053
82.11	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	0.998	0.976	0.867	0.618	0.322	0.118

Aquecimento : 2.5 ciclo.

dz=0.100 e dL=0.493.

Temperatura do gas

z	Lr=0	8.2	16.4	24.6	32.8	41.0	49.2	57.3	65.5	73.7	81.9
0.01	0.000	1.000	1.000	1.000	1.000	0.998	0.977	0.870	0.624	0.327	0.121
6.61	0.000	0.616	0.977	1.000	1.000	1.000	0.995	0.956	0.817	0.560	0.286
13.11	0.000	0.118	0.695	0.965	0.998	1.000	0.999	0.988	0.928	0.762	0.501
19.71	0.000	0.010	0.264	0.746	0.960	0.997	1.000	0.997	0.977	0.894	0.706
26.21	0.000	0.001	0.055	0.381	0.785	0.960	0.996	0.999	0.994	0.961	0.854
32.81	0.000	0.000	0.007	0.125	0.475	0.815	0.961	0.995	0.998	0.988	0.939
39.31	0.000	0.000	0.001	0.027	0.202	0.550	0.839	0.963	0.994	0.996	0.978
45.91	0.000	0.000	0.000	0.004	0.062	0.280	0.611	0.860	0.966	0.993	0.993
52.41	0.000	0.000	0.000	0.001	0.014	0.107	0.353	0.663	0.877	0.968	0.992
59.01	0.000	0.000	0.000	0.000	0.002	0.031	0.160	0.421	0.706	0.892	0.971
65.61	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.007	0.057	0.216	0.482	0.742	0.905
72.11	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.001	0.016	0.090	0.273	0.537	0.773
78.71	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.004	0.030	0.128	0.330	0.586
85.21	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.001	0.009	0.050	0.171	0.384
91.81	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.002	0.016	0.074	0.216
98.31	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.005	0.028	0.104

Resfriamento : 3.0 ciclo.

dz=0.099 e dL=0.410.

Modelo de Schumann

Projeto de regeneradores em escoamento cocorrente, com aumento do seu comprimento, ate atingir o comprimento maximo ou a eficiencia requerida

Valores adimensionais

Ereq (eficiencia requerida)	= 0.900
La (comp. reduzido no aquecimento)	= 98.509
Lr (comp. reduzido no resfriamento)	= 81.922
Pia (periodo reduzido no aquecimento)	= 82.077
Pir (periodo reduzido no resfriamento)	= 98.334
Ea (eficiencia no aquecimento)	= 0.981
Er (eficiencia no resfriamento)	= 0.681
Eg (eficiencia global)	= 0.804
Bia (numero de Biot no aquecimento)	= 0.049
Bir (numero de Biot no resfriamento)	= 0.059

Valores reais

L (comprimento dos regeneradores)	= 100.00 m
ta (periodo no aquecimento)	= 77681.76 seg
tr (periodo no resfriamento)	= 77681.76 seg
Ga (vazao massica/area no aquecimento)	= 2.50 kg/m**2s
Gr (vazao massica/area no resfriamento)	= 3.60 kg/m**2s
numeros de regeneradores	= 2

A diferenca das eficiencias no resfriamento entre os regeneradores de 72.00 e 100.00m e 0.009

Um aumento do comprimento nao e relevante

Atingiu Lmax = 100.00.

PERFIL

[g] - temperatura do gas

[s] - temperatura do solido

[e] - eficiencia

Selecione o perfil desejado ==> g

TIPOS DE CALCULOS

[1] - aumento do numero de regeneradores com vazao constante ate atingir a eficiencia requerida com correcao do comprimento

[2] - aumento do numero de regeneradores com variacao da vazao ate atingir o numero de regeneradores otimo ou a eficiencia requerida

[3] - aumento do comprimento ate atingir o comprimento maximo ou a eficiencia requerida

[4] - diminuicao do comprimento com aumento do numero de regeneradores mantendo a eficiencia constante

