

UNESP
Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá

Guaratinguetá

1995



*"Análise Teórica e Experimental
em Regime Permanente, de um
Termossifão Bifásico Fechado"*

NEWTON GALVÃO DE CAMPOS LEITE

43

1110000274



"ANÁLISE TEÓRICA E EXPERIMENTAL EM REGIME PERMANENTE, DE UM
TERMOSSIFÃO BIFÁSICO FECHADO"

NEWTON GALVÃO DE CAMPOS LEITE

ESTA DISSERTAÇÃO FOI JULGADA ADEQUADA PARA A OBTENÇÃO DO TÍTULO DE
"MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA"

ESPECIALIDADE: MECÂNICA
ÁREA DE CONCENTRAÇÃO: TRANSMISSÃO E CONVERSÃO DE ENERGIA

APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELO PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO


Prof. Dr. Nelson Múrcia
Coordenador

BANCA EXAMINADORA:


Prof. Dr. NELSON MÚRCIA
Orientador


Prof. Dr. MAURÍCIO ARAÚJO ZANARDI
Co-Orientador


Prof. Dr. RICARDO FORTES DE MIRANDA

FACULDADE DE ENGENHARIA
DE GUARATINGUETÁ
BIBLIOTECA

274

274

Julho de 1995

T. S36.24 (043)
L 533a

**"ANÁLISE TEÓRICA E EXPERIMENTAL EM REGIME
PERMANENTE DE UM TERMOSSIFÃO BIFÁSICO
FECHADO"**

ALUNO: Newton Galvão de Campos Leite

ORIENTADORES: Prof. Dr. Nelson Murcia
Prof. Dr. Maurício Araújo Zanardi



AGRADECIMENTOS

Aos professores Nelson Murcia e Maurício Araújo Zanardi, agradeço por todo apoio, paciência e dedicação durante estes anos. A estes mestres que têm toda minha admiração e respeito, dedico este trabalho. Agradeço também ao professor Celito J. Fochi pela revisão ortográfica, e a todos os professores que de maneira direta ou indireta, ajudaram-me a concluir este trabalho.

Minha sincera gratidão ao técnico Antonio Roberto de Freitas (Fefeu), pela dedicação e ajuda na fabricação, montagem e coleta de dados da parte experimental, bem como aos meus colegas de estudo, onde através dos anos se consolidou uma grande amizade.



Conteúdo

1	Introdução	1
1.1	Descrição	1
1.2	Objetivo da Atividade	2
1.3	Aplicação do Teorema de Pitágoras	3
1.4	Limites da Operação	10
1.5	Questões de Revisão	10
2	Análise Teórica Experimental	11
2.1	Introdução	11
2.2	Análise do Parâmetro Construído	12
2.3	Balances de Massa, Energia e Quantidade de Movimento	13
2.4	Diagrama de Fluxo (Processo)	20
2.5	Estudo das Variáveis	27
2.6	Dedução da Fração de Vapor, Título e Densidade do Misto de Vapor	28
2.7	Exatidão da Escala	29
2.8	Programa de Processamento Computacional	30
3	Resultados e Comentários da Análise Teórica	31
3.1	Introdução	31
3.2	Análise do Método Teórico	32
4	Análise Experimental do Teorema	33
4.1	Introdução	33
4.2	Procedimento Experimental do Teorema	34
4.3	Apresentação Experimental	35

Aos meus pais Newton e Etelvina.
e a minha namorada Ana Cláudia.

Conteúdo

1 Introdução.....	1
1.1 Descrição	1
1.2 Estado da Arte	5
1.3 Aplicações do Termossifão	13
1.4 Limites de Operação	16
1.5 Objetivos da Pesquisa	18
2 Análise Teórica Termossifão.....	20
2.1 Introdução	20
2.2 Análise de Parâmetro Concentrado	22
2.3 Balanços de Massa, Energia e Quantidade de Movimento	22
2.4 Parâmetro de Arrasto (<i>entrainment</i>)	26
2.5 Estudo das Velocidades	27
2.6 Definição de Fração de Vazio, Título e Densidade do Núcleo de Vapor	28
2.7 Estudo das Tensões	29
2.8 Fluxograma do Programa Computacional	30
3 Resultados e Comentários da Análise Teórica.....	33
3.1 Introdução	33
3.2 Análise do Modelo Teórico	33
4 Análise Experimental do Termossifão.....	42
4.1 Introdução	42
4.2 Processo de fabricação do termossifão	42
4.3 Aparato Experimental	44



4.3.1 Determinação das Temperaturas	52
4.3.2 Medidas de Vazão	53
4.4 Procedimento dos Testes	53
4.5 Cálculo da Taxa Real de Transferência de Calor	54
4.6 Cálculo do Número de Reynolds	54
4.7 Cálculo da Condutividade Térmica Equivalente	54
4.8 Cálculo do Coeficiente de Película	55
4.9 Análise de Erros de Medidas	55
5 Resultados e Comentários da Análise Experimental.....	58
5.1 Introdução	58
5.2 Gráficos	58
5.3 Comentários e Conclusões	88
6 Conclusões e Sugestões.....	93
Apêndice A.....	95
Programa Computacional	95
Bibliografia.....	100



Lista de Figuras

Figura 2.1:	representação idealizada do termossifão	20
Figura 2.2:	volumes de controle do condensador	23
Figura 2.3:	volumes de controle do evaporador	24
Figura 2.4:	volume de controle da piscina de líquido	25
Figura 2.5:	perfil de velocidade	28
Figura 2.6:	fluxograma do programa principal	31
Figura 2.7:	fluxograma da sub-rotina ledado	31
Figura 2.8:	fluxograma da sub-rotina const l	32
Figura 2.9:	fluxograma da sub-rotina newton	32
Figura 2.10:	fluxograma da sub-rotina de saída	32
Figura 3.1 a 3.6:	consistência do modelo teórico	34 a 39
Figura 3.7 e 3.8:	estudo do parâmetro de arrasto	40 e 41
Figura 4.1:	esquema de fabricação	43
Figura 4.2:	caixa de alimentação do sistema	46
Figura 4.3:	visão global do sistema de testes	47
Figura 4.4:	dispositivo de fornecimento de calor	48
Figura 4.5:	detalhes do dispositivo de retirada de calor (chicana)	49
Figura 4.6:	detalhes do dispositivo de retirada de calor (helicoidal)	50
Figura 4.7:	dispositivo de inclinação	51
Figura 4.8:	posição de soldagem dos termopares	52
Figura 5.1 a 5.4:	gráfico da posição adimensionalizada dos termopares pelo comprimento corrigido versus temperatura	58 a 61



Figura 5.5 a 5.9:	gráfico do número de Re do dispositivo de retirada de calor versus taxa real de calor transferido	62 a 66
Figura 5.10 a 5.13:	gráfico da potência fornecida ao evaporador pelo dispositivo de fornecimento de calor versus taxa real de transferência de calor	67 a 70
Figura 5.14:	gráfico comparativo das figuras 5.10, 5.11, 5.12 e 5.13	71
Figura 5.15:	gráfico da inclinação do tubo versus rendimento do sistema de testes	72
Figura 5.16 a 5.19:	gráfico da diferença de temperatura versus taxa real de calor transferido	73 a 76
Figura 5.20:	gráfico comparativo das figuras 5.16, 5.17, 5.18 e 5.19	77
Figura 5.21 a 5.23:	gráfico da diferença de temperatura versus taxa real de calor transferido para ângulo fixo	78 a 80
Figura 5.24:	gráfico comparativo das figuras 5.21, 5.22 e 5.23	81
Figura 5.25:	gráfico da inclinação do tubo versus taxa real de calor transferido	82
Figura 5.26:	gráfico da inclinação do tubo versus condutividade térmica equivalente	83
Figura 5.27:	gráfico da taxa real de calor transferido versus condut. térm. equivalente	84
Figura 5.28 e 5.29:	gráfico da taxa real de calor transferido versus coef. de película	85 e 86
Figura 5.30:	gráfico da taxa real de calor transferido versus quantidade de fluido de trabalho	87



Simbologia

A	área
c	calor específico
d, D	diâmetro
e	espessura
E	parâmetro de arrasto
F	força
g	aceleração da gravidade
h	entalpia; coeficiente de película
k	condutividade térmica equivalente
l, L	comprimento
M	massa total
\dot{M}	fluxo de massa no núcleo de vapor
\dot{m}	fluxo de massa
P	perímetro
p	pressão
q	taxa real de transferência de calor
Q	taxa teórica de transferência de calor
r	raio
Re	número de Reynolds
T	temperatura
t	tempo
V	velocidade
v	volume
x	título
X	posição de soldagem dos termopares

Símbolos gregos

α	fração de vazio
δ	espessura
Δ	diferença

ε	erro percentual
μ	viscosidade dinâmica
ν	viscosidade cinemática
η	rendimento
ρ	densidade
σ	tensão superficial
τ	tensão de cisalhamento

Índices

A	área
a	anel
B	campo
c	condensador
e	entrada; evaporador
g	gotículas
i	interface; interno
l	líquido
m	molhado
n	núcleo
p	piscina
r	direção radial
R	resultante
s	saída; seção; sistema; superfície
sat	saturação
sc	superfície de controle
t	topo; total
v	vapor
vc	volume de controle
x	seção do tubo
w	parede interna do tubo
y	seção do tubo
z	direção axial

Sobrescrito

—	valor médio; relacionado à interface
---	--------------------------------------

RESUMO

Uma análise teórica e experimental foi realizada em um termossifão bifásico de formato geométrico cilíndrico, evacuado e utilizando água como fluido de trabalho. Na parte teórica, são realizados balanços de massa, energia e quantidade de movimento em volumes fixos e bem definidos de controle, ao longo do tubo. O parâmetro de arrasto (*entrainment*) foi levado em consideração nas equações de balanço, como sendo independente dos processos termo-hidrodinâmicos ocorridos no interior do termossifão. A partir dos balanços, foi obtido um sistema de equações que resolvido, nos fornece uma única equação, que foi solucionada pelo método iterativo de Newton-Raphson. Os resultados foram avaliados, e mostraram uma boa concordância com o proposto pelo modelo.

Na parte experimental, utilizando um sistema de testes, montado no Laboratório da Área Térmica da Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá, foi possível obter uma quantidade de dados significativas para fazer estudos do tipo: influência do ângulo de inclinação na taxa real de calor transferido pelo termossifão; influência da quantidade de fluido de trabalho na taxa real de calor transferido, etc, além de fornecer dados para estudo do modelo teórico.



INTRODUÇÃO

ABSTRACT

A theoretical and experimental analyses for a two-phase closed thermosyphon was performed. The mass, energy and momentum conservation equation were derived for control volumes defined inside the thermosyphon. The entrainment parameter was considered as a parameter not dependent of the thermohydrodynamic processes. The equation set obtained was reduced to a single one. That equation was solved by a Newton-Raphson procedure.

An experimental apparatus was constructed at the Energy Laboratory of UNESP at Guaratinguetá. The influences of the inclination angle, working fluid, and so on, amount in the performance of the thermosyphon were investigated.



Capítulo 1

INTRODUÇÃO

1.1 Descrição

O termossifão é um dispositivo que pode ser chamado de super condutor de calor, apesar de sua construção ser relativamente simples. Desde o surgimento do nome termossifão por volta de 1928 [1], este dispositivo vem sendo estudado e aperfeiçoado, por apresentar grandes potencialidades no transporte de calor.

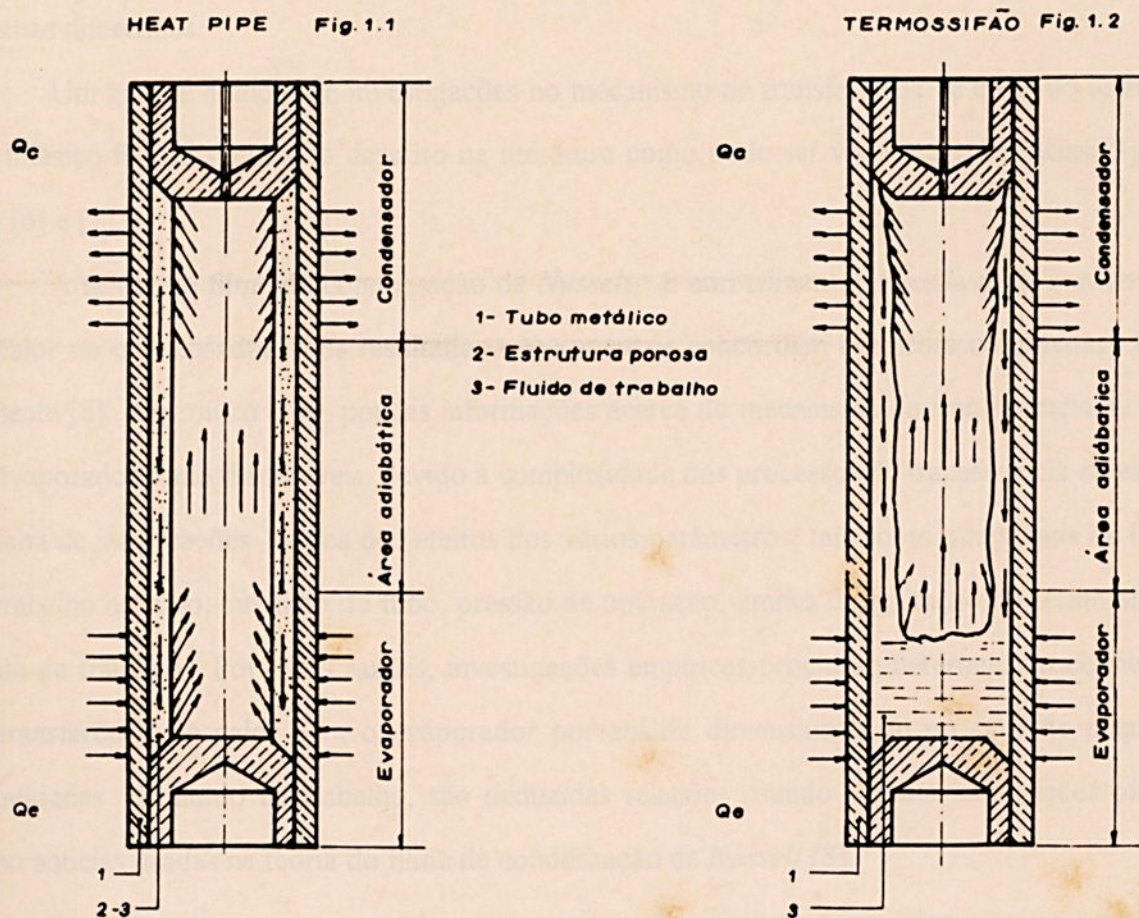
Os tubos de *Perkins* [2] ou termossifões como são freqüentemente chamados, não têm estrutura porosa e são freqüentemente incluídos sob o domínio dos Tubos de Calor (*Heat Pipes*). Este último é um tubo, ou qualquer outra forma geométrica, metálico, fechado e evacuado, que possui no seu interior uma estrutura porosa e uma certa quantidade de fluido de trabalho (água destilada, R-113, R-11, etanol, etc). Suponha um tubo de calor (*Heat Pipe*) na posição vertical, com o seu lado inferior aquecido, o qual chamaremos de evaporador, enquanto que em seu lado superior é retirado calor, o qual chamaremos de condensador. Entre o evaporador e o condensador existe uma zona de transporte que chamaremos de área adiabática, que dependendo da aplicação do tubo, pode existir ou não. A transferência de calor é realizada por evaporação-condensação do fluido de trabalho, ou seja, o fluido de trabalho contido na parte aquecida do tubo (evaporador) atinge seu ponto de vaporização, subindo por diferença de densidade e pressão. Enquanto esse fenômeno se processa, no condensador está ocorrendo o contrário, ou seja, o vapor ao se deparar com uma temperatura mais baixa, e suficiente para atingir seu ponto de condensação, começa a formar gotículas na parede interna do condensador (que é revestida com estrutura porosa), gotículas essas que irão retornar para o evaporador através das forças de gravidade e capilaridade, sendo esta última proveniente da estrutura porosa. Assim começa a se formar um ciclo de evaporação-condensação dentro do tubo, que é responsável pelo transporte de quantidades substanciais de energia do evaporador para o condensador. Como a transferência de calor se dá pela mudança de fase do fluido de trabalho, uma grande quantidade de calor é transferida com uma pequena diferença de temperatura entre o evaporador e o condensador, conferindo-lhe uma altíssima condutividade térmica equivalente.



Os tubos de calor podem teoricamente trabalhar em qualquer ângulo de inclinação, inclusive podendo haver uma inversão de posição entre evaporador e condensador, pois a estrutura porosa, através das forças de capilaridade, pode vir a permitir o retorno do fluido de trabalho ao evaporador depois de condensado.

Podemos dizer então, que a principal diferença de um modo geral entre o termossifão e o tubo de calor, está na não utilização da estrutura porosa por parte do termossifão. Logo, podemos concluir que o fluido de trabalho retorna para o evaporador somente pela ação da força gravitacional, que teoricamente limita o uso do termossifão com relação ao seu ângulo de inclinação, necessitando-se que o evaporador esteja sempre a um nível mais baixo em relação ao condensador. Por outro lado, o fato do termossifão não necessitar de estrutura porosa, o torna mais simples e barato.

Para uma melhor compreensão do esquema de funcionamento do tubo de calor e do termossifão, devemos observar as figuras 1.1 e 1.2 :



Através das figuras, podemos notar a principal diferença entre o tubo de calor (*Heat Pipe*) e o termossifão, além de podermos visualizar o esquema dos escoamentos internos do fluido de

trabalho o qual determina o funcionamento do tubo. Esse fenômeno é bem complexo e tem sido objeto de estudo de vários autores, como veremos adiante.

A taxa de transferência de calor é afetada por muitos fatores, tais como:

- fluido de trabalho;
- quantidade de fluido de trabalho;
- diâmetro interno do tubo;
- comprimento do tubo;
- razão da área do condensador pela área do evaporador;
- comprimento da área adiabática;
- fluxo de calor aplicado no evaporador (limites de operação do termossifão);
- temperatura de operação; etc.

O termossifão bifásico fechado e evacuado, que é o objetivo de nosso estudo, tem a vantagem da simplicidade de construção, baixo custo de fabricação e relativamente altas taxas de transferência de calor quando comparados com outros dispositivos de transferência de calor de mesmas dimensões.

Um grande número de investigações no mecanismo de transferência de calor do termossifão bifásico fechado tem sido descrito na literatura como pode ser visto nas referências [3], [4], [5], [6] e [7].

A teoria do filme de condensação de *Nusselt*, é normalmente aplicada para transferência de calor no condensador, e os resultados experimentais concordam bem com os previstos teoricamente [8]. Por outro lado, poucas informações acerca do mecanismo de transferência de calor no evaporador estão disponíveis, devido à complexidade dos processos de transferência de calor e da falta de informações acerca dos efeitos dos vários parâmetros, tais como quantidade de fluido de trabalho no tubo, tamanho do tubo, pressão de operação, limites de operação do termossifão e fluido de trabalho. Por essas razões, investigações empíricas procuram determinar o coeficiente de transferência de calor para o evaporador por análise dimensional, ou no caso de pequenas quantidades de fluido de trabalho, são deduzidas relações usando algumas suposições básicas como aquelas usadas na teoria do filme de condensação de *Nusselt* [8].

Portanto, até agora os modelos matemáticos não são bem adequados para uma previsão exata das características de transferência de calor do termossifão bifásico fechado, para aplicações práticas.



Nas últimas décadas, muitos estudos têm sido realizados sobre a transferência de calor não somente em termossifões bifásicos fechados de forma cilíndrica, mas também em diferentes tipos de termossifões. Como exemplo, podemos citar pesquisas em termossifões bifásicos fechados de contracorrente, feito primeiro por *Cohen e Bayley* [3], seguido entre outros por *Strel'tsov* [5] e mais recentemente por *Dobran* [9] e *Reed* [10].

Termossifões toroidais foram investigados por *Hart* [11] e *Sen* [12], enquanto *Huang e Zelaya* [13] e *Zuirin* [14] analisaram termossifões-fechado (*loop*) retangulares.

Em aplicações industriais, há uma preferência por termossifões bifásicos de contracorrente, por causa de sua capacidade de transportar grandes taxas de calor com pequenas diferenças de temperatura, como já havíamos dito, menor interação líquido-vapor, etc. Esses tipos de termossifões foram pesquisados por *Hallinan e Viskanta* [15], que estudaram os coeficientes de transferência de calor, enquanto *Leidenfrost e Modrei* [16] investigaram experimentalmente as condições de escoamento e transferência de calor.

Outro modelo de termossifão digno de nota, é o termossifão aberto, que foi estudado por, entre outros autores *Ruiz e Sparrow* [17].

Vários exemplos de aplicações práticas de termossifões podem ser também encontradas, e dentre os quais destacamos:

- resfriamento das pás de turbinas a gás [3];
- estabilização térmica [18];
- trocadores de calor ar-ar e gás-gás [19];
- prevenção de formação de gelo [20];
- aproveitamento de água quente [21];
- recuperação de perda de calor em campos industriais [22]; etc.

Veremos com mais detalhes, as diversas áreas de aplicações dos termossifões mais adiante.

1.2 Estado da Arte

Vamos comentar agora, alguns dos principais trabalhos que foram desenvolvidos a nível mundial nos últimos anos, para mostrarmos a importância desse dispositivo. Como será notado, há uma grande diversificação de temas de pesquisa.

Huang e Zelaya [13] investigaram o comportamento da transferência de calor de um termossifão-fechado (*loop*) retangular. A análise, usando uma aproximação unidimensional, um fator de atrito unidimensional, e uma correlação empírica para a transferência de calor geral no condensador, mostrou ser capaz de prever, com precisão, o comportamento do ciclo (*loop*) em regime permanente ou próximo ao estado de regime permanente. A solução do escoamento de circulação natural obtida para regime permanente, mostrou ser uma função de um grupo adimensional $(Nu.Gr/Pr).Y$, onde Y é o comportamento efetivo adimensional, concordando muito bem com os resultados experimentais.

Mathur e MacDonald [23] desenvolveram um programa para um trocador de calor construído com termossifões-fechados (*loop*) bifásicos. Esse programa é capaz de simular sistemas com trocadores de calor de múltiplos tubos em linha. Uma comparação entre os resultados simulados e experimentais é feita também para dois sistemas diferentes, um envolvendo jatos d'água no evaporador e condensador dos tubos, e outro utilizando um sistema com tubos aletados tanto nas serpentinas do evaporador quanto no condensador e circulação de ar para a troca de calor.

Em uma conferência em Pequim na China [24], foram apresentados um modelo de escoamento e um método de projeto para um termossifão, que permitem calcular as características internas de transferência de calor e do escoamento bifásico. Modelos de escoamento, estabilidade, taxa de recirculação, entre outros, têm sido visualmente investigados por meio de tubos transparentes, utilizando água, ácido sulfúrico, óleo pesado, água-etanol entre outros, fluidos de trabalho. Experimentos mostraram que esse dispositivo opera de modo estável, mesmo para grandes diferenças de densidade. Esse termossifão de mudança de fase (ebulição) tem sido testado e usado como caldeiras, evaporadores, etc, em laboratórios e processos industriais.

Leidenfrost e Modrei [25] estudaram as condições de escoamento e transferência de calor em um termossifão-fechado (*loop*) bifásico. Uma investigação experimental da transferência de calor, na mudança de fase, foi feita sob várias condições de escoamento e orientações do ciclo (*loop*). Experimentos de visualização foram feitos para determinar os padrões de escoamento sob diferentes orientações e para diferentes cargas de enchimento. Foram ainda calculados os coeficientes de transferência e fluxos de calor na superfície. Os resultados obtidos concordam muito bem com os dados da ebulição do tipo piscina (*pool-boiling*).

Chen e Chang [26] analisaram um termossifão-fechado (*loop*) bifásico em regime permanente com circulação natural, no qual a diferença de densidade do fluido nas fases líquido e vapor

causam uma força de movimentação. As equações governantes unidimensionais são primeiro formuladas para um ciclo (*loop*) baseado no modelo homogêneo, bifásico para uma área variável. Depois, o título de vapor na zona bifásica é assumido como uma função linear da distância do escoamento. O modelo é então aplicado para um ciclo (*loop*) com área quadrada constante e para um ciclo (*loop*) toroidal.

Huang, Chen e Zhang [27] investigaram um termossifão vertical do tipo depósito de fluido quente ou caldeira, que apresenta sérias instabilidades. O problema pode ser solucionado através do desenvolvimento de uma nova configuração de termossifão. Experimentos foram conduzidos com tubos de quartzo e de cobre com dimensões geométricas similares, sendo que o tubo de quartzo permite melhores observações visuais, enquanto que o tubo de cobre permite obter maior quantidade de informações. Partículas de polipropeno com densidade próxima da água, foram usadas para investigações das características do escoamento e são propostos um modelo de escoamento e um projeto aproximado. Os resultados dos cálculos podem ser usados para prever as características do escoamento bifásico e sua transferência de calor dentro do depósito de fluido quente ou caldeira.

Gordon, Ramos e Sen [28] desenvolveram um modelo de termossifão com geometria arbitrária e temperatura de parede conhecida. Um estudo unidimensional é feito incluindo os efeitos da condução axial, sendo que esse estudo é feito tanto em regime permanente quanto em regime transiente. Soluções múltiplas para o regime permanente foram identificadas. O problema em regime transiente pode ser reduzido a um conjunto de infinitas equações diferenciais ordinárias. Entretanto, a velocidade do escoamento é determinada através de um subconjunto de três equações que estão intimamente relacionadas com as equações de *Lorenz*.

Petroff e Beretta [29] desenvolveram um método para a determinação do nível de líquido e taxa de transferência de calor para operação, em regime permanente, de um termossifão de cobre fechado, utilizando água como fluido de trabalho, e a validade desse método é confirmada através de uma comparação com os dados experimentais. Os testes foram realizados variando a quantidade de fluido de trabalho entre 25% e 150% do volume do evaporador, com temperaturas na faixa de 20° C a 120° C e inclinação de 45° em relação à vertical. O uso de um tubo interno mostrou aumentar os limites de operação em 300%.

Niro, Andreini, Silvestri e Beretta [30] apresentaram resultados experimentais e considerações teóricas sobre os mecanismos de mudança de fase a baixa pressão, num termossifão bifásico

fechado e, em particular na transição entre a ebulição intermitente e a totalmente desenvolvida. Eles classificam o regime de mudança de fase com base na frequência de nucleação da bolha e com base na razão entre o diâmetro da bolha e o diâmetro do tubo. Um critério, para determinar a fronteira entre a ebulição intermitente e a completamente desenvolvida, é baseado na razão do tempo de espera da nucleação da bolha pelo tempo de crescimento. Desse critério foi obtida uma correlação entre a potência, pressão do fluido de trabalho e nucleação crítica de superaquecimento. Os dados experimentais de condições de operação, temperaturas e frequência de nucleação concordam bem com a correlação proposta.

Fukano, Kadoguchi e Tien [31] fizeram um estudo experimental com fluxo de calor crítico para limites de operação em termossifões bifásicos fechados. Modelos de escoamento dentro de um termossifão vertical foram visualmente investigados, e a relação entre os modelos e o limite de operação foram estudados experimentalmente. Os parâmetros utilizados foram o diâmetro interno do termossifão, as propriedades, a carga de enchimento de fluido de trabalho e a pressão do sistema. As observações mostraram que haviam dois efeitos opostos do líquido no evaporador, no limite de operação devido ao alagamento (*flooding*): um atraso moderado na ebulição e uma secagem (*dryout*) na parede do evaporador promovendo o aumento do atraso na ebulição. Levando esses efeitos em consideração, foi proposta uma correlação para uma grande quantidade de dados de fluxo de calor crítico, obtidos de vários tipos de termossifões, usando novos parâmetros tais como: altura da piscina de líquido e energia cinética das bolhas.

Negishi, Kaneko, Matsuoka [32] entre outros, estudaram o comportamento da transferência de calor de um termossifão feito de um tubo corrugado. Nesse trabalho, um tubo de cobre corrugado foi usado como recipiente do termossifão, e água destilada foi usada como fluido de trabalho. Foram estudadas as influências da carga de enchimento e ângulo de inclinação no comportamento da transferência de calor, e foi encontrado que o enchimento ideal de líquido para o evaporador é de 40% e que a eficiência máxima é obtida com um ângulo de inclinação de 30 graus. Uma fórmula bastante útil para calcular o coeficiente de transferência de calor no evaporador foi obtida.

Kobayashi e Matsumoto [33] desenvolveram um modelo analítico de escoamento ascendente, de vapor na presença de gás não condensável, na região do condensador de um termossifão assistido pela gravidade. O principal objetivo foi examinar a camada interfacial gerada em tal região de mistura vapor-gás influenciados pela gravidade. O modelo foi desenvolvido a partir das

equações de conservação para escoamento permanente incompressível, incluindo efeitos de transporte de difusão binária e de concentração desigual no campo de escoamento causado pela força gravitacional. Resultados numéricos tais como densidade, temperatura e distribuições de velocidade de vapor obtidos por esse modelo foram comparados com experimentos de visualização de escoamento. A comparação apresentou um resultado razoável, indicando que o modelo descreve as características básicas do campo de escoamento.

Testes conduzidos em túnel de vento da *U. S. Army Cold Regions Research and Engineering Laboratory* utilizando termossifões bifásicos comerciais são apresentados na referência [34]. Nestes testes, a velocidade do ar variou entre 0 e 5,2 m/s, foram utilizadas inclinações dos termossifões entre 0 e 12 graus em relação à horizontal, e a temperatura do ar para todos os testes foi próxima a -18°C .

Os resultados dos testes mostram a condutância térmica do termossifão em função da velocidade do vento e do ângulo de inclinação, sendo que a condutância térmica cresceu com o aumento da velocidade do vento e do ângulo de inclinação.

Faghri, Chen e Morgan [35] fizeram estudos experimentais e analíticos da transferência de calor nas seções do condensador de termossifões bifásicos fechados. Resultados de uma série de experimentos do fenômeno de alagamento (*flooding*) de alguns termossifões são apresentados para termossifões de Freon-113 e acetona. Uma correlação melhorada foi desenvolvida para prever os limites de rendimento de um termossifão convencional usando novos dados experimentais e os já existentes para alagamento (*flooding*), com diferentes fluidos de trabalho. A predição do número de *Nusselt* teórico para situações associadas com medidas dos coeficientes de transferência de calor na seção do condensador, indicou que o efeito de cisalhamento interfacial no escoamento do filme é pequeno.

Ueda, Miyashita e Chu [36] investigaram experimentalmente as características de transporte de calor de um termossifão, usando R-113, metanol e água como fluido de trabalho. O coeficiente de transferência de calor de condensação da seção fria do tubo, mostrou uma tendência de decréscimo com o aumento da diferença de temperatura da parede do tubo. Essa tendência é similar a predição de *Nusselt*, entretanto, seu valor é consideravelmente menor sob a condição de altas velocidades de vapor. Baseado nas características de transferência de calor das seções quente e fria, expressões adimensionais foram deduzidas para relacionar a taxa de transporte de

calor com a diferença de temperatura entre as seções quente e fria. Essas expressões são comparadas com os resultados medidos apresentando concordância.

Thome [37] apresentou um estudo, onde investigou o efeito de misturas na contribuição da nucleação na mudança de fase (ebulição), no escoamento interno de tubos verticais com baixo título de vapor, operando sob condições típicas de um termossifão vertical. Notou-se que o processo de difusão de massa criado pela diferença de composição entre as fases líquida e vapor, impede o processo de mudança de estado e reduz substancialmente a contribuição da nucleação para transferência de calor na mudança de fase. Dois fatores de correção amplamente citados, para escoamento de misturas com mudanças de fase foram testados, comparando-se com um conjunto de dados experimentais para misturas de etanol-ciclohexano, encontrado na literatura, verificou-se que são somente parcialmente confiáveis. Por outro lado, muitas correlações para evaporação de misturas do tipo ebulição em piscina (*pool-boiling*) baseadas em modelos teóricos, mostraram ser precisas e portanto recomendadas para uso em projetos.

Lock e Simpson [38] investigaram o desempenho de um termossifão fechado com grande razão comprimento-diâmetro. O trabalho experimental é feito com um termossifão fechado monofásico sob condições apropriadas a aplicações em regiões do Ártico, ou seja, com grande razão comprimento-diâmetro e o comprimento da parte quente bem maior que da parte fria. O propósito é duplo: gerar dados empíricos de transferência de calor que representem o limite inferior de funcionamento (na ausência de mudança de fase) e descobrir o mecanismo de troca térmica e de quantidade de movimento que ocorrem na junção das seções quente e fria.

Lock, Chong, Dyckerhoff [39], entre outros, estudaram o uso de vento para criar transferência de calor por convecção forçada em termossifões, projetados para criação e manutenção de solo e água resfriada. São discutidos métodos de uso do vento como: tubo de venturi, turboventilador e adaptação com um turbo-compressor. Um procedimento detalhado de projeto é, então desenvolvido, para o cálculo das perdas de escoamento e taxas de transferência de calor para algumas taxas dadas de escoamento de ar, no possível limite para um sistema dirigido de vento. Taxas de transferência de calor são então aplicadas para o congelamento do material ao redor da parede do termossifão. As simulações mostram o efeito da geometria do tubo e velocidade do vento no raio de congelamento, e demonstram que o sistema é prático.

Den Braven e Karen [40] analisaram a transferência de calor dentro de um termossifão inclinado e em um *Heat Pipe* evacuado, para coletor solar. Um exame detalhado foi feito no pro-



cesso de condensação do filme laminar, incluindo os efeitos de cisalhamento interfacial devido ao movimento do vapor, e foram também incluídos efeitos das ondas da superfície do filme. A adição do termo de cisalhamento, nas equações, implica em mudanças nos resultados para a espessura do filme na porção do condensador do experimento, mudanças essas menores que 1%, dependendo da localização ao longo da superfície do tubo. Essa mudança causa somente um suave aumento da transferência de calor.

Yamagishi, Ishiguro [41], entre outros estudaram os padrões de escoamento e os mecanismos de transferência de calor de um termossifão. Medidas da transferência de calor e a visualização do escoamento foram executados em termossifão vertical aberto e fechado, usando água e etileno-glicol como fluido de trabalho. Foram utilizados termossifões fechados de 10 e 20 mm de raio e 300 mm de comprimento, e termossifão aberto de 20 mm de raio e 150 mm de comprimento. O número de *Nusselt* e o modelo de escoamento do termossifão fechado são comparados ao do termossifão aberto, e o número de *Nusselt* teórico e experimental do termossifão fechado foram também comparados aos resultados de *Bayley* e outros.

