

GIL TEIXEIRA SOBRINHO

**SIMULADOR DE UM TROCADOR DE CALOR DE PLACA PARA UM SISTEMA DE
RESFRIAMENTO DE UM REATOR DE PESQUISA**

Dissertação apresentada ao programa de Pós graduação em Ciências e Tecnologias Nucleares do Instituto de Engenharia Nuclear da Comissão Nacional de Energia Nuclear como parte dos requisitos necessários para a obtenção do Grau de Mestre em Ciências em Engenharia Nuclear - Profissional em Engenharia de Reatores.

Orientador: Prof. Maria de Lourdes Moreira, D.Sc.

Co-orientador: Prof. Celso Marcelo Franklin Lapa, D.Sc.

RIO DE JANEIRO

2014

TEIX, Teixeira Sobrinho, Gil.

Simulador de um Trocador de calor de placa para um sistema de resfriamento de um Reator de Pesquisa/ Gil Teixeira Sobrinho - Rio de Janeiro: CNEN/IEN, 2014.

XV, 97p. : il.; 29,7 cm

Orientadores: Maria de Lourdes Moreira e Celso Marcelo Franklin Lapa

Dissertação (mestrado em engenharia de reatores) – PPGIEN/CNEN/Programa de Engenharia de Reatores, 2014

1. Reatores Nucleares Multipropósitos; 2. Trocadores de Calor; 3. Sistema de Resfriamento

SIMULADOR DE UM TROCADOR DE CALOR DE PLACA PARA UM SISTEMA DE
RESFRIAMENTO DE UM REATOR DE PESQUISA

GIL TEIXEIRA SOBRINHO

TESE SUBMETIDA AO CORPO DOCENTE DO PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO
EM CIÊNCIA E TECNOLOGIA NUCLEARES DO INSTITUTO DE ENGENHARIA
NUCLEAR COMO PARTE DOS REQUISITOS NECESSÁRIOS PARA A OBTENÇÃO DO
GRAU DE MESTRE EM CIÊNCIAS

Aprovada por:

Prof. Maria de Lourdes Moreira, D.Sc.
(Orientadora - PPGIEN)

Prof. Celso Marcelo Franklin Lapa, D.Sc.
(Orientador - PPGIEN)

Prof. Rubens Souza do Santos, D.Sc.
(Examinador Interno - PPGIEN)

Prof. Fernando Roberto de Andrade Lima, D.Sc.
(Examinador Externo - CRCN)

RIO DE JANEIRO, RJ - BRASIL

MARÇO DE 2014

Agradecimentos

Agradeço à minha esposa, Marta Raglione, que sem seu amor, paciência e sabedoria, não seria possível realizar este trabalho. Agradeço aos meus pais pelo suporte a mim fornecido e pelo incentivo aos meus estudos. Agradeço à Professora Dr^a. Maria de Lourdes Moreira, que iniciou o trabalho de orientação sob condições adversas, e ao Professor Dr. Celso Marcelo Franklin Lapa que completou minha formação e orientação. Agradeço a todos os professores, doutores e pesquisadores do IEN que contribuíram em minha instrução. Agradeço aos Capitães-de-Corveta (EN), Marcio José e Roberto Silva, e aos Capitães-Tenentes (EN), Jeferson e Tonnera, que permitiram que eu me dedicasse a este trabalho e possibilitaram que me ausentasse das minhas atividades laborais, quando minha presença se fez necessária no IEN. Ao engenheiro Eduardo Maprelian por ter me recebido cordialmente no IPEN e por ter fornecido dados que, sem os quais, impossibilitariam este trabalho. Agradeço a todos aqueles que me influenciaram e ajudaram na realização desta dissertação.

Resumo da Dissertação apresentada à PPGIEN/CNEN como parte dos requisitos necessários para obtenção do grau de Mestre em Ciências (M.Sc)

Desenvolvimento de um Simulador de um Trocador de Calor de Placa para Resfriamento de um Reator Multipropósito tipo Piscina

Gil Teixeira Sobrinho

Março/2014

Orientadores: Maria de Lourdes Moreira e Celso Marcelo Franklin Lapa

Programa: Ciência e Tecnologia Nucleares

RESUMO

A confiabilidade e segurança de um reator nuclear, seja de potência ou de pesquisa, tem como um de seus fatores críticos, o controle da temperatura do núcleo. Para isso, faz-se necessário um trocador de calor de placa que absorva a energia presente no refrigerante que será transferida para água de resfriamento. No trabalho em questão, adotamos como caso exemplo, um reator semelhante ao OPAL (Open Pool Australian Light Water Reactor). Para efeito de comparação, foram utilizados dados de entrada típicos de um Reator Multipropósito de Piscina. Realizaram-se análises termodinâmicas e se utilizou o conceito da efetividade para cálculo das temperaturas de saída do fluido resfriado e do fluido aquecido. Foi também calculado o número de placas mínimas, a partir do conhecimento da área de troca térmica, que garantiria a total remoção do calor produzido pelo reator em potência nominal. Os resultados obtidos foram comparados com os resultados obtidos com software comercial fechado WEBCALC, fornecido pela fabricante de trocadores Alfa Laval.

Palavras-chave: Trocador de Calor de Placas, Efetividade, OPAL, Circuito Secundário.

Abstract of Dissertation presented to PPGIEN/CNEN as a partial fulfillment of the requirements for the degree of Master of Science (M.Sc.)

Development of a Plate Heat Exchanger Simulator applied for Cooling of a Pool

Multipurpose Nuclear Reactor

Gil Teixeira Sobrinho

March/2014

Advisor: Maria de Lourdes Moreira and Celso Marcelo Franklin Lapa

Department: Science and Nuclear Technologies

ABSTRACT

The reliability and safety of a nuclear reactor, either power or research, have as one of their critical factors the core temperature control. For this, it is necessary a plate heat exchanger that absorbs the refrigerant's energy that will be transferred to the cooling water stream. In the current study, we adopted as a case example, a reactor similar to OPAL (Open Pool Australian Light Water Reactor). Input data used for comparison were typical of a Multipurpose Pool Reactor. Thermodynamic analyzes were performed and the output temperatures of the heated and cold fluid were calculated by the effectiveness method. It was also calculated the minimum number of plates, obtained from knowledge of value of the total surface of heat transfer, which would ensure the total removal of the heat produced by the reactor at rated power. The results were compared with those obtained with the commercial software WEBCALC, which was developed by the heat exchanger manufacturer Alfa Laval .

Keywords: Plate Heat Exchanger, Effectiveness, OPAL, Secondary System.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1- Fluxograma de uma instalação típica de reator multipropósito de pesquisa	21
Figura 2- explodida de um trocador de calor de placas. Cortesia Alfa Laval.....	22
Figura 3 - Dimensões de uma placa térmica.	28
Figura 4 - Arranjo de placas	33
Figura 5 - Dimensões típicas de uma placa chevron	35
Figura 6 - Tipos de arranjo para passe único.....	38
Figura 7- Tipos de passes	39
Figura 8 - Tipos de fluxo	40
Figura 9- Localização da entrada do fluido.....	41
Figura 10 - Painel frontal do simulador.....	56
Figura 11 - Diagrama de blocos	59
Figura 12- SubVI Calcula diâmetro	60
Figura 13 - Diagrama de blocos da subVI calcula diâmetro	61
Figura 14 - SubVI Perda de Carga	62
Figura 15 - Diagrama de blocos da subVI Perda de Carga	63
Figura 16 - SubVI Fator de Atrito Muley e Manglik.....	64
Figura 17 - Diagrama de blocos da subVi Fator de Atrito Muley e Manglik	65
Figura 18 - SubVI Cálculo Re e Pr.....	66
Figura 19 - Diagrama de blocos da subVI Cálculo Re e Pr.....	67
Figura 20 - SubVI Calcula Visc Cond.....	67
Figura 21 - Diagrama de blocos da SubVI Calcula Visc Cond	68
Figura 22 - SubVI Cp Calcula H Calcula S.....	69
Figura 23 - Diagrama de blocos da SubVI Cp Calcula H Calcula S	70
Figura 24 - SubVI Calcula Nusselt placas chevron.....	71
Figura 25 - Diagrama de blocos da SubVI Calcula Nusselt placas chevron	72
Figura 26 - SubVI Coeficiente Global de Troca Térmica	73

Figura 27 - Diagrama de blocos da SubVI Coeficiente Global de Troca Térmica.....	74
Figura 28 - SubVI Cálculo Efetividade.....	75
Figura 29 - Diagrama de blocos da SubVI Cálculo Efetividade.....	76
Figura 30 - SubVI Cálculo temperatura de saída.....	76
Figura 31 - Diagrama de blocos da SubVI Cálculo temperatura de saída.....	77
Figura 32 - SubVI Calcula deltaLN e Pot Térmica.....	78
Figura 33 - Diagrama de blocos da SubVI Calcula deltaLN e Pot Térmica.....	79
Figura 34 - Gráfico da capacidade calorífica em função da temperatura do lado do refrigerante.....	84
Figura 35 - Gráfico da capacidade calorífica em função da temperatura do lado do refrigerante.....	84
Figura 36 - Gráfico da entalpia em função da temperatura do lado quente.....	86
Figura 37 - Gráfico da entalpia em função da temperatura do lado quente.....	87
Figura 38 - Gráfico da entropia em função da temperatura do lado quente.....	89
Figura 39 - Gráfico da entropia em função da temperatura do lado frio.....	89
Figura 40 - Gráfico do fator de atrito em função do ângulo de inclinação das ranhuras para o lado quente.....	92
Figura 41 - Gráfico do fator de atrito em função do ângulo das inclinações das ranhuras para o lado frio.....	93
Figura 42- Gráfico da perda de carga em função do ângulo das inclinações das ranhuras para o lado quente.....	94
Figura 43 - Gráfico da perda de carga em função do ângulo das inclinações das ranhuras para o lado frio.....	94
Figura 44 - Coeficiente convectivo do lado quente.....	98
Figura 45 - Coeficiente convectivo do lado frio.....	98
Figura 46 - Temperatura de saída do lado quente em função do ângulo de inclinação das ranhuras..	100
Figura 47 - Temperatura de saída do lado frio em função do ângulo de inclinação das ranhuras.....	100

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Parâmetros de Dittus-Bölder para diversos ângulos.....	27
Tabela 2 - Valores de fator de incrustação para diversos fluidos.....	52
Tabela 3 - Resultados da Simulação.....	82
Tabela 4 - Resultados da Simulação.....	82
Tabela 5 - Valores de Cp, H e S do lado frio.....	83
Tabela 6 - Resultado avaliação exergética.....	91
Tabela 7 Dados de entrada para vazão de 1000kg/s.....	96
Tabela 8 Resultados para vazão de 1000kg/s.....	96
Tabela 9 Dados de entrada para vazão de 500kg/s.....	96
Tabela 10 Resultados para vazão de 500kg/s.....	97

LISTA DE SÍMBOLOS

\dot{m}_f : vazão mássica do fluido frio em kg/s

\dot{m}_q : vazão mássica do fluido quente em kg/s

Pot: potência térmica em W

C_{pf} : capacidade calorífica a pressão constante do fluido frio em J/kgK

C_{pq} : capacidade calorífica a pressão constante do fluido quente em J/kgK

T_{fe} : temperatura de entrada do fluido frio em °C

T_{fs} : temperatura de saída do fluido frio em °C

T_{qe} : temperatura de entrada do fluido quente em °C

T_{qs} : temperatura de saída do fluido quente em °C

ε : efetividade

q: potência em W

q_{max} : potência máxima em W

C_{min} : capacidade calorífica mínima em J/kgK

NUT: número de unidades de transferência

U: coeficiente global de troca térmica em W/m²K

A_{td} : área de troca térmica da placa em m²

\dot{m}_{min} :vazão relativa ao fluido com capacidade calorífica mínima em kg/s

h_{mq} : coeficiente convectivo médio do lado quente em W/m²K

h_{mf} : coeficiente convectivo médio do lado frio em W/m²K

k: condutividade térmica em W/m.K

t: espessura da placa térmica em m

R_{ft} : fator de incrustação em m²K/W

R_C : razão entre as capacidades calorífica dos lados frio e quente

Nu: número de Nusselt

h: coeficiente convectivo em W/m²K

D_h : diâmetro hidráulico em m

k: condutividade térmica em W/m.K

Pr: número de Prandtl

C_p : capacidade calorífica a pressão constante em J/kg.K

μ : viscosidade em Pa.s

Re: número de Reynolds

ρ : densidade em kg/m^3

v: velocidade média de escoamento em m/s

A: coeficiente de Ditus-Bölter

a: coeficiente de Ditus-Bölter do termo exponencial em Reynolds

b: coeficiente de Ditus-Bölter do termo exponencial em Prandtl

Φ : fator de alargamento

f: fator de atrito

β : ângulo em graus

Ψ : ângulo em radianos

μ_0 : viscosidade da água em Pa.s

μ_0 : viscosidade de um fluido em Pa.s

μ_w : viscosidade da água em Pa.s

ΔP_C : perda de carga no canal em Pa

L_{eff} : comprimento efetivo percorrido pelo fluido na placa em m.

N_p : número de passes

G_c : fluxo mássico por canal em $\text{kg/m}^2\text{s}$

ΔP_p : perda de carga na porta da placa em Pa

Δz : variação de cota em m

g: aceleração da gravidade em m/s^2

N_C : número de canais

N_P : número de placas

b: espaçamento entre placas em m

L_p : comprimento da placa em m

$L_{\text{desenvolvido}}$: comprimento para escoamento laminar completamente desenvolvido em m

L: comprimento da região do escoamento em m

D: diâmetro em m

P_w : perímetro molhado em m

w: largura da placa em m

Q_{quente} : potência do lado quente em W

Q_{frio} : potência do lado frio em W

ΔH : variação da entalpia em J/kg

T: temperatura em K

ΔS : variação da entropia em J/kg.K

U : energia interna em J

W : trabalho em J

e : exergia em J/kg

h_d : entalpia no estado morto em J/kg

s_d : entropia no estado morto em J/kg.K

ε_f : eficiência exergética

e_f : exergia do lado frio em J/kg

e_q : exergia do lado quente em J/kg

E_d : destruição exergética em W

n_C : número de canais

A_{tt} : área total de troca térmica em m^2

ΔT_{LN} : temperatura média logarítmica em $^{\circ}C$

n_p : número de placas

n_d : número de dutos

φ_f : taxa de remoção da incrustação em $m^2K/W.s$

φ_d : taxa de deposição da incrustação em $m^2K/W.s$

SUMÁRIO

Capítulo 1	16
1.1. Introdução.....	16
1.2 Revisão Bibliográfica	16
1.3. Objetivo.....	19
Capítulo 2	20
2.1. Descrição de um sistema típico de reator multipropósito de piscina	20
2.2 Descrição do trocador de calor	22
Capítulo 3	23
3.1. Modelagem Térmica da Efetividade.....	23
3.2. Correlações para obtenção do coeficiente convectivo.....	25
3.3. Correlações em função do ângulo das ranhuras	27
3.4 Configuração do Trocador de Placas.....	33
3.5 Caracterização das Configurações do Trocador	36
3.6 Número de Canais	37
3.6.1 Número de Passes.....	37
3.6.2 Tipo de Fluxo nos Canais	40
3.6.3 Localização da alimentação.....	40
3.6.4 Localização dos Fluidos	41
3.6.5 Configurações Equivalentes	41
3.7 Desenvolvimento dos parâmetros termodinâmicos.....	42
3.8 Avaliação da Exergia	45
3.9 Determinação da viscosidade e condutividade térmica.....	48
3.10 Determinação do número de canais.....	48
Capítulo 4	52
4.1 Incrustação.....	52
4.2 Predição do fator de incrustação R_{ft}	53

Capítulo 5	54
5.1 Programação em LabVIEW	54
5.2 Detalhamento do programa para dimensionamento do trocador de calor e o painel frontal	55
5.3 Descrição do simulador	58
5.3.1 Sub-VI Calcula diâmetro.vi.....	60
5.3.2 SubVI Perda de Carga	62
5.3.3 SubVI Fator de atrito muley e manglik.vi	64
5.3.4 SubVI Cálculo Re e Pr.vi.....	66
5.3.5 SubVI Calcula Visc Cond.vi.....	67
5.3.6 SubVI Cp Calcula H Calcula S.vi	69
5.3.7 SubVI Calcula Nusselt placas chevron.vi	71
5.3.8 SubVI Coeficiente Global de Troca Térmica.vi	73
5.3.9 SubVI Cálculo Efetividade.vi.....	75
5.3.10 SubVI Cálculo temperatura de saída.vi	76
5.3.11 SubVI Calcula deltaLN e Pot Térmica.vi.....	78
Capítulo 6.....	81
6.1 Análise dos Resultados.....	81
6.2 Avaliação das propriedades termodinâmicas nos dois lados do trocador de calor	82
6.2.1 Capacidade Calorífica	83
6.2.2 Avaliação da Entalpia	86
6.2.3 Avaliação da Entropia.....	88
6.2.4 Avaliação exergética.....	90
6.3 Resultados dos dados de transporte e perda de carga.....	91
6.4 Análise do Trocador de Calor para dois tipos de vazão de entrada	95
6.5 Análise do coeficiente convectivo.....	97
6.6 Análise das temperaturas de saída do lado quente e frio	99
6.7 Estudo de caso 1: Análise da temperatura de saída da água de resfriamento na hipótese de aquecimento do refrigerante	101

Capítulo 7	103
7.1 Conclusão e Recomendações	103
ANEXO A - Tabela de viscosidade e condutividade térmica da água.....	108

Capítulo 1

1.1. Introdução

O presente trabalho demonstra uma metodologia para dimensionamento e simulação de um trocador de calor de placas em ambiente Labview. Em um reator nuclear, o trocador de calor é um equipamento importante pois garantirá que o refrigerante esteja na temperatura adequada para recircular pelo sistema primário e retirar o calor produzido do núcleo, mantendo-o sob controle.

Escolheu-se como exemplo de sistema, um reator genérico de pesquisa tipo piscina. Esse tipo de reator possui como objetivo, além da produção de radioisótopos, funções básicas como a realização de testes de irradiação de combustíveis nucleares e materiais estruturais utilizados em reatores de potência, bem como a realização de pesquisas científicas com feixes de nêutrons em várias áreas do conhecimento, atuando de forma complementar ao Laboratório Nacional de Luz Síncrotron (LNLS).

1.2 Revisão Bibliográfica

MARRIOT (1971) determinou o fator de incrustação para diversos tipos de líquidos em trocadores de calor de placa.

EDWARDS, CHANGAL VAIE e PARROT (1974) propuseram correlações para fator de atrito e número de Nusselt para valores de Reynolds entre 150 e 3000.

MILLER, SCHORR e YAWS (1976) desenvolveu uma correlação para determinação da capacidade calorífica de líquidos incompressíveis.

SAVOSTIN e TIKHONOV (1976) definiram correlações para obtenção de fator de atrito e número de Nusselt para valores de Reynolds sobre o fator de alargamento.

TOVAZHNYANSKI, KAPUSTENKO e TSIBULNIK (1976) determinaram correlações para fator de atrito e número de Nusselt para intervalos específicos de ângulos das ranhuras e números de Reynolds.

RAJU e BANSAL (1983) definiram que a velocidade média ótima para escoamento nos canais do trocador é de 5m/s.

KESTIN *et al.* (1984) propuseram equações para cálculo de propriedades termofísica de líquidos incompressíveis.

BASSIOUNY e MARTIN (1985) definiram correlações para cálculo do número de Nusselt, para NUT maior que 3, para placas Schmidt-Sigma e trocadores de placa com único passe.

SHAH, SUBBARAO e MASHELKAR (1988) definiram valores para coeficientes para obtenção de número de Nusselt e fator de atrito para trocadores Alfa Laval P31.

CHISHOLM e WANNIARACHCHI (1992) determinaram correlações para fator de atrito e número de Nusselt para placas chevron com ângulos das ranhuras entre 30° e 80°.

KAYS e CRAWFORD (1993) propuseram uma correlação para cálculo da efetividade em função no número de NUT e capacidades caloríficas.

HEAVNER, KUMAR e WANNIARACHCHI (1993) propuseram correlações para fator de Fanning e número de Nusselt para placas com diversos ângulos das ranhuras.

TALIK e SWANSON (1995) propuseram correlações para obtenção de número de Nusselt e fator de Fanning para placas tipo *washboard* com ângulo de inclinação das ranhuras de 60°.

MANGLIK (1996) propôs cálculo de adimensionais para determinação de características termo-hidráulicas de trocadores de placa.

GRANDEGEORGE, JALLUT e THONON (1998) definiram correlações para fator de atrito e número de Nusselt para placas chevron com ângulos de ranhuras de 60°.

MULEY, MANGLIK e METWALLY (1999) determinaram uma correlação generalizada para cálculo de fator de atrito e número de Nusselt em função do ângulo das ranhuras e fator de alargamento.

FOX e MCDONALD (2001) definiram que a relação entre o comprimento completamente desenvolvido e o diâmetro hidráulico é 6% o valor de Reynolds.

KAKAÇ e LIU (2002) propuseram relações para calcular a perda de carga por canal e a espessura entre placas.

POLING, PRAUSNITZ e O'CONNEL (2004) propuseram equações de estado para cálculo da entalpia e entropia de líquidos incompressíveis.

AUTORI TOMAZETI (2006) apresentou uma metodologia para obtenção das temperaturas de saída dos fluidos que sofrem resfriamento e aquecimento do trocador de calor pelo método da efetividade.

GUT (2006), utilizando o software comercial gPROGs, encontrou configurações ótimas para trocadores de calor de placa.

MORAN e SHAPIRO (2006) definiram uma equação para cálculo de exergia para trocadores de calor de placa em contra-corrente.

1.3. Objetivo

Considerando a importância estratégica para o Brasil de um reator de pesquisa tipo piscina, este trabalho objetiva desenvolver uma ferramenta computacional capaz de projetar trocadores de calor para uso em reatores nucleares desta classe (Multipropósitos Tipo Piscina) e que possa ser usada, a posteriori, como plataforma para otimização de projetos e melhoria de performance via técnicas avançadas de inteligência artificial.

Escolheu-se o Reator OPAL - Open Pool Australian Light Water Reactor como instalação de referência para este estudo.

Capítulo 2

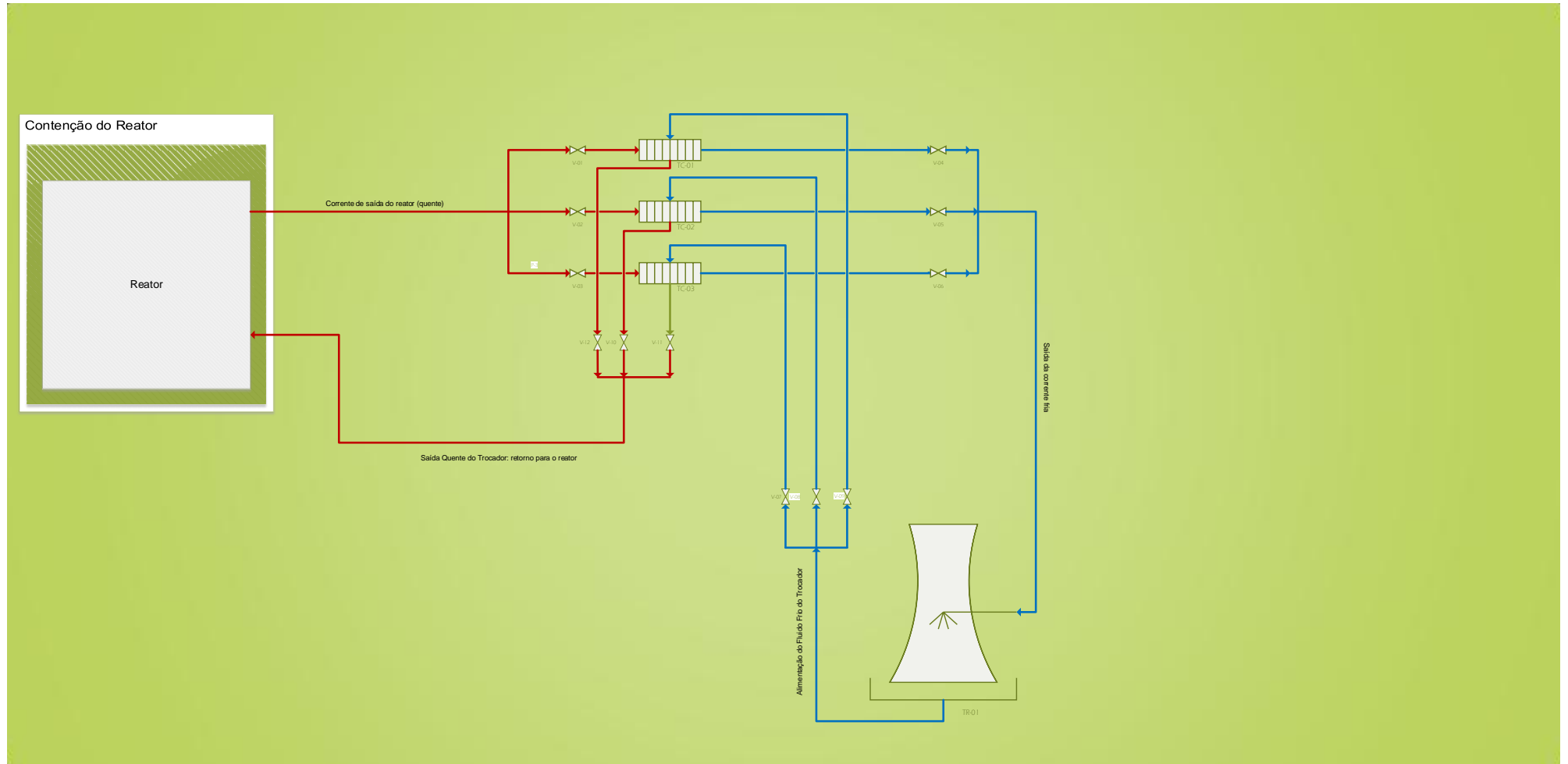
2.1. Descrição de um sistema típico de reator multipropósito de piscina

A disposição típica dos equipamentos envolvidos no sistema de resfriamento do reator está esquematizada na figura 1. Nesse fluxograma, o reator fica localizado na região da contenção. As correntes vermelhas representam o refrigerante e as azuis a água de resfriamento. Para fora da contenção, circula o refrigerante, que no caso desse tipo de reator, é a água.

