

D.A-16.12.88

OSVALDO GUILLEN LOPES

MÉTODO GENERALIZADO PARA AVALIAÇÃO DO DESEMPENHO
TÉRMICO DE TROCADORES DE CALOR

Dissertação apresentada à
Escola Politécnica da USP
para obtenção do título de
Mestre em Engenharia Mecânica.

CONSULTA
FD-965

São Paulo, 1988

FD 965

OSVALDO GUILLEN LOPES
Eng. Mecânico, FEG - UNESP, 1980

MÉTODO GENERALIZADO PARA AVALIAÇÃO DO DESEMPENHO
TÉRMICO DE TROCADORES DE CALOR

Dissertação apresentada à
Escola Politécnica da USP
para obtenção do título de
Mestre em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof.Dr.Otávio de Mattos Silvaes

São Paulo, 1988

À
meus pais,
minha esposa e
minhas filhas
Carolina e Francine.

AGRADECIMENTOS

Ao Prof. Dr. Otávio de Mattos Silveiras pela dedicação constante na orientação do trabalho.

À Companhia Siderúrgica Paulista - COSIPA pela oportunidade de participação em seu Programa de Mestrado.

Ao Prof. Dr. José Maria Saiz Jabardo pelo incentivo e apoio dispensado.

Aos demais professores e funcionários do Departamento de Engenharia Mecânica da Escola Politécnica da Universidade de São Paulo.

À Marilúcia, minha esposa, pela paciência e compreensão.

À APEMA - Aparelhos, Peças e Máquinas Industriais Ltda. por ter cedido seu laboratório para execução de experiências.

Aos colegas da COSIPA que colaboraram no trabalho.

Muito obrigado.

RESUMO

Apresenta-se um método generalizado para simulação do comportamento térmico de trocadores de calor submetido a condições operacionais diversas.

O método consiste na discretização de um trocador de calor de configuração genérica em elementos de correntes opostas, paralelas ou cruzadas.

Aplicam-se equações de balanço térmico - expressas em termos de variáveis adimensionais - e condições de contorno a todos os elementos resultantes da discretização, obtendo-se um sistema de equações lineares que rege o desempenho térmico do trocador de calor em estudo. Através da solução do sistema de equações se obtém a distribuição de temperaturas ao longo do trocador de calor.

Foi desenvolvido um procedimento para a elaboração de programas que geram automaticamente os sistemas de equações lineares para diferentes arranjos de trocadores de calor.

São apresentados alguns exemplos de aplicação e comparados os resultados obtidos com aqueles indicados na literatura.

Foi realizado um trabalho teórico - experimental para levantar valores do coeficiente global de transmissão de calor em função das vazões dos fluidos num trocador de calor casco-tubos com um passe pelo casco e dois passes pelos tubos. Neste trabalho o método generalizado foi aplicado num processo iterativo para obtenção do valor real do coeficiente global considerando o fator de correção do trocador de calor em cada condição operacional. Com o coeficiente global real obtido novamente foi aplicado o método para obtenção de valores da efetividade termica do trocador de calor.

ABSTRACT

This work presents a general method for simulation of the heat exchanger thermal performance subject to different operating conditions.

By the method, a heat exchanger of a generic configuration is divided in a finite number of three elements: a) counterflow; b) parallel-flow and c) crossflow.

A set of linear equations that governing the thermal performance of the heat exchanger is obtained from the application of the heat balance equations and boundary and compatibility conditions / to each elements. The linear equation system is expressed in non-dimensional variables. By solving the equation system it is possible to obtain temperature distribution through the heat exchanger.

It was developed a procedure to construct of programs which generate linear equation systems for different heat exchanger arrangements automatically.

Some examples of application plus comparison of the results obtained with those indicated in technical literature are also presented.

It was also carried out a theoretical and experimental study in order to obtain the heat transmission global coefficients in function of flow rates in a shell-and-tube heat exchanger with one pass through the shell and two passes through the tubes. In this study the general method was applied in an iterative process in order to get the global coefficient real value, taking into consideration the heat exchanger correction factor in each operating condition. With the real global coefficient determined the method was applied again to calculate the temperature distribution and the heat effectiveness of the heat exchanger.

ÍNDICE

	Pág.
Resumo	i
Abstract	ii
Índice	iii
Lista de Figuras	v
Lista de Tabelas	viii
Lista de Quadros	ix
Nomenclatura	xii
1. Introdução.....	01
1.1 - Justificativa do trabalho	01
1.2 - Revisão Bibliográfica	02
1.3 - Objetivos do Trabalho	07
2. Metodologia de Desenvolvimento de Modelos	08
2.1 - Discretização de Trocadores de Calor	08
2.2 - Equações de Balanço Térmico - variáveis dimensio- nais e adimensionais	10
2.3 - Sistemas de Equações Lineares	15
2.4 - Generalização de Modelos	21
2.5 - Programação para Coeficiente Global de Transmis- são de Calor variável com a temperatura	23
3. Aplicação da Metodologia	26
3.1 - Trocadores de Calor Casco-Tubos (TCCT) de arran- jos (M-N) sem Chicanas Transversais	26
3.2 - Trocadores de Calor de Fluxos Cruzados (TCFC) ti- po Resfriadores de Ar, de passes paralelos	37
3.3 - Trocadores de Calor Casco-Tubos (TCCT) de arran- jos (1-1) em contracorrente, com chicanas	55
4. Levantamento de Dados sobre o Desempenho Térmico de um Trocador de Calor	73
4.1 - Metodologia para levantamento de curvas $U=f(VT,VC)$ 74	
4.1.1-Montagem do circuito experimental-especifi- cações	75
4.1.2-Esclarecimentos sobre a execução das expe- riências	77
4.1.3-Resultados Experimentais	77
4.1.4-Levantamento de curvas $U=f(VT,VC)$	79
4.2 - Metodologia para levantamento de curvas $P=f(NUT,R)$. 80	

4.2.1-Resultados das Simulações	81
4.2.2-Levantamento de curvas $P=f(NUT,R)$	82
5. Conclusões	84
6. Referências Bibliográficas	86

APÊNDICES

A - Determinação da relação $P=f(NUT,R)$ para trocador de calor casco-tubos (TCCT) de arranjo (1-2).....	A1
B - Determinação da relação $F=f(P,R)$ para trocador de calor casco-tubo de arranjo (1-2).....	B1
C - Determinação da relação $P=f(NUT,R)$ para uma unidade básica adotando-se a diferença das médias aritméticas das temperaturas terminais.....	C1
D - Algoritmo para programação nos casos de variação do coeficiente global de transmissão de calor com as temperaturas dos fluidos.....	D1
E - Relação de trocadores de calor e as correspondentes referências bibliografias que apresentam estudos de seus comportamentos térmicos.....	E1

LISTA DE FIGURAS

	Pág.
Figura 1.1 - Configurações usuais de Trocadores de Calor casco-tubos.....	02
Figura 1.2 - Configurações usuais de Trocadores de Calor de Fluxos Cruzados.....	04
Figura 1.3 - Configurações usuais de Trocadores de Calor casco-tubos de fluxos divididos.....	05
Figura 2.1 - Unidades básicas: a) correntes opostas; b) correntes paralelas; c) correntes cruzadas.	08
Figura 2.2 - Discretização para trocador de calor casco-tubos de arranjo (1-2) com uma chicana.....	09
Figura 2.3 - Diagrama área-temperatura para trocador de calor casco-tubos de correntes opostas.....	11
Figura 2.4 - Subdivisão do trocador de calor de fluxos cruzados tipo resfriador de ar, arranjo(2-3)	16
Figura 2.5 - Indexação das unidades básicas da subdivisão do trocador de calor fluxos cruzados, resfriador de ar, arranjo (2-3).....	17
Figura 2.6 - Subdivisão de trocadores de calor casco-tubos arranjo (1-2) com duas chicanas, associados em série.....	17
Figura 2.7 - Indexação das unidades básicas da subdivisão dos trocadores de calor casco-tubos arranjo (1-2) com duas chicanas, associados em série.	18
Figura 2.8 - Identificação de uma unidade básica e suas temperaturas terminais	18

	Pág.
Figura 3.1 - Trocador de calor casco-tubos de arranjo (2-6) sem chicanas transversais.....	27
Figura 3.2 - Identificação das temperaturas terminais das unidades básicas para o trocador de calor casco-tubos arranjo (2-6) sem chicanas transversais.....	27
Figura 3.3 - Distribuição de temperaturas no trocador de calor casco-tubos arranjo (2-6) sem chicanas transversais.....	32
Figura 3.4 - Subdivisão de trocador de calor de fluxos cruzados tipo resfriador de ar, passes paralelos, duas correntes de ar, arranjo (3-2).....	38
Figura 3.5 - Identificação das unidades básicas e temperaturas terminais do trocador de calor de fluxos cruzados resfriador de ar, passes paralelos, duas correntes de ar, arranjo (3-2).....	39
Figura 3.6 - Distribuição de temperaturas no trocador de calor de fluxos cruzados resfriador de ar, passes paralelos, duas correntes de ar, arranjo(3-2).	46
Figura 3.7 - Trocador de calor casco-tubos arranjo (1-1) em contracorrente com duas chicanas.....	55
Figura 3.8 - Identificação das unidades básicas e temperaturas terminais para as subdivisões do trocador de calor apresentadas na figura 3.7.....	56
Figura 3.9 - Distribuição de temperaturas no trocador de calor casco-tubos arranjo (1-1) em contracorrentes com duas chicanas.....	64

Figura 4.1 - Esquema da montagem para as experiências no trocador de calor modelo TA-500-4 da APEMA.	75
Figura 4.2 - Variação do coeficiente global com as vazões de água e de óleo para o trocador de calor modelo TA-500-4 da APEMA.....	80
Figura 4.3. - Curvas das funções $P=f(NUT,R)$ para o trocador de calor modelo TA-500-4 da APEMA.....	83
Figura A1 - Trocador de calor casco-tubos de arranjo (1-2) e diagrama área-temperatura.....	A1
Figura C1 - Esquematização das temperaturas terminais de uma unidade básica (i,j,k).....	C1

LISTA DE TABELAS

	Pág.
Tabela 2.1 - Variáveis adimensionais P,R e NUT para $C_{min} = CT$ ou $C_{min} = CC$	13
Tabela 3.1 - Valores de efetividade térmica (P) e fator de correção (F) obtidos no presente trabalho e por Bowman et alii [8], Kays e London [41] e Mueller [42] para TCCT arranjo (M-N) sem chicanas transversais.....	34
Tabela 3.2 - Valores da efetividade térmica (P) obtidos no presente trabalho e por Stevens et alii [12] e Muller [42] para TCFC tipo resfriador de ar, passes paralelos, com N correntes de ar e arranjo (K-M).	47
Tabela 3.3 - Valores da efetividade térmica (P) obtidos no presente trabalho e por Kays e London [41] e Stevens et alii [42] para TCCT arranjo (1-1) em contracorrente, com K espaços entre chicanas, M correntes pelo casco e N fileiras de tubos.....	65
Tabela 4.1 - Resultados obtidos por experiências e por simulações.....	78
Tabela 4.2 - Equações das curvas $U=f(VT,VC)$ para o trocador de calor TA-500-4 da APEMA.....	79
Tabela 4.3 - Valores de NUT, R e P obtidos por simulação para condições operacionais dadas por VT e VC.....	81
Tabela 4.4 - Equações das funções $P=f(NUT,R)$ para o trocador de calor modelo TA-500-4 da APEMA	83

LISTA DE QUADROS

	Pág.
Quadro 1 - Equação matricial para simulação de TCCT arranjo (2-6) sem chicanas, para $CT(i) \leq CC(i)$	30
Quadro 2 - Equação matricial para simulação de TCCT arranjo (2-6) sem chicanas, para $CT(i) > CC(i)$	31
Quadro 3 - Equação matricial generalizada para simulação de TCCT arranjo (M-N) sem chicanas.....	35
Quadro 3a- Submatrizes C1, C2 e C3 da matriz dos coeficientes C(P,Q) do quadro 3, para $CT(i) \leq CC(i)$	36
Quadro 3b- Submatrizes C1, C2 e C3 da matriz dos coeficientes C(P,Q) do quadro 3, para $CT(i) > CC(i)$	37
Quadro 4 - Equação matricial para simulação de TCFC resfriadores de ar, passes paralelos, para N=2, M=2, K=3, com $CT(i,j,k) \leq CC(i,j,k)$	41
Quadro 4a- Submatriz C1 da matriz dos coeficientes C(P,Q) do quadro 4	42
Quadro 4b- Submatriz C2 da matriz dos coeficientes C(P,Q) do quadro 4	42
Quadro 4c- Submatriz C3 da matriz dos coeficientes C(P,Q) do quadro 4.....	43
Quadro 4d- Submatriz C4 da matriz dos coeficientes C(P,Q) do quadro 4.....	43
Quadro 4e- Submatriz C5 da matriz dos coeficientes C(P,Q) do quadro 4.....	44
Quadro 4f- Submatriz C6 da matriz dos coeficientes C(P,Q) do quadro 4.....	44

Quadro 4g - Submatrizes T1 e T2 da matriz das incógnitas T(Q) do quadro 4.....	45
Quadro 5 - Equação matricial generalizada para simulação de TCFC resfriadores de ar, com N correntes de ar, arranjo (K-M), com $CT(i,j,k) \leq CC(i,j,k)$	48
Quadro 5a - Submatriz C1 da matriz dos coeficientes C(P,Q) do quadro 5	49
Quadro 5b - Submatriz C2 da matriz dos coeficientes C(P,Q) do quadro 5	50
Quadro 5c - Submatriz C3 da matriz dos coeficientes C(P,Q) do quadro 5	51
Quadro 5d - Submatriz C4 da matriz dos coeficientes C(P,Q) do quadro 5	52
Quadro 5e - Submatriz C5 da matriz dos coeficientes C(P,Q) do quadro 5	53
Quadro 5f - Submatriz C6 da matriz dos coeficientes C(P,Q) do quadro 5	54
Quadro 6 - Equação matricial para simulação de TCCT de arranjo (1-1) em contracorrente para M=1, N=3, K=3, com $CT(i,j,k) \leq CC(i,j,k)$	59
Quadro 6a - Submatriz C1 da matriz dos coeficientes C(P,Q) do quadro 6	60
Quadro 6b - Submatriz C2 da matriz dos coeficientes C(P,Q) do quadro 6	61
Quadro 6c - Submatriz C3 da matriz dos coeficientes C(P,Q) do quadro 6	62

Quadro 6d - Submatriz C4 da matriz dos coeficientes $C(P,Q)$ do quadro 6	63
Quadro 6e - Submatriz C5 da matriz dos coeficientes $C(P,Q)$ do quadro 6	63
Quadro 6f - Submatriz C6 da matriz dos coeficientes $C(P,Q)$ do quadro 6	63
Quadro 7 - Equação matricial generalizada para simulação de TCCT arranjo (1-1) em contracorrente, com N fileiras de tubos, M correntes pelo casco e K espaços entre chicanas, com $CT(i,j,k) \ll CC(I,j,k)$	66
Quadro 7a - Submatriz C1 da matriz dos coeficientes $C(P,Q)$ do quadro 7	67
Quadro 7b - Submatriz C2 da matriz dos coeficientes $C(P,Q)$ do quadro 7	68
Quadro 7c - Submatriz C3 da matriz dos coeficientes $C(P,Q)$ do quadro 7	69
Quadro 7d - Submatriz C4 da matriz dos coeficientes $C(P,Q)$ do quadro 7	70
Quadro 7e - Submatriz C5 da matriz dos coeficientes $C(P,Q)$ do quadro 7	71
Quadro 7f - Submatriz C6 da matriz dos coeficientes $C(P,Q)$ do quadro 7	72

NOMENCLATURA

- A - área de troca térmica
- CC - capacidade térmica horária do fluido que escoa no casco
- CT - capacidade térmica horária do fluido que escoa nos tubos
- C(P,Q) - matriz dos coeficientes na equação matricial correspondente ao sistema de equações lineares que rege o comportamento térmico do trocador de calor
- D - diâmetro dos tubos
- f - Fator de incrustação
- F - Fator de correção
- h - coeficiente de película
- k - condutividade térmica do material dos tubos
- MLDT - média logarítmica das diferenças de temperaturas
- MRDT - média real das diferenças de temperaturas
- Nu - número de Nusselt
- NUT - Número de unidades de transferência
- P - Efetividade térmica
- P - na matriz dos coeficientes refere-se ao número de linhas
- q - calor trocado entre os fluidos na unidade de tempo
- q₁ - calor absorvido pela água, calculado a partir de resultados experimentais
- q₂ - calor cedido pelo óleo, calculado a partir de resultados experimentais
- Q - número de colunas na matriz dos coeficientes C(P,Q)
- R - razão entre capacidades térmicas horárias
- S(Q) - matriz dos termos independentes na equação matricial correspondente ao sistema de equações lineares que rege o comportamento térmico do trocador de calor
- t - temperatura do fluido que escoa pelos tubos
- t₁ - temperatura de entrada no trocador de calor do fluido que escoa pelos tubos
- t₂ - temperatura de saída do trocador de calor do fluido que escoa pelos tubos
- T - temperatura do fluido que escoa pelo casco
- T₁ - temperatura de entrada no trocador de calor do fluido que escoa pelo casco
- T₂ - temperatura de saída do trocador de calor do fluido que escoa pelo casco
- T(Q) - matriz das incógnitas na equação matricial corresponden-

te ao sistema de equações lineares que rege o comportamento térmico do trocador de calor

- U - coeficiente global de transmissão de calor
- VC - vazão do fluido que escoava pelo casco
- VT - vazão do fluido que escoava pelos tubos

índices:

- c - casco
- i - interno
- máx - máximo
- mín - mínimo
- o - externo
- p - temperatura média da parede do tubo
- s - saída
- t - tubos

abreviações:

- MLDT - média logarítmica das diferenças de temperaturas
- MRDT - média real das diferenças de temperaturas
- TCCT - trocador de calor casco-tubos
- TCFC - trocador de calor de fluxos cruzados.

1 - INTRODUÇÃO

Trocadores de calor são equipamentos que promovem a transmissão de calor entre fluidos, associados à diversas operações industriais. Os processos químicos e siderúrgicos, particularmente, os utilizam em larga escala.

1.1 - Justificativa do Trabalho

O projeto e avaliação do desempenho térmico de trocadores de calor tem sido objeto de estudos desde o início deste século, estendendo-se até nossos dias, em função da permanente busca de configurações mais eficientes.

Encontram-se na literatura diferentes métodos para estudo do comportamento térmico de trocadores de calor, particularizados a determinadas configurações.

Tais métodos são importantes ferramentas para engenheiros projetistas no dimensionamento e avaliação de trocadores de calor sob variadas condições operacionais.

Poucos são, porém, os métodos generalizados, aplicáveis a diversas configurações. A existência destes reveste-se de importância ainda maior pelo fato de possibilitarem a comparação entre trocadores de calor de diferentes configurações.

Proceder à escolha de um trocador de calor adequado a determinadas condições operacionais com base nas informações dos fabricantes é, hoje, no Brasil, um procedimento difícil e passível de erros, tendo em vista a não uniformidade das informações fornecidas. Poucos catálogos de fabricantes fornecem dados técnicos relativos a capacidade ou desempenho térmico desses equipamentos de forma adequada.

Um método generalizado que estabeleça um procedimento confiável para simulação de diferentes trocadores de calor permite que seja selecionado com segurança, aquele que se mostrar tecnicamente mais eficiente e adequado economicamente.

1.2 - Revisão Bibliográfica

A determinação da média real das diferenças das temperaturas (MRDT) que ocorrem ao longo de um trocador de calor representa uma das maiores dificuldades para o projeto ou estudo do comportamento térmico de trocadores de calor.

Estudos referentes à determinação da MRDT de trocadores tiveram origem no início do século, quando foi deduzida a média logarítmica das diferenças de temperaturas para trocadores de calor de correntes opostas, mostrado esquematicamente na figura 1.1.a.

Na figura 1.1 mostram-se configurações usuais de trocadores de calor casco-tubos. Na própria figura indica-se a notação utilizada para distinguir os diferentes arranjos.

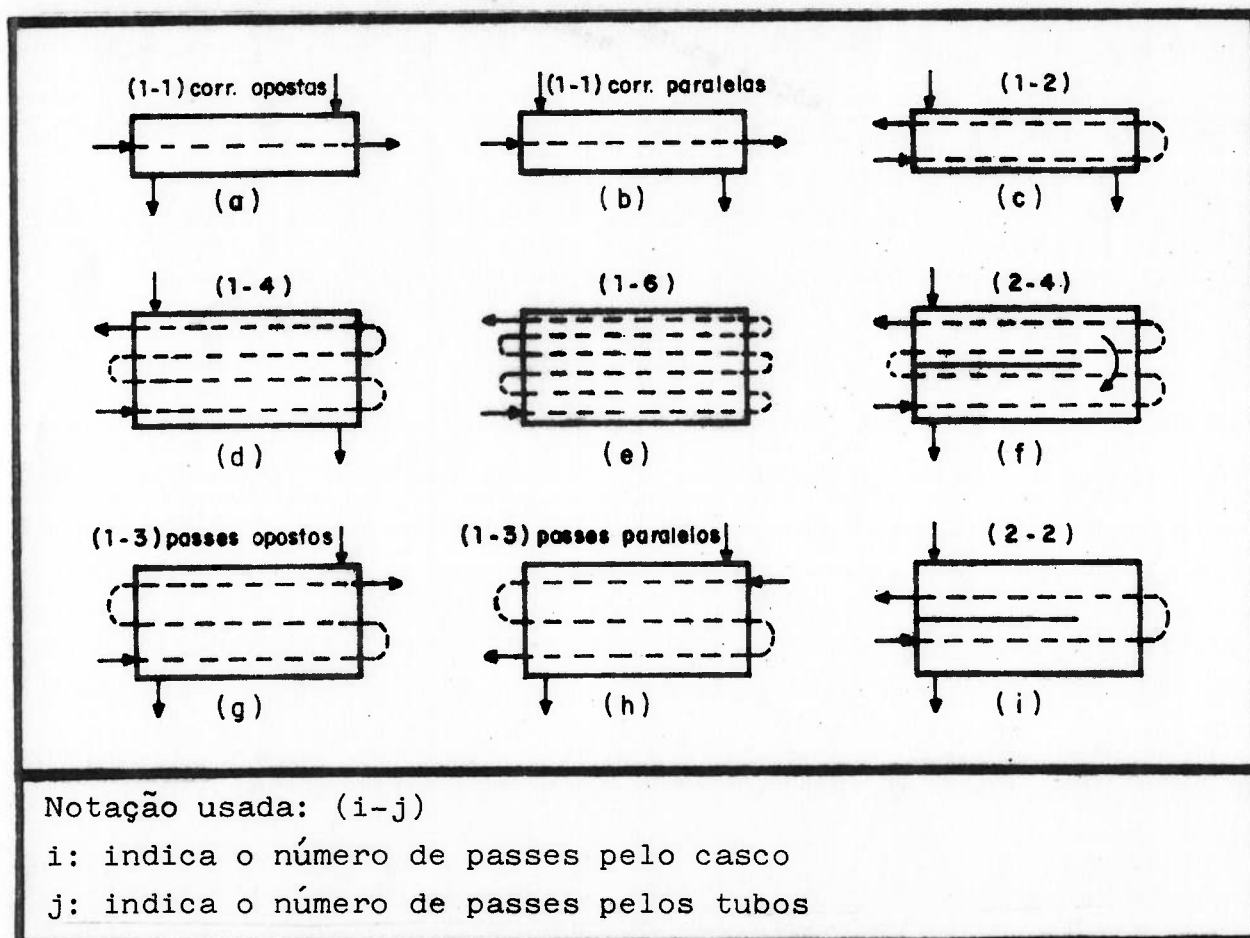


Figura 1.1 - Configurações usuais de Trocadores de Calor Casco-Tubos (TCCT).

Em 1933 Nagle [1] apresenta o equacionamento matemático para determinação da média real das diferenças de temperaturas para trocadores de calor casco-tubos com arranjo (1-2) - um passe pelo casco e dois passes pelos tubos - conforme figura 1.1c. Nagle resolve a equação obtida por integração gráfica, fornecendo os resultados em cartas relacionando fatores de correção (F) em função de efetividades térmicas (P) e de razões entre capacidades térmicas horárias (R). O autor apresenta, também, cartas das funções $F = f(P,R)$ para trocadores de calor casco-tubos de arranjos (1-4), (1-6) e (2-4), representados esquematicamente pelas figuras 1.1d, 1.1e e 1.1f. Observa que os valores de $F = f(P,R)$ são praticamente iguais para a família de trocadores (1-2 N).

Em 1934 Underwood [2] integra numericamente as equações obtidas por Nagle. Os resultados obtidos por esses pesquisadores mostram ótima aproximação, com erros inferiores a 3%.

Smith [4] apresenta, em 1934, o desenvolvimento matemático para determinação da média real das diferenças de temperatura (MRDT) para trocadores de calor de fluxos cruzados, fornecendo resultados em cartas nas quais relaciona a MRDT com as temperaturas terminais dos fluidos. Os trocadores de calor abordados em seu trabalho estão apresentados nas figuras 1.1a e 1.1b (casco-tubos) e 1.2a, 1.2b, 1.2c, 1.2d e 1.2e (fluxos cruzados).

Na figura 1.2 mostram-se configurações usuais de trocadores de calor de fluxos cruzados. A notação utilizada para distinguir os diferentes arranjos encontra-se indicada na própria figura.

Em 1938 Ten Broeck [7] introduz uma nova variável adimensional, o número de unidades de transferência (NUT), definido como a relação entre o produto do coeficiente global de transmissão de calor pela área e a capacidade térmica horária do fluido interno aos tubos. O autor exemplifica a utilização desta variável estabelecendo relações $P = f(NUT, R)$ para trocadores de calor casco-tubos com arranjos (1-2) e (2-4). Mostra que as relações $F = f(P,R)$ são adequados para dimensionamento enquanto as relações $P = f(NUT,R)$ são apropriadas para estudos sobre o desempenho térmico de trocadores de calor.

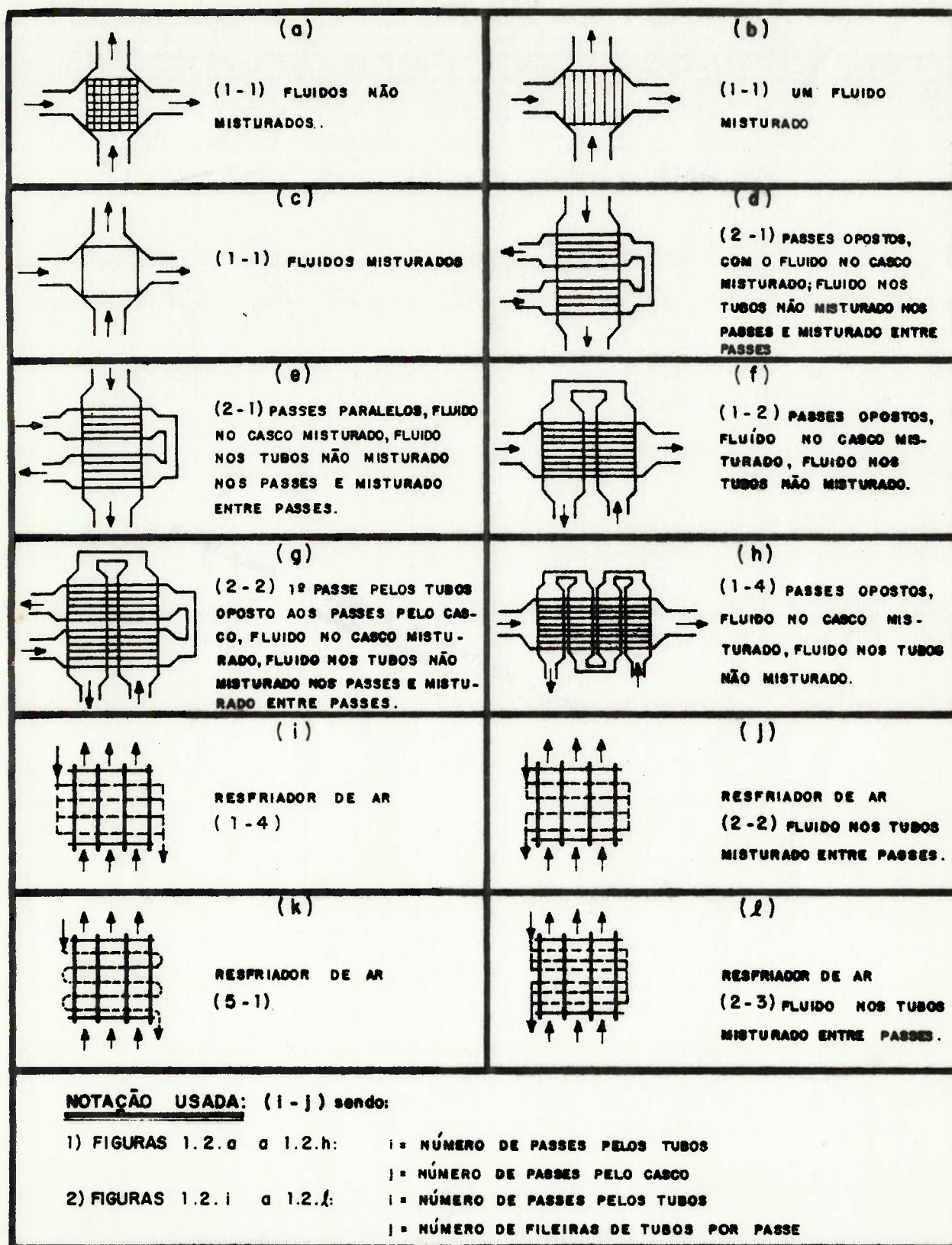


Figura 1.2 - Configurações usuais de Trocadores de Calor de Fluxos Cruzados. (TCFC).