Bontemps, Goubier [42] entre outros investigaram a transferência de calor num termossifão bifásico carregado com tolueno. Segundo os autores, termossifões de grandes dimensões são componentes eficientes de transferência de calor em sistemas de reaproveitamento de calor. Seus limites de funcionamento em geral, dependem dos seguintes parâmetros: geométrico (comprimento, diâmetro e ângulo de inclinação), físico (tipo de fluido e carga de enchimento) e térmico (temperatura e fluxo de calor). Uma investigação experimental foi realizada com um termossifão bifásico, fechado e de grande dimensão, que corresponde a equipamentos usados em recuperadores industriais. Um termossifão de aço, vertical ou inclinado, com 3 m de comprimento e 27 mm de diâmetro interno, foi testado em temperaturas variando entre 100° e 300° C. A parte inferior do tubo foi eletricamente aquecido ao longo de um comprimento variável, e a parte superior foi resfriada com ar, onde a taxa de escoamento e temperatura foram controladas.

Yiwei, Wang [43] e outros realizaram um estudo teórico e experimental na transferência de calor interna durante o processo de condensação, em termossifões verticais e inclinados. Tomando o atrito do vapor e o ângulo de inclinação do termossifão considerado, é determinado um modelo laminar de condensação pelicular, seguido por uma análise teórica. No estudo experimental, é usado um termossifão de aço, utilizando água como fluido de trabalho. Os resultados experimentais são apresentados e discutidos, sendo proposta uma relação semi-empírica.

Kawai, Utsuro e Okamoto [44] fizeram uma simulação numérica das características de auto-regulagem de uma fonte de neutrons fria com um termossifão fechado. Uma fonte de neutrons fria tendo um termossifão-fechado (*loop*) para resfriamento, mostra características de auto-regulagem, com respeito a flutuações da carga de calor se o moderador de transferência do tubo cumpre certas condições. Uma equação dinâmica para o termossifão, tendo tais propriedades, é apresentada com base nos desequilíbrios termodinâmicos. O reator da Universidade de Kyoto (Osaka, Japão), foi investigado por simulação numérica, utilizando essa equação e os resultados numéricos estão de acordo com o diagrama experimental de Bode.

Furzer [45] através de um modelo simplificado de termossifão vertical para caldeiras, próximo à máxima taxa de fluxo de calor, observou que as oscilações de pressão são dominadas por duas fases de queda de pressão, aceleração, e duas fases de queda de pressão estática. Esses termos podem ser desenvolvidos usando os parâmetros de *Martinelli* para providenciar a taxa de circulação do fluido nos tubos e o fluxo de calor. O fluxo de calor máximo mostra ser uma função da redução de pressão. Uma lista de onze características importantes foi obtida para auxiliar o projeto da caldeira e uma nova análise da eficiência da caldeira é deduzida para sistemas binários, que possibilitam uma base segura para testes das mesmas.

Fukano e Kadoguchi [46] analisaram experimental e analiticamente o refluxo da condensação interna de um termossifão vertical bifásico, fechado, com a atenção voltada às características locais de transferência de calor. Baseado numa detalhada observação visual do modelo de escoamento no condensador, pode-se considerar os efeitos de dois fenômenos no modelo teórico proposto: a turbulência do filme de líquido próximo a interface - líquido-gás - que é causada por uma estrutura de ondas na superfície de líquido e também pelo escoamento de vapor, e o depósito de gotas no núcleo de vapor, que resulta no aumento da espessura do filme de líquido e, portanto, deteriora a transferência de calor próximo ao topo do condensador. Os valores estimados aproximam-se bem com os dados experimentais.

Niro [47] apresentou um modelo analítico para prever o comportamento térmico geral e as quedas de pressão de trocadores de calor gás-gás, usando termossifões bifásicos fechados. Ele, primeiro, correlaciona a eficiência térmica de ordem genérica com as características de transferência de calor geral, e então revisa as correlações estimando as quedas de pressão no gás e os coeficientes de transferência de calor ambos na saída e na entrada do termossifão bifásico fe-



chado. Finalmente, correlaciona as temperaturas do gás na entrada, a eficiência do trocador de calor e a queda de pressão.

Peterson e Bage [48] estudaram as limitações devido ao arrasto de líquido (*entrainment*) nos termossifões e tubos de calor. Investigações anteriores desenvolveram técnicas de sucesso para prever muitas limitações de transporte, o arrasto de gotículas (*entrainment*) ficou entre os últimos a serem compreendidos. Várias técnicas de modelamento do arrasto de líquido têm resultado em grandes esforços na obtenção do fluxo de calor radial exigido para o início deste arrasto. Foi incluído neste estudo, uma revisão dos métodos analíticos usados para prever o arrasto do líquido como função dos parâmetros físicos do tubo e propriedades do fluido de trabalho, para termossifões e tubos de calor. Os resultados dos modelos são comparados com os dados experimentais existentes num esforço para determinar a exatidão das técnicas de predição. Usando um termossifão de cobre com água, como fluido de trabalho, e um tubo de calor com estrutura porosa feita de tela, foram realizadas simulações usando sete diferentes modelos de termossifões e quatro modelos de tubos de calor e comparou-se o limite de arrasto. Os resultados dessas comparações podem dar subsídios para desenvolver projetos de trocadores de calor e providenciar uma base para uma maior compreensão dos fenômenos que governam esse limite.

Lock e Jialin [49] estudaram a influência da inclinação do evaporador e condensador no desempenho de um termossifão de ângulo reto. Usando tubos de pequeno diâmetro, contendo água em pressões subatmosféricas, realizou-se uma completa e sistemática investigação das inclinações do tubo. Os dados revelam a complexidade dos comportamentos hidrodinâmicos e térmicos, confirmados por observações visuais do escoamento. Um diagrama do perfil de fluxo de calor foi construído para dar ao projetista características úteis do comportamento.

Stauder e MacDonald [50] realizaram um estudo experimental em um sistema de troca de calor ar-ar com termossifões bifásicos com múltiplas voltas, utilizando R-11 como fluido de trabalho, visando prever o comportamento térmico para diferenças de temperaturas entre o ar quente e o frio acima de 50° C. Foram realizados testes em um sistema de quatro voltas com velocidades superficiais iguais (1,3; 2,2 e 3,1 m/s) em cada serpentina e num sistema de única volta com velocidade na superfície de 2,2 m/s. Uma histerese foi descoberta em cada gráfico da efetividade do trocador de calor em função da diferença de temperatura geral, quando se tinha diferenças de temperaturas abaixo de 45° C. A mudança de fase não se iniciou até ser alcançado uma diferença

de 13° C. Entretanto, uma vez iniciada a mudança de fase, não pára completamente até a diferença de temperatura cair abaixo de 4° C.

1.3 Aplicações do Termossifão

Neste item, vamos mostrar alguns campos de atuação do termossifão, que vem ganhando a cada ano um maior interesse científico e tecnológico devido, dentre outros fatores ao seu baixo custo, relativa facilidade de fabricação e altíssima condutividade térmica.

McFadden [51] utilizou a temperatura do solo nas vizinhanças do tubo para monitorar o comportamento de um termossifão, em uma instalação experimental no aeroporto de Bethel no Alaska. São apresentados a teoria do sistema de operação e métodos de resolução e é sugerido um critério de desempenho (efetividade), e as unidades são avaliadas através desse critério.

Brew e Akuffo [52] fizeram uma revisão de estudos experimentais em um termossifão de aquecedor solar de água. O termossifão do aquecedor solar de água é o mais usado de todos os projetos térmicos solares. Entretanto, fenômenos físicos fundamentais e seu modo de operação são complexos e alguns dos resultados experimentais publicados parecem ser contraditórios. Esse trabalho de revisão é uma tentativa de apresentar informações básicas disponíveis do comportamento desse equipamento de uma maneira sistemática. Vários critérios de análise, métodos de teste e resultados experimentais são discutidos. Parâmetros tais como: altura do tanque de armazenamento, razão do volume do tanque de armazenamento pela área de abertura do coletor e isolamento do tubo, e seus efeitos na dinâmica do sistema de termossifão solar são também discutidos. O trabalho conclui identificando algumas das áreas que necessitam de maior investigação.

Em uma conferência (*Proceedings of the Seventh International Conference on Offshore Mechanics and Artic Engineering*), na cidade de Houston, no Texas [53], foram apresentados três testes de aplicações dos termossifões. O primeiro usa o termossifão para transferir calor do solo para um abrigo isolado de instrumentos. O segundo utiliza o termossifão para congelamento de água, enquanto que o terceiro usa o termossifão para juntar as camadas de gelo transportadas num rio. O primeiro foi testado no Alaska, enquanto que os outros dois foram testados em laboratório.

Sawhney, Bansal e Sodha [54] testaram um painel de termossifões na parede sul de uma construção, usando-o como aquecedor solar de ambientes nos climas frios do deserto, no Norte da Índia. Eles apresentam um modelo de simulação para prever o comportamento de tais painéis,



sendo que uma avaliação numérica do comportamento foi feita, usando dados meteorológicos do mês de janeiro (tendo as temperaturas máximas e mínimas iguais a $-2,1^{\circ}$ e $-14,2^{\circ}$ C respectivamente, em uma insolação de $4,58 \text{ KWh/m}^2$ na superfície horizontal). Para condições típicas de janeiro um painel de $1,62 \text{ m}^2$ coletou cerca de $2,3 \text{ KWh}$ de energia por dia com um aumento da temperatura de cerca de $2,5^{\circ}$ C para $13,5^{\circ}$ C, com uma eficiência de trabalho de aproximadamente $32,5\%$.

Nahar [55] testou e investigou o desempenho de um sistema solar de aquecimento de água com 750 litros de capacidade. O coletor solar é baseado no princípio do termossifão e pode fornecer água com temperatura entre 80° e 85° C no fim da tarde, mantendo a sua temperatura até a manhã seguinte entre 70° e 75° C se for utilizado um armazenador, tendo o coletor uma eficiência global de 43% .

Bordignon, Ragni [56] e outros desenvolveram um projeto avançado para resfriamento de resistores e seus componentes auxiliares. O projeto tem a vantagem de usar o princípio do termossifão e é projetado para um resfriamento forçado com ar. Resultados obtidos de testes, indicam que a técnica é adequada para obter o controle térmico do resistor, garantindo a plena utilização de sua capacidade.

DenHartog [57] estudou termossifões para aplicações horizontais em grandes construções, hangares, estradas e ferrovias, onde a mudança da temperatura da superfície causa o derretimento de grandes áreas da camada de gelo. Tais termossifões com seções do evaporador próximo à horizontal foram usados embaixo de tais estruturas. Experimentos são descritos, onde a seção do evaporador do termossifão é horizontal ou admite mesmo, um ângulo negativo.

Haynes e Zarling [58] conduziram testes em laboratórios com termossifões comerciais em um túnel de vento. A velocidade do ar foi limitada entre 0 e $5,2 \text{ m/s}$ e o ângulo do evaporador variou de 0 a 12 graus, medidos da horizontal. A temperatura do ar, para todos os testes, foi de cerca de -18° C. Os resultados dos testes foram apresentados com a condutância térmica do termossifão, sendo uma função da velocidade do ar e ângulo de inclinação do evaporador. A condutância aumenta com o aumento da velocidade do ar e com o aumento do ângulo de inclinação do evaporador. O uso de termossifões, em projetos de fundações em regiões frias, foi modelado usando a técnica de elementos finitos.

Babin, Leiner e Peterson [59] estudaram o resfriamento de componentes eletrônicos com termossifões. Foi desenvolvida uma investigação experimental e um modelamento analítico, com

chips imersos numa piscina de refrigerante R-114, em condição de saturação e localizados na seção do evaporador de um sistema de termossifão. Foi idealizado um programa de computador para avaliar as características térmicas como uma função da geometria do sistema e propriedades do fluido de trabalho. Na parte experimental, foi avaliado o desempenho térmico e a capacidade de remoção de calor, e os dados experimentais obtidos incluem a temperatura da superfície do chip, as temperaturas e pressões do líquido e vapor, bem como o calor total rejeitado. Todos como uma função das temperaturas do condensador.

Akbarzadeh, Johnson e Hendy [60] projetaram, construíram e testaram protótipos de trocadores de calor, baseados em termossifões para a recuperação de energia dissipada, para pré-aquecer correntes de ar. O trabalho apresenta um perfil das etapas do projeto e alguns dos principais parâmetros do projeto do primeiro protótipo de trocador de calor. A efetividade do protótipo do trocador de calor, sob condições de operação típica ficou em torno de 70%.

Pearson [61] analisou as vantagens do termossifão de resfriamento sobre os sistemas de resfriamento livre. Algumas exigências de resfriamento podem ser encontradas, rejeitando-se parte ou a totalidade do calor para atmosfera. Tais exigências estão no resfriamento de sistemas de jateamento de tintas para indústrias automotivas, resfriamento do sistema principal de computadores, etc. Essas aplicações podem tirar vantagens do uso de termossifões de resfriamento.

Bland e Funke [62] escolheram uma linha de pesquisa mais avançada, que inclui o resfriamento de atuadores elétricos de alta potência. Um refrigerante é usado em um termossifão do tipo refrigerador, o qual transfere calor do motor elétrico para uma superfície fria.

Pilavachi [63] coordena atividades de pesquisa em trocadores de calor, associados a Comunidade Européia de Energia Não-Nuclear num programa intitulado JOULE, enquanto os governos nacionais e uma ampla variedade de laboratórios industriais e companhias, também executam trabalhos nessas áreas. Dentro desse programa estão incluídos trocadores de calor gás-gás, gás-líquido, gás-sólido e líquido-líquido, com altas, médias e baixas temperaturas para aplicações em processos terrestres.

Christopherson e Nottingham [64] fizeram uma revisão do módulo de transporte de petróleo, que atravessa o rio Kuparuk no Ártico, cujas fundações são refrigeradas. A travessia do rio Kuparuk incorporou um número de projetos e construções inovadoras, encontrando grandes desafios nas construções de pontes no norte do Alaska. Foi necessário desenvolver um sistema de fundação que seria colocado sobre o leito de um rio com camada de gelo permanente

(*permafrost*), e que deveria suportar 2,5 toneladas de carga viva no piso da ponte. Um sistema de refrigeração mecânica temporária, foi providenciado para recongelar o subsolo perturbado durante as construções das fundações. Depois da remoção da refrigeração temporária, um sistema de termossifão passivo foi empregado como parte da fundação, mantendo a integridade do solo congelado e um procedimento especial foi usado para instalar e monitorar os sistemas passivos nos pilares da fundação. As previsões do modelo termodinâmico projetado foram comparadas com medidas após 5 anos de construção do campo. São ainda discutidos aspectos gerais a respeito do comportamento futuro e da estabilidade da fundação, comparando-os com as condições do projeto.

Zarling e Haynes [65] usaram termossifões no Alaska e norte do Canadá como meio de estabilização de fundações de construções sobre as camadas de gelo permanente. Em seus estudos, eles descrevem diferentes aplicações, incluindo detalhes das instalações e discussões da metodologia do projeto.

1.4 Limites de Operação

Quando se projeta um termossifão, um dos grandes problemas é determinar os limites de operação do mesmo, pois, como sabemos não é de interesse trabalhar próximo desses limites. É importante lembrar que esses limites de operação podem ocorrer em conjunto ou individualmente, sendo característica única e exclusiva do projeto do termossifão. Iremos comentar alguns dos principais limites de operação descobertos até agora e estudados por autores como *Nguyen-Chi e Groll* [66], *Claudio Casarosa e Flavio Dobran* [67], que tentaram estabelecer correlações que pudessem prever esses limites.

[a] Limite de Secagem na Transferência de Calor (*Dryout Heat Transfer Limit*)

Esse limite pode ocorrer na base do evaporador quando a quantidade de fluido de trabalho não for suficiente para transportar a quantidade de calor absorvida pelo evaporador, mesmo quando a taxa de calor radial no evaporador é pequena. Para taxas muito elevadas pode ocorrer outro limite, que será visto adiante.

Como a capacidade térmica do fluido é pequena devido a pouca massa existente, a base do evaporador seca, e a temperatura da parede do evaporador eleva-se lentamente. *Strel'tsov* [5] em



1.975 desenvolveu uma correlação, baseada na teoria do filme de condensação de *Nusselt*, entre a máxima capacidade de transporte de calor e a quantidade de fluido de trabalho para um termossifão vertical.

Esse limite pode também ocorrer para quantidades de fluido de trabalho um pouco maiores do que o citado acima. Neste caso a operação em regime permanente do termossifão é caracterizada pela presença de uma piscina de líquido na base do evaporador, e logo acima a presença do filme de líquido retornando. Quando o limite máximo de transporte se aproxima, o filme de líquido que está retornando não consegue alcançar a superfície da piscina de líquido, devido a uma região que seca na parede do evaporador. Então o nível da superfície da piscina de líquido é suavemente abaixada para satisfazer as exigências de evaporação, e uma secagem local é estabelecida. Finalmente a piscina de líquido e posteriormente a parede do evaporador são completamente secas, causando assim um suave aumento na temperatura da parede do evaporador.

Esse limite se estabelece quando as perdas por atrito do filme de líquido que está retornando e as forças de cisalhamento entre a interface líquido-vapor, superam a força de bombeamento (força gravitacional). O líquido, que é insuficiente no evaporador, é mantido no topo do condensador devido à força causada pelo escoamento do vapor. Quando a secagem começa, um substancial acúmulo de líquido é mantido no topo do condensador, e a força de escoamento do vapor diminui devido à redução da taxa de evaporação. Assim, o peso do líquido acumulado no condensador acaba superando a força de escoamento do vapor, recomeçando assim o ciclo.

[b] Limite de Queima na Transferência de Calor (*Burnout Limit or Boiling Limit*)

Esse limite prevalece para relativamente grandes quantidades de fluido de trabalho e altas taxas de fluxo de calor radial no evaporador. Bolhas de vapor são geradas na piscina de líquido do evaporador, e essa formação de bolhas fica mais intensa com o aumento do fluxo de calor. Observações visuais feitas por *Bezrodnyi* [68] e *Larkin* [69] com termossifões de vidro indicam que a nucleação causa golpes violentos na mistura bifásica de líquido. Para um certo fluxo de calor radial crítico, bolhas de vapor são combinadas formando um filme de vapor na parede interna do tubo. Esse filme de vapor isola a superfície do evaporador do líquido da piscina. Devido à baixa condutividade térmica do vapor, somente parte do calor de entrada absorvido pela parede é transferido para o líquido, o restante é armazenado na parede do evaporador, causando um inesperado aumento da temperatura da parede. *Bezrodnyi* e co-autores [70] e também *Gorbis* e *Sa-*

vchenkov [71] desenvolveram duas equações empíricas diferentes para serem usadas para calcular o fluxo máximo de calor no sentido radial para termossifões verticais.

[c] Limite de Alagamento na Transferência de Calor (*Entrainment Limit or Flooding Limit*)

Esse limite ocorre para grandes cargas de fluido de trabalho, altos fluxos de calor axial, mas pequenos fluxos de calor radial no evaporador. Os altos fluxos de calor axial causam uma alta velocidade relativa entre o vapor e o filme de líquido e conseqüentemente, um aumento das tensões de cisalhamento na interface líquido-vapor. Com isso grandes ondas superficiais são induzidas na interface líquido-vapor, criando uma instabilidade no escoamento do líquido, o qual conduz ao arrasto do líquido. O líquido arrastado é transportado para o condensador pelo escoamento de vapor e lá armazenado. As altas tensões de cisalhamento podem também limitar completamente o retorno do líquido condensado, provocando um alagamento. Em alguns casos, um arrasto intenso ou alagamento causa um insuficiente fornecimento de líquido para o evaporador. Isso conduz a uma secagem local e, conseqüentemente, a uma completo secagem no evaporador.

Em termossifões relativamente curtos com pequenos diâmetros e pequena razão do comprimento do evaporador pelo diâmetro, os limites de secagem e queima são limitações comuns no comportamento, enquanto que em termossifões relativamente longos com grandes evaporadores, grande razão do comprimento do evaporador pelo diâmetro e pequenos fluxos de calor radiais no evaporador, que em geral possuem grandes cargas de enchimento, são freqüentemente limitados pelo fenômeno de interação líquido-vapor (arrasto ou alagamento).

1.5 Objetivos da Pesquisa

Os itens descritos anteriormente, têm por objetivo familiarizar o leitor com esse dispositivo, chamado termossifão. Com o intuito de dar uma melhor visão da área de atuação do termossifão na pesquisa científica, vamos dividir o campo de estudo em três áreas distintas e bem definidas:

[a] Geração de Energia;

[b] Transporte de Energia e;

[c] Armazenamento de Energia.

Como foi visto até agora, o nosso dispositivo vem contribuindo substancialmente no transporte de energia na forma de calor.

Assim temos, como objetivo básico, contribuir no desenvolvimento teórico do termossifão, através de um modelo teórico baseado nos processos termo-hidrodinâmicos ocorridos no interior desse dispositivo, bem como uma investigação experimental, para determinarmos os fatores mais importantes que influenciam na taxa real de transferência de calor do termossifão.

2.1 Introdução

Devido à complexidade dos processos termo-hidrodinâmicos que ocorrem dentro do tubo a modelagem matemática deste dispositivo torna-se bastante difícil.

Neste trabalho, optamos por construir um modelo analítico simplificado para um termossifão bidirecional fechado e de forma geométrica cilíndrica.

Este modelo é construído com uma formulação rigorosa das leis de conservação, tomando as características geométricas como descritas na figura 2.1.

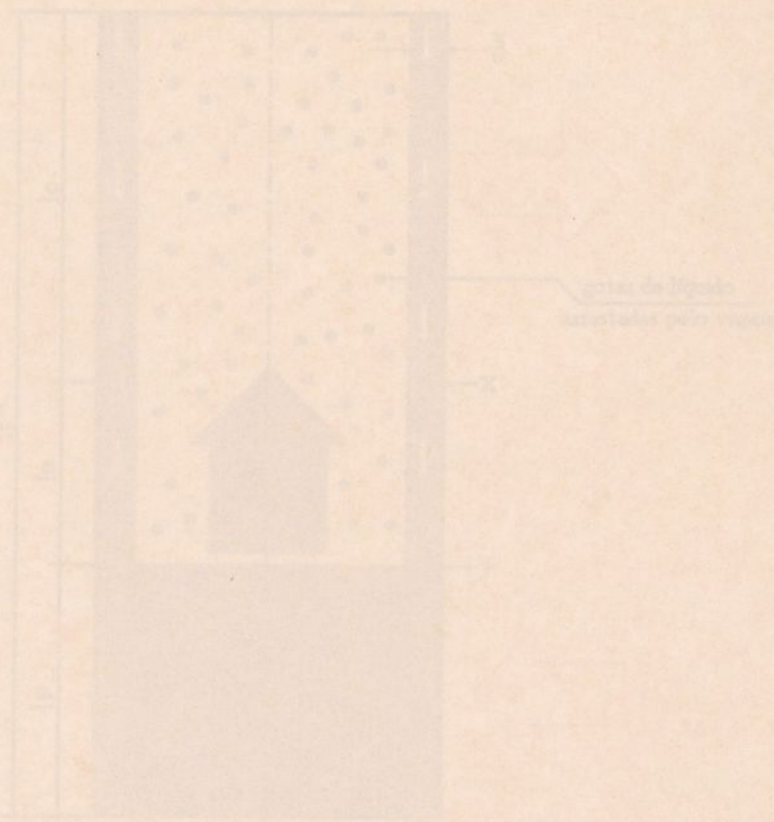


Figura 2.1: Representação simplificada do termossifão

Capítulo 2

Análise Teórica do Termossifão

2.1 Introdução

Devido à complexidade dos processos termo-hidrodinâmicos que ocorrem dentro do tubo, o modelamento matemático deste dispositivo torna-se bastante difícil.

Neste trabalho, optamos por construir um modelo analítico simplificado, para um termossifão bifásico fechado e de forma geométrica cilíndrica.

Este modelo é construído baseado em uma formulação concentrada das leis de conservação, tomando as características geométricas como descrito na figura 2.1.

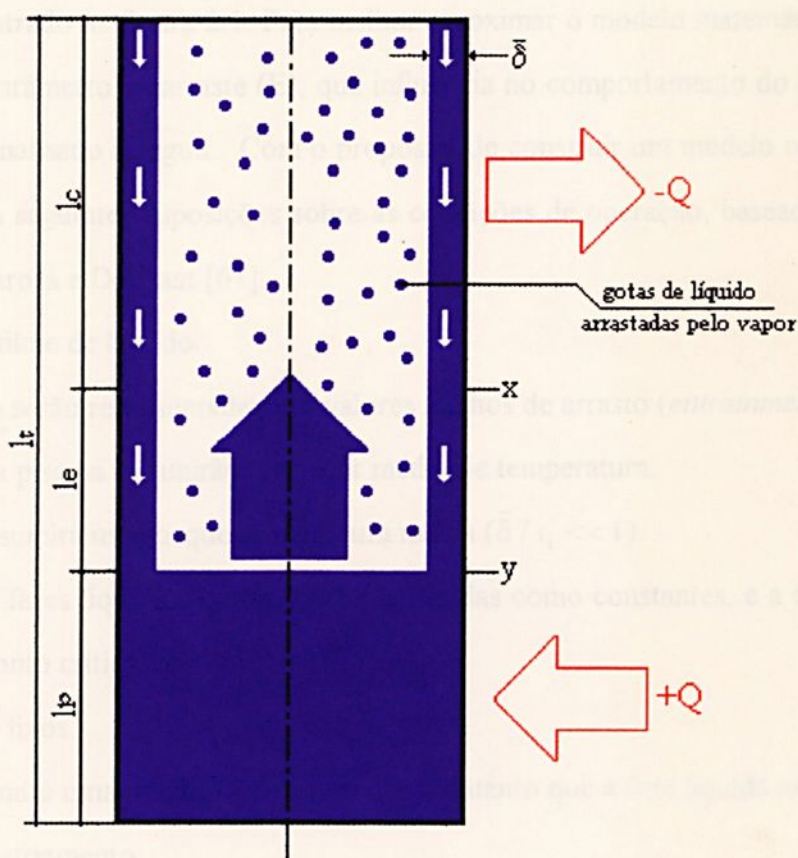


Figura 2.1: Representação idealizada do termossifão

Como pode ser observado na figura 2.1, analizaremos tubos sem área adiabática, porém nosso modelo leva em consideração o arrasto de gotículas (*entrainment*) no núcleo de vapor. O modelo matemático que será apresentado neste capítulo, não impede o uso de área adiabática no tubo, sendo isto um critério facultativo de projeto. Caso se adicione uma área adiabática ao tubo da figura 2.1, isto causaria somente um aumento no número de equações a serem resolvidas.

Devido a taxa de calor no evaporador, a fase líquida da piscina e filme de líquido do evaporador tendem a evaporar, fazendo com que o vapor suba, devido à diferença de densidade e criação de uma região de alta pressão. Esse vapor ao se encontrar com temperaturas mais baixas da parede do condensador, se liquefaz, voltando para o evaporador devido à força de gravidade. Esse ciclo formado pelos processos de evaporação-condensação, ocorridos dentro do tubo, fazem com que a espessura do filme de líquido ao longo do tubo não seja uniforme, mas sim formado por um complexo sistema de ondas na interface líquido-vapor.

Esse escoamento em contra-corrente do líquido-vapor, além de causar um complexo sistema de ondas, causa o arrasto de gotículas provenientes do filme de líquido para o núcleo de vapor do tubo, como mostrado na figura 2.1. Para melhor aproximar o modelo matemático da realidade, introduzimos o parâmetro de arraste (E), que influencia no comportamento do termossifão, e este parâmetro será analisado a seguir. Com o propósito de construir um modelo relativamente simples, foram feitas as seguintes suposições sobre as condições de operação, baseadas em estudos realizados por Casarosa e Dobrant [67]:

1. Espessura média do filme de líquido.
2. As regiões do núcleo serão representadas por valores médios de arrasto (*entrainment*).
3. O filme de líquido e a piscina assumirão um valor médio de temperatura.
4. O filme de líquido assumirá uma pequena espessura média ($\bar{\delta} / r_i \ll 1$).
5. As propriedades das fases líquida e vapor, serão assumidas como constantes, e a operação do termossifão longe do ponto crítico ($\rho_v / \rho_l \ll 1$).
6. Volumes de controle fixos.
7. A fase de vapor assumirá uma condição de saturação enquanto que a fase líquida assumirá uma condição de leve sub-resfriamento.
8. Pressão uniforme ao longo do tubo (radial e axial).

Outras considerações que por ventura forem usadas no modelo e não citadas aqui, serão comentadas quando de seu uso.



2.2 Análise de Parâmetro Concentrado

O modelo analítico desenvolvido para o termossifão da figura 2.1, baseia-se numa análise de parâmetro concentrado. Uma análise do mesmo tipo foi desenvolvida por Dobrant [9], depois aperfeiçoada por Dorant e Casarosa [67], para um termossifão com geometrias complexas, projetado para aplicações em sistemas geotérmicos, utilizando R-11 como fluido de trabalho, sendo o evaporador um trocador de calor do tipo casco-tubo e o condensador formado por duas serpentinadas helicoidais.

Devido à complexidade geométrica deste tipo de termossifão, eles foram obrigados a fazer uma simplificação geométrica, para que fosse possível modelar matematicamente. Mesmo com essa simplificação geométrica, o modelo de parâmetro concentrado provou ser bastante útil e flexível, mostrando ser um instrumento muito adequado para prever o comportamento do termossifão com diferentes geometrias, condições de contorno e fluidos de trabalho.

Com base neste modelo, nós desenvolvemos um modelo matemático para tubos verticais, com a finalidade de prever a taxa real de transferência de calor do termossifão, dividindo-o em volumes fixos de controle e bem definidos, aos quais aplicamos balanços de massa, energia e quantidade de movimento individualmente.

Esta análise nos leva a um conjunto de equações acopladas que, por meio de substituições sucessivas, pode ser reduzido a uma única equação.

2.3 Balanços de Massa, Energia e Quantidade de Movimento

As equações utilizadas para os balanços estão na forma de equações para volumes de controle, já devidamente adaptadas para o caso de regime permanente. Assim sendo, temos:

Conservação de Massa

$$\sum \dot{m}_e = \sum \dot{m}_s \quad (2.1)$$

Conservação de Energia

$$Q_{vc} = \int_A h \rho (\bar{V} \cdot dA) \quad (2.2)$$

Conservação da Quantidade de Movimento

$$\vec{F}_s + \vec{F}_B = \int_A \vec{V} (\rho \vec{V}_R \cdot d\vec{A}) \quad (2.3)$$

Na figura 2.2 são mostrados os volumes de controle para o condensador do termossifão:

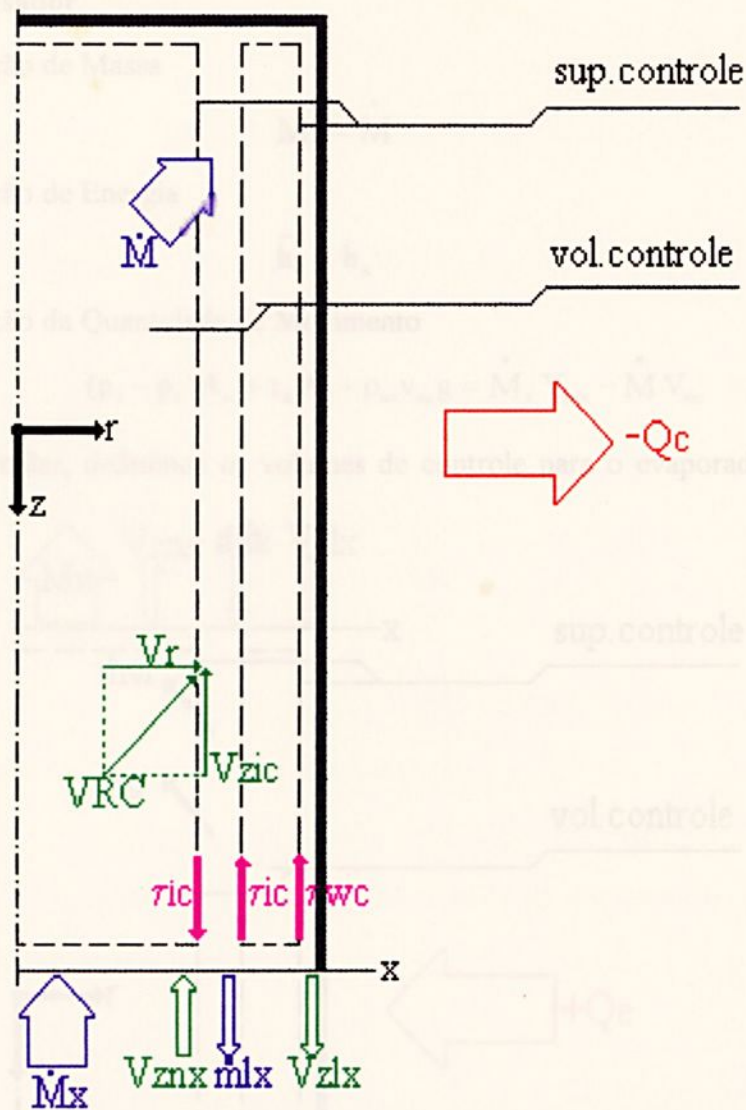


Figura 2.2: Volumes de Controle do Condensador

A partir da figura 2.2, nós podemos escrever as equações da conservação de massa, energia e quantidade de movimento, em regime permanente, para volumes de controle do filme de líquido e núcleo do condensador.