Como a vazão de refrigerante é muito grande, ela é dividida em duas outras correntes que entram em dois trocadores de calor em paralelo, dessa forma, pode-se obter trocadores de placa menores e mais econômico. Há ainda, um terceiro trocador de calor em paralelo, que é utilizado no período de manutenção e limpeza ou de avaria em algum trocador.

A água de resfriamento é proveniente de uma torre de resfriamento, que troca calor em contra-corrente com o refrigerante. Após a água de resfriamento sair do trocador de calor, ela segue novamente para a torre de resfriamento para ser resfriada.

Figura 1- Fluxograma de uma instalação típica de reator multipropósito de pesquisa



2.2 Descrição do trocador de calor

Trocadores de calor são equipamentos que tem como objetivo possuir uma elevada área de troca térmica que maximize a transferência de calor, fazendo que o lado quente perca o máximo de carga térmica e que o lado frio a absorva eficientemente.

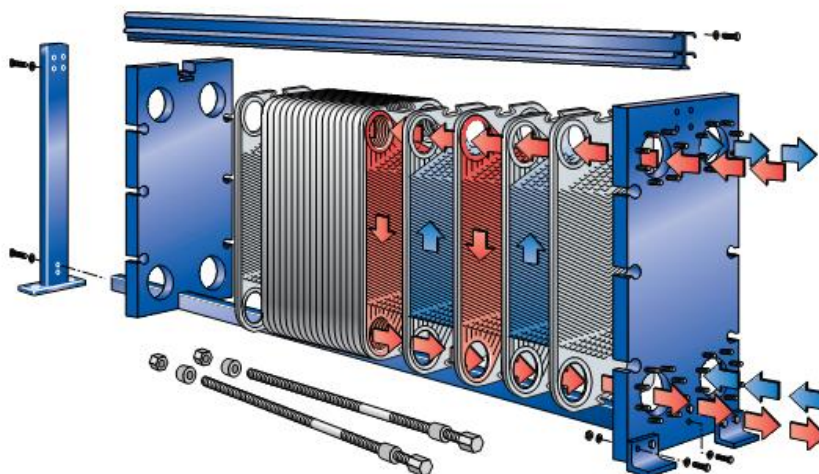
Na indústria são utilizadas diversas configurações desse equipamento, sendo que as principais são: os casco e tubos e os trocadores de placas. Atualmente, devido à economicidade e eficiência, o trocador de placas vem sendo utilizado largamente na indústria, mesmo onde se trabalha com fluidos em condições severas (altas pressões e temperaturas), como refinarias, plataformas de petróleo, petroquímicas, plantas de geração de energia, etc. substituindo os robustos trocadores de casco e tubos.

Nos atuais projetos de Reatores Multipropósitos, o refrigerante é resfriado por trocadores de placas, assim como é feito no reator australiano OPAL.

Esse tipo de trocador consiste de um conjunto de placas metálicas finas, corrugadas, comprimidas por parafuso de aperto em um pedestal. Em cada par de placas são usadas gaxetas para formar canais nos quais os fluidos, frio e quente, circulam alternadamente trocando calor através delas (Figura 2).

O trocador de placas tem baixo risco de vazamentos internos, além disso, a alta turbulência dissipa eficientemente o calor da placa, gerando temperaturas menores na região metálica, além de propiciar uma menor incidência de incrustação nesse sistema de troca térmica. Nas condições típicas de projeto e operação destes tipos de trocadores, a transição para o regime turbulento ocorre em baixos números de Reynolds, entre 10 e 400, acarretando em altos coeficientes de troca térmica, baixa incrustação e dimensões reduzidas. Além disso, dada a sua conformação estrutural, os trocadores de placas podem operar sob altas pressões, as vezes superiores a 25 bar.

Figura 2- explodida de um trocador de calor de placas. Cortesia Alfa Laval.



Capítulo 3

3.1. Modelagem Térmica da Efetividade

O modelo de análise térmica consiste na aplicação do método da efetividade (ε -NUT), conforme proposto por AUTORI TOMAZETI (2006), para obter as características térmicas dos trocadores. Em um sistema, em que são apenas conhecidas as temperaturas de entrada dos fluidos frio e quente, por meio do método da efetividade, podem-se obter as demais propriedades de saída dos fluidos.

Inicialmente, calcula-se a vazão mássica de água do lado frio do trocador de calor (\dot{m}_f), pelo balanço de energia. A potência térmica (Pot) cedida pelo fluido quente é absorvida pelo lado frio. O balanço de energia está traduzido matematicamente a seguir.

$$Pot = \dot{m}_q C p_q (T_{qe} - T_{qs}) = \dot{m}_f C p_f (T_{fs} - T_{fe}) \quad (1)$$

Isolando-se a massa do fluido frio na equação 1, computa-se o valor da vazão mássica de água fria.

$$m_f = \frac{m_q C p_q (T_{qe} - T_{qs})}{C p_f (T_{fs} - T_{fe})} \quad (2)$$

A efetividade é definida como a razão entre a troca térmica real (q) e a troca térmica máxima possível (q_{\max}).

$$\varepsilon = \frac{q}{q_{\max}} = \frac{m_q c_q (T_{q,e} - T_{q,s})}{m_{\min} C_{\min} (T_{q,e} - T_{f,e})} = \frac{m_f c_f (T_{f,s} - T_{f,e})}{m_{\min} C_{\min} (T_{q,e} - T_{f,e})} \quad (3)$$

onde,

m_q = vazão de fluido quente em kg/s

m_f = vazão de fluido frio em kg/s

m_{\min} : vazão relativa a capacidade calorífica mínima, em kg/s.

c_q = capacidade calorífica do fluido quente em J/kg.K

c_f = capacidade calorífica do fluido frio em J/kg.K

$T_{q,e}$ e $T_{q,s}$ = temperatura de entrada e saída ,respectivamente, do fluido quente em K.

$T_{f,e}$ e $T_{f,s}$ = temperatura de entrada e saída, respectivamente, do fluido frio em K.

C_{\min} = menor capacidade calorífica do sistema, em J/kg.K

A efetividade é função de dois parâmetros: R e NUT. R é a razão entre as capacidades caloríficas dos fluidos quente e frio, é a capacidade mínima sobre a máxima. Já o NUT é número de unidades de transferência e é definido por:

$$NUT = \frac{UA_{td}}{m_{\min} C_{\min}} \quad (4)$$

onde,

U = coeficiente global de troca térmica em W/m²K

A_{td} = área de troca térmica em m².

m_{\min} : vazão relativa a capacidade calorífica mínima, em kg/s.

O coeficiente global de troca térmica é calculado de acordo a seguinte equação:

$$\frac{1}{UA_{td}} = \frac{1}{A_{td}h_{mq}} + \frac{t}{k} + \frac{1}{A_{td}h_{mf}} + R_{ft} \quad (5)$$

onde,

h_{mf} = coeficiente convectivo médio do fluido frio em W/m²K

h_{mq} = coeficiente convectivo médio do fluido quente em W/m²K.

k = condutividade térmica em W/m.K.

t = espessura da placa do trocador em m.

R_{ft} = fator de incrustação em m²K/W

Kays e Crawford propuseram uma relação para obtenção da efetividade (ε) em função do NUT e R_C .

$$\varepsilon = 1 - \exp\left[\frac{1}{R_C} NUT^{0,22} (\exp(-R_C NUT^{0,78}) - 1)\right] \quad (6)$$

Onde,

R_C : Razão entre as capacidades caloríficas do lado frio e lado quente.

3.2. Correlações para obtenção do coeficiente convectivo

Em engenharia, o coeficiente convectivo é obtido através de número adimensionais como os números de Nusselt (Nu), Prandtl (Pr) e Reynolds (Re). O número de Nusselt por sua vez é definido como:

$$Nu = \frac{h \cdot D_h}{k} \quad (7)$$

onde h é o coeficiente convectivo, D_h o diâmetro hidráulico e k é a condutividade do fluido.

Pode-se expressar o número de Nusselt como uma combinação dos números adimensionais de Reynolds e Prandtl. Uma relação clássica que define Nusselt em função desses dois adimensionais é a relação de Dittus-Bölder, conforme definem KAKAÇ e LIU (2002). É uma relação válida para configurações em que o fluido deve ter como mecanismo de transferência de calor a convecção forçada e não deve haver nenhum fenômeno de ebulição, condensação e radiação.

$$Pr = \frac{C_p \mu}{k} \quad (8)$$

$$Re = \frac{\rho v D_h}{\mu} \quad (9)$$

$$Nu = 0,023 Re^{0,8} Pr^{0,4} \quad (10)$$

$$Nu = 0,023 Re^{0,8} Pr^{0,33} \quad (11)$$

onde

C_p : capacidade calorífica a pressão constante em J/kg°C

μ : viscosidade em Pa.s

k : condutividade térmica em W/m°C

ρ : densidade em kg/m³

v : velocidade média de escoamento em m/s

D_h : diâmetro hidráulico em m

Pode-se concluir a partir da correlação de Dittus-Bölder, que a convecção é mais dependente do número de Reynolds do que Prandtl. Reynolds relaciona a quantidade de

movimento e as interações moleculares do fluido, enquanto que com o número de Prandtl, é o adimensional que relaciona propriedades intrínsecas ao fluido (GUT, 2003). Isso significa que para um sistema de transferência de calor as características do fluido (capacidade calorífica, viscosidade, condutividade etc.) influenciarão menos o coeficiente convectivo do que a variação nas condições dinâmicas de escoamento. Assim sendo, o coeficiente de convecção é fortemente afetado por um perfil turbulento de escoamento.

Para trocadores de calor com placas, foram sugeridas correlações para obtenção do coeficiente convectivo, a partir de variação dos coeficientes da correlação de Dittus-Bölder.

$$Nu = A.Re^a Pr^b \quad (12)$$

3.3. Correlações em função do ângulo das ranhuras

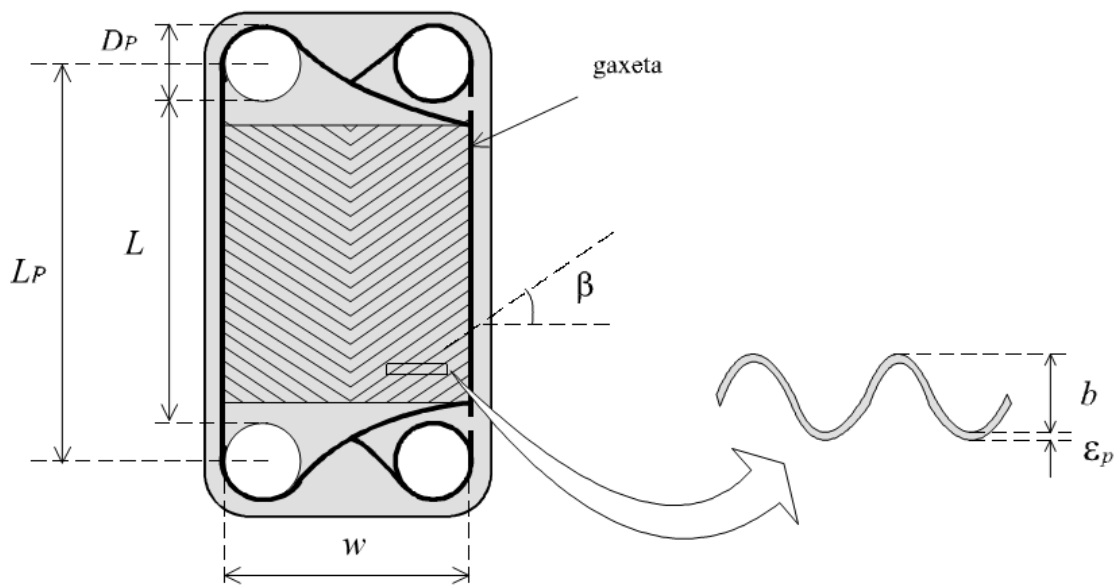
Os fabricantes dos trocadores podem utilizar diferentes números de ranhuras em diferentes ângulos em relação ao escoamento. Essas variações alteram a condição de escoamento que por sua vez propiciará um novo valor de coeficiente convectivo. Na tabela a seguir, há uma relação com os valores de A, a e b, para diferentes arranjos de placas, conforme Equação 12.

Tabela 1 - Parâmetros de Dittus-Bölder para diversos ângulos

Parâmetros A, a e b para cálculo do coeficiente convectivo			
A	a	b	Fonte
0,298	0,646	0,316	Trocador APV HX 150<Re<3000, (EDWARDS, CHANGAL VAIE e PARROT, 1974)

0,2799	0,668	0,4	Placa Schmidt-Sigma 27H, padrão zigue-zague, NTU < 3, (BASSIOUNY e MARTIN, 1985)
0,023	0,8	1/3	Placa Lisa, Re>4000, (KAKAÇ e LIU, 2002)
0,380	2/3	1/3	Alfa-Laval P31, Re>7. (SHAH, SUBBARAO e MASHELKAR, 1988)
0,2910	0,7	0,33	Placa chevron com $\beta=60^\circ$, $50 < Re < 2700$, (GRANDEGEORG E, JALLUT e THONON, 1998)

Figura 3 - Dimensões de uma placa térmica.



Na figura acima estão representadas as principais dimensões de uma placa térmica de um trocador de calor. O ângulo das ranhuras, β , variam de 0° , quando as ranhuras são ortogonais ao escoamento e, 90° , quando as mesmas estão paralelas ao escoamento.

SAVOSTIN e TIKHONOV (1976) propuseram para escoamento com ar as seguintes relações para cálculo de fator de Fanning e número de Nusselt:

Para $200 < \frac{\text{Re}}{\phi} < 600$:

$$f = 6,25(1 + 0,95\Psi^{1,72})\phi^{1,84} \text{Re}^{-0,84} \quad (13)$$

$$Nu = 1,26(0,62 + 0,38 \cos(2,3\psi))\phi^{1-a_1} \text{Pr}^{\frac{1}{3}} \text{Re}^{a_1} \quad (14)$$

$$a_1 = 0,22[1 + 1,1\psi^{1,5}] \quad (15)$$

$$\psi = 2\beta \frac{\pi}{180} \quad (16)$$

Para $600 < \frac{\text{Re}}{\phi} < 4000$:

$$f = 0,925(0,62 + 0,38 \cos(2,6\psi))\phi^{1+a_2} \text{Re}^{-a_2} \quad (17)$$

$$Nu = 0,072e^{0,5\psi+0,17\psi^2} \phi^{0,33} \text{Pr}^{\frac{1}{3}} \text{Re}^{0,67} \quad (18)$$

$$a_2 = 0,53[0,58 + 0,42 \cos(1,87\psi)] \quad (19)$$

TOVAZHNYANSKI, KAPUSTENKO e TSIBULNIK (1976) propuseram as seguintes correlações para fator de Fanning e número de Nusselt, para valores de Reynolds entre 2000 e 25000 e, para valores de β de 30°, 45° e 60°:

$$f = 0,085 \exp(1,52 \tan(\beta)) \text{Re}^{(0,25-0,06 \tan(\beta))} \quad (20)$$

$$Nu = 0,051e^{0,61 \tan(\beta)} \text{Re}^{0,73} \text{Pr}^{0,43} \left(\frac{\text{Pr}}{\text{Pr}} \right)^{0,25} \quad (21)$$

CHISHOLM e WANNIARACHCHI (1992), para ângulos entre 30° e 80°, propuseram as relações para fator de Fanning e número de Nusselt:

$$f = 0,08 \text{Re}^{-0,25} \phi^{1,23} \left(\frac{\beta}{30} \right)^{3,6} \quad (22)$$

Para Reynolds entre 1000 e 4000:

$$Nu = 0,72 \text{Re}^{0,59} \text{Pr}^{0,4} \phi \left(\frac{\beta}{30} \right)^{0,66} \quad (23)$$

HEAVNER, KUMAR e WANNIARACHCHI (1993) propuseram para trocadores de placa com arranjo de placas misturadas, as seguintes correlações de fator de Fanning e número de Nusselt, válidas para Reynolds entre 400 e 10000.

$$f = \begin{cases} 1,75\phi^{1,0833} \text{Re}^{-0,0638}, & \beta = 45/90 \\ 1,64\phi^{1,1353} \text{Re}^{-0,1353}, & \beta = 23/90 \\ 0,810\phi^{1,1405} \text{Re}^{-0,3465}, & \beta = 45/45 \\ 0,649\phi^{1,1555} \text{Re}^{-0,1555}, & \beta = 23/46 \\ 0,571\phi^{1,1814} \text{Re}^{-0,1814}, & \beta = 23/23 \end{cases} \quad (24)$$

$$\frac{Nu}{\text{Pr}^{\frac{1}{3}}} \left(\frac{\mu}{\mu_0} \right)^{-0,07} = \begin{cases} 0,278\phi^{0,317} \beta^{-0,638}, & \beta = 45/90 \\ 0,308\phi^{0,333} \text{Re}^{0,667}, & \beta = 23/90 \\ 0,195\phi^{0,308} \text{Re}^{0,692}, & \beta = 45/45 \\ 0,118\phi^{0,250} \text{Re}^{0,720}, & \beta = 23/46 \\ 0,089\phi^{0,262} \text{Re}^{0,218}, & \beta = 23/23 \end{cases} \quad (25)$$

TALIK e SWANSON (1995) propuseram correlações para fator de Fanning e número de Nusselt, para placas *washboard* com $\beta = 60^\circ$.

$$f = \begin{cases} 12065 \text{ Re}^{-0,74}, & 10 < \text{Re} < 80 \\ 0,3323 \text{ Re}^{-0,042}, & 1450 < \text{Re} < 11460 \end{cases} \quad (26)$$

$$Nu = \begin{cases} 0,572 \text{ Re}^{0,5} \text{ Pr}^{0,4}, & 10 < \text{Re} < 720 \\ 0,248 \text{ Re}^{0,7} \text{ Pr}^{0,4}, & 1450 < \text{Re} < 11460 \end{cases} \quad (27)$$

MULEY, MANGLIK e METWALLY (1999) propuseram uma correlação generalizada para trocadores de calor com placas em função do fator de alargamento Φ (entre 1 e 1,5), inclinação chevron β (em graus) no sentido do escoamento.

$$Nu = \left\{ \left[0,2668 - 0,006967 \beta + 7,244 \cdot 10^{-5} \beta^2 \right] \left[20,78 - 50,94\phi + 41,16\phi^2 - 10,51\phi^3 \right] \text{Re}^{\left[0,728 + 0,0543 \text{sen} \left(\frac{\pi\beta}{45} + 3,7 \right) \right]} \cdot \text{Pr}^{1/3} \left(\frac{\mu_m}{\mu_w} \right)^{0,14} \right\} \quad (28)$$

Para a perda de carga, foi feita uma correlação do fator de atrito, f , em função de Reynolds, a inclinação chevron B^* e o fator de alargamento Φ . É correlação de MULEY e MANGLIK (2000) para o fator de atrito.

$$f = \frac{(2,917 - 0,1277 \beta + 2,016 \cdot 10^{-3} \beta^2)(5,474 - 19,02\phi + 18,93\phi^2 - 5,341\phi^3)}{\text{Re}^{\left[0,2 + 0,05773 \text{sen} \left(\frac{\pi\beta}{45} + 2,1 \right) \right]}} \quad (29)$$

Segundo KAKAÇ e LIU (2002), o valor da perda de carga por canal é dada por:

$$\Delta P_c = 4f \frac{L_{eff} N_p G_c}{D_h 2\rho} \quad (30)$$

onde

ΔP_c : perda de carga no canal em Pa

L_{eff} : comprimento efetivo levando em conta Φ , em m

N_p : número de passes

D_h : diâmetro hidráulico em m

G_c : fluxo mássico em $\text{kg/m}^2\text{s}$

ρ : densidade em kg/m^3

Além da perda de carga distribuída por canal ΔP_c , existe uma componente de perda de pressão na porta de saída do fluido das placas, ΔP_p , que é dado por:

$$\Delta P_p = 1,4 N_p \frac{G_p^2}{2\rho} \quad (31)$$

ΔP_p : perda de carga na porta em Pa

N_p : número de passes

G_p : fluxo mássico em $\text{kg/m}^2\text{s}$

ρ : densidade em kg/m^3

A perda de carga é considerada como a soma das perdas distribuídas, ΔP_c , devido aos efeitos de interações intermoleculares no escoamento completamente desenvolvido em tubos de seção constante, com as perdas localizadas, ΔP_p , devido às entradas, acessórios, mudanças de área etc, conforme define FOX e MCDONALD (2001). Assim, a perda de carga total, ΔP_t , no duto é dada por:

$$\Delta P_t = \Delta P_c + \Delta P_p \quad (32)$$

A Equação 30 depende do fluxo mássico por canal, G_c , dessa forma, utiliza-se a equação de Bernoulli para se manipular uma expressão para perda de carga que não dependa diretamente do fluxo mássico por canal.

$$\frac{\Delta v^2}{2} + g\Delta z + \frac{\Delta P}{\rho} = 0 \quad (33)$$

Δv : variação da velocidade em m/s.

Δz : variação na cota em m.

g : aceleração da gravidade em m/s^2 .

ΔP : variação da pressão ao longo do duto em Pa.

ρ : densidade em kg/m^3 .

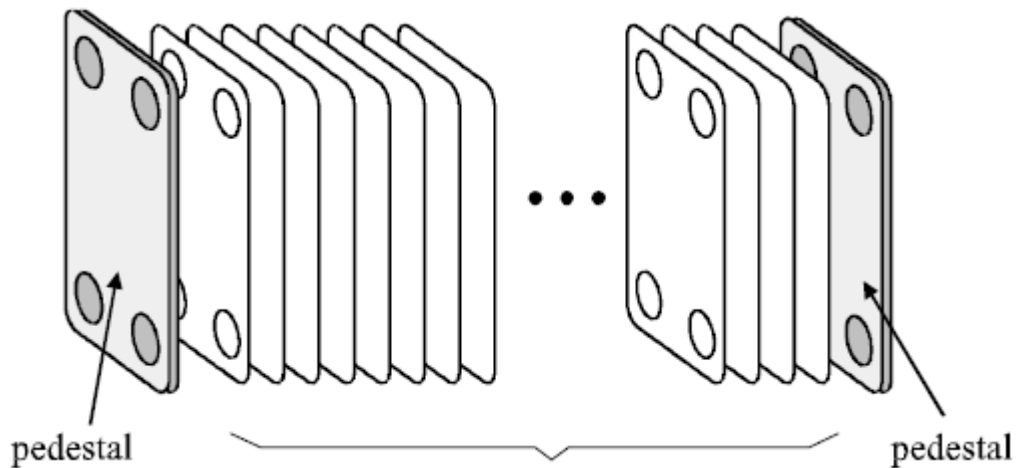
Como no duto, a seção retangular é constante, não há variação de Δv e nem de Δz . Assim, a perda de carga é basicamente a carga de pressão, que pode ser expressa pela Equação de Darcy-Weisbach (equação 34).

$$\frac{\Delta P}{\rho} = f \frac{L_{eff}}{D} \frac{v^2}{2} \quad (34)$$

3.4 Configuração do Trocador de Placas

O trocador de calor com placas consiste basicamente de um conjunto de placas corrugadas, separadas por gaxetas, que formam os canais. As duas placas das extremidades, não trocam calor, portanto, não são placas térmicas (Figura 4).