Gardner [9] desenvolve estudos para determinação da média real das diferenças de temperaturas (MRDT) para trocadores de calor casco-tubos sem chicanas transversais, admitindo que nessa configuração o fluido no casco não se mistura. O autor compara os valores de $F = f(P,R)$ obtidos em seu trabalho com valores obtidos em trabalhos nos quais admite-se o fluido no casco completamente misturado em cada seção. Propõe que as curvas das funções $F = f(P,R)$ desses dois casos extremos são as curvas limites de operação para um trocador real.

Em 1951, Kern e Carpenter [11] deduzem a MRDT para trocadores de calor casco-tubos (TCCT) com arranjo (1,2), de fluxo dividido, conforme figura 1.3a. Os autores mostram que o resultado obtido por Underwood para TCCT com arranjo (1-2) é um caso particular do resultado obtido por eles. Na figura 1.3 mostram-se configurações usuais de trocadores de calor casco-tubos, de fluxos divididos.

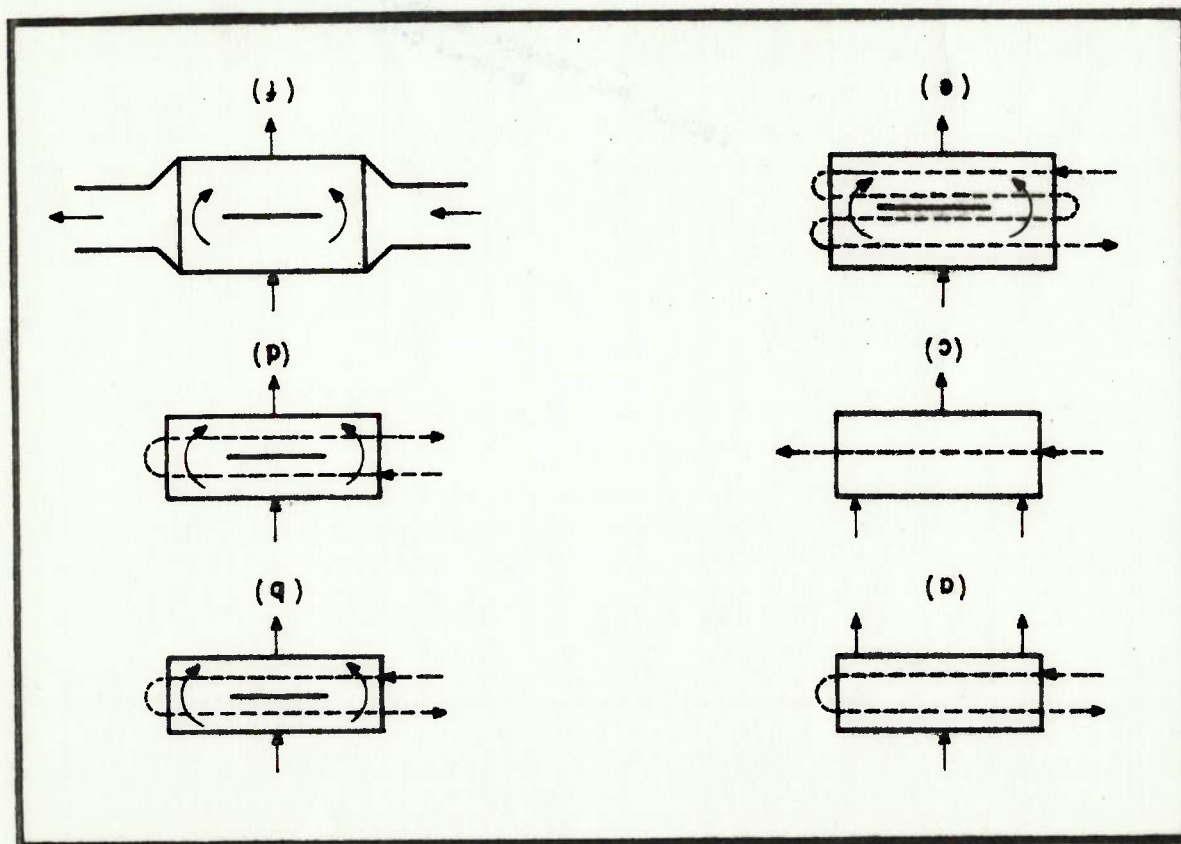


Figura 1.3 - Configurações usuais de trocadores de calor casco-tubos (TCCT) de fluxos divididos.

Kraus e Kern [15] desenvolvem em 1965, uma equação única relacionando $P = f(\text{NUT}, R)$ para toda a família de TCCT de arranjo (1-N). Esta equação é avaliada com detalhes por Dood [33], em 1982, quando são observadas condições de validade e suas propriedades.

Em 1976, Caglayan e Buthod [20] publicam cartas relacionando $F = f(P, R)$ para oito diferentes arranjos de trocadores de calor de fluxos cruzados (TCFC) do tipo resfriadores de ar. Discretizando o trocador em elementos de fluxos cruzados, os autores aplicam equações de balanço térmico em termos das variáveis P, R e NUT sucessivamente aos elementos obtendo um sistema de equações lineares.

Worsøe - Schmidt e Høgaard Knudsen [27] apresentam, também em 1976, um modelo para simulação de diversos arranjos de TCFC, entre os quais aqueles apresentados nas figuras 1.2b, 1.2d, 1.2f, 1.2g e 1.2h. A equação é dada na forma de um polinômio, cujos coeficientes encontram-se tabelados em função da configuração de trocador de calor.

Em 1981, Singh [31] mostra que o conhecimento das variáveis P, R e NUT e das derivadas parciais $\partial P / \partial R$ e $\partial P / \partial \text{NUT}$ caracterizam completamente o comportamento térmico de um trocador de calor em torno de um ponto de operação.

Urbicain e Paloschi [32] apresentam, em 1981, um algoritmo para simulação de resfriadores de ar com tubos aletados. O método empregado é de discretização do trocador de calor em elementos. Aplicando equações de balanço térmico a cada elemento, obtiveram um sistema de equações lineares.

Murty [34] desenvolve estudos, em 1983, objetivando determinar relações $F = f(P, R)$ e distribuição de temperaturas ao longo de um trocador de calor. O autor subdivide o trocador em regiões, aplicando equações de balanço térmico e condições de contorno em qualquer setor de uma região. Apresenta resultados para trocadores de calor casco-tubos de fluxos divididos, representados esquematicamente pelas figuras 1.3d e 1.3f.

Pignotti e Cordero [35], [36] desenvolvem expressões analíticas para determinação da média real das diferenças de temperaturas para trocadores de calor de fluxos cruzados do tipo resfriadores de ar, apresentando resultados na forma de cartas das funções $F=f(P, R)$. Elaboram cartas para dez diferentes arranjos obtidos pela variação do número de passes dos tubos e do número de fileiras de tubos por

passa. As figuras 1.2i, 1.2j, 1.2k e 1.2l auxiliam a compreensão das configurações estudadas por esses autores.

Em 1986 Pignotti apresenta um método analítico para estudo do desempenho térmico de trocadores de calor do tipo casco-tubos de arranjos (1-3) de passes paralelos e (1-3) de passes opostos, configurações apresentadas esquematicamente nas figuras 1.1g e 1.1h.

Outras referências foram omitidas nesta revisão pelo fato de desenvolverem estudos similares para diferentes configurações de trocadores de calor. No apêndice E apresenta-se de maneira esquemática diversas configurações de trocadores de calor e referências para estudos sobre o comportamento térmico dos mesmos.

1.3 - Objetivos do Trabalho

Considerando as deficiências encontradas nas informações técnicas de fabricantes quanto ao desempenho térmico de trocadores de calor e a importância de métodos generalizados que permitam tais avaliações, objetiva-se com esse trabalho:

- Propor um método para simulação de trocadores de calor de diferentes configurações, aplicáveis aos casos de propriedades dos fluidos constantes ou variáveis com a temperatura. A confiabilidade do método será testada através de comparações com resultados obtidos por outros autores que empregaram métodos diversos.
- Obter parâmetros que caracterizam o comportamento térmico de um trocador de calor sob várias condições operacionais através de experimentação com aplicação conjunta do método generalizado proposto.

2 - METODOLOGIA DE DESENVOLVIMENTO DE MODELOS

Diversos trabalhos referidos no capítulo anterior apresentam determinações de médias reais de diferenças de temperaturas de trocadores de calor pela sua subdivisão em regiões, como nas referências [25], [30] e [34] ou em elementos de fluxos cruzados, conforme referências [20] e [32]. A cada região ou elemento são aplicadas equações de balanço térmico e condições de contorno.

Neste trabalho utiliza-se procedimento similar, estendendo sua aplicação de maneira generalizada à diversas configurações de trocadores de calor.

2.1 - Discretização de Trocadores de Calor

Um trocador de calor de configuração qualquer pode ser subdividido em regiões ou elementos (doravante chamados de unidades básicas) que apresentam as seguintes características:

- correntes opostas, é a unidade básica em que os dois fluidos escoam na mesma direção e sentidos opostos, conforme figura 2.1a;
- correntes paralelas, é a unidade básica em que os fluidos escoam em direções e sentidos iguais, conforme figura 2.1b;
- correntes cruzadas com ambos os fluidos misturados, é a unidade básica em que os fluidos escoam em direções ortogonais, apresentando, em cada seção transversal ao escoamento, temperaturas uniformes, conforme figura 2.1c.

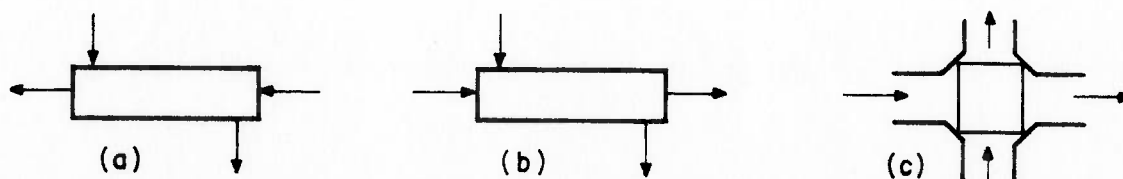


Figura 2.1 - Unidades básicas: a) correntes opostas; b) correntes paralelas; c) correntes cruzadas ambos os fluidos misturados.

A discretização de um trocador de calor pode ser feita de várias maneiras, conforme a precisão desejada, a disponibilidade de memória e tempo de processamento do computador.

Para exemplificar, efetua-se duas subdivisões para o trocador de calor casco-tubos de arranjo (1-2) com uma chicana transversal, mostrado na figura 2.2a.

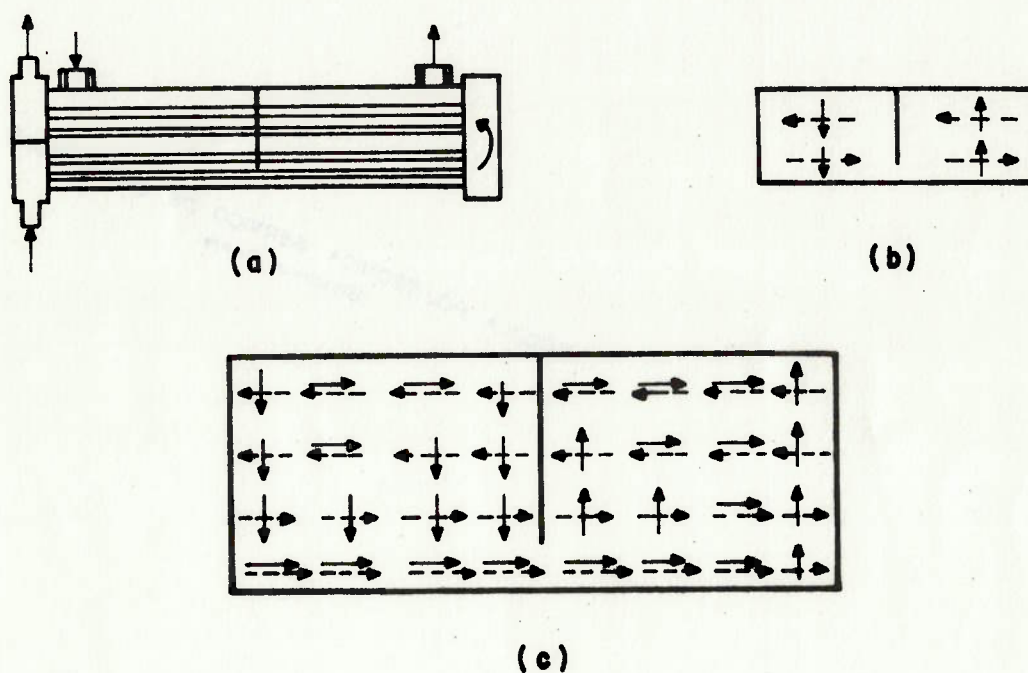


Figura 2.2 - Discretização para TCCT de arranjo (1-2) com chicana transversal.

Para essa configuração de trocador de calor, a subdivisão da figura 2.2b envolve o menor número possível de unidades básicas, considerando-se que a chicana provoca fluxos cruzados.

Se a distância entre a chicana e os espelhos for grande relativamente ao diâmetro do casco, e as conexões de entrada e saída do fluido no casco forem próximas aos espelhos, o escoamento deste fluido apresentará componentes de velocidades horizontais significativas, que devem ser consideradas no modelamento. Neste caso, a sub

divisão apresentada na figura 2.2c pode ser mais representativa da situação real, proporcionando resultados mais precisos.

2.2 - Equações de Balanço Térmico - Variáveis Dimensionais e Adimensionais

Em projetos térmicos ou estudos sobre o desempenho térmico de trocadores de calor, deve-se considerar em conjunto as seguintes equações:

$$\frac{dq}{dA} = \pm U.(t - T) \quad (2.1)$$

$$q = CT.(t_2 - t_1) \quad (2.2)$$

$$q = CC.(T_1 - T_2) \quad (2.3)$$

onde:

- $\frac{dq}{dA}$ = taxa horária de calor trocado por unidade de área em uma seção onde a diferença de temperatura seja (t-T)..... [W/m²]
- U = coeficiente global de transmissão de calor [W/m².K]
- t = temperatura do fluido que escoa pelos tubos na seção elementar dA [K]
- T = temperatura do fluido que escoa pelo casco na seção elementar dA..... [K]
- t₁ = temperatura de entrada do fluido que escoa pelos tubos [°C]
- t₂ = temperatura de saída do fluido que escoa pelos tubos [°C]
- T₁ = temperatura de entrada do fluido que escoa pelo casco [°C]
- T₂ = temperatura de saída do fluido que escoa pelo casco [°C]
- CT = capacidade térmica do fluido que escoa pelos tubos... [W/K]
- CC = capacidade térmica do fluido que escoa pelo casco.... [W/K]

Geralmente as diferenças de temperaturas (t-T) ao longo do trocador de calor não são constantes. Na figura 2.3 mostra-se uma situação típica.

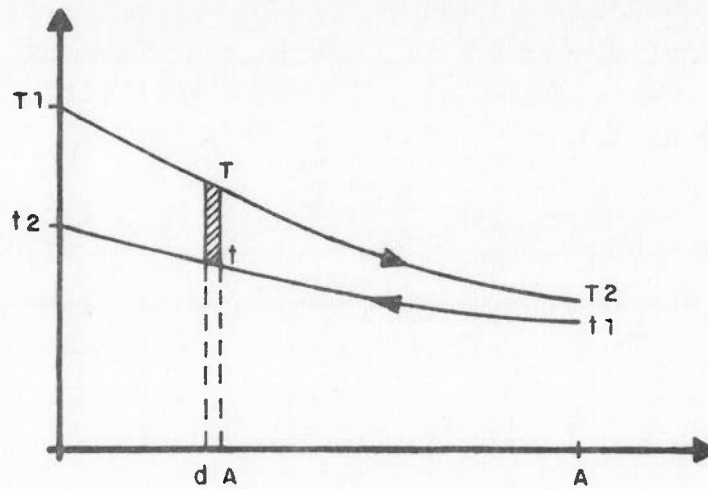


Figura 2.3 - Diagrama área-temperatura para trocador de calor casco-tubos (TCCT) de correntes opostas.

A integração da equação (2.1) ao longo da área conduz a um valor médio representativo de todas as diferenças de temperatura ($T-t$) que ocorrem no trocador, chamada média real das diferenças de temperaturas (MRDT).

De maneira geral, a equação (2.1) na forma integrada pode ser escrita como:

$$q = U.A.(MRDT) \quad (2.4)$$

onde MRDT é a média real das diferenças de temperaturas.

Para trocadores de calor casco-tubos de correntes opostas, a integração da equação (2.1) conduz a uma expressão da MRDT dada pela conhecida média logarítmica das diferenças de temperaturas (MLDT):

$$(MLDT) = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln \frac{T_1 - t_2}{T_2 - t_1}} \quad (2.5)$$

Agrupando-se convenientemente as variáveis que aparecem nas equações (2.2) a (2.4) em grupos adimensionais obtém-se novas variáveis que, relacionadas entre si, facilitam o projeto térmico ou o

estudo do desempenho térmico de trocadores de calor. As variáveis adimensionais comumente usadas são definidas a seguir:

. Efetividade Térmica (P)

Define-se efetividade térmica como sendo a razão entre a quantidade de calor removida de um fluido e a quantidade máxima que poderia ser removida em um trocador nas mesmas condições de vazões e temperaturas de entrada, ou seja:

$$P = \frac{q}{q_{\text{máx.}}} = \quad (2.6)$$

$$= \frac{CT(t_2 - t_1)}{C_{\text{mín.}}(T_1 - t_1)} = \quad (2.6a)$$

$$= \frac{CC(T_1 - T_2)}{C_{\text{mín.}}(T_1 - t_1)} = \quad (2.6b)$$

onde $C_{\text{mín.}}$ é o menor valor entre CT e CC.

A máxima quantidade de calor $q_{\text{máx.}}$ que poderia ser removida seria obtida em um trocador de calor em contra corrente de área in finita, quando o fluido de menor capacidade térmica horária teria sua temperatura de saída igualada à temperatura de entrada do outro fluido.

Na tabela 2.1 mostra-se a efetividade térmica expressa somente em função de temperaturas terminais dos fluidos.

. Razão entre Capacidades Térmicas Horárias (R)

Define-se Razão entre Capacidade Térmicas Horárias como sendo a relação entre os valores mínimo e máximo das capacidades térmicas horárias dos fluidos escoando pelo trocador de calor, conforme equação (2.7):

$$R = \frac{C_{\text{mín}}}{C_{\text{máx}}} \quad (2.7)$$

onde:

$C_{\text{mín}}$ = é o menor valor entre as capacidades térmicas horárias dos fluidos.

$C_{\text{máx}}$ = é o maior valor entre as capacidades térmicas horárias dos fluidos.

Na tabela 2.1 apresentam-se as expressões de R em função das temperaturas terminais observadas em um trocador de calor, obtidas pela combinação da definição (2.7) com as equações (2.2) e (2.3).

Tabela 2.1 - Variáveis adimensionais P, R e NUT para $C_{\text{mín}} = CT$ ou $C_{\text{mín}} = CC$.

$C_{\text{mín.}}$	Variáveis Adimensionais		
	P	R	NUT
CT	$\frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1}$	$\frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1}$	$\frac{U \cdot A}{C T}$
CC	$\frac{T_1 - T_2}{T_1 - t_1}$	$\frac{t_2 - t_1}{T_1 - T_2}$	$\frac{U \cdot A}{C C}$

. Número de Unidades de Transferência (NUT)

É uma variável adimensional que expressa o potencial de troca térmica em função de aspectos dimensionais do trocador de calor, dos escoamentos e propriedades físicas dos fluidos, definida pela equação (2.8):

$$NUT = \frac{U.A}{C_{\text{mín.}}} \quad (2.8)$$

Obtém-se uma relação entre as variáveis P, R e NUT a partir das equações (2.2), (2.3) e (2.4) e das definições (2.6), (2.7) e (2.8) para cada trocador de calor, se for conhecida a expressão da sua média real das diferenças de temperaturas:

$$P = f(NUT, R, \text{configuração}) \quad (2.9)$$

No apêndice A mostra-se, como exemplo, o desenvolvimento para se encontrar a equação (2.9) para trocador de calor casco-tubo de arranjo (1-2).

. Fator de Correção (F)

Define-se fator de correção como sendo a razão entre a média real das diferenças de temperaturas (MRDT) do trocador de calor em dada condição operacional e a média logaritmica das diferenças de temperaturas (MLDT) calculada para as mesmas condições de temperaturas terminais, conforme equação (2.10). Os valores do fator de correção serão sempre menores ou iguais a um, servindo como padrão de comparação da eficiência de um trocador em relação ao trocador em contracorrente, cuja configuração é a mais eficiente possível e para o qual $F=1$.

$$F = \frac{(MRDT)}{(MLDT)} \leq 1 \quad (2.10)$$

A equação (2.4) pode, então ser reescrita da seguinte forma:

$$q = U.A.F.(MLDT) \quad (2.11)$$

Novamente, a partir das equações (2.2), (2.3) e (2.4) e das definições (2.6), (2.7) e (2.10) é possível obter-se uma relação entre as variáveis F,P e R para um dado trocador de calor, se for conhecida a expressão da sua MRDT:

$$F = f(P,R) \quad (2.12)$$

No apêndice B apresenta-se, como exemplo, o desenvolvimento matemático para se obter a equação (2.12) para trocador de calor casco-tubos de arranjo (1-2).

As relações (2.9) ou (2.12) permitem o projeto térmico ou estudo do desempenho térmico de trocadores de calor trabalhando-se somente com três variáveis. As três equações de balanço térmico (2.2), (2.3) e (2.4), que relacionam oito variáveis, podem ser substituídas por apenas uma das equações (2.9) ou (2.12). A primeira é mais adequada para estudos sobre o comportamento térmico de trocadores de calor enquanto a segunda para projeto térmico, conforme citado por Ten Broeck [7].

2.3 - Sistema de Equações Lineares

Descreve-se, a seguir, a metodologia para obtenção do sistema de equações que regerá o comportamento térmico de um certo trocador de calor.

As unidades básicas nas quais um trocador de calor é subdividido devem ser identificadas tal como os elementos de uma matriz, empregando-se, para isso, tantos índices quantos forem necessários.

Uma unidade básica é identificada como (i,j,k,...,w) onde o primeiro índice pode indicar o tubo ou fileira de tubos, o segundo a corrente em que foi subdividido o fluxo no casco, o terceiro o espaço em que está localizada (por exemplo entre a 1ª e 2ª chicanas), o quarto o número do casco em série, e assim por diante, dependendo

do grau de detalhamento em que o trocador de calor será discretizado.

Dois exemplos simples facilitarão a compreensão do procedimento de indexização:

1º Exemplo: Trocador de calor de fluxos cruzados tipo resfriador de ar arranjo (2-3).

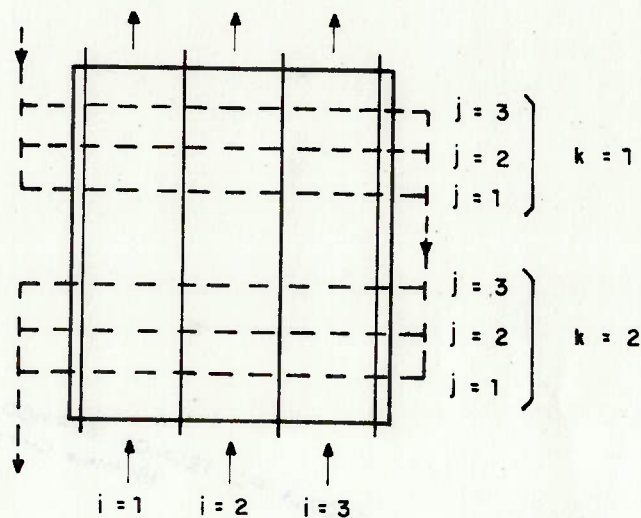


Figura 2.4 - Subdivisão do Trocador de Calor de Fluxos Cruzados tipo resfriador de ar, de arranjo (2-3).

As unidades básicas podem ser identificados pelos índices (i, j, k) sendo:

- $i = n^{\circ}$ da corrente de ar
- $j = n^{\circ}$ da fileira de tubos
- $k = n^{\circ}$ do passe dos tubos

Efetuando-se a identificação de todas as unidades básicas, obtém-se:

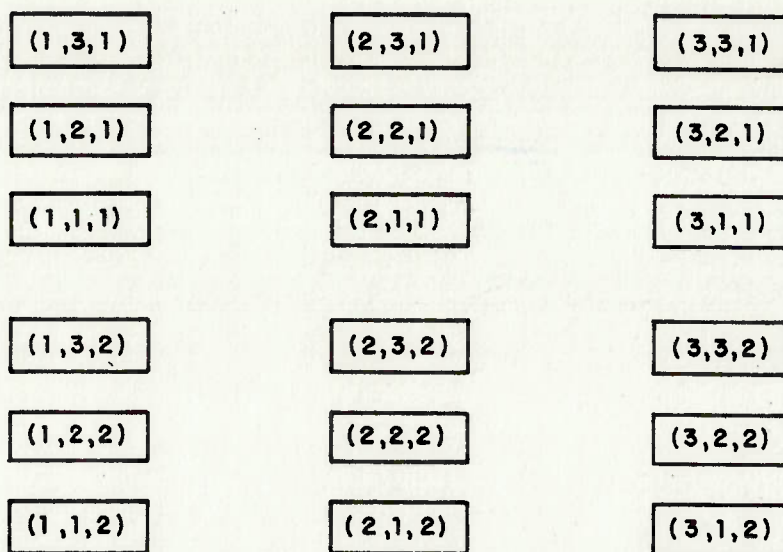


Figura 2.5 - Indexação das unidades básicas para a subdivisão do trocador de calor de fluxos cruzados, tipo resfriador de ar, arranjo (2-3).

2º Exemplo : Dois trocadores de calor casco-tubos, arranjo (1-2) com duas chicanas, associados em série, passes opostos.

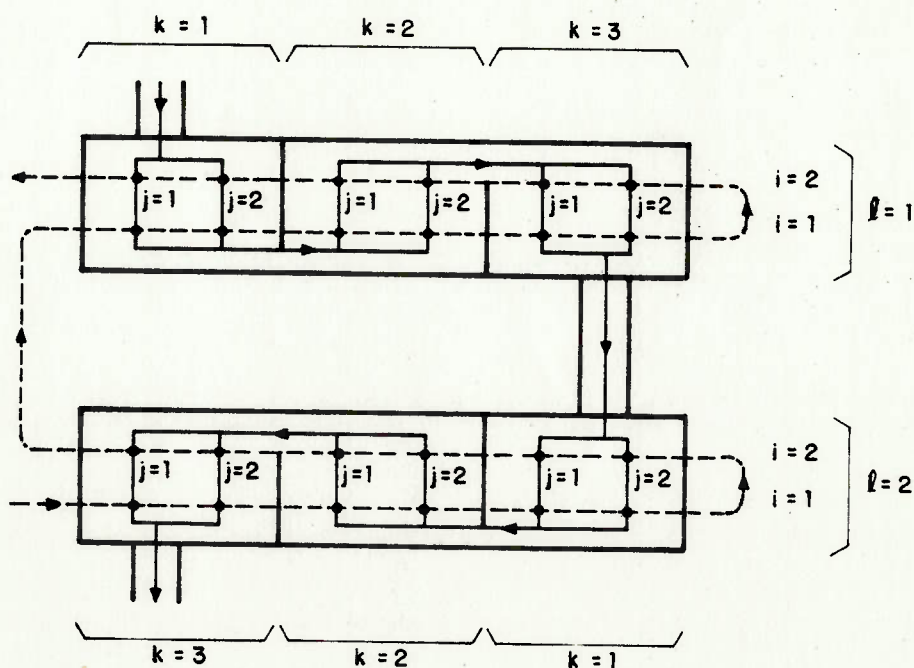


Figura 2.6- Subdivisão de dois Trocadores de Calor casco-tubos de arranjo (1-2) com duas chicanas, associados em série.

Os elementos podem ser identificados pelos índices (i, j, k, l) sendo:

i = número do passe dos tubos no casco

j = número da corrente pelo casco no espaço k

k = número do espaço entre chicanas no casco l

l = número do casco.