Selecione o calculo desejado ==> 4

L (comprimento do regenerador [m])	= 100.00
dr (diametro do regenerador [m])	= 3.00
dp (diametro da particula [m])	= 0.0800
Ma (vazao do gas quente [Kg/s])	= 17.67
Mr (vazao do gas frio [Kg/s])	= 25.45
Cg (calor especifico do gas [J/KgK])	= 1013.00
Cs (calor especifico do solido [J/KgK])	= 502.42
Kg (condutividade termica do gas [W/mK])	= 0.0260
Ks (condutividade termica do solido [W/mK])	= 45.000
mg (densidade do gas [Kg/m**3])	= 1.20
ms (densidade do solido [Kg/m**3])	= 7830.00
v (viscosidade do gas [Kg/ms])	= 0.000018
o (fracao de vazios)	= 0.400
nrq (num. de reg. requeridos >= 2)	= 5

Temperatura do gas

z	La=0	17.1	34.2	51.3	68.4	85.5	102.6	119.7	136.8	153.9	171.0
0.01	1.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.003	0.016	0.063
10.11	1.000	0.104	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.001	0.006	0.031
20.21	1.000	0.723	0.032	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.002	0.014
30.31	1.000	0.978	0.337	0.011	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.001	0.006
40.41	1.000	0.999	0.782	0.139	0.004	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.002
50.51	1.000	1.000	0.967	0.489	0.055	0.001	0.000	0.000	0.000	0.000	0.001
60.61	1.000	1.000	0.997	0.824	0.261	0.021	0.001	0.000	0.000	0.000	0.000
70.71	1.000	1.000	1.000	0.965	0.595	0.126	0.008	0.000	0.000	0.000	0.000
80.81	1.000	1.000	1.000	0.996	0.855	0.374	0.058	0.003	0.000	0.000	0.000
90.91	1.000	1.000	1.000	1.000	0.966	0.673	0.211	0.025	0.001	0.000	0.000
101.01	1.000	1.000	1.000	1.000	0.995	0.880	0.471	0.111	0.011	0.000	0.000
111.11	1.000	1.000	1.000	1.000	0.999	0.969	0.732	0.298	0.055	0.005	0.000
121.21	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	0.994	0.900	0.553	0.174	0.026	0.002
131.41	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	0.999	0.972	0.779	0.382	0.096	0.012
141.51	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	0.994	0.916	0.622	0.244	0.050
151.61	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	0.999	0.975	0.816	0.458	0.146

Aquecimento : 2.5 ciclo.

dz=0.099 e dL=0.489.

Temperatura do gas

z	Lr=0	7.0	14.1	21.1	28.1	35.1	42.2	49.2	56.2	63.2	70.3
0.01	0.000	0.999	1.000	1.000	1.000	1.000	0.999	0.979	0.836	0.491	0.166
6.01	0.000	0.559	0.958	0.998	1.000	1.000	1.000	0.997	0.955	0.770	0.437
12.01	0.000	0.104	0.622	0.935	0.994	1.000	1.000	1.000	0.990	0.921	0.708
17.91	0.000	0.009	0.218	0.664	0.924	0.990	0.999	1.000	0.998	0.979	0.882
23.91	0.000	0.001	0.045	0.309	0.695	0.919	0.986	0.998	1.000	0.995	0.962
29.91	0.000	0.000	0.006	0.095	0.381	0.721	0.918	0.983	0.998	0.999	0.990
35.91	0.000	0.000	0.001	0.020	0.150	0.441	0.744	0.918	0.981	0.997	0.997
41.91	0.000	0.000	0.000	0.003	0.043	0.205	0.491	0.763	0.920	0.980	0.996
47.81	0.000	0.000	0.000	0.000	0.010	0.073	0.257	0.534	0.780	0.922	0.979
53.81	0.000	0.000	0.000	0.000	0.002	0.020	0.107	0.306	0.572	0.795	0.924
59.81	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.005	0.036	0.143	0.352	0.604	0.809
65.81	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.001	0.010	0.055	0.181	0.394	0.634
71.81	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.002	0.018	0.078	0.219	0.433
77.81	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.005	0.028	0.103	0.256
83.71	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.001	0.009	0.041	0.130
89.71	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.002	0.014	0.057

Resfriamento : 3.0 ciclo.

dz=0.100 e dL=0.201.