Figura 4 - Arranjo de placas



O número de canais (N_c) é o número de placas (N_p) menos uma unidade.

$$N_c = N_p - 1 \quad (35)$$

Como as placas são corrugadas, a espessura (t) da placa ao longo do escoamento não é constante. Por isso, é calculada a espessura média (b), que depende do comprimento do pacote de placas (L_p), N_p e ϵ . Essas placas corrugadas são chamadas

de *washboard* e promovem a turbulência mudando a direção do escoamento e velocidade do fluido. A espessura de uma placa deve estar entre 0,5 e 1,2mm e a distância entre placas deve ser compreendida entre 2,5 e 5,0mm, conforme determinam KAKAÇ e LIU (2002)

$$b = \frac{L_p - N_p t}{N_p - 1} \quad (36)$$

As dimensões típicas de uma placa chevron são, conforme figura 5:

L: comprimento efetivo de troca térmica entre as bordas dos orifícios;

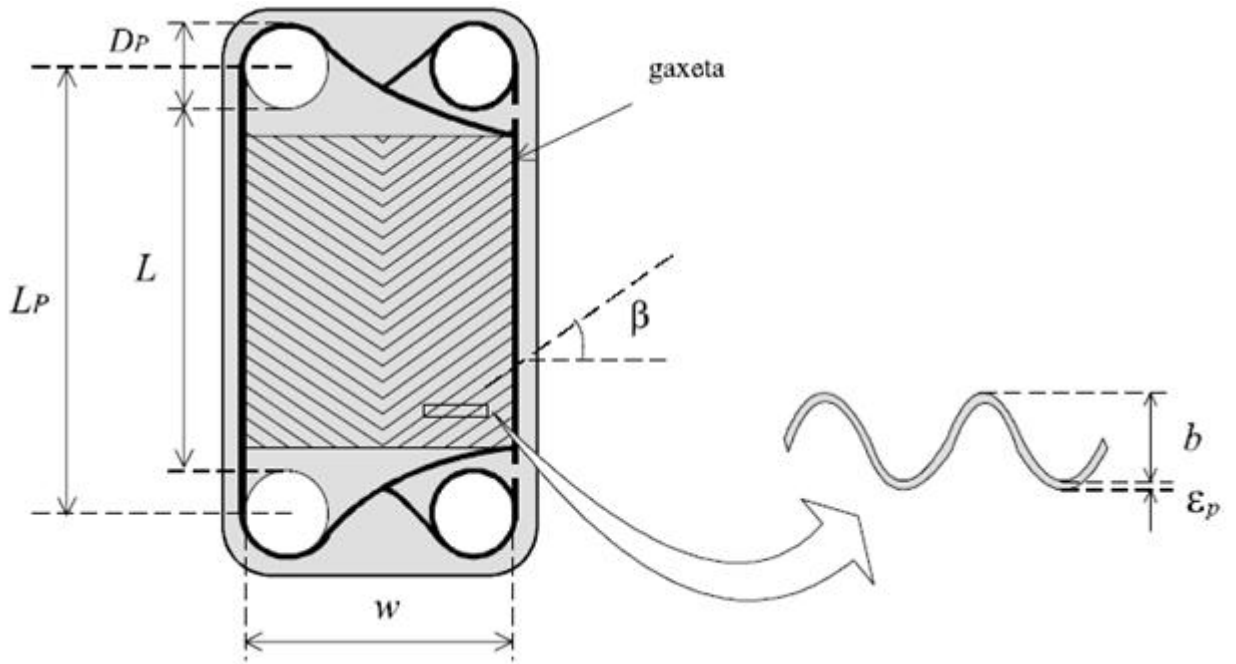
w: largura do canal, medido entre as gaxetas;

D_p: diâmetro do orifício;

L_p: comprimento efetivo de escoamento, medido entre os centros dos orifícios;

β = ângulo de inclinação em relação ao escoamento.

Figura 5 - Dimensões típicas de uma placa chevron



A área real de troca térmica (A_p) é relação da área projetada (A) e o fator de alargamento (Φ). Uma área de troca térmica típica varia entre 0,01 e 3,06m², segundo KAKAÇ e LIU (2002). A relação comprimento (L) e largura (w) da placa deve ser em torno de 1,8, para que haja uma melhor distribuição do fluido pela placa de troca térmica .

$$A_p = \phi.A \quad (37)$$

$$A = w.L \quad (38)$$

$$\Phi = \frac{L_{desenvolvido}}{L} \quad (39)$$

De acordo FOX e MCDONALD (2001), a relação entre o comprimento do escoamento laminar completamente desenvolvido e o diâmetro é dado por:

$$\frac{L_{desenvolvido}}{D} = 0,06.Re \quad (40)$$

O valor do fator de alargamento Φ é normalmente fornecido pelo fabricante da placa e varia entre 1,15 e 1,25, sendo o valor de 1,17 utilizado como uma aproximação, de acordo KAKAÇ e LIU (2002). No entanto, muitos fabricantes utilizam apenas o valor da área projetada "A".

Por sua vez, considera-se o diâmetro equivalente igual ao diâmetro hidráulico, sendo definido por:

$$D_H = \frac{4.A}{P_w} \Leftrightarrow D_H = \frac{4b.w}{2(b + w\phi)} \quad (41)$$

$$b = \frac{D_H w \phi}{2w - D_H} \quad (42)$$

Nota-se que o valor "A" da equação 41 não é o mesmo de "A_p", referido na equação 37. A área "A" é a referente a seção transversal do escoamento no canal, enquanto "A_p" refere-se a área de troca térmica da placa.

Valores de diâmetro hidráulico que configuram um regime hidráulico que gere um coeficiente convectivo alto varia entre 4,0 e 10,0mm.

3.5 Caracterização das Configurações do Trocador

A configuração do trocador de calor é o modo como as placas, número de canais, número de passes, localização de entrada e saída das conexões e tipo de escoamento nas placas se relacionam.

São possíveis milhares de configurações diferentes de trocadores de calor, aqueles que possuem mesma efetividade térmica são ditos trocadores equivalentes. Isto significa, que essas configurações produzirão a mesma temperatura de saída nos fluidos, basta avaliar aquela que é mais econômica.

3.6 Número de Canais

O número de canais ocupados pelos dois diferentes fluidos, genericamente chamado de I e II, é função única de ser o número total de canais N_c é par ou ímpar.

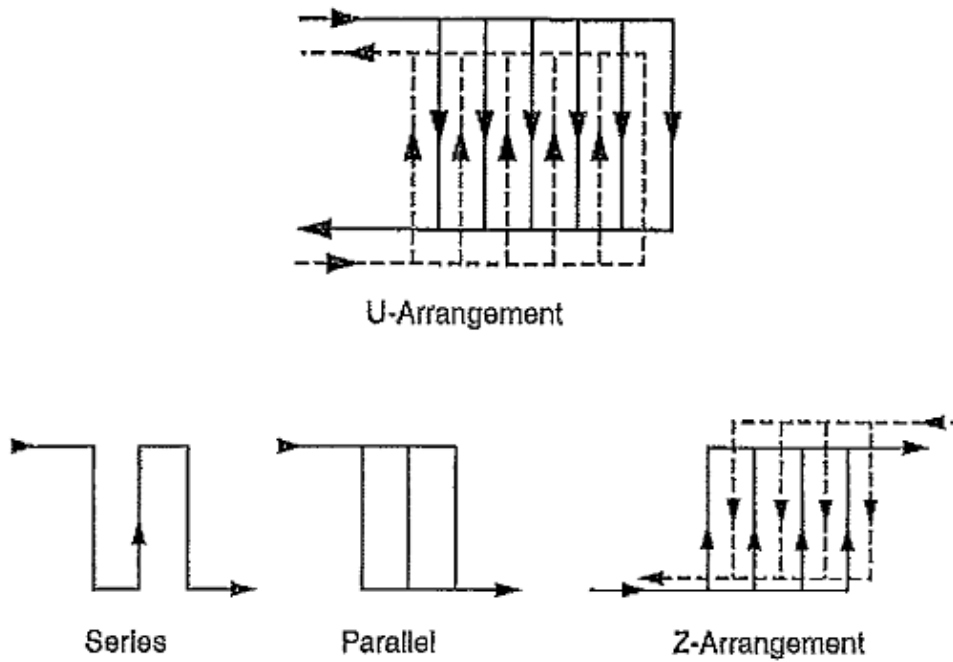
$$\begin{aligned} N_c^I &= \frac{N_c}{2}, \text{ se par} \\ N_c^I &= \frac{N_c + 1}{2}, \text{ se ímpar} \end{aligned} \tag{43}$$

$$\begin{aligned} N_c^{II} &= \frac{N_c}{2}, \text{ se par} \\ N_c^{II} &= \frac{N_c - 1}{2}, \text{ se ímpar} \end{aligned} \tag{44}$$

3.6.1 Número de Passes

O termo passe no trocador de placas referem-se aos números de fluxos de saída que estão na mesma direção. Para um trocador com configuração de passe simples, pode-se ter a configuração em "U" ou "Z", conforme a figura 6.

Figura 6 - Tipos de arranjo para passe único



Os parâmetros P^I e P^{II} definem o número de passes do lado I e II do trocador de calor. Cada passagem é dividida com o mesmo número de canais para que o trocador seja regular.

Todos os números inteiros dos divisores de Nc^I e Nc^{II} são os números de passes para os lados I e II. Portanto, P^I e P^{II} podem possuir um conjunto finito de valores, dependendo de Nc .

Os números de passagens dos trocadores podem ser calculados por:

$$N^I = \frac{Nc}{2P^I}, \text{ se } Nc \text{ par} \quad (45)$$

$$N^I = \frac{(Nc+1)}{2P^I}, \text{ se } Nc \text{ ímpar} \quad (46)$$

$$N'' = \frac{Nc}{2P''}, \text{ se } Nc \text{ par} \quad (47)$$

$$N'' = \frac{(Nc - 1)}{2P''}, \text{ se } Nc \text{ ímpar} \quad (48)$$

O arranjo de um trocador de calor é definido pelos três principais parâmetros de configuração, Nc , P^I e P^{II} . A representação é feita na forma $P^I \times N^I/P^{II} \times N^{II}$, que é o número P de passes por passagens N do lado I pelo lado II.

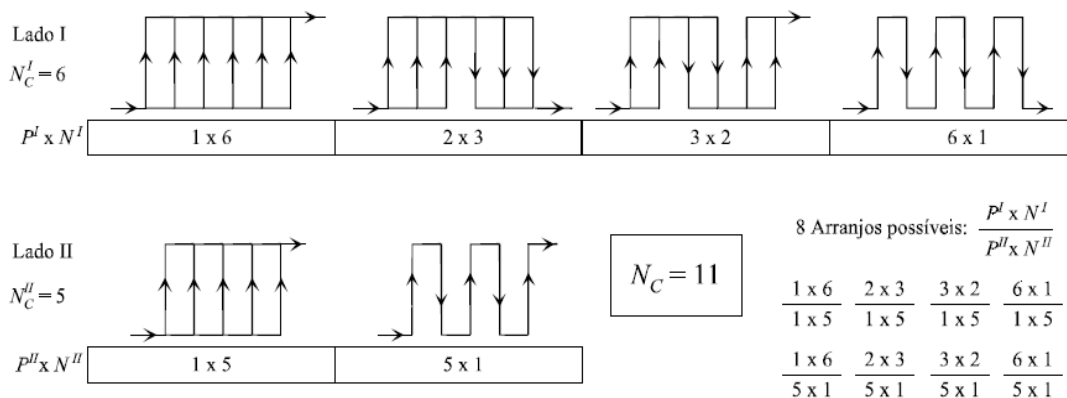
$$Nc = Nc^I + Nc^{II} \quad (49)$$

$$Nc^I = N^I \cdot P^I \quad (50)$$

$$Nc^{II} = N^{II} \cdot P^{II} \quad (51)$$

Para um trocador de placas com número de canais $Nc = 11$, são possíveis 8 arranjos, conforme figura 7.

Figura 7- Tipos de passes



3.6.2 Tipo de Fluxo nos Canais

Dentro de um canal de um trocador de placas, o fluxo pode ser vertical ou diagonal. O desempenho termo hidráulico depende do tipo de fluxo.

O fluxo diagonal tende a melhorar a distribuição do fluido no canal, evitando áreas de estagnação.

3.6.3 Localização da alimentação

Conforme a figura 8, o fluido do lado I é colocado na posição $\phi = 1$, na medida que o fluido lado II pode assumir 4 posições.

Figura 8 - Tipos de fluxo

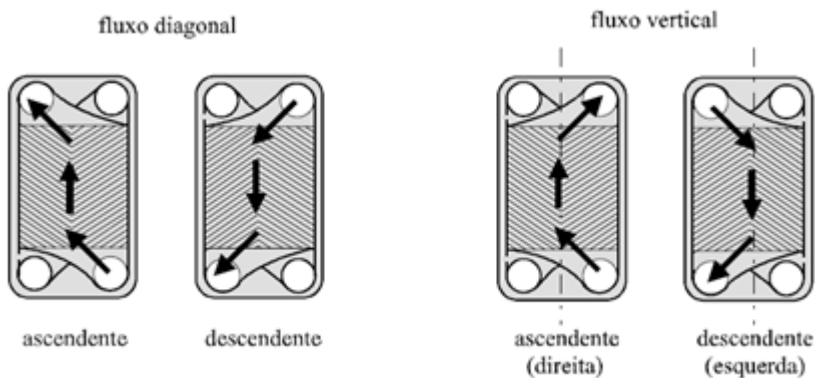
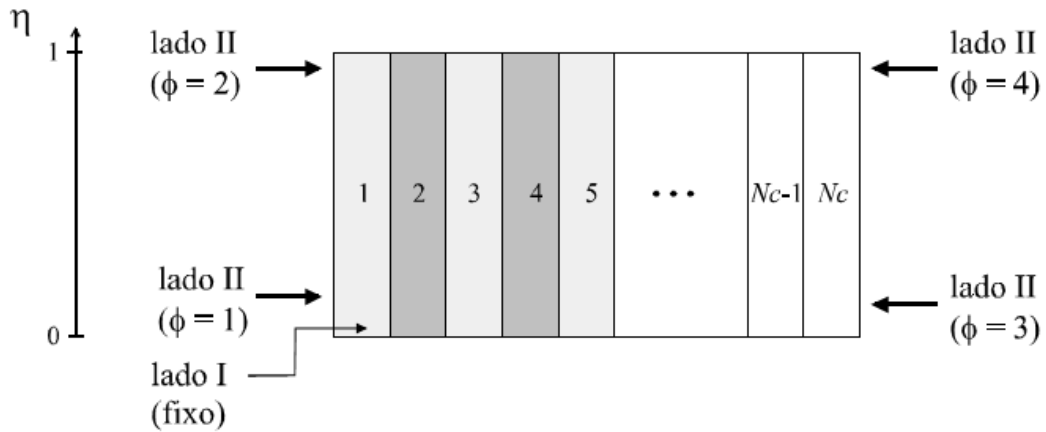


Figura 9- Localização da entrada do fluido



A variação de η de 0 a 1, significa o percurso do fluido do início ao fim do comprimento da placa, conforme figura 9.

3.6.4 Localização dos Fluidos

Para determinar qual dos fluidos estará no lado I ou II, usa-se o parâmetro binário $Y_h = 1$ (TRUE) para o fluido quente no lado I e $Y_h = 0$ (FALSE) para o fluido frio do lado I.

3.6.5 Configurações Equivalentes

São considerados trocadores de calor equivalentes aqueles cujas configurações gerem a mesma eficiência térmica e perda de carga. Além disso, as seguintes considerações podem ser obedecidas:

- i. Reversibilidade entre fluidos: se o escoamento dos fluidos forem invertidos, mantendo-se a geometria e as temperaturas de entrada, a eficiência térmica não é alterada.
- ii. Existência de um único passe: nesse caso, haverá uma distribuição de fluxo nos canais uniforme e em um único sentido.
- iii. Equivalência geométrica: invertendo a direção η ou numerando os canais de ordem inversa, pode-se obter um novo conjunto de parâmetros para a mesma configuração.

3.7 Desenvolvimento dos parâmetros termodinâmicos

Para desenvolver um simulador, em ambiente Labview, que realize o dimensionamento de um trocador de placas de simples passe, parte-se da premissa do balanço de energia em que fluido quente transfere energia na forma de calor para o fluido frio.

No estudo de caso para avaliação do simulador, o fluido quente sai do reator a 45°C e deve retornar para a refrigeração do núcleo a 36°C, essa corrente é chamada de primária. O lado frio, denominado secundário, é constituído de água de torre, que possui a temperatura de 28°C inicial e, ao trocar calor com o lado primário, retorna a torre de resfriamento com a temperatura máxima admissível de 40°C. Assim, é possível determinar a vazão mínima de água de resfriamento no circuito secundário.

$$Q_{quente} + Q_{frio} = 0 \tag{52}$$

$$\dot{m}_q C_{pq} (T_{q2} - T_{q1}) + \dot{m}_f C_{pf} (T_{f2} - T_{f1}) = 0$$

onde,

Q_{quente} : calor do lado quente em W

Q_{frio} : calor do lado frio em W

\dot{m}_q : vazão do lado quente em kg/s

\dot{m}_f : vazão do lado quente em kg/s

C_{pq} : Capacidade Calorífica a pressão constante do lado quente em J/kg.K

C_{pf} : Capacidade Calorífica a pressão constante do lado frio em J/kg.K

T_{q1} : temperatura em °C do lado quente na entrada do trocador

T_{q2} : temperatura em °C do lado quente na saída do trocador

T_{f1} : temperatura em °C do lado frio na entrada do trocador

T_{f2} : temperatura em °C do lado frio na saída do trocador

A vazão de água necessária no circuito secundário obtém-se isolando a equação 52, dessa forma, obtém-se:

$$m_f = m_q \frac{C_{pq}(T_{q2} - T_{q1})}{C_{pf}(T_{f1} - T_{f2})} \quad (53)$$

Para o cálculo da capacidade calorífica, utilizou-se a relação a seguir (equação 54), segundo MILLER, SCHORR e YAWS (1976), para fluidos em estado líquido, entre 273,15K e 373,15K.

$$\frac{C_p}{R} = A + BT + CT^2 \quad (54)$$

Onde,

$$R = 8,31 \text{ J/mol.K}$$

Como o fluido é água em estado líquido, tanto do lado do circuito primário como do circuito secundário, os valores dos coeficientes A, B e C são:

$$A = 8,712$$

$$B = 1250$$

$$C = -180000$$

A partir da determinação da capacidade calorífica da água no estado líquido, pode-se calcular a variação da entalpia e da entropia do fluido, conforme POLING, PRAUSNITZ e O'CONNEL (2004).

$$\Delta H = \int_{T_1}^{T_2} C_p . dT \Leftrightarrow \Delta H = \left[R \left(AT + \frac{BT^2}{2} + \frac{CT^3}{3} \right) \right]_{T_1}^{T_2} \quad (55)$$

$$\Delta S = \int_{T_1}^{T_2} \frac{C_p}{T} . dT \Rightarrow \Delta S = \int_{T_1}^{T_2} R \left(\frac{A}{T} + B + CT \right) dT \Rightarrow \Delta S = \left[R \left(A \ln T + BT + \frac{CT^2}{2} \right) \right]_{T_1}^{T_2} \quad (56)$$

ΔH : variação da entalpia em J/kg

ΔS : variação da entropia em J/kg.K

C_p : capacidade calorífica em J/kgK

T_1 : temperatura de entrada do fluido em °C.

T_2 : temperatura de saída do fluido em °C.

3.8 Avaliação da Exergia

A exergia pode ser definida como o máximo trabalho teórico disponível em um sistema quando colocado em contato com outro sistema térmico, ou mesmo com a vizinhança, até atingir o equilíbrio térmico;

As vizinhanças na termodinâmica são tudo aquilo alheio ao sistema em análise. Na análise exérgica, apenas uma porção da vizinhança importa. Por exemplo, uma xícara de chá com um prato em cima troca calor com uma porção do ambiente a sua volta, mas num raio de 10km de distância, houve nenhuma modificação no estado da vizinhança.

No caso em análise nesta dissertação, considera que dois sistemas apenas estarão em contato, o lado frio e o lado quente do trocador. Serão desconsideradas qualquer perdas para o ambiente.

A exergia é uma consequência da aplicação das 1ª e 2ª leis da termodinâmica:

$$U = Q + W \Rightarrow m \frac{v^2}{2} + mgz + \frac{mP}{\rho} = Q + W \quad (57)$$

U: Energia interna em J

m: massa em kg.

Q: calor em J.

W: trabalho em Joules.

v: velocidade em m/s.

g: 9,81m/s.

z: altura em m.

P: pressão em Pa.

ρ : densidade em kg/m³.

W: trabalho em J.

Dividindo-se a equação 57 pela massa, teremos propriedades específicas, assim:

$$\frac{v^2}{2} + gz + \frac{P}{\rho} = \frac{Q}{m} + \frac{W}{m} \quad (58)$$

MORAN e SHAPIRO (2006) definem a exergia para um sistema em escoamento conforme a equação 59:

$$e = (h - h_d) - T_0(s - s_d) + \frac{\Delta v^2}{2} + g\Delta z \quad (59)$$

e: exergia em J/kg.

h: entalpia em J/kg.

T: temperatura em Kelvin.

s: entropia em J/kgK.

Como nosso sistema em análise é um trocador de calor em placas, considera-se que no duto de escoamento não há variação de diâmetro do canal, portanto, não há variação de velocidade, logo não há variação da energia cinética, logo, $v=0$

Considera-se também, que o duto do trocador de calor, não há variação em cota ou altura, portanto, não há variação de energia potencial, desse modo, $z=0$.

O índice "d" refere-se ao estado morto, isto é, aquele estado de equilíbrio quando nenhum trabalho é possível. A Equação 59 é simplificada conforme equação 59a:

$$e = (h - h_d) - T_0(s - s_d) \quad (59a)$$

A exergia pode ser escrita para cada lado do trocador, nos estados de entrada e saída como:

$$e_{qe} = (h_{qe} - h_d) - T_0(s_{qe} - s_d) \quad (60)$$

$$e_{qs} = (h_{qs} - h_d) - T_0(s_{qs} - s_d) \quad (61)$$

$$e_{fe} = (h_{fe} - h_d) - T_0(s_{fe} - s_d) \quad (62)$$

$$e_{fs} = (h_{fs} - h_d) - T_0(s_{fs} - s_d) \quad (63)$$

Os índices "f" e "q" simbolizam os lados quentes e frio, respectivamente. Os índices "e" e "s" simbolizam as condições de entrada e saída do trocador.

Subtraindo as equações 61 e 60 e as equações 63 e 62, obtém-se os seguintes balanços exergéticos:

$$e_q = (h_{qs} - h_{qe}) - T_0(s_{qs} - s_{qe}) \quad (64)$$

$$e_f = (h_{fs} - h_{fe}) - T_0(s_{fs} - s_{fe}) \quad (65)$$

Como a energia fluido do lado quente para o frio, a eficiência exergética é a razão entre as equações 65 e 64.

$$\varepsilon_f = \frac{m_f e_f}{m_q e_q} \quad (66)$$

A geração de entropia em um sistema são as irreversibilidades, isto é, toda aquela energia que não é utilizada no sistema e que nunca mais retornará como trabalho útil. Essas irreversibilidades também são chamadas de destruição da exergia, que é calculada por:

$$E_d = m_q e_q - m_f e_f \quad (67)$$

3.9 Determinação da viscosidade e condutividade térmica

Para a determinação da viscosidade e condutividade foram utilizadas tabelas com seus valores em função da temperatura. Os valores obtidos foram baseados nos resultados de KESTIN *et al.* (1984) que constam no anexo A. A tabela refere-se a valores de propriedades termofísicas no intervalo de 0° a 100°C para água como fluido incompressível.

3.10 Determinação do número de canais

O número de canais é determinado pela vazão de fluido em cada circuito. Uma pequena porção do fluido passará por cada canal e a dimensão de cada canal será função de sua perda de carga. KAKAÇ e LIU (2002) sugerem que a perda de carga admissível para um canal com água escoando é de até 50psi ou 0,345MPa.

RAJU e BANSAL (1983) propuseram que uma velocidade aceitável para escoamento nos canais do trocador é de 5m/s. Velocidades inferiores a 0,1m/s não são utilizadas em trocadores de calor com placas pois geram baixos coeficientes de troca térmica.

A partir da equação 30, fixando-se um valor de velocidade típica (5m/s), pode-se iterativamente variar o valor do diâmetro hidráulico para se obter o valor do fator de Fanning.

Com o fator de Fanning, calcula-se a perda de carga pela equação 30. Quando o valor da perda de carga estiver aceitável (menor que 50psi), o diâmetro hidráulico será determinado.

Obtido o valor do diâmetro hidráulico consegue-se o valor entre placas "b" e, consequentemente, descobre-se a vazão por canal (\dot{m}_c), conforme a equação a seguir:

$$\dot{m}_c = \rho.v.w.b \quad (68)$$

onde,

ρ : densidade do fluido quente ou frio em kg/m³

v: velocidade em m/s

w: largura da placa em m

b: espaço entre placas em m

O número de canais (n_c) é a razão entre a vazão total de um dos fluidos (quente ou frio) e vazão por canal (\dot{m}_c).

$$n_c = \frac{\dot{m}_f}{\dot{m}_c} \quad (69)$$

onde,

\dot{m}_f : vazão mássica total do fluido (quente ou frio) em kg/s

Alternativamente, pode-se calcular o número de canais através da potência térmica calculada. A potência térmica pode ser escrita matematicamente como todo o calor transferido do resfriamento do fluido quente para o aquecimento do fluido frio.

$$Pot = m_q C_{p_q} (T_{q1} - T_{q2}) = m_f C_{p_f} (T_{f2} - T_{f1}) \quad (70)$$

Pot: potência térmica em W.

m_q : vazão de fluido em kg/s

C_p : Capacidade calorífica a pressão constante em J/kg°C

T_1 : temperatura de entrada em °C.

T_2 : temperatura de saída em °C.

índice q: fluido quente

índice f: fluido frio

A potência térmica pode ser escrita também como:

$$Pot = UA_t \Delta T_{ln} \quad (71)$$

U: coeficiente global de troca térmica em W/m²K

Att: área total de troca térmica em m².

ΔT_{ln} : diferença logarítmica da temperatura (LMTD) em °C.

Por sua vez, a LMTD é calculada por:

$$\Delta T_{ln} = \frac{(T_{q2} - T_{f1}) - (T_{q1} - T_{f2})}{\ln \left(\frac{(T_{q2} - T_{f1})}{(T_{q1} - T_{f2})} \right)} \quad (72)$$

Onde o índice 1 refere-se à entrada e 2 à saída.