Efetuada-se a identificação de todas as unidades básicas, obtém-se:

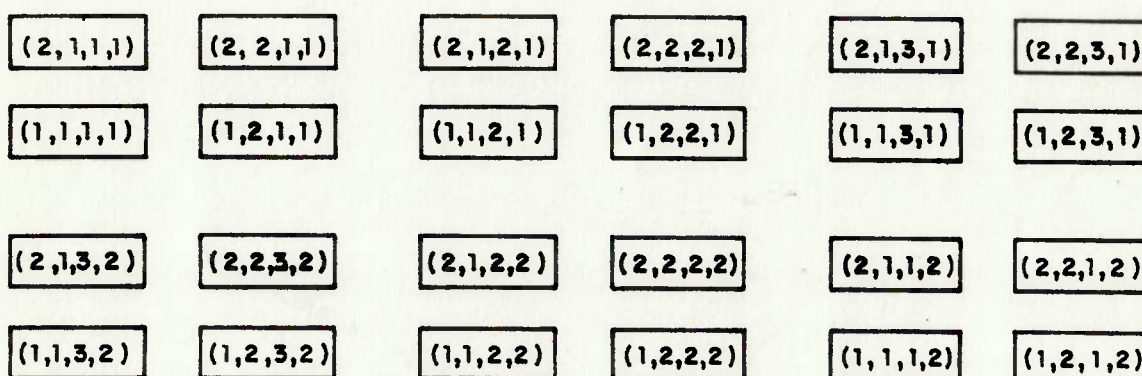


Figura 2.7- Indexização das unidades básicas para a subdivisão de dois trocadores de calor casco-tubos de arranjo (1-2) com duas chicanas, associados em série.

Consideremos uma unidade básica, identificada pelos índices (i, j, k) e suas temperaturas terminais, conforme figura 2.8.

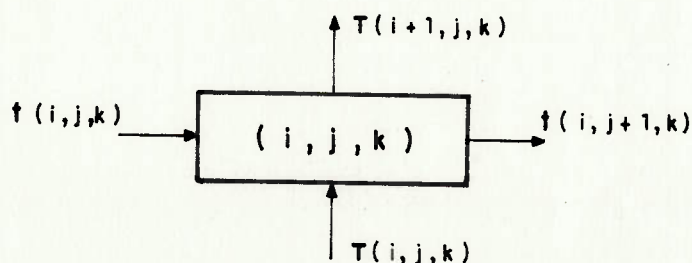


Figura 2.8 - Identificação de uma unidade básica e suas temperaturas terminais.

Aplicando-se as definições da efetividade térmica e da razão entre capacidades térmicas horárias para essa unidade básica, obtém-se:

$$\text{Caso A: } CT(i, j, k) \leq CC(i, j, k)$$

$$t(i, j+1, k) = t(i, j, k) + P(i, j, k) \cdot [T(i, j, k) - t(i, j, k)] \quad (2.13)$$

$$T(i+1, j, k) = T(i, j, k) - R(i, j, k) \cdot [t(i, j+1, k) - t(i, j, k)] \quad (2.14)$$

$$\text{Caso B: } CT(i, j, k) > CC(i, j, k)$$

$$T(i+1, j, k) = T(i, j, k) - P(i, j, k) \cdot [T(i, j, k) - t(i, j, k)] \quad (2.15)$$

$$t(i, j+1, k) = t(i, j, k) + R(i, j, k) \cdot [T(i, j, k) - T(i+1, j, k)] \quad (2.16)$$

O valor de $R(i, j, k)$ pode ser determinado sem o conhecimento das temperaturas terminais da unidade básica, através da equação (2.7):

$$R(i, j, k) = \frac{C_{\text{mín.}}(i, j, k)}{C_{\text{máx.}}(i, j, k)}$$

Da mesma forma, pode-se determinar o valor de $P(i, j, k)$ para a unidade básica sem o conhecimento de suas temperaturas terminais, através da relação (2.9) a ela aplicada:

$$P(i, j, k) = f[\text{NUT}(i, j, k), R(i, j, k), \text{configuração da un. básica}]$$

onde: $\text{NUT}(i, j, k) = \frac{U \cdot A(i, j, k)}{C_{\text{mín.}}(i, j, k)}$, se U for constante. O caso de

U variável ao longo do Trocador de Calor será tratado na seção 2.5.

Como definido anteriormente, unidades básicas são regiões ou elementos resultantes da subdivisão de um trocador de calor, cujas configurações correspondam a correntes opostas, correntes paralelas ou correntes cruzadas com ambos os fluidos misturados.

Para tais configurações, as relações (2.9) são conhecidas sendo encontradas, por exemplo, nas referências [12] e [42].

Assim sendo, as expressões (2.9) para as unidades básicas são:

. correntes opostas

$$P(i, j, k) = \frac{1 - \exp\{-NUT(i, j, k) \cdot [1 - R(i, j, k)]\}}{1 - R(i, j, k) \cdot \exp\{-NUT(i, j, k) \cdot [1 - R(i, j, k)]\}} \quad (2.17)$$

para $R(i, j, k) = 1$:

$$P(i, j, k) = \frac{NUT(i, j, k)}{1 + NUT(i, j, k)} \quad (2.17a)$$

para $R(i, j, k) = 0$:

$$P(i, j, k) = 1 - \exp[-NUT(i, j, k)] \quad (2.17b)$$

. correntes paralelas

$$P(i, j, k) = \frac{1 - \exp\{-NUT(i, j, k) \cdot [1 + R(i, j, k)]\}}{1 + R(i, j, k)} \quad (2.18)$$

para $R(i, j, k) = 1$:

$$P(i, j, k) = \frac{1 - \exp[-2 \cdot NUT(i, j, k)]}{2} \quad (2.18a)$$

para $R(i, j, k) = 0$: $P(i, j, k) = 1 - \exp[-NUT(i, j, k)]$ (2.18b)

. fluxos cruzados com ambos os fluidos misturados:

$$P(i, j, k) = \frac{1}{\frac{1}{1 - \exp[-NUT(i, j, k)]} + \frac{R(i, j, k)}{K(i, j, k)} + \frac{-1}{NUT(i, j, k)}} \quad (2.19)$$

onde $K(i, j, k) = 1 - \exp[-R(i, j, k) \cdot NUT(i, j, k)]$

Na dedução das equações (2.17) (2.18) e (2.19) utilizam-se as expressões das médias reais das diferenças de temperaturas (MRDT's) correspondentes às suas respectivas configurações.

Caso as unidades básicas representem elementos pequenos, pode-se deduzir as relações (2.9) independentemente de suas configurações, utilizando-se como MRDT a diferença entre as médias aritméticas das temperaturas de entrada e saída dos fluidos. Este procedimento foi adotado nas referências [20] e [32]. A dedução da equação (2.9) segundo esse critério está apresentada no apêndice C e o resultado final é dado por:

$$P(i, j, k) = \frac{2}{\frac{2}{NUT(i, j, k)} + R(i, j, k) + 1} \quad (2.20)$$

Determinados os valores de $R(i, j, k)$ e $P(i, j, k)$, o par de equações (2.13) e (2.14) ou (2.15) e (2.16) pode ser aplicado a todas as unidades básicas. O conjunto de equações resultante, junto com as condições de contorno, constituem um sistema de equações lineares com o mesmo número de equações e incógnitas. A solução desse sistema de equações resulta na distribuição de temperaturas no trocador de calor.

2.4 - Generalização de modelos

O sistema de equações lineares, obtido pela aplicação do par de equações (2.13) e (2.14) ou (2.15) e (2.16) e das condições de contorno em todas as unidades básicas, pode ser colocado em forma de equação matricial com o seguinte aspecto:

$$C(P, Q) \times T(Q) = S(Q) \quad (2.21)$$

onde $C(P, Q)$ = é a matriz dos coeficientes

$T(Q)$ = é a matriz das incógnitas (as temperaturas dos fluidos nas unidades básicas)

$S(Q)$ = é a matriz dos termos independentes.

Observa-se que a matriz dos coeficientes $C(P,Q)$ para um determinado trocador de calor apresenta uma distribuição espacial de seus elementos definida pela sequência de colocação das equações e dos termos da matriz das incógnitas $T(Q)$.

Para trocadores de calor com diferentes números de fileiras e passes de tubos, número de chicanas, e outras variáveis construtivas de interesse, se for matido um mesmo critério de colocação sequencial das equações e dos termos das matrizes das incógnitas, os formatos das matrizes $C(P,Q)$ são semelhantes.

Através da observação desta semelhança na formação das matrizes, torna-se possível a elaboração de um programa que gera automaticamente os sistemas de equações para os diferentes arranjos de trocadores de calor considerados.

A elaboração de programas para montagem dos sistemas de equações lineares é tanto mais complexa quanto maior for o número de variáveis construtivas consideradas.

É possível, por exemplo, gerar as matrizes $C(P,Q)$, $T(Q)$ e $S(Q)$ para trocadores de calor casco-tubos de arranjos (1-N), bem como para trocadores de calor casco-tubos de arranjos (M-N). Este último grupo, sendo mais abrangente que o primeiro, exige uma programação mais complexa.

Os critérios para colocação sequencial das equações nas linhas da matriz dos coeficientes $C(P,Q)$ e dos termos da matriz das incógnitas $T(Q)$ são diversos. Cada critério representa diferente grau de facilidade na elaboração do programa de montagem dos sistemas de equações lineares.

Na elaboração destes modelos generalizados é interessante que sejam experimentados diferentes critérios até que se encontre o mais adequado para esse fim.

2.5 - Programação para Coeficiente Global de Transmissão de Calor Variável com a Temperatura

O coeficiente global de transmissão de calor (U) para superfícies cilíndricas é definido por:

$$\frac{1}{U_o} = \frac{1}{h_o} + \frac{D_o \cdot \ln(D_o/D_i)}{2 \cdot k_p} + \frac{D_o}{h_i \cdot D_i} + \frac{1}{f_i} + \frac{1}{f_o} \quad (2.22)$$

onde:

- U_o = coeficiente global de transmissão de calor referido à superfície externa [W/m².K]
- h_o = coeficiente de película referente ao escoamento externo aos tubos [W/m².K]
- h_i = coeficiente de película referente ao escoamento interno aos tubos [W/m².K]
- k_p = condutividade térmica do material dos tubos..... [W/m.K]
- D_o = diâmetro externo do tubo [m]
- D_i = diâmetro interno do tubo [m]
- $1/f_o$ = fator de incrustação na superfície externa do tubo.. [W/m².K]⁻¹
- $1/f_i$ = fator de incrustação na superfície interna do tubo.. [W/m².K]⁻¹

Os coeficientes de película são funções complexas da geometria e dimensões da superfície de troca térmica, das condições dos escoamentos dos fluidos e das propriedades físicas dos fluidos. Tais funções são encontradas por exemplo, nas referências [43],[44],[45] e [46].

Considera-se o coeficiente global constante se as propriedades físicas dos fluidos forem invariantes com a temperatura. Contudo, caso as propriedades variem significativamente, admitir o coeficiente global constante pode levar a sérios erros conforme alertam Gardner e Taborek na referência [23].

Colburn [3] propõe uma variação linear de U com a temperatura do fluido que escoia pelos tubos:

$$U = a.(1 + bt) \quad (2.23)$$

sendo a e b dependentes das propriedades dos fluidos.

Nas referências [10], [16], [17], [18],[19] e [24] encontram-se outras funções para a variação de coeficiente global (U) com as temperaturas de um dos fluidos envolvidos no processo.

O procedimento de estudo ora proposto possibilita a determinação da distribuição de temperaturas no trocador de calor. Consequentemente, pode-se calcular valores do coeficiente global em todas as unidades básicas a partir da equação (2.22), considerando-se os valores reais das propriedades dos dois fluidos nas temperaturas encontradas.

Para a determinação das efetividades térmicas das unidades básicas através da relação (2.9), consideram-se números de unidades de transferência dados por:

$$NUT(i,j,k) = \frac{U(i,j,k).A(i,j,k)}{C_{\min.}(i,j,k)} \quad (2.24)$$

A variação das propriedades dos fluidos afetam as razões entre capacidades térmicas horárias, ainda que de maneira pouco significativa quando não ocorre mudanças de fase. Kao [19] analisa trocadores de calor com variações nas propriedades e nas razões entre capacidades térmicas dos fluidos. Os valores de $R(i,j,k)$ podem ser calculados, também, com propriedades dos fluidos corrigidas em função de suas temperaturas em cada unidade básica.

Nesses casos, a determinação da distribuição de temperaturas no trocador e, conseqüentemente, das temperaturas de saída dos fluidos deve seguir um processo iterativo, já que os valores de vazões e propriedades dos fluidos são dados de entrada.

Torna-se conveniente a elaboração de uma subrotina para cálculo de $U(i,j,k) = f[t(i,j,k), T(i,j,k)]$ e, eventualmente de $R(i,j,k) = f[t(i,j,k), T(i,j,k)]$.

Apresenta-se no apêndice D um algoritmo desenvolvido para efetuar a iteração.

Na análise da precisão dos resultados deve-se levar em conta as imprecisões existentes nos métodos empíricos para determinação dos coeficientes de película e nos métodos de determinação das propriedades físicas dos fluidos. Esses assuntos são tratados nas referências [47], [48] e [49].

3 - APLICAÇÃO DA METODOLOGIA

Neste capítulo apresenta-se a aplicação da metodologia proposta ao estudo do desempenho térmico de trocadores de calor pertencentes aos seguintes grupos: a) trocadores de calor casco-tubos de arranjos (M-N) sem chicanas transversais; b) trocadores de calor de fluxos cruzados tipo resfriadores de ar de passes paralelos; c) trocadores de calor casco-tubos de arranjos (1-1) em contracorrente com qualquer número de chicanas transversais, de fileiras de tubos e de correntes pelo casco.

3.1 - Trocadores de Calor casco-tubos (TCCT) de Arranjos (M-N) sem Chicanas Transversais

Considera-se nessas configurações que o fluido que escoar pelo casco não se mistura em cada seção do trocador [9]. A utilização de trocadores de calor casco-tubos (TCCT) sem chicanas transversais restringe-se a casos particulares, como aquecimento ou resfriamento de fluidos muito viscosos, nos quais as chicanas promovem elevadas perdas de pressão.

Como exemplo de estudo considera-se um TCCT de arranjo (2-6) sem chicanas transversais, conforme figura 3.1a. Adotando cada passe dos tubos como uma unidade básica, subdivide-se o trocador conforme figura 3.1b. Neste modelo, o fluxo do fluido que escoar pelos tubos é representado por uma única corrente em cada passe.

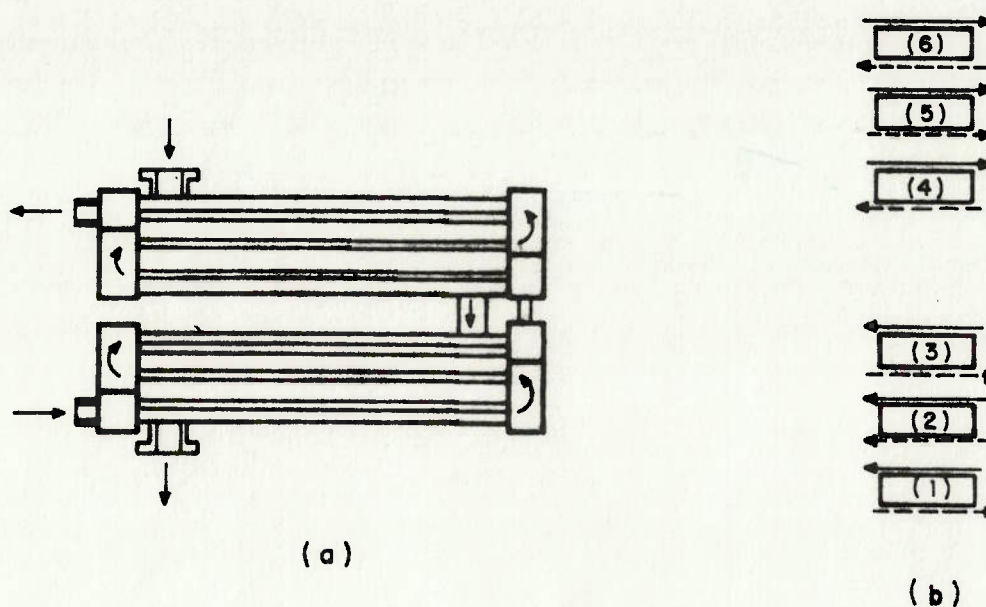


Figura 3.1 - Trocador de calor casco-tubos (TCCT) de arranjo (2-6) sem chicanas transversais.

Com essa subdivisão, a identificação das unidades básicas pode ser feita somente com um índice (i) onde $i = n^\circ$ do passe dos tubos.

A identificação das temperaturas terminais das unidades básicas será feita conforme figura 3.2.

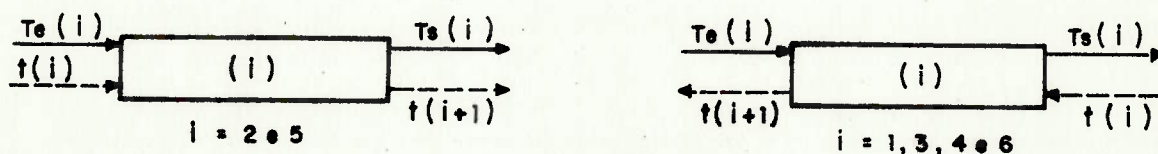


Figura 3.2 - Identificação das temperaturas terminais das unidades básicas do Trocador de Calor Casco-Tubos de arranjo (2-6) sem chicanas transversais.

Para simplificar, admite-se que as áreas de troca térmica são iguais em todos os passes dos tubos, que o fluxo do fluido pelo casco divide-se por igual nas três correntes e que o coeficiente global de transmissão de calor seja constante. Dessa forma:

$$A(i) = A/6 \qquad CT(i) = CT$$

$$U(i) = U \qquad CC(i) = CC/3$$

onde: A = é a área de troca térmica total dos dois cascos em série.

As variáveis adimensionais R(i) e NUT(i) serão dadas, conforme o caso, por:

Caso (a) $CT(i) \leq CC(i)$

$$R(i) = \frac{3 \cdot CT}{CC}$$

$$NUT(i) = \frac{U \cdot A}{6 \cdot CT}$$

Caso (b) $CT(i) > CC(i)$

$$R(i) = \frac{CC}{3 \cdot CT}$$

$$NUT(i) = \frac{U \cdot A}{2 \cdot CC}$$

As efetividades térmicas das unidades básicas são dadas pelas equações (2.17) e (2.18), conforme correspondem à configurações de correntes opostas ou de correntes paralelas, respectivamente:

- para $i = 1, 3, 4$ e 6

$$P(i) = \frac{1 - \exp\{-NUT(i) \cdot [1 - R(i)]\}}{1 - R(i) \cdot \exp\{-NUT(i) \cdot [1 - R(i)]\}}$$

se $R(i) = 1$: $P(i) = \frac{NUT(i)}{1 + NUT(i)}$

- para $i = 2$ e 5

$$P(i) = \frac{1 - \exp\{-NUT(i) \cdot [1 + R(i)]\}}{1 + R(i)}$$

se $R(i) = 1$:
$$P(i) = \frac{1 - \exp[-2 \cdot NUT(i)]}{2}$$

Determinadas as variáveis $R(i)$ e $P(i)$, aplicam-se as equações de balanço térmico em termos de efetividade e razão entre capacidades térmicas horárias a todas as unidades básicas. Estas equações, juntamente com as condições de contorno (3.1), (3.2) e (3.3) constituem um sistema de equações lineares.

$$t(1) = t_1 \quad (3.1)$$

$$Te(i) = T_1, \quad i = 4 \text{ a } 6 \quad (3.2)$$

$$Te(i) = \sum_{j=4}^6 \frac{1}{3} Ts(j), \quad i = 1 \text{ a } 3 \quad (3.3)$$

Admitindo-se $CT(i) \leq CC(i)$ para $i = 1$ a 6 , o sistema de equações obtido é:

$$P(1) \cdot [Te(1) - t(1)] + t(1) - t(2) = 0$$

$$P(2) \cdot [Te(2) - t(2)] + t(2) - t(3) = 0$$

$$P(3) \cdot [Te(3) - t(3)] + t(3) - t(4) = 0$$

$$P(4) \cdot [Te(4) - t(4)] + t(4) - t(5) = 0$$

$$P(5) \cdot [Te(5) - t(5)] + t(5) - t(6) = 0$$

$$P(6) \cdot [Te(6) - t(6)] + t(6) - t(7) = 0$$

$$R(1) \cdot [t(1) - t(2)] + Te(1) - Ts(1) = 0$$

$$R(2) \cdot [t(2) - t(3)] + Te(2) - Ts(2) = 0$$

$$R(3) \cdot [t(3) - t(4)] + Te(3) - Ts(3) = 0$$

$$R(4) \cdot [t(4) - t(5)] + Te(4) - Ts(4) = 0$$

$$R(5) \cdot [t(5) - t(6)] + Te(5) - Ts(5) = 0$$

$$R(6) \cdot [t(6) - t(7)] + Te(6) - Ts(6) = 0$$

$$t(1) = t_1$$

$$Te(4) = T_1$$

$$Te(5) = T_1$$

$$Te(6) = T_1$$

Quadro 2 - Equação matricial para simulação de TCCT de arranjo (2-6) sem chicanas transversais, para $CT(i) > CC(i)$.

P(1)					1-P(1)				-1							t(1)	0
	P(2)					1-P(2)				-1						t(2)	0
		P(3)					1-P(3)				-1					t(3)	0
			P(4)					1-P(4)				-1				t(4)	0
				P(5)					1-P(5)				-1			t(5)	0
					P(6)					1-P(6)				-1		t(6)	0
1	-1					R(1)					-R(1)					t(7)	0
	1	-1					R(2)					-R(2)				To(1)	0
		1	-1					R(3)					-R(3)			To(2)	0
			1	-1					R(4)					-R(4)		To(3)	0
				1	-1					R(5)					-R(5)	To(4)	0
					1	-1					R(6)				-R(6)	To(5)	0
1																To(6)	t 1
											1					To(1)	T 1
												1				To(2)	T 1
													1			To(3)	T 1
														1		To(4)	0
															1	To(5)	0
																To(6)	0

Aplicação numérica:

Tomando como exemplo, $A=5 \text{ m}^2$, $U = 174 \text{ W/m}^2\text{K}$, $CT = 580 \text{ W/K}$, $CC = 1860 \text{ W/K}$, $t_1 = 20^\circ\text{C}$, $T_1 = 40^\circ\text{C}$, calculam-se as variáveis adimensionais, obtendo-se:

$$\begin{aligned} R(i) &= 0,938 && ; && i = 1 \text{ a } 6 \\ NUT(i) &= 0,250 && ; && i = 1 \text{ a } 6 \\ P(i) &= 0,611 && ; && i = 1,3,4 \text{ e } 6 \\ P(i) &= 0,488 && ; && i = 2 \text{ e } 5 \end{aligned}$$

Resolvendo-se o sistema de equações, obtém-se a distribuição de temperaturas mostrada na figura 3.3 e os seguintes resultados finais:

$$t_2 = 39,8 \text{ } ^\circ\text{C} \quad P = 0,99$$

$$T_2 = 33,8 \text{ } ^\circ\text{C} \quad F = 1,00$$

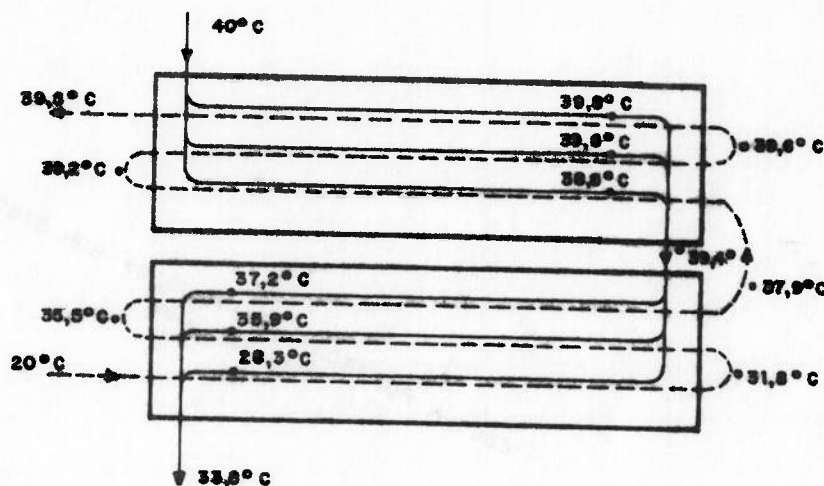


Figura 3.3 - Distribuição de temperaturas em um trocador de calor casco-tubos (TCCT), arranjo (2-6), sem chicanas transversais.

Observando-se as matrizes dos coeficientes $C(P,Q)$ nos quadros 1 e 2, percebe-se claramente um comportamento de formação definido. Mantendo-se o mesmo critério de colocação sequencial das equações e dos termos da matriz das incógnitas $T(Q)$, obtém-se as equações matriciais generalizadas para TCCT de arranjo (M-N) sem chicanas transversais, apresentadas nos quadros 3 e 4 respectivamente para os casos de $CT(i) \leq CC(i)$ e $CT(i) > CC(i)$.

Admitiu-se anteriormente que o fluxo do fluido que escoar pelo casco subdividia-se por igual nas N/M correntes em cada casco.

Se essa hipótese não for aceitável poderá ocorrer que, para uma determinada unidade básica (i) os valores de $CT(i)$ sejam menores que $CC(i)$, porém em outra unidade básica (j) os valores de $CT(j)$ sejam maiores que $CC(j)$.

Nesses casos, a matriz $C(P,Q)$ resultante se apresentará como uma mistura de linhas das duas matrizes $C(P,Q)$ mostradas nos quadros 3a e 3b.

Na tabela 3.1 apresentam-se valores de efetividade térmica - (P) e fator de correção (F) obtidos por simulação de diferentes trocadores de calor casco-tubos de arranjo $(M-N)$ sem chicanas transversais, comparando-se com dados apresentados nas referências [8],[41] e [42]. Nessas referências são estudados trocadores de calor de configurações similares, porém com chicanas transversais.

Observa-se que os valores de efetividade térmica e fatores de correção obtidos no presente trabalho são iguais ou ligeiramente maiores que os das citadas referências, para mesmos valores de R e NUT , confirmando as afirmações feitas por Gardner na referência[9].

Tabela 3.1 - Valores de efetividade térmica (P) e fator de correção (F) obtidos no presente trabalho e por Bowman et alii [8], Kays e London [41] e Mueller [42] para trocadores de calor casco-tubos, arranjo (M-N) sem chicanas.

Arranjo		Dados		Resultados						
				P				F		
M	N	NU1	R	Presente Trabalho	Ref. [41]	Ref. [8]	Ref. [42]	Presente Traba_lho.	Ref. [8]	Ref. [42]
1	2	1	0	0,63	0,63	0,63	0,63	1,00	1,00	0,99
			1,0	0,47	0,46	0,46	0,46	0,87	0,86	-
		3	0	0,95	0,95	0,95	0,95	0,99	0,99	0,98
1,0	0,79		0,74	0,74	0,75	0,70	0,56	0,55		
2	4	1	0,25	0,60	0,59	0,60	0,60	0,99	0,99	0,99
			0,75	0,52	0,52	0,52	0,52	0,97	0,97	0,97
		3	0,25	0,91	0,90	0,90	0,90	0,93	0,90	0,90
0,75	0,78		0,76	0,77	0,77	0,83	0,78	0,78		
3	6	5	0,25	0,97	0,96	0,97	0,96	0,85	0,78	0,78
			0,75	0,84	0,82	0,82	0,82	0,68	0,63	0,65
		3	0,25	0,91	0,91	0,90	0,92	0,97	0,96	0,95
0,75	0,80		0,79	0,80	0,80	0,91	0,88	0,88		
4	8	1	0	0,63	0,63	0,63	0,63	1,00	1,00	1,00
			1,0	0,50	0,50	0,50	0,50	1,00	0,98	0,99
		3	0,25	0,92	0,92	0,92	0,92	0,98	0,99	0,98
0,75	0,80		0,80	0,80	0,81	0,94	0,93	0,93		
1	3	0,5	0,2	0,38	-	0,38	0,38	0,99	1,00	0,99
			1,0	0,33	-	0,32	0,32	0,98	0,97	0,95
		1,0	0,2	0,38	-	0,38	0,38	0,98	0,98	0,98
1,0	0,47		-	0,47	0,46	0,89	0,88	0,88		
2,5	1,0	0,2	0,86	-	0,86	0,85	0,89	0,82	0,86	
		1,0	0,61	-	0,60	0,59	0,62	0,50	0,55	

Quadro 3 - Equação matricial generalizada para simulação de TCCT de arranjo (M-N) sem chicanas transversais.

$$C(P,Q) \times T(Q) = S(Q)$$

onde:

$$C(P,Q) = \begin{bmatrix} \frac{C1}{C2} \\ \frac{C2}{C3} \\ C3 \end{bmatrix} (3N+1) \times (3N+1)$$

sendo C1: submatriz correspondente aos coeficientes que multiplicam as temperaturas nas equações de efetividade térmica.

C2: submatriz correspondente aos coeficientes que multiplicam as temperaturas nas equações de razão entre capacidades térmicas horárias.