Modelo de Schumann

Projeto para aumentar o numero de regeneradores em escoamento cocorrente, diminuindo o comprimento e a vazao do gas quente, mantendo a eficiencia constante

Valores adimensionais

nrq (numero de regeneradores requeridos)	= 5
Ereq (eficiencia requerida)	= 0.681
La (comp. reduzido no aquecimento)	= 170.993
Lr (comp. reduzido no resfriamento)	= 70.277
Pia (periodo reduzido no aquecimento)	= 151.556
Pir (periodo reduzido no resfriamento)	= 89.713
Ea (eficiencia no aquecimento)	= 0.986
Er (eficiencia no resfriamento)	= 0.685
Eo (eficiencia global)	= 0.808
Bia (numero de Biot no aquecimento)	= 0.025
Bir (numero de Biot no resfriamento)	= 0.059

Valores reais

L (comprimento dos regeneradores)	= 85.79 m
ta (periodo no aquecimento)	= 283487.66 seg
tr (periodo no resfriamento)	= 70871.91 seg
Ga (vazao massica/area no aquecimento)	= 0.62 kg/m**2s
Gr (vazao massica/area no resfriamento)	= 3.60 kg/m**2s
numeros de regeneradores	= 5

Convergiu. A diferenca entre Er e Ereq e 0.004

5.4 - ANÁLISE DOS RESULTADOS

A contribuição de cada resistência para os regeneradores dos dois exemplos anteriores supondo: 32m de comprimento, 3m de diâmetro e operando com gás quente e frio a vazão de 3,6Kg/m²s é a seguinte:

Pela equação (2.11) e os materiais do leito fixo abaixo, temos para:

a. pedras

$$\begin{aligned}\sigma^2 &= \frac{0,08}{32} + \frac{1}{3(1-0,4)} \frac{(3,6)(1013)(0,08)}{(66)(32)} + \\ &\quad \frac{1}{30(1-0,4)} \frac{(3,6)(1013)(0,08)^2}{(0,5)(32)} \\ &= 0,0025 + 0,0767 + 0,0810 = 0,160 \\ &\quad (1\%) \quad (48\%) \quad (51\%)\end{aligned}$$

Logo, as contribuições de cada resistência são as seguintes:

- dispersão axial ==> 1%
- filme gás/sólido ==> 48%
- condução no interior das partículas ==> 51%

b. aço

$$\begin{aligned}\sigma^2 &= \frac{0,08}{32} + \frac{1}{3(1-0,4)} \frac{(3,6)(1013)(0,08)}{(66)(32)} + \\ &\quad \frac{1}{30(1-0,4)} \frac{(3,6)(1013)(0,08)^2}{(45)(32)} \\ &= 0,0025 + 0,0767 + 0,0009 = 0,0801 \\ &\quad (3\%) \quad (96\%) \quad (1\%)\end{aligned}$$

Logo, a contribuição de cada resistência são as seguintes:

- dispersão axial ==> 3%
- filme gás/sólido ==> 96%
- condução no interior das partículas ==> 1%

Portanto, para leito de pedras a condução no interior das partículas é a maior contribuição para a obtenção do perfil de temperatura (51%) seguido pelo convecção gás/sólido (48%), enquanto para o aço a maior contribuição esta presente na transferência de calor convectivo no filme gás/sólido (96%). Esses resultados estão de acordo com análise feita na seção 4.5.3, onde se compara os dois modelos.

LEVENSPIEL(1983) utilizou um método aproximado, associado com a distribuição Gaussiana, para o cálculo de um par de regeneradores com os dados do exemplo 5.3.1 , então é de se esperar uma certa margem de erro (até 17% [DUDUKOVIV E RAMARCHANDRAN (1985)] comparado com o método mais rigoroso, como o utilizado neste trabalho. A comparação dos resultados entre estes dois métodos é mostrada a seguir.

ESCOAMENTO	LEVENSPIEL(1983)	ESTE TRABALHO	ERRO(%)
unidirecional	P = 12000s $\eta = 0,680$	12000s 0,693	2,6
contracorrente	P = 7200s $\eta = 0,916$	7200s 0,832	10,0

onde : $P = P_I = P_{II}$ e $\eta = \eta_I = \eta_{II} = \eta_o$

5.5 - CONCLUSÃO

No presente capítulo foram propostos algoritmos para prever os períodos, o comprimento e o número de regeneradores em paralelo otimizando-se a eficiência do processo.