Assim, igualando-se as duas relações de potência térmica, pode-se encontrar a área total de troca térmica do trocador.

$$Pot = m_q C p_q (T_{q1} - T_{q2}) = U A_u \Delta T_{ln} \quad (73)$$

$$A_u = \frac{m_q C p_q (T_{q1} - T_{q2})}{U \Delta T_{ln}} \quad (74)$$

A área de troca térmica total de um trocador de calor, com mais de dois dutos, é dada por:

$$A_u = 2n_p A_p - 2A_p \quad (75)$$

n_p : número de placas

A_p : área da placa em m^2

Rearranjando a equação, encontra-se o número de placas mínimo do trocador:

$$n_p = \frac{A_u + 2A_p}{2A_p} \quad (76)$$

O número de dutos mínimo é obtido após o conhecimento do número mínimo de placas.

$$n_d = n_p - 1 \quad (77)$$

n_d : número de dutos do trocador.

Capítulo 4

4.1 Incrustação

A determinação da resistência térmica de incrustação (R_f) é de grande importância para o dimensionamento de um trocador de calor a placas para uma nova unidade. Os valores de incrustação para um trocador de calor a placas é menor quando comparados com seus concorrentes casco e tubos e duplo tubo.

No trocador a placas, há uma grande turbulência o que aumenta o coeficiente convectivo do canal de escoamento, dessa forma há uma redução da temperatura de parede, reduzindo a incidência de incrustação.

MARRIOT (1971) sistematizou uma tabela com diferentes fluidos e seus respectivos coeficientes de incrustação, conforme tabela 2:

É muito importante levar em conta a incrustação pois a sua presença significa uma redução da área de troca térmica.

Tabela 2 - Valores de fator de incrustação para diversos fluidos

<i>Fluido</i>	<i>Fator de incrustação $10^{-6}(m^2K/W)$</i>
<i>Água destilada desmineralizada</i>	<i>8,6</i>
<i>Água mole</i>	<i>17</i>
<i>Água dura</i>	<i>43</i>
<i>Água de Resfriamento Tratada</i>	<i>34</i>
<i>Água do mar (Estuário)</i>	<i>43</i>
<i>Água do mar (Oceano)</i>	<i>26</i>
<i>Água de rio, canal ou poço</i>	<i>43</i>
<i>Água de cilindro de motores</i>	<i>52</i>

<i>Óleo de Lubrificação</i>	<i>17 a 43</i>
<i>Óleos Vegetais</i>	<i>17 a 52</i>
<i>Solventes orgânicos</i>	<i>8,6 a 26</i>
<i>Fluidos de processo</i>	<i>8,6 a 52</i>

4.2 Predição do fator de incrustação R_{ft}

A deposição de sujeira no trocador de calor é dependente do tempo. O valor R_{ft} normalmente atribuído como fator de incrustação é o valor final, máximo, momento a partir do qual o trocador deve ter os pratos limpos.

Para se determinar o ciclo de limpeza, deve-se saber como a incrustação evolui com o tempo. De acordo KAKAÇ e LIU (2002) a variação da incrustação com o tempo pode ser relacionada com a taxa de deposição da sujeira e a taxa de remoção da incrustação, conforme a equação 78:

$$\frac{dR_f}{dt} = \phi_d - \phi_r \quad (78)$$

Onde:

Φ_d : taxa de deposição de incrustação (m^2K/Ws)

Φ_r : taxa de remoção de incrustação (m^2K/Ws)

R_f : Resistência térmica da incrustação (m^2K/W)

t: tempo em segundos

Capítulo 5

5.1 Programação em LabVIEW

O LabVIEW[®] (acrônimo para *Laboratory Virtual Instrument Engineering Workbench*) é uma linguagem de programação gráfica originária da National Instruments. Os principais campos de aplicação do LabVIEW são a realização de medições e a automação. No entanto, esse ambiente de programação também pode ser aplicado para simulação e desenvolver simuladores.

A programação é feita de acordo com o modelo de fluxo de dados, o que oferece a esta linguagem vantagens para a aquisição de dados e para a sua manipulação.

Os programas em LabVIEW são chamados de virtual instruments (instrumentos virtuais) ou, simplesmente, VIs. São compostos pelo painel frontal, que contém a interface, e pelo diagrama de blocos, que contém o código gráfico do programa. O programa não é processado por um interpretador, mas compilado. Deste modo a sua performance é comparável à exibida pelas linguagens de programação de alto nível.

Os blocos de funções são designados por instrumentos virtuais. Isto é assim porque, em princípio, cada programa (Sub-VI) pode ser usado como sub-programa por qualquer outro ou pode, simplesmente, ser executado isoladamente.

O programador liga VIs com linhas (arames) de ligação e define, deste modo, o fluxo de dados. Cada VI pode possuir entradas e/ou saídas. A execução de um VI começa quando todas as entradas estão disponíveis; os resultados do processamento são então colocados nas saídas assim que a execução do sub-programa tenha terminado. Uma importante consequência destas regras é a facilidade com que podem ser criados processos paralelos no LabVIEW.

O painel frontal do LabVIEW é um meio confortável para construir programas com uma boa interface gráfica. O programador não necessita de escrever qualquer linha de código. A apresentação gráfica dos processos aumenta a facilidade de leitura e de utilização. Uma grande vantagem em relação às linguagens baseadas em texto é a facilidade com que se cria componentes que se executam paralelamente. Em projetos de grande dimensão é muito importante planejar a sua estrutura desde o início (como acontece nas outras linguagens de programação).

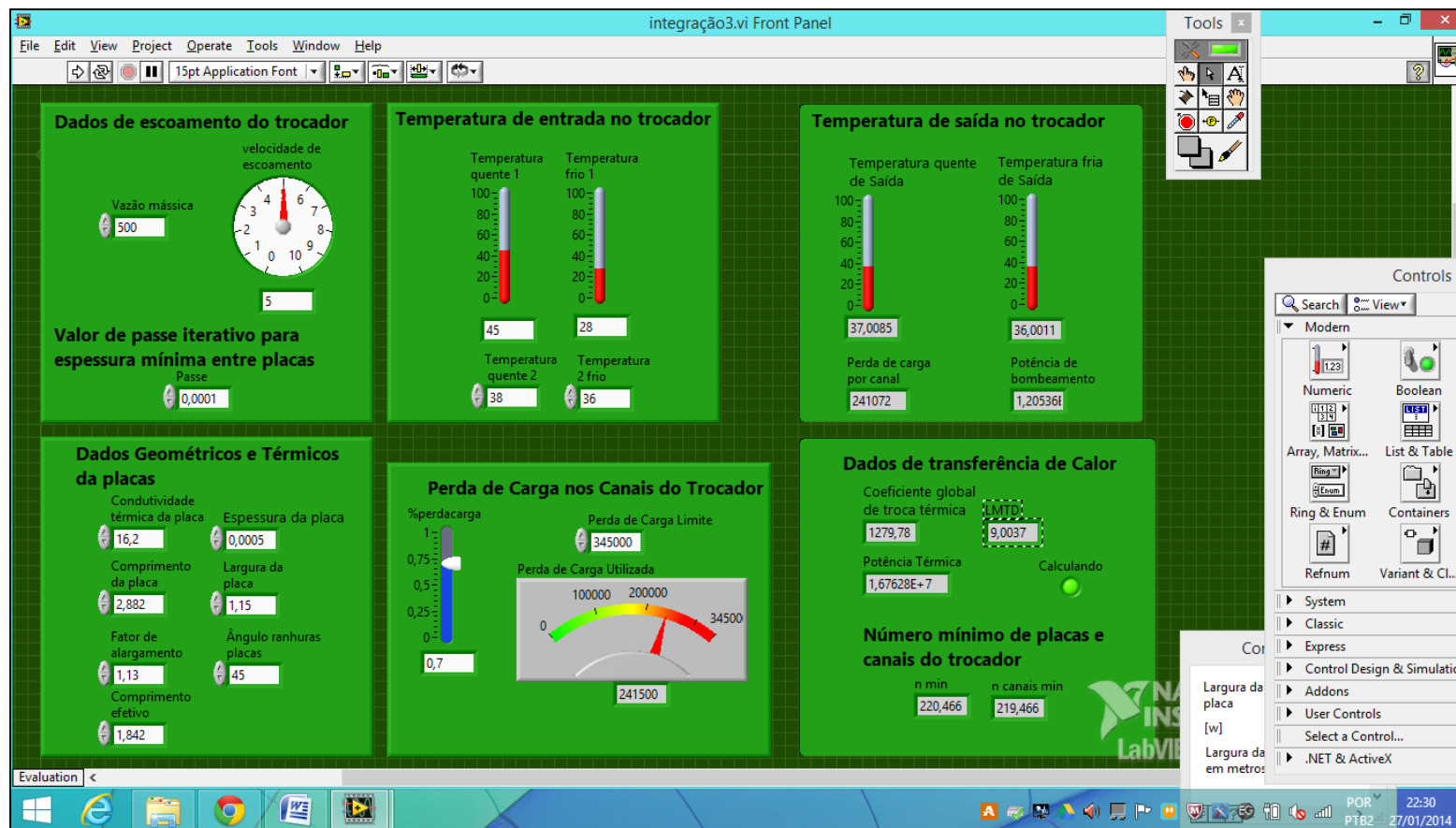
5.2 Detalhamento do programa para dimensionamento do trocador de calor e o painel frontal

O programa criado com o fim de dimensionar um trocador de calor depende de um número de informações conhecidas do processo, são as entradas. O programa foi nomeado "Integração3.vi"

A partir de dados previamente conhecidos, pode-se dar início a rotina de cálculo para obter-se as informações desejadas, que são as saídas.

Esse ambiente onde se manipulam as entradas e se encontram as saídas é chamado de painel frontal, ou *Front Panel* (Figura 10).

Figura 10 - Painel frontal do simulador



São as variáveis de entrada para que o programa execute e dimensione o trocador de calor:

- Vazão mássica em kg/s
- velocidade de escoamento em m/s
- passe
- temperatura de entrada do fluido quente em °C
- temperatura de entrada do fluido frio em °C
- temperatura desejada de saída do fluido frio em °C
- temperatura desejada de saída do fluido quente em °C
- condutividade térmica da placa térmica em W/mK
- espessura da placa em m
- comprimento da placa em m
- largura da placa em m
- fator de alargamento
- ângulo da ranhura das placas em graus
- comprimento efetivo
- perda de carga limite
- porcentagem da perda de carga limite

São variáveis de saídas à resposta do processamento dos valores de entrada:

- temperatura de saída do fluido quente em °C
- temperatura de saída do fluido frio em °C
- perda de carga por canal Pa

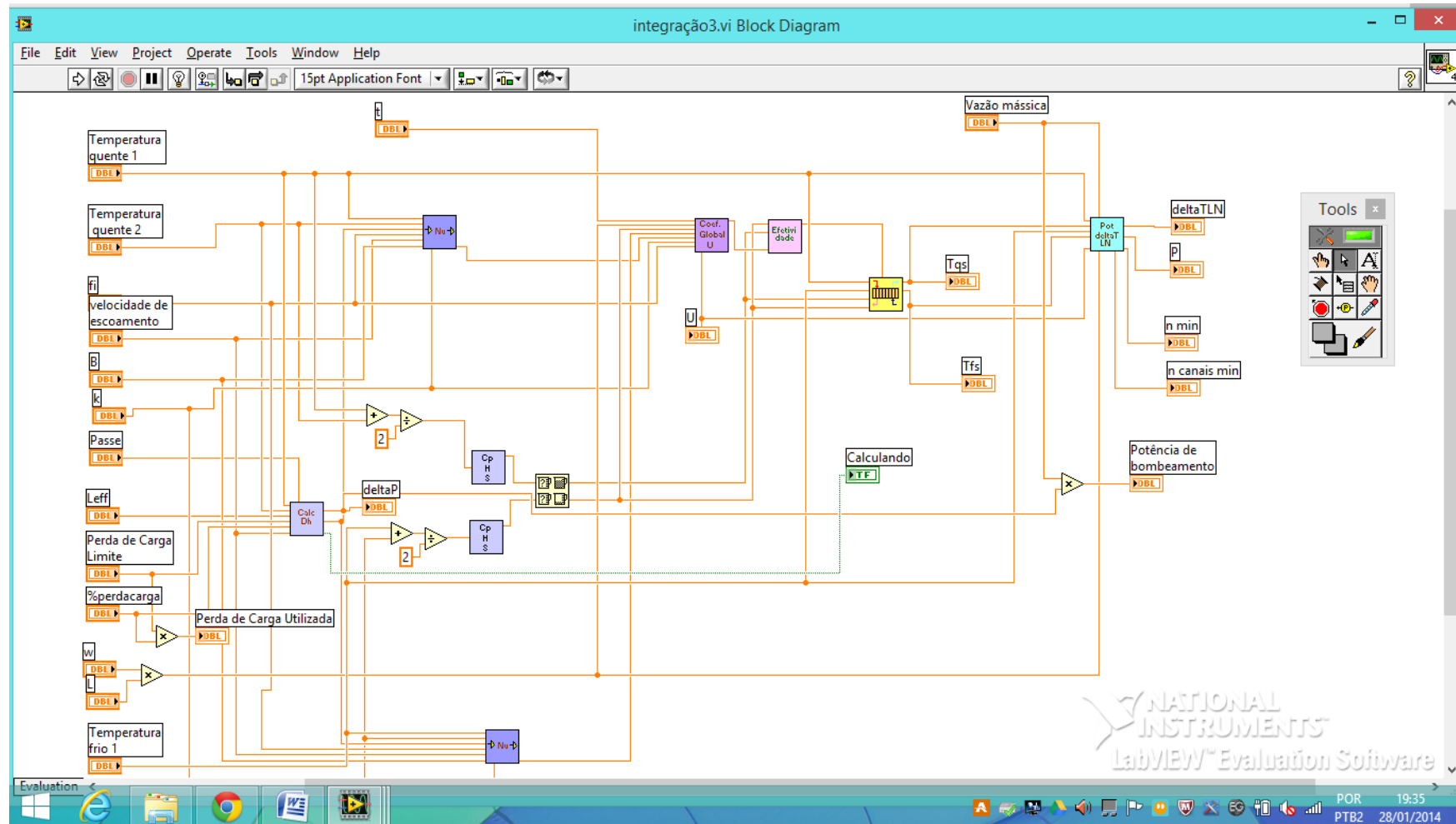
- potência de bombeamento W
- coeficiente global de troca térmica W/m^2K
- diferença logarítmica da temperatura em $^{\circ}C$
- potência térmica em W
- número mínimo de placas
- número mínimo de canais

5.3 Descrição do simulador

O programa que desenvolve todos os cálculos é constituído por diversos programas chamados Sub-VIs. As sub-VIs são programas feitos em diagramas de blocos que executam uma tarefa determinada. No caso dos programas contidos no simulador, há aqueles que calculam número de Reynolds, outros que calculam a capacidade calorífica, dentre outros.

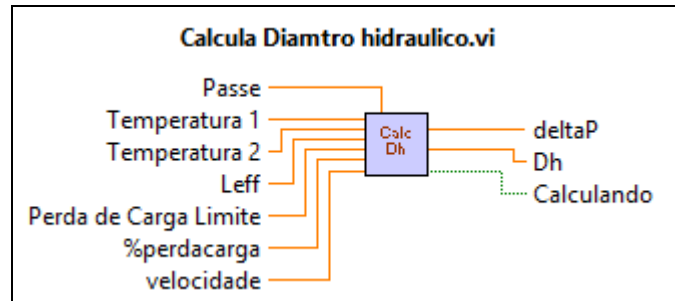
Na figura 11, há uma figura com o diagrama de blocos que contém o fluxo de informações a ser processado. A grande vantagem de separar os programas em diversas Sub-VIs é que, além de mais organizado e facilitar a interpretação do algoritmo, essa escolha permite o processamento dos dados tanto sequencialmente como em paralelo. A partir de então, será feita uma descrição de cada programa que compõe o simulador.

Figura 11 - Diagrama de blocos



5.3.1 Sub-VI Calcula diâmetro.vi

Figura 12- SubVI Calcula diâmetro



A sub-VI "calcula diâmetro" é um programa que calcula o diâmetro hidráulico e utiliza como entradas as seguintes variáveis:

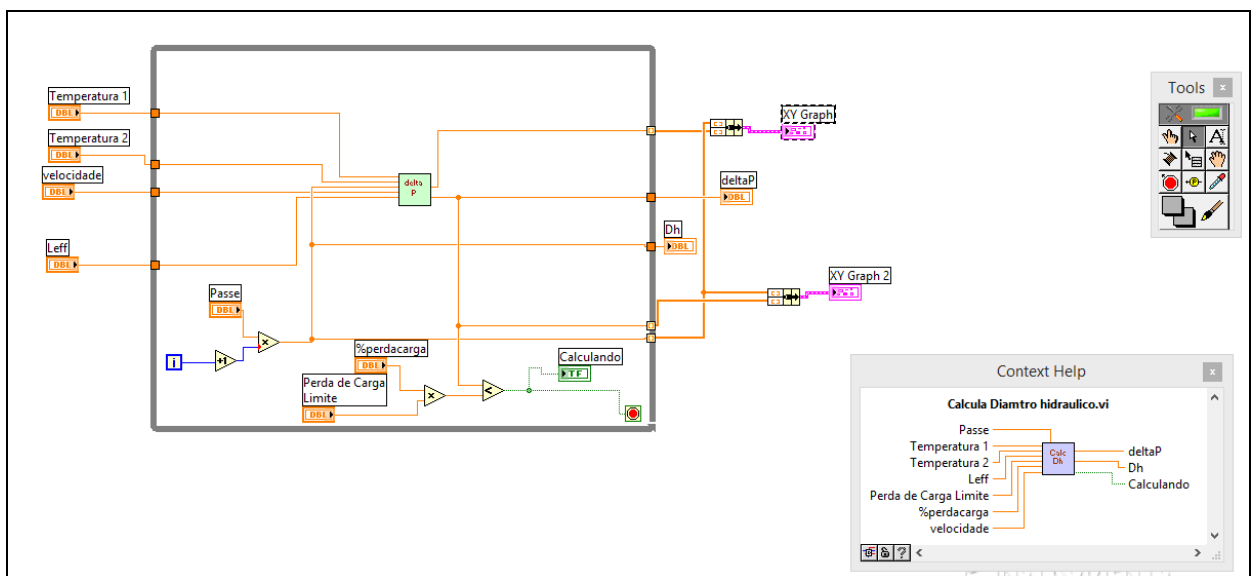
Passe: é o valor do passe iterativo para calcular o diâmetro. Quanto menor, mais preciso será o valor do diâmetro hidráulico, porém, maior será o número de iterações.

- Temperatura 1: é o valor da temperatura de entrada do fluido quente no trocador. No caso em análise, é a temperatura do refrigerante do reator (água) que é de aproximadamente 45°C.
- Temperatura 2: é a temperatura a que se deseja que o fluido quente seja resfriado. No caso em análise, a temperatura que o refrigerante deve retornar ao reator é de aproximadamente 38°C.
- Leff: é o comprimento efetivo que o fluido percorre através da placa térmica.
- Perda de Carga Limite: é o valor máximo admitido para a perda de carga em um canal de escoamento.
- %perdacarga: é o valor que se deseja utilizar como limite de perda de carga, varia entre 0, escoamento ideal sem perda de carga e 1, perda de carga máxima admitida.
- velocidade: é a velocidade média que se deseja obter nos canais do trocador.

Como variáveis de saída, tem-se:

- deltaP: é a perda de carga calculada.
- Dh: é o diâmetro hidráulico calculado para a perda de carga especificada.

Figura 13 - Diagrama de blocos da subVI calcula diâmetro



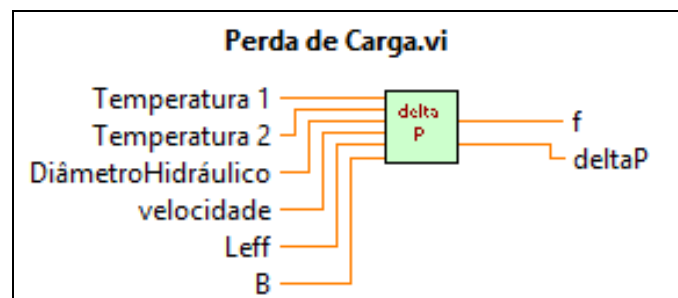
O diagrama de blocos acima está estruturado o algoritmo do programa. A subVI "Calcula Diâmetro" possui na sua estrutura a subVI "Perda de Carga" que calcula, dentre outras variáveis, a perda de carga.

A subVI "Perda de Carga" utiliza como entrada o valor de diâmetro hidráulico para calcular a perda de carga. Para se determinar qual o diâmetro hidráulico correto, ou seja, aquele que gera a perda de carga adequada, é utilizada uma estrutura chamada *While*.

A estrutura While é uma sub-rotina que permite que uma operação seja realizada até que uma condição booleana seja atingida. No simulador em desenvolvimento, a variável manipulada é o diâmetro hidráulico, que é variado em um passe de 0,00001m. A condição lógica que fecha o *loop While*, é quando a perda de carga é menor que a perda de carga desejada. Dessa forma, encontra-se o diâmetro hidráulico que torna a perda de carga menor que a máxima admissível.

5.3.2 SubVI Perda de Carga

Figura 14 - SubVI Perda de Carga



A subVI "Perda de Carga " calcula a perda de carga no canal do trocador de calor. Para que o programa obtenha o valor da perda de carga, são utilizadas como variáveis de entrada:

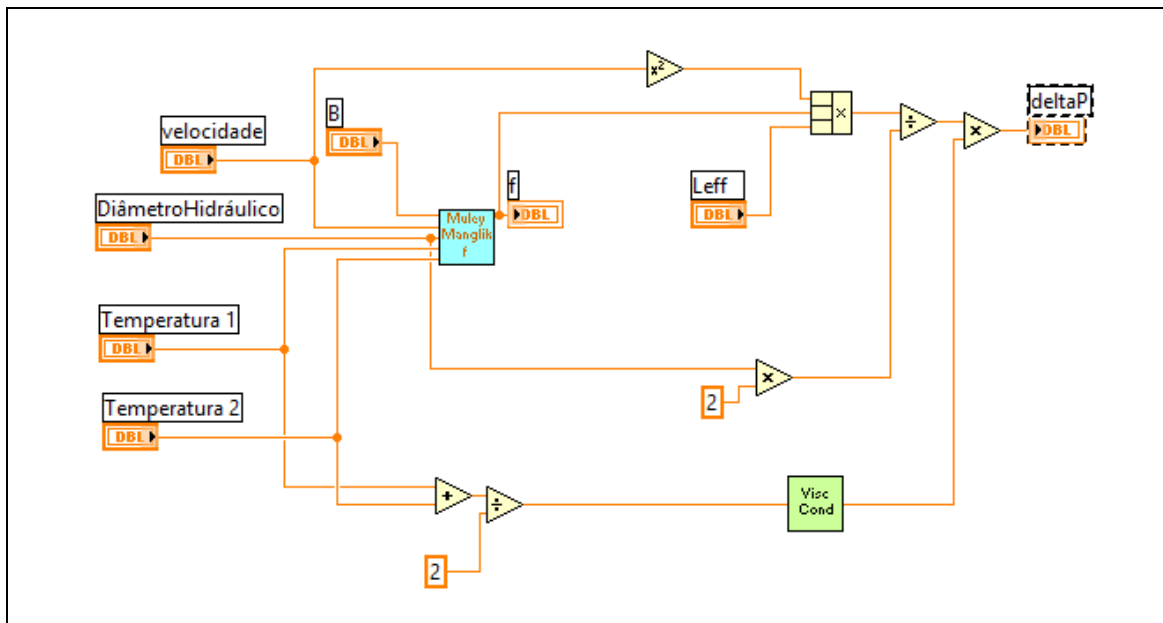
- Temperatura 1: temperatura de entrada do fluido quente no trocador.
- Temperatura 2: temperatura desejada para o resfriamento do refrigerante.
- Diâmetro Hidráulico: diâmetro encontrado pela subVI "Calcula Diâmetro Hidráulico".
- velocidade: velocidade média de escoamento do fluido no canal.

- L_{eff} : comprimento efetivo do canal.
- B : ângulo em graus das ranhuras das placas térmicas

Como variáveis de saída o programa possui:

- f : fator de atrito calculado
- ΔP : perda de carga calculada.

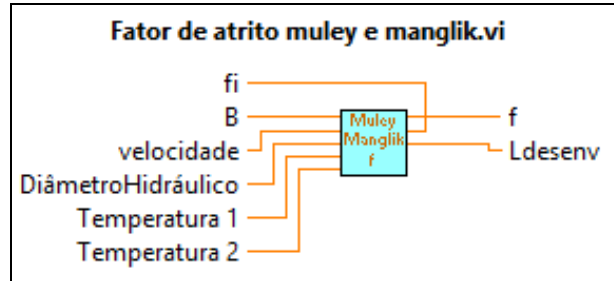
Figura 15 - Diagrama de blocos da subVI Perda de Carga



A subVI "Perda de Carga" utiliza a equação de Darcy-Weisbach para calcular a perda de carga (equação 34). Para isso, são utilizadas duas subVIs, uma que calcula o fator de atrito pela correlação de Muley e Manglik e outra que calcula a viscosidade em função da temperatura, a partir dos dados da NIST Gateway Data (National Institute of Standards and Technologies).