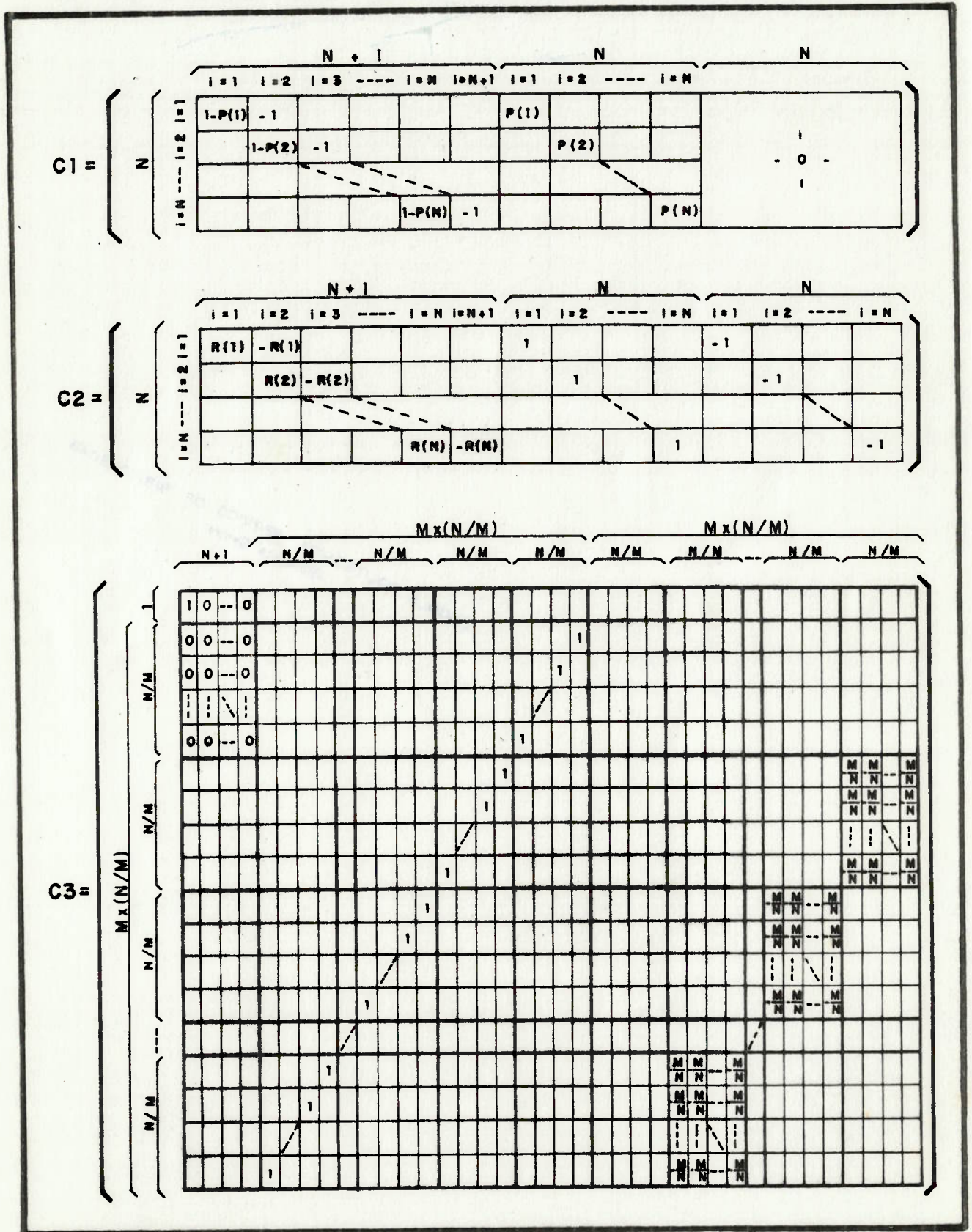
C3: submatriz correspondente aos coeficientes que multiplicam as temperaturas nas equações das condições de contorno.

C1, C2 e C3: desenvolvidas nos quadros 3a ou 3b, para $CT(i) \leq CC(i)$ ou $CT(i) > CC(i)$, respectivamente.

$$T(Q) = [t(1)t(2)\dots t(N+1)Te(1)Te(2)\dots Te(N)Ts(1)Ts(2)\dots Ts(N)]^T$$

$$S(Q) = \left[\overbrace{0 \dots \dots \dots 0}^{2.N} \overbrace{1}^1 \overbrace{T1 \ T1 \ \dots \ T1}^{N/M} \overbrace{0 \dots \dots \dots 0}^{N - N/M} \right]^T$$

Quadro 3a - Submatrizes C1, C2 e C3 da matriz dos coeficientes C(P,Q) do quadro 3, para $CT(i) \leq CC(i)$.



Quadro 3b - Submatrizes C1, C2 e C3 da matriz dos coeficientes C(P,Q) do quadro 3, para $CT(i) > CC(i)$.

		N+1				N				N						
		i=1	i=2	-----	i=N	i=N+1	i=1	i=2	-----	i=N	i=1	i=2	-----	i=N		
$C1 =$	N	P(1)					1-P(1)				-1					
			P(2)					1-P(2)				-1				
				/										/		
					P(N)								1-P(N)			-1

		N+1				N				N					
		i=1	i=2	-----	i=N+1	i=1	i=2	-----	i=N	i=1	i=2	-----	i=N		
$C2 =$	N	1	-1				R(1)				-R(1)				
			1	-1				R(2)				-R(2)			
				/	/									/	
					1	-1									R(N)

C3 - IGUAL À APRESENTADA NO QUADRO 3a

3.2 - Trocadores de Calor de Fluxos Cruzados (TCFC) Tipo Resfriadores de Ar, de Passes Paralelos.

Mostra-se, a seguir, a aplicação da metodologia proposta para a família de trocadores de calor de fluxos cruzados (TCFC) tipo resfriadores de ar de passes paralelos, abrangendo variações de arranjos N correntes de ar, M fileiras de tubos por passe e K passes dos tubos (arranjo (K-M)).

Toma-se, como exemplo de estudo, o TCFC subdividido conforme figura 3.4.

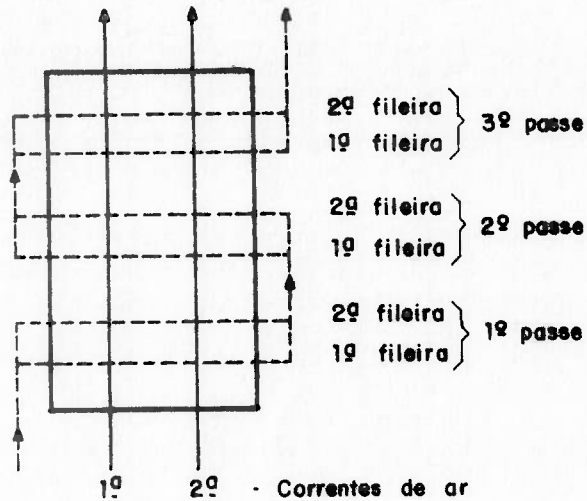


Figura 3.4- Subdivisão de um trocador de calor de fluxos cruzados (TCFC) tipo resfriador de ar, de passes paralelos, com duas correntes de ar, arranjo (3-2).

Adota-se como unidade básica cada cruzamento de uma corrente de ar com uma fileira de tubos.

Faz-se a identificação das unidades básicas através dos índices (i, j, k) , sendo:

i = número da corrente de ar

j = número da fileira de tubos em cada passe

k = número do passe dos tubos.

Todas as unidades básicas do trocador de calor em estudo, juntamente com suas temperaturas terminais, são identificadas como mostrado pela figura 3.5:

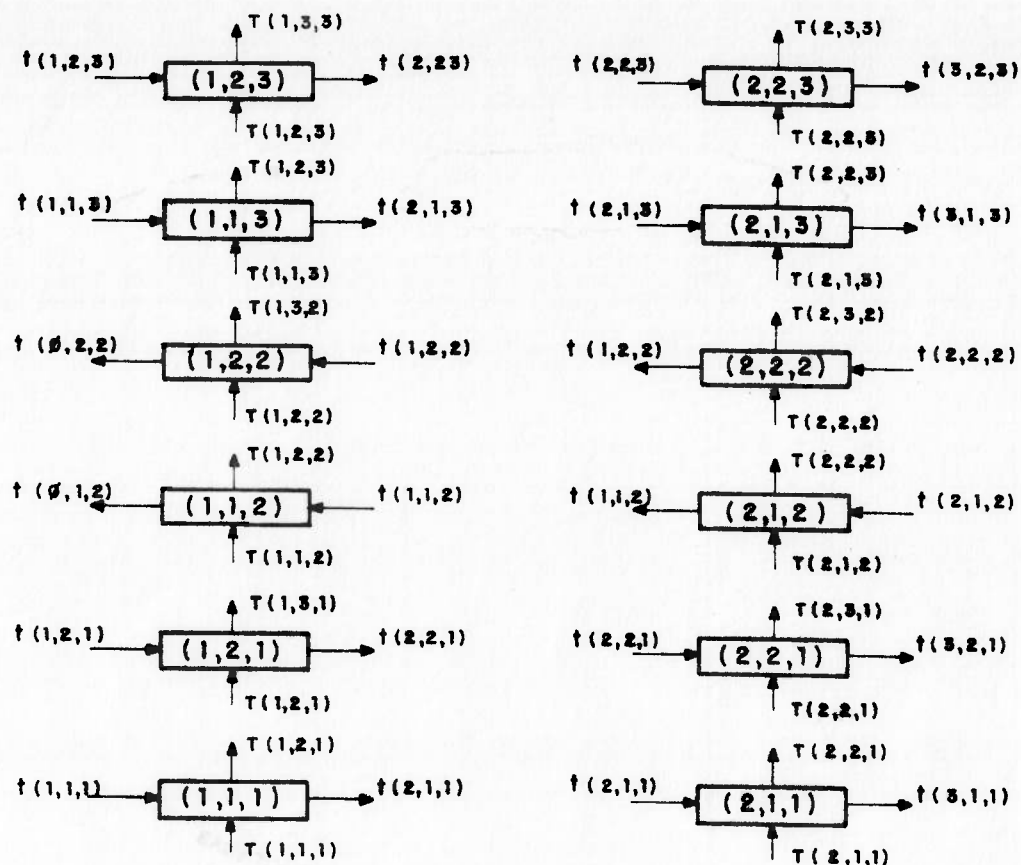


Figura 3.5- Identificação das unidades básicas e temperaturas terminais para a subdivisão do trocador de calor de fluxos cruzados (TCFC) tipo resfriador de ar, de passes paralelos, duas correntes de ar, arranjo (3-2).

Admite-se que o fluxo de ar distribui-se uniformemente nas duas correntes de ar, o mesmo ocorrendo para o fluxo do outro fluido em relação às fileiras dos tubos; que as áreas de troca térmica de todas as unidades básicas são iguais e que o coeficiente global de transmissão de calor (U) seja constante. Assim, tem-se:

$$A(i, j, k) = A/12$$

$$CT(i, j, k) = CT/2$$

$$U(i, j, k) = U$$

$$CC(i, j, k) = CC/2$$

Admite-se que $CT(i, j, k) \ll CC(i, j, k)$ para todas as unidades básicas. Nesta situação, as variáveis adimensionais $R(i, j, k)$, $NUT(i, j, k)$ e $P(i, j, k)$ são dadas por:

$$R(i, j, k) = \frac{C T}{C C}$$

$$NUT(i, j, k) = \frac{U \cdot A}{6 \cdot C T}$$

$$P(i, j, k) = \frac{1}{\frac{1}{1 - \exp\left[-\frac{U \cdot A}{6 \cdot C T}\right]} + \frac{CT/CC}{1 - \exp\left[-\frac{U \cdot A}{6 \cdot C C}\right]} + \frac{6 \cdot CT}{U \cdot A}}$$

Com as variáveis $R(i, j, k)$ e $P(i, j, k)$ determinadas, aplicam-se as equações de balanço térmico em termos de efetividade térmica e razão entre capacidades térmicas horárias em todas unidades básicas. Estas equações, juntamente com as condições de contorno (3.4) a (3.9), resultam na equação matricial apresentada no quadro 4.

$$t(1, j, 1) = t_1 \quad ; \quad j = 1 \text{ a } 2 \quad (3.4)$$

$$T(i, 1, 1) = T_1 \quad ; \quad i = 1 \text{ a } 2 \quad (3.5)$$

$$t(2, j, 2) = \sum_{\ell=1}^2 \frac{1}{2} t(3, \ell, 1) \quad ; \quad j = 1 \text{ a } 2 \quad (3.6)$$

$$t(1, j, 3) = \sum_{\ell=1}^2 \frac{1}{2} t(\phi, \ell, 2) \quad ; \quad j = 1 \text{ a } 2 \quad (3.7)$$

$$T(i, 3, 1) = T(i, 1, 2) \quad ; \quad i = 1 \text{ a } 2 \quad (3.8)$$

$$T(i, 3, 2) = T(i, 1, 3) \quad ; \quad i = 1 \text{ a } 2 \quad (3.9)$$

Quadro 4 - Equação matricial para simulação de trocadores de calor de fluxos cruzados (TCFC) tipo resfriadores de ar de passes paralelos, para $N=2$, $M=2$, $K=3$, com $CT(i,j,k) \leq CC(i,j,k)$.

$$C(P,Q) \times T(Q) = S(Q)$$

onde:

$$C(P,Q) = \begin{bmatrix} C1 & C2 \\ C3 & C4 \\ C5 & C6 \end{bmatrix}$$

sendo: C1: submatriz correspondente aos coeficientes que multiplicam as temperaturas $t(i,j,k)$ nas equações de efetividade térmica.

C2: submatriz correspondente aos coeficientes que multiplicam as temperaturas $T(i,j,k)$ nas equações de efetividade térmica.

C3: submatriz correspondente aos coeficientes que multiplicam as temperaturas $t(i,j,k)$ nas equações de razão entre capacidades térmicas horárias.

C4: submatriz correspondente aos coeficientes que multiplicam as temperaturas $T(i,j,k)$ nas equações de razão entre capacidades térmicas horárias.

C5: submatriz correspondente aos coeficientes que multiplicam as temperaturas $t(i,j,k)$ em suas condições contôrnio

C6: submatriz correspondente aos coeficientes que multiplicam as temperaturas $T(i,j,k)$ em suas condições de contôrnio.

C1,C2,C3,C4,C5 e C6 apresentadas nos quadros 4a,b,c,d,e,f, respectivamente.

$$T(Q) = [T1|T2]^T$$

sendo: T1: submatriz correspondente às temperaturas $t(i,j,k)$

T2: submatriz correspondente às temperaturas $T(i,j,k)$

T1,T2 apresentadas no quadro 4g.

$$S(Q) = [s(i,1)]_{36 \times 1}, \text{ sendo } s(i,1) = t1 \text{ para } i = 25 \text{ e } 26$$

$$s(i,1) = T1 \text{ para } i = 27 \text{ e } 28$$

$$s(i,1) = \phi \text{ para } i \neq 25, 26, 27 \text{ ou } 28.$$

QUADRO 4a - SUBMATRIZ C1 DA MATRIZ DOS COEFICIENTES C(P,Q) DO QUADRO 4.

			k = 1			k = 2			k = 3			
			j = 1		j = 2		j = 1		j = 2		j = 1	
			i = 1	i = 2	i = 3	i = 1	i = 2	i = 1	i = 2	i = 3	i = 1	i = 2
			1 - P(1,1,1)									
k = 1			1 - P(2,1,1) - 1									
k = 2			1 - P(2,2,1) - 1	1 - P(2,2,2) - 1								
k = 3					1 - P(1,1,2) - 1	1 - P(1,1,3) - 1	1 - P(2,2,2) - 1	1 - P(2,2,3) - 1				

QUADRO 4b - SUBMATRIZ C2 DA MATRIZ DOS COEFICIENTES C(P,Q) DO QUADRO 4.

			k = 1			k = 2			k = 3			
			j = 1		j = 2		j = 1		j = 2		j = 1	
			i = 1	i = 2	i = 3	i = 1	i = 2	i = 1	i = 2	i = 3	i = 1	i = 2
			P(1,1,1)									
k = 1			P(1,2,1)									
k = 2				P(2,1,2)								
k = 3					P(1,2,2)							

QUADRO 4 - SUBMATRIZES T1 E T2 DA MATRIZ DAS INCÓGNITAS T(Q) DO QUADRO 4.

$$T1 = \left[\begin{array}{l} + (1,1,1) + (2,1,1) + (3,1,1) + (1,2,1) + (2,2,1) + (3,2,1) + (2,1,2) + (1,1,2) + (1,2,2) + (2,2,2) + (1,1,3) + (2,1,3) + (3,1,3) + (1,2,3) + (2,2,3) + (3,2,3) \end{array} \right]$$

$$T2 = \left[\begin{array}{l} T(1,1,1)T(1,2,1)T(1,3,1)T(2,1,1)T(2,2,1)T(2,3,1)T(1,1,2)T(1,2,2)T(1,3,2)T(2,1,2)T(2,2,2)T(2,3,2)T(1,1,3)T(1,2,3)T(1,3,3)T(2,1,3)T(2,2,3)T(2,3,3) \end{array} \right]$$

Aplicação Numérica

Na figura 3.6 mostra-se a distribuição de temperaturas obtida pela simulação do trocador de calor de fluxo cruzado, tipo resfriador de ar, de passes paralelos, com duas correntes de ar, arranjo (3-2), para os seguintes valores:

$$\begin{aligned}
 A &= 5 \text{ m}^2 \\
 CT &= 46,5 \text{ W/K} \\
 CC &= 58,2 \text{ W/K} \\
 U &= 23,3 \text{ W/K.m}^2 \\
 t_1 &= 20^\circ\text{C} \\
 T_1 &= 70^\circ\text{C}
 \end{aligned}$$

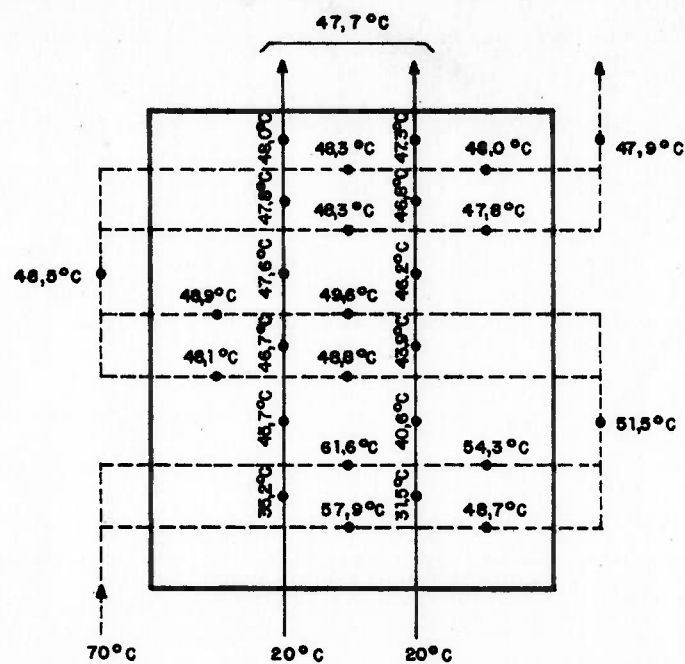


Figura 3.6 - Distribuição de temperaturas para trocadores de calor de fluxos cruzados tipo resfriadores de ar passes paralelos, duas correntes de ar, arranjo(3-2).

Na tabela 3.2 apresenta-se valores de efetividade térmica (P) obtidos no presente trabalho por simulação de outros trocadores de calor pertencentes à mesma família, juntamente com os encontrados nas referências [12] e [42].

Tabela 3.2- Valores da efetividade térmica (P) obtidos no presente trabalho e por Stevens et alli [12] e Mueller [42] para trocadores de calor de fluxos cruzados (TCFC) tipo resfriador de ar, passes paralelos, com N correntes de ar e arranjos (K-M).

Arranjo			Dados		Resultados		
K	M	N	NUT	R	Efetividade térmica (P)		
					Presente trabalho	Ref. [12]	Ref. [42]
1	2	4	0,5	0	0,40	-	0,40
				0,5	0,36	-	0,36
				1,0	0,33	-	0,33
			3,0	0	0,98	-	0,97
				0,5	0,84	-	0,83
				1,0	0,69	-	0,70
3,9	0	1,00	-	0,98			
	0,5	0,89	-	0,87			
2	4	4	0,5	0,2	0,38	0,38	-
				0,5	0,35	0,36	-
				1,0	0,32	0,33	-
			1,5	0,70	0,74	-	
			2,0	0,77	0,82	-	
			7,8	0,82	0,85	-	
3	3	3	1,0	0,2	0,58	0,60	-
				0,5	0,52	0,56	-
				1,0	0,44	0,49	-

Empregando-se o mesmo critério de colocação sequencial das equações e dos termos da matriz das incógnitas $T(Q)$ utilizado no exemplo anterior, obtém-se a equação matricial generalizada para simulação de qualquer trocador de calor pertencente à família de trocadores em estudo, apresentada no quadro 5.

Quadro 5 - Equação matricial generalizada para simulação de TCFC tipo resfriadores de ar, de passes paralelos, com N correntes de ar, arranjo (K-M), com $CT(i,j,k) \leq CC(i,j,k)$

$$C(P,Q) \times T(Q) = S(Q)$$

onde:

$$C(P,Q) = \begin{bmatrix} C1 & C2 \\ C3 & C4 \\ C5 & C6 \end{bmatrix}$$

sendo: C1: submatriz correspondente aos coeficientes que multiplicam as temperaturas $t(i,j,k)$ nas equações de $P(i,j,k)$

C2: submatriz correspondente aos coeficientes que multiplicam as temperaturas $T(i,j,k)$ nas equações de $P(i,j,k)$

C3: submatriz correspondente aos coeficientes que multiplicam as temperaturas $t(i,j,k)$ nas equações de $R(i,j,k)$

C4: submatriz correspondente aos coeficientes que multiplicam as temperaturas $T(i,j,k)$ nas equações de $R(i,j,k)$

C5: submatriz correspondente aos coeficientes que multiplicam as temperaturas $t(i,j,k)$ em suas condições de contorno.

C6: submatriz correspondente aos coeficientes que multiplicam as temperaturas $T(i,j,k)$ em suas condições de contorno.

C1, C2, C3, C4, C5 e C6 apresentadas nos quadros 5a, b, c, d, e, f, respectivamente.

$$T(Q) = [T1 \mid T2]^T$$

$$\text{sendo: } T1 = [T1(1) \mid T1(2) \mid T1(3) \mid T1(4) \dots \mid T1(K)]$$

$$T1(i) = [t(1,1,i) \mid t(2,1,i) \dots t(N+1,1,i) \mid t(1,2,i) \mid t(2,2,i) \dots t(N+1,2,i) \dots t(N+1,M,i)]$$

para $i = 1, 3, 5, \dots$

$$T1(i) = [t(N,1,i) \mid t(N-1,1,i) \dots t(\phi,1,i) \mid t(N,2,i) \mid t(N-1,2,i) \dots t(\phi,2,i) \dots t(\phi,M,i)]$$

para $i = 2, 4, 6, \dots$

$$T2 = [T2(1) \mid T2(2) \mid T2(3) \dots \mid T2(K)]$$

$$T2(i) = [T(1,1,i) \mid T(1,2,i) \dots T(1,M+1,i) \mid T(2,1,i) \mid T(2,2,i) \dots T(2,M+1,i) \dots T(N,M+1,i)]$$

para $i = 1, 2, 3, \dots, K$

$$S(Q) = \begin{bmatrix} \overbrace{0 \ 0 \ \dots \ 0}^{2 \cdot K \cdot M \cdot N} & \overbrace{t1 \ t1 \ \dots \ t1}^M & \overbrace{T1 \ T1 \ \dots \ T1}^N & \overbrace{0 \ 0 \ \dots \ 0}^{(K-1) \cdot (M+N)} \end{bmatrix}$$

QUADRO 5a - SUBMATRIZ C1 DA MATRIZ DOS COEFICIENTES C(P,Q) DO QUADRO 5.

a) SUBMATRIZES C1(k) PARA k = 1, 3, 5, ...

The diagram shows a grid of submatrices for odd values of k. The grid is labeled with indices i=1, 2, 3, ..., N, N+1, N, N-1, N-2, ..., 1 for both rows and columns. The submatrices are arranged in a pattern where the diagonal elements are $1 - P(1,1,k)$, $1 - P(2,2,k)$, ..., $1 - P(N,N,k)$. Dashed lines indicate the structure of the submatrices for different values of k.

b) SUBMATRIZES C1(k) PARA k = 2, 4, 6, ...

The diagram shows a grid of submatrices for even values of k. The grid is labeled with indices i=N, N-1, N-2, ..., 1, 2, 3, ..., N, N+1, N, N-1, N-2, ..., 1 for both rows and columns. The submatrices are arranged in a pattern where the diagonal elements are $1 - P(N,N,k)$, $1 - P(N-1,N-1,k)$, ..., $1 - P(1,1,k)$. Dashed lines indicate the structure of the submatrices for different values of k.