Filme de Líquido do Condensador

Conservação de Massa

$$\dot{M} = \dot{m}_{lx} \quad (2.4)$$

Conservação de Energia

$$Q_c - \dot{M}[h_{v1}\bar{x}_c - c_1(\bar{T}_{lc} - \bar{T}_{csat})] + \dot{m}_{lx} c_1(\bar{T}_{lx} - \bar{T}_{lc}) = 0 \quad (2.5)$$

Conservação da Quantidade de Movimento

$$(p_t - p_x)A_a - \tau_{ic}A_i - \tau_{wc}A_e + \rho_{lc}v_{lc}g = \dot{M}V_{zic} + \dot{m}_{lx}V_{zlx} \quad (2.6)$$

Núcleo do Condensador

Conservação de Massa

$$\dot{M}_x = \dot{M} \quad (2.7)$$

Conservação de Energia

$$\bar{h}_c = h_x \quad (2.8)$$

Conservação da Quantidade de Movimento

$$(p_t - p_x)A_n + \tau_{ic}A_i + \rho_{nc}v_{nc}g = \dot{M}_x V_{znx} - \dot{M} V_{zic} \quad (2.9)$$

De modo similar, definimos os volumes de controle para o evaporador, como pode ser visto na figura 2.3:

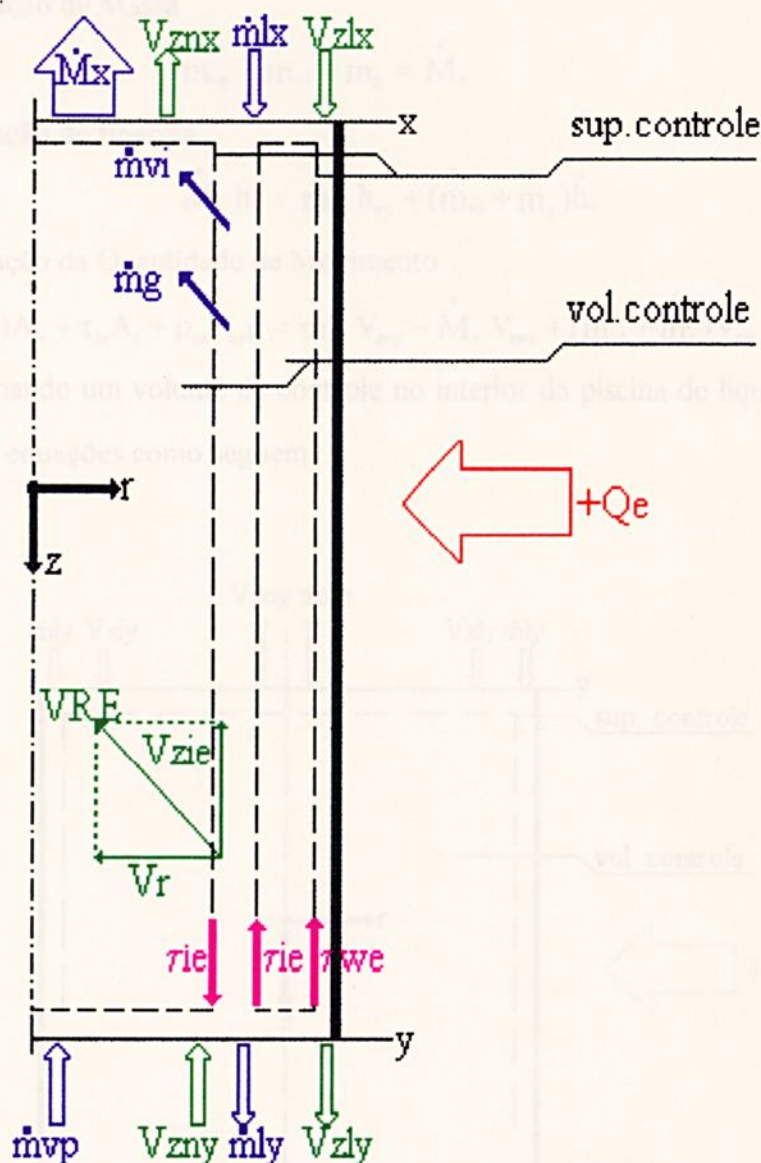


Figura 2.3: Volumes de Controle do Evaporador

A partir da figura 2.3 podemos escrever as equações da conservação de massa, energia e quantidade de movimento, em regime permanente, para volumes de controle do filme de líquido e núcleo do evaporador.

Filme de Líquido do Evaporador

Conservação de Massa

$$\dot{m}_{lx} = \dot{m}_{vi} + \dot{m}_g + \dot{m}_{ly} \quad (2.10)$$

Conservação de Energia

$$Q_e - \dot{m}_{lx} c_l (\bar{T}_{lc} - \bar{T}_{lx}) - (\dot{m}_{vi} + \dot{m}_g) [h_{vi} \bar{x}_e + c_l (T_{csat} - \bar{T}_{lc})] - \dot{m}_{ly} c_l (\bar{T}_{ly} - \bar{T}_{lc}) = 0 \quad (2.11)$$

Conservação da Quantidade de Movimento

$$(p_x - p_y) A_a - \tau_{ic} A_i - \tau_{we} A_e + \rho_{lc} V_{lc} g = \dot{m}_{ly} V_{zly} - \dot{m}_{lx} V_{zlx} - (\dot{m}_{vi} + \dot{m}_g) V_{zic} \quad (2.12)$$

Núcleo do Evaporador

Conservação de Massa

$$\dot{m}_{vp} + \dot{m}_{vi} + \dot{m}_g = \dot{M}_x \quad (2.13)$$

Conservação de Energia

$$\dot{M}_x h_x = \dot{m}_{vp} h_{vy} + (\dot{m}_{vi} + \dot{m}_g) \bar{h}_e \quad (2.14)$$

Conservação da Quantidade de Movimento

$$(p_x - p_y) A_n + \tau_{ic} A_i + \rho_{ne} V_{ne} g = \dot{m}_{vp} V_{zny} - \dot{M}_x V_{znx} + (\dot{m}_{vi} + \dot{m}_g) V_{zic} \quad (2.15)$$

Agora, tomando um volume de controle no interior da piscina de líquido, figura 2.4, podemos escrever as equações como seguem:

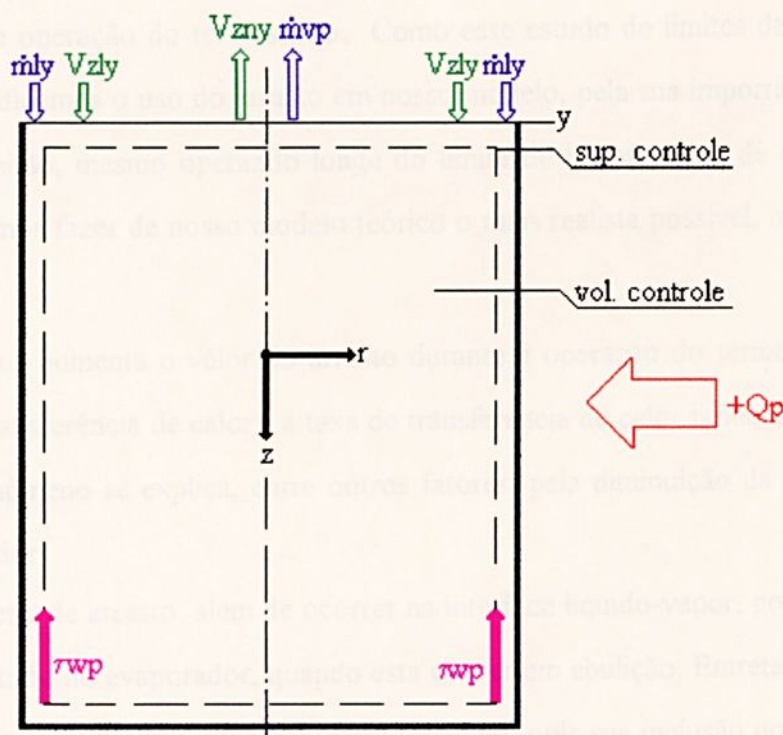


Figura 2.4: Volume de Controle da Piscina de Líquido

Piscina de Líquido

Conservação de Massa

$$\dot{m}_{lv} = \dot{m}_{vp} \quad (2.16)$$

Conservação de Energia

$$Q_p + \dot{m}_{lv} h_{lv} - \dot{m}_{vp} h_{vy} = 0 \quad (2.17)$$

Conservação da Quantidade de Movimento

$$\dot{m}_{lv} V_{zly} + \dot{m}_{vp} V_{zvy} = 0 \quad (2.18)$$

Podemos ainda, escrever uma equação para determinar a massa total de fluido de trabalho do termossifão:

$$M_t = (\rho_{lc} V_{lc} + \rho_{nc} V_{nc}) + (\rho_{le} V_{le} + \rho_{ne} V_{ne}) + (\rho_{lp} V_{lp}) \quad (2.19)$$

2.4 Parâmetro de Arrasto (*entrainment*)

O parâmetro de arrasto ou *entrainment*, como é usualmente chamado na literatura, tem a finalidade de representar a fase líquida contida no interior do núcleo de vapor. Essa fase líquida, representada por gotículas no interior do núcleo de vapor, é proveniente das altas tensões de cisalhamento na interface líquido-vapor, as quais surgem quando o vapor possui altas velocidades. Ao trabalharmos com altas taxas de calor no evaporador, o vapor atinge altas velocidades, levando ao arrasto da fase líquida para o núcleo de vapor, podendo atingir certos limites de operação.

Desta forma, podemos interpretar que este parâmetro é de fundamental importância para o estudo de limites de operação do termossifão. Como esse estudo de limites de operação não é nosso objetivo, justificamos o uso do arrasto em nosso modelo, pela sua importância no comportamento do termossifão, mesmo operando longe do limite de transferência de calor máxima do tubo. Como queremos fazer de nosso modelo teórico o mais realista possível, incluímos este parâmetro.

À medida que aumenta o valor do arrasto durante a operação do termossifão (longe do limite máximo de transferência de calor), a taxa de transferência de calor tende a se reduzir sensivelmente. Esse fenômeno se explica, entre outros fatores, pela diminuição da massa de líquido contida no evaporador.

Esse fenômeno de arrasto, além de ocorrer na interface líquido-vapor, pode também ocorrer na piscina de líquido do evaporador, quando esta estiver em ebulição. Entretanto, o arrasto diretamente da piscina não foi considerado em nosso modelo, pois sua inclusão no modelo causaria

um aumento de incógnitas nas equações de balanços, dificultando a resolução, sem ter um ganho significativo na melhora do modelo teórico.

Além do mais, acreditamos que valores significativos de arrasto de gotas da piscina de líquido, só ocorra quando o termossifão estiver trabalhando nas proximidades de seu limite máximo de transferência de calor, quando as bolhas, ao atingirem a superfície da piscina de líquido, explorem com violência, arrastando quantidades substanciais de gotículas da piscina para o núcleo de vapor.

Para nossa conveniência, definiremos matematicamente o parâmetro de arrasto pela seguinte equação:

$$E = \frac{1 - \bar{x}}{2 - \bar{x}} \quad (2.20)$$

onde \bar{x} representa o título na interface do condensador ou evaporador, conforme a região em estudo.

O parâmetro de arrasto, que em princípio dependente dos processos termo-hidrodinâmicos ocorridos dentro do termossifão, em nosso estudo será considerado um parâmetro independente que terá seus valores variando entre 0 e 0.5, onde o primeiro valor representaria a ausência de gotículas no interior do núcleo de vapor, enquanto o segundo representaria um estado imaginário de completo alagamento do núcleo de vapor.

2.5 Estudo das Velocidades

Para resolução das equações que levam a determinar o valor da taxa de transferência de calor teórica, fizemos algumas suposições com relação às velocidades, suposições estas, quem têm a finalidade de simplificar o modelamento, através da consideração de um escoamento com velocidade média, como pode ser visto na figura 2.5.

As velocidades V_{zic} , V_{znx} e V_{zlx} , assumirão valores médios, como representados na figura 2.7, e V_{znx} será considerado em termos numéricos igual a V_{zic} , ou seja, a velocidade do núcleo de vapor será a mesma da interface líquido-vapor. Matematicamente temos:

$$V_{zic} = V_{znx} = \frac{Q_c}{h_{vl} \rho_{nc} A_n} \quad (2.21)$$

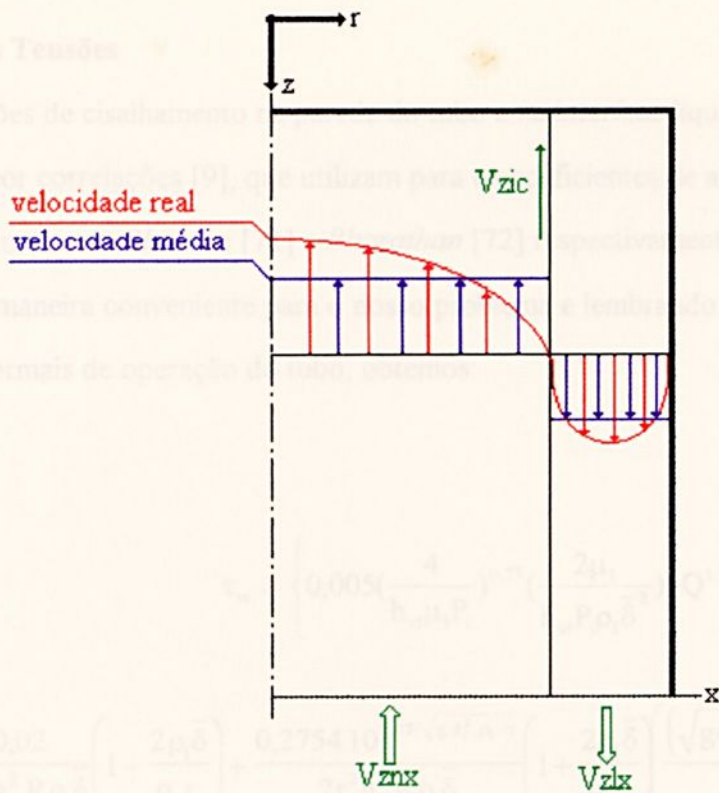


Figura 2.5: Perfil de Velocidade

Com base na equação 2.4, podemos escrever:

$$V_{zlx} = \frac{Q_c}{h_{v1} \rho_1 A_a} \tag{2.22}$$

onde ρ_1 será determinado à temperatura \bar{T}_{lc} , já que a densidade da água não varia muito para pequenas variações de temperatura.

2.6 Definição de fração de vazio, título e densidade do núcleo de vapor

Em nosso modelo, definiremos fração de vazio, título e densidade do núcleo de vapor em função do parâmetro de arrasto (*entrainment*), como segue:

$$\alpha = \left[1 + \frac{1-x}{x} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right) \right]^{-1} \tag{2.23}$$

$$\bar{x} = 1 - \frac{E}{1-E} \tag{2.24}$$

$$\rho_n = \alpha \rho_v + (1-\alpha) \rho_l \tag{2.25}$$



2.7 Estudo das Tensões

As tensões de cisalhamento na parede do tubo e na interface líquido-vapor, foram representadas por correlações [9], que utilizam para os coeficientes de atrito da parede e da interface, as fórmulas de *Blausius* [71] e *Bharathan* [72] respectivamente. Logo, arranjando-se as fórmulas de maneira conveniente para o nosso problema e lembrando que elas são válidas para as condições normais de operação do tubo, obtemos:

$$\tau_w = \left\{ 0,005 \left(\frac{4}{h_{vi} \mu_i P_i} \right)^{0,75} \left(\frac{2\mu_i}{h_{vi} P_i \rho_i \bar{\delta}^2} \right) \right\} Q^{1,75} \quad (2.26)$$

$$\tau_i = \left\{ \left[\frac{0,02}{8r_i^2 h_{vi}^2 P_i \rho_i \bar{\delta}} \left(1 + \frac{2\rho_i \bar{\delta}}{\rho_v r_i} \right) + \frac{0,2754 \cdot 10^{9,07/\sqrt{g \cdot d_i^2 \cdot \rho_i / \sigma}}}{2r_i^2 h_{vi}^2 P_i \rho_i \bar{\delta}} \left(1 + \frac{2\rho_i \bar{\delta}}{\rho_v r_i} \right) \left(\frac{\sqrt{g d_i^2 \rho_i / \sigma} \bar{\delta}}{2r_i} \right)^{1,63+4,74/\sqrt{g \cdot d_i^2 \cdot \rho_i / \sigma}} \right] \left[\frac{2r_i}{P_i} + \frac{\rho_v r_i^2}{\rho_i \bar{\delta} P_i} \right] \right\} Q^2 \quad (2.27)$$

A substituição destes parâmetros nas equações (2.4) a (2.18) e por substituição, reduzimos os sistema de equações a uma equação do tipo $Q = f(E, \bar{\delta})$ mostrada a seguir. Esta equação é então resolvida pelo método de Newton-Rhapson.

$$(C_5 + CK_1 C_1 C_4) Q_c^2 + (CK_2 C_2 C_4) Q_c^{1,75} - C_3 C_4 = 0 \quad (2.28)$$

onde:

$$C_1 = A_i A_s = 2,0,277 \cdot \pi^2 (r_i^3 - r_i \bar{\delta})$$

$$C_2 = A_e A_n = 2,0,277 \cdot \pi^2 \cdot r_i (r_i - \bar{\delta})^2$$

$$C_3 = \rho_c 0,277 \cdot \pi (2r_i \bar{\delta} - \bar{\delta}^2) 9,81 \cdot A_n - \rho_{nc} 0,277 \cdot \pi (r_i - \bar{\delta})^2 9,81 \cdot A_n$$

$$C_4 = \left[\left(1 - \frac{E_c}{1 - E_c} \right) h_{vi} + c_1 (\bar{T}_{csat} - \bar{T}_{lx}) \right]$$

$$C_5 = \frac{\pi (r_i - \bar{\delta})^2}{h_{vi}} \left[\frac{1}{\rho_i \pi (2r_i \bar{\delta} - \bar{\delta}^2)} + \frac{1}{\rho_{nc} \pi (r_i - \bar{\delta})^2} \right]$$

$$CK_1 = \left[\frac{0,02}{8r_i^2 h_{v1}^2 P_i \rho_1 \bar{\delta}} \left(1 + \frac{2\rho_1 \bar{\delta}}{\rho_v r_i} \right) + \frac{0,2754 \cdot 10^{9,07 \left(\frac{9,81 D_i^2 \rho_1}{\sigma} \right)^{1/2}}}{2r_i^2 h_{v1}^2 P_i \rho_1 \bar{\delta}} \left(1 + \frac{2\rho_1 \bar{\delta}}{\rho_v r_i} \right) \left(\frac{\left(\frac{9,81 D_i^2 \rho_1}{\sigma} \right)^{1/2} \bar{\delta}}{2r_i} \right)^{1,63+4,74 \left(\frac{9,81 D_i^2 \rho_1}{\sigma} \right)^{1/2}} \right]$$

$$\left[\frac{2r_i}{P_i} + \frac{\rho_v r_i^2}{\rho_1 \bar{\delta} P_i} \right]$$

$$CK_2 = 0,005 \left(\frac{4}{\mu_1 h_{v1} P_i} \right)^{0,75} \left(\frac{2\mu_1}{h_{v1} P_i \rho_1 \bar{\delta}^2} \right)$$

Figura 2.5: Fluxograma do programa principal

2.8 Fluxograma do Programa Computacional

Como citado acima, aplicamos o método iterativo de Newton-Raphson, para encontrar a solução da equação 2.28. Assim, foi desenvolvido um programa computacional em linguagem FORTRAN para desempenhar essa função.

A figura 2.6 apresenta o fluxograma principal, onde pode ser observado a presença de quatro sub-rotinas. A primeira, denominada LEDADO, (figura 2.7), é a sub-rotina responsável pela leitura dos dados iniciais, necessários a composição final da equação 2.28. A segunda sub-rotina, (figura 2.8), calcula as constantes apresentadas na seção 2.7, enquanto a terceira sub-rotina, (figura 2.9) apresenta o desenvolvimento do método iterativo de Newton-Raphson.

Encontrado a raiz que satisfaz a equação 2.28, o resultado é apresentado na quarta sub-rotina denominada SAIDA, juntamente com os valores da precisão (erro), espessura média do filme de líquido e parâmetro de arrasto.

Figura 2.7: Fluxograma de sub-rotina LEDADO

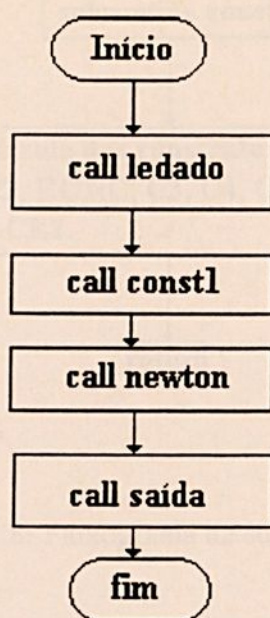


Figura 2.6: Fluxograma do programa principal

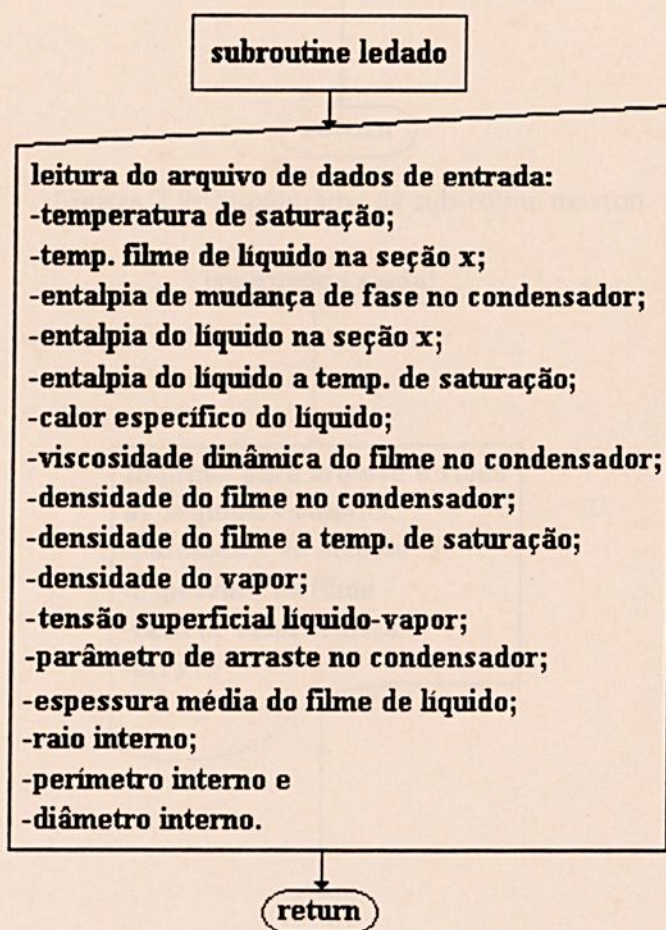


Figura 2.7: Fluxograma da sub-rotina ledado

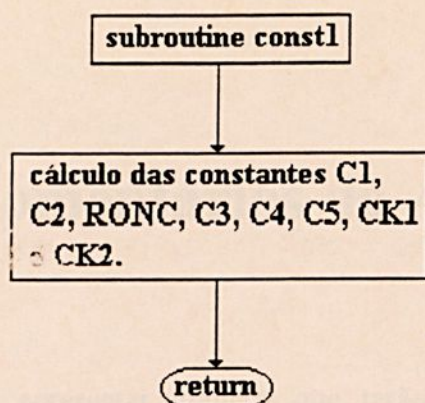


Figura 2.8: Fluxograma da sub-rotina const1

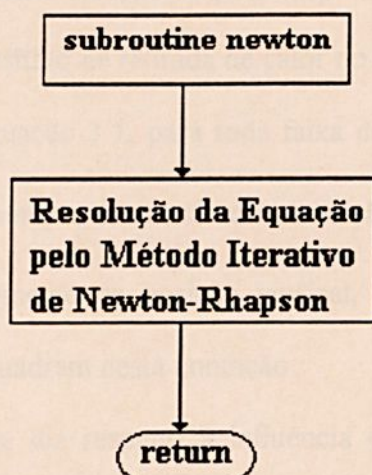


Figura 2.9: Fluxograma da sub-rotina newton

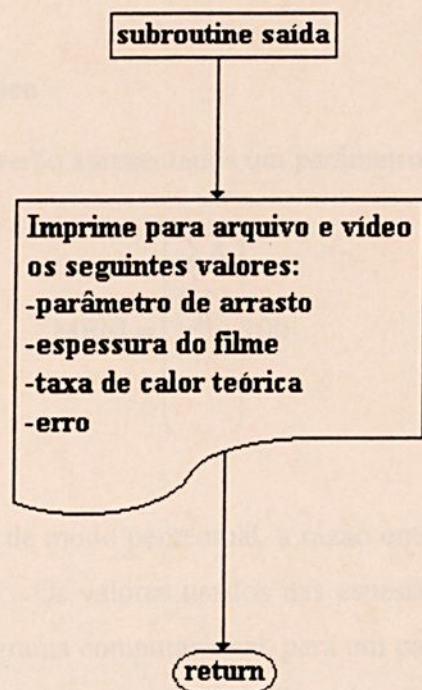


Figura 2.10: Fluxograma da sub-rotina de saída

Capítulo 3

Resultados e Comentários da Análise Teórica

3.1 Introdução

Neste capítulo, iremos apresentar gráficos que terão como objetivo demonstrar a consistência do modelo teórico apresentado no capítulo anterior. Essa consistência, pode ser observada pela faixa de valores apresentados pela média aritmética da espessura média (equação 3.1), para várias faixas de potência e Re usadas pelo dispositivo de fornecimento de calor no evaporador do termossifão e dispositivo de retirada de calor no condensador do termossifão.

Os valores obtidos pela equação 3.1, para toda faixa de trabalho concordam bem com a suposição de $\bar{\delta} / r_i \ll 1$. Deve-se sempre estar atento à condição do modelamento que permite o uso deste método para tubos somente na posição vertical, desta maneira todos os gráficos apresentados neste capítulo se enquadram nesta condição.

Outra análise que faremos, diz respeito à influência do parâmetro de arrasto (E), na alteração da taxa real de transferência de calor do termossifão.

3.2 Análise do Modelo Teórico

Nos gráficos adiante, serão apresentados um parâmetro MEM, definido por:

$$MEM = \left(\frac{\sum_1^n \bar{\delta}}{r_i} \right) 100 \quad (3.1)$$

Esse parâmetro indica de modo percentual, a razão entre a média das espessuras médias e o raio interno do termossifão. Os valores usados nas espessuras médias, são valores obtidos a partir de substituições no programa computacional, para um parâmetro de arrasto (E) igual a zero e valores reais da taxa de calor, ou seja, a partir do valor real (experimental) da taxa de calor

transferida pelo termossifão (que será detalhado no capítulo 4), foi obtido um único valor de espessura média que tornaria verdadeira a igualdade da equação 2.28.

Todos os casos apresentados (figura 3.1 a 3.6), que englobam desde baixas até altas potências inseridas no evaporador, mostram que a espessura do filme de líquido nunca atingiu 1% do valor do raio interno (vide parâmetro MEM nas figuras). Isso demonstra uma boa consistência do modelo.

É importante notar que, a definição do número de Re usado nas figuras de 3.1 a 3.6 é a mesma da equação 4.2, que será apresentado mais adiante.

Para os gráficos de espessura média versus taxa real de transferência de calor (figura 3.7 e 3.8), temos um declínio muito sensível do valor da taxa de calor com o aumento do parâmetro de arrasto (E), como era de se esperar, pois o acúmulo de gotículas no interior do núcleo causa uma modificação nos processos termo-hidrodinâmicos no interior do tubo causando uma redução da taxa de calor transferida pelo termossifão.

Para eliminarmos, qualquer dúvida por parte dos leitores, optamos por colocar junto aos gráficos das figuras 3.7 e 3.8 a tabela mostrando os respectivos valores.

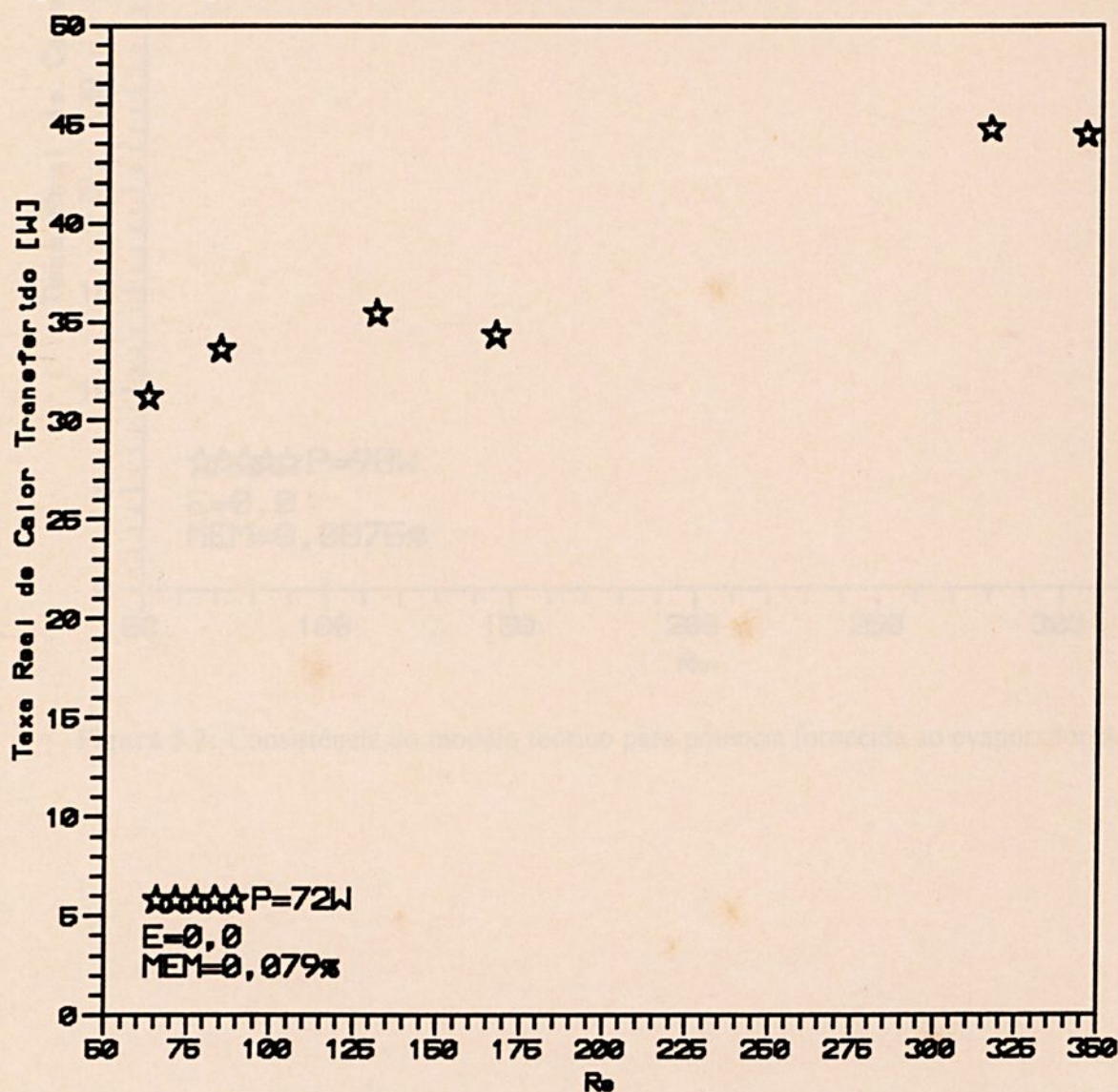


Figura 3.1: Consistência do modelo teórico para potência fornecida ao evaporador de 72W

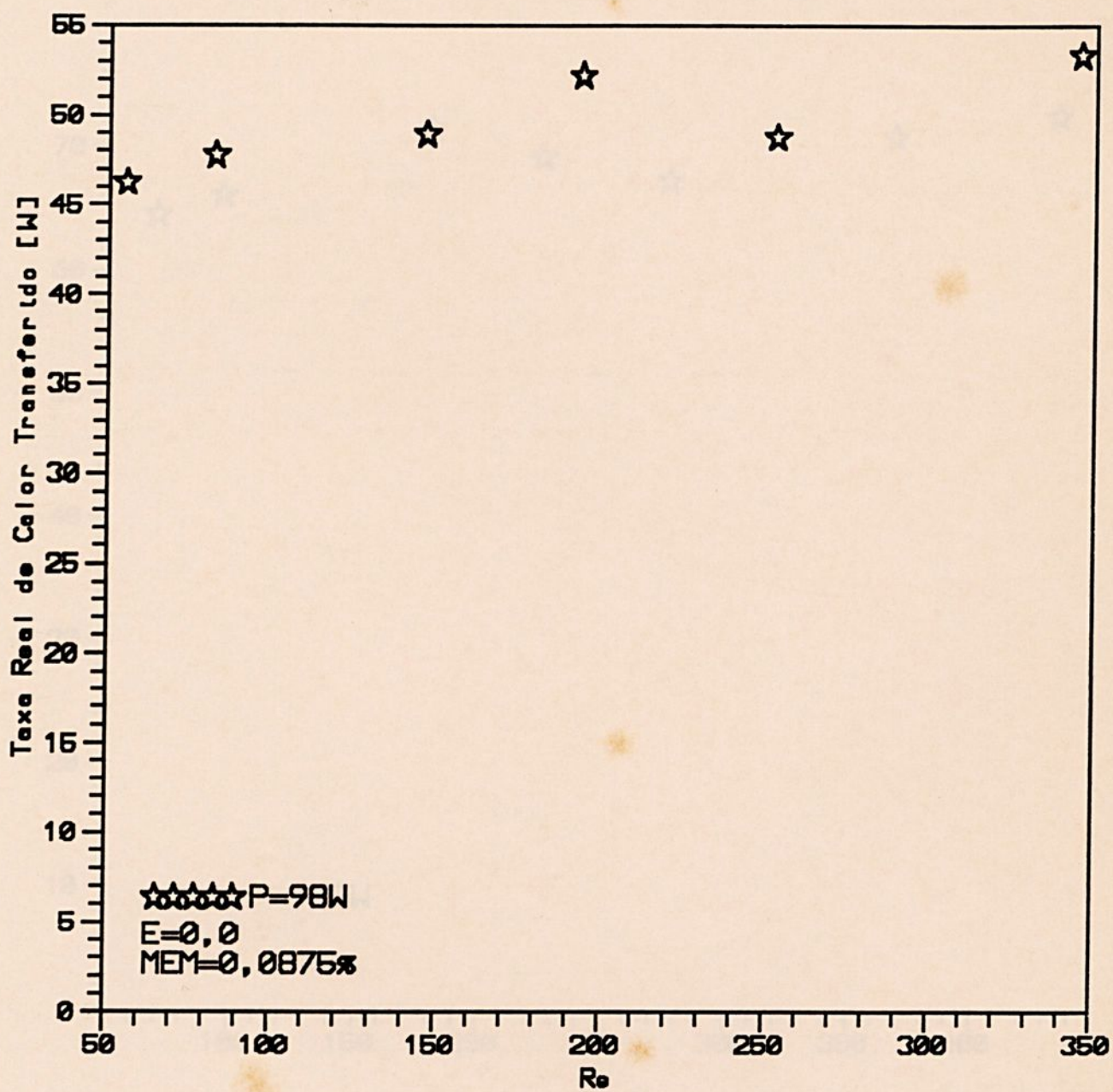


Figura 3.2: Consistência do modelo teórico para potência fornecida ao evaporador de 98W