Os programas elaborados a partir destes algoritmos mostraram sua validade através de exemplos para projetos de regeneradores de leito fixo com vários tipos de materiais.

CAPÍTULO 6

CONCLUSÕES E SUGESTÕES

CONCLUSÕES E SUGESTÕES

No presente trabalho, foi realizada a modelagem matemática para diversos tipos de regeneradores de calor. Utilizou-se o método das diferenças finitas para resolver as equações do modelo de Schumann, onde o material de recheio apresenta resistência térmica desprezível no seu interior, e do modelo da condução intrapartícula, onde o material de recheio apresenta resistência térmica considerável.

Dos resultados apresentados na simulação dos dois modelos acima podemos concluir que:

- a. O ponto de máximo, para regeneradores em escoamento cocorrente, é dado pela equação aproximada (4.5) onde a soma dos períodos reduzidos de aquecimento e resfriamento é aproximadamente igual a soma dos comprimentos reduzidos de aquecimento e resfriamento.
- b. A eficiência pode ser aumentada com aumento da relação entre períodos reduzidos ou com aumento do comprimento reduzido, porém há um ponto onde um aumento destes valores não causará uma mudança significativa na eficiência.
- c. O valor da eficiência, para regeneradores em escoamento contracorrente, pode ser aumentado com a diminuição dos períodos.
- d. Os modelos podem ser escolhidos de acordo com as equações (2.12) e (2.13).
- e. Os regeneradores em escoamento contracorrente apresentam maiores eficiências do que os regeneradores em escoamento

unidirecional.

Pela análise destes resultados foi possível a elaboração de um algoritmo para projetos de regeneradores apresentando as seguintes conclusões:

- a. A simulação para o modelo da condução intrapartícula é seis vezes mais lenta do que a do modelo de Schumann, por isto exige um computador de maior velocidade de cálculo.
- b. A eficiência, no período de resfriamento, atinge valores mais elevados em regeneradores onde a vazão mássica por unidade de área do gás quente é maior ou igual a vazão mássica por unidade de área do gás frio. Quando ocorre o oposto nem sempre se consegue a eficiência desejada.
- c. Os programas foram elaborados em linguagem C, que é uma linguagem estruturada e portanto, de fácil manipulação e a velocidade de compilação é extremamente rápida, facilitando assim, as correções.

Levando-se em conta as conclusões deste trabalho são apresentados como sugestões para futuros trabalhos os seguintes itens:

- Um estudo semelhante, com montagem experimental, com a finalidade de comparar os resultados experimentais com os simulados.
- A elaboração do melhor sistema de controle para se utilizar em regeneradores de calor.
- Um estudo mais profundo onde se leva em conta as variações das vazões dos gases e das propriedades físicas do sistema, assim como a utilização de outros métodos numéricos para a resolução

das equações diferenciais do sistema.

- Um estudo onde se considera o processo como não adiabático.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- BIRD, R. B., STEWART, W. E. and LIGHTFOOT, E. N., "Fenómenos de Transporte", cap. 8 e 10, Editorial Reverté, S.A., 1975.
- CARNAHAN, B., LUTHER, H. A. and WILKES, J. O., "Applied Numerical Methods", John Wiley & Sons, chap. 7, 1969.
- DUDUKOVIC, M. P. and RAMACHANDRAN, P. A., "Quick Design and Evaluation of Heat Regenerators", Chemical Engineering, June 10, pp. 63 - 72, 1985.
- DUDUKOVIC, M. P. and RAMACHANDRAN, P. A., "Evaluation of thermal Efficiency for Heat Regenerators in Periodic Operation by Approximate Methods", Chemical Engineering Science, vol. 40, No 9, pp. 1629 - 1639, 1985.
- GUPTA, S. N., CHAUDE, R. B. and UPADHYAY, S. N., "Fluid-particle Heat Transfer in Fixed and Fluidized Beds", Chemical Engineering Science, vol. 29, pp. 839 - 843, 1974.
- HANDLEY, D. and HEGGS, P. J., "The Effect of Thermal Conductivity of the Packing material on Transient Heat Transfer in a Fixed Bed", Int. J. Heat Mass Transfer, vol. 12, pp. 549 - 570, 1968.
- HEGGS, P. J. and FOUMENY, E. A., "Thermal Performance of Diabatic Cyclic Regenerators", Numerical Heat Transfer, vol 9, pp. 183 - 199, 1986.
- HEGGS, P. J. and CARPENTER, K. J., "Prediction of a Dividing Line between Conduction and Convection Effects in Regenerator Design", Trans IChemE, vol. 56, pp. 86 - 90, 1978.