	$M \times (N+1)$		$M \times (N+1)$
$C1(1)$	- 0 -	---	- 0 -
- 0 -	$C1(2)$	---	- 0 -
---	---	---	---
- 0 -	- 0 -	---	$C1(k)$
$M \times N$	$M \times N$	$M \times N$	$M \times N$

$C1 =$

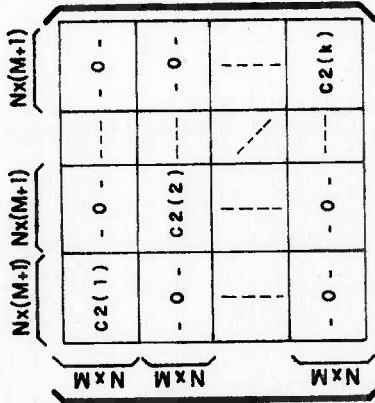
QUADRO 5b - SUBMATRIZ C2 DA MATRIZ DOS COEFICIENTES C(P,Q) DO QUADRO 5

a) SUBMATRIZES C2(k) PARA k = 1, 3, 5, ----

	i = 1		i = 2		i = N	
	j = 1		j = 2		j = M	
	j = M+1		j = M+1		j = M+1	
	P(1,1,N)	-	P(2,1,N)	-	-	-
	-	-	-	-	P(N,1,N)	-
	-	-	-	-	-	-
	P(1,2,N)	-	P(2,2,N)	-	-	-
	-	-	-	-	-	-
	-	-	-	-	P(N,2,N)	-
	-	-	-	-	-	-
	-	-	-	-	-	-
	-	-	P(1,M,N)	-	-	-
	-	-	-	-	-	-
	-	-	-	-	P(2,M,N)	-
	-	-	-	-	-	-
	-	-	-	-	-	-
	-	-	-	-	-	P(N,M,N)

b) SUBMATRIZES C2(k) PARA k = 2, 4, 6, ----

	i = 1		i = N-1		i = N	
	j = 1		j = 2		j = M	
	j = M+1		j = M+1		j = M+1	
	-	-	P(N-1,1,N)	-	-	-
	-	-	-	-	-	-
	-	-	-	-	P(N,1,N)	-
	-	-	-	-	-	-
	P(1,1,k)	-	-	-	-	-
	-	-	-	-	-	-
	-	-	-	-	P(N-2,N)	-
	-	-	-	-	-	-
	-	-	P(1,2,N)	-	-	-
	-	-	-	-	-	-
	-	-	-	-	-	-
	-	-	-	-	-	-
	-	-	-	-	-	-
	-	-	-	-	P(N-M,N)	-
	-	-	-	-	-	-
	-	-	-	-	-	-
	-	-	-	-	-	-
	-	-	-	-	-	-
	-	-	-	-	-	P(N,N,k)



C2 =

QUADRO 5c - SUBMATRIZ C3 DA MATRIZ DOS COEFICIENTES C(P,Q) DO QUADRO 5.

a) SUBMATRIZES C3(k) PARA k = 1,3,5,...

		j = 1					j = 2					j = M								
		i = 1	i = 2	i = 3	...	i = N	i = N+1	i = 1	i = 2	i = 3	...	i = N	i = N+1	i = 1	i = 2	i = 3	...	i = N	i = N+1	
j = 1	j = 2	R(1,1,k)	-R(1,1,k)	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	
		R(2,1,k)	-R(2,1,k)	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
		-	-	-	-	-	-	R(N,1,k)	-R(N,1,k)	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
		-	-	-	-	-	-	-	-	R(1,2,k)	-R(1,2,k)	-	-	-	-	-	-	-	-	-
j = M	j = 2	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	
		-	-	-	-	-	-	-	-	R(2,2,k)	-R(2,2,k)	-	-	-	-	-	-	-	-	
		-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	R(N,2,k)	-R(N,2,k)	-	-	-	-	-	
		-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	R(1,M,k)	-R(1,M,k)	R(2,M,k)	-R(2,M,k)	-	

$C3(k) =$

M x N		M x (N+1)		M x (N+1)	
C3(1)	- 0 -	- - -	- - -	- 0 -	- 0 -
- 0 -	C3(2)	- - -	- - -	- 0 -	- 0 -
- 0 -	- 0 -	- - -	- - -	C3(k)	- 0 -
M x N		M x (N+1)		M x (N+1)	

b) SUBMATRIZES C3(k) PARA k = 2,4,6,...

		j = 1					j = 2					j = M								
		i = 1	i = 2	i = 3	...	i = N	i = N+1	i = 1	i = 2	i = 3	...	i = N	i = N+1	i = 1	i = 2	i = 3	...	i = N	i = N+1	
j = 1	j = 2	R(1,1,k)	-R(1,1,k)	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	
		R(2,1,k)	-R(2,1,k)	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
		-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
		R(N,1,k)	-R(N,1,k)	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
j = M	j = 2	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	
		-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
		-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
		-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-

$C3(k) =$

Quadro 5e- Submatriz C5 da matriz dos coeficientes C(P,Q)do quadro 5

$$C5 = \begin{matrix} & & \begin{matrix} k=1 & k=2 & k=3 & k=4 & \dots & k=K-1 & k=K \\ M \times (N+1) & M \times (N+1) & M \times (N+1) & M \times (N+1) & \dots & M \times (N+1) & M \times (N+1) \end{matrix} \\ \begin{matrix} M \\ N \\ M \\ M \\ M \\ \vdots \\ M \\ M \\ M \end{matrix} & \begin{matrix} (K-1) \times M \\ (K-1) \times N \end{matrix} & \begin{bmatrix} C5A & -0- & -0- & -0- & \dots & -0- & -0- \\ -0- & -0- & -0- & -0- & \dots & -0- & -0- \\ C5B(1) & C5C(1) & -0- & -0- & \dots & -0- & -0- \\ -0- & C5B(2) & C5C(2) & -0- & \dots & -0- & -0- \\ -0- & -0- & C5B(3) & C5C(3) & \dots & -0- & -0- \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \diagdown & \vdots & \vdots \\ -0- & -0- & -0- & -0- & \dots & C5B(K)-C5C(K-1) & \\ -0- & -0- & -0- & -0- & \dots & -0- & -0- \end{bmatrix} \end{matrix}$$

$$C5A = \begin{matrix} & \begin{matrix} j=1 & & j=2 & & \dots & j=M \end{matrix} \\ \begin{matrix} i=1 & i=2 & \dots & i=N+1 & i=1 & i=2 & \dots & i=N+1 & \dots & i=1 & i=2 & \dots & i=N+1 \end{matrix} \\ \begin{matrix} j=1 \\ j=2 \\ \dots \\ j=M \end{matrix} & \begin{bmatrix} 1 & 0 & - & 0 & 0 & 0 & - & 0 & - & 0 & 0 & - & 0 \\ 0 & 0 & - & 0 & 1 & 0 & - & 0 & - & 0 & 0 & - & 0 \\ - & - & - & - & - & - & - & - & - & - & - & - & - \\ 0 & 0 & - & 0 & 0 & 0 & - & 0 & - & 1 & 0 & - & 0 \end{bmatrix} \end{matrix}$$

$$C5B(k) = \begin{matrix} & \begin{matrix} j=1 & & j=2 & & \dots & j=M \end{matrix} \\ \begin{matrix} i=N & \dots & i=1 & i=0 & i=N & \dots & i=1 & i=0 & \dots & i=N & \dots & i=1 & i=0 \end{matrix} \leftarrow k=2,4,6,\dots \\ \begin{matrix} i=1 & \dots & i=N & i=N+1 & i=1 & \dots & i=N & i=N+1 & \dots & i=1 & \dots & i=N & i=N+1 \end{matrix} \leftarrow k=1,3,5,\dots \\ \begin{matrix} j=1 \\ j=2 \\ \dots \\ j=M \end{matrix} & \begin{bmatrix} 0 & - & 0 & -\frac{1}{M} & 0 & - & 0 & -\frac{1}{M} & - & 0 & - & 0 & -\frac{1}{M} \\ 0 & - & 0 & -\frac{1}{M} & 0 & - & 0 & -\frac{1}{M} & - & 0 & - & 0 & -\frac{1}{M} \\ - & - & - & - & - & - & - & - & - & - & - & - & - \\ 0 & - & 0 & -\frac{1}{M} & 0 & - & 0 & -\frac{1}{M} & - & 0 & - & 0 & -\frac{1}{M} \end{bmatrix} \end{matrix}$$

$$C5C(k) = \begin{matrix} & \begin{matrix} j=1 & & j=2 & & \dots & j=M \end{matrix} \\ \begin{matrix} i=N & i=N-1 & \dots & i=0 & i=N & i=N-1 & \dots & i=0 & \dots & i=N & i=N-1 & \dots & i=0 \end{matrix} \leftarrow k=1,3,5,\dots \\ \begin{matrix} i=1 & i=2 & \dots & i=N+1 & i=1 & i=2 & \dots & i=N+1 & \dots & i=1 & i=2 & \dots & i=N+1 \end{matrix} \leftarrow k=2,4,6,\dots \\ \begin{matrix} j=1 \\ j=2 \\ \dots \\ j=M \end{matrix} & \begin{bmatrix} 1 & 0 & - & 0 & 0 & 0 & - & 0 & - & 0 & 0 & - & 0 \\ 0 & 0 & - & 0 & 1 & 0 & - & 0 & - & 0 & 0 & - & 0 \\ - & - & - & - & - & - & - & - & - & - & - & - & - \\ 0 & 0 & - & 0 & 0 & 0 & - & 0 & - & 1 & 0 & - & 0 \end{bmatrix} \end{matrix}$$

Quadro 5f- Submatriz C6 da matriz dos coeficientes C(P,Q) do quadro 5

$$C_6 = \begin{matrix} & & \begin{matrix} k=1 & k=2 & k=3 & k=4 & \dots & k=K-1 & k=K \\ N \times (M+1) & N \times (M+1) & N \times (M+1) & N \times (M+1) & \dots & N \times (M+1) & N \times (M+1) \end{matrix} \\ \begin{matrix} \vdots \\ \vdots \\ \vdots \\ \vdots \\ \vdots \\ \vdots \\ \vdots \\ \vdots \\ \vdots \\ \vdots \\ \vdots \\ \vdots \end{matrix} & \begin{matrix} M \\ N \\ N \\ N \\ N \\ N \\ N \\ N \\ N \\ N \\ N \\ N \end{matrix} & \begin{matrix} -0- & -0- & -0- & -0- & \dots & -0- & -0- \\ C_{6A} & -0- & -0- & -0- & \dots & -0- & -0- \\ -0- & -0- & -0- & -0- & \dots & -0- & -0- \\ C_{6B}(1) & C_{6C}(1) & -0- & -0- & \dots & -0- & -0- \\ -0- & C_{6B}(2) & C_{6C}(2) & -0- & \dots & -0- & -0- \\ -0- & -0- & C_{6B}(3) & C_{6C}(3) & \dots & -0- & -0- \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots & \vdots \\ -0- & -0- & -0- & -0- & \dots & C_{6B}(K-1) & C_{6C}(K-1) \end{matrix} \end{matrix}$$

$$C_{6A} = \begin{matrix} & \begin{matrix} i=1 & & i=2 & & \dots & i=N \end{matrix} \\ \begin{matrix} j=1 & j=2 & \dots & j=M+1 & j=1 & j=2 & \dots & j=M+1 & \dots & j=1 & j=2 & \dots & j=M+1 \end{matrix} \\ \begin{matrix} i=1 \\ i=2 \\ \vdots \\ i=N \end{matrix} & \begin{matrix} 1 & 0 & \dots & 0 & 0 & 0 & \dots & 0 & \dots & 0 & 0 & \dots & 0 \\ 0 & 0 & \dots & 0 & 1 & 0 & \dots & 0 & \dots & 0 & 0 & \dots & 0 \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots & \ddots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ 0 & 0 & \dots & 0 & 0 & 0 & \dots & 0 & \dots & 1 & 0 & \dots & 0 \end{matrix} \end{matrix}$$

$$C_{6B}(k) = \begin{matrix} & \begin{matrix} i=1 & & i=2 & & \dots & i=N \end{matrix} \\ \begin{matrix} j=1 & \dots & j=M & j=M+1 & j=1 & \dots & j=M & j=M+1 & \dots & j=1 & \dots & j=M & j=M+1 \end{matrix} \\ \begin{matrix} i=1 \\ i=2 \\ \vdots \\ i=N \end{matrix} & \begin{matrix} 0 & - & 0 & 1 & 0 & - & 0 & 0 & - & 0 & - & 0 & 0 \\ 0 & - & 0 & 0 & 0 & - & 0 & 1 & - & 0 & - & 0 & 0 \\ - & - & - & - & - & - & - & - & - & - & - & - & - \\ 0 & - & 0 & 0 & 0 & - & 0 & 0 & - & 0 & - & 0 & 1 \end{matrix} \end{matrix}$$

k = 1, 2, 3, ..., K-1

$$C_{6C}(k) = \begin{matrix} & \begin{matrix} i=1 & & i=2 & & \dots & i=N \end{matrix} \\ \begin{matrix} j=1 & j=2 & \dots & j=M+1 & j=1 & j=2 & \dots & j=M+1 & \dots & j=1 & j=2 & \dots & j=M+1 \end{matrix} \\ \begin{matrix} i=1 \\ i=2 \\ \vdots \\ i=N \end{matrix} & \begin{matrix} -1 & 0 & - & 0 & 0 & 0 & - & 0 & - & 0 & 0 & - & 0 \\ 0 & 0 & - & 0 & -1 & 0 & - & 0 & - & 0 & 0 & - & 0 \\ - & - & - & - & - & - & - & - & - & - & - & - & - \\ 0 & 0 & - & 0 & 0 & 0 & - & 0 & - & -1 & 0 & - & 0 \end{matrix} \end{matrix}$$

k = 1, 2, 3, ..., K-1

3.3 - Trocadores de Calor Casco-Tubos (TCCT) de Arranjo (1-1), em Contracorrente, com Chicanas Transversais

A seguir apresenta-se a aplicação da metodologia à família de trocadores de calor casco -tubos (TCCT) de arranjo (1-1), em contracorrente, com chicanas transversais, podendo ter N fileiras de tubos, M correntes do fluido pelo casco e $(K-1)$ chicanas transversais.

Considera-se que as chicanas transversais provoquem fluxos totalmente cruzados em cada espaço entre chicanas.

Toma-se, como exemplo, o TCCT esquematicamente representado pela figura 3.7a que pode ser discretizado conforme figuras 3.7b ou 3.7c.

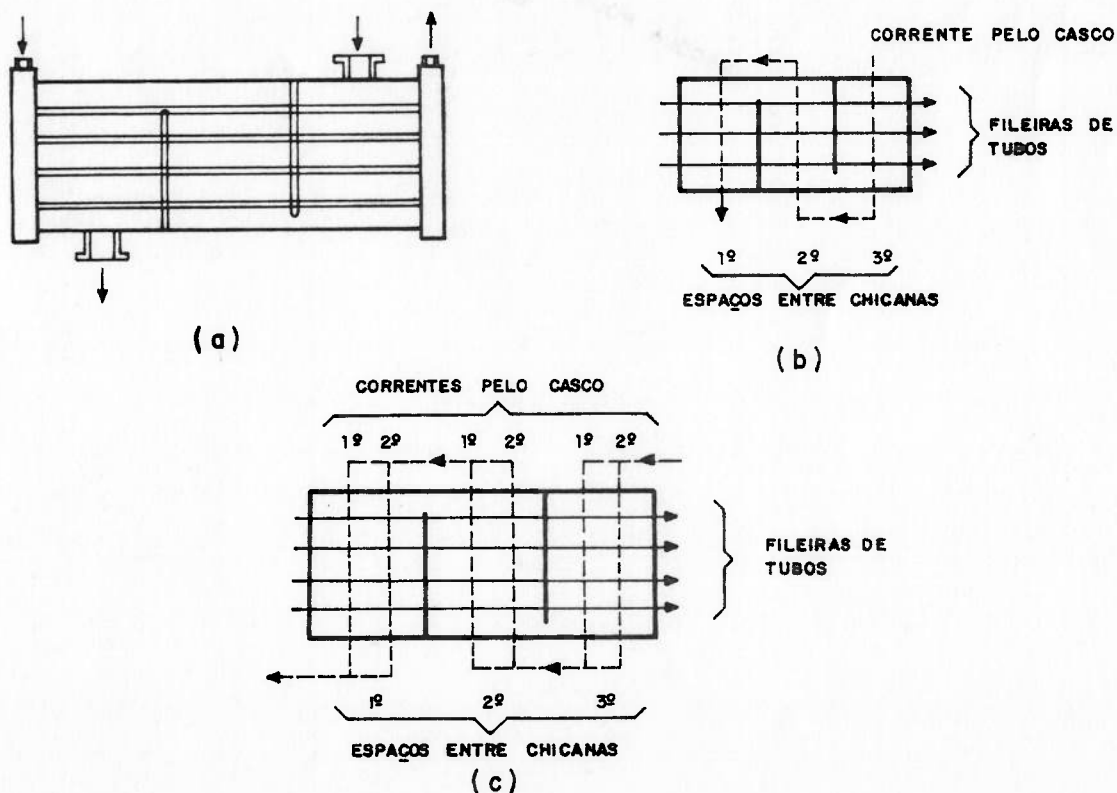
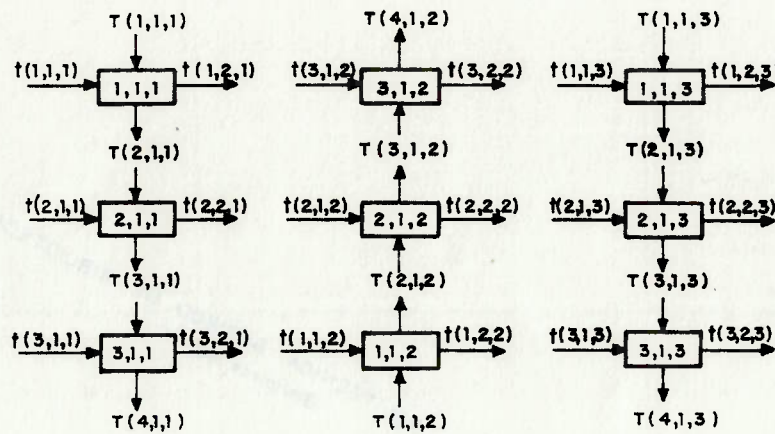


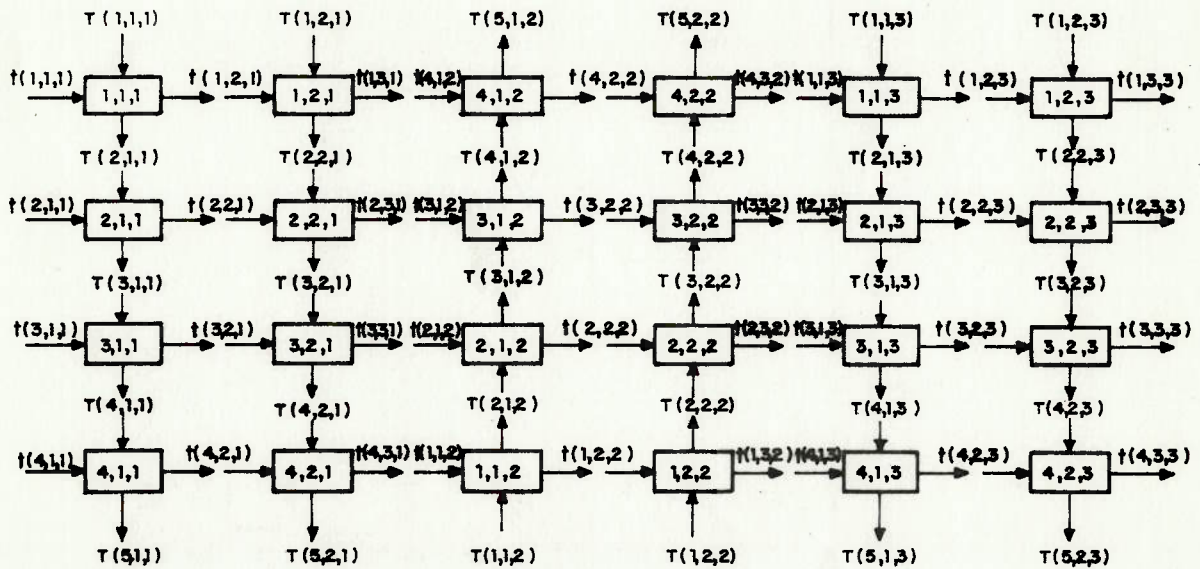
Figura 3.7 - Trocador de calor casco-tubos (TCCT) de arranjo (1-1) em contracorrente com duas chicanas transversais.

Adota-se como unidade básica cada cruzamento de uma fileira de tubos com uma corrente pelo casco.

Nas figuras 3.8a e 3.8b apresentam-se as identificações das unidades básicas e temperaturas terminais para as subdivisões mostradas nas figuras 3.7b e 3.7c, respectivamente.



(a)



(b)

Figura 3.8- Identificação das unidades básicas e temperaturas terminais para as subdivisões do trocador de calor apresentadas nas figuras 3.7.

Os índices (i,j,k) utilizados representam:

i = número da fileira de tubos, sendo i = 1 para a fileira que efetua o primeiro cruzamento em cada espaço entre chicanas; i=1 a N

j = número da corrente, pelo casco, entre chicanas transversais, j = 1 a M

k = número do espaço entre chicanas transversais, k = 1 a K

Para desenvolvimento do estudo, adota-se a subdivisão e identificação mostradas nas figuras 3.7b e 3.8a, respectivamente.

Admitindo que os fluxos pelas três fileiras de tubos apresentem capacidades térmicas horárias iguais, que as áreas de troca térmica das unidades básicas são todas iguais e que o coeficiente global de transmissão de calor seja constante, tem-se:

$$A(i,j,k) = A/9$$

$$CT(i,j,k) = CT/3$$

$$U(i,j,k) = U$$

$$CC(i,j,k) = CC$$

Admite-se, novamente, que $CT(i,j,k) \leq CC(i,j,k)$ para todas as unidades básicas. Desta forma, as variáveis adimensionais são dadas por:

$$R(i,j,k) = \frac{CT}{3 \cdot CC}$$

$$NUT(i,j,k) = \frac{U \cdot A}{3 \cdot CT}$$

$$P(i,j,k) = \frac{1}{\frac{1}{1 - \exp\left[-\frac{U \cdot A}{3 \cdot CT}\right]} + \frac{CT/3 \cdot CC}{1 - \exp\left[\frac{U \cdot A}{9 \cdot CC}\right]} + \frac{3 \cdot CT}{U \cdot A}}$$

Determinadas as variáveis adimensionais, aplicam-se as equações de balanço térmico em termos de $R(i,j,k)$ e $P(i,j,k)$ às unidades básicas, as quais, juntamente com as condições de contorno (3.10) a (3.15) formam o sistema de equações lineares, apresentado na forma de equação matricial no quadro 6.

$$t(i,1,1) = t_1 \quad , \quad i = 1 \text{ a } 3 \quad (3.10)$$

$$T(1,1,3) = T_1 \quad (3.11)$$

$$t(i,2,1) = t(4-i,1,2), \quad i = 1 \text{ a } 3 \quad (3.12)$$

$$t(i,2,2) = t(4-i,1,3), \quad i = 1 \text{ a } 3 \quad (3.13)$$

$$T(4,1,3) = T(1,1,2) \quad (3.14)$$

$$T(4,1,2) = T(1,1,1) \quad (3.15)$$

Quadro 6 - Equação matricial para simulação de TCCT de arranjo(1-1) em contracorrente para $M=1$, $N=3$, $K=3$, com $CT(i,j,k) \ll CC(i,j,k)$.

$$C(P,Q) \times T(Q) = S(Q)$$

onde:

$$C(P,Q) = \begin{bmatrix} C1 & C2 \\ C3 & C4 \\ C5 & C6 \end{bmatrix}$$

- sendo:
- C1: submatriz correspondente aos coeficientes que multiplicam as temperaturas $t(i,j,k)$ nas equações de $P(i,j,k)$
 - C2: submatriz correspondente aos coeficientes que multiplicam as temperaturas $T(i,j,k)$ nas equações de $P(i,j,k)$
 - C3: submatriz correspondente aos coeficientes que multiplicam as temperaturas $t(i,j,k)$ nas equações de $R(i,j,k)$
 - C4: submatriz correspondente aos coeficientes que multiplicam as temperaturas $T(i,j,k)$ nas equações de $R(i,j,k)$
 - C5: submatriz correspondente aos coeficientes que multiplicam as temperaturas $t(i,j,k)$ em suas condições de contorno.
 - C6: submatriz correspondente aos coeficientes que multiplicam as temperaturas $T(i,j,k)$ em suas condições de contorno.

$C1, C2, C3, C4, C5$ e $C6$ apresentadas respectivamente nos quadros 6a,b, c,d,e,f.

$$T(Q) = [T1 | T2]^T \quad \text{sendo:}$$

$$T1 = [T1(1) | T1(2) | T1(3)]$$

$$T1(k) = [t(1,1,k) \ t(1,2,k) \ t(2,1,k) \ t(2,2,k) \ t(3,1,k) \ t(3,2,k)] \quad k = 1, 2, 3$$

$$T2 = [T(1,1,1) \ T(2,1,1) \ T(3,1,1) \ T(4,1,1) \ T(1,1,2) \ T(2,1,2) \ T(3,1,2) \ T(4,1,2) \ T(1,1,3) \ T(2,1,3) \ T(3,1,3) \ T(4,1,3)]$$

$$S(Q) = S(i, 1) \quad \text{sendo:}$$

$$S(i, 1) = t1 \quad , \quad \text{para } i = 19, 20 \text{ e } 21$$

$$S(22, 1) = T1$$

$$S(i, 1) = 0 \quad , \quad \text{para } i \neq 19, 20, 21 \text{ ou } 22.$$

QUADRO 6a - SUBMATRIZ C1 DA MATRIZ DOS COEFICIENTES C(P,Q) DO QUADRO 6.

			k=1			k=2			k=3		
			i=1	i=2	i=3	i=1	i=2	i=3	i=1	i=2	i=3
j=1	j=2	j=3	j=1	j=2	j=3	j=1	j=2	j=3	j=1	j=2	j=3
1-P(1,1,1)	-1										
	1-P(2,1,1)	-1									
		1-P(3,1,1)	-1								
			1-P(1,1,2)	-1							
				1-P(2,1,2)	-1						
					1-P(3,1,2)	-1					
						1-P(1,1,3)	-1				
							1-P(2,1,3)	-1			
								1-P(3,1,3)	-1		

C1 =

QUADRO 6c - SUBMATRIZ C3 DA MATRIZ DOS COEFICIENTES C(P,Q) DO QUADRO 6 .

	k = 1						k = 2						k = 3					
	j = 1		j = 2		j = 3		j = 1		j = 2		j = 3		j = 1		j = 2		j = 3	
i = 1																		
i = 2	R(1,1,1) - R(1,1,1)																	
i = 3		R(2,1,1) - R(2,1,1)																
			R(3,1,1) - R(3,1,1)															
				R(1,1,2) - R(1,1,2)														
					R(2,1,2) - R(2,1,2)													
						R(3,1,2) - R(3,1,2)												
							R(1,1,3) - R(1,1,3)											
								R(2,1,3) - R(2,1,3)										
									R(3,1,3) - R(3,1,3)									

C3 =

Aplicação Numérica

A solução da equação matricial apresentada no quadro 6 para $A = 2,5 \text{ m}^2$, $U = 58 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$, $CT = 145 \text{ W/K}$, $CC = 436 \text{ W/K}$, $t_1 = 10 \text{ }^\circ\text{C}$ e $T_1 = 100 \text{ }^\circ\text{C}$, resulta na distribuição de temperaturas apresentada na figura 3.9.

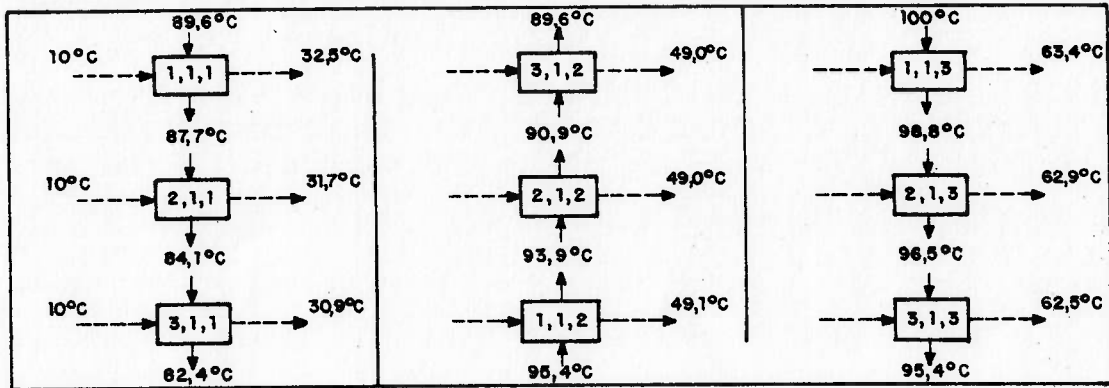


Figura 3.9- Distribuição de temperaturas no Trocador de Calor Casco-Tubos de arranjo (1-1) com duas chicanas transversais.

Os resultados finais obtidos nessa simulação são:

$$t_2 = 62,9 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$P = 0,59$$

$$T_2 = 82,4 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$F = 1,00$$

Valores de efetividade térmica (P) obtidos no presente trabalho para outros trocadores de calor desta família são apresentados juntamente com os encontrados nas referências [41] e [42], na tabela 3.3.

Tabela 3.3 - Valores de efetividade térmica (P) obtidos no presente trabalho e por Kays e London[41] e Stevens et alli[42] para Trocadores de Calor Casco-Tubos (TCCT), arranjo (1-1), em contra-corrente, com K espaços entre chicanas, M correntes pelo casco em cada espaço e N fileiras de tubos.

Arranjo			Dados		Resultados		
					P		
K	M	N	NUT	R	Presente trabalho	Ref. [41]	Ref. [42]
1	1	1	0,5	1	0,33	0,32	0,32
				0,6	0,36	0,35	0,35
				0,2	0,38	0,38	0,38
			1,0	1	0,50	0,47	0,47
				0,6	0,56	0,53	0,53
				0,2	0,63	0,60	0,60
1	3	3	1,0	1	0,48	0,47	0,47
				0,25	0,59	0,59	0,59
			2,5	1	0,66	0,66	0,66
				0,25	0,86	0,86	0,86
			5,0	1	0,76	0,76	0,76
				0,25	0,97	0,96	0,96
2	2	2	1	1	0,49	0,48	0,51
				0,2	0,60	-	0,61
			2,5	1	0,69	0,68	0,69
				0,2	0,89	-	0,88
			5,0	1	0,79	0,78	0,79
				0,2	0,98	-	0,96
3	1	2	1	1	0,50	0,49	0,49
				0,2	0,61	-	0,60
			2,5	1	0,71	0,70	0,69
				0,2	0,90	-	0,89
			5,0	1	0,81	0,80	-
				0,2	0,99	-	-

Para o mesmo critério de colocação sequencial das equações e dos termos da matriz $T(Q)$, obtém-se a equação matricial generalizada, apresentada no quadro 7.