5.3.3 SubVI Fator de atrito muley e manglik.vi

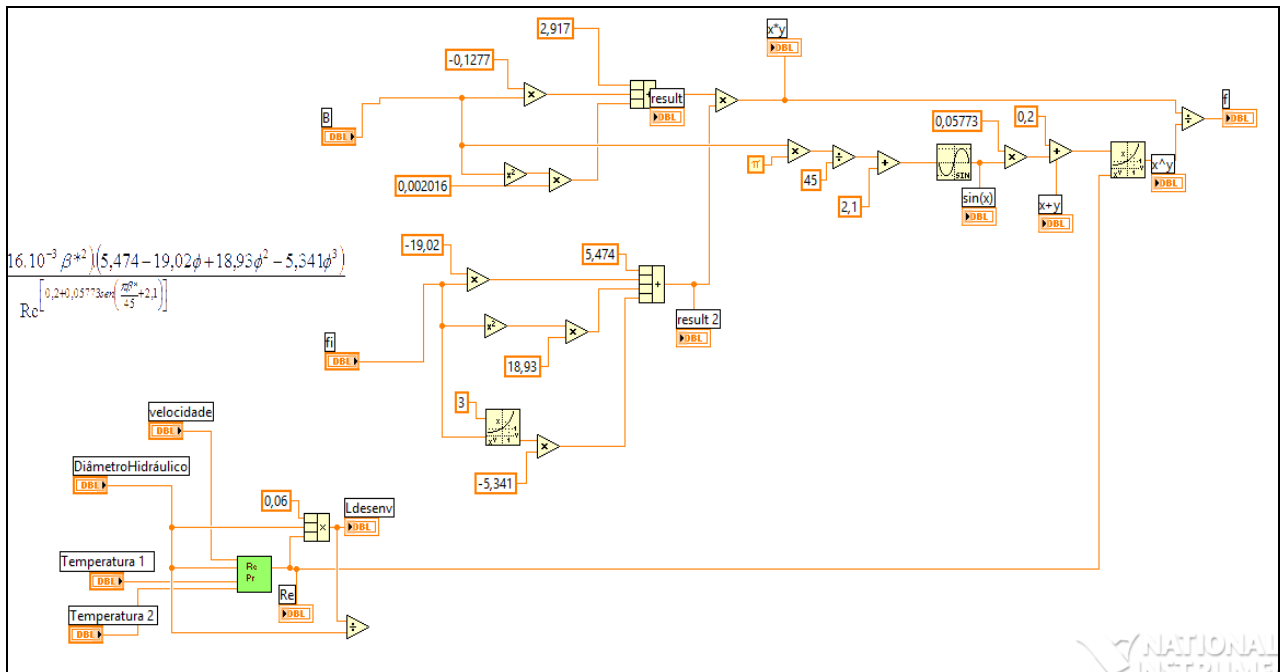
Figura 16 - SubVI Fator de Atrito Muley e Manglik



A subVI "Fator de atrito muley e manglik" calcula o fator de atrito através da correlação de Muley e Manglik (equação 29). Para isso, utiliza como variáveis de entrada:

- f_i : fator de alargamento das placas
- B : ângulo em graus de inclinação das ranhuras das placas
- velocidade: velocidade média de escoamento no duto em m/s
- Diâmetro Hidráulico: diâmetro hidráulico calculado em m.
- Temperatura 1: temperatura de entrada do fluido quente em °C.
- Temperatura 2: temperatura de saída do fluido quente em °C.

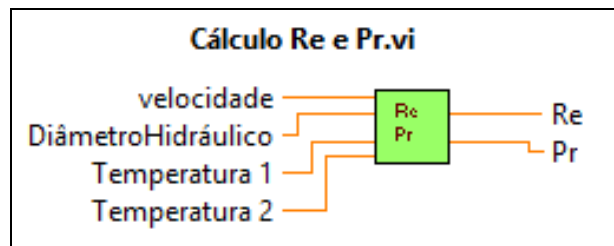
Figura 17 - Diagrama de blocos da subVi Fator de Atrito Muley e Manglik



A partir das variáveis de entrada é calculada como variável de saída o fator de atrito "f" e o comprimento do escoamento completamente desenvolvido. Nesse programa, utiliza-se a subVI "Cálculo Re e Pr" que gera os valor dos números adimensionais de Reynolds e Prandtl.

5.3.4 SubVI Cálculo Re e Pr.vi

Figura 18 - SubVI Cálculo Re e Pr



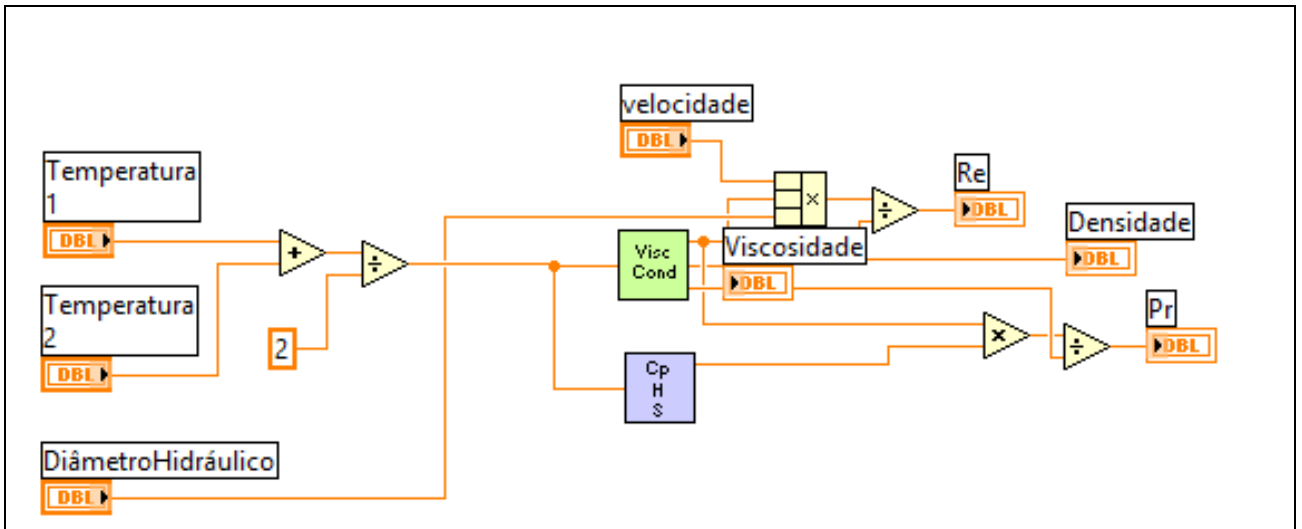
A subVI "Cálculo Re e Pr" utiliza como variáveis de entrada:

- velocidade: velocidade média de escoamento em m/s.
- Diâmetro Hidráulico: diâmetro hidráulico em m.
- Temperatura 1: temperatura de entrada do fluido quente em °C.
- Temperatura 2: temperatura desejada de saída do fluido quente em °C.

Como variáveis de saída a subVI possui:

- Re: número adimensional de Reynolds.
- Pr: número adimensional de Prandtl.

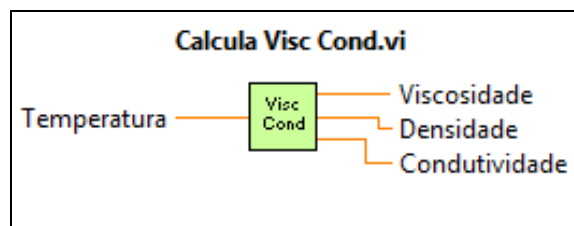
Figura 19 - Diagrama de blocos da subVI Cálculo Re e Pr



Para o cálculo dos adimensionais de Prandtl e Reynolds, utilizaram-se respectivamente as equações 8 e 9. Além disso, foram utilizadas subVIs para o cálculo de viscosidade e capacidade calorífica.

5.3.5 SubVI Calcula Visc Cond.vi

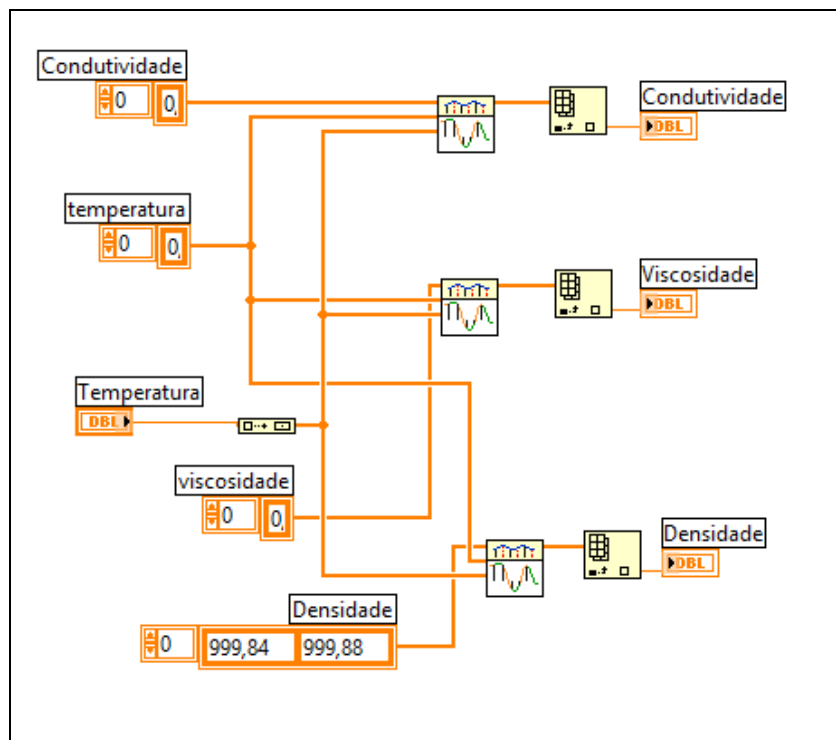
Figura 20 - SubVI Calcula Visc Cond



A subVI "Calcula Visc Cond" utiliza como entrada a temperatura em °C e tem como variáveis de saída:

- viscosidade: viscosidade calculada em função da temperatura em Pa.s.
- densidade: densidade calculada em função da temperatura em kg/m³.
- Condutividade: condutividade térmica calculada em função da temperatura em W/m.K.

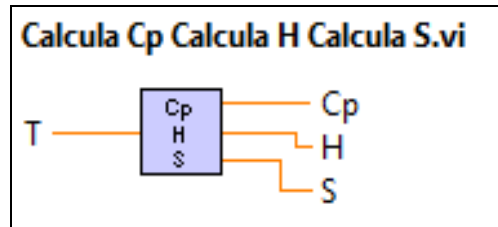
Figura 21 - Diagrama de blocos da SubVI Calcula Visc Cond



O procedimento de cálculo é feito a partir dos dados do ANEXO A. Utiliza-se uma interpolação polinomial do tipo *Spline* para encontrar a condutividade, viscosidade e densidade, no intervalo de temperatura entre 0° e 100°C.

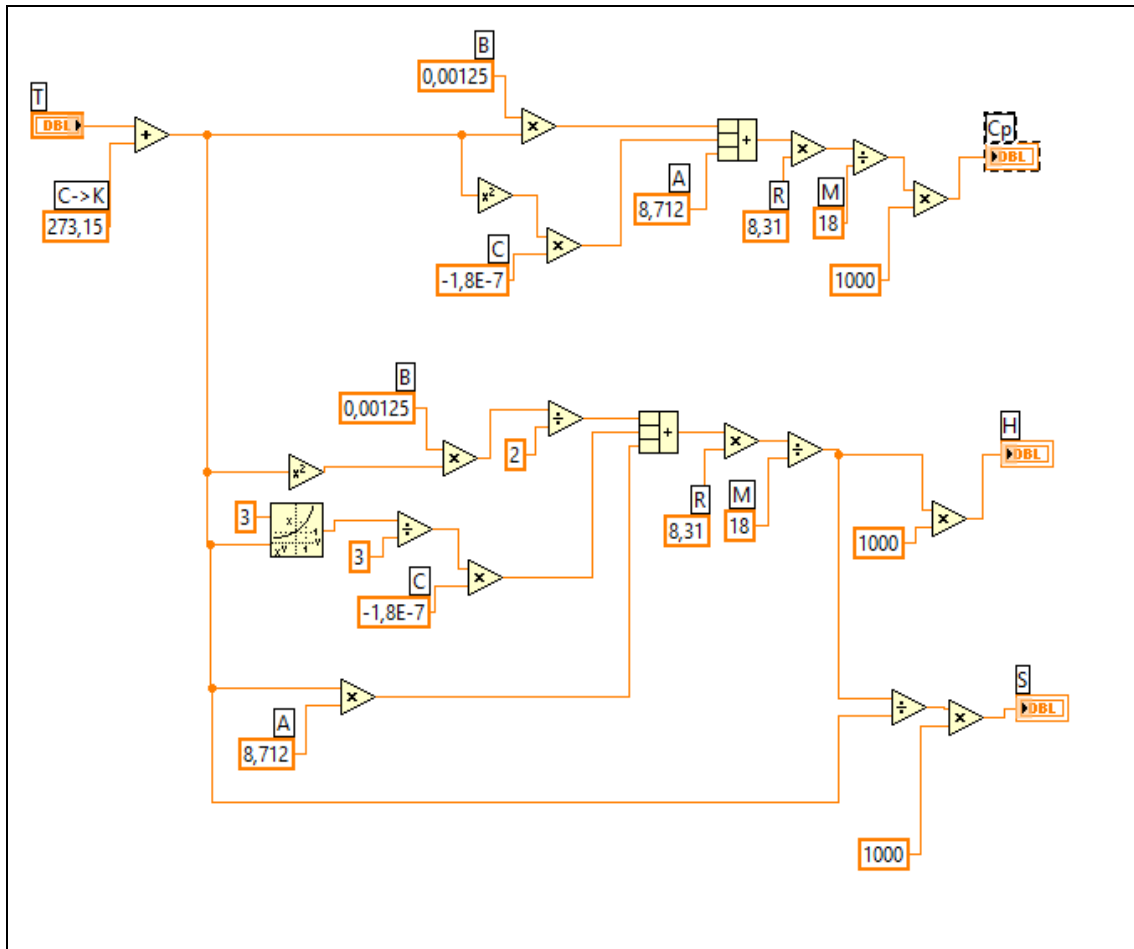
5.3.6 SubVI Cp Calcula H Calcula S.vi

Figura 22 - SubVI Cp Calcula H Calcula S



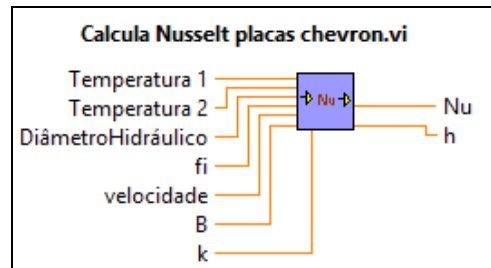
A subVI acima calcula o valor da capacidade calorífica C_p , a variação de entalpia H e a variação de entropia S em função da variável de entrada T , temperatura em Kelvin. Para que a capacidade calorífica C_p fosse calculada, foi utilizada a equação de Miller e Schorr, equação 54. Obtido o valor da capacidade calorífica, utilizaram as equações 55 e 56.

Figura 23 - Diagrama de blocos da SubVI Cp Calcula H Calcula S



5.3.7 SubVI Calcula Nusselt placas chevron.vi

Figura 24 - SubVI Calcula Nusselt placas chevron



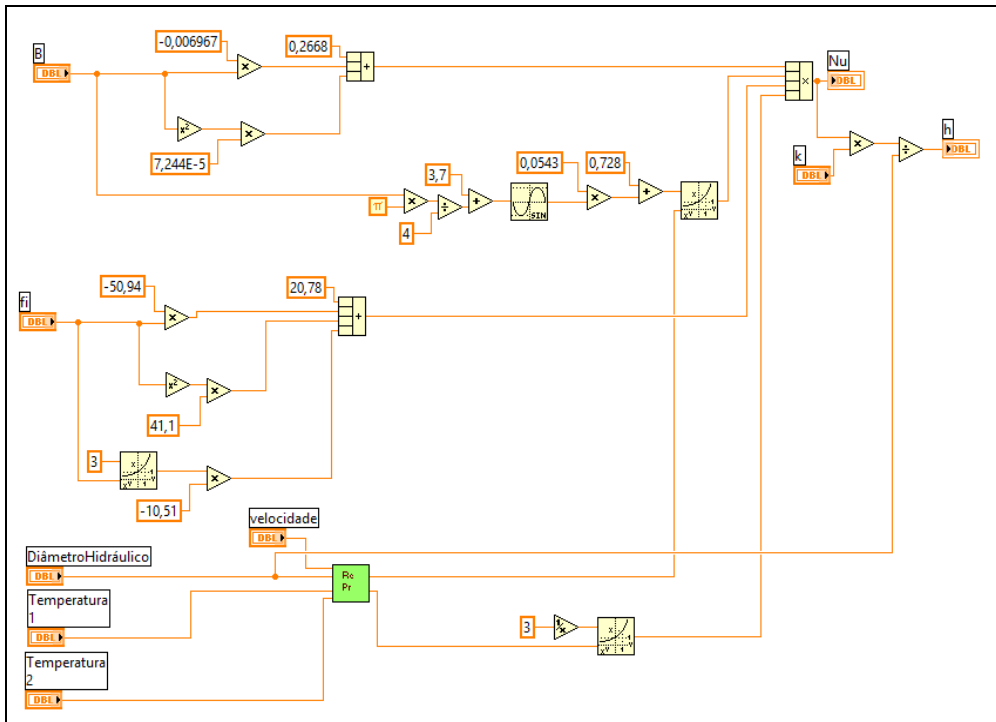
A subVI "Calcula Nusselt placas chevron" utiliza como entradas as seguintes variáveis:

- Temperatura 1: temperatura de entrada do fluido quente em °C.
- Temperatura 2: temperatura desejada de saída do fluido quente em °C.
- Diâmetro Hidráulico: diâmetro hidráulico em m.
- fi: fator de alargamento da placa térmica.
- velocidade: velocidade média de escoamento no duto do trocador em m/s.
- B: ângulo das ranhuras das placas térmicas em graus.
- k: condutividade térmica da água em W/mK

Após o processamento dos dados de entrada são geradas as seguintes variáveis de saída:

- Nu: Número adimensional de Nu.
- h: coeficiente convectivo em W/m²K.

Figura 25 - Diagrama de blocos da SubVI Calcula Nusselt placas chevron

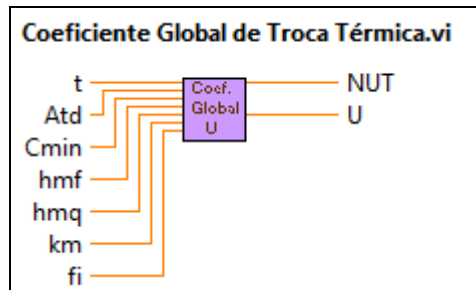


O número de Nusselt é calculado de acordo a equação 28, correlação de Muley e Manglik . Como a correlação é função dos números de Reynolds e Prandtl, a subVI "Cálculo Re e Pr", conforme descrito no item 5.3.4, é utilizada para o cálculo dos adimensionais.

Obtido o número de Nu, o cálculo do coeficiente convectivo "h" é realizado pela Equação 7.

5.3.8 SubVI Coeficiente Global de Troca Térmica.vi

Figura 26 - SubVI Coeficiente Global de Troca Térmica



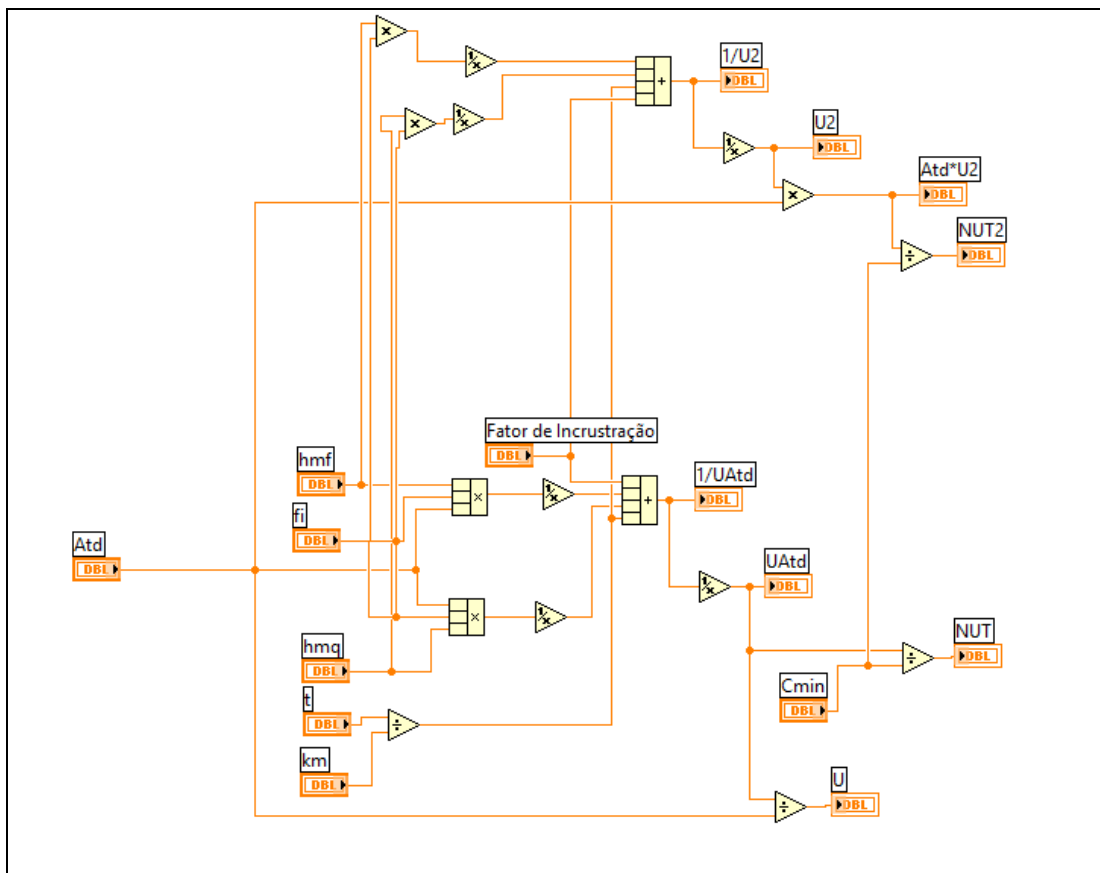
A subVI acima calcula o coeficiente global de troca térmica e o número de unidades de transferência. Para isso, são utilizadas as seguintes variáveis de entrada:

- t: espessura da placa térmica em m.
- Atd: área da troca térmica do duto do trocador em m^2 .
- Cmin: A menor capacidade calorífica do processo em J/kgK.
- hmf: coeficiente convectivo do fluido frio em W/m^2K .
- hmq: coeficiente convectivo do fluido quente em W/m^2K .
- km: condutividade térmica da placa térmica em W/mK .
- fi: fator de alargamento.
- Rft: Fator de incrustação em m^2K/W .

Como variáveis de saída, tem-se:

- NUT: número de unidade de transferências
- U: Coeficiente global de troca térmica em W/m^2K .

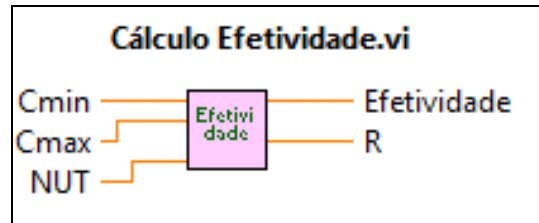
Figura 27 - Diagrama de blocos da SubVI Coeficiente Global de Troca Térmica



Para o cálculo do coeficiente global de troca térmica U foi utilizada a equação 5. Obtido este coeficiente, através da equação 4 é calculado o número de unidades de transferência NUT .

5.3.9 SubVI Cálculo Efetividade.vi

Figura 28 - SubVI Cálculo Efetividade



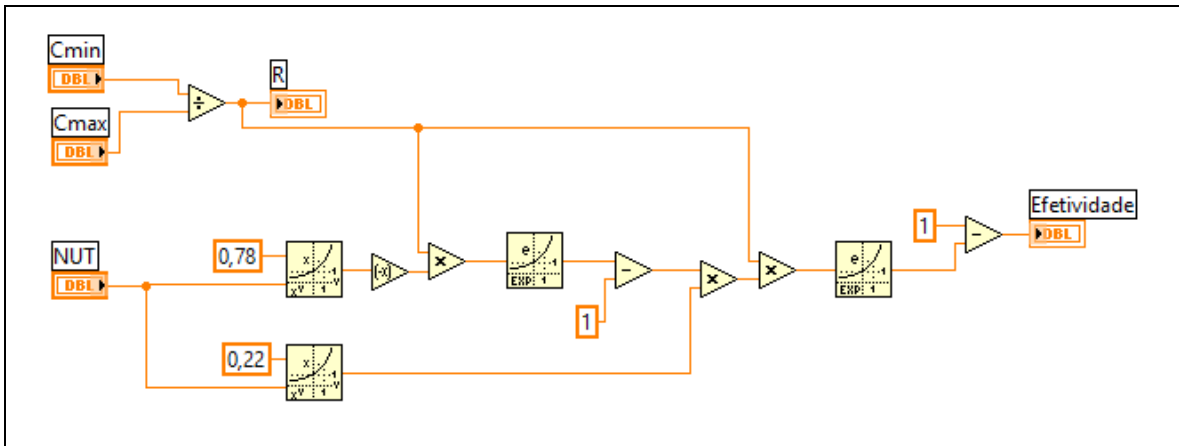
Essa subVI utiliza as seguintes variáveis como entrada :

- Cmin: Capacidade calorífica menor em J/kgK.
- Cmax: Capacidade calorífica maior em J/kgK.
- NUT: número de unidades de transferência.

As variáveis de saída são:

- Efetividade: é a própria efetividade calculada.
- R^* : razão entre a capacidade calorífica maior e menor.