- ILIFFE, C. E., "Thermal Analysis of the Contra flow Regenerative Exchanger", Proc. Inst. Mech. Engrs 159, pp. 363 - 371, 1948.
- JAKOB, M., "Heat Transfer", vol. 2, cap. 35, Wiley, New York, 1957.
- LEVENSPIEL, O., "Design of Long Heat Regenerators by use of the Dispersion Model", Chemical Engineering Science, vol. 38, No. 12, pp. 2035 - 2045, 1983.
- LARSEN, F. W., " Rapid Calculation of Temperature in a Regenerative Heat Exchanger Having Arbitrary Initial Solid and entering Fluid Temperatures ", Int. J. Heat Mass Transfer, vol. 10, pp. 149 - 168, 1967.
- ROHSENOV, W., "Handbook of Heat Transfer Application", McGraw-Hill, cap. 4 e 6, 1985.
- WILLMOTT, A. J., "Digital Computer Simulation of a Thermal Regenerator", Int. J. Heat Mass Transfer, vol. 7, pp.1291 - 1302, 1964.
- WILLMOTT, A. J., "The Regenerative Heat Exchanger Computer Representation", Int. J. Heat Mass Transfer", vol. 12, pp. 997 - 1014, 1969.
- WILLMOTT, A. J., "Simulation of a Thermal Regenerator under of Variable Mass Flow", Int. J. Heat Mass Transfer, vol. 11, pp. 1105 - 1116, 1968.

NOMENCLATURA

NOMENCLATURA

- A : (área superficial)/(volume do leito) (m^{-1}) ($= 3(1-\epsilon)/B$)
- A_v : (área superficial da parede)/(volume do leito) (m^{-1})
- $A_{i,v}$: (área da superfície interna da parede)/(volume da parede) (m^{-1})
- $A_{e,o}$: (área da superfície externa da parede)/(vol. da parede) (m^{-1})
- a : espessura da parede desde a superfície em contato c/ o recheio (m)
- B : raio da partícula (m)
- Bi : número de Biot
- c_g : calor específico médio do gás ($J Kg^{-1} K^{-1}$)
- c_s : calor específico médio do recheio ($J Kg^{-1} K^{-1}$)
- c_v : calor específico médio da parede ($J Kg^{-1} K^{-1}$)
- c_E : calor específico médio da isolação externa ($J Kg^{-1} K^{-1}$)
- c_p : calor específico a pressão constante ($J Kg^{-1} K^{-1}$)
- $c_{p,v}$: calor específico médio da parede composta ($J Kg^{-1} K^{-1}$)
- d_p : diâmetro das partículas de recheio (m)
- F_g : temperatura adimensional do gás
- F_s : temperatura adimensional da superfície da partícula
- F : temperatura adimensional da partícula (superfície e interior)
- $F_{g,I,e}$: temperatura adimensional do gás na saída, no aquecimento
- $F_{g,II,e}$: temperatura adimensional do gás na saída, no resf.
- $F_{g,I}$: temperatura adimensional do gás no aquecimento
- $F_{g,II}$: temperatura adimensional do gás no resfriamento
- $\dot{G}$: vazão mássica superficial do gás ($Kg m^{-2} s^{-1}$)
- h : coeficiente de transferência de calor entre o gás e o recheio
($W m^{-2} K^{-1}$)

h_g : coeficiente de transferência de calor entre o gás e a parede
($W m^{-2} K^{-1}$)

h_o : coeficiente de transferência de calor entre o ambiente e a superfície de isolamento externa ($W m^{-2} K^{-1}$)

j_h : fator de transferência de calor [$h/(c_g \dot{G})$]

k_g : condutividade térmica do gás ($W m^{-1} K^{-1}$)

k_p : condutividade térmica da partícula ($W m^{-1} K^{-1}$)

k_e : condutividade térmica do recheio ($W m^{-1} K^{-1}$)

k_x : condutividade térmica do sólido na direção x ($W m^{-1} K^{-1}$)

k_v : condutividade térmica da parede ($W m^{-1} K^{-1}$)