Quadro 7- Equação matricial generalizada para simulação de TCCT, arranjo (1-1) em contracorrente com N fileiras de tubos, M correntes em cada espaço entre chicanas do fluido que escoo pelo casco e K espaços entre chicanas, com $CT(i,j,k) \leq CC(i,j,k)$.

$$C(P,Q) \times T(Q) = S(Q)$$

onde:

$$C(P,Q) = \begin{bmatrix} C1 & C2 \\ C3 & C4 \\ C5 & C6 \end{bmatrix}$$

sendo: C1= submatriz correspondente aos coeficientes que multiplicam as temperaturas $t(i,j,k)$ nas equações de $P(i,j,k)$
 C2= submatriz correspondente aos coeficientes que multiplicam as temperaturas $T(i,j,k)$ nas equações de $P(i,j,k)$
 C3= submatriz correspondente aos coeficientes que multiplicam as temperaturas $t(i,j,k)$ nas equações de $R(i,j,k)$
 C4= submatriz correspondente aos coeficientes que multiplicam as temperaturas $T(i,j,k)$ nas equações de $R(i,j,k)$
 C5= submatriz correspondente aos coeficientes que multiplicam as temperaturas $t(i,j,k)$ em suas condições de contorno.
 C6= submatriz correspondente aos coeficientes que multiplicam as temperaturas $T(i,j,k)$ em suas condições de contorno.
 C1, C2, C3, C4, C5 e C6 são apresentadas nos quadros 7a, b, c, d, e, f, respectivamente.

$$T(Q) = [T1 | T2]^T$$

$$\text{sendo } T1 = [t1(1) | t1(2) | t1(3) | \dots | t1(K)]$$

$$t1(k) = [t(1,1,k) t(1,2,k) \dots t(1,M,k) t(1,M+1,k) t(2,1,k) t(2,2,k) \dots t(2,M+1,k) \dots t(N,1,k) t(N,2,k) \dots t(N,M+1,k)]$$

para $k = 1, 2, 3, \dots, K$

$$T2 = [T2(1) | T2(2) | T2(3) | \dots | T2(K)]$$

$$T2(k) = [T(1,1,k) T(1,2,k) \dots T(1,M,k) T(2,1,k) T(2,2,k) \dots T(2,M,k) \dots T(N+1,1,k) T(N+1,2,k) \dots T(N+1,M,k)]$$

para $k = 1, 2, 3, \dots, K$

$$S(Q) = \left[\begin{array}{ccc|ccc|ccc} \frac{2 \times K \times N \times M}{-0-} & \frac{N}{t1 \ t1 \ \dots \ t1} & \frac{M}{T1 \ T1 \ \dots \ T1} & \frac{(K-1) \times (M+N)}{-0-} & & & & & \end{array} \right]^T$$

QUADRO 7b - SUBMATRIZ C2 DA MATRIZ DOS COEFICIENTES C(P,Q) DO QUADRO 7.

$$C2 = \begin{bmatrix} \begin{matrix} N \times N & N \times M & N \times M \\ K \times M \times N & M \times (N+1) & M \times (N+1) \end{matrix} \\ \begin{matrix} C2(1) & -0- & -0- \\ -0- & C2(2) & -0- \\ \vdots & \vdots & \vdots \\ -0- & -0- & C2(K) \end{matrix} \end{bmatrix}$$

K x M x (N+1)

para k = 1, 2, 3, ..., K

		i = 1			i = 2			i = N			i = N + 1		
		j = 1	j = 2	j = M	j = 1	j = 2	j = M	j = 1	j = 2	j = M	j = 1	j = 2	j = M
C2(k) =	i = 1	P(1,1,k)	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
	i = 2	-	P(1,2,k)	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
	i = 3	-	-	P(1,M,k)	-	-	-	-	-	-	-	-	-
	i = 4	-	-	-	P(2,1,k)	-	-	-	-	-	-	-	-
	i = 5	-	-	-	-	P(2,2,k)	-	-	-	-	-	-	-
	i = 6	-	-	-	-	-	P(2,M,k)	-	-	-	-	-	-
	i = 7	-	-	-	-	-	-	P(N,1,k)	-	-	-	-	-
	i = 8	-	-	-	-	-	-	-	P(N,2,k)	-	-	-	-
	i = 9	-	-	-	-	-	-	-	-	P(N,M,k)	-	-	-

QUADRO 7 e - SUBMATRIZ C5 DA MATRIZ DOS COEFICIENTES C(P,Q) DO QUADRO 7.

$$C5 = \begin{matrix} & & \begin{matrix} k=1 & k=2 & k=3 & k=4 & & k=K-1 & k=K \\ N_x(M+1) & N_x(M+1) & N_x(M+1) & N_x(M+1) & \dots & N_x(M+1) & N_x(M+1) \end{matrix} \\ \begin{matrix} N \\ M \\ N \\ N \\ N \\ \vdots \\ N \\ N \\ N \end{matrix} & \begin{matrix} C5A & -0- & -0- & -0- & \dots & -0- & -0- \\ -0- & -0- & -0- & -0- & \dots & -0- & -0- \\ C5B(1) & C5C(1) & -0- & -0- & \dots & -0- & -0- \\ -0- & C5B(2) & C5C(2) & -0- & \dots & -0- & -0- \\ -0- & -0- & C5B(3) & C5C(3) & \dots & -0- & -0- \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \diagdown & \vdots & \vdots \\ -0- & -0- & -0- & -0- & \dots & C5B(K-1) & C5C(K-1) \\ -0- & -0- & -0- & -0- & \dots & -0- & -0- \end{matrix} \end{matrix}$$

$$C5A = \begin{matrix} & \begin{matrix} i=1 & & i=2 & & i=N \end{matrix} \\ \begin{matrix} j=1 & j=2 & \dots & j=M+1 & j=1 & j=2 & \dots & j=M+1 & \dots & j=1 & j=2 & \dots & j=M+1 \end{matrix} \\ \begin{matrix} i=1 \\ i=2 \\ \vdots \\ i=N \end{matrix} & \begin{matrix} 1 & 0 & \dots & 0 & 0 & 0 & \dots & 0 & \dots & 0 & 0 & \dots & 0 \\ 0 & 0 & \dots & 0 & 1 & 0 & \dots & 0 & \dots & 0 & 0 & \dots & 0 \\ \vdots & \vdots & \diagdown & \vdots & \vdots & \vdots & \diagdown & \vdots & \dots & \vdots & \vdots & \dots & \vdots \\ 0 & 0 & \dots & 0 & 0 & 0 & \dots & 0 & \dots & 1 & 0 & \dots & 0 \end{matrix} \end{matrix}$$

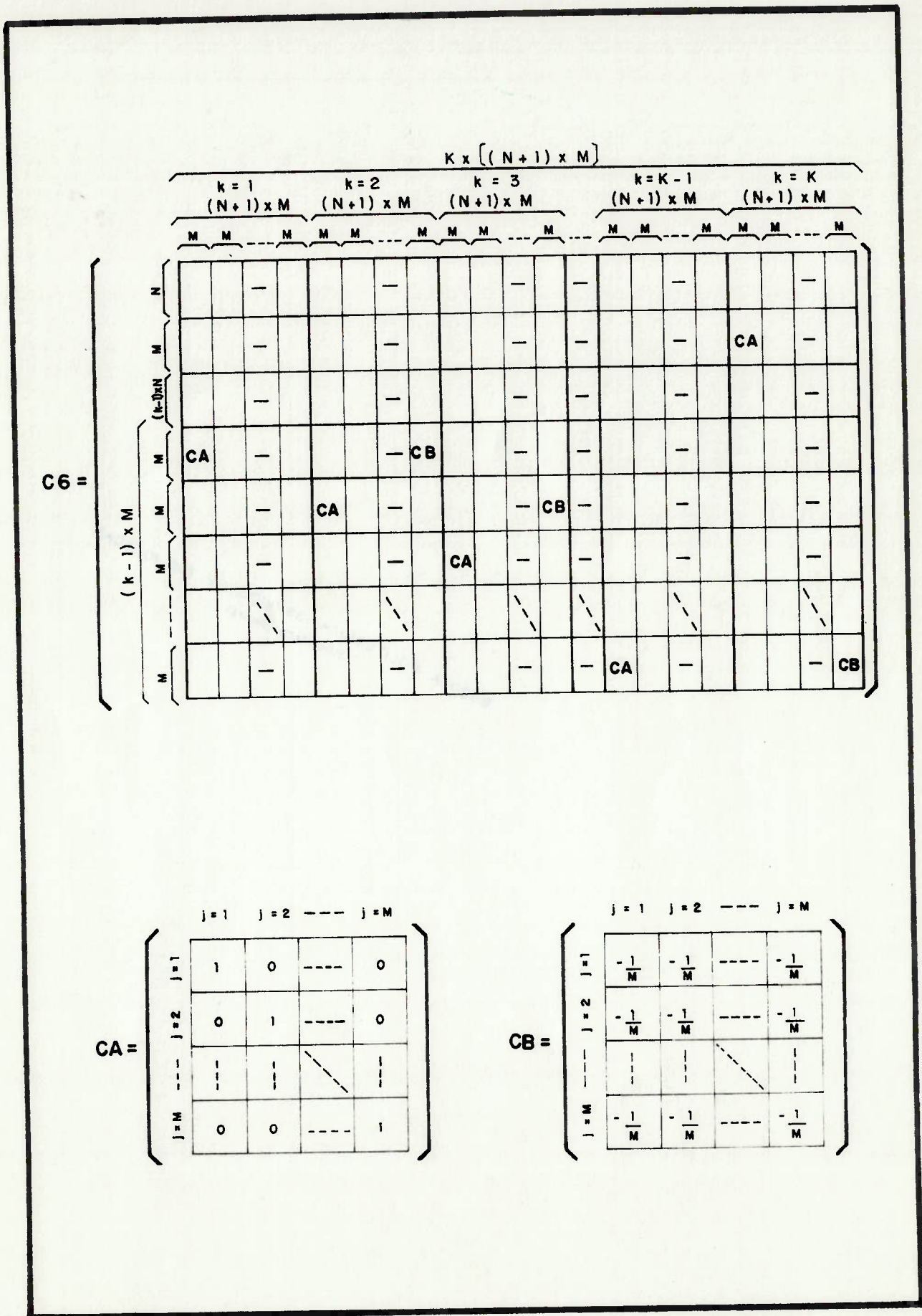
$$C5B(k) = \begin{matrix} & \begin{matrix} i=1 & & i=2 & & i=N \end{matrix} \\ \begin{matrix} j=1 & \dots & j=M & j=M+1 & j=1 & \dots & j=M & j=M+1 & \dots & j=1 & \dots & j=M & j=M+1 \end{matrix} \\ \begin{matrix} i=1 \\ i=2 \\ \vdots \\ i=N \end{matrix} & \begin{matrix} 0 & - & 0 & 1 & 0 & - & 0 & 0 & - & 0 & - & 0 & 0 \\ 0 & - & 0 & 0 & 0 & - & 0 & 1 & - & 0 & - & 0 & 0 \\ - & - & - & - & - & - & - & - & - & - & - & - & - \\ 0 & - & 0 & 0 & 0 & - & 0 & 0 & - & 0 & - & 0 & 1 \end{matrix} \end{matrix}$$

k = 1, 2, ..., K - 1

$$C5C(k) = \begin{matrix} & \begin{matrix} i=1 & & i=N-1 & & i=N \end{matrix} \\ \begin{matrix} j=1 & j=2 & \dots & j=M+1 & j=1 & j=2 & \dots & j=M+1 & j=1 & j=2 & \dots & j=M+1 \end{matrix} \\ \begin{matrix} i=1 \\ i=2 \\ \vdots \\ i=N \end{matrix} & \begin{matrix} 0 & 0 & - & 0 & - & 0 & 0 & - & 0 & -1 & 0 & - & 0 \\ 0 & 0 & - & 0 & - & -1 & 0 & - & 0 & 0 & 0 & - & 0 \\ - & - & - & - & - & - & - & - & - & - & - & - & - \\ -1 & 0 & - & 0 & - & 0 & 0 & - & 0 & 0 & 0 & - & 0 \end{matrix} \end{matrix}$$

k = 1, 2, ..., K - 1

Quadro 7f-Submatriz C6 da matriz dos coeficientes C(P,Q)do quadro 7



4 - LEVANTAMENTO DE DADOS SOBRE O DESEMPENHO TÉRMICO DE UM TROCADOR DE CALOR

As relações $P = f(\text{NUT}, R)$ caracterizam completamente o comportamento térmico de trocadores de calor. Permitem, por exemplo, que se conheçam as temperaturas de saída dos fluidos em um trocador de calor de dimensões conhecidas sob determinadas condições de vazões e temperaturas de entrada ou que se determinem as condições de vazões e temperaturas de entrada necessárias para certas condições de saída desejadas.

A utilização das relações $P=f(\text{NUT}, R)$ pressupõe o conhecimento prévio do coeficiente global de transmissão de calor (U).

O cálculo do coeficiente global (U) através das formulações empíricas propostas na literatura pode conduzir a erros de até 37% devido às incertezas quanto aos reais valores das propriedades físicas dos fluidos envolvidos, conforme referências [47] e [48].

A determinação experimental de U é feita através da expressão (4.1):

$$U = \frac{q}{A.F.(MLDT)} \quad (4.1)$$

Os valores de F são menores ou iguais a um ($F = 1$ para trocador em contracorrente) e variam, para um mesmo trocador, com a variação de U e das condições operacionais, como se observa pela relação (4.2):

$$F = f[P = f(\text{NUT}, R), R] \quad (4.2)$$

sendo

$$\text{NUT} = \frac{U.A}{C_{\text{min.}}} \quad (4.2 a)$$

$$R = \frac{C_{\text{min.}}}{C_{\text{máx}}} \quad (4.2 b)$$

A aplicação conjunta de experiências e simulações permite o levantamento de curvas do coeficiente global de transmissão de calor (U), corrigido para se considerar a influência do fator de correção (F), em função das vazões dos fluidos pelos tubos (VT) e pelo casco (VC).

Os valores de U corrigidos possibilitam a obtenção, por simulação, de informações mais precisas para levantamento de curvas $P = f(NUT, R)$.

O par de curvas $U = f(VT, VC)$ e $P = f(NUT, R)$ fornecem todos os dados necessários para completa caracterização do desempenho térmico de um trocador de calor.

Descreve-se, a seguir, a metodologia empregada para execução de experiências e simulações, que tiveram por objetivo o levantamento das curvas $U = f(VT, VC)$ e $P = f(NUT, R)$ de um trocador de calor de fabricação APEMA-Aparelhos, Peças e Máquinas Industriais Ltda.

4.1 - Metodologia para Levantamento das Curvas $U = f(VT, VC)$

Efetuarão-se medições de vazões e temperaturas de entrada e saída dos fluidos no trocador de calor.

Para cada medição procedeu-se ao cálculo do calor trocado pelos dois fluidos. Admitindo-se a ocorrência de perdas térmicas e de distorções nas leituras, adotou-se como calor trocado (q) o resultado do seguinte cálculo:

$$q = \frac{q_1 + q_2}{2} \quad (4.3)$$

sendo q_1 e q_2 determinados pelas expressões (2.2) e (2.3) respectivamente:

$$q_1 = CT.(t_2 - t_1) \quad (2.2)$$

$$q_2 = CC.(T_1 - T_2) \quad (2.3)$$

Determinado o valor do calor trocado (q) para cada medição, calculou-se o coeficiente global de transmissão de calor (U) a partir da equação (4.1), admitindo-se $F = 1$.

Sendo fornecido como dado de entrada para simulação, o valor de U foi corrigido até que os resultados das temperaturas de saída t_2 e T_2 obtidos na simulação se aproximassem suficientemente das temperaturas de saída lidas no experimento.

Tabelaram-se, para todas as medições, os valores de U corrigidos e com estes resultados levantaram-se curvas da função $U = f(VT, VC)$ através da técnica de ajuste de curvas pelo método dos mínimos quadrados.

4.1.1- Montagem do circuito experimental - Especificações

As experiências foram efetuadas no laboratório da APEMA, onde montou-se o circuito esquematizado pela figura 4.1

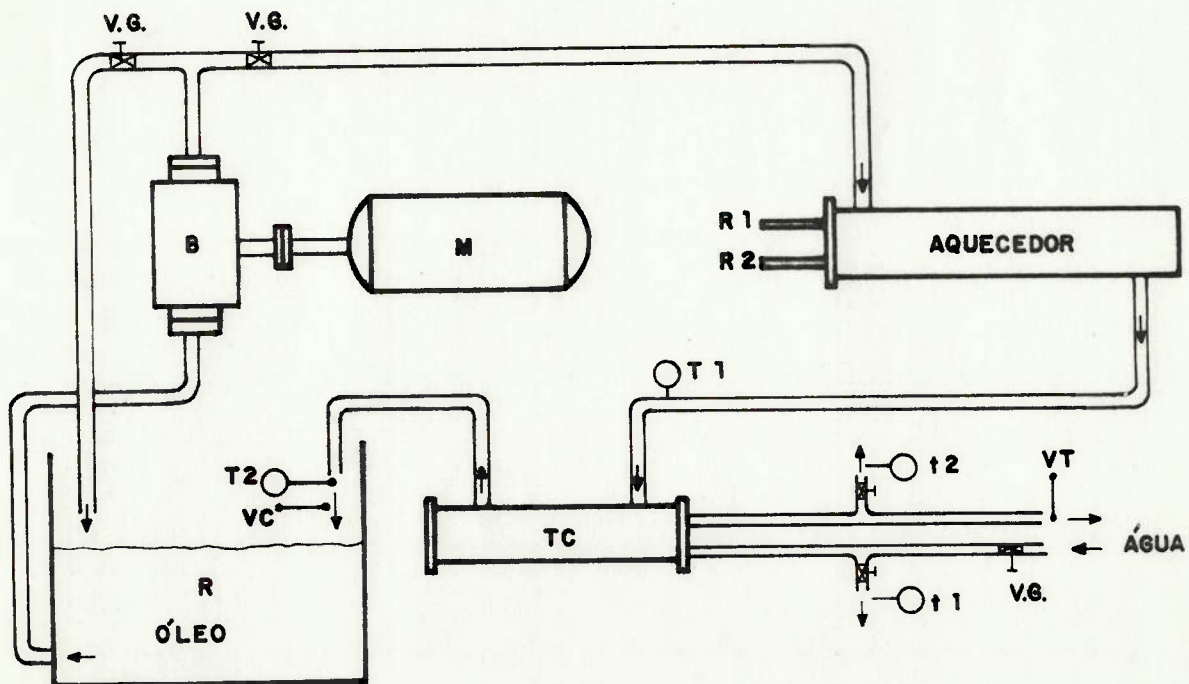


Figura 4.1- Esquema da montagem para as experiências no trocador de calor TA-500-4 da APEMA.

Especificações

- Fluidos envolvidos no processo:

- . pelos tubos = água industrial
- . pelo casco = óleo Renolin B-20 ISO VG68, densidade 850 a 890 kg/m³, calor específico 2.090 J/kg.K

- Equipamento em teste:

TC : trocador de calor casco-tubos, modelo TA-500-4 da APEMA, arranjo (1-2), sete chicanas transversais, área de troca térmica total = 2,98 m².

- Componentes do circuito:

- B : bomba de engrenagens modelo FB E.2:CA da Fabricadora de Bomba S/A.
- M : motor WEG modelo 112M278; de 3CV; 10,6A; 220V; trifásico
- R : reservatório de óleo, capacidade de 500 litros
- R1,R2: resistências ELBAC, modelo U3-60, 6 KW
- VG : válvulas globo.

- Leituras das temperaturas:

- T1 : temperatura de entrada do óleo no trocador de calor
- T2 : temperatura de saída do óleo do trocador de calor
- t1 : temperatura de entrada da água no trocador de calor
- t2 : temperatura de saída da água no trocador de calor.

- Medições das vazões:

- VT : vazão de água
- VC : vazão de óleo

- Equipamentos de leituras e medições:

- . medição de vazões: recipiente calibrado de 20 litros e cronômetro
- . leitura de temperaturas: termômetros de mercúrio, bulbo de vidro, escalas 0°C a 50°C ou 0°C a 100°C (para T2 > 50°C).

4.1.2- Esclarecimentos sobre a execução das experiências

- . As medições foram efetuadas sempre após o processo ter entrado em regime permanente.
- . Para cada condição operacional efetuaram-se, no mínimo, três medições de vazões e temperaturas, adotando-se como resultado efetivo de medição os valores médios calculados. As diferenças de leitura das temperaturas mostraram ser insignificantes.
- . As leituras das temperaturas de entrada e saída da água (fluido pelos tubos) e de saída do óleo (fluido pelo casco) foram efetuadas por termômetro em contato direto com os fluidos. A leitura das temperaturas de entrada do óleo no trocador foi feita através de termômetro em poço submerso.
- . As variações de vazões entre cada condição operacional foram obtidas por ajuste nas válvulas globo existentes nas linhas dos fluidos (vide figura 4.1).
- . As variações nas temperaturas de entrada do óleo no trocador entre cada condição operacional foram obtidas por um aquecedor (vide figura 4.1).
- . As leituras das temperaturas foram feitas em pontos com distâncias inferiores a 350 mm do trocador de calor, a fim de minimizar efeitos de perdas térmicas pelas tubulações.

4.1.3- Resultados experimentais

Os resultados obtidos no experimento e nas simulações para correção do coeficiente global de transmissão de calor (U) são apresentados na tabela 4.1.

Tabela 4.1- Resultados obtidos por experiências e por simulações.

Nº da Medi- ção	D A D O S					R E S U L T A D O S							
	VT (m³/h)	VC (m³/h)	t1 (°C)	T1 (°C)	U W/m² K	t2(°C)		t2(°C)		P	R	NUT	F
						Exper.	Progr.	Exper.	Progr.				
01	0,493	2,138	21,0	35,5	151	28,0	27,8	32,0	31,9	0,47	0,52	0,78	0,95
02	0,293	3,276	21,0	50,0	116	39,0	38,4	47,5	46,6	0,60	0,20	1,02	0,97
03	0,540	1,148	20,0	44,0	104	27,5	27,1	35,5	35,4	0,34	0,94	0,52	0,96
04	0,065	0,940	21,0	53,0	49	45,0	46,0	48,0	48,3	0,80	0,16	1,93	0,91
05	0,418	0,958	20,5	48,0	78	28,5	29,2	38,0	39,4	0,32	0,99	0,48	0,96
06	0,562	0,875	20,0	45,0	110	27,5	27,5	34,0	34,1	0,43	0,69	0,73	0,94
07	0,565	1,994	20,0	41,0	129	28,0	28,1	35,5	35,8	0,39	0,64	0,59	0,97
08	0,565	2,772	20,0	40,0	124	27,5	27,8	36,0	36,4	0,39	0,46	0,56	0,98
09	0,324	0,720	21,0	44,0	67	30,0	29,0	37,5	36,5	0,34	0,98	0,54	0,97
10	0,500	1,033	21,0	46,0	70	28,0	27,5	39,0	39,1	0,26	0,91	0,39	1,00
11	0,227	1,224	21,0	51,0	94	37,5	38,1	43,5	43,8	0,57	0,42	1,06	0,93
12	1,152	1,177	21,0	47,0	115	25,5	25,6	36,5	36,8	0,39	0,45	0,57	0,98
13	0,338	1,202	21,0	48,0	102	33,0	33,3	40,0	40,2	0,46	0,64	0,77	0,94
14	0,540	1,224	21,0	47,0	122	32,5	30,4	39,0	38,3	0,37	0,93	0,62	0,95
15	0,457	1,217	21,0	46,0	87	28,0	29,1	37,5	38,7	0,33	0,85	0,49	0,97
16	1,480	1,177	21,0	43,0	120	24,0	24,2	34,0	33,9	0,41	0,35	0,59	0,98
17	0,425	1,980	21,0	44,0	100	31,0	30,1	40,0	39,1	0,41	0,48	0,60	0,97
18	0,295	1,955	21,0	46,0	95	35,5	34,3	42,5	41,7	0,53	0,32	0,87	0,96
19	1,573	1,955	21,0	45,0	131	25,0	24,9	38,0	37,9	0,30	0,55	0,39	0,99
20	1,685	1,886	21,5	43,8	130	24,0	24,4	36,0	36,7	0,30	0,50	0,40	0,99
21	0,263	2,100	21,5	48,5	88	36,5	35,5	45,0	44,2	0,53	0,28	0,86	0,97
22	0,191	0,731	21,5	48,0	73	35,5	35,1	40,0	39,7	0,52	0,59	0,98	0,92
23	2,106	0,742	21,5	49,5	116	24,0	23,7	34,0	33,4	0,57	0,16	0,91	0,98
24	1,670	0,720	21,5	50,0	116	25,0	24,6	34,0	33,7	0,57	0,19	0,94	0,97
25	0,504	4,770	20,0	52,0	147	35,0	35,8	48,0	48,2	0,49	0,24	0,75	0,98
26	1,098	4,830	20,0	44,0	157	26,0	26,8	40,0	40,5	0,28	0,51	0,37	0,99
27	2,203	4,770	20,0	42,0	158	23,0	23,5	38,0	38,6	0,15	0,96	0,19	1,00
28	0,367	4,738	20,5	43,0	112	32,5	32,1	41,0	41,0	0,52	0,18	0,78	0,98
29	0,281	4,800	20,5	45,0	108	35,0	35,3	43,0	43,1	0,60	0,13	0,99	0,98
30	0,691	4,800	20,5	43,0	137	29,0	28,9	40,5	40,3	0,37	0,33	0,51	0,99
31	2,700	7,060	22,0	45,0	186	25,5	25,5	42,0	42,0	0,15	0,86	0,18	1,00
32	1,501	6,923	22,0	44,0	163	27,0	27,0	41,5	41,5	0,23	0,49	0,28	0,99
33	0,608	6,991	22,0	42,5	142	30,5	30,8	40,5	40,8	0,43	0,20	0,60	0,99
34	2,275	6,923	21,0	42,0	174	25,0	25,3	39,0	39,5	0,17	0,74	0,20	1,00
35	1,300	6,923	21,0	41,0	152	26,0	26,7	38,5	39,0	0,25	0,42	0,30	0,99
36	0,407	6,667	21,0	47,0	136	35,5	35,4	45,2	45,0	0,55	0,14	0,86	0,98
37	1,800	3,276	21,0	45,0	180	26,0	25,7	39,5	39,1	0,24	0,81	0,32	0,99

4.1.4- Levantamento das curvas $U = f(VT, VC)$

Com auxílio da técnica de ajuste de curvas pelo método dos mínimos quadrados, obteve-se equações para a variação do coeficiente global (U) com a vazão de água (VT), para vazões de óleo (VC) aproximadamente constantes.

Apresentam-se as equações obtidas na tabela 4.2

Tabela 4.2- Equações das curvas $U = f(VT, VC)$ para o trocador de calor TA-500-4 da APEMA.

VC (m ³ /h)	VT (m ³ /h)	U = f(VT,VC) [W/m ² . K]
0,8	0,1a2,2	$U = 53,79 + 65,93.VT - 16,85 . VT^2$
1,2	0,1a2,2	$U = 69,40 + 66,49.VT - 17,68 . VT^2$
1,6	0,1a2,2	$U = 77,65 + 66,87.VT - 17,70 . VT^2$
4,8	0,1a2,0	$U = 84,42 + 98,81.VT - 29,88 . VT^2$
6,9	0,1a1,9	$U = 91,64 + 97,60.VT - 29,31 . VT^2$

Na figura 4.2 mostram-se as curvas levantadas a partir das equações $U = f(VT, VC)$ da tabela 4.2

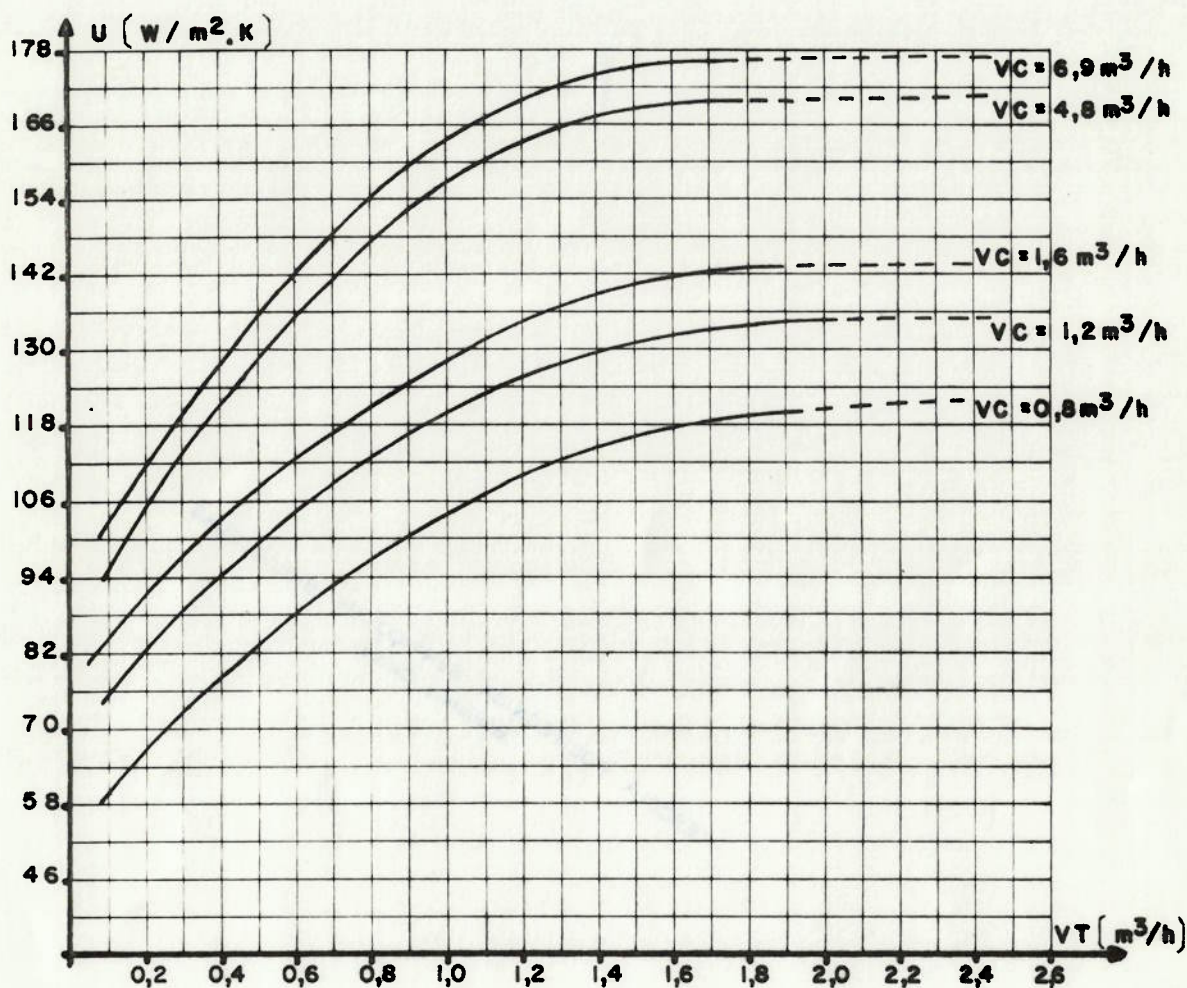


Figura 4.2- Variação do coeficiente global (U) com as vazões de água (VT) e de óleo (VC), para o trocador de calor modelo TA-500-4 da APEMA.