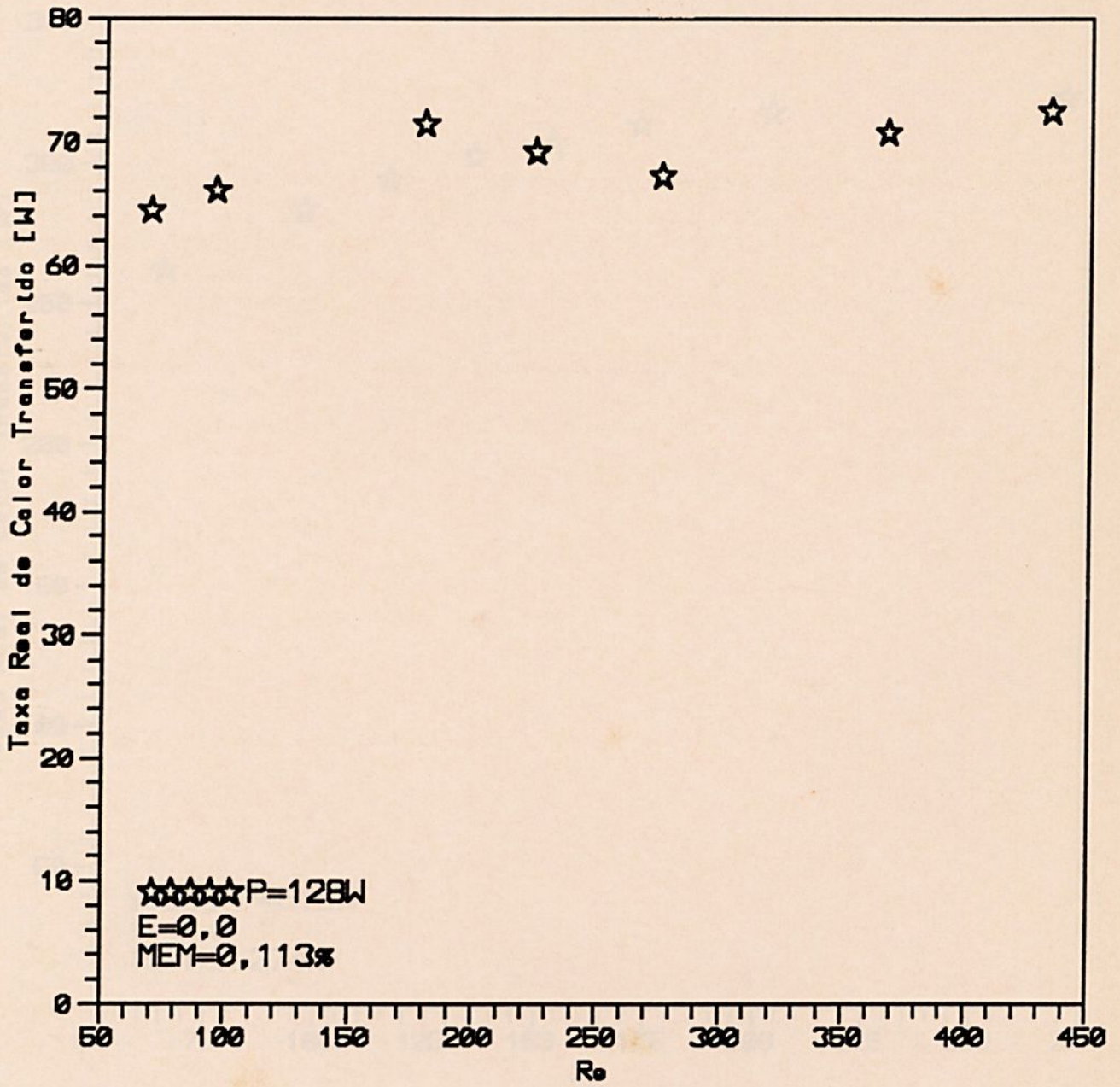


Figura 3.3: Consistência do modelo teórico para potência fornecida ao evaporador de 128W



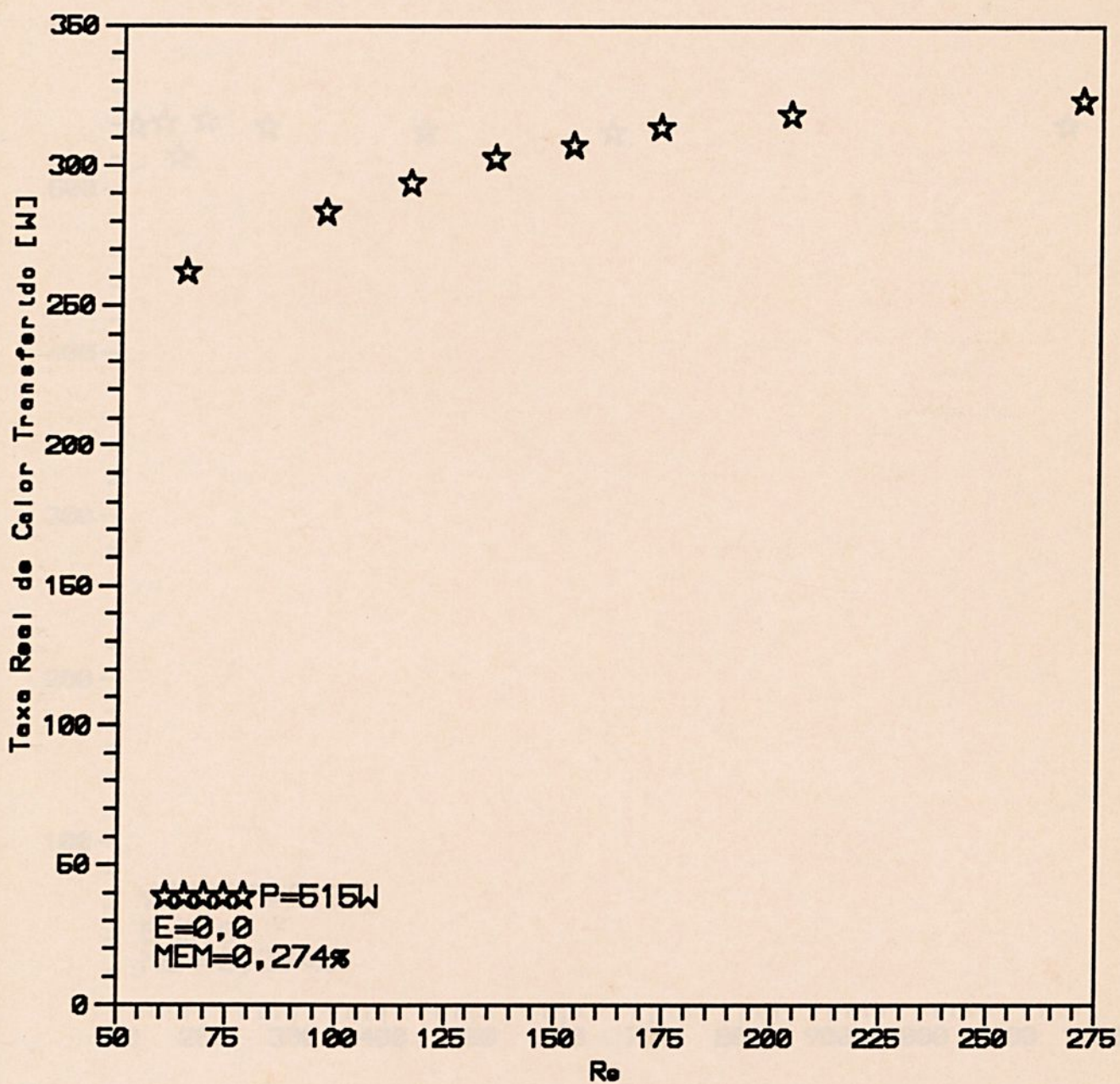


Figura 3.4: Consistência do modelo teórico para potência fornecida ao evaporador de 515W

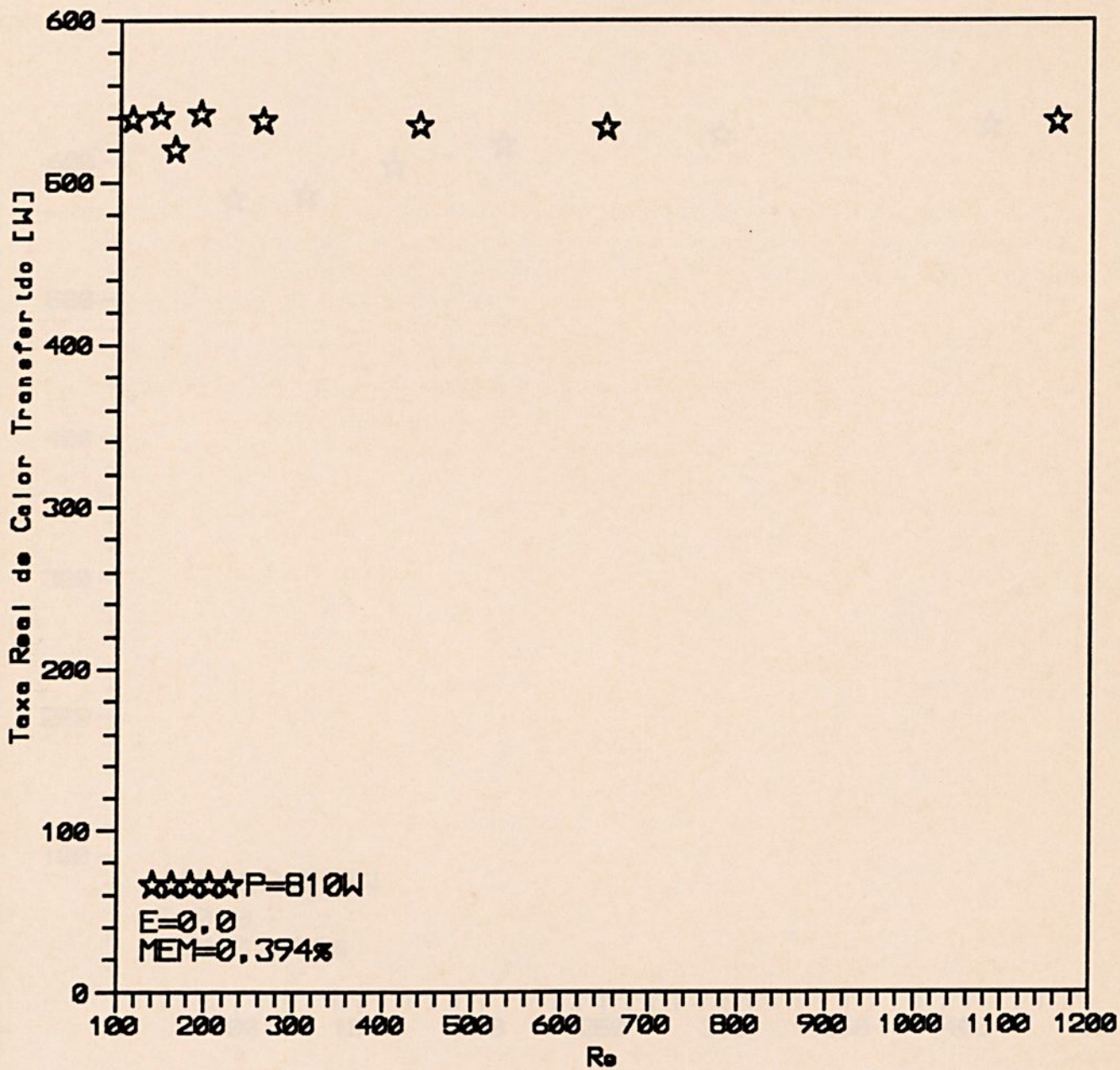


Figura 3.5: Consistência do modelo teórico para potência fornecida ao evaporador de 810W



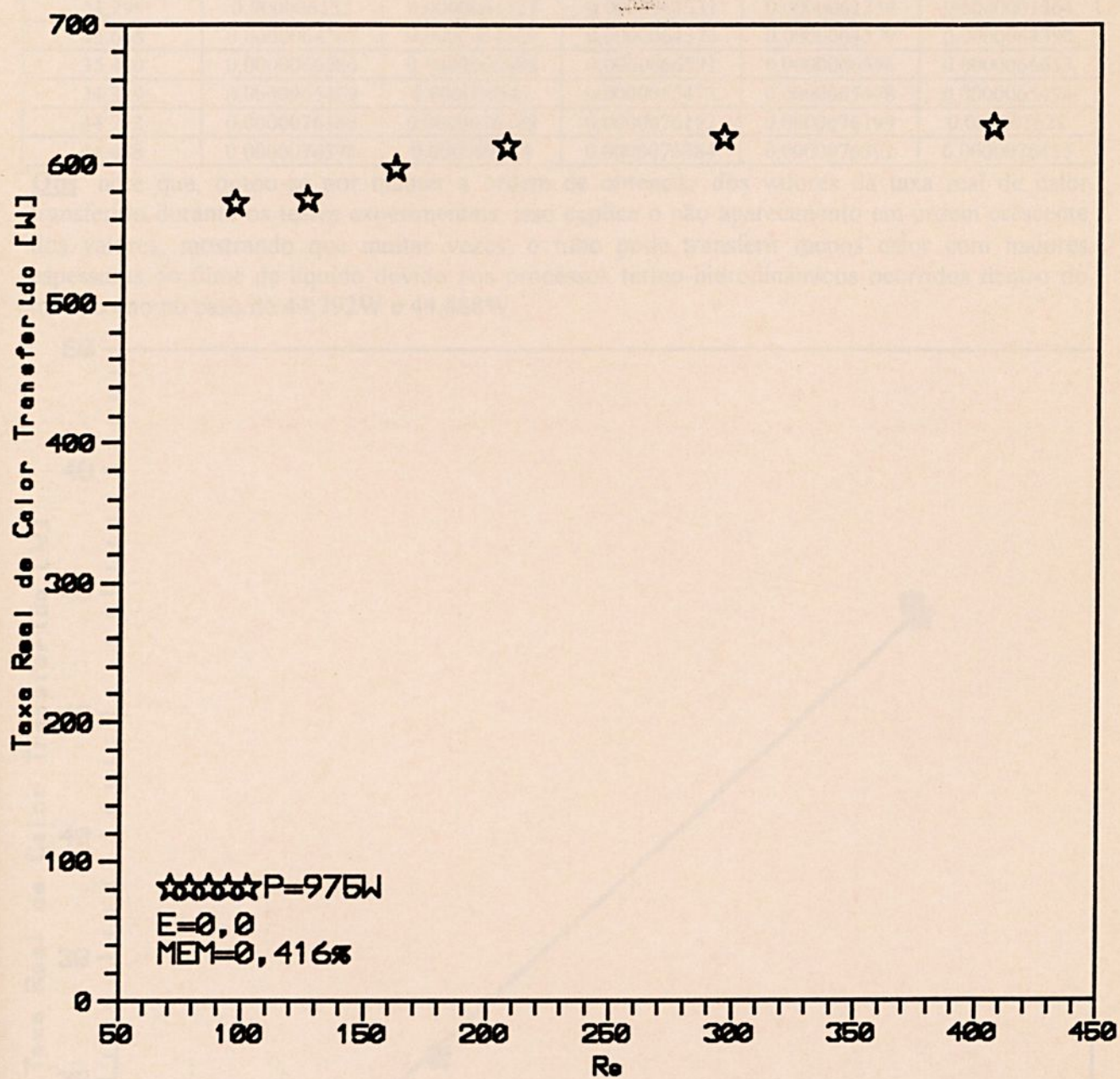


Figura 3.6: Consistência do modelo teórico para potência fornecida ao evaporador de 975W



Taxa Real de Calor [W]	E=0,0 Espessura Média [m]	E=0,1 Espessura Média [m]	E=0,2 Espessura Média [m]	E=0,3 Espessura Média [m]	E=0,4 Espessura Média [m]
31.299	0.000006132	0.0000061327	0.0000061331	0.0000061339	0.0000061364
33.668	0.0000064367	0.0000064369	0.0000064372	0.0000064379	0.0000064398
35.480	0.0000066586	0.0000066588	0.0000066591	0.0000066596	0.0000066613
34.399	0.0000065469	0.000006547	0.0000065473	0.0000065478	0.0000065494
44.792	0.0000076186	0.0000076189	0.0000076192	0.0000076199	0.000007622
44.488	0.0000076378	0.000007638	0.0000076384	0.0000076392	0.0000076415

Obs: note que, optou-se por manter a ordem de obtenção dos valores da taxa real de calor transferido durante os testes experimentais, isso explica o não aparecimento em ordem crescente dos valores, mostrando que muitas vezes, o tubo pode transferir menos calor com maiores espessuras do filme de líquido devido aos processos termo-hidrodinâmicos ocorridos dentro do tubo, como no caso de 44,792W e 44,488W.

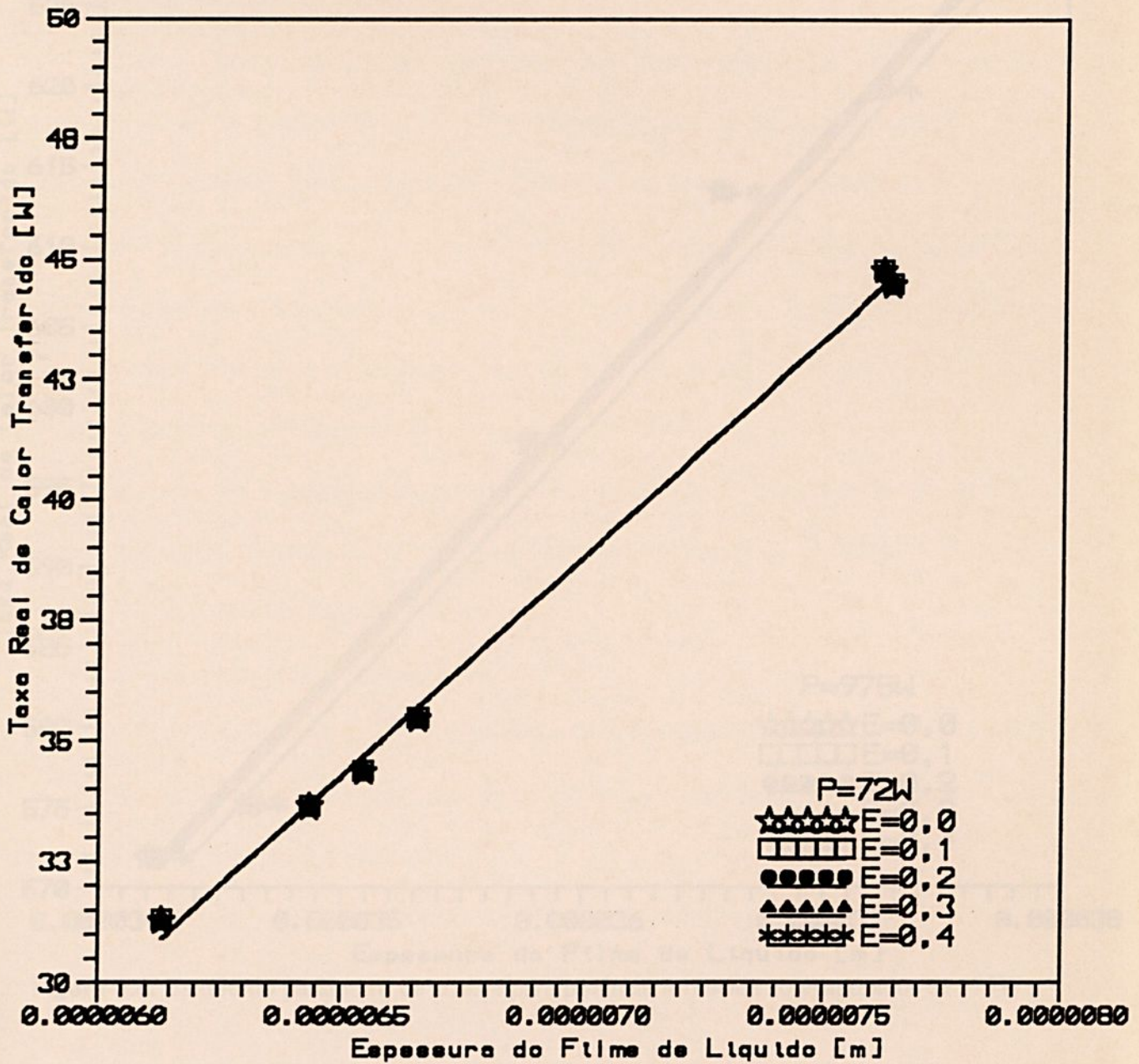


Figura 3.7: Estudo do parâmetro de arraste para potência fornecida ao evaporador de 72W



Taxa Real de Calor [W]	E=0.0 Espessura Média [m]	E=0.1 Espessura Média [m]	E=0.2 Espessura Média [m]	E=0.3 Espessura Média [m]	E=0.4 Espessura Média [m]
571.973	0.0000342083	0.000034218	0.000034233	0.000034264	0.000034354
575.269	0.0000346207	0.000034629	0.000034642	0.000034668	0.000034745
597.752	0.000035764	0.000035772	0.000035785	0.00003581	0.000035884
613.340	0.0000365469	0.000036557	0.0000365724	0.000036604	0.0000366975
619.703	0.000037208	0.000037217	0.000037232	0.0000372607	0.000037345
627.300	0.000037722	0.000037731	0.000037746	0.000037775	0.0000378625

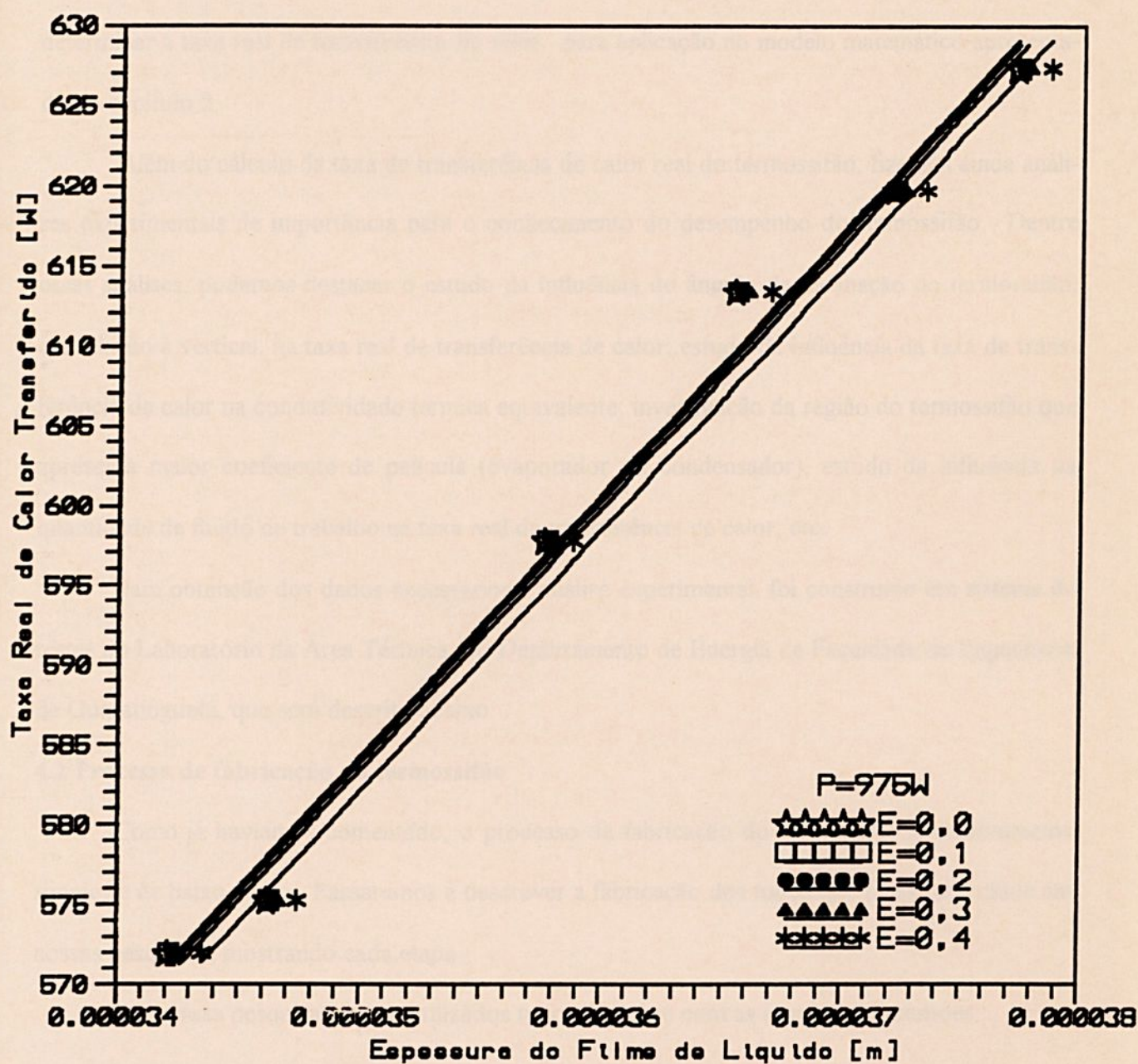


Figura 3.8: Estudo do parâmetro de arraste para potência fornecida ao evaporador de 975W

Capítulo 4

Análise Experimental do Termossifão

4.1 Introdução

Vários testes experimentais foram realizados com o termossifão, com objetivo principal de determinar a taxa real de transferência de calor, para aplicação no modelo matemático apresentado no capítulo 2.

Além do cálculo da taxa de transferência de calor real do termossifão, fizemos ainda análises experimentais de importância para o conhecimento do desempenho do termossifão. Dentre essas análises, podemos destacar o estudo da influência do ângulo de inclinação do termossifão, em relação à vertical, na taxa real de transferência de calor; estudo da influência da taxa de transferência de calor na condutividade térmica equivalente; investigação da região do termossifão que apresenta maior coeficiente de película (evaporador ou condensador), estudo da influência da quantidade de fluido de trabalho na taxa real de transferência de calor; etc.

Para obtenção dos dados necessários à análise experimental, foi construído um sistema de testes no Laboratório da Área Térmica, do Departamento de Energia da Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá, que será descrito abaixo.

4.2 Processo de fabricação do termossifão

Como já havíamos comentado, o processo de fabricação do termossifão é relativamente simples e de baixo custo. Passaremos a descrever a fabricação dos tubos que foram utilizados em nossas pesquisas, mostrando cada etapa.

Em nossas pesquisas foram utilizados tubos de cobre com as seguintes dimensões:

- $d_i = 17,3 \text{ mm}$

- $d_e = 11 \text{ mm}$



- $e=0,875$ mm

- $L=580$ mm

Esses tubos foram limpos na sua parte interna, evitando assim futuros problemas com algum tipo de resíduo ou crosta interna. Depois, ambos os lados do tubo foram lacrados com uma tampa de latão, com uma das tampas com um orifício que contém um tubo capilar para possibilitar o enchimento.

Assim, com a estrutura do tubo já pronto foram fixados oito termopares de ferro-constantan, dispostos em posições estratégicas ao longo do tubo. Essas posições poderão ser devidamente constatadas nos próximos capítulos.

Com os termopares soldados, efetuamos a evacuação do tubo. Todos os tubos utilizados nas pesquisas são fechados a uma pressão interna de 0,01 Torr, seguindo o esquema ilustrado na figura abaixo (fig.4.1):

Legenda da Figura 4.1

- | | |
|----------------------|---------------------|
| [1] Bureta | [5] Válvula |
| [2] Medidor de Vácuo | [6] Tubo Capilar |
| [3] Bomba de Vácuo | [7] Luva de ligação |
| [4] Válvula | [8] Termossifão |

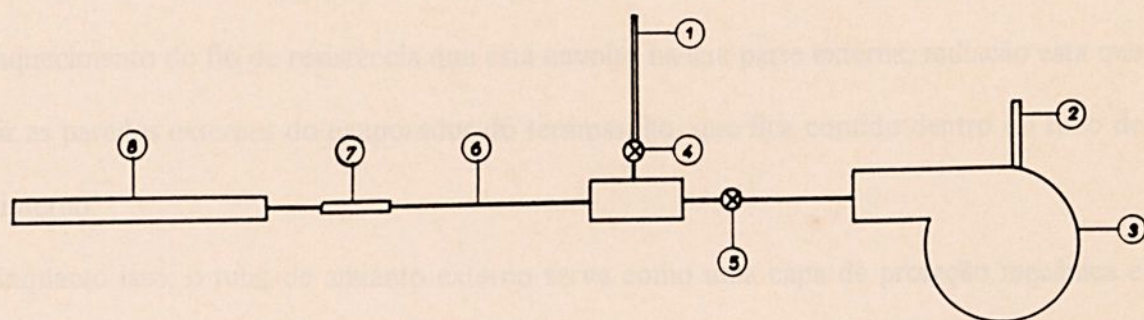


Figura 4.1: Esquema de fabricação

Quando a bomba de vácuo atinge a pressão necessária (0,01 Torr), nós fechamos a válvula 5 e abrimos a válvula 4, permitindo que o fluido de trabalho penetre no termossifão na quantidade desejada. Após o enchimento do tubo, ele é lacrado com solda, e testado num tanque de aquecimento, concluindo assim o processo de fabricação do termossifão.

4.3 Aparato Experimental

O termossifão cujo processo de fabricação já foi descrito no item 4.2, necessita de um sistema de testes que se adapte a sua flexibilidade de assumir diferentes formas geométricas. Voltado para essa necessidade, foi construído um sistema de testes que se ajusta a diferentes formas geométricas do termossifão, sem que seja necessário grandes modificações do sistema.

Além disso, esse sistema nos capacita a posicionar o termossifão, em diferentes ângulos de inclinação, o que é de extrema importância em nosso estudo. Uma visão global desse sistema de testes pode ser visto na figura 4.3. Nesta figura notamos que o termossifão fica dividido em duas partes, o evaporador e o condensador.

Antes devemos observar na caixa de alimentação d'água (figura 4.2), a existência de uma divisória. Esta divisória tem por objetivo manter o nível d'água sempre constante, para garantir um fluxo de água de resfriamento constante no condensador.

O evaporador do termossifão recebe calor através de um dispositivo de fornecimento de calor formado por dois tubos de amianto de diâmetros diferentes e concêntricos. O tubo de amianto interno possui aberturas que possibilitam a passagem de calor na forma de radiação, proveniente do aquecimento do fio de resistência que está envolto na sua parte externa, radiação esta que irá atingir as paredes externas do evaporador do termossifão, que fica contido dentro do tubo de amianto interno.

Enquanto isso, o tubo de amianto externo serve como uma capa de proteção mecânica e térmica (auxilia no trabalho de proteção contra perda de calor por convecção) do dispositivo de fornecimento de calor, tendo suas extremidades fechadas por tampões também de amianto. Ao redor da capa protetora de amianto, foi colocada fibra de vidro, a qual foi fixada ao tubo de amianto por uma folha de alumínio corrugado para isolamento térmico, evitando assim grandes per-



das de calor para o meio ambiente. Os detalhes do dispositivo de fornecimento de calor podem ser vistos na figura 4.4.

Acima do dispositivo de fornecimento de calor, temos outro dispositivo, mas agora com a finalidade de retirar calor do termossifão. Esse dispositivo é mostrado na figura 4.5 e figura 4.6, as quais mostram os detalhes de montagem.

O condensador do termossifão fica contido no interior de um tubo de PVC de 2 ½ polegadas de diâmetro nominal, tubo este que contém um direcionador de água em seu interior, como mostram as figuras 4.5 e 4.6, com a finalidade de aumentar a troca de calor através da melhora do coeficiente de troca de calor por convecção. Pode ser visto o uso de dois tipos distintos de direcionadores:

- tipo chicana (figura 4.5);
- tipo helicoidal (figura 4.6).

Ambos os tipos apresentam bons resultados, tendo o direcionador em forma de chicana a vantagem de maior facilidade de montagem.

O princípio de retirada de calor é simples, a água proveniente da caixa de alimentação (figura 4.2) a temperatura ambiente, circula entre o direcionador, mantendo um contato direto com a parede do termossifão, onde a temperatura, estando mais alta, irá perder energia na forma de calor para a água. Desta maneira, nós criamos um condensador no termossifão.

Agora, mostraremos os detalhes de montagem do dispositivo de inclinação dos termossifões, na figura 4.7. O dispositivo de inclinação foi construído com cantoneiras, para comportar termossifões de até 2 m de comprimento, não tendo problemas para uma ampla faixa de formas geométricas e limites de peso, graças a sua geometria de construção e robustez, como visto na figura.