$k_{g,eff}$: coeficiente de dispersão axial ($W m^{-1} K^{-1}$)

L : comprimento adimensional = $(h A y)/(\dot{G} c_g)$

L_I : comprimento adimensional no aquecimento

L_{II} : comprimento adimensional no resfriamento

M_e : densidade do leito = $\rho_e(1-\epsilon)$ ($Kg m^{-3}$)

$\dot{m}_g$: vazão mássica do gás (Kg/s)

Nr : número de regeneradores

Nup : número de Nusselt para a partícula = $[(h dp)/K_p]$

P : período (s)

P_I : período de aquecimento (s)

P_{II} : período de resfriamento (s)

Pr : número de Prandtl = $[(c_g \mu)/k_g]$

Pe : número de Peclet = $[(\dot{G} c_g Y)/k_{g,eff}]$

Q : calor transferido no tempo

R : raio da carcaça contendo o recheio (m)

Re : número de Reynolds para a partícula = $[(dp \dot{G})/\mu]$

S : área superficial (m^2)

s : raio adimensional da partícula = r/B
 St : número de Stanton = $[(Ch A Y)/(G c_g)]$
 T_s : temperatura do sólido (K)
 T_g : temperatura do gás (K)
 $T_{g,i}$: temperatura do gás na entrada (K)
 T : temperatura na superfície e interior do recheio (K)
 T_o : temperatura ambiente (K)
 T_E : temperatura da isolação externa (K)
 $\bar{T}_v$: temperatura da parede composta (metal + isolante) (K)
 T_v : temperatura da parede (K)
 $T_{s,I}$: temperatura na parede ou sólido no aquecimento (K)
 $T_{s,II}$: temperatura na parede ou sólido no resfriamento (K)
 $T_{g,I}$: temperatura do gás no aquecimento (K)
 $T_{g,II}$: temperatura do gás no resfriamento (K)
 $T_{g,I,m}$: temperatura média do gás quente (K)
 $T_{g,II,m}$: temperatura média do gás frio (K)
 $T_{s,I,m}$: temperatura média da parede no aquecimento (K)
 $T_{s,II,m}$: temperatura média da parede no resfriamento (K)
 $T_{g,I,m}$: temperatura do gás na entrada no período de aquecimento (K)
 $T_{g,I,e}$: temperatura do gás na saída no período de aquecimento (K)
 $T_{g,II,e}$: temperatura do gás na entrada no período de resf. (K)
 $T_{g,II,e}$: temperatura do gás na saída no período de resf. (K)
 t : tempo (s)
 U : coeficiente global de calor
 X_g : espessura da parede (m)
 W : largura da parede (m)
 y : distância a partir da entrada do leito (m)

Y : comprimento do regenerador (m)
 z : tempo adimensional = $[(h A y)/(M_g c_g)]$
 z_I : tempo adimensional no aquecimento
 z_{II} : tempo adimensional no resfriamento
 α : difusividade térmica $[k_g/(\rho_g c_g)]$
 ϵ : fração de vazios
 μ : viscosidade do gás ($\text{Kg m}^{-1} \text{s}^{-1}$)
 θ : velocidade do gás (m/s)
 ρ_g : densidade do gás (Kg m^{-3})
 ρ_v : densidade da parede (Kg m^{-3})
 ρ_E : densidade da isolamento externa (Kg m^{-3})
 $\rho_{p,v}$: densidade da parede composta (Kg m^{-3})
 Λ : comprimento reduzido = $[(h A Y)/(\dot{G} c_g)]$
 Λ_I : comprimento reduzido no aquecimento
 Λ_{II} : comprimento reduzido no resfriamento
 η_I : eficiência térmica no período de aquecimento
 η_{II} : eficiência térmica no período de resfriamento
 η_o : eficiência global
 σ^2 : variância adimensional
 Π : período reduzido
 Π_I : período reduzido no aquecimento
 Π_{II} : período reduzido no resfriamento