4.2- Metodologia para Levantamento das Curvas $P = f(NUT, R)$

Procurou-se pares de vazões de água (VT) e de óleo (VC) que proporcionassem valores constantes da razão entre capacidades térmicas horárias (R) iguais a 0,2; 0,4; 0,6; 0,8 e 1,0.

Para cada par de vazões (VT, VC) determinou-se o valor de U através das curvas da figura 4.2.

Fornecendo os valores de VT, VC e U como dados de entrada, obteve-se, por simulação, os valores de NUT, P e R .

Com estes resultados, levantaram-se curvas das relações $P = f(NUT, R)$ para o trocador de calor em estudo, através do método dos mínimos quadrados.

4.2.1- Resultados das simulações

Os valores de NUT, P e R obtidos por simulações são apresentados na tabela 4.3.

Tabela 4.3 - Valores de NUT, P e R obtidos por simulações para condições operacionais dadas por VT e VC.

D A D O S			R E S U L T A D O S		
VT (m ³ /h)	VC (m ³ /h)	U (W/m ² .K)	R	NUT	P
0,25	2,95	91	0,2	0,93	0,57
0,50	5,90	133		0,47	
0,75	8,82	151		0,39	
1,00	11,80	165		0,33	
1,25	14,70	175		0,29	
1,50	17,60	187		0,27	
1,75	20,58	198		0,25	
0,10	0,59	41	0,4	1,04	0,57
0,25	1,47	81		0,51	
0,50	2,90	116		0,41	
0,75	4,41	128		0,33	
1,00	5,90	145		0,29	
1,25	7,35	158		0,26	
1,50	8,80	165		0,23	
1,75	10,29	174		0,22	

Tabela 4.3 (continuação)

D A D O S			R E S U L T A D O S		
VT (m ³ /h)	VC (m ³ /h)	U (W/m ² .K)	R	NUT	P
0,25	0,98	70	0,6	0,72	0,44
0,50	1,96	106		0,54	0,37
0,75	2,94	119		0,41	0,30
1,00	3,92	130		0,33	0,26
1,25	4,91	146		0,30	0,24
1,50	5,89	155		0,26	0,22
1,75	6,87	164		0,24	0,20
0,25	0,74	62		0,8	0,63
0,50	1,47	101	0,52		0,35
0,75	2,20	116	0,39		0,29
1,00	2,94	126	0,32		0,25
1,50	4,40	146	0,25		0,20
2,00	5,88	167	0,21		0,18
2,50	7,35	186	0,19		0,16
0,75	1,76	108	1,0		0,37
1,00	2,35	122		0,31	0,24
1,25	2,94	130		0,27	0,21
1,50	3,53	140		0,24	0,19
1,75	4,12	151		0,22	0,18
2,00	4,71	160		0,20	0,17
2,50	5,88	180		0,18	0,16

4.2.2- Levantamento das curvas $P = f(NUT, R)$

Ajustando-se curvas pelo método dos mínimos quadrados, obte-
ve-se equações para a variação da efetividade térmica (P) em fun-
ção do número de unidades de transferência (NUT) para razão entre
capacidades térmicas horárias (R) constantes.

As equações obtidas são apresentadas na tabela 4.4.

Tabela 4.4 - Equações das funções $P = f(\text{NUT}, R)$ para o trocador de calor modelo TA-500-4 da APEMA.

R	NUT	$P = f(\text{NUT}, R)$
0,2	0,1 a 1,5	$P = 0,0433 + 0,7689 \cdot \text{NUT} - 0,2123 \cdot \text{NUT}^2$
0,4	0,1 a 1,5	$P = 0,0456 + 0,7423 \cdot \text{NUT} - 0,2269 \cdot \text{NUT}^2$
0,6	0,1 a 1,5	$P = 0,0493 + 0,6984 \cdot \text{NUT} - 0,2127 \cdot \text{NUT}^2$
0,8	0,1 a 1,5	$P = 0,0505 + 0,6709 \cdot \text{NUT} - 0,2182 \cdot \text{NUT}^2$
1,0	0,1 a 1,5	$P = 0,0475 + 0,6557 \cdot \text{NUT} - 0,2280 \cdot \text{NUT}^2$

As curvas obtidas com as equações da tabela 4.4 estão apresentadas na figura 4.3

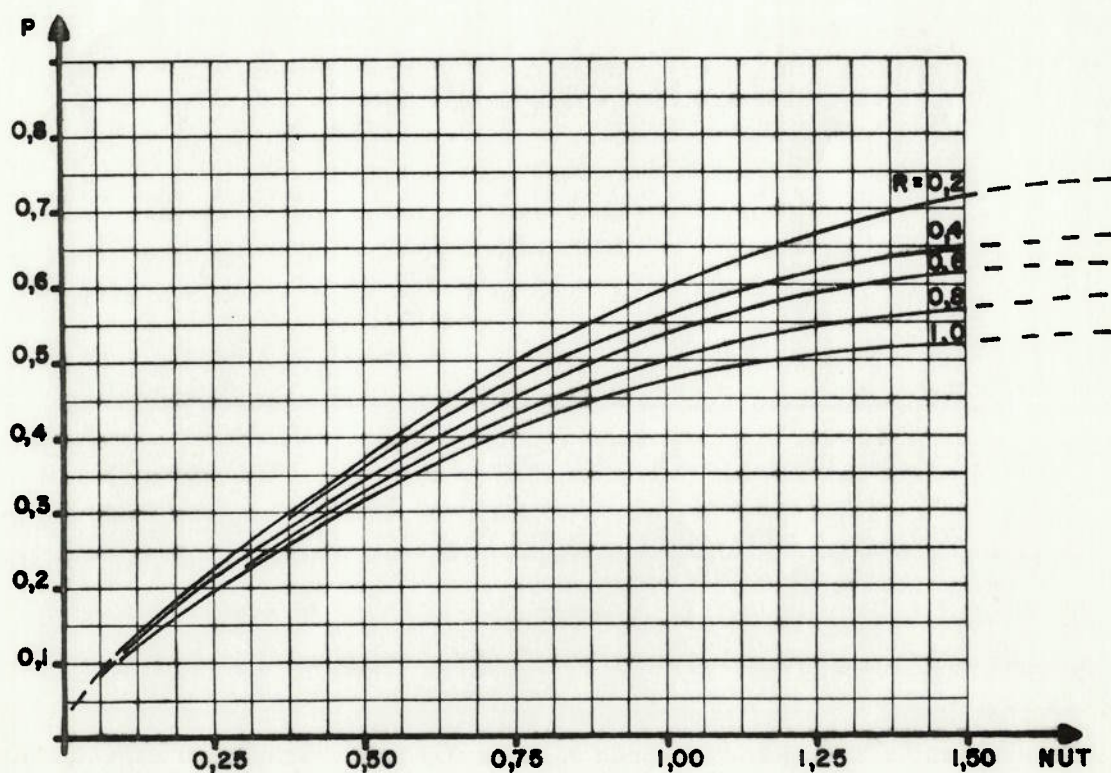


Figura 4.3- Curvas das funções $P=f(\text{NUT}, R)$ para o trocador modelo TA-500-4 da APEMA.

5 - CONCLUSÕES

. O método proposto é aplicável a qualquer trocador de calor que possa ser discretizado em elementos de correntes opostas, para lelas ou cruzadas.

. A aplicação do método a um trocador de calor resulta em um sistema de equações lineares que rege o seu comportamento térmico.

. A solução do sistema de equações lineares para cada condição operacional fornece a distribuição de temperaturas ao longo do trocador de calor, possibilitando que seja considerado, se desejá vel, o efeito das variações das propriedades dos fluidos com a tem peratura, através de processo iterativo.

. Conhecida a distribuição de temperaturas no trocador de ca lor determinam-se as temperaturas terminais dos fluidos e, conse quentemente, a efetividade térmica.

. O método permite, portanto, a obtenção de dados para levan tar curvas da variação da efetividade térmica (P) em função do nú mero de unidades de transferência (NUT) e da razão entre capacidades térmicas horárias (R) de um trocador de calor.

. Colocando o sistema de equações lineares na forma de equa^{ção} matricial, observa-se que os elementos da matriz dos coeficien^{tes} C(P,Q) distribuem-se de maneira ordenada.

O formato da matriz C(P,Q) depende do critério adotado para colocação sequencial das equações e dos têr mos da matriz das incóg^{nitas} T(Q), bem como do número de cada variável construtiva considerada, como o número de chicana, número de fileiras de tubos e ou tras.

Para trocadores de calor com diferentes números destas variá^{veis} construtivas, as matrizes dos coeficientes apresentam forma^{tos} semelhantes, se for adotado o mesmo critério de colocação se quencial das equações e dos elementos da matriz das incógnitas. Es ta semelhança possibilita a elaboração de um programa que gera au^{tomaticamente} os sistemas de equações, para os trocadores de calor considerados.

. O grau de facilidade para elaboração deste programa está vinculado ao critério adotado para colocação sequencial das equações e dos termos da matriz das incógnitas e pela quantidade de variáveis construtivas a serem consideradas.

. A aplicação do método a alguns tipos de trocadores de calor mostrou boa concordância com dados da literatura. As diferenças máximas observadas entre os valores de efetividade térmica obtidos pela aplicação do método e aqueles da literatura foram os seguintes:

a) para trocadores de calor casco-tubos sem chicanas com diferentes números de passes pelos tubos e de cascos em série = 7%;

b) para trocadores de calor de fluxos cruzados tipo resfriadores de ar, de passes paralelos, com diferentes números de correntes de ar, de passes pelos tubos e de fileiras de tubos por passe = 11%;

c) para trocadores de calor casco-tubos com um passe pelos tubos, um passe pelo casco, com diferentes números de chicanas, de fileiras de tubos e de correntes pelo casco = 6%.

. O coeficiente global de transmissão de calor pode se determinar de modo teórico-experimental, onde o método generalizado é aplicado num processo iterativo para se obter o valor real deste coeficiente, considerando o fator de correção do trocador de calor em cada condição operacional.

Com este procedimento são obtidos dados para levantamento de curvas da variação do coeficiente global (U) em função das vazões dos fluidos (VT, VC).

. Pela aplicação do método generalizado levantam-se, portanto, de modo confiável, as curvas da variação do coeficiente global de transmissão de calor em função das vazões dos fluidos [$U = f(VT, VC)$] e da efetividade térmica em função do número de unidades de transferência e da razão entre capacidades térmicas [$P = f(NUT, R)$]. Estes dois tipos de curvas contêm todas as informações necessárias para completa avaliação do desempenho térmico de um trocador de calor.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] - NAGLE, W.M. Mean temperature difference in multipass heat exchangers. Industrial and Engineering Chemistry, 1933, v.25, p. 604-609.
- [2] - UNDERWOOD, A.J.V. The calculation of the mean temperature difference in multipass heat exchangers. J.Inst.Petroleum Technologist, 1934, v.20, p. 145-158.
- [3] - COLBURN, A.P. Mean temperature difference an heat transfer coefficient in liquid heat exchangers. Ind. Eng.Chem. 1933, v. 25, p. 873-877.
- [4] - SMITH, D.M. Mean temperature difference in cross flow. Engineering, 1934, v.138, p.479-481, 606-607.
- [5] - BOWMAN, R.A. Mean temperature difference correction in multipass exchangers. Ind. Eng. Chem., 1936, v.28, p.541-544.
- [6] - FISCHER, F.K. Mean temperature difference correction in multipass exchangers. Ind. Eng. Chem., 1938, v. 30, p. 377-383.
- [7] - TEN BROECK, H. Multipass exchangers calculations. Ind.Eng. Chem., 1938, v. 30, p. 1041-1042.
- [8] - BOWMAN, R.A.; MUELLER, A.C.; NAGLE, W.N. Mean temperature difference in design. ASME Transactions, 1940, v. 62, p. 283-294.
- [9] - GARDNER, K.A. Mean temperature difference in multipass exchangers. Ind. Eng. Chem., 1941, v.33, nº 12, p. 1495-1500.
- [10] - GARDNER, K.A. Variable heat-transfer rate correction in multipass exchangers, shell-side film controlling. Trans. ASME, 1945, v. 67, p. 31-38.
- [11] - KERN, D.Q.; CARPENTER, C. True temperature difference in split flow. Chem. Eng. Progress, 1951, v. 47, nº 4, p. 211-214.

- [12] - STEVENS, R.A.; FERNANDEZ, J.; WOOLF, J.R. Mean temperature difference in one, two and three pass crossflow heat exchangers. Trans. ASME, 1957, v. 79, p. 287-297.
- [13] - SCHINDLER, D.L.; BATES, H.T. True temperature difference in a 1-2 divided - flow heat exchangers. Chem. Eng. Progress Symposium, 1960, v. 56, n° 30, p. 203-206.
- [14] - GULLEY, D.L. How to figure true temperature difference in shell - and - tube exchangers. The Oil and Gas Journal, sept. 1964, p. 108-114.
- [15] - KRAUS, A.D.; KERN, D.Q. ASME Paper n° 65-HT-18, 1965. In: DOOD, R. Temperature efficiency of heat exchangers with one shell pass and even number of tube passes. Trans.Inst. Chem. Eng., 1982,v.60,n°6p.364-368.
- [16] - RAMALHO, R.S.; TILLER, F.M. Improved design methods for multipass exchangers. Chem. Eng., mar. 1965, p. 87-92.
- [17] - RAMALHO, R.S.; BUI, V.T. Improved design methods for counter-current exchangers. Chem. Eng., dec. 1966, p. 89-94.
- [18] - RAMALHO, R.S.; ALABASTRO,E.G. Rigorous design of multipass exchangers when overall heat transfer coefficient is a parabolic function of temperature. Can. J. Chem. Eng., feb. 1967, v.45, p. 31-34.
- [19] - KAO, S. Analysis of multipass heat exchangers with variable properties and transfer rate. J. Heat Transfer, 1976, ASME Publication n° 76-HT-N, p. 1-7.
- [20] - CAGLAYAN, AL N.; BUTHOD, P. Factor correct air-cooler and S/T exchangers LMTD. The Oil and Gas Journal, sept.1976, p. 91-94.
- [21] - YAMASHITA, H.; IZUMI, R.; YAMAGUCHI, S. Performance of the cross-flow heat exchangers with variable physical properties. Bull. of the JSME, aug. 1977, v.20, n° 146, p. 1008-1015.
- [22] - CROZIER, Jr. R.; SAMUELS, M. Mean temperature difference in odd-tube-pass heat exchangers. J. Heat Transfer, aug. 1977, v. 99, p. 487-492.

- [23] - GARDNER, K.; TABOREK, J. Mean temperature difference: a reappraisal. AIChE Journal, nov. 1977, v. 32, n° 6, p. 777-786.
- [24] - BANNEROT, R.B.; MAHAJAN, K.K. Caloric temperature factor for a 1-2 heat exchangers with an overall heat transfer coefficient varying linearly with tube side temperature. AIChE, 1978, Symposium série n. 174, v.74, p. 61-66.
- [25] - BACLIC, B.S. A simplified formula for cross-flow heat exchangers effectiveness. J. Heat Transfer, nov. 1978, v. 100, p. 746-747.
- [26] - SINGH, K.P.; HOLTZ, M.J. Generalization of the split flow heat exchangers geometry for enhanced heat transfer. AIChE, 1979, Symposium série n° 189, v.75, p.219-226.
- [27] - WORSØE-SCHMIDT, P.; HØGGARD KNUDSEN, H.J. Thermal Modeling of heat exchangers for simulation purposes. Proc. Heat Transfer and Fluid Mech. Inst. 1976, Publ. by Stanford Univ. press, Calif., 1976, p. 495-511.
- [28] - ROETZEL, W.; NEUBERT, J. Calculation of mean temperature difference in air-cooled cross-flow heat exchangers. J. Heat Transfer, aug. 1979, v. 101, p.511-513.
- [29] - SMITH, E.M. Effectiveness-NUT relationships for tubular exchangers. Int. J. Heat & Fluid Flow, 1979, v.1, n° 1, p. 43-46.
- [30] - SINGH, K.P.; HOLTZ, M.J. A comparison of thermal performance of two and four tube pass designs for split flow shells. J.Heat Transf. feb. 1981, v. 103, p. 169-172.
- [31] - SINGH, K.P. Some fundamental relationships for tubular heat exchanger thermal performance. J.Heat Transfer, aug. 1981, v. 103, n°3, p. 573-578.
- [32] - URBICAIN, M.J.; PALOSCHI, J. Simulation of air cooled heat exchangers. Computer and Chemical Engineering, 1981, v. 5, p. 75-81.

- [33] - DOOD, R. Temperature efficiency of heat exchangers with one shell pass and even number of tube passes. Trans. Inst. Chem. Eng., nov. 1982, v. 60, nº6, p. 364-368.
- [34] - MURTY, K.N. Heat transfer characteristics of one-and-two tube pass split-flow heat exchangers. Heat Transfer Eng. 1983, v.4, nº3-4, p. 26-34.
- [35] - PIGNOTTI, A.; CORDERO, G.O. Mean temperature difference in multipass crossflow. J.heat Transfer, aug. 1983, v. 103, p. 584-591.
- [36] - PIGNOTTI, A.; CORDERO, G.O. Mean temperature difference charts for air coolers. J.Heat Transfer, aug. 1983, v. 103, p. 592-597.
- [37] - PIGNOTTI, A. Matrix formalism for complex heat exchangers. J.Heat Transfer, may 1984, v.106, p. 352-360.
- [38] - PIGNOTTI, A. Flow reversibility of heat exchangers. J. Heat Transfer, may 1984, v. 106, p. 361-368.
- [39] - PIGNOTTI, A. Analytical solution for the thermal effectiveness of a 1-3 TEMA-E shell and tube heat exchangers. II Congresso Latinoamericano de Transferência de Calor e Matéria, 1986, v.1, p. 254-265.
- [40] - KERN, D.Q. Processos de Transmissão de Calor. Rio de Janeiro, Ed. Guanabara Dois S.A., 1980.
- [41] - KAYS, W.M.; LONDON, A.L. Compact heat exchangers. 2ª ed., USA, McGraw-Hill Book Company, 1964.
- [42] - MUELLER, A.C. Heat exchangers. In: ROHSENOW, W.M.; HARTNET, J.P. Handbook of heat transfer. section 18, USA, Ed. McGraw-Hill, 1973.
- [43] - KREITH, F. Princípios de transmissão de calor. Rio de Janeiro, Livros Técnicos e Científicos, Ed. S.A., 1978.
- [44] - ÖZİŞİK, M.N. Basic heat transfer. Tokyo, McGraw-Hill Kogakusha Ltd., 1977.
- [45] - ARAUJO, C. Transmissão de calor. Rio de Janeiro, Livros Técnicos e Científicos Ed.S.A., 1978.

- [46] - SCHENCK, Jr., H. Heat transfer engineering. London, Longmans Green and Co. Ltd.,
- [47] - NAJJAR, M.S.; BELL, K.J.; MADDOX, R.N. The influence of improved physical property data on calculated heat transfer coefficients. Heat Transfer Engineering, 1981, v.2, n° 3-4, p. 27-39.
- [48] - HASELER, L.E.; OWEN, R.G.; SARDESAI, R.G. The sensitivity of heat exchanger calculations to uncertainties in the physical properties of the process fluids. Mech. Eng., July 1983, Proc. Instn. Mech. Engrs., v. 197 A, p. 171-178.
- [49] - VENKATESH, C.K. Estimate errors in exchanger heat transfer coefficients. Hydrocarbon Processing, July 1984, p. 56-58.

A P Ê N D I C E A

Determinação da Relação $P = f(\text{NUT}, R)$ para trocador de calor casco-Tubos (TCCT) de Arranjo (1-2) (extraído da referência [40])

Neste apêndice determina-se a relação $P = f(\text{NUT}, R)$ para o trocador de calor mostrado na figura A.1 juntamente com seu diagrama área x temperatura.

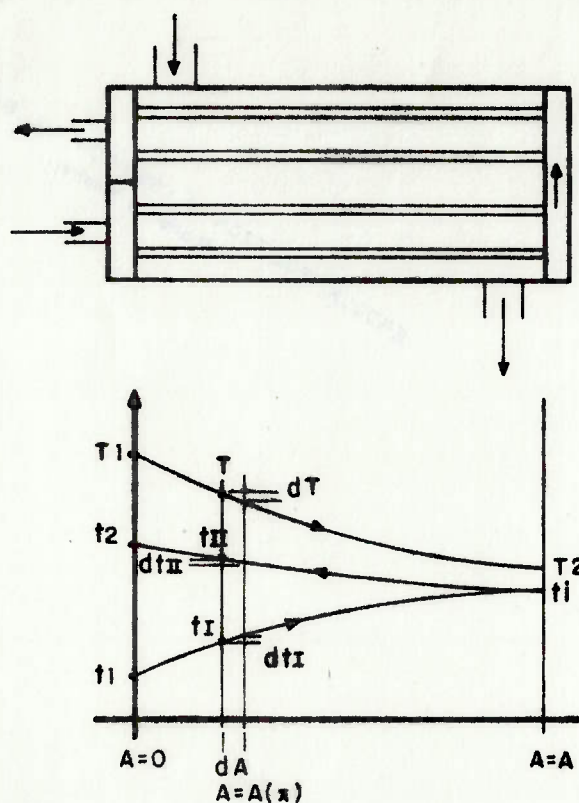


Figura A.1 - Trocador de calor casco-tubos (TCCT) de arranjo (1-2) e diagrama área x temperatura.

Admite-se que:

- o fluido no casco mistura-se completamente em cada seção,
- as superfícies de troca térmica são iguais em cada passe,
- o coeficiente global de transmissão de calor (U) é constante,
- as vazões permanecem constantes,
- não ocorre mudança de fase,
- as perdas térmicas são desprezíveis.

Tomando-se as equações (2.2), (2.3) e (2.4), tem-se:

$$q = U.A. (\text{MRDT}) = CT(t_2 - t_1) = CC(T_1 - T_2) \quad (\text{A.1})$$

Logo:

$$(\text{MRDT}) = \frac{t_2 - t_1}{UA/CT} = \frac{T_1 - T_2}{UA/CC} \quad (\text{A.2})$$

Aplicando-se equações de balanço térmico ao elemento dA , obtém-se:

$$-CC.dT = U \cdot \frac{dA}{2} (T - t^I) + U \cdot \frac{dA}{2} (T - t^{II}) \quad (\text{A.3})$$

ou

$$-CC.dT = U.dA \cdot \left(T - \frac{t^I + t^{II}}{2} \right) \quad (\text{A.4})$$

ou, integrando:

$$- \int \frac{U.dA}{CC} = \int \frac{dT}{T - \frac{t^I + t^{II}}{2}} \quad (\text{A.5})$$

O balanço de calor trocado nos dois passes de $A=A(x)$ até $A=A$ resulta em:

$$CC.(T - T_2) = CT.(t^{II} - t^I) \quad (\text{A.6})$$

O balanço do calor trocado, para cada passe, resulta em:

$$CT \cdot dt^I = U \cdot \frac{dA}{2} \cdot (T - t^I) \quad (\text{A.7})$$

$$CT \cdot dt^{II} = -U \cdot \frac{dA}{2} \cdot (T - t^{II}) \quad (\text{A.8})$$

Dividindo-se (A.8) por (A.7):

$$\frac{d t^{II}}{d t^I} = - \frac{(T - t^{II})}{(T - t^I)} \quad (A.9)$$

Explicitando t^{II} da equação (A.6), obtém-se:

$$t^{II} = \frac{CC}{CT} (T_2 - T) + t^I \quad (A.10)$$

Diferenciando (A.10):

$$dt^{II} = - \frac{CC}{CT} dT + dt^I \quad (A.11)$$

Substituindo (A.10) e (A.11) em (A.9):

$$- \frac{CC}{CT} \cdot \frac{dT}{dt^I} + 1 = - \frac{T - \left(\frac{CC}{CT}\right) \cdot (T_2 - T) - t^I}{T - t^I} \quad (A.12)$$

ou

$$\frac{CC}{CT} \cdot \frac{dT}{dt^I} = 1 + \frac{T - t^I - \frac{CC}{CT} \cdot (T_2 - T)}{T - t^I} \quad (A.13)$$

Da equação (A.3)

$$CC \cdot \frac{dT}{dA} + \frac{U}{2} \cdot (T - t^I) + \frac{U}{2} \cdot (T - t^{II}) = 0 \quad (A.14)$$

Admitindo-se $CT \leq CC$, a definição (2.7) fornece:

$$R = \frac{CT}{CC} = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} \quad (A.15)$$

$$\text{ou } CC = CT/R \quad (A.16)$$

Substituindo (A.16) em (A.14):

$$\frac{dT}{dA} + \frac{U.R.T}{CT} - \frac{UR}{2.CT} (t^I + t^{II}) = 0 \quad (A.17)$$

Derivando (A.17) em relação a A:

$$\frac{d^2 T}{dA^2} + \frac{U.R}{CT} \cdot \frac{dT}{dA} - \frac{UR}{2.CT} \left(\frac{dt^I}{dA} + \frac{dt^{II}}{dA} \right) = 0 \quad (A.18)$$

Substituindo as equações (A.7) e (A.8) em (A.18), obtém-se:

$$\frac{d^2 T}{dA^2} + \frac{U.R}{CT} \cdot \frac{dT}{dA} - \frac{U^2.R}{(2.CT)^2} (t^{II} - t^I) = 0 \quad (A.19)$$

Como não ocorre mudança de fase, é válida a proporcionalidade:

$$\frac{T - T_2}{T_1 - T_2} = \frac{t^I - t^{II}}{t_1 - t_2} \quad (A.20)$$

ou
$$t^{II} - t^I = \frac{T - T_2}{R} \quad (A.21)$$

Substituindo (A.21) em (A.19) obtém-se:

$$\frac{d^2 T}{dA^2} + \frac{UR}{CT} \cdot \frac{dT}{dA} - \frac{U^2.T}{(2.CT)^2} + \frac{U^2.T_2}{(2.CT)^2} = 0 \quad (A.22)$$

Derivando (A.22) em relação a A :

$$\frac{d^3 T}{dA^3} + \frac{U.R}{CT} \cdot \frac{d^2 T}{dA^2} - \frac{U^2 \cdot dT}{(2.CT)^2 \cdot dA} = 0 \quad (A.23)$$

A solução da equação (A.23) resulta em:

$$T = K_1 + K_2 \cdot \exp \left[- \frac{U \cdot A(x)}{2 \cdot CT} (R + \sqrt{R^2 + 1}) \right] + K_3 \cdot \exp \left[- \frac{U \cdot A(x)}{2 \cdot CT} (R - \sqrt{R^2 + 1}) \right] \quad (A.24)$$

Com a equação (A.24) e suas derivadas primeira e segunda aplicadas na equação (A.22) e observando-se que para $A(x) = A$, $T = T_2$, obtém-se $K_1 = T_2$. Portanto, para $A(x) = A$ e $T = T_2$ na equação (A.24) resulta:

$$-K_2 \exp \left[- \left(\frac{U \cdot A}{2 \cdot CT} \right) (R + \sqrt{R^2 + 1}) \right] = K_3 \cdot \exp \left[- \left(\frac{U \cdot A}{2 \cdot CT} \right) (R - \sqrt{R^2 + 1}) \right] \quad (A.25)$$

Aplicando-se logaritmos nos dois membros e simplificando obtém-se:

$$\frac{U \cdot A}{CT} = \frac{1}{\sqrt{R^2 + 1}} \cdot \ln \left(- \frac{K_2}{K_3} \right) \quad (A.26)$$

Derivando (A.24) em relação a A :

$$\begin{aligned} \frac{dT}{dA} = & -K_2 \cdot \frac{U}{2 \cdot CT} \cdot (R + \sqrt{R^2 + 1}) \cdot \exp \left[- \left(\frac{U \cdot A}{2 \cdot CT} \right) (R + \sqrt{R^2 + 1}) \right] - \\ & -K_3 \cdot \frac{U}{2 \cdot CT} \cdot (R - \sqrt{R^2 + 1}) \cdot \exp \left[- \left(\frac{U \cdot A}{2 \cdot CT} \right) (R - \sqrt{R^2 + 1}) \right] \end{aligned} \quad (A.27)$$

Substituindo (A.27) em (A.17) e observando que:

$$\text{- para } A=0, \quad t^I = t_1 \quad \text{e} \quad t^{II} = t_2$$

$$\text{- para } T=T_1, \quad t^I + t^{II} = t_1 + t_2$$

obtém-se:

$$R \cdot (t_1 + t_2) - 2 \cdot R \cdot T_1 = -K_2 (R + \sqrt{R^2 + 1}) - K_3 (R - \sqrt{R^2 + 1}) \quad (A.28)$$