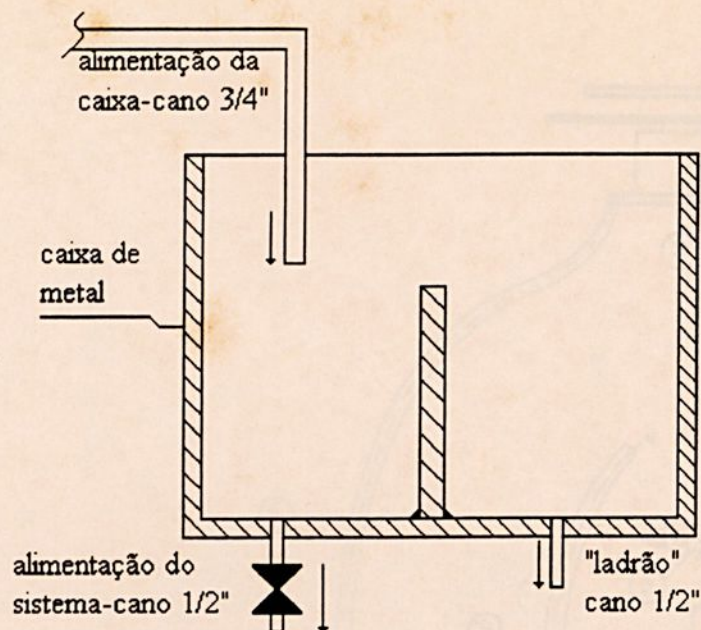
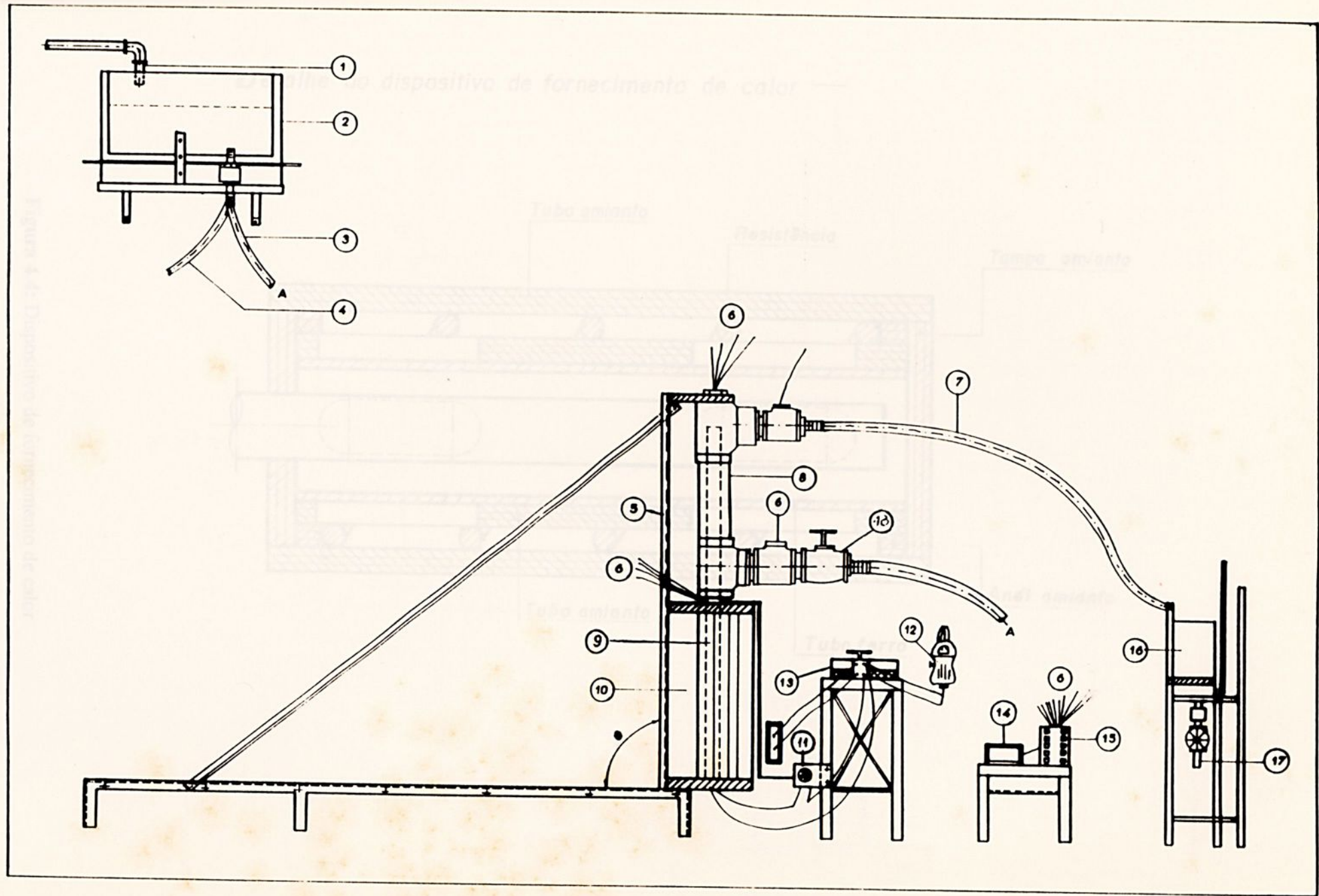


Figura 4.2: Caixa de alimentação do sistema

Legenda da Figura 4.3

- | | |
|--|-------------------------|
| [1] rede de alimentação da caixa | [14] termômetro digital |
| [2] caixa de alimentação do sistema | [15] chave seletora |
| [3] cano de alimentação | [16] tanque calibrado |
| [4] ladrão | [17] ladrão |
| [5] dispositivo de inclinação | [18] válvula globo |
| [6] termopares | |
| [7] mangueira de saída do sistema de retirada de calor | |
| [8] dispositivo de retirada de calor | |
| [9] termossifão | |
| [10] dispositivo de fornecimento de calor | |
| [11] termostato | |
| [12] amperímetro de alicate | |
| [13] varivolt | |



Detalhe do dispositivo de fornecimento de calor. —

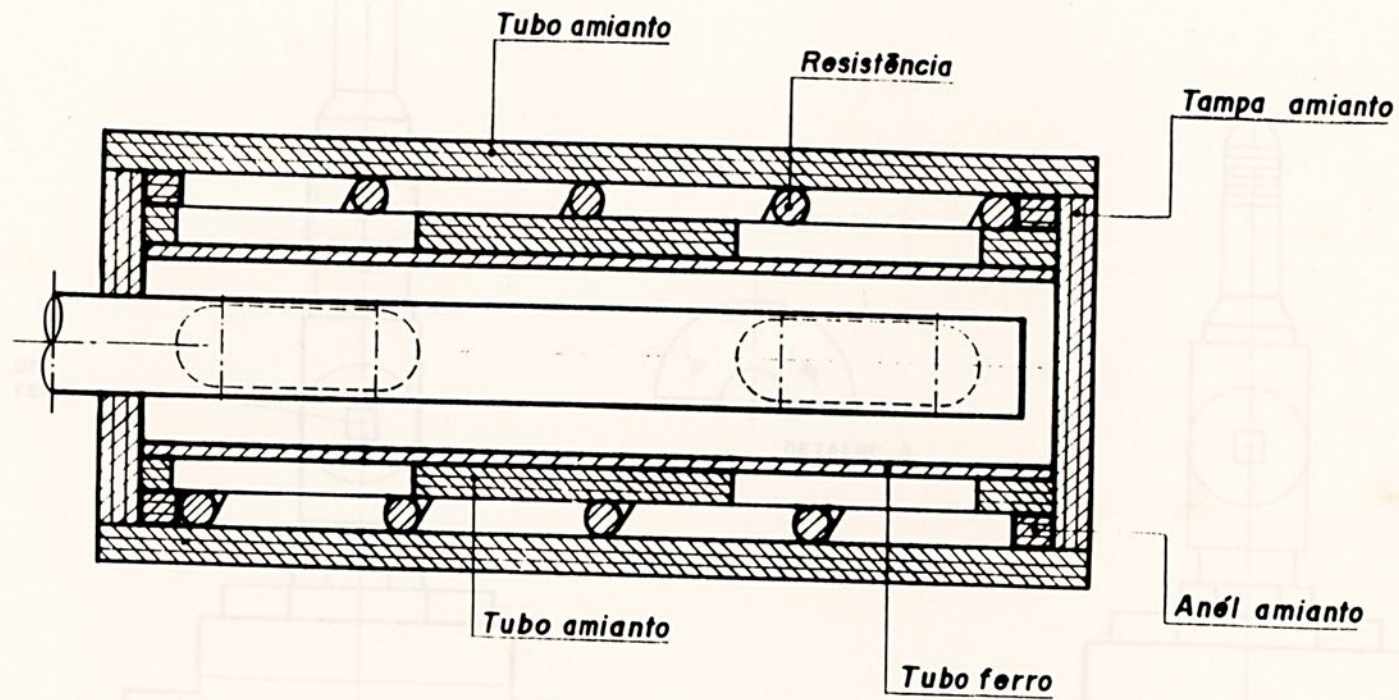
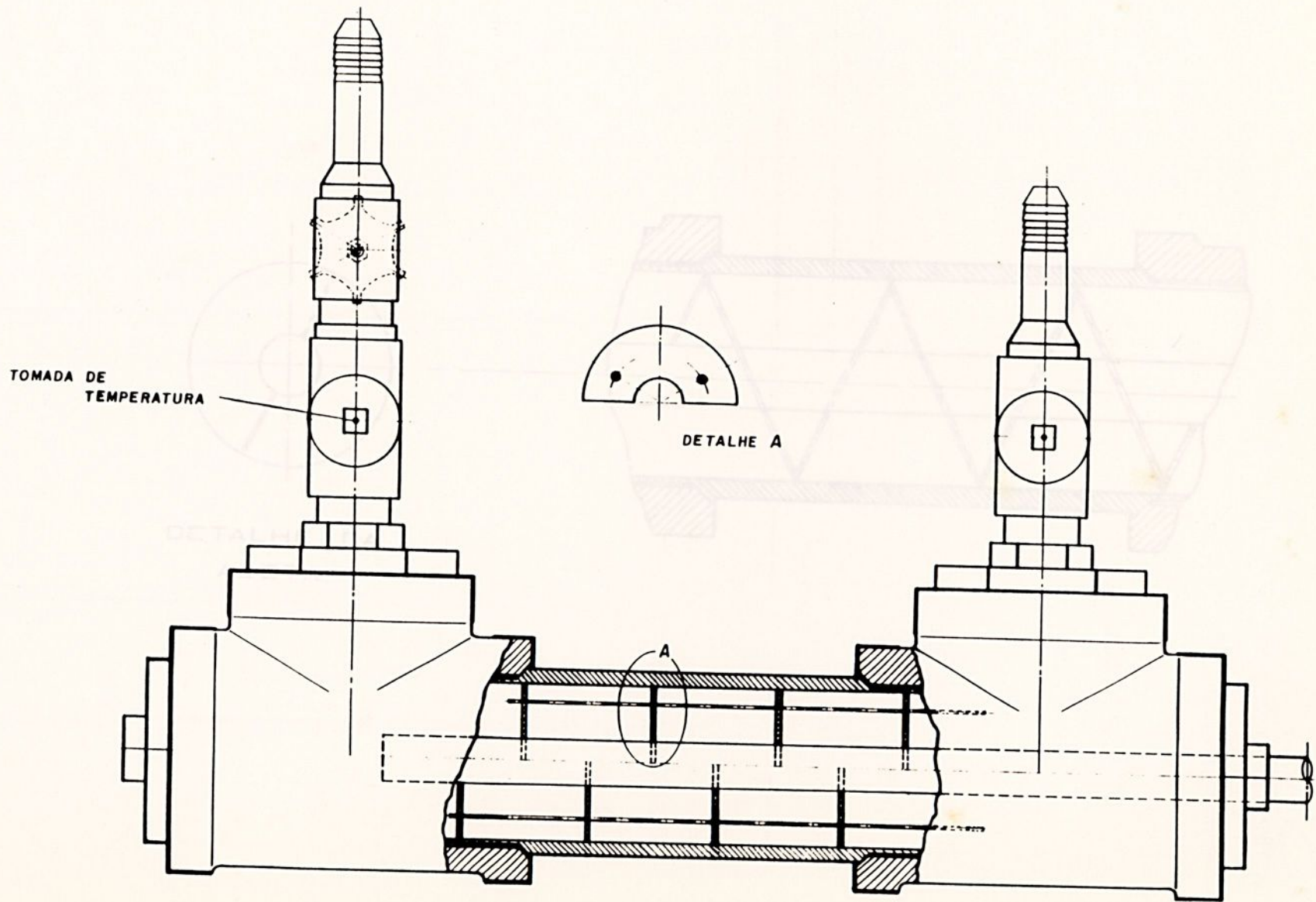
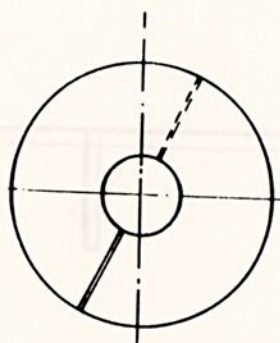


Figura 4.4: Dispositivo de fornecimento de calor

Figura 4.5: Detalhes do dispositivo de retirada de calor (chicana)





DETALHE DA
ALETA

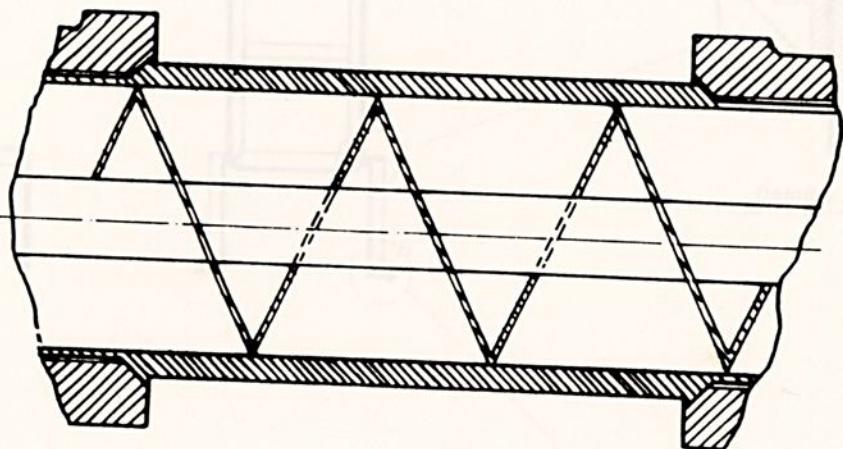


Figura 4.6: Detalhes do dispositivo de retirada de calor (helicoidal)

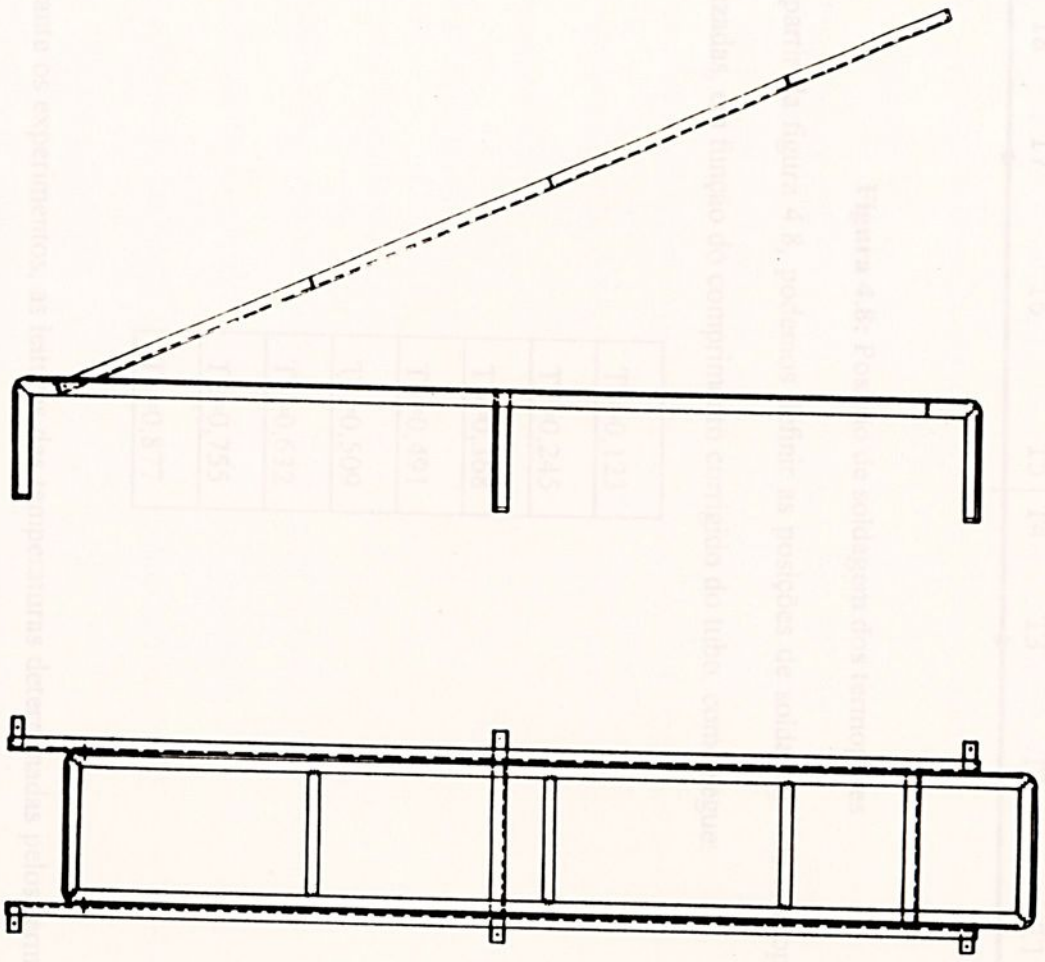
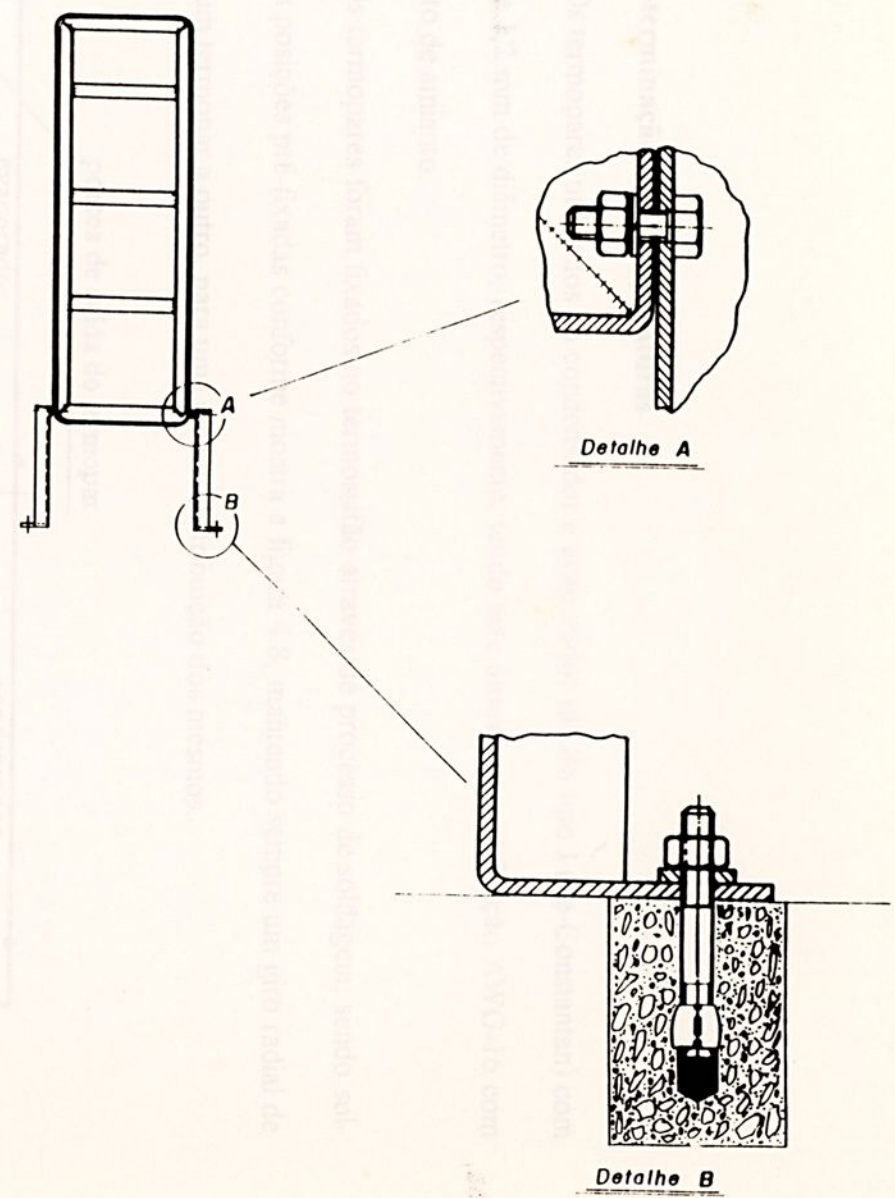


Figura 4.7: Dispositivo de inclinação



4.3.1 Determinação das Temperaturas

Os termopares utilizados no condensador e evaporador são do tipo J (Fe-Constantan) com 0,8 mm e 1,2 mm de diâmetro, respectivamente, tendo este último a especificação AWG-16 com isolamento de amianto.

Os termopares foram fixados no termosifão através de processo de soldagem, sendo soldados em posições pré-fixadas conforme mostra a figura 4.8, mantendo sempre um giro radial de 90° , de um termopar a outro, para uma melhor distribuição dos mesmos.

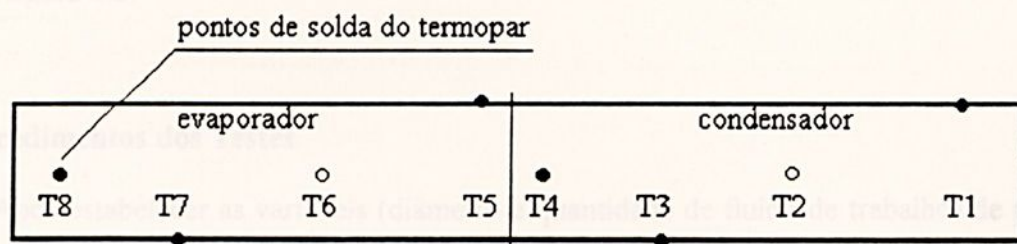


Figura 4.8: Posição de soldagem dos termopares

A partir da figura 4.8, podemos definir as posições de soldagem dos termopares, já adimensionalizadas, em função do comprimento corrigido do tubo, como segue:

T8=0,123
T7=0,245
T6=0,368
T5=0,491
T4=0,509
T3=0,632
T2=0,755
T1=0,877

Durante os experimentos, as leituras das temperaturas determinadas pelos termopares, foram feitas através de uma chave seletora modelo Chs-10p (Pyrotec) com 10 canais, acoplada a um

termômetro digital MDT 2000 da ECB (Equipamentos Científicos do Brasil) do tipo J (Fé-Constantan). Já a leitura da temperatura ambiente, foi feita em um termômetro de coluna de mer-cúrio da Incoterm, com divisões de $0,5^{\circ}\text{C}$.

4.3.2 Medidas de Vazão

Essas medidas foram feitas na saída de água do sistema de retirada de calor, utilizando um tanque calibrado, e um cronômetro com divisões de 0,1 s. As vazões foram controladas através de uma válvula globo, acoplada na entrada do sistema de retirada de calor, como pode ser obser-vado na figura 4.3.

4.4 Procedimentos dos Testes

Após estabelecer as variáveis (diâmetro e quantidade de fluido de trabalho) de projeto do termostato, o sistema de testes era montado, seguido de uma minuciosa inspeção nas partes mais sensíveis a vazamento de água e curto circuito.

Seguindo, o varivolt era ajustado na tensão adequada para proporcionar uma corrente que atingisse o valor da potência desejada, no sistema de aquecimento do evaporador.

Após esses procedimentos, o sistema era deixado em funcionamento em uma vazão pré-fixada, até atingir a condição de regime permanente quando era dado início as leituras das tempe-raturas, propriamente dito.

Concluído as leituras das temperaturas ao longo do tubo, e das temperaturas de entrada e saída da água no dispositivo de retirada de calor, era dado início a medida da mesma vazão, como já mencionado, utilizando um cronômetro e um tanque calibrado de aproximadamente 5,5 litros, com o objetivo de conferir com a vazão pré-fixada, para detectar possíveis variações na rede. Então, uma nova vazão era fixada, e o processo repetido, até realizar-se todos os estudos neces-sários do termostato em análise.

Desta forma, foi realizada toda a etapa experimental, permitindo um acúmulo substancial de dados para pesquisa, em um tempo razoável.



4.5 Cálculo da Taxa Real de Transferência de Calor

Esse valor foi facilmente obtido, já que era de nosso conhecimento os valores da temperatura de entrada e saída da água no dispositivo de retirada de calor, bem como o valor da vazão. Desta maneira, utilizando a equação abaixo, chegamos aos valores desejados:

$$q = \dot{m} \cdot c_p \cdot (T_s - T_e) \quad (4.1)$$

onde c_p é o calor específico médio da água, assumindo o valor de $4185,5 \text{ J/Kg} \cdot ^\circ\text{C}$, \dot{m} é a vazão mássica da água, dado em Kg/s , e por último T_e e T_s são as temperaturas de entrada e saída respectivamente, dadas em $^\circ\text{C}$.

4.6 Cálculo do Número de Reynolds

Alguns gráficos que serão analisados adiante, usarão o número de Reynolds, calculado da seguinte forma:

$$\text{Re} = \frac{4 \cdot Q'}{P_m \cdot \nu} \quad (4.2)$$

onde Q' é a vazão volumétrica em m^3 / s , P_m o perímetro molhado em m , e ν é a viscosidade cinemática média da água, assumindo o valor de $1,01 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2 / \text{s}$.

4.7 Cálculo da Condutividade Térmica Equivalente

Alguns gráficos serão apresentados na forma de taxa real de calor transferido em função da condutividade térmica efetiva.

Nestes casos a condutividade térmica equivalente será definida pela seguinte equação:

$$k = \frac{q \cdot L}{A_s (\overline{T}_e - \overline{T}_c)} \quad (4.3)$$

onde:

k = condutividade térmica equivalente $[\text{W/m} \cdot ^\circ\text{C}]$

q = taxa real de calor transferido $[\text{W}]$

L = comprimento do meio do evaporador ao meio do condensador $[\text{m}]$

A_s = área da seção transversal do tubo, baseada no diâmetro externo $[\text{m}^2]$



\bar{T}_e = temperatura média do evaporador [$^{\circ}\text{C}$]

\bar{T}_c = temperatura média do condensador [$^{\circ}\text{C}$]

4.8 Cálculo do Coeficiente de Película

Outras análises gráficas, que faremos também no próximo capítulo, envolverão a definição de coeficiente de película:

$$h_{ic} = \frac{q}{A_i(T_v - \bar{T}_c)} \quad (4.4)$$

$$h_{ie} = \frac{q}{A_i(\bar{T}_c - T_v)} \quad (4.5)$$

onde:

q = taxa real de calor transferido [W]

h_{ic} = coeficiente de película do condensador [$\text{W}/\text{m}^2\text{ }^{\circ}\text{C}$]

h_{ie} = coeficiente de película do evaporador [$\text{W}/\text{m}^2\text{ }^{\circ}\text{C}$]

A_i = área interna de troca de calor do evaporador e condensador [m^2]

T_v = temperatura de vapor [$^{\circ}\text{C}$]

4.9 Análise de Erros de Medidas

Neste item iremos calcular uma estimativa dos erros introduzidos no cálculo da taxa de transferência de calor real, erros estes definidos como sistemáticos (precisão dos aparelhos utilizados).

Da equação 4.1 podemos encontrar a seguinte expressão:

$$\bar{q}_e = \frac{\bar{v}}{t} \bar{\rho}_1 \bar{c}_1 \bar{\Delta T} \quad (4.6)$$

onde: \bar{v} é o volume da água contida no tanque, em m^3 , t é o tempo para atingir o volume de água desejado em s, $\bar{\rho}_1$ é a densidade da água em Kg/m^3 , \bar{c}_1 é o calor específico da água a pressão constante, em $\text{J}/\text{Kg }^{\circ}\text{C}$ e $\bar{\Delta T}$ é a diferença de temperaturas entre a saída e a entrada do sistema de retirada de calor.

Sabendo que a precisão do termômetro digital é de $0,05^{\circ}\text{C}$, a do cronômetro é de $0,05\text{ s}$, e a do tanque é de $5 \cdot 10^{-8}\text{ m}^3$, podemos calcular o desvio médio de q , através da seguinte equação:

$$\frac{dm_q}{q} = \frac{dm_v}{v} + \frac{dm_t}{t} + \frac{dm_{\rho_l}}{\rho_l} + \frac{dm_{c_l}}{c_l} + \frac{dm_{\Delta T}}{\Delta T} \quad (4.7)$$

onde dm , é o desvio médio.

Encontrando o dm_q , podemos estimar o erro porcentual através da expressão abaixo:

$$\varepsilon = \left(\frac{dm_q}{q} \right) \cdot 100 \quad (4.8)$$

Por exemplo, vamos calcular a estimativa de erro para o seguinte caso:

$\bar{q} = 204,225\text{W}$
$\bar{v} = 0,0005\text{m}^3$
$\bar{t} = 277,5\text{s}$
$\bar{\Delta T} = 27,1^{\circ}\text{C}$

Encontramos os seguintes valores:

$$q = (204,225 \pm 2,320)\text{W}$$

$$\varepsilon = 1,14\%$$

Já neste outro exemplo:

$\bar{q} = 148,393\text{W}$
$\bar{v} = 0,0005\text{m}^3$
$\bar{t} = 15,5\text{s}$
$\bar{\Delta T} = 1,1^{\circ}\text{C}$

Encontramos os seguintes valores:

$$\bar{q} = (148,393 \pm 15,080)\text{W}$$

$$\varepsilon = 10,16\%$$



Podemos observar, que para o segundo exemplo o erro aumentou substancialmente, esse fato se deve ao pequeno valor do gradiente de temperatura, ou seja, para altos valores do número de Re (o que ocasiona pequenos valores de gradiente de temperatura), o valor da taxa de transferência de calor real é menos precisa.

5.1 Introdução

Neste capítulo, iremos mostrar e comentar os resultados da nossa prática experimental, realizada no Laboratório da Área Térmica da Faculdade de Engenharia de Queiroz.

Apresentaremos os principais gráficos obtidos através de nossos resultados experimentais, e no item seguinte faremos suas análises, comentários e conclusões.

5.2 Gráficos

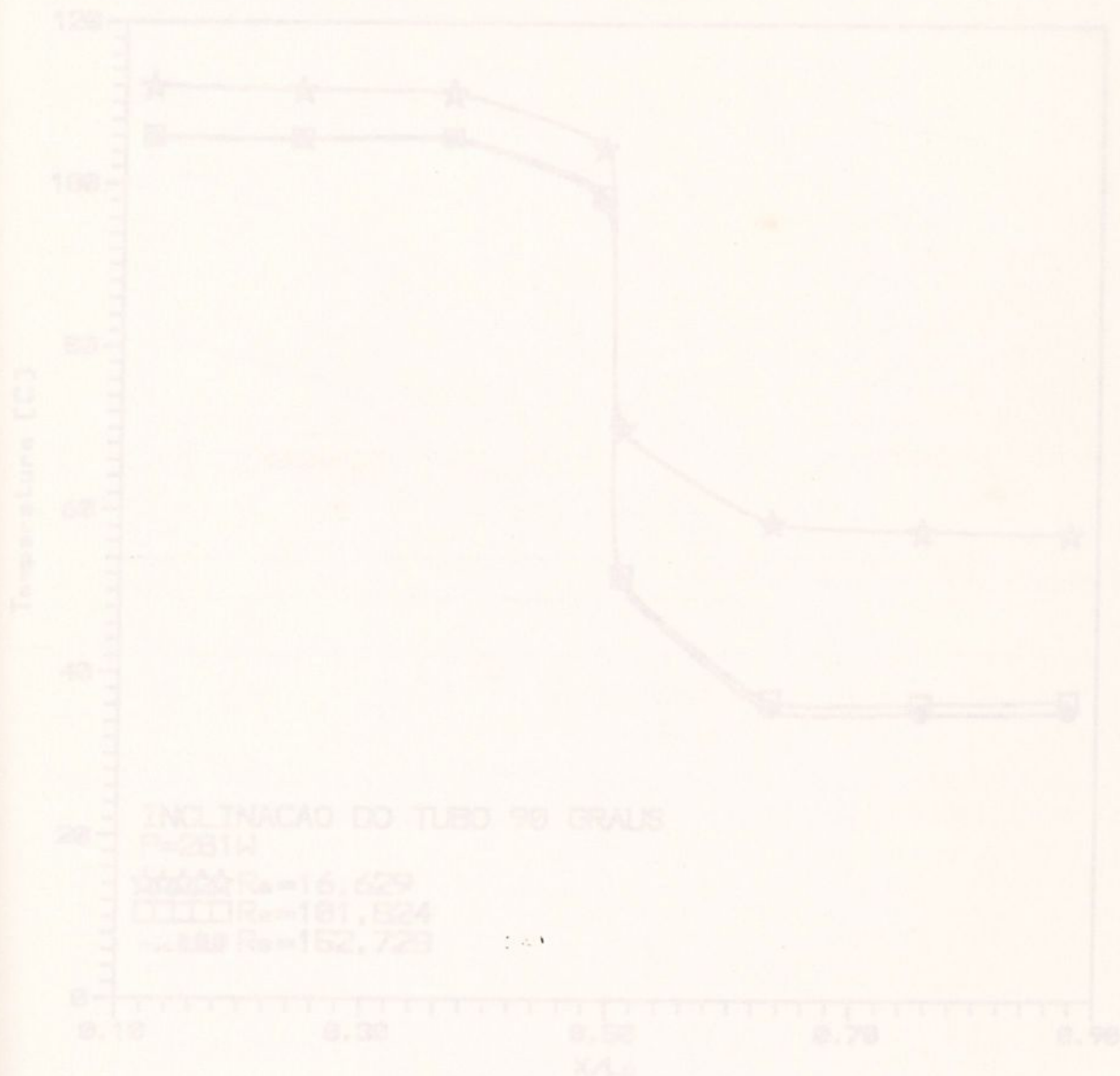


Figura 5.1: Gráfico da posição adimensionalizada dos termopares pelo comprimento corrigido versus temperatura, para tubo com 20% de fluido de trabalho.

Capítulo 5

Resultados e Comentários da Análise Experimental

5.1 Introdução

Neste capítulo, iremos mostrar e comentar os resultados da nossa prática experimental, realizada no Laboratório da Área Térmica da Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá.

Apresentaremos os principais gráficos obtidos através de nossos resultados experimentais, e no item seguinte faremos suas análises, comentários e conclusões.

5.2 Gráficos

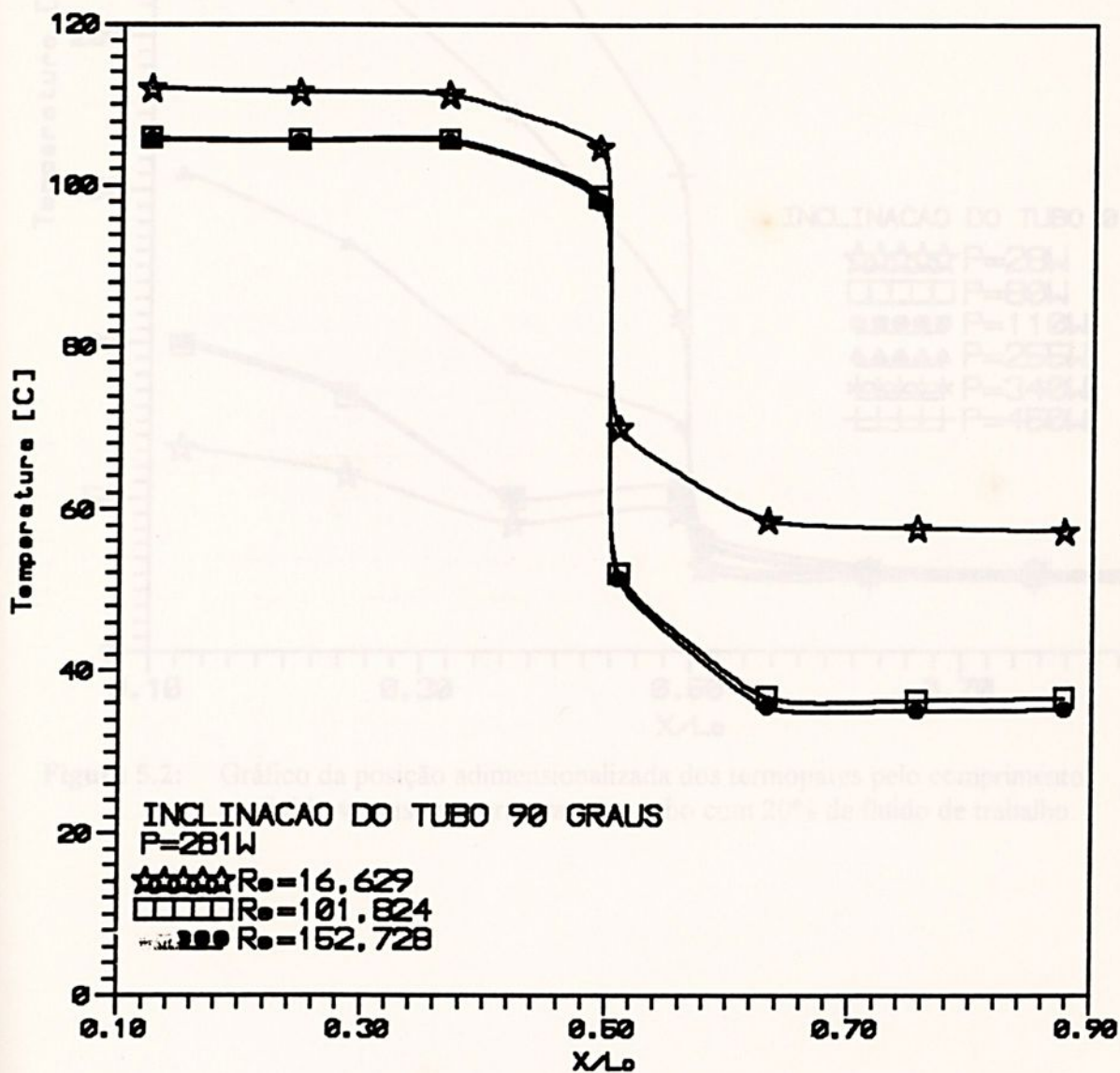


Figura 5.1: Gráfico da posição adimensionalizada dos termopares pelo comprimento corrigido versus temperatura, para tubo com 20% de fluido de trabalho.

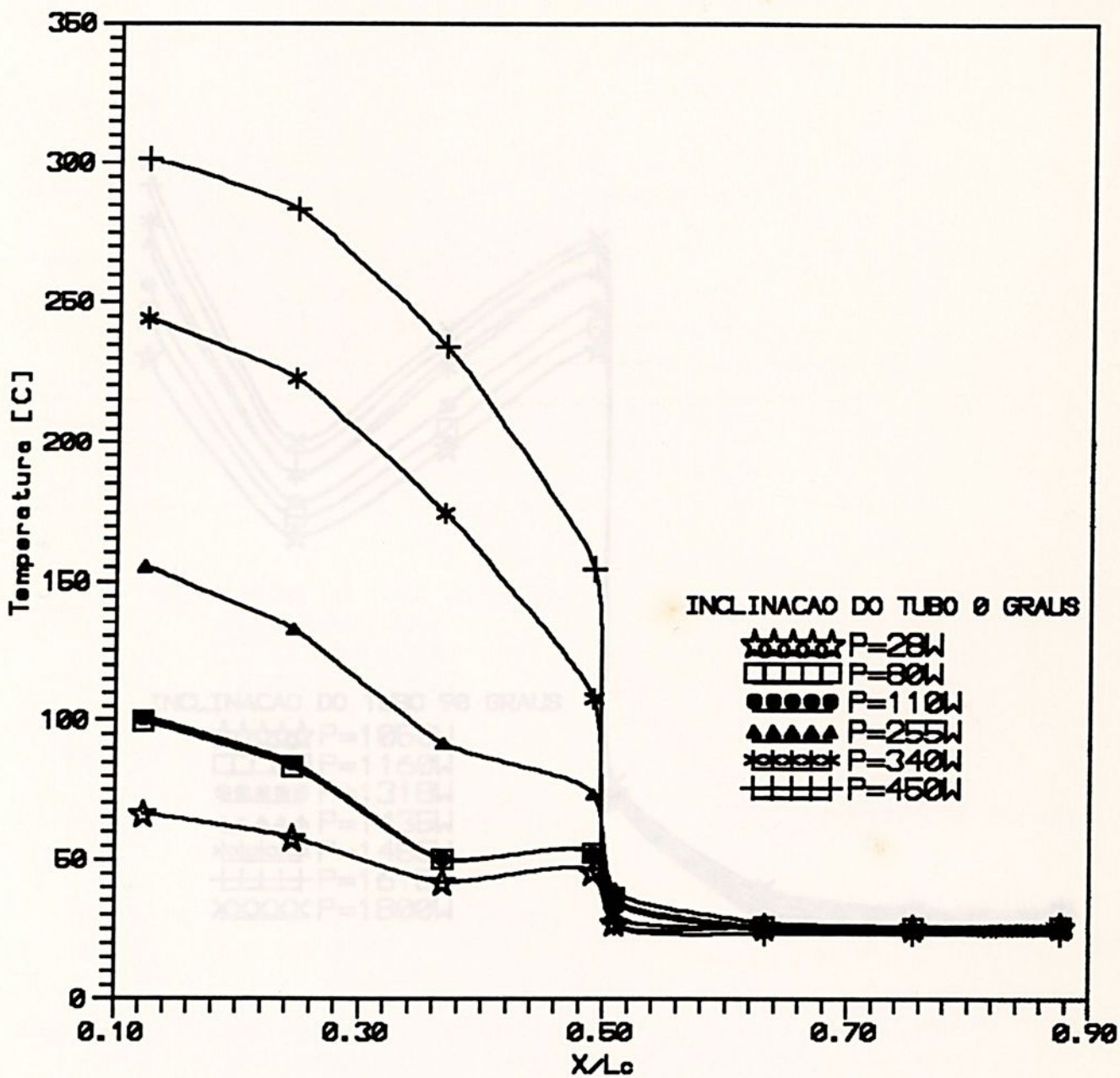


Figura 5.2: Gráfico da posição adimensionalizada dos termopares pelo comprimento corrigido versus temperatura, para tubo com 20% de fluido de trabalho.



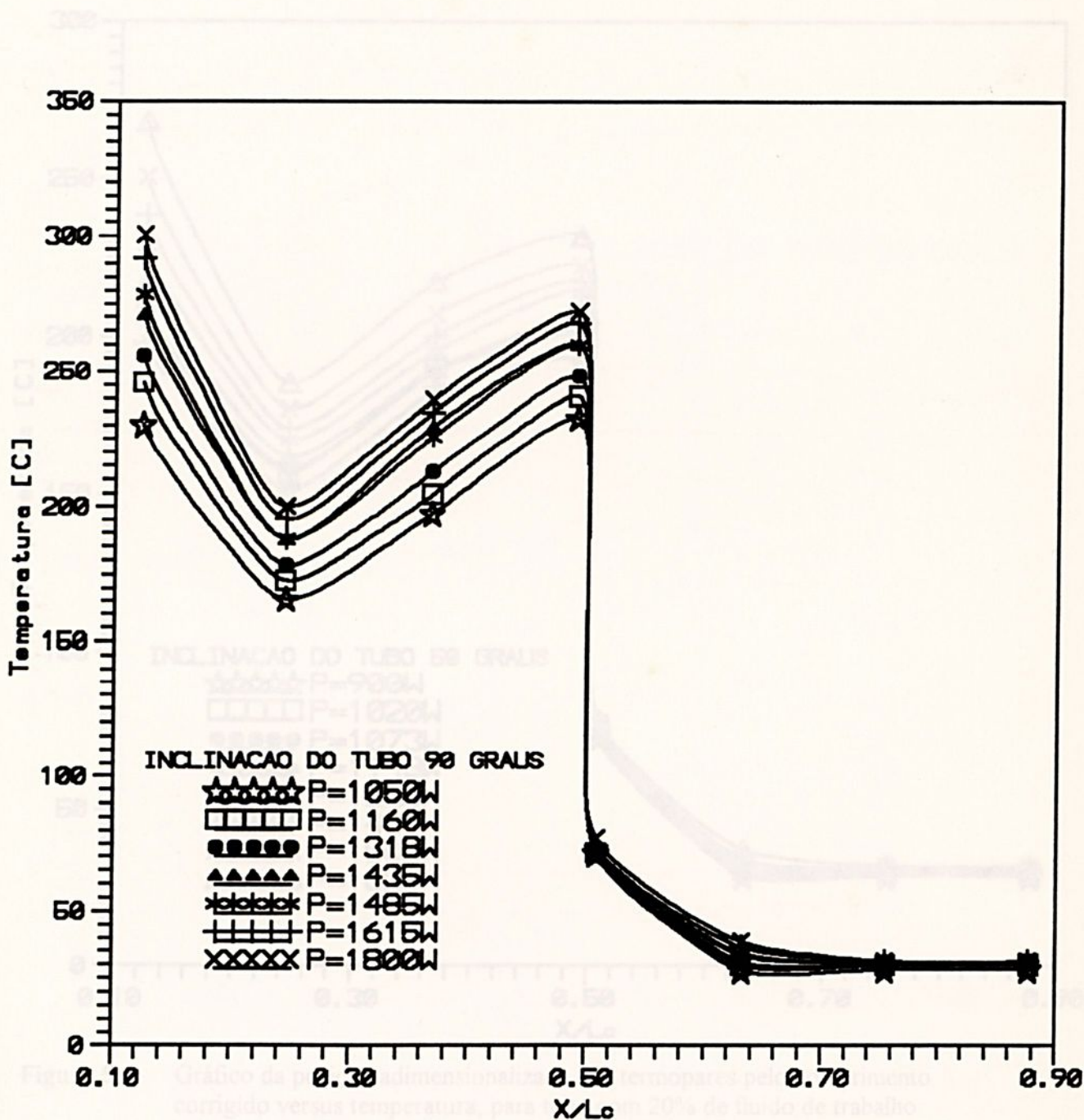


Figura 5.3: Gráfico da posição adimensionalizada dos termopares pelo comprimento corrigido versus temperatura, para tubo com 20% de fluido de trabalho.



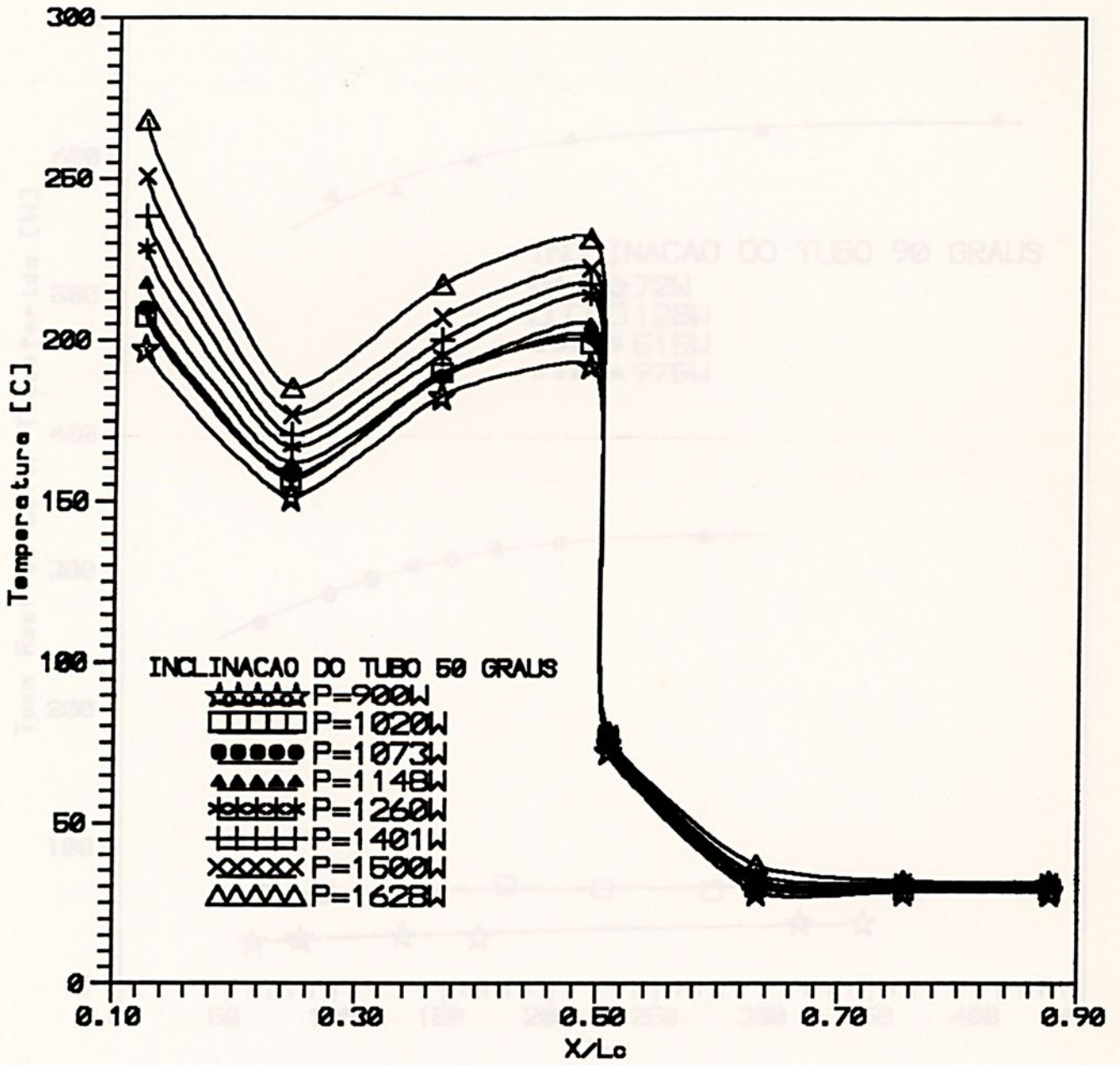


Figura 5.4: Gráfico da posição adimensionalizada dos termopares pelo comprimento corrigido versus temperatura, para tubo com 20% de fluido de trabalho.



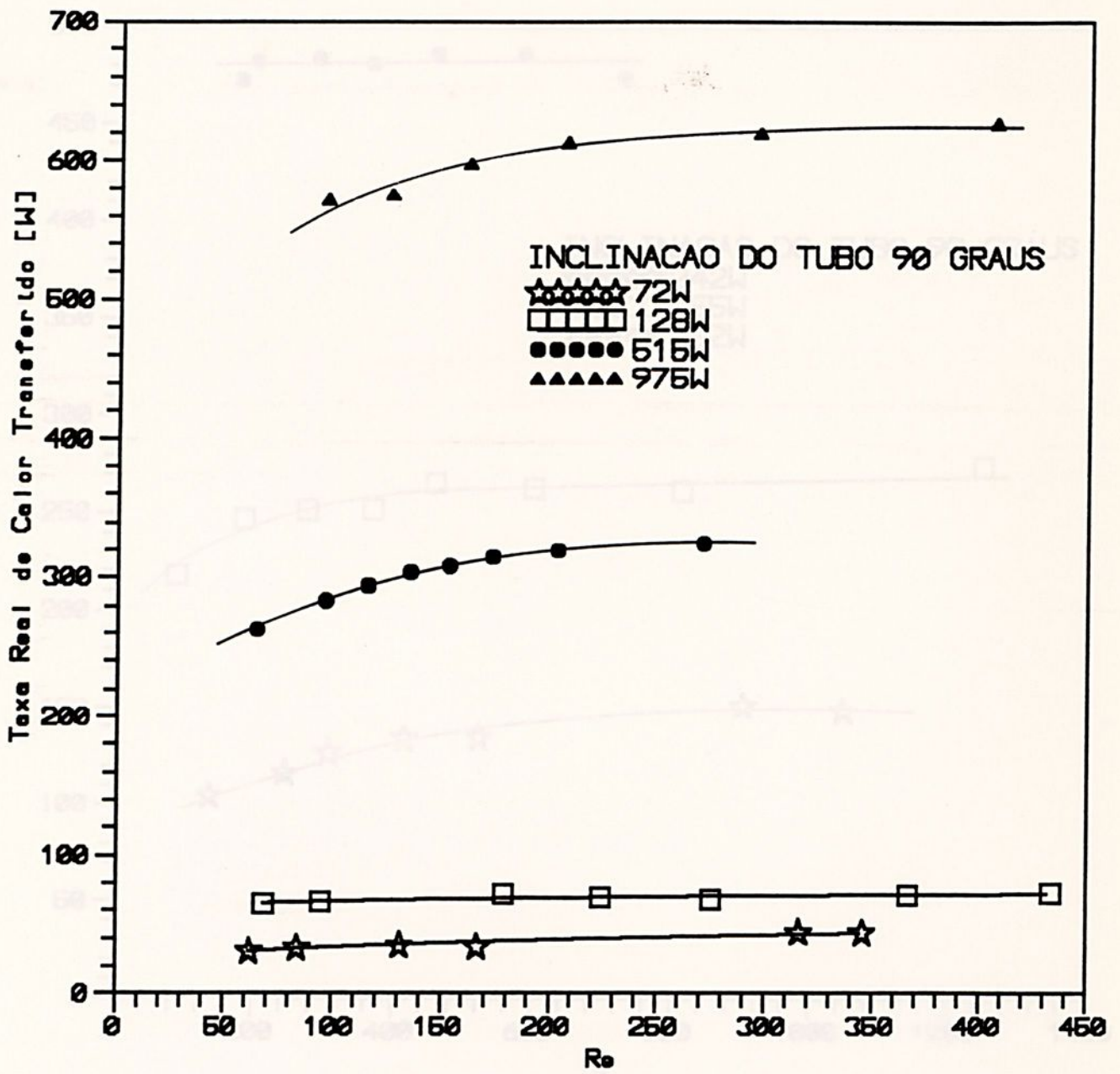


Figura 5.5: Gráfico do número de Re do dispositivo de retirada de calor versus taxa real de calor transferido, para tubo com 40% de fluido de trabalho.



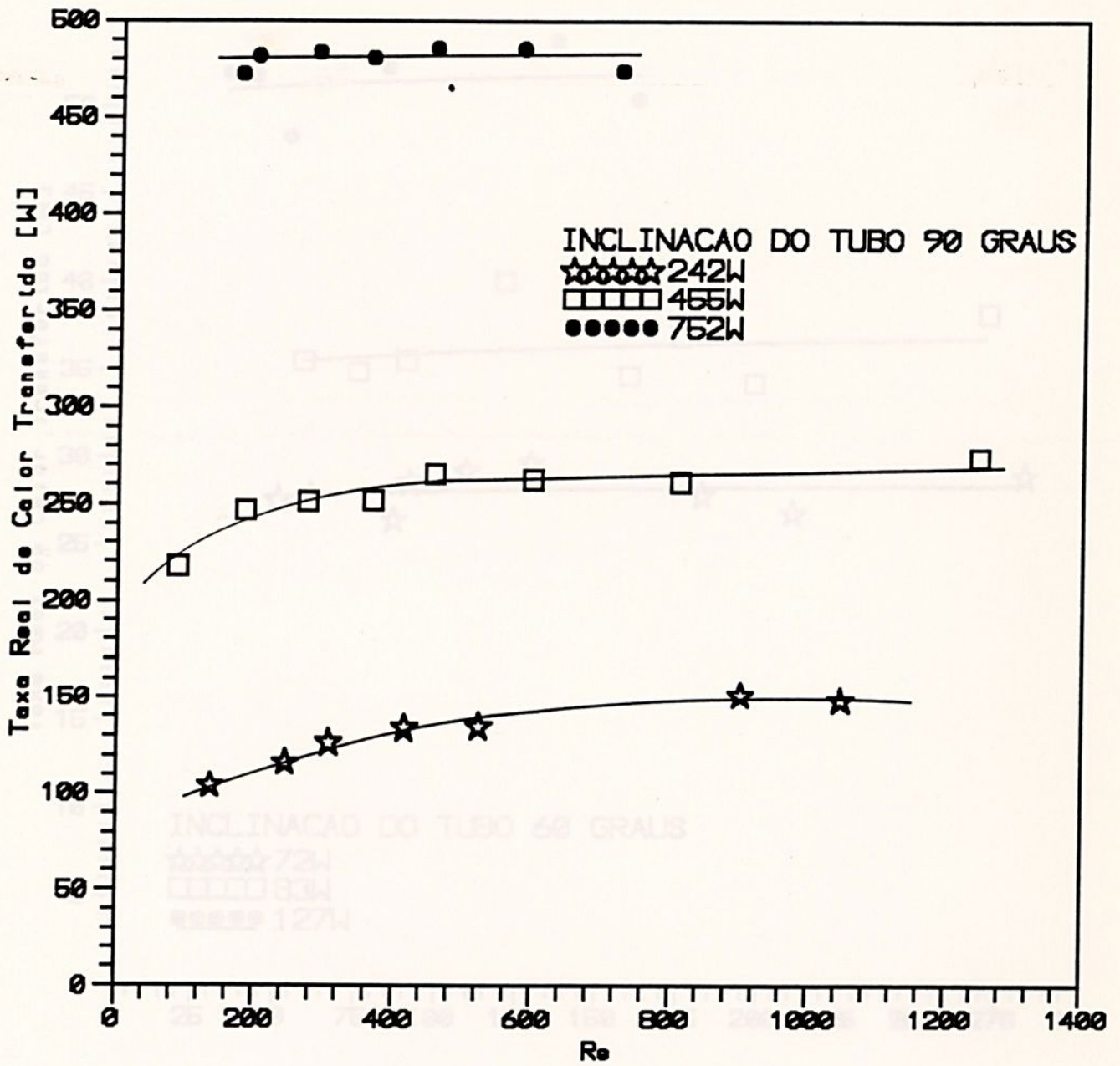


Figura 5.6: Gráfico do número de Re do dispositivo de retirada de calor versus taxa real de calor transferido, para tubo com 40% de fluido de trabalho.



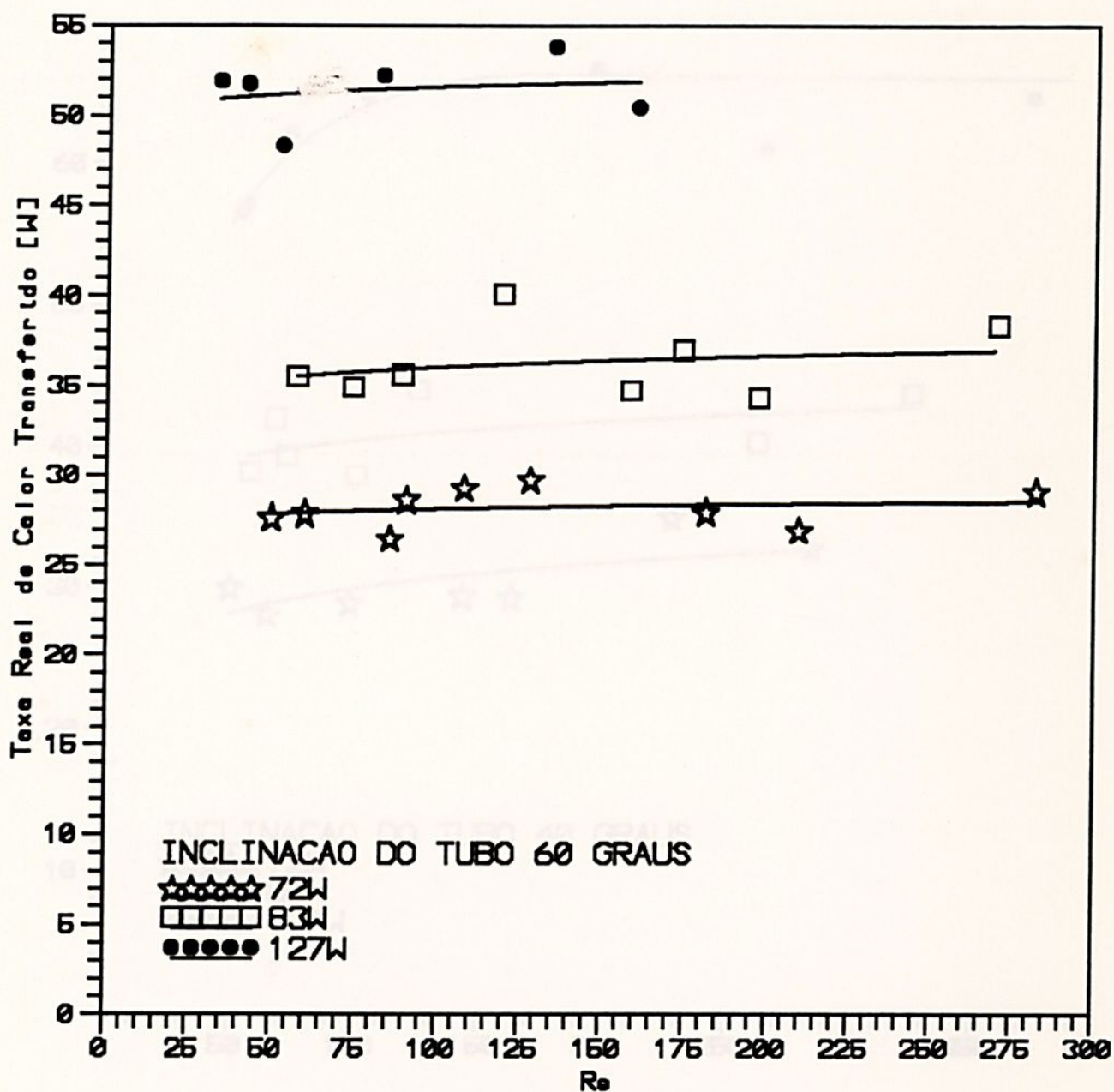


Figura 5.7: Gráfico do número de Re do dispositivo de retirada de calor versus taxa real de calor transferido, para tubo com 40% de fluido de trabalho.

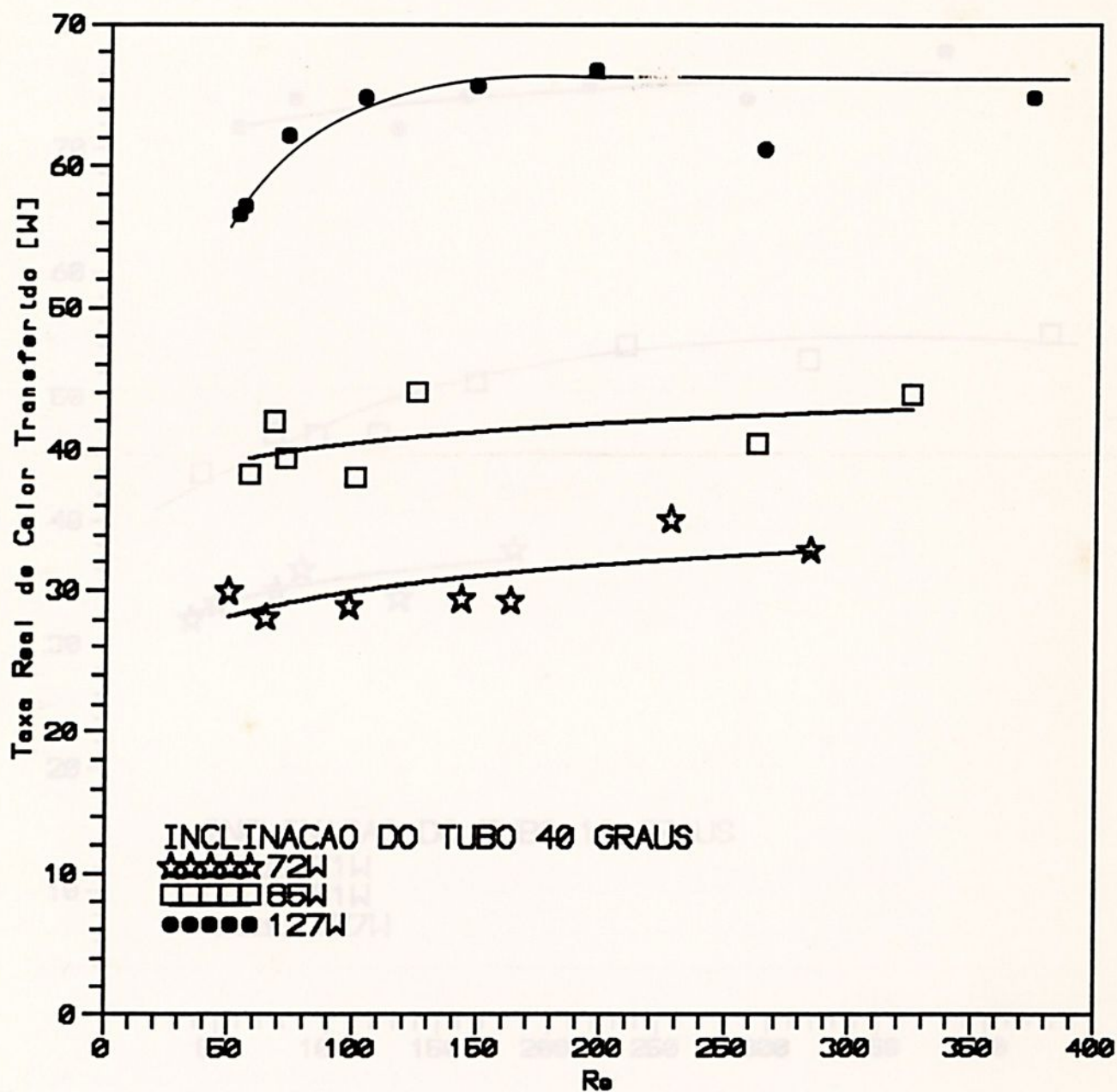


Figura 5.8: Gráfico do número de Re do dispositivo de retirada de calor versus taxa real de calor transferido, para tubo com 40% de fluido de trabalho.

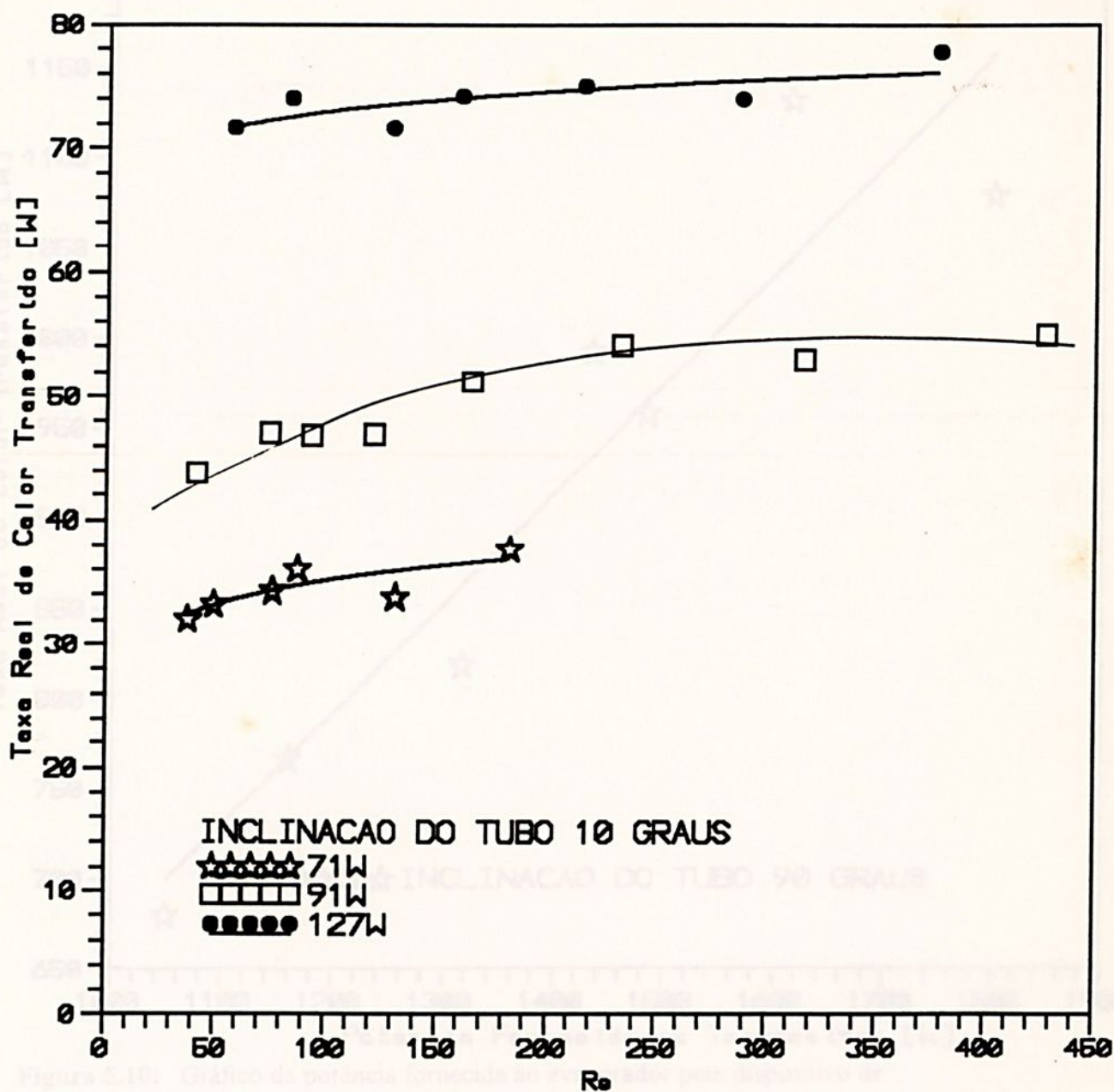


Figura 5.9: Gráfico do número de Re do dispositivo de retirada de calor versus taxa real de calor transferido, para tubo com 40% de fluido de trabalho.



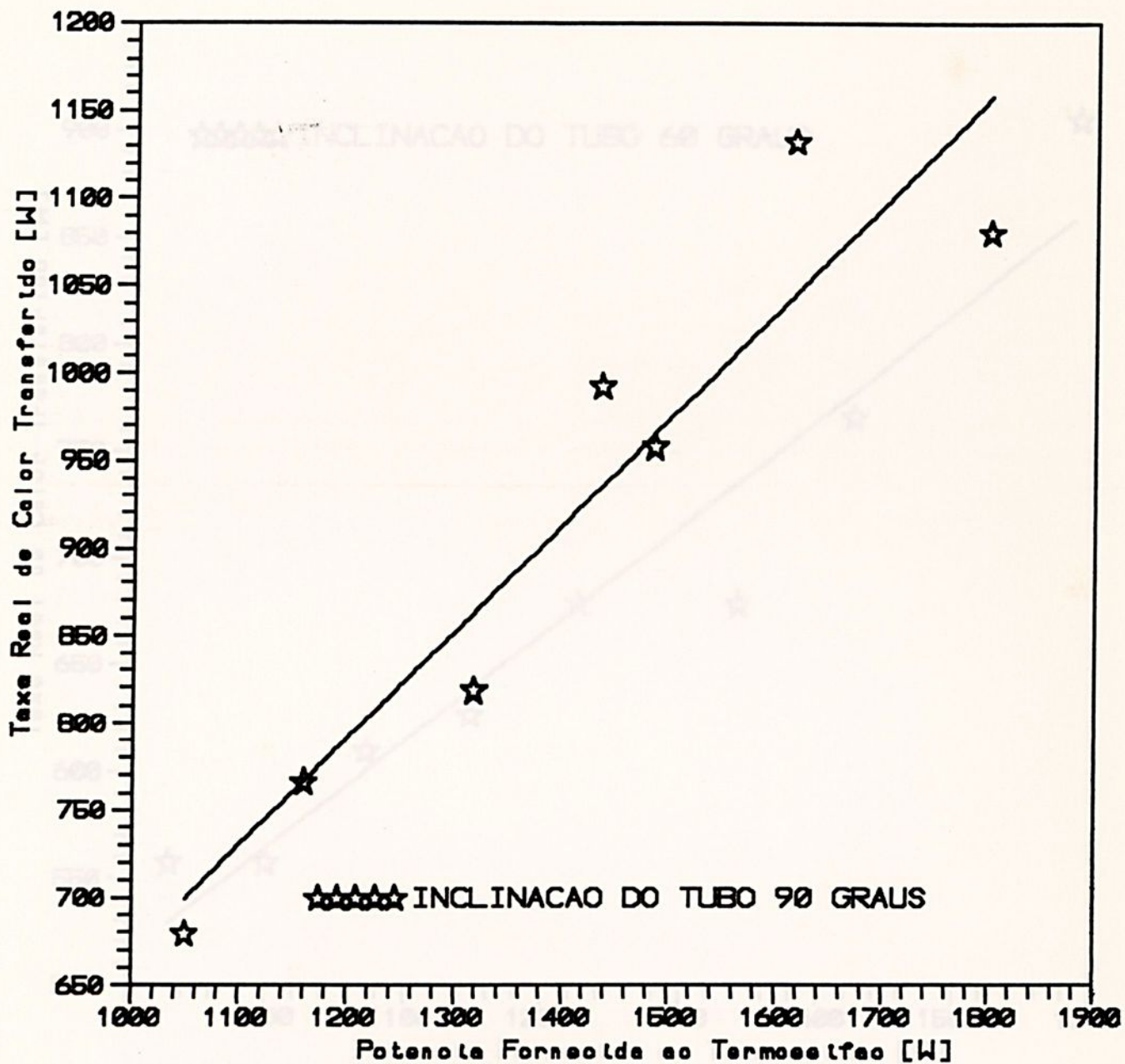


Figura 5.10: Gráfico da potência fornecida ao evaporador pelo dispositivo de fornecimento de calor versus taxa real de transferência de calor, para tubo com 20% de fluido de trabalho.

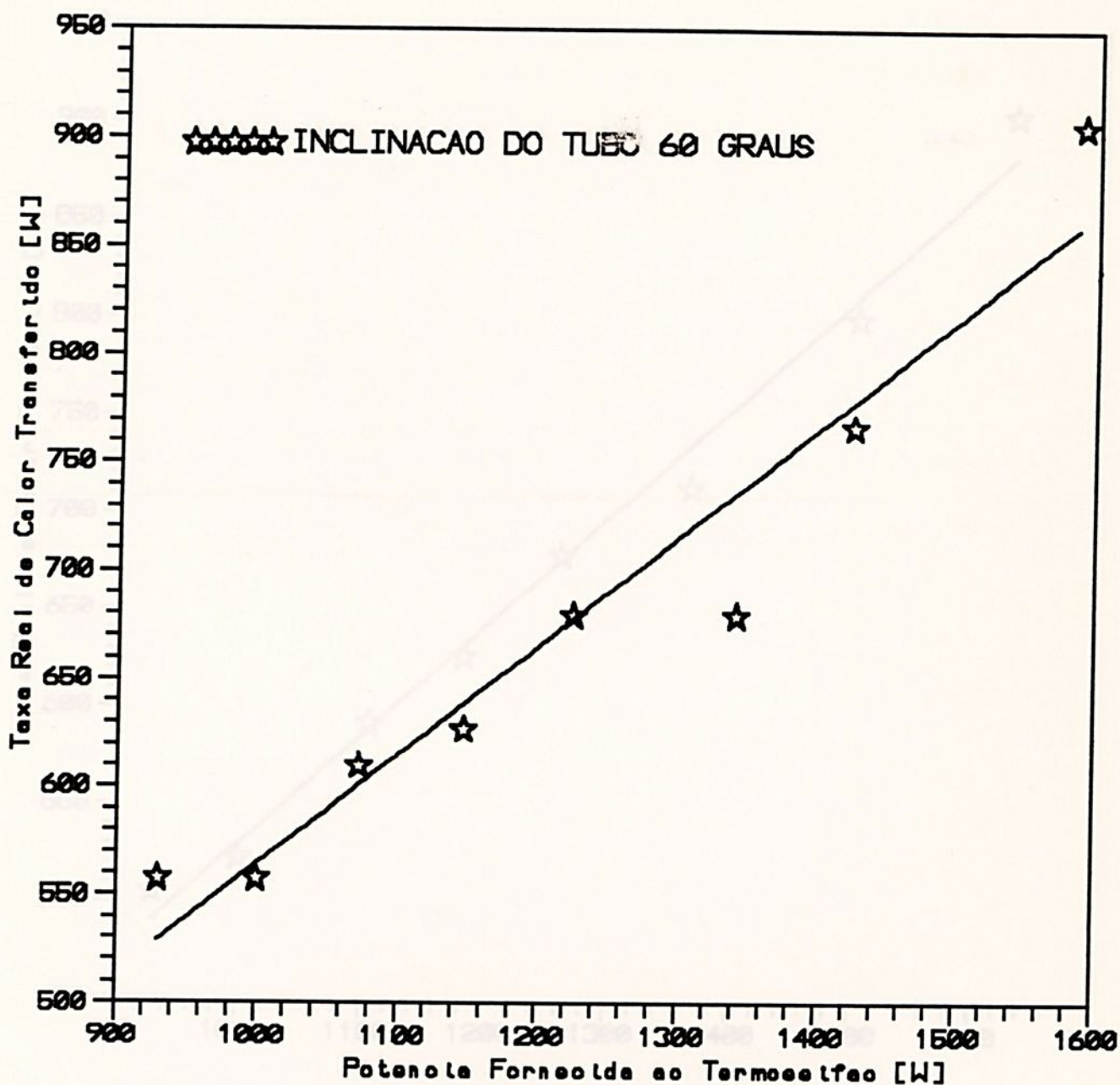


Figura 5.11: Gráfico da potência fornecida ao evaporador pelo dispositivo de fornecimento de calor versus taxa real de transferência de calor, para tubo com 20% de fluido de trabalho.

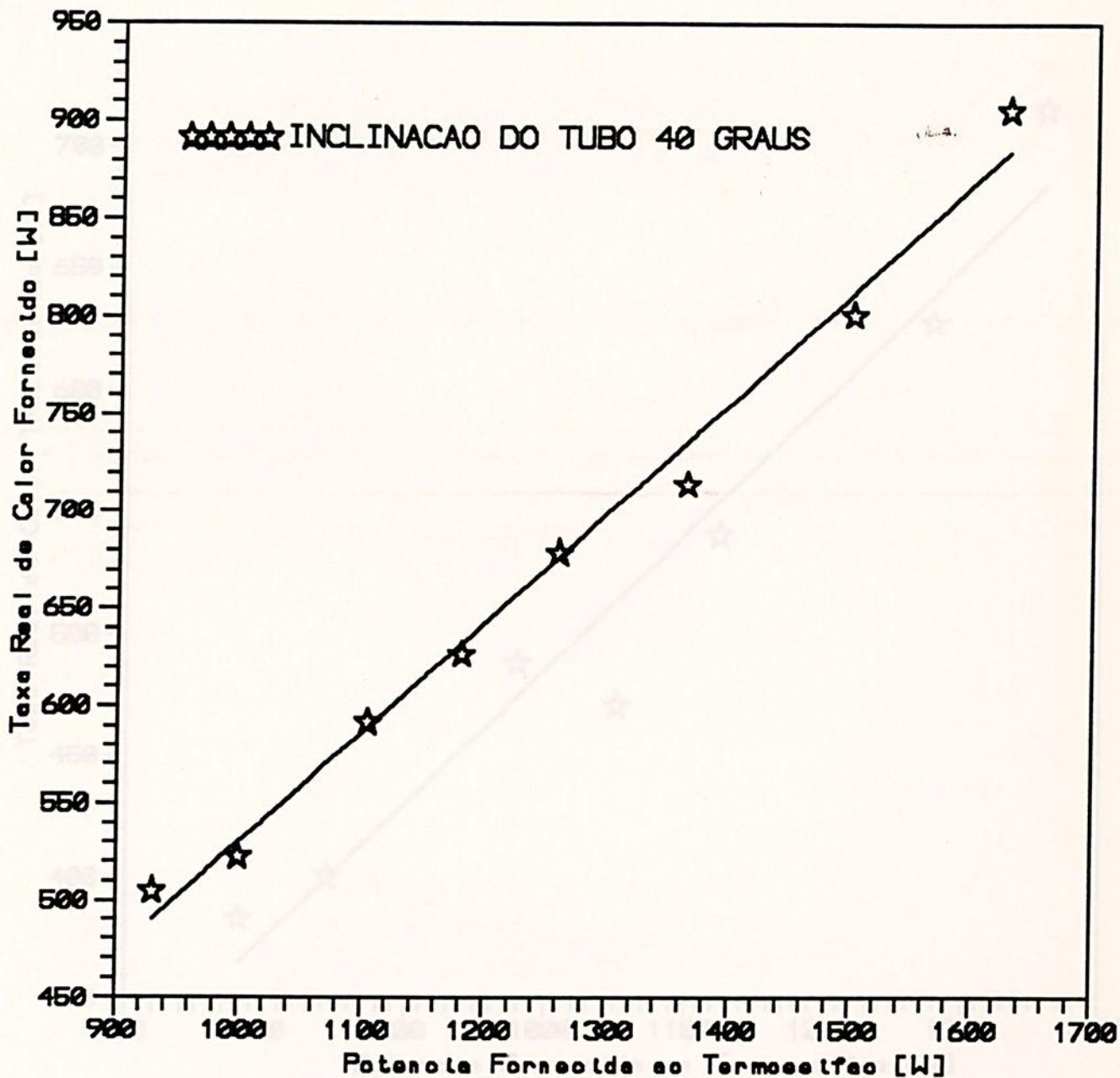


Figura 5.12: Gráfico da potência fornecida ao evaporador pelo dispositivo de fornecimento de calor versus taxa real de transferência de calor, para tubo com 20% de fluido de trabalho.

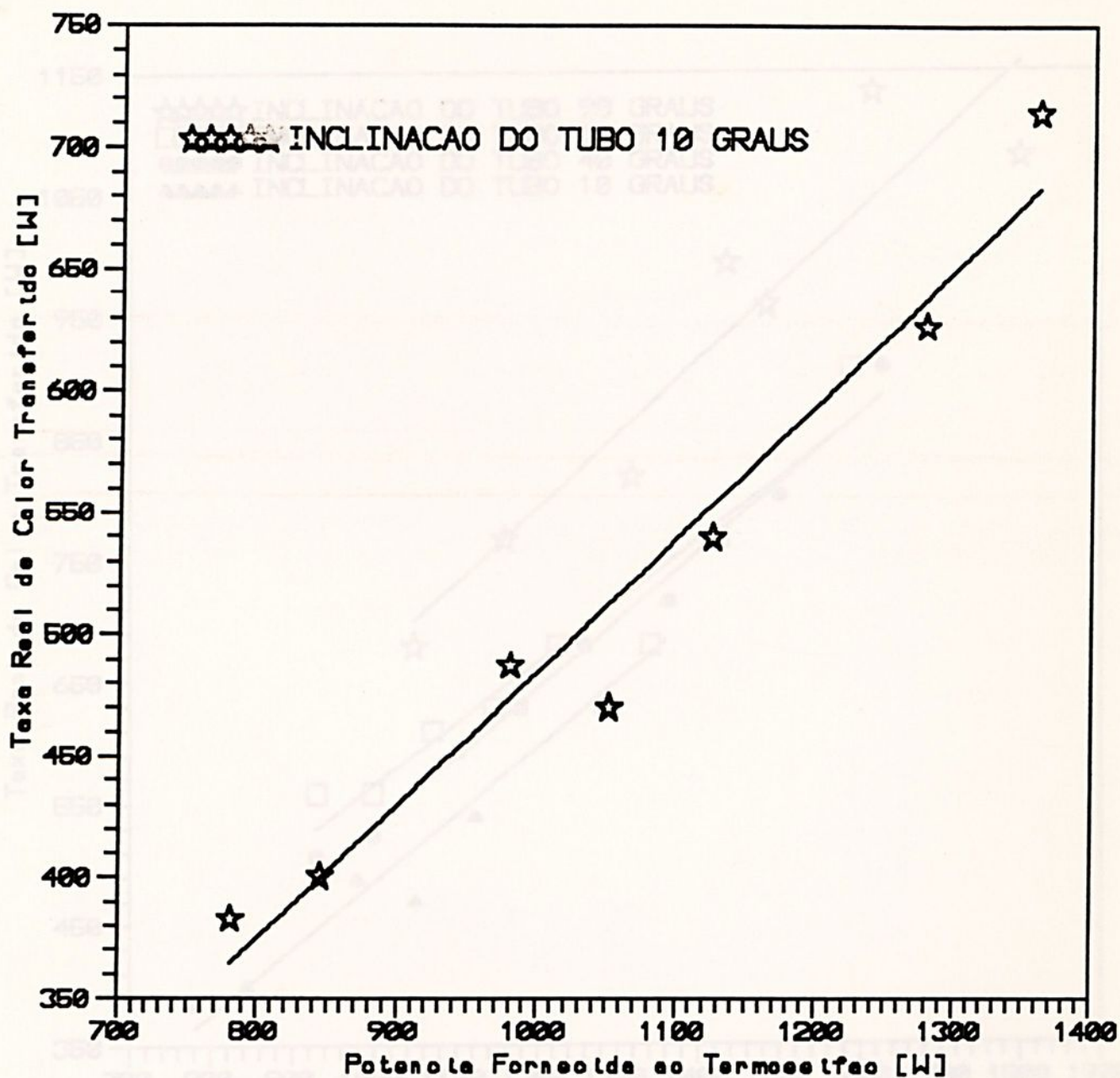


Figura 5.13: Gráfico da potência fornecida ao evaporador pelo dispositivo de fornecimento de calor versus taxa real de transferência de calor, para tubo com 20% de fluido de trabalho.

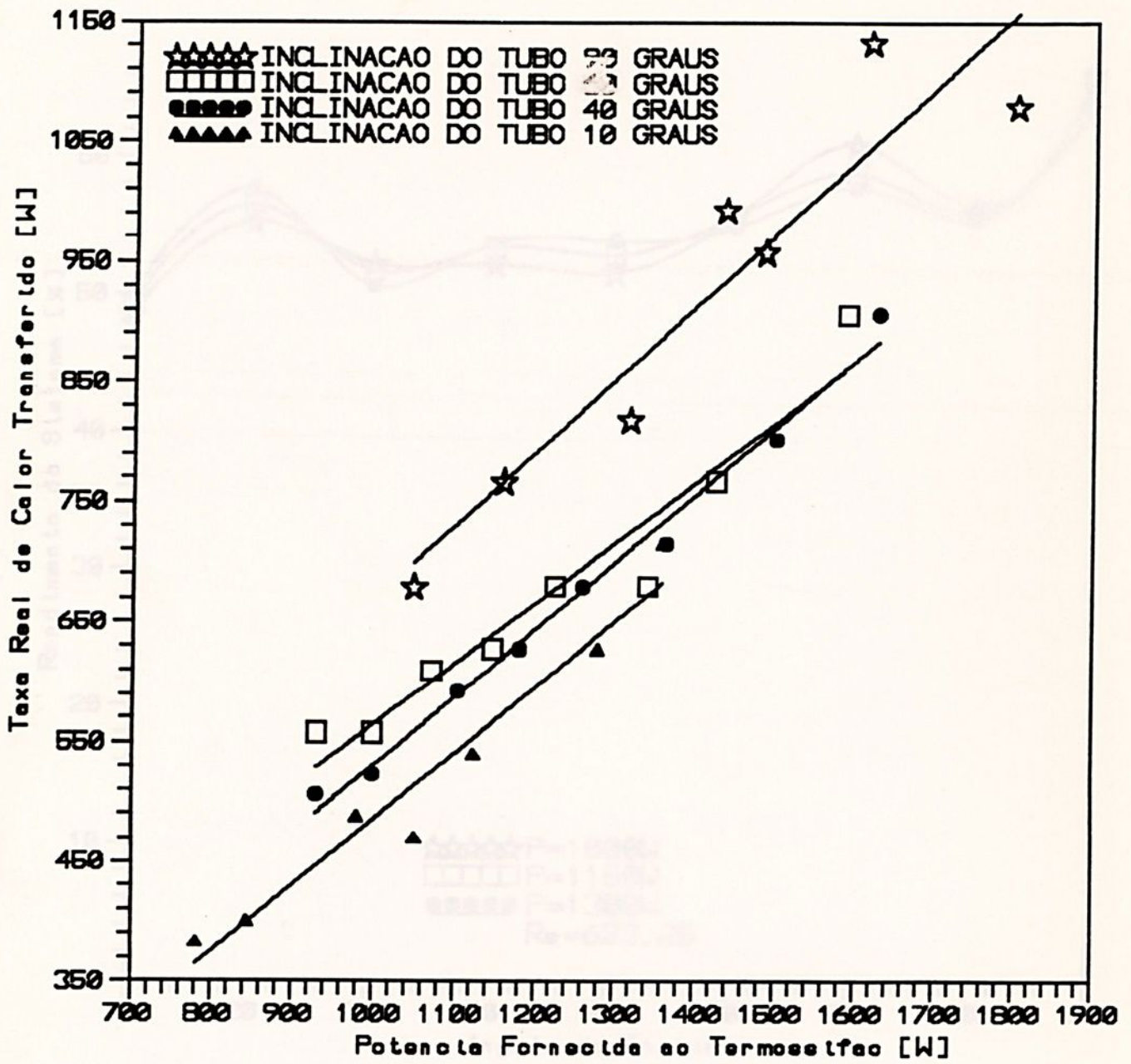


Figura 5.14: Gráfico comparativo entre as figuras 5.10, 5.11, 5.12 e 5.13.



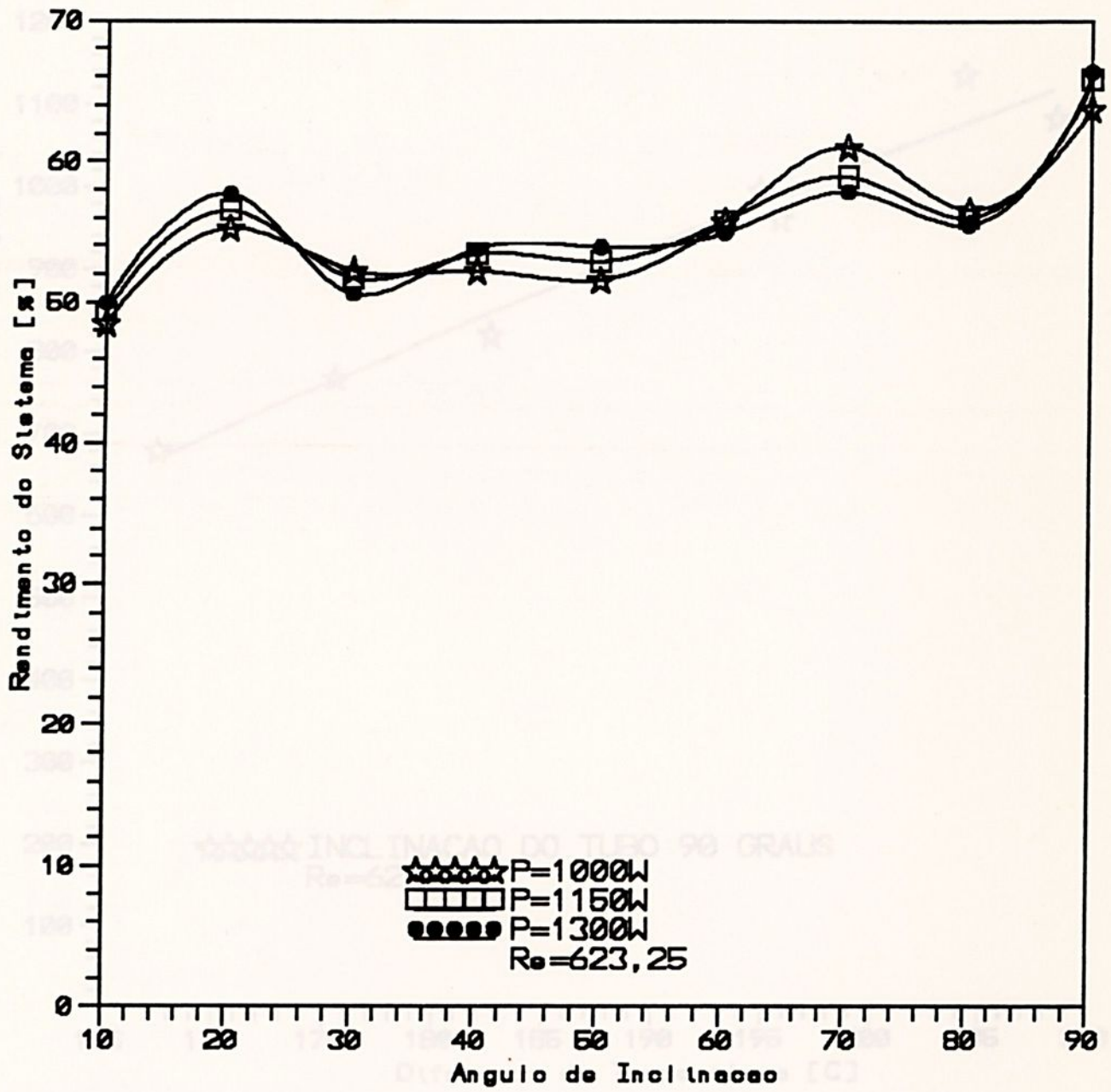


Figura 5.15: Gráfico da inclinação do tubo versus rendimento do sistema de testes para tubo com 20% de fluido de trabalho.

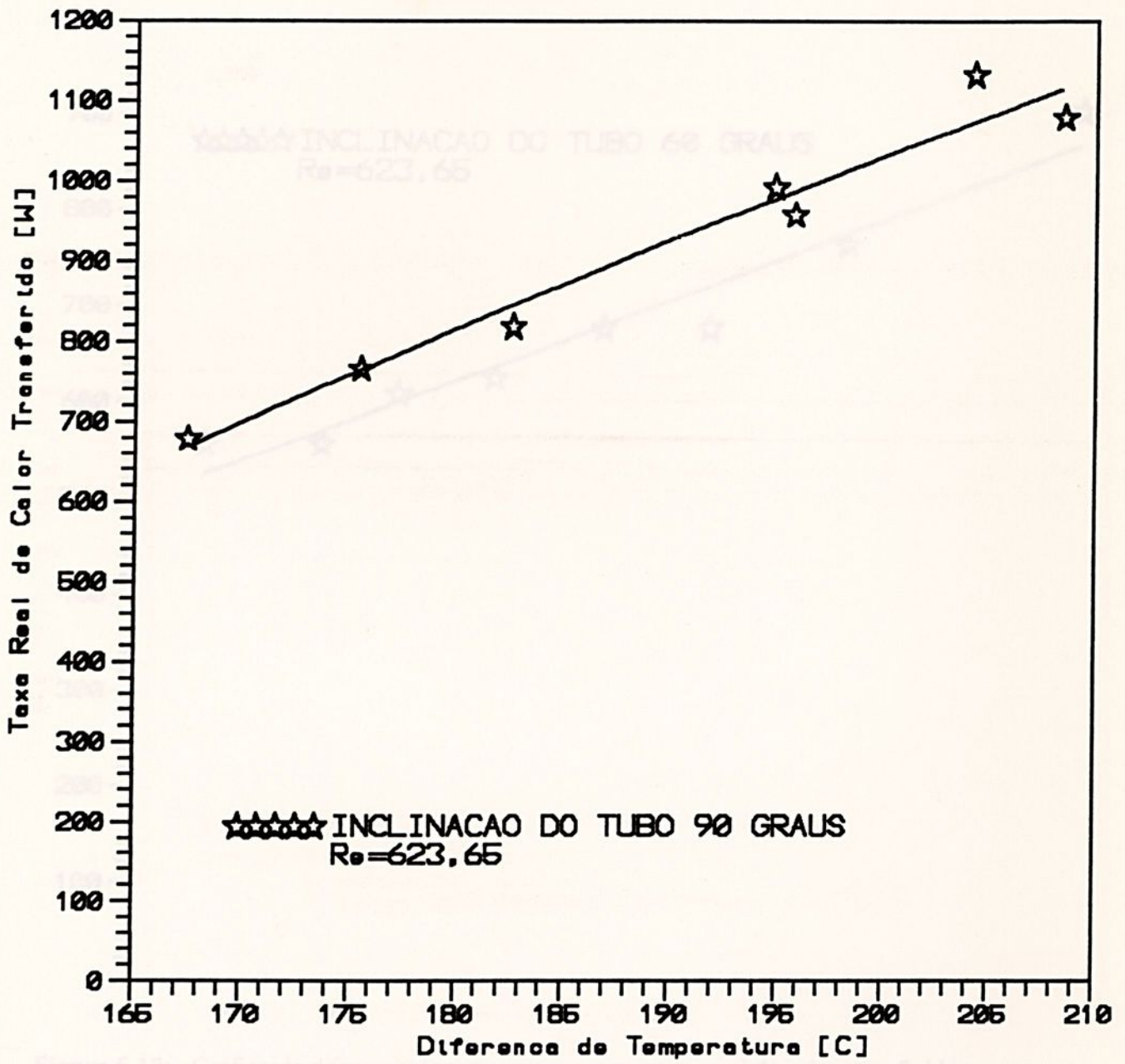


Figura 5.16: Gráfico da diferença de temperatura versus taxa real de calor transferido, para tubo com 20% de fluido de trabalho

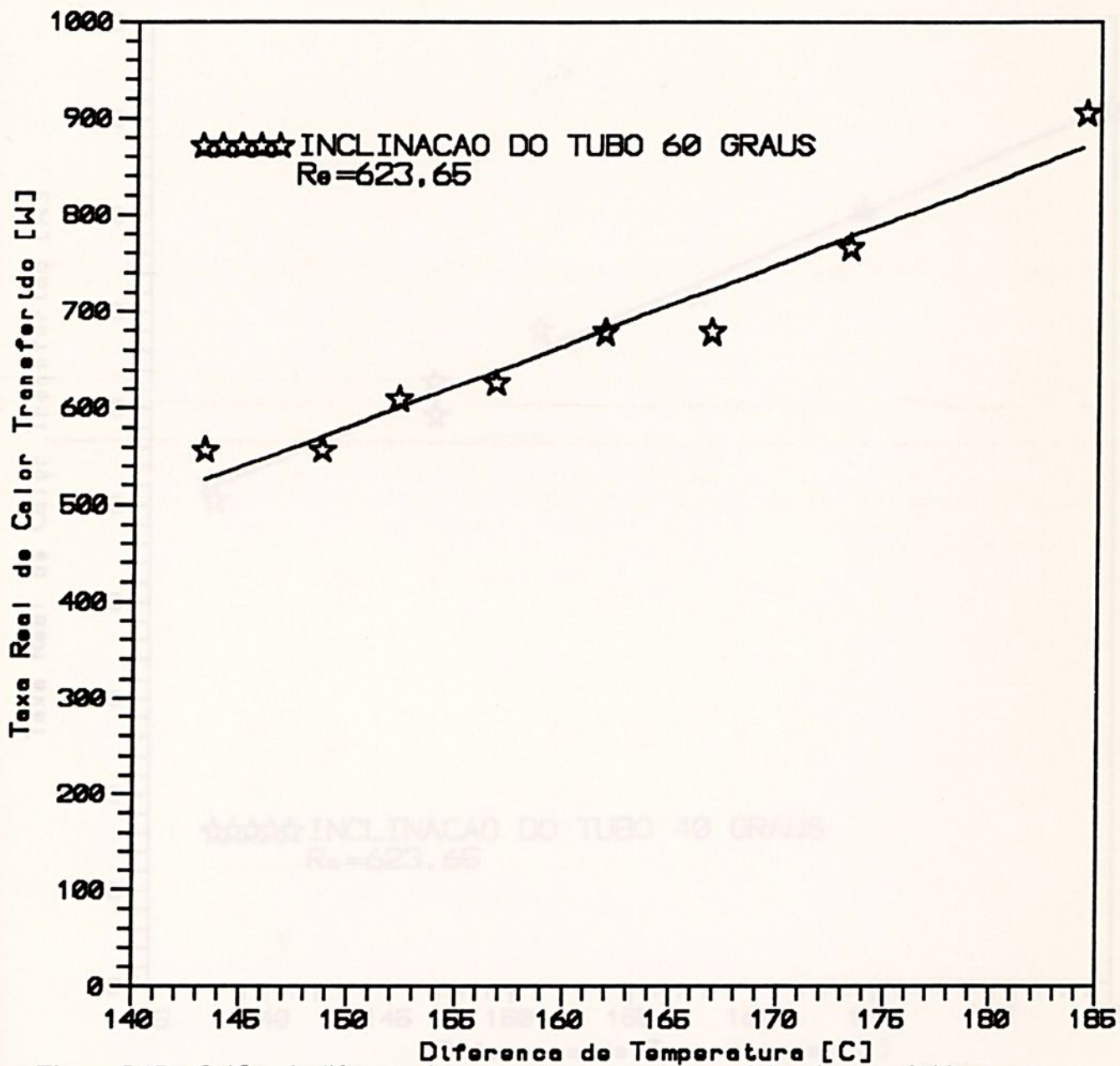


Figura 5.17: Gráfico da diferença de temperatura versus taxa real de calor transferido, para tubo com 20% de fluido de trabalho.

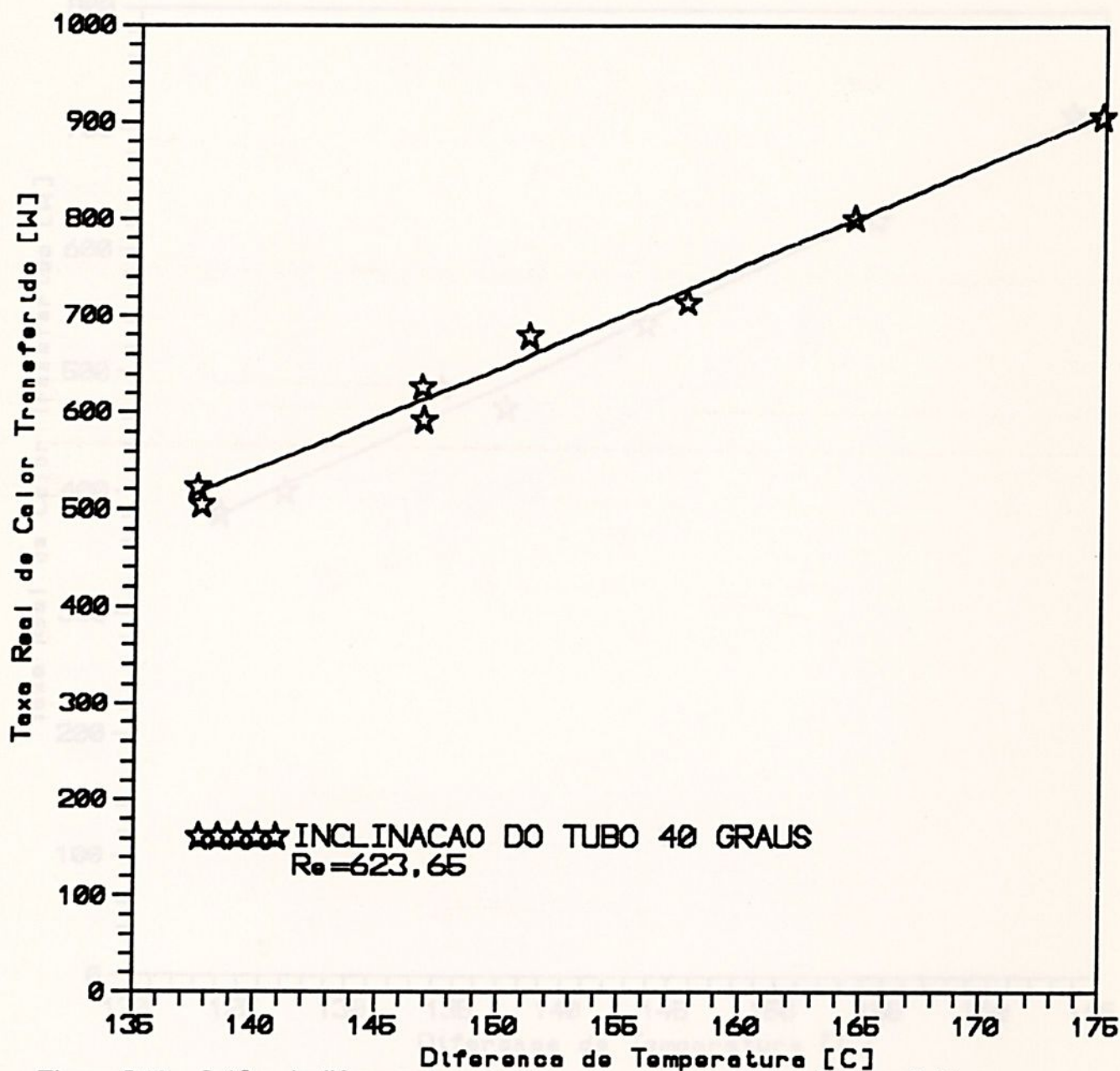


Figura 5.18: Gráfico da diferença de temperatura versus taxa real de calor transferido, para tubo com 20% de fluido de trabalho.

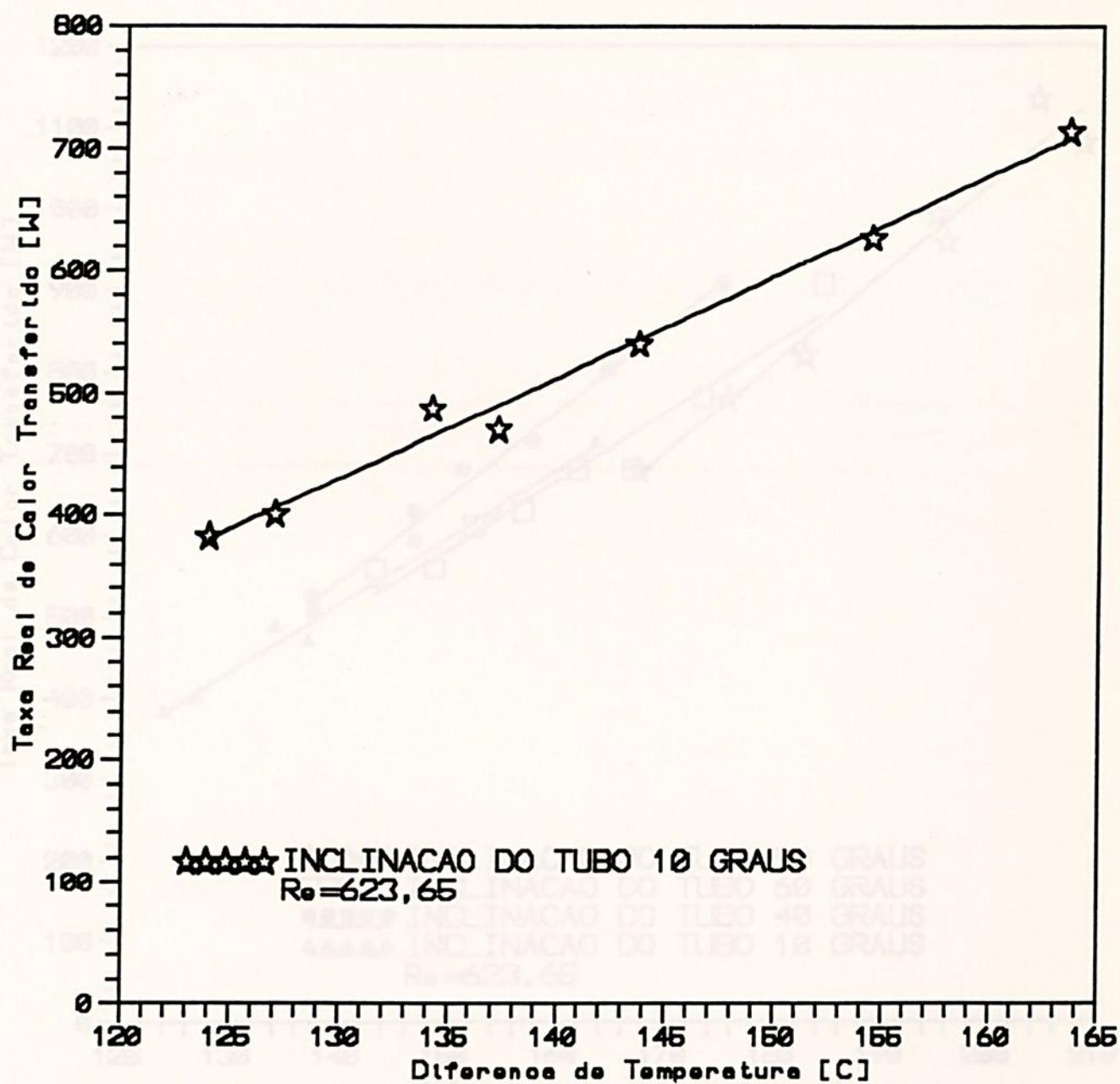


Figura 5.19: Gráfico da diferença de temperatura versus taxa real de calor transferido, para tubos com 20% de fluido de trabalho.

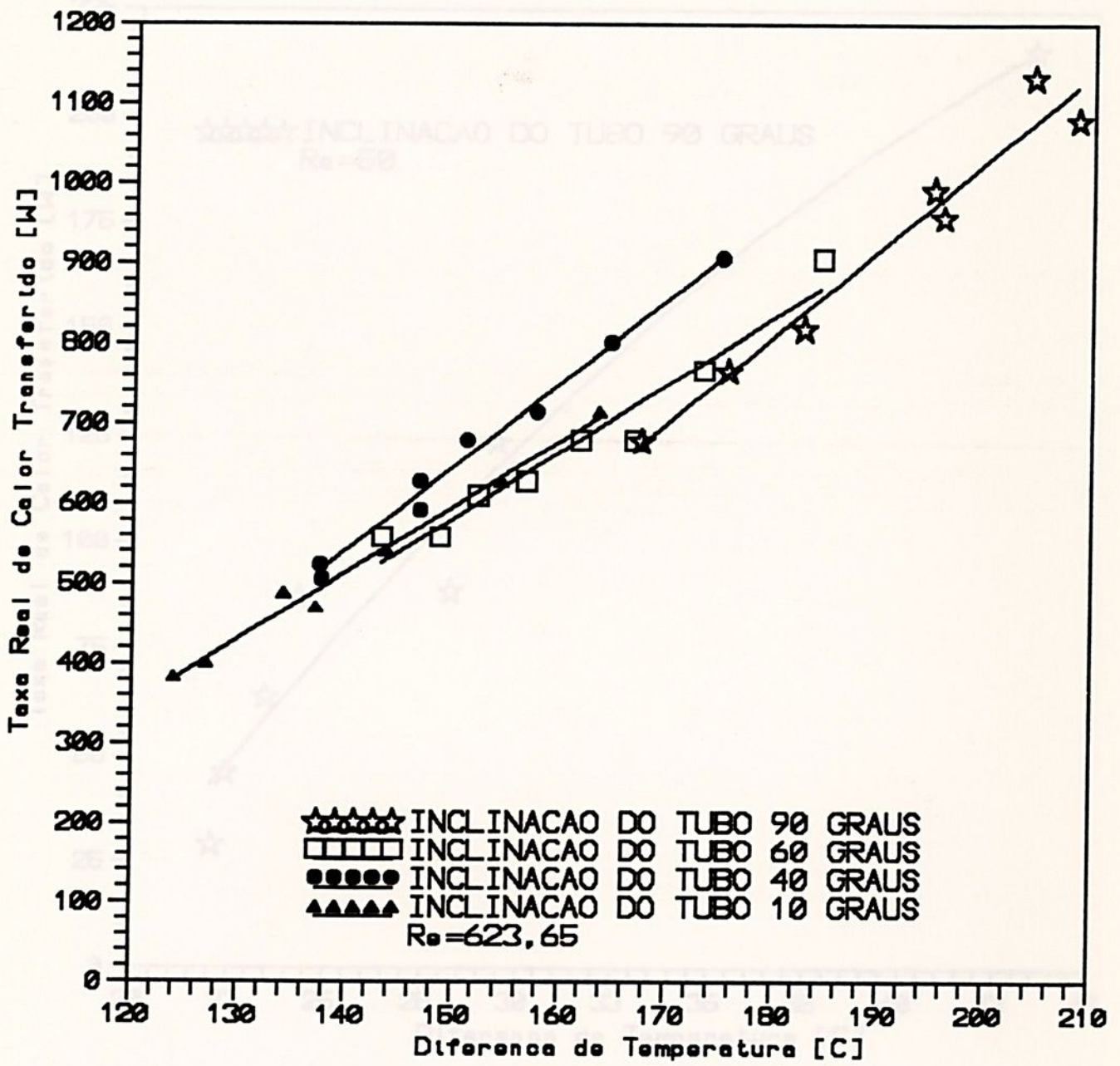


Figura 5.20: Gráfico comparativo entre as figuras 5.16, 5.17, 5.18 e 5.19. transferido, por tubos com 40% de fluido de trabalho

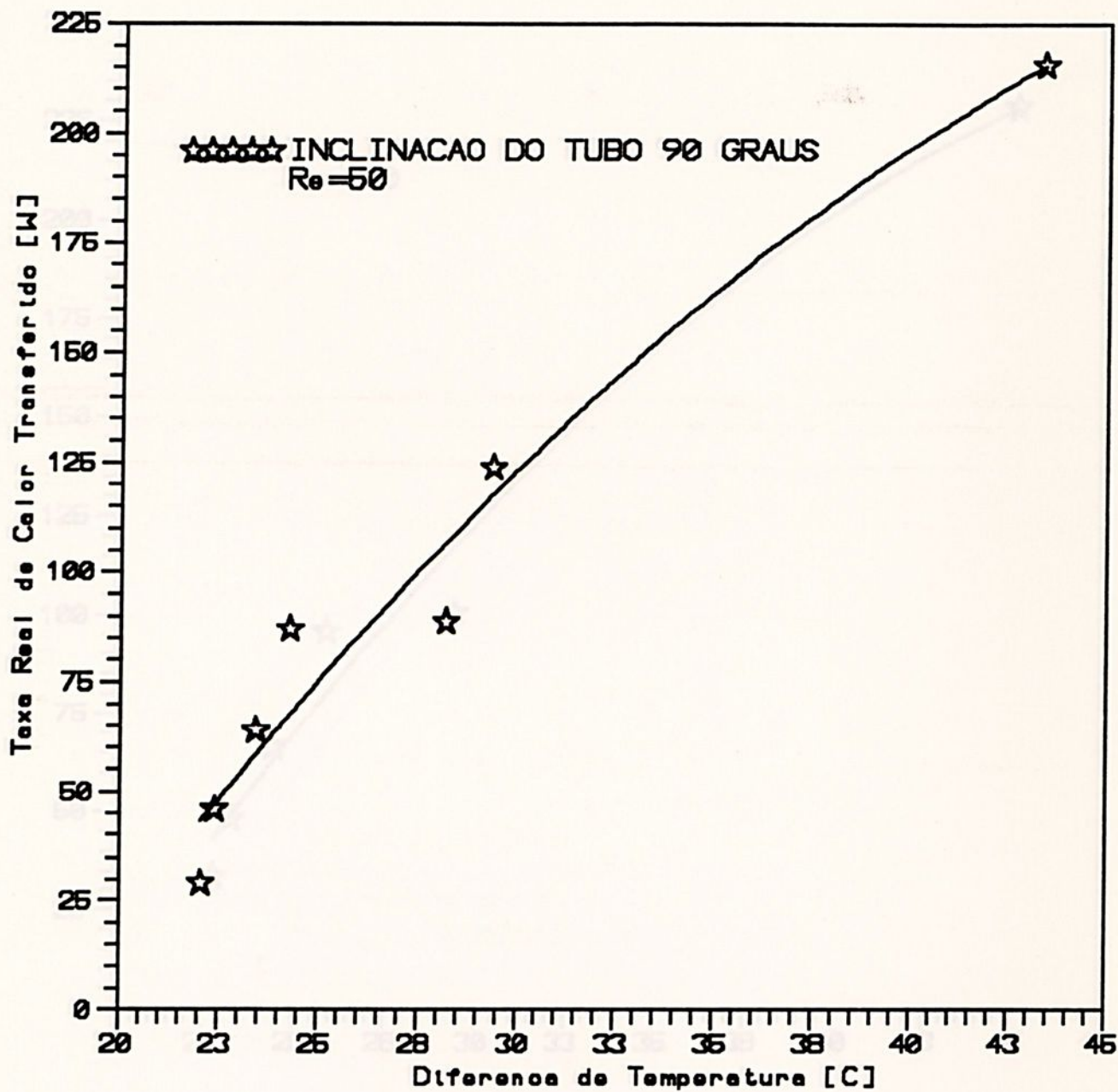


Figura 5.21: Gráfico da diferença de temperatura versus taxa real de calor transferido, para tubos com 40% de fluido de trabalho.

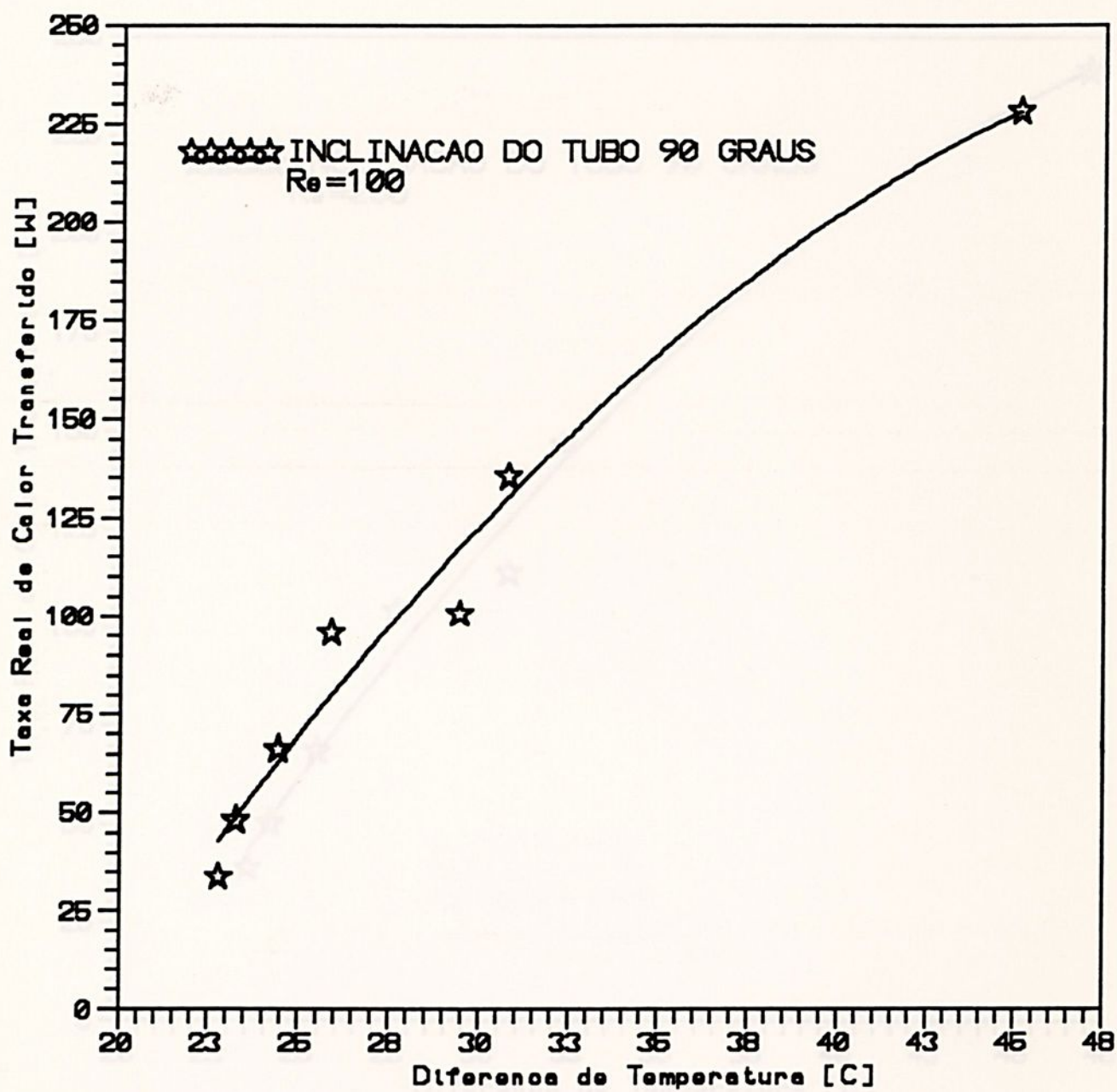


Figura 5.22: Gráfico da diferença de temperatura versus taxa real de calor transferido, para tubos com 40% de fluido de trabalho.

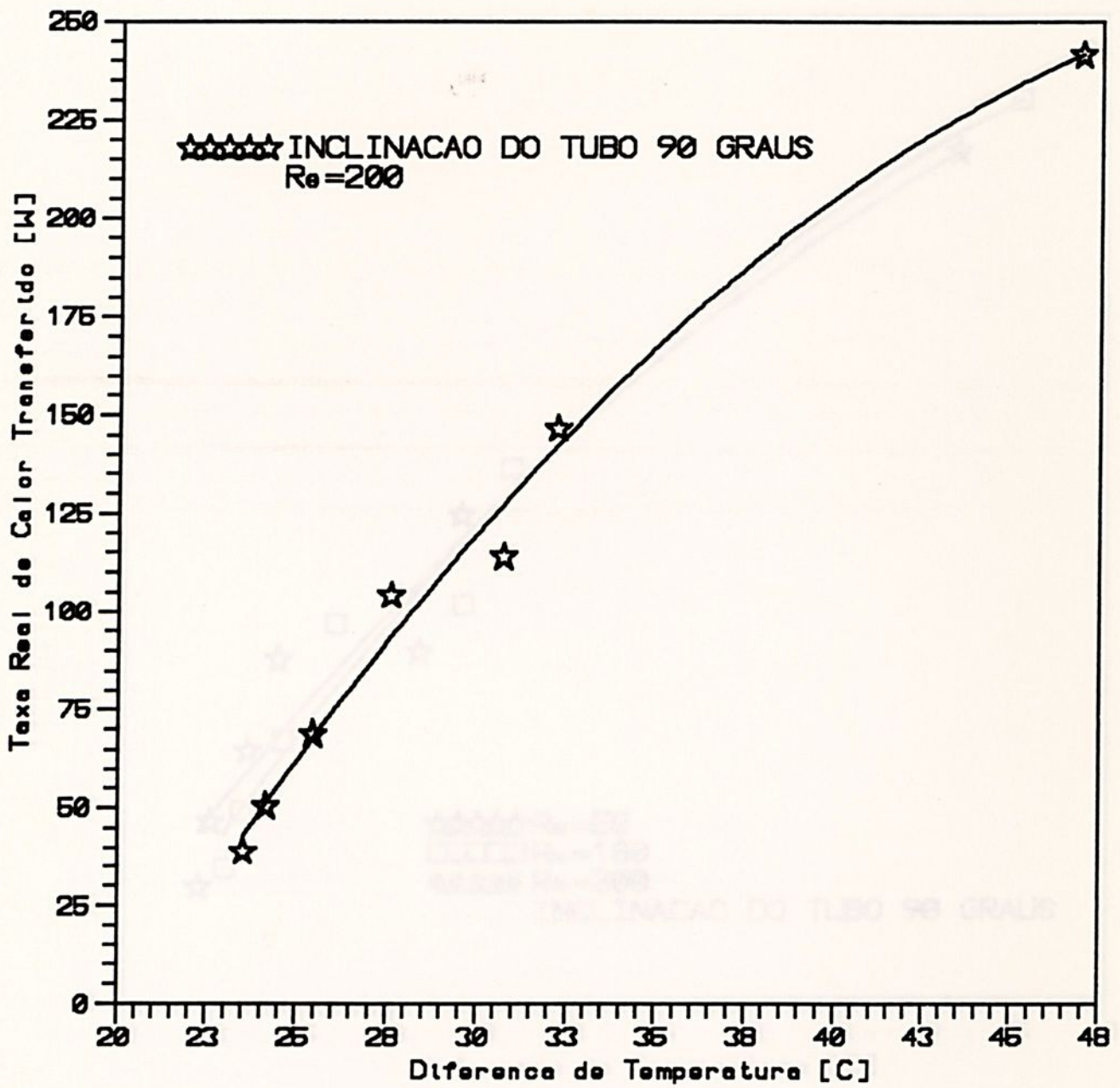


Figura 5.23: Gráfico da diferença de temperatura versus taxa real de calor transferido, para tubos com 40% de fluido de trabalho.

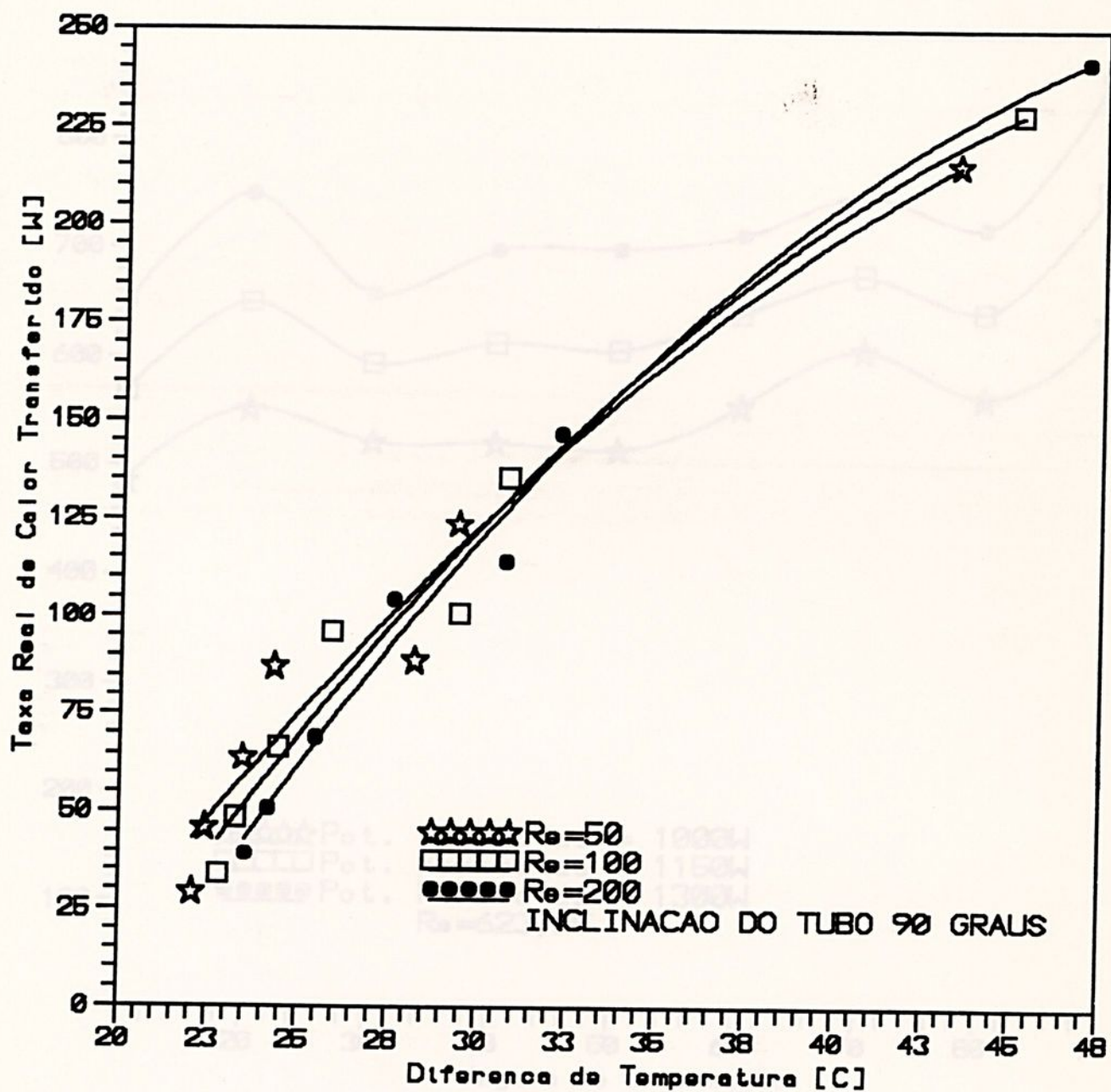


Figura 5.24: Gráfico comparativo entre as figuras 5.21, 5.22 e 5.23. Taxe Real de Calor Transferido, para tubo com 20% de fluido de trabalho

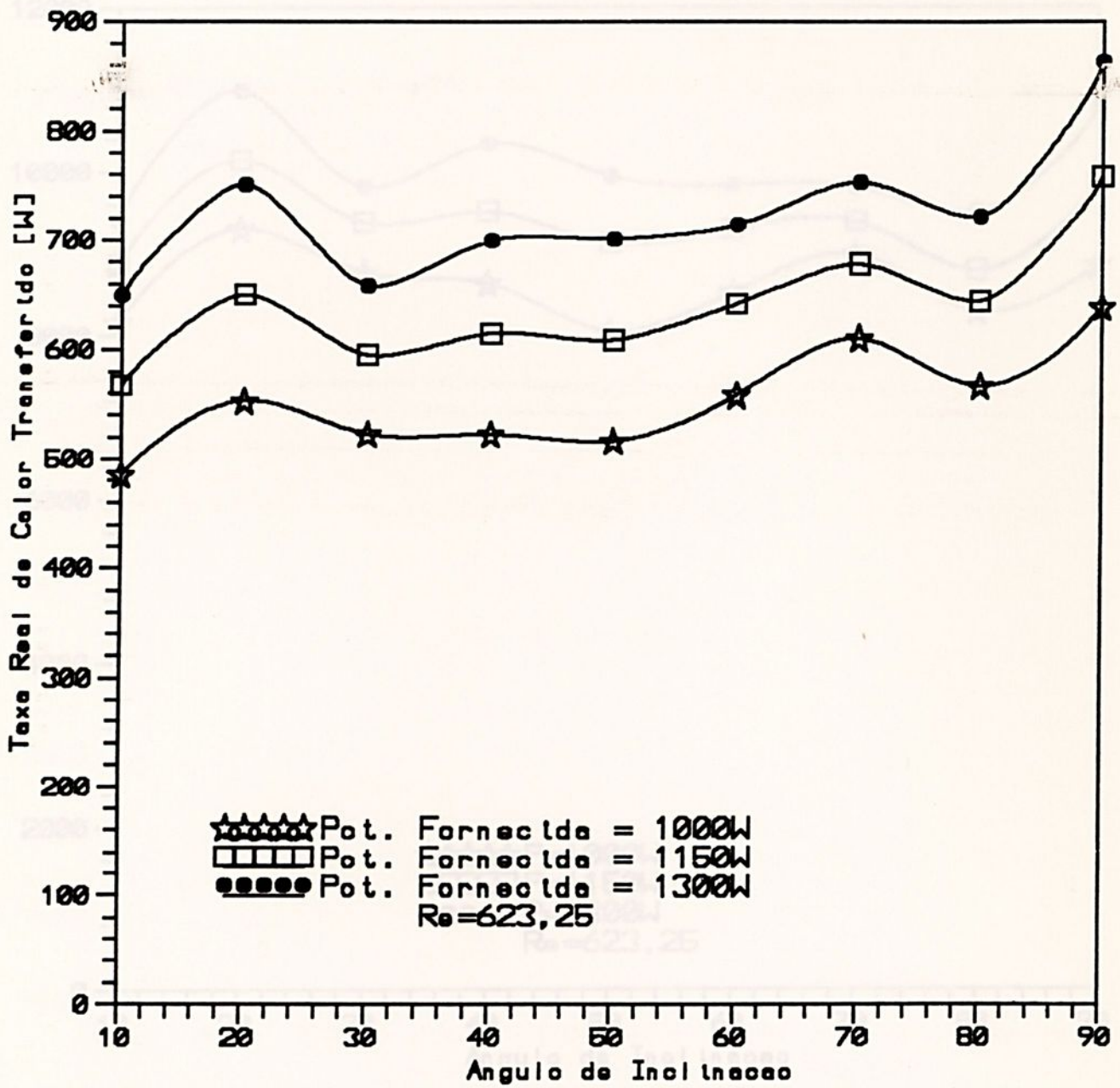


Figura 5.25: Gráfico da inclinação do tubo versus taxa real de calor transferido, para tubo com 20% de fluido de trabalho.



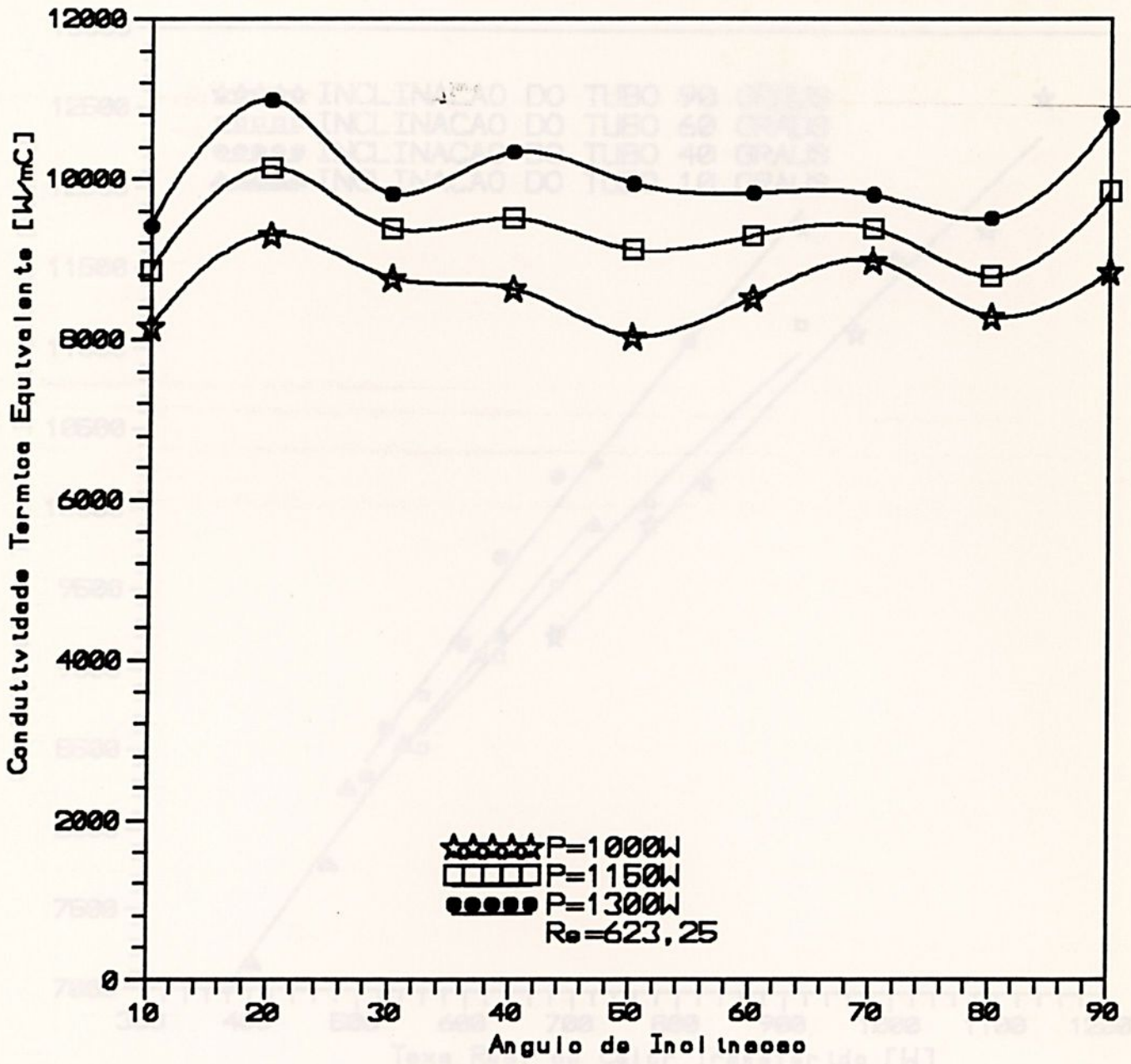


Figura 5.26: Gráfico da inclinação do tubo versus condutividade térmica equivalente, para tubo com 20% de fluido de trabalho.

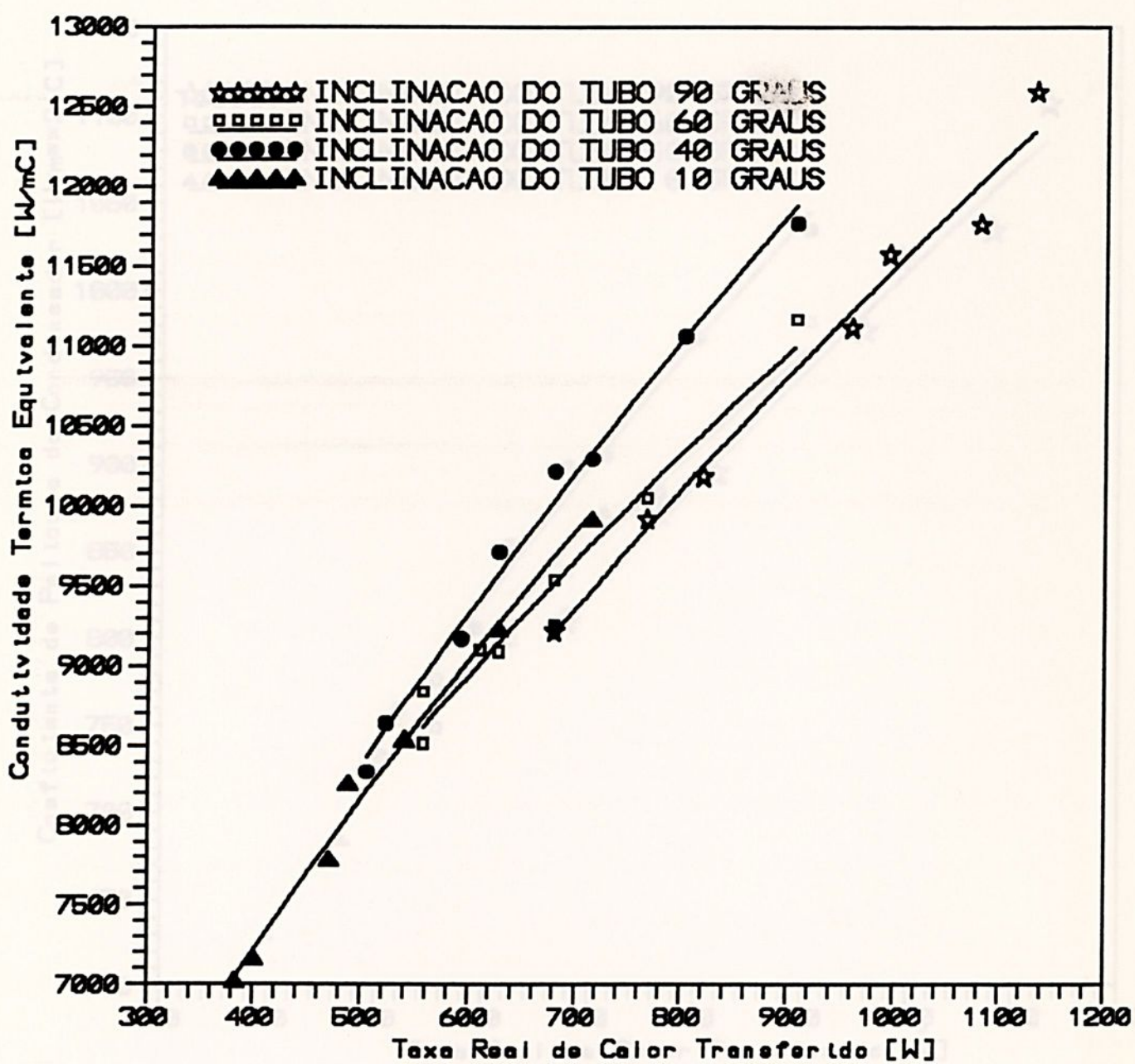


Figura 5.27: Gráfico da taxa real de calor transferido versus condutividade térmica equivalente, para tubo com 20% de fluido de trabalho.