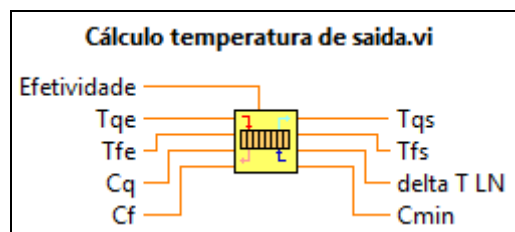
Figura 29 - Diagrama de blocos da SubVI Cálculo Efetividade



Primeiramente, para a obtenção do valor da efetividade, é realizado o cálculo da razão entre as capacidades caloríficas maior e menor, R. Calculada a razão, utiliza-se a equação 6 e obtém-se a efetividade.

5.3.10 SubVI Cálculo temperatura de saída.vi

Figura 30 - SubVI Cálculo temperatura de saída



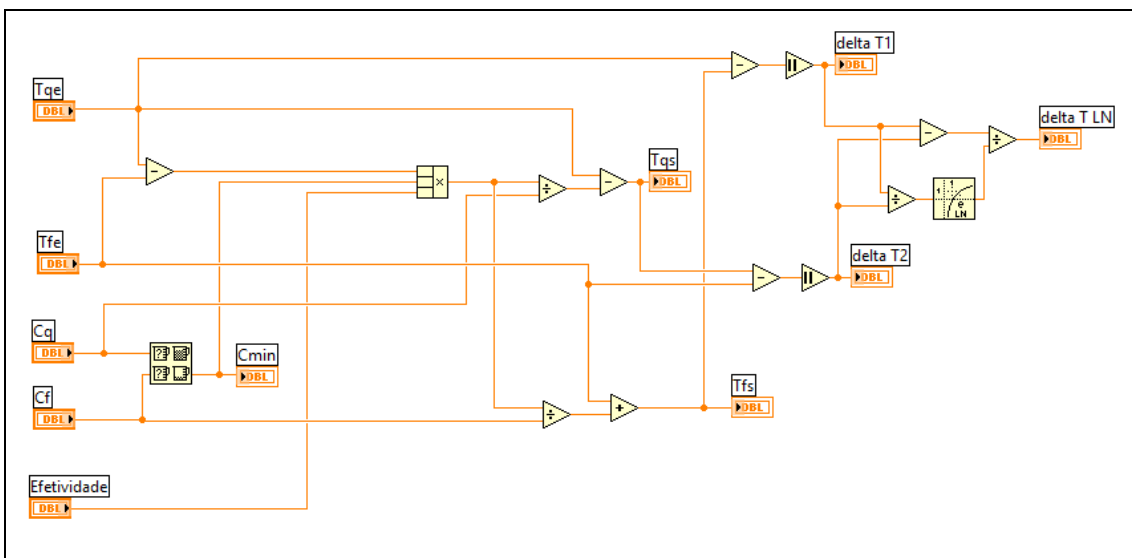
Para a determinação das temperaturas de saída dos fluidos frio e quente são utilizadas as seguintes variáveis de entrada:

- Efetividade: valor da efetividade.
- T_{qe} : temperatura de entrada do fluido quente em °C.
- T_{fe} : temperatura de entrada do fluido frio em °C.
- C_q : capacidade calorífica do fluido quente em J/kgK.
- C_f : capacidade calorífica do fluido frio em J/kgK.

Como saída, tem-se como variáveis:

- T_{qs} : temperatura de saída do fluido quente em °C;
- T_{fs} : temperatura de saída do fluido frio em °C.
- ΔT_{LN} : diferença logarítmica da temperatura em °C.
- C_{min} : menor capacidade calorífica dos fluidos do processo.

Figura 31 - Diagrama de blocos da SubVI Cálculo temperatura de saída

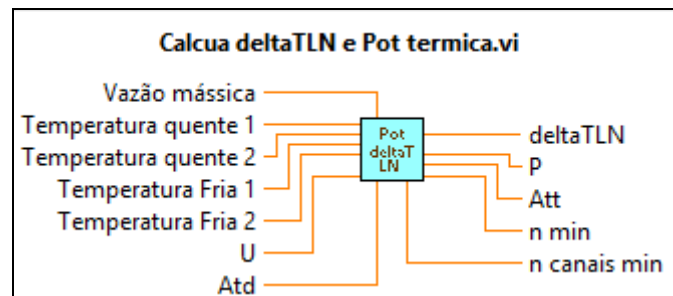


Para o cálculo da efetividade inicialmente utiliza-se uma estrutura condicional que seleciona qual a menor capacidade calorífica. Obtida a capacidade calorífica mais baixa, é utilizada a equação 3.

Paralelamente a obtenção das temperaturas de saída do fluido quente e frio, é calculada a diferença logarítmica das temperatura, deltaTLN, através da Equação 72.

5.3.11 SubVI Calcula deltaLN e Pot Térmica.vi

Figura 32 - SubVI Calcula deltaLN e Pot Térmica



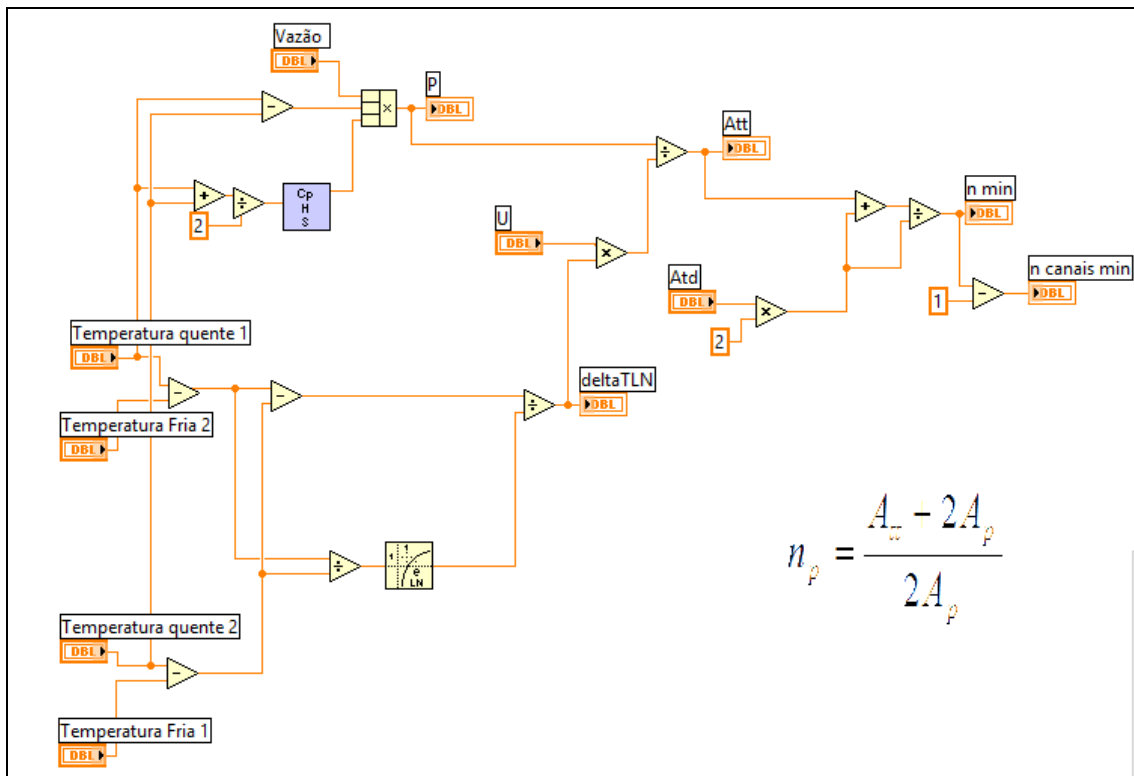
Essa subVI realiza o cálculo da potência térmica e a área total de troca térmica conforme as seguintes variáveis de entrada:

- Vazão mássica: valor da vazão mássica em kg/s.
- Temperatura quente 1: temperatura de entrada do lado quente em °C.
- Temperatura quente 2: temperatura de saída do lado quente em °C.
- Temperatura fria 1: temperatura de entrada do lado frio em °C.
- Temperatura fria 2: temperatura de entrada do lado frio em °C.
- U: coeficiente global de troca térmica em W/m²K.
- Atd: área de troca térmica do duto em m².

A seguir estão as variáveis de saída:

- P: potência térmica em W.
- Att: área total de troca térmica em m².
- n min: número mínimo de placas.
- n canais mínimo: é o valor do número mínimo de canais.

Figura 33 - Diagrama de blocos da SubVI Calcula deltaLN e Pot Térmica



A potência térmica, isto é, a transferência de calor do fluido quente para o fluido frio é calculada pela equação 70. Obtido o valor da potência térmica, a área total de troca térmica (Att) é obtida através da Equação 74.

Com o valor da área total de troca térmica, o número de placas mínimas que deve ter o trocador é calculado pela equação 76. Após a obtenção do valor do número de placas mínimo é calculado o número de canais através da equação 35.

Capítulo 6

6.1 Análise dos Resultados

O fluido de refrigeração do sistema primário, ao sair do reator OPAL, em condições típicas e nominais de operação, encontra-se na temperatura de 45°C. O refrigerante tem a finalidade de retirar todo o calor referente à fissão nuclear quando o reator encontra-se em operação normal e, quando houver um desligamento, seja acidental ou programado, remover o calor residual oriundo do decaimento dos produtos de fissão.

Para que as condições térmicas normais de operação do fluido refrigerante sejam mantidas, este é continuamente recirculado por um circuito externo que está conectado a um trocador de calor do tipo placas. Este dispositivo resfria o fluido refrigerante até a temperatura de 36°C, de forma que ao retornar ao sistema primário, este mantenha as condições termodinâmicas estáveis e a temperatura do núcleo do reator controlada.

Assim, tendo como premissa a manutenção da temperatura do primário entre os valores supracitados e a estabilidade das características termodinâmicas do reator, dimensionou-se um trocador de calor de placas que fosse capaz de preservar estas condições em operação nominal.

Todos os resultados das simulações foram obtidos utilizando-se o como valor de fator de alargamento (Φ) igual a 1,17, conforme sugerido no item 3.4.

Os valores obtidos através da simulação em Labview estão na tabela a seguir, juntamente com os resultados obtido através do software comercial WEBCALC, da Alfa Laval.

Tabela 3 - Resultados da Simulação

	WEBCALC IPEN	SIMULAÇÃO LABVIEW
Temperatura de entrada do lado quente (°C)	45	45
Temperatura de entrada do lado frio (°C)	28	28
Largura da placa (m)	1,15	1,15
Comprimento da placa (m)	2,882	2,882
Espessura da placa (m)	0,0005	0,0005
Temperatura de Saída do lado quente (°C)	37,3	37
Temperatura de saída do lado frio (°C)	36	36
Número de placas mínimas	300	221
Número de dutos mínimos	299	220

6.2 Avaliação das propriedades termodinâmicas nos dois lados do trocador de calor

Foi realizada uma simulação das variáveis termodinâmicas de entalpia, entropia, capacidade calorífica em função da temperatura, dentro do intervalo de temperatura dos lados quente e frio, com um passo de 1°C. Esses resultados são apresentados nas Tabelas 5 e 6:

Tabela 4 - Resultados da Simulação

Dados do lado quente			
Cp(J/kgK)	H(J/kg)	S(J/kgK)	T(°C)
4192,503	1270172	252,99	36
4193,029	1274365	253,368	37
4193,554	1278558	253,747	38
4194,079	1282752	254,128	39
4194,605	1286946	254,51	40
4195,13	1291141	254,893	41
4195,654	1295337	255,277	42
4196,179	1299533	255,662	43
4196,703	1303729	256,048	44
4197,228	1307926	256,435	45

Tabela 5 - Valores de Cp, H e S do lado frio

Dados do lado frio			
Cp(J/kgK)	H(J/kg)	S(J/kgK)	T(°C)
4188,292	1236649	250,005	28
4188,819	1240838	250,374	29
4189,346	1245027	250,744	30
4189,873	1249216	251,115	31
4190,399	1253406	251,488	32
4190,925	1257597	251,861	33
4191,451	1261788	252,236	34
4191,977	1265980	252,612	35
4192,503	1270172	252,99	36

6.2.1 Capacidade Calorífica

Para o cálculo da capacidade calorífica dos fluidos envolvidos na troca térmica através do dispositivo projetado foi utilizada a equação 54. Foram analisados dois perfis de capacidade calorífica, um do lado frio e outro do lado quente. A seguir estão os resultados para ambos os lados, conforme Tabelas 5 e 6.

Figura 34 - Gráfico da capacidade calorífica em função da temperatura do lado do refrigerante

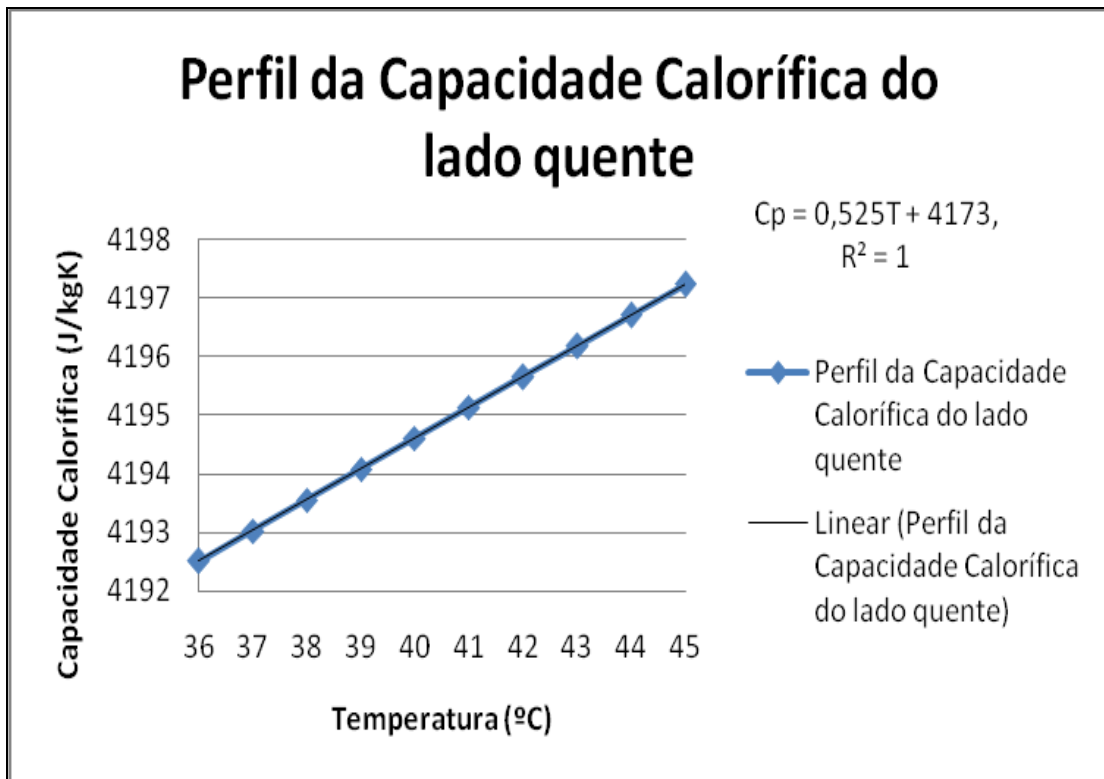
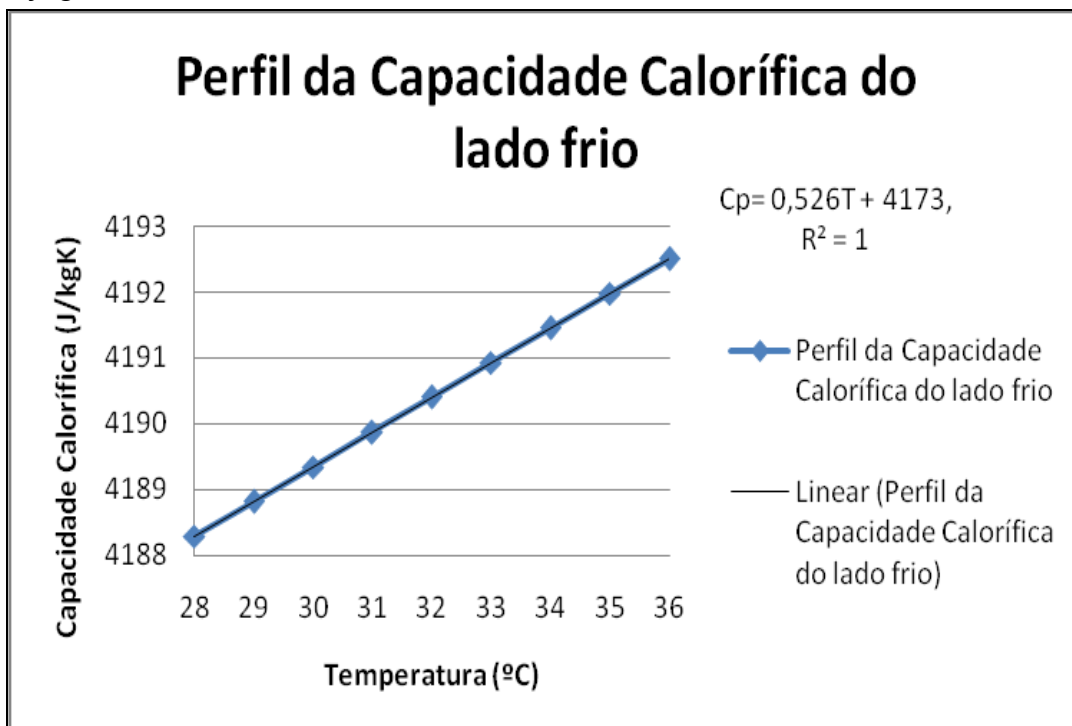


Figura 35 - Gráfico da capacidade calorífica em função da temperatura do lado do refrigerante



A capacidade calorífica média para o lado quente e o lado frio são, respectivamente, 4194,9J/kgK e 4190,4J/kgK.

A variação dos valores das capacidades caloríficas dos lados quente e frio foram, respectivamente, 0,113% e 0,101%. Isto significa que a vazão necessária para a água de resfriamento (lado frio) será muito próxima da vazão de refrigerante que entra no trocador.

Foi realizada uma análise dos dados da capacidade calorífica em função da temperatura em ambos os lados, conforme as figuras 6-1 e 6-2. Para isso, utilizou-se regressão linear pelo método dos mínimos quadrados, de acordo BUSSAB e MORETTIN (2010).

A equação obtida para o lado quente foi:

$$\begin{aligned}C_p &= 0,525T + 4173 \\R^2 &= 1\end{aligned}\tag{79}$$

A Equação obtida para o lado frio foi:

$$\begin{aligned}C_p &= 0,526T + 4173 \\R^2 &= 1\end{aligned}\tag{80}$$

Embora a Equação 54 seja polinomial, o comportamento das capacidades caloríficas no intervalo de temperatura dos lados frio e quente, conforme as tabelas 5 e 6, são lineares.

Ainda sim, o uso do valor médio da capacidade calorífica não acarretaria grandes desvios nos cálculos térmicos.

6.2.2 Avaliação da Entalpia

Para o cálculo da entalpia do lado frio e do lado quente, foi utilizada a Equação 55. Os intervalos de temperatura utilizados estão na tabela 4. Com isso, foram obtidos os seguintes perfis de entalpia para o lado frio e lado quente.

Figura 36 - Gráfico da entalpia em função da temperatura do lado quente

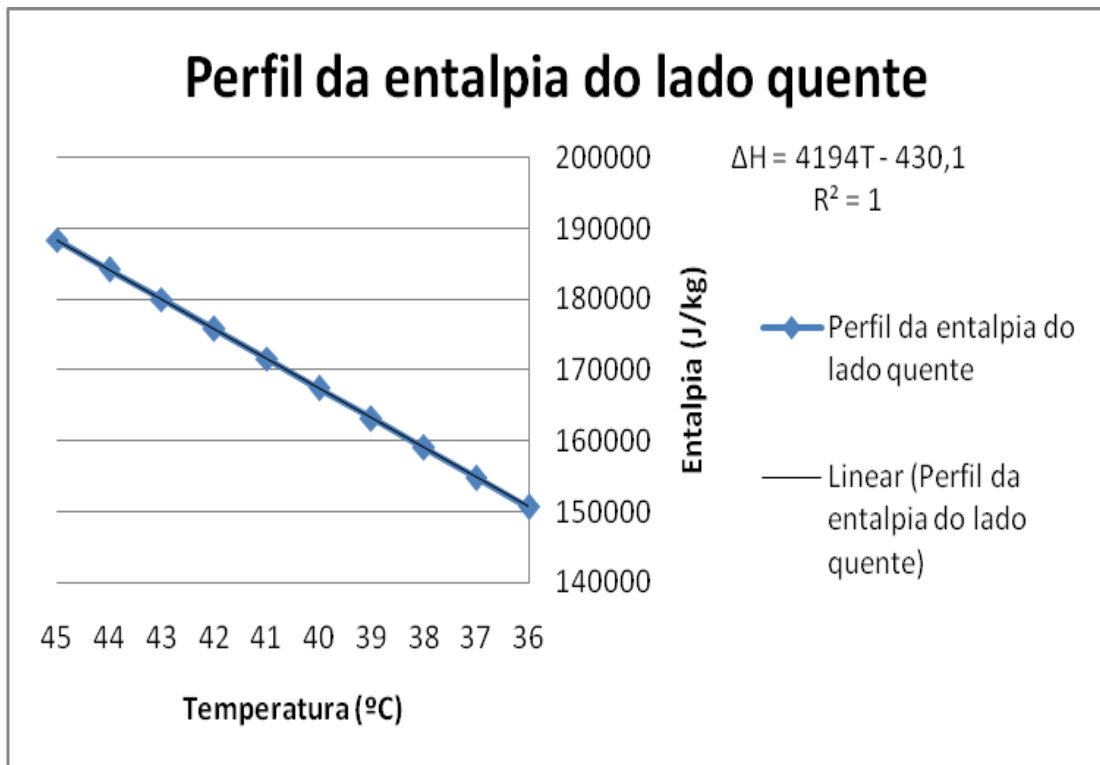
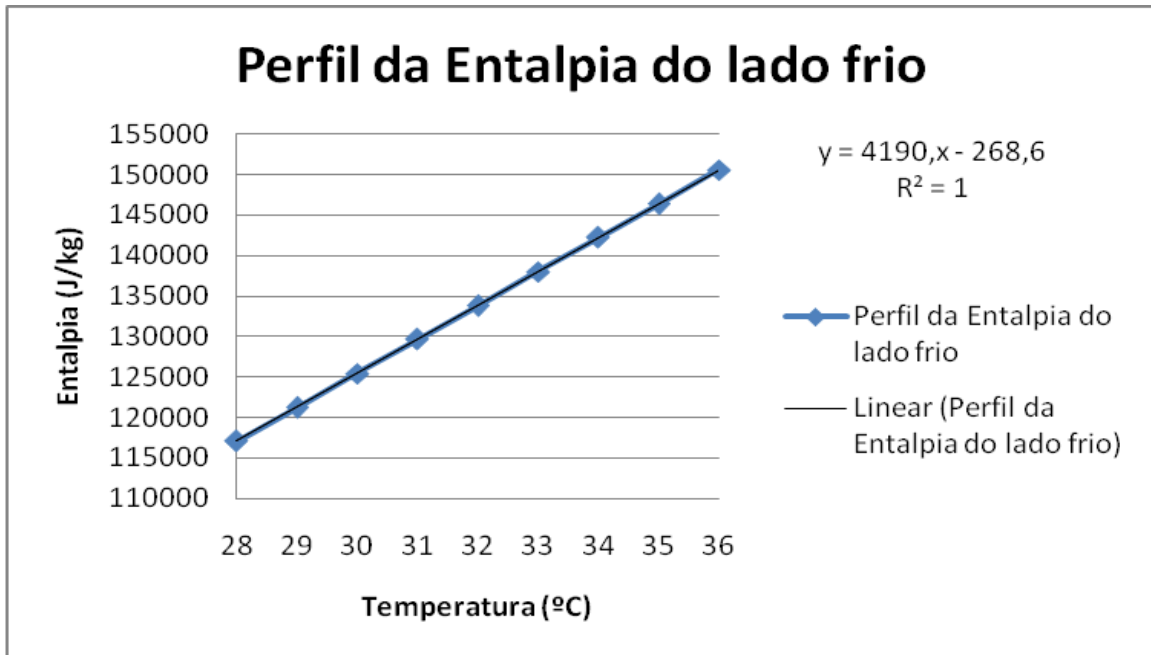


Figura 37 - Gráfico da entalpia em função da temperatura do lado quente



A variação de entalpia para o lado quente foi de $-37753,8$ J, o valor é negativo como se espera, pois houve resfriamento. A variação de entalpia do lado frio foi de $33523,19$ J.

A diferença, em módulo, dos valores é esperada, na medida em que existem irreversibilidades do sistema que não permitem que toda a energia fornecida pelo lado quente seja absorvida integralmente pelo lado frio.

Assim como no caso da capacidade calorífica, foi realizada um estudo de valores de entalpia nos intervalos de temperatura de resfriamento e aquecimento, com o intervalo de 1°C . Dessa forma, obtiveram-se as seguintes correlações, através da regressão linear pelo método dos mínimos quadrados.

A regressão linear obtida para o lado quente foi:

$$\begin{aligned} \ddot{A}H &= 4194T - 430,1 \\ R^2 &= 1 \end{aligned} \quad (81)$$

A regressão linear obtida para o lado frio foi:

$$\begin{aligned}\ddot{A}H &= 4190T - 268,6 \\ R^2 &= 1\end{aligned}\tag{82}$$

O comportamento da entalpia em função da temperatura é linear para o intervalo de temperatura da tabela 5, embora a Equação 55 seja uma correlação polinomial.

6.2.3 Avaliação da Entropia

Para o cálculo da entropia do lado frio e do lado quente, foi utilizada a Equação 56. Os intervalos de temperatura utilizados estão na tabela 4. Com isso, foram obtidos os seguintes perfis de entropia para o lado frio e lado quente.

Figura 38 - Gráfico da entropia em função da temperatura do lado quente

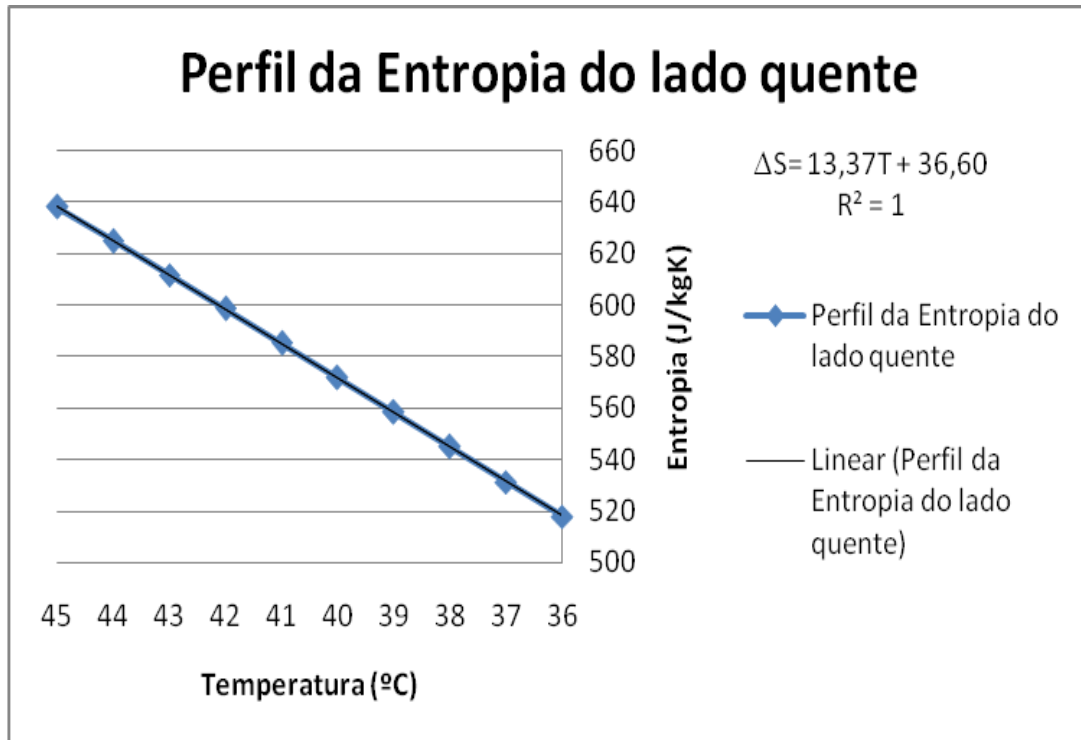
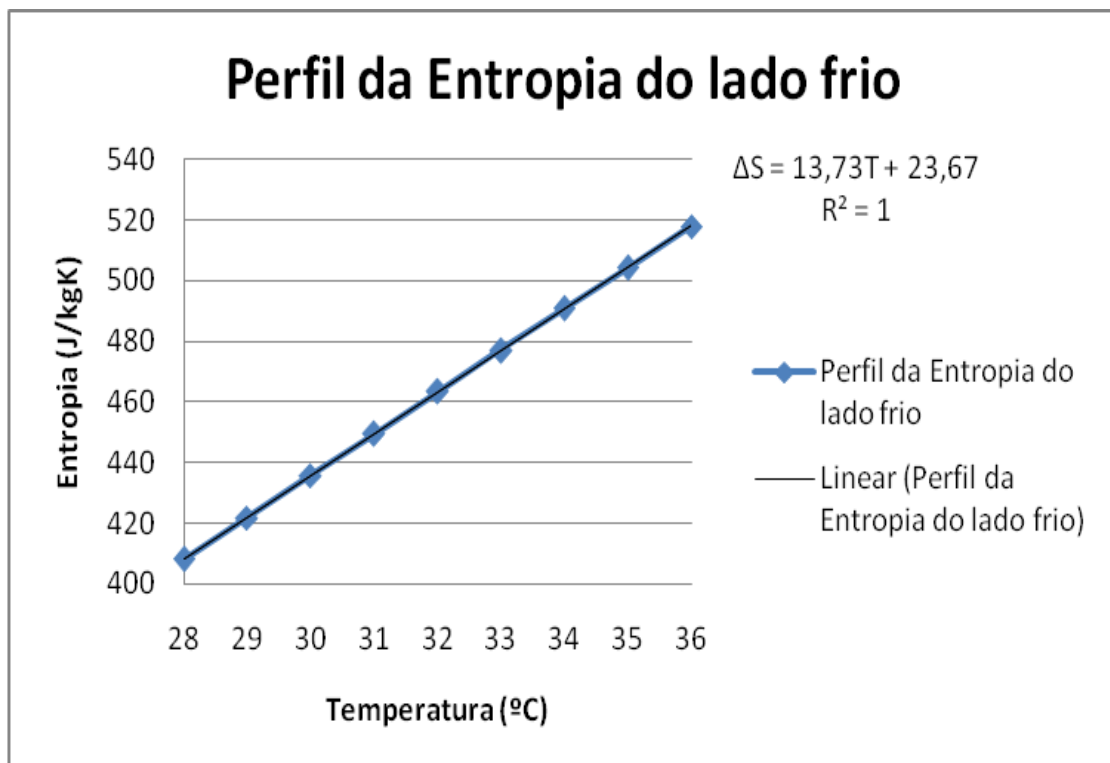


Figura 39 - Gráfico da entropia em função da temperatura do lado frio



A variação de entropia do lado quente foi de $-120,377\text{J/kg}^\circ\text{C}$ e para o lado frio foi de $109,864\text{J/kg}^\circ\text{C}$. O resultado é coerente pois com o resfriamento refrigerante no lado quente há uma diminuição da agitação molecular o que leva a variação negativa da entropia. Por outro lado, o aquecimento da água de torre leva um aumento da agitação molecular, como é demonstrado pela variação positiva da entropia.

Assim como foi feito no estudo de caso da entalpia, realizou-se um estudo de valores de entropia nos intervalos de temperatura de resfriamento e aquecimento, com o intervalo de 1°C . Dessa forma, obtiveram-se as seguintes correlações, através da regressão linear pelo método dos mínimos quadrados.

A regressão linear obtida para o lado quente foi:

$$\begin{aligned}\Delta S &= 13,37T + 36,60 \\ R^2 &= 1\end{aligned}\tag{83}$$

Para o lado frio, obteve-se:

$$\begin{aligned}\Delta S &= 13,73T + 23,67 \\ R^2 &= 1\end{aligned}\tag{84}$$

A variação da entropia em função da temperatura no intervalo disposto na tabela 4 apresenta um comportamento linear, muito embora a equação 56 mostra um comportamento com termos polinomiais e logarítmicos.

6.2.4 Avaliação exergética

A partir das equações 64 e 65 calcularam-se os valores de variação de exergia (Δe) em cada lado do trocador, conforme tabela a seguir:

Tabela 6 - Resultado avaliação exergética

	Lado Quente	Lado Frio
$\Delta S(\text{J/kgK})$	-120,377	109,864
$\Delta H(\text{J/kg})$	-37753,799	33523,188
$\Delta e(\text{J/kg})$	544,14355	437,6444

A eficiência exergética é calculada de acordo a Equação 66, assim, tem-se o valor de 71,694%. Isto significa que 28,306% da energia é destruída. *MORAN e SHAPIRO (2006)* citam que valores típicos de destruição de exergia de trocadores de calor é de 30%.

A taxa de destruição de exergia, isto é, toda a irreversibilidade do sistema que jamais retornará como energia útil ao sistema, é computado conforme Equação 67, cujo valor é de 77013,7W.

A análise termo econômica desse efeito da destruição da exergia, isto é, as irreversibilidades intrínsecas ao sistema térmico em estudo, traduz-se pelo uso de uma quantidade maior de água de torre (fluido frio).

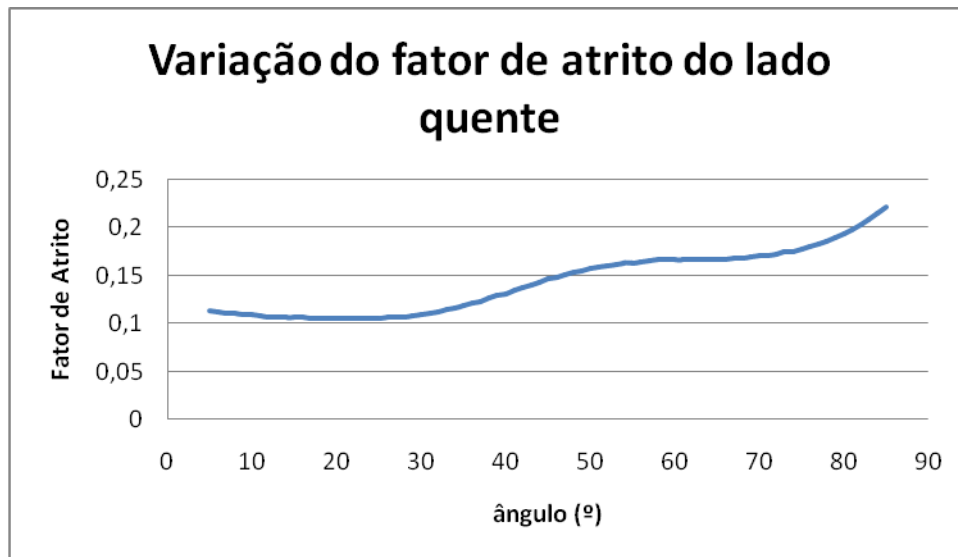
A vazão total de água de torre, conforme a Equação 2, é de 445, 7kg/s. O valor de destruição de exergia, 77013,7W, corresponde a uma vazão de fluido frio, entrando a 28°C e saindo a 36°C, de 2,3kg/s, que representa um custo de 0,5% em água de torre de resfriamento.

6.3 Resultados dos dados de transporte e perda de carga

Foi realizada uma simulação no programa "subVI Fator de atrito muley e manglik.vi", variando os valores do ângulo da ranhuras, β , entre 5° e 80°, para valores

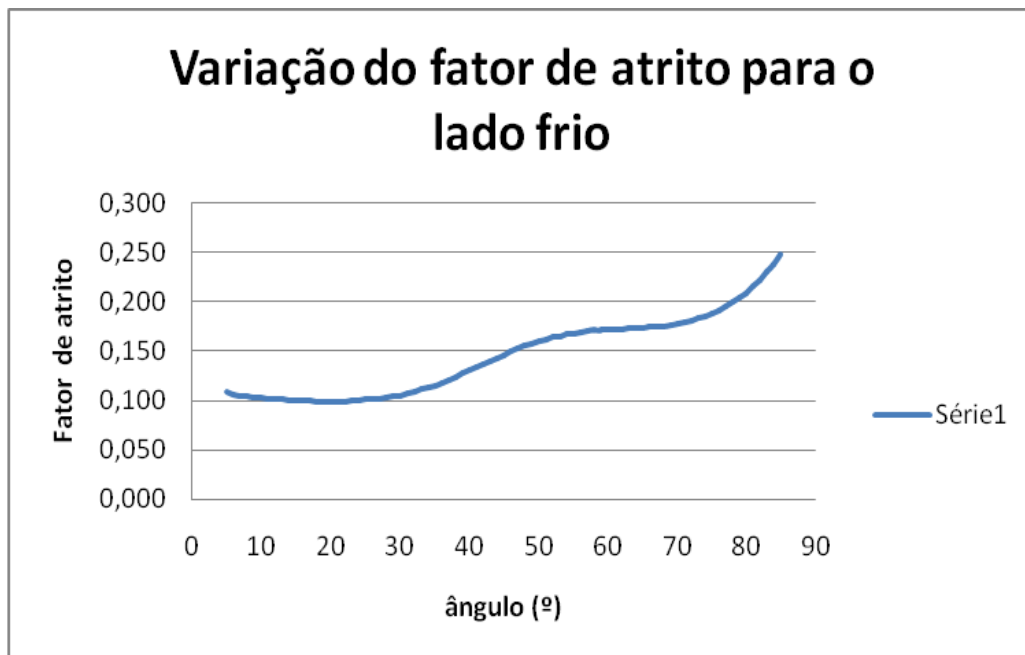
de $\Phi = 1,17$ e, assim, obtendo-se os resultados do fator de atrito, f , no lado quente e no lado frio do trocador. Para tal, utilizou-se a correlação de Muley e Manglik, conforme Equação 29.

Figura 40 - Gráfico do fator de atrito em função do ângulo de inclinação das ranhuras para o lado quente.



Analisando o perfil do gráfico gerado, foi desenvolvido um programa que encontra o ponto de mínimo na curva. Foi feita uma análise lógica e condicional de forma que localiza o menor valor. O valor obtido para o fator de atrito foi de 0,105 para os ângulos de 16, 17 e 18°.

Figura 41 - Gráfico do fator de atrito em função do ângulo das inclinações das ranhuras para o lado frio.



Para o lado frio, foi realizada análise semelhante à feita para o lado quente. Assim, obteve-se um valor mínimo pra o fator de atrito de 0,099 para os ângulos de 17°, 18° e 19°.

Figura 42- Gráfico da perda de carga em função do ângulo das inclinações das ranhuras para o lado quente

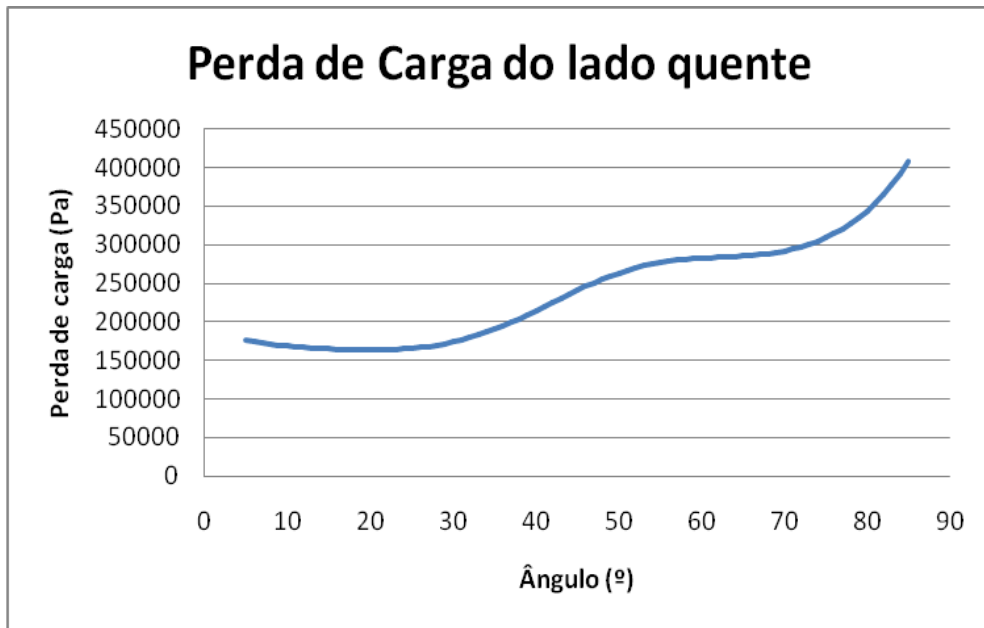
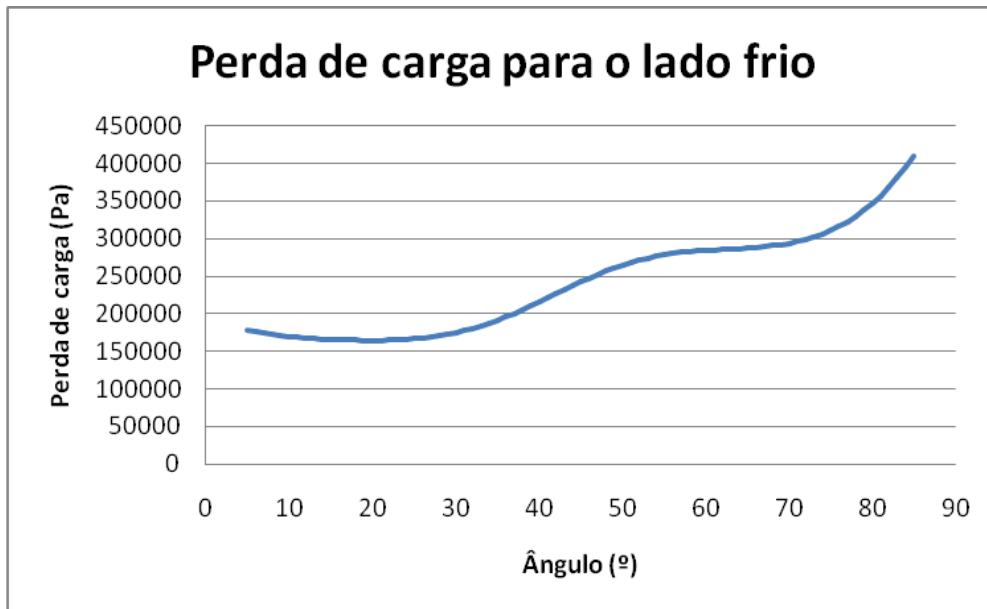


Figura 43 - Gráfico da perda de carga em função do ângulo das inclinações das ranhuras para o lado frio



Na mesma simulação realizada para se obter o perfil do fator de atrito, foi calculada perda de carga em função dos ângulos das ranhuras, tanto para o lado quente quanto para o lado frio.

Para o lado quente, o valor mínimo de perda de carga foi de 163578,638Pa, para um ângulo de 20°.

Assim como ocorreu no lado do fluido quente, a perda de carga mínima foi de 164486,727Pa para o ângulo de 20°. A perda de carga nos dois lados é praticamente a mesma, com uma diferença de aproximadamente 0,5%.

6.4 Análise do Trocador de Calor para dois tipos de vazão de entrada

Como dito anteriormente neste trabalho, a vazão de refrigerante que sai do circuito primário é dividida em duas vazões que passarão por dois trocadores do tipo placa.

A vazão de refrigerante que deixa o núcleo do reator é de 1000kg/s. Essa corrente é dividida em duas outras, idênticas, cujo valor é 500kg/s, que segue para o resfriamento em dois trocadores de calor tipo placa, que operam em paralelo.

Foi realizada uma simulação utilizando-se o programa "Integração3.vi". Conforme a análise de perda de carga realizada no item anterior, obteve-se o valor de 20° para ângulo das ranhuras das placas térmicas.

As entradas para iniciar a rotina de cálculos do programa estão na tabela a seguir:

Tabela 7 Dados de entrada para vazão de 1000kg/s

Vazão de refrigerante (kg/s)	1000
Ângulo das ranhuras (°)	20
Temperatura de entrada do lado quente (°C)	45
Temperatura de entrada do lado frio (°C)	28
Largura da placa (m)	1,15
Comprimento da placa (m)	2,882
Espessura da placa (m)	0,0005

Como resposta do processamento para a vazão de refrigerante de 1000kg/s obteve-se a tabela 8:

Tabela 8 Resultados para vazão de 1000kg/s

Temperatura de Saída do lado quente (°C)	37
Temperatura de saída do lado frio (°C)	36
Número de placas mínimas	441
Número de dutos mínimos	440
Área total de troca térmica (m ²)	1448,8
Diâmetro hidráulico (m)	0,0139
Perda de Carga (Pa)	241255
Potência de Bombeamento (MW)	24,10

Para o cálculo do programa para a corrente proveniente do reator dividida em duas, utilizaram-se as seguintes entradas:

Tabela 9 Dados de entrada para vazão de 500kg/s

Vazão de refrigerante (kg/s)	500
Ângulo das ranhuras (°)	20
Temperatura de entrada do lado quente (°C)	45
Temperatura de entrada do lado frio (°C)	28
Largura da placa (m)	1,15
Comprimento da placa (m)	2,882
Espessura da placa (m)	0,0005

Os valores obtidos como resposta do processamento estão na tabela 10.

Tabela 10 Resultados para vazão de 500kg/s

Temperatura de Saída do lado quente (°C)	37
Temperatura de saída do lado frio (°C)	36
Número de placas mínimas	221
Número de dutos mínimos	220
Área total de troca térmica (m ²)	1448,8
Diâmetro hidráulico (m)	0,0100
Perda de Carga (Pa)	241255
Potência de Bombeamento (MW)	12,1

Comparando os resultados obtidos nas tabelas 8 e 10, percebe-se que a quantidade de placas e a potência de bombeamento são os valores que diferem como resposta.

Como o cálculo do trocador é feito minimizando a perda de carga para que esteja no limite aceitável de 345kPa, dessa forma, o diâmetro hidráulico dos dois casos são muito semelhantes. Os valores das temperaturas de entrada e saída também são iguais, pois se tratam de dutos termicamente semelhantes.

No entanto, há uma diferença grande no custo de fabricação dos trocadores, já que o trocador para a vazão de refrigerante de 1000kg/s possui 441 placas e o trocador para vazão de 500kg/s de refrigerante possui 221 placas.

6.5 Análise do coeficiente convectivo

Foram calculados os perfis dos coeficientes convectivos em função do ângulo de inclinação das ranhuras das placas térmicas. Para isso, foi realizada uma simulação variando o valor de ângulo das ranhuras, utilizando o programa "subVI calcula nusselt

placas chevron.vi". Foi realizada a rotina de cálculo para os lados frio e quente e foram obtidos os gráficos a seguir (Figuras 44 e 45).

Figura 44 - Coeficiente convectivo do lado quente.

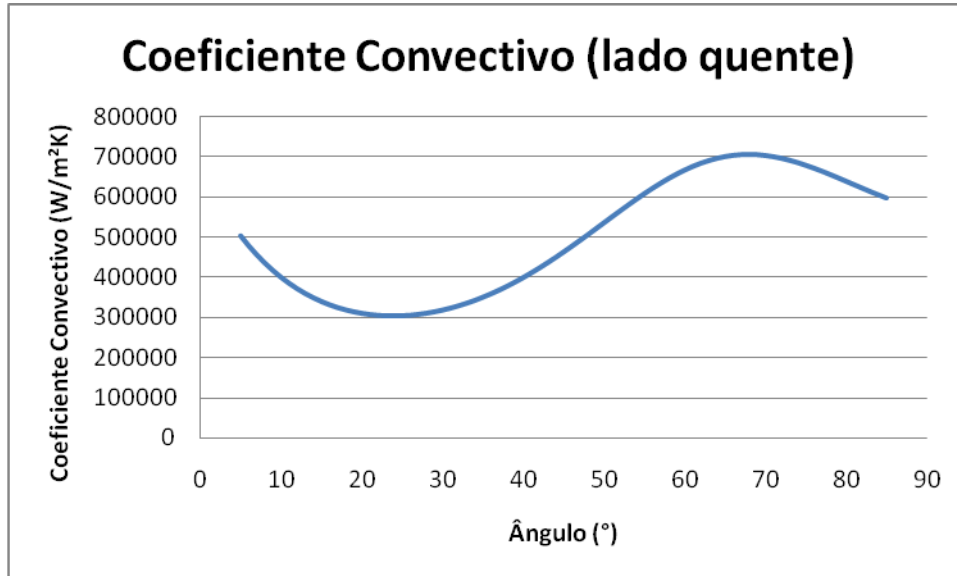
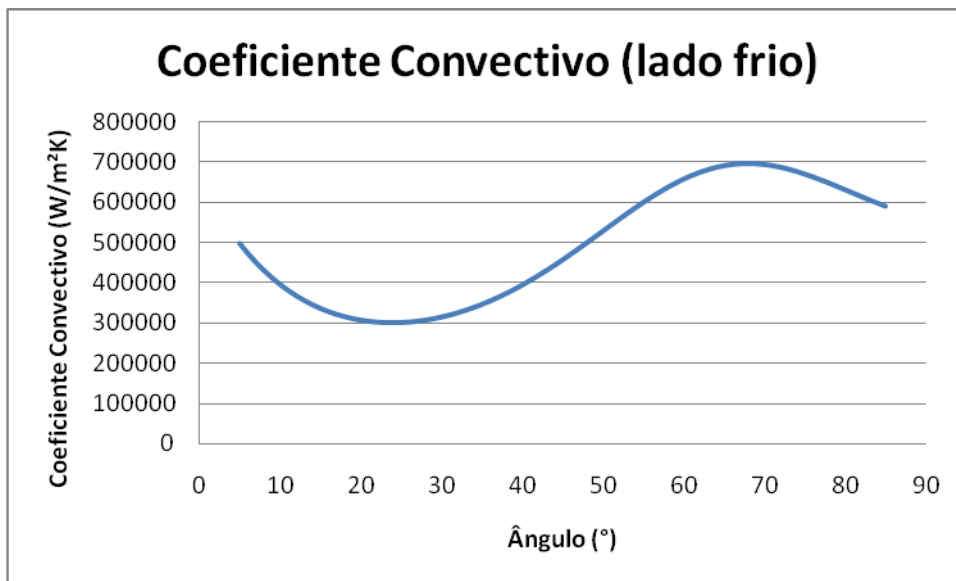


Figura 45 - Coeficiente convectivo do lado frio.



No lado frio, obtiveram-se os valores dos coeficientes convectivos para seus respectivos ângulos. O valor mínimo obtido foi de $300965,32W/m^2.C$ e ângulo de 24° .

Já o valor máximo computado do coeficiente convectivo foi de $696004,871 \text{ W/m}^2\cdot\text{°C}$ e ângulo de 68° .

Já para o lado quente, os valores calculados do coeficiente convectivo e seus respectivos ângulos foram, para o valor mínimo, $304038,879 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$ e 24° , e para o valor máximo, $705014,495 \text{ W/m}^2\cdot\text{°C}$ e 68° .

6.6 Análise das temperaturas de saída do lado quente e frio

Para o cálculo das temperaturas de entrada e saída, foi necessário primeiramente a obtenção da efetividade em função do ângulo das ranhuras. Para isso, utilizou-se o programa " SubVI Cálculo Efetividade.VI" que realiza o cálculo da efetividade através da Equação 6, que por sua vez, depende do valor de NUT, que é calculado pela Equação 4.

A efetividade é mais alta para ângulos acima de 49° .

Apenas a partir do conhecimento do valor de efetividade, é possível calcular a temperatura de saída, conforme Equação 3. Na simulação, foi variado o valor do ângulo das ranhuras e foram calculadas as temperaturas de saída.

Figura 46 - Temperatura de saída do lado quente em função do ângulo de inclinação das ranhuras

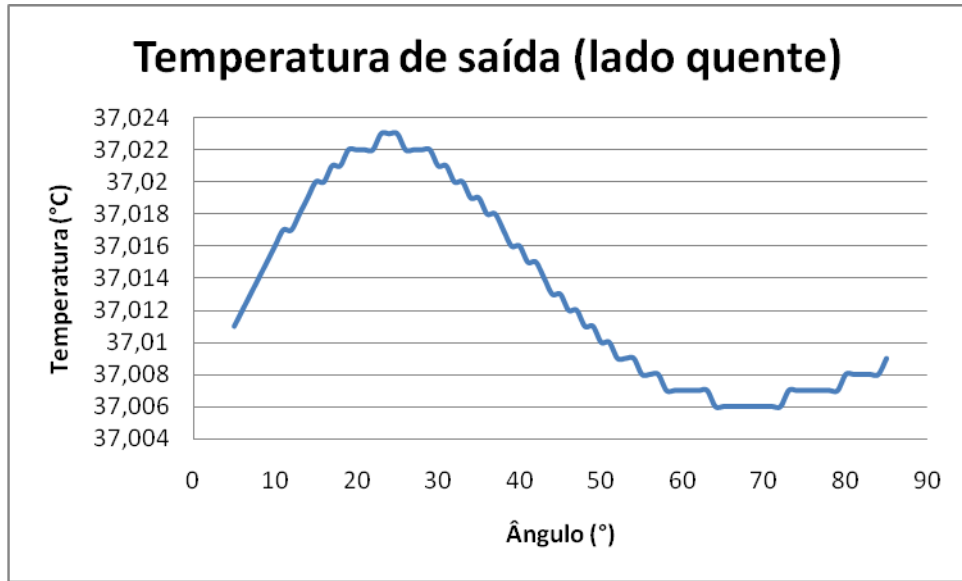
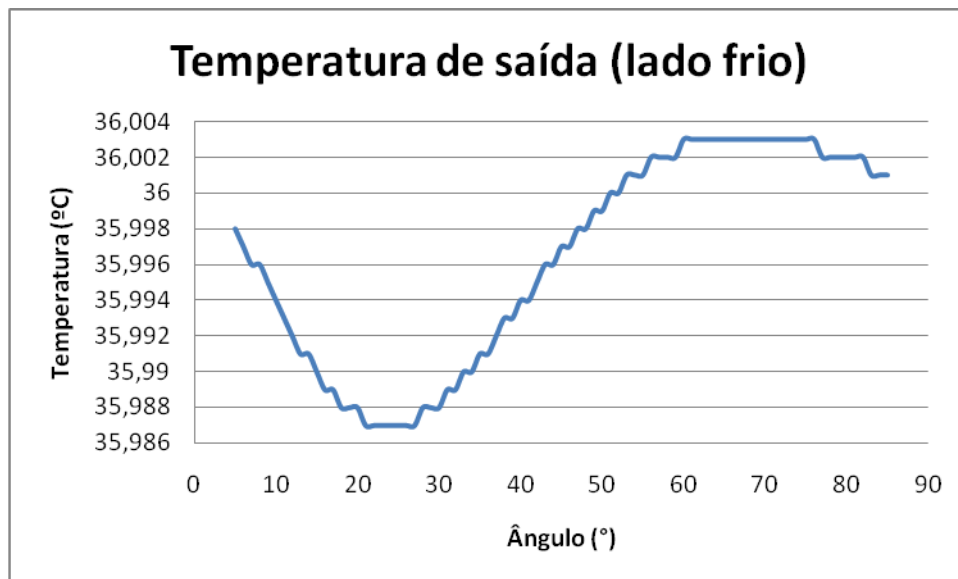


Figura 47 - Temperatura de saída do lado frio em função do ângulo de inclinação das ranhuras



Para o lado quente, a temperatura mínima de saída do trocador foi de 37,06°C, para o ângulo de 68°. Já a maior temperatura de saída do trocador foi de 37,023°C para o ângulo de 24°.

Já para o lado frio, obteve-se o valor máximo de temperatura de 36,003°C para ângulo de 68°. O valor mínimo de saída para o fluido frio foi de 35,987°C para ângulos de 24°C.

Percebe-se, como era de se esperar, que no ângulo de 68°, a temperatura de saída do fluido quente é mínima, de 37°C, assim como a temperatura de saída do fluido frio é máxima, de 36,003°C, para ângulo de 68°. Isto significa, que para inclinações de ranhuras de 68°, o valor máximo de calor é transferido para do fluido quente para o fluido frio. Além disso, durante a simulação, percebeu-se que a efetividade é maior para ângulos acima de 49°, o que significa que a máxima energia é transferida da fonte quente para a fonte fria.

Analisando-se as Figuras 44 e 45, percebe-se que a perda de carga é mínima para ângulo de inclinação das ranhuras de 24° e é também quando os coeficientes convectivos possuem menor valor, pois a turbulência é menor. Por isso a temperatura de saída do lado quente é mais alta e a do lado frio é mais fria, sendo este o pior caso, o menos eficiente.

6.7 Estudo de caso 1: Análise da temperatura de saída da água de resfriamento na hipótese de aquecimento do refrigerante

Neste estudo de caso, foi feita uma análise de sensibilidade básica e simples em torno da temperatura de entrada do refrigerante (lado quente) no trocador, com dois objetivos básicos: primeiramente, verificar a robustez da programação realizada, analisando-se conceitualmente à luz da teoria e princípios da termodinâmica, a coerência dos resultados de saída, mediante variações nos dados de entrada. Por fim, visou-se demonstrar a capacidade de "customização" do programa construído. Assim,

demonstrar-se-á que a plataforma desenvolvida tem potencial para ser utilizada para projetos em diferentes configurações iniciais como em estudos de otimização de performance e ajuste de parâmetros.

O estudo baseou-se na variação positiva e sistemática da temperatura de entrada do refrigerante (lado quente) no trocador, até que a temperatura de saída da água de resfriamento (lado frio), atingisse valores de 40°C. Este valor limite foi estabelecido, considerando-se a experiência em torres de resfriamento convencionais, uma vez que a água a partir de 40°C apresenta maior capacidade corrosiva devida ao desprendimento de oxigênio. Nessas condições, a temperatura máxima que o refrigerante atingiria é de 53,5°C e, após ser resfriado no trocador de calor, sua temperatura de saída seria de 41,52 °C

Para que essa situação hipotética ocorra, é necessário que se empregue uma potência térmica de 17765kW a vazão de 500kg/s de refrigerante.

Capítulo 7

7.1 Conclusão e Recomendações

Para garantir que o reator de pesquisa tenha seu núcleo refrigerado e sua temperatura controlada, é necessário que o refrigerante circule pelo seu interior, através dos canais ou espaçamentos existentes entre os arranjos de elemento combustível. Na medida que ocorre a transferência de calor do núcleo do reator para o refrigerante, este eleva sua temperatura e deve ser resfriado, para que o processo permaneça estável.

Para isso, nessa classe de reator de pesquisa, o refrigerante deixa o reator e escoar por um circuito independente, comumente conhecido como circuito secundário. Nesse circuito, o refrigerante troca calor com uma fonte fria, em teoria perene e constante. No projeto em questão, esta fonte fria absoluta é uma torre de resfriamento que remove o calor do refrigerante e restabelece sua condição de temperatura operacional.

Considerando o supra citado, o presente trabalho desenvolveu e testou um simulador capaz de projetar sistemas com os requisitos necessários para a refrigeração de reatores da classe estudada. Para validação qualitativa do software e modelo físico desenvolvido, realizou-se uma simulação padrão, seguida de uma comparação com os resultados obtidos pelo simulador desenvolvido em ambiente Labview e o software comercial utilizado pelo IPEN. Houve uma pequena diferença no número de placas obtidos entre o simulador comercial e o desenvolvido, no entanto, as temperaturas de saída do refrigerante e água de resfriamento foram muito próximas, o que foi satisfatório. Essa diferença entre o número de placas é oriunda do método utilizado pelo programa desenvolvido neste trabalho, que otimiza o espaçamento entre placas através da perda de carga máxima admissível.

Análise qualitativa das respostas e comportamento das variáveis simuladas pelo programa, frente a variações no ângulo das ranhuras e temperatura, mostraram-se absolutamente consistentes com a teoria e princípios físicos. A comparação com os resultados obtidos pelo software comercial (fechado), citada no parágrafo anterior, e esta análise do comportamento das propriedades termodinâmicas nos permite concluir que o software desenvolvido é capaz de projetar trocadores de calor tipo placas e respondeu satisfatoriamente nos estudos de casos realizados.

A base formal sob a qual foi desenvolvido o programa, e seu registro padronizado em esquemas e sub-rotinas estruturadas, permite que este software seja submetido a um processo formal de verificação e validação futura, além de possibilitar de imediato o desenvolvimento de um manual para novos usuários.

Com foco nas linhas de pesquisa e temas a serem abordados no futuro, o programa desenvolvido pode ser utilizado para uma integração como sistema primário, pois novas temperaturas de entrada no trocador afetarão na temperatura de saída do refrigerante que, conseqüentemente modificará sua capacidade de moderação e fatores de realimentação, influenciando na neutrônica do reator.

Uma outra possibilidade, seria a integração do programa desenvolvido neste trabalho com um sistema terciário, aquele no qual o trocador de calor pode estar integrado a uma torre de resfriamento. Dessa forma, variações nas condições operacionais da torre implicariam em uma nova temperatura de saída do refrigerante do trocador de calor.

Além disso, o programa pode ser utilizado para estudo de otimização de performance, possibilitando estudos de eficiência térmica e diminuição de custos, frente a variações nas características operacionais, construtivas, materiais e geométricas.

Portanto, percebe-se que o simulador desenvolvido em ambiente Labview é flexível para simulação em diversas condições de entrada, seja do fluido frio ou do fluido quente, e em diversas configurações de geometria. Além disso, a plataforma Labview de programação oferece uma interface amigável com muitos elementos gráficos.

BIBLIOGRAFIA

AUTORI TOMAZETI, C. **Análise Numérica do Desempenho Térmico de Trocadores de Calor de Correntes Cruzadas**. Tese de doutorado apresentada à comissão de Pós Graduação da Faculdade de Engenharia Mecânica, como requisito para a obtenção do título de Doutor em Engenharia Mecânica. , Campinas, 2006.

BASSIOUNY, M. K.; MARTIN, H. Flow distribution and pressure drop in plate heat exchanger - U type arrangement. **Chemical Engineering Science**, 1985. 701-704.

BUSSAB, W. D. O.; MORETTIN, P. A. **Estatística Básica**. São Paulo: Editora Saraiva, 2010.

CHISHOLM, D.; WANNIARACHCHI, A. S. Maldistribution in single pass mixed channel plate heat exchanger. **Compact heat exchanger for power and process industries**, New York, 1992.

EDWARDS, M. F.; CHANGAL VAIE, A. A.; PARROT, D. L. Heat Transfer and Pressure Drop Characteristics of plate heat exchanger using newtonian and non-newtonian liquids. **The Chemical Engineer**, 1974. 286-293.

FOX, R. W.; MCDONALD, A. T. **Introdução à mecânica dos fluidos**. Rio de Janeiro: LTC, 2001.

GRANDEGEORGE, S.; JALLUT, C.; THONON, B. Particulate fouling of corrugated plate heat exchangers: Global Kinetic and Equilibrium Studies. **Chemical Engineering Science**, Philadelphia, 1998.

GUT, J. A. W. **Configurações ótimas para trocadores de calor a placas**. Tese apresentada à Escola Politécnica da Universidade de São Paulo para obtenção do Título de Doutor em Engenharia., São Paulo, 2003.

HEAVNER, R. L.; KUMAR, H.; WANNIARACHCHI, A. S. Performance of an industrial heat exchanger: effect of chevron angle. **AIChE Symposium's Series**, nº 295, New York, 1993.

KAKAÇ, S.; LIU, H. **Heat Exchangers: Selection, Rating and Thermal Design**. 2ª ed. Boca Raton: CRC Press LLC, 2002.

KAYS, W. M.; CRAWFORD, M. E. **Convective Heat and Mass Transfer**. 3ª edição. ed. Nova Iorque: McGraw-Hill, 1993.

KESTIN, J. et al. Thermophysical properties of fluid H₂O. **J. Phys. Chem. Ref. Data**, Evanston, 1984. 175-183.

MANGLIK, R. M. Plate heat exchangers for process industry applications: enhanced thermal-hydraulics characteristics of chevron plates. **Process, Enhanced and multiphase heat transfer**, New York, 1996.

MARRIOT, J. Where and how to use plate heat exchanger. **Chem. Eng.**, Philadelphia, p. 127, 1971.

MILLER, J. . J. W.; SCHORR, G. R.; YAWS, C. L. Heat Capacities Correlations. **Chem. Eng.**, Philadelphia, v. vol. 83 (23), p. 129, 1976.

MORAN, M. J.; SHAPIRO, H. N. **Fundamental of engineering thermodynamics**. West Sussex: John Wiley & Sons, 2006.

MULEY, A.; MANGLIK, R. M. Experimental investigation of heat transfer enhancement in a PHE with $B=60^\circ$ chevron plates. **Heat and Mass Transfer**, New Delhi, 1995.

MULEY, A.; MANGLIK, R. M. Enhanced thermal-hydraulic performance chevron plate heat exchanger. **Int. J. HeatExchangers**, 2000.

MULEY, A.; MANGLIK, R. M.; METWALLY, H. M. Enhanced heat transfer characteristics of viscous liquid flows in a chevron plate heat exchanger. **J. Heat Transfer**, New York, 1999.

POLING, B. E.; PRAUSNITZ, J. M.; O'CONNEL, J. P. **The Properties of Gases and Liquids**. New York: McGraw-Hill, 2004.

RAJU, K. S. N.; BANSAL, J. C. **Design of Plate Heat Exchanger in low Reynolds number flow heat exchanger**. Eds. Hemisphere, Washington D.C., p. 913-932, 1983.

RAJU, K. S. N.; BANSAL, J. C. Plate heat exchanges and their performance in low Reynolds number flow heat exchanger. **Heat Transfer Equipment Design**, Washington D.C., 1983.

SAVOSTIN, A. F.; TIKHONOV, A. M. Investigation of the characteristics of plate-type heating surfaces. **Thermal Eng.**, 1976. 17 (9).

SHAH, R. K.; SUBBARAO, E. C.; MASHELKAR, R. A. **Heat Transfer Equipment Design**. 1ª Edição. ed. New York: Hemisphere Pub Corp, 1988.

TALIK, A. C.; SWANSON, L. W. Heat transfer and pressure drop characteristic of a plate heat exchanger using a propylene glycol/water as the working fluid. **Proc. 30th Natl. Heat Transfer Conf.**, Portland, 1995.

TOVAZHNYANSKI, L. L.; KAPUSTENKO, P. A.; TSIBULNIK, V. A. Heat transfer and hydraulic resistance in channels of plate heat exchangers. **Energetika**, Ljubljana, 1976.

ANEXO A - Tabela de viscosidade e condutividade térmica da água

Temperatura (°C)	Viscosidade (Pa*s)	Condutividade Térmica (W/m*K)	Phase
0,01	0,0017909	0,56109	liquid
0,50995	0,0017602	0,56204	liquid
10,099	0,0017303	0,56299	liquid
15,099	0,0017012	0,56394	liquid
20,098	0,0016729	0,56489	liquid
25,098	0,0016453	0,56584	liquid
30,097	0,0016184	0,56679	liquid
35,097	0,0015922	0,56774	liquid
40,096	0,0015667	0,56869	liquid
45,096	0,0015419	0,56964	liquid
50,095	0,0015177	0,57059	liquid
55,095	0,0014941	0,57154	liquid
60,094	0,001471	0,57249	liquid
65,094	0,0014485	0,57344	liquid
70,093	0,0014266	0,57439	liquid
75,093	0,0014052	0,57534	liquid
80,092	0,0013843	0,57629	liquid
85,092	0,0013639	0,57723	liquid
90,091	0,001344	0,57818	liquid
95,091	0,0013245	0,57912	liquid
10,009	0,0013055	0,58006	liquid
10,509	0,001287	0,58101	liquid
11,009	0,0012688	0,58195	liquid
11,509	0,0012511	0,58288	liquid
12,009	0,0012337	0,58382	liquid
12,509	0,0012168	0,58475	liquid
13,009	0,0012002	0,58569	liquid
13,509	0,0011839	0,58662	liquid
14,009	0,001168	0,58755	liquid
14,509	0,0011525	0,58847	liquid
15,009	0,0011373	0,5894	liquid
15,508	0,0011224	0,59032	liquid
16,008	0,0011078	0,59124	liquid
16,508	0,0010935	0,59215	liquid
17,008	0,0010796	0,59306	liquid

(Continuação do ANEXO A.....)

18,008	0,0010524	0,59488	liquid
18,508	0,0010393	0,59578	Liquid
19,008	0,0010264	0,59669	Liquid
19,508	0,0010138	0,59758	liquid
20,008	0,0010014	0,59848	liquid
20,508	0,00098927	0,59937	liquid
21,008	0,00097737	0,60025	liquid
21,508	0,0009657	0,60114	liquid
22,008	0,00095425	0,60202	liquid
22,508	0,00094301	0,60289	liquid
23,008	0,00093199	0,60376	liquid
23,508	0,00092118	0,60463	liquid
24,008	0,00091057	0,60549	liquid
24,508	0,00090015	0,60635	liquid
25,008	0,00088993	0,60721	liquid
25,507	0,00087989	0,60806	liquid
26,007	0,00087004	0,60891	liquid
26,507	0,00086036	0,60975	liquid
27,007	0,00085085	0,61058	liquid
27,507	0,00084152	0,61142	liquid
28,007	0,00083234	0,61225	liquid
28,507	0,00082333	0,61307	liquid
29,007	0,00081448	0,61389	liquid
29,507	0,00080578	0,6147	liquid
30,007	0,00079723	0,61551	liquid
30,507	0,00078882	0,61632	liquid
31,007	0,00078056	0,61712	liquid
31,507	0,00077244	0,61791	liquid
32,007	0,00076445	0,6187	liquid
32,507	0,0007566	0,61949	liquid
33,007	0,00074887	0,62027	liquid
33,507	0,00074128	0,62104	liquid
34,007	0,0007338	0,62181	liquid
34,507	0,00072645	0,62258	liquid
35,007	0,00071922	0,62334	liquid
35,506	0,00071211	0,62409	liquid
36,006	0,00070511	0,62484	liquid
36,506	0,00069821	0,62558	liquid
37,006	0,00069143	0,62632	liquid
37,506	0,00068476	0,62705	liquid
38,006	0,00067819	0,62778	liquid
38,506	0,00067172	0,6285	liquid
39,006	0,00066535	0,62922	liquid

39,506	0,00065908	0,62993	liquid
40,006	0,0006529	0,63064	liquid
40,506	0,00064682	0,63134	liquid
41,006	0,00064083	0,63203	liquid
41,506	0,00063493	0,63272	liquid
42,006	0,00062912	0,6334	liquid
42,506	0,0006234	0,63408	liquid
43,006	0,00061776	0,63476	liquid
43,506	0,0006122	0,63542	liquid
44,006	0,00060672	0,63609	liquid
44,506	0,00060133	0,63674	liquid
45,006	0,00059601	0,63739	liquid
45,505	0,00059077	0,63804	liquid
46,005	0,0005856	0,63868	liquid
46,505	0,00058051	0,63931	liquid
47,005	0,00057549	0,63994	liquid
47,505	0,00057054	0,64057	liquid
48,005	0,00056566	0,64118	liquid
48,505	0,00056084	0,6418	liquid
49,005	0,0005561	0,6424	liquid
49,505	0,00055142	0,643	liquid
50,005	0,0005468	0,6436	liquid
50,505	0,00054225	0,64419	liquid
51,005	0,00053776	0,64478	liquid
51,505	0,00053333	0,64536	liquid
52,005	0,00052896	0,64593	liquid
52,505	0,00052465	0,6465	liquid
53,005	0,0005204	0,64706	liquid
53,505	0,0005162	0,64762	liquid
54,005	0,00051206	0,64817	liquid
54,505	0,00050797	0,64872	liquid
55,005	0,00050394	0,64926	liquid
55,504	0,00049996	0,6498	liquid
56,004	0,00049603	0,65033	liquid
56,504	0,00049216	0,65085	liquid
57,004	0,00048833	0,65138	liquid
57,504	0,00048455	0,65189	liquid
58,004	0,00048082	0,6524	liquid
58,504	0,00047714	0,65291	liquid
59,004	0,0004735	0,65341	liquid
59,504	0,00046991	0,6539	liquid
60,004	0,00046637	0,65439	liquid
60,504	0,00046287	0,65487	liquid

61,004	0,00045941	0,65535	liquid
61,504	0,000456	0,65583	liquid
62,004	0,00045262	0,6563	liquid
62,504	0,00044929	0,65676	liquid
63,004	0,000446	0,65722	liquid
63,504	0,00044275	0,65767	liquid
64,004	0,00043954	0,65812	liquid
64,504	0,00043637	0,65857	liquid
65,004	0,00043324	0,659	liquid
65,503	0,00043014	0,65944	liquid
66,003	0,00042708	0,65987	liquid
66,503	0,00042406	0,66029	liquid
67,003	0,00042107	0,66071	liquid
67,503	0,00041812	0,66113	liquid
68,003	0,00041521	0,66154	liquid
68,503	0,00041232	0,66194	liquid
69,003	0,00040948	0,66234	liquid
69,503	0,00040666	0,66274	liquid
70,003	0,00040388	0,66313	liquid
70,503	0,00040112	0,66352	liquid
71,003	0,0003984	0,6639	liquid
71,503	0,00039572	0,66428	liquid
72,003	0,00039306	0,66465	liquid
72,503	0,00039043	0,66502	liquid
73,003	0,00038783	0,66538	liquid
73,503	0,00038526	0,66574	liquid
74,003	0,00038272	0,66609	liquid
74,503	0,00038021	0,66644	liquid
75,003	0,00037773	0,66679	liquid
75,502	0,00037527	0,66713	liquid
76,002	0,00037284	0,66747	liquid
76,502	0,00037044	0,6678	liquid
77,002	0,00036806	0,66813	liquid
77,502	0,00036571	0,66846	liquid
78,002	0,00036339	0,66878	liquid
78,502	0,00036109	0,66909	liquid
79,002	0,00035881	0,6694	liquid
79,502	0,00035656	0,66971	liquid
80,002	0,00035434	0,67002	liquid
80,502	0,00035214	0,67032	liquid
81,002	0,00034996	0,67061	liquid
81,502	0,0003478	0,6709	liquid
82,002	0,00034567	0,67119	liquid

(Continuação do ANEXO A.....)

82,502	0,00034356	0,67147	liquid
83,002	0,00034147	0,67175	liquid
83,502	0,00033941	0,67203	liquid
84,002	0,00033736	0,6723	liquid
84,502	0,00033534	0,67257	liquid
85,002	0,00033334	0,67283	liquid
85,501	0,00033135	0,67309	liquid
86,001	0,00032939	0,67335	liquid
86,501	0,00032745	0,6736	liquid
87,001	0,00032553	0,67385	liquid
87,501	0,00032363	0,6741	liquid
88,001	0,00032175	0,67434	liquid
88,501	0,00031988	0,67458	liquid
89,001	0,00031804	0,67481	liquid
89,501	0,00031621	0,67504	liquid
90,001	0,0003144	0,67527	liquid
90,501	0,00031261	0,67549	liquid
91,001	0,00031084	0,67571	liquid
91,501	0,00030909	0,67593	liquid
92,001	0,00030735	0,67614	liquid
92,501	0,00030563	0,67635	liquid
93,001	0,00030393	0,67656	liquid
93,501	0,00030224	0,67676	liquid
94,001	0,00030057	0,67696	liquid
94,501	0,00029892	0,67715	liquid
95,001	0,00029728	0,67735	liquid
95,5	0,00029566	0,67754	liquid
96	0,00029405	0,67772	liquid
96,5	0,00029246	0,6779	liquid
97	0,00029089	0,67808	liquid
97,5	0,00028933	0,67826	liquid
98	0,00028778	0,67843	liquid
98,5	0,00028625	0,6786	liquid
99	0,00028473	0,67877	liquid
99,5	0,00028323	0,67893	liquid
99,974	0,00028182	0,679	liquid