Como para $A=0$, $T=T_1$ e como $K_1=T_2$, observa-se, da equação (A.24) que:

$$T_1 - T_2 = K_2 + K_3 \quad (\text{A.29})$$

Multiplicando os dois membros da equação (A.29) por $(R + \sqrt{R^2 + 1})$:

$$(R + \sqrt{R^2 + 1}) \cdot (T_1 - T_2) = K_2(R + \sqrt{R^2 + 1}) + K_3(R + \sqrt{R^2 + 1}) \quad (\text{A.30})$$

Somando (A.28) com (A.30) e explicitando K_3 :

$$K_3 = \frac{R(t_1+t_2) + (T_1 - T_2)(R + \sqrt{R^2 + 1}) - 2RT_1}{2\sqrt{R^2 + 1}} \quad (\text{A.31})$$

Da equação (A.29):

$$-K_2 = K_3 - (T_1 - T_2) \quad (\text{A.32})$$

Substituindo (A.32) em (A.31), resulta:

$$-K_2 = \frac{R(t_1+t_2) + (T_1 - T_2)(R + \sqrt{R^2 + 1}) - 2RT_1 - (T_1 - T_2) \cdot 2\sqrt{R^2 + 1}}{2\sqrt{R^2 + 1}} \quad (\text{A.33})$$

Dividindo-se (A.33) por (A.31), obtém-se:

$$-\frac{K_2}{K_3} = \frac{R(t_1+t_2) + (T_1 - T_2)(R + \sqrt{R^2 + 1}) - 2RT_1 - (T_1 - T_2) \cdot 2\sqrt{R^2 + 1}}{R(t_1+t_2) + (T_1 - T_2)(R + \sqrt{R^2 + 1}) - 2RT_1} \quad (\text{A.34})$$

Como $(T_1 - T_2) = R(t_2 - t_1)$:

$$-\frac{K_2}{K_3} = \frac{R(t_1+t_2) + R(t_2-t_1)(R + \sqrt{R^2 + 1}) - 2RT_1 - R(t_2-t_1) \cdot 2\sqrt{R^2 + 1}}{R(t_1+t_2) + R(t_2-t_1)(R + \sqrt{R^2 + 1}) - 2RT_1} \quad (\text{A.35})$$

$$= \frac{(t_1+t_2) + (t_1-t_2)(-R - \sqrt{R^2 + 1}) + 2\sqrt{R^2 + 1}}{(t_1+t_2) + (t_1-t_2)(-R - \sqrt{R^2 + 1}) - 2T_1} \quad (\text{A.36})$$

$$= \frac{(R - \sqrt{R^2 + 1})(t_2 - t_1) - (T_1 - t_1) - (T_1 - t_2)}{(R + \sqrt{R^2 + 1})(t_2 - t_1) - (T_1 - t_1) - (T_1 - t_2)} \quad (\text{A.37})$$

Dividindo-se o numerador e o denominador do membro direito da equação (A.37) por $(T_1 - t_1)$:

$$-\frac{K_2}{K_3} = \frac{(R - \sqrt{R^2 + 1}) \cdot \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} - 1 - \frac{T_1 - t_2}{T_1 - t_1}}{(R + \sqrt{R^2 + 1}) \cdot \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} - 1 - \frac{T_1 - t_2}{T_1 - t_1}} \quad (\text{A.38})$$

Admitiu-se anteriormente que $CT \leq CC$. Logo:

$$P = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} \quad (\text{A.39})$$

$$e \quad (1 - P) = \frac{T_1 - T_2}{T_1 - t_1} \quad (\text{A.40})$$

Substituindo (A.39) e (A.40) em (A.38) :

$$-\frac{K_2}{K_3} = \frac{(R - \sqrt{R^2 + 1})P - 1 - (1 - P)}{(R + \sqrt{R^2 + 1})P - 1 - (1 - P)} \quad (\text{A.41})$$

$$= \frac{P \cdot (R - \sqrt{R^2 + 1} + 1) - 2}{P \cdot (R + \sqrt{R^2 + 1} + 1) - 2} \quad (\text{A.42})$$

Substituindo (A.42) em (A.26) :

$$\frac{UA}{CT} = \frac{1}{\sqrt{R^2 + 1}} \cdot \ln \left(\frac{P \cdot (R - \sqrt{R^2 + 1}) - 2}{P \cdot (R + \sqrt{R^2 + 1}) - 2} \right) \quad (\text{A.43})$$

Como, para $CT \leq CC$, $NUT = \frac{UA}{CT}$, explicitando P da equação (A.43) obtém-se, finalmente:

$$P = \frac{2}{R + 1 + \sqrt{R^2 + 1} \cdot \frac{1 + \exp(-NUT \cdot \sqrt{R^2 + 1})}{1 - \exp(-NUT \cdot \sqrt{R^2 + 1})}} \quad (\text{A.44})$$

A P E N D I C E B

Determinação da Relação $F = f(P,R)$ para Trocador de Calor Casco-Tubos de Arranjo (1-2) (extraído da referência [40]).

Neste apêndice determina-se a relação $F=f(P,R)$ para trocador de calor casco-tubos de arranjo (1-2), mostrado esquematicamente pela figura A-1. Adotam-se as mesmas hipóteses admitidas no apêndice A.

Das equações (2.2) e (2.4) tem-se:

$$q = CT.(t_2 - t_1) = U.A.(MRDT) \quad (B.1)$$

Da equação (B.1):

$$\left(\frac{U.A}{CT} \right) = \frac{t_2 - t_1}{(MRDT)} \quad (B.2)$$

Para trocador de calor em contra-corrente e considerando-se a equação (2.5), a equação (B.2) torna-se:

$$\left(\frac{U.A}{CT} \right)_{\text{contracorr.}} = \frac{t_2 - t_1}{(MLDT)} = \frac{t_2 - t_1}{\frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln \frac{T_1 - t_2}{T_2 - t_1}}} \quad (B.3)$$

ou
$$MLDT = \frac{t_2 - t_1}{\left(\frac{U.A}{CT} \right)_{\text{contracorr.}}} \quad (B.4)$$

Para trocador de calor casco-tubos de arranjo (1-2), a equação (B.2) é dada por:

$$\left(\frac{U.A}{CT} \right)_{\text{arr.}(1-2)} = \frac{t_2 - t_1}{(MRDT)_{\text{arr.}(1-2)}} \quad (B.5)$$

$$\text{ou } (\text{MRDT})_{\text{arr.}(1-2)} = \frac{t_2 - t_1}{\left(\frac{U.A}{CT}\right)_{\text{arr.}(1-2)}} \quad (\text{B.6})$$

Da definição (2.10) e das equações (B.3) e (B.5), têm-se:

$$F = \frac{(UA/CT)_{\text{contracorr.}}}{(UA/CT)_{\text{arr.}(1-2)}} \quad (\text{B.7})$$

Admitindo-se $CT \leq CC$, têm-se das definições (2.6) e (2.7):

$$P = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} \quad (\text{B.8})$$

$$1-P = \frac{T_1 - t_2}{T_1 - t_1} \quad (\text{B.9})$$

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} \quad (\text{B.10})$$

Substituindo (B.8), (B.9) e (B.10) na equação (B.3):

$$\left(\frac{U.A}{CT}\right)_{\text{contracorr.}} = \frac{\ln[(1-P)/(1-RP)]}{R-1} \quad (\text{B.11})$$

Do apêndice A, equação (A.43):

$$\left(\frac{U.A}{CT}\right)_{\text{arr.}(1-2)} = \frac{1}{\sqrt{R^2+1}} \ln\left(\frac{P.(R-\sqrt{R^2+1}+1)-2}{P.(R+\sqrt{R^2+1}+1)-2}\right) \quad (\text{B.12})$$

Substituindo (B.11) e (B.12) em (B.7), tem-se, finalmente:

$$F = \frac{\sqrt{R^2+1} \cdot \ln[(1-P)/(1-RP)]}{(R-1) \ln\left(\frac{P.(R-\sqrt{R^2+1}+1)-2}{P.(R+\sqrt{R^2+1}+1)-2}\right)} \quad (\text{B.13})$$

A P Ê N D I C E C

Determinação da Efetividade Térmica (P) em função do Número de Unidades da Transferência (NUT) e da Razão entre Capacidades Térmicas Horárias (R) para uma Unidade Básica Adotando-se a Diferença das Médias Aritméticas de suas Temperaturas Terminais. (extraído da referência [20])

Considere a unidade básica (i,j,k) e suas temperaturas terminais, mostrado na figura C.1:

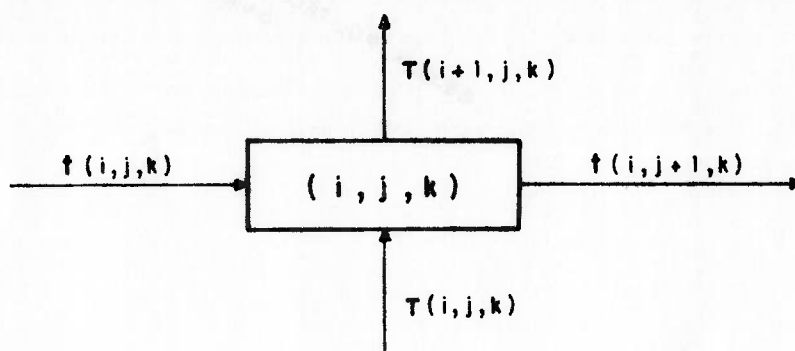


Figura C.1- Esquematização das temperaturas terminais de uma unidade básica (i, j, k).

Balanco Térmico:

$$q(i, j, k) = U(i, j, k) \cdot A(i, j, k) \cdot \Delta t_m(i, j, k) \quad (C.1)$$

$$= CT(i, j, k) \cdot [t(i, j+1, k) - t(i, j, k)] \quad C.2)$$

$$= CC(i, j, k) \cdot [T(i, j, k) - T(i+1, j, k)] \quad (C.3)$$

Considerando-se a unidade básica suficientemente pequena, pode-se admitir $\Delta t_m(i,j,k)$ como sendo a diferença das médias aritméticas das temperaturas:

$$\Delta t_m(i,j,k) = \left[\frac{T(i,j,k) + T(i+1,j,k)}{2} - \frac{t(i,j,k) + t(i,j+1,k)}{2} \right] \quad (C.4)$$

A equação (C-1) pode, então, ser reescrita da seguinte forma:

$$q(i,j,k) = U(i,j,k) \cdot A(i,j,k) \cdot \left[\frac{T(i,j,k) + T(i+1,j,k)}{2} - \frac{t(i,j,k) + t(i,j+1,k)}{2} \right] \quad (C.5)$$

Admitindo-se que $CT(i,j,k) = C_{\min}(i,j,k)$, pela definição (2.7) têm-se:

$$R(i,j,k) = \frac{CT(i,j,k)}{CC(i,j,k)} = \frac{T(i,j,k) - T(i+1,j,k)}{t(i,j+1,k) - t(i,j,k)} \quad (C.6)$$

$$P(i,j,k) = \frac{t(i,j+1,k) - t(i,j,k)}{T(i,j,k) - t(i,j,k)} \quad (C.7)$$

Fazendo uso da equação (C.2) pode-se reescrever a equação (C.7) da seguinte maneira:

$$P(i,j,k) = \frac{q(i,j,k) / CT(i,j,k)}{T(i,j,k) - t(i,j,k)} \quad (C.8)$$

Da equação (C.5) têm-se:

$$T(i,j,k) - t(i,j,k) = \frac{2 \cdot q(i,j,k)}{U(i,j,k) \cdot A(i,j,k)} - T(i+1,j,k) - t(i,j+1,k) \quad (C.9)$$

Sem perder a identidade, pode-se somar e subtrair no lado direito da expressão acima os termos $T(i,j,k)$ e $t(i,j,k)$. Agrupando-se os termos convenientemente obtém-se:

$$2 \cdot [T(i,j,k) - t(i,j,k)] = \frac{2 \cdot q(i,j,k)}{U(i,j,k) \cdot A(i,j,k)} + \\ + [T(i,j,k) - T(i+1,j,k)] + [t(i,j+1,k) - t(i,j,k)] \quad (C.10)$$

Fazendo uso das equações (C.2) e (C.3), a equação (C.10) pode ser assim reescrita:

$$[T(i,j,k) - t(i,j,k)] = \frac{1}{2} \left[\frac{2 \cdot q(i,j,k)}{U(i,j,k) \cdot A(i,j,k)} + \right. \\ \left. + \frac{q(i,j,k)}{CT(i,j,k)} + \frac{q(i,j,k)}{CC(i,j,k)} \right] \quad (C.11)$$

Substituindo (C.11) em (C.8)

$$P(i,j,k) = \frac{q(i,j,k) / CT(i,j,k)}{\frac{1}{2} \left[\frac{2q(i,j,k)}{U(i,j,k)A(i,j,k)} + \frac{q(i,j,k)}{CT(i,j,k)} + \frac{q(i,j,k)}{CC(i,j,k)} \right]} \quad (C.12)$$

ou, finalmente:

$$P(i,j,k) = 2 / \left[\frac{2 \cdot CT(i,j,k)}{U(i,j,k)A(i,j,k)} + \frac{CT(i,j,k)}{CC(i,j,k)} + 1 \right] = \\ = 2 / \left[\frac{2}{NUT(i,j,k)} + R(i,j,k) + 1 \right] \quad (C.13)$$

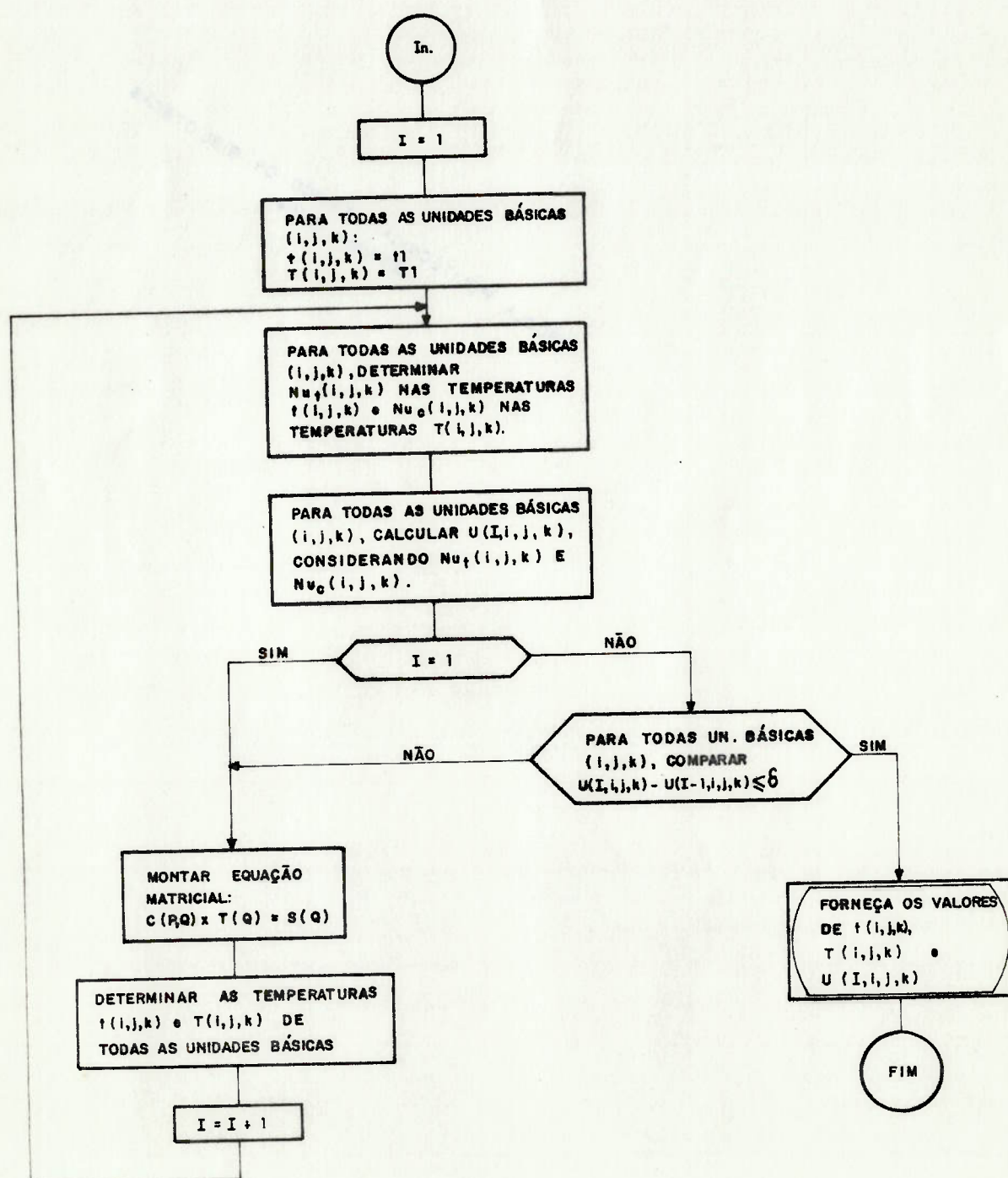
Admitindo-se que $CC(i,j,k) = C_{\min}(i,j,k)$, seguindo o mesmo raciocínio, obtém-se o mesmo resultado:

$$\begin{aligned} P(i, j, k) &= 2 / \left[\frac{2 \cdot CC(i, j, k)}{U(i, j, k)A(i, j, k)} + \frac{CC(i, j, k)}{CT(i, j, k)} + 1 \right] = \\ &= 2 / \left[\frac{2}{NUT(i, j, k)} + R(i, j, k) + 1 \right] \end{aligned} \quad (C.14)$$

A P Ê N D I C E D

Algoritmo para Programação nos Casos de Variação do Coeficiente Global de Transmissão de Calor com as Temperaturas dos Fluidos.

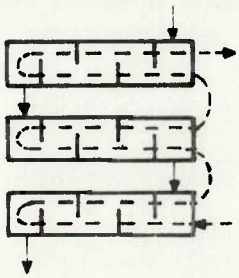
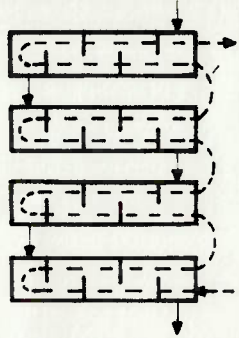
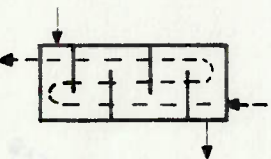
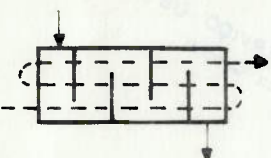
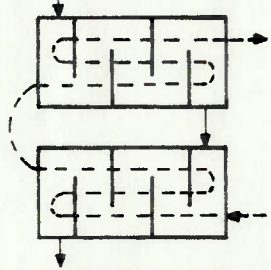
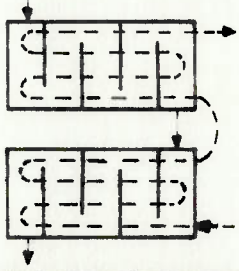
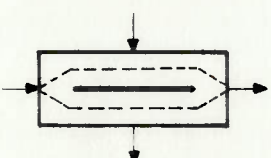
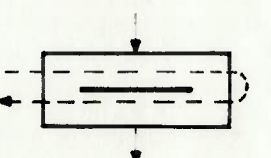
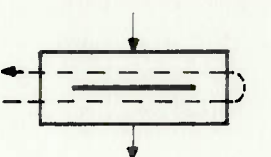
Apresenta-se neste apêndice o algoritmo desenvolvido para a iteração necessária ao estudo do desempenho térmico de trocadores de calor com coeficiente global de transmissão de calor variável com a temperatura.

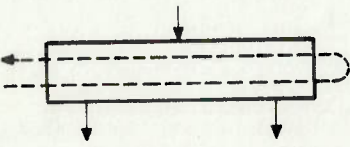
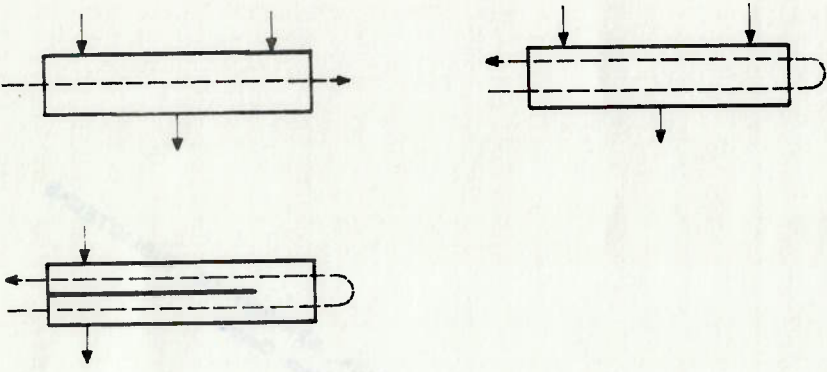
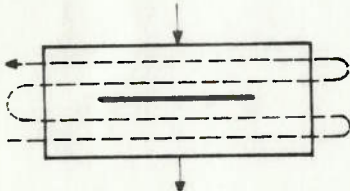
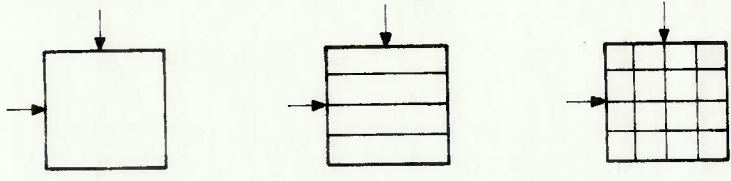
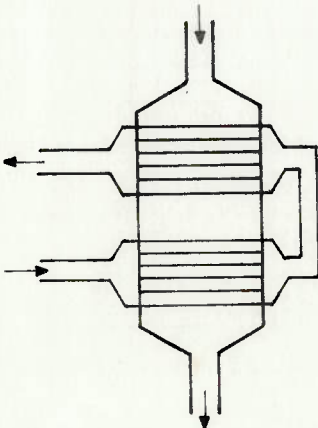


A P Ê N D I C E E

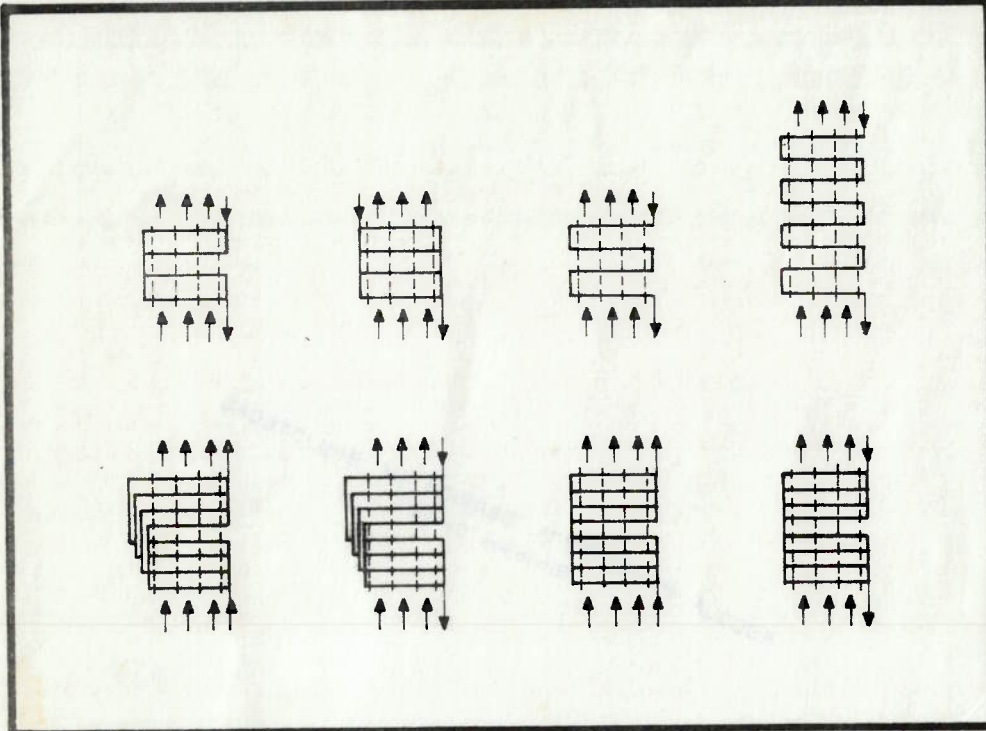
Apresenta-se uma relação de diferentes tipos de trocadores de calor e as correspondentes referências bibliográficas que apresentam estudos de seus comportamentos térmicos.

CONFIGURAÇÃO	REFERÊNCIAS
	[4] [14] [8] [41]
	[9] [14]
	[1] [9] [6] [15] [7] [33] [8] [41]
	[1] [15] [2] [33] [14]
	[1] [8] [6] [41] [7] [42]

		<p>[5] [41]</p> <p>[8] [42]</p>
	<p>[6] [39]</p> <p>[8] [42]</p> <p>[22]</p>	
	<p>[6]</p> <p>[22]</p>	
	<p>[6]</p>	
	<p>[1]</p> <p>[2]</p>	
		<p>[34]</p>
	<p>[13]</p> <p>[30]</p> <p>[38]</p>	

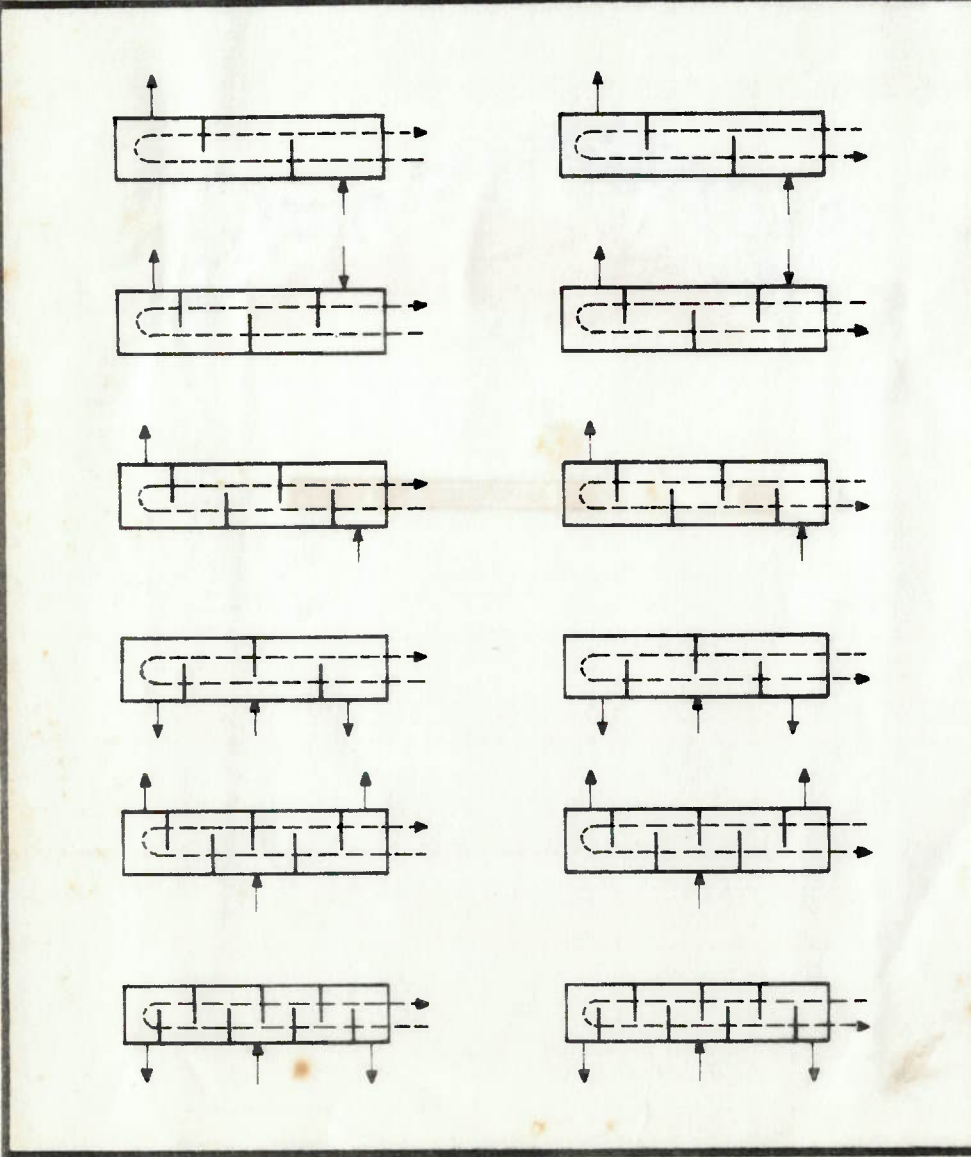
	<p>[11]</p> <p>[41]</p> <p>[42]</p>
	<p>[14]</p>
	<p>[26]</p> <p>[30]</p>
	<p>[4] [25]</p> <p>[8] [27]</p> <p>[9] [41]</p> <p>[12] [42]</p>
	<p>[4]</p> <p>[8]</p> <p>[12]</p> <p>[27]</p>

	<p>[12]</p> <p>[27]</p> <p>[42]</p>
	<p>[12]</p>
	<p>[28]</p>
	<p>[20]</p>



[35]

[36]



[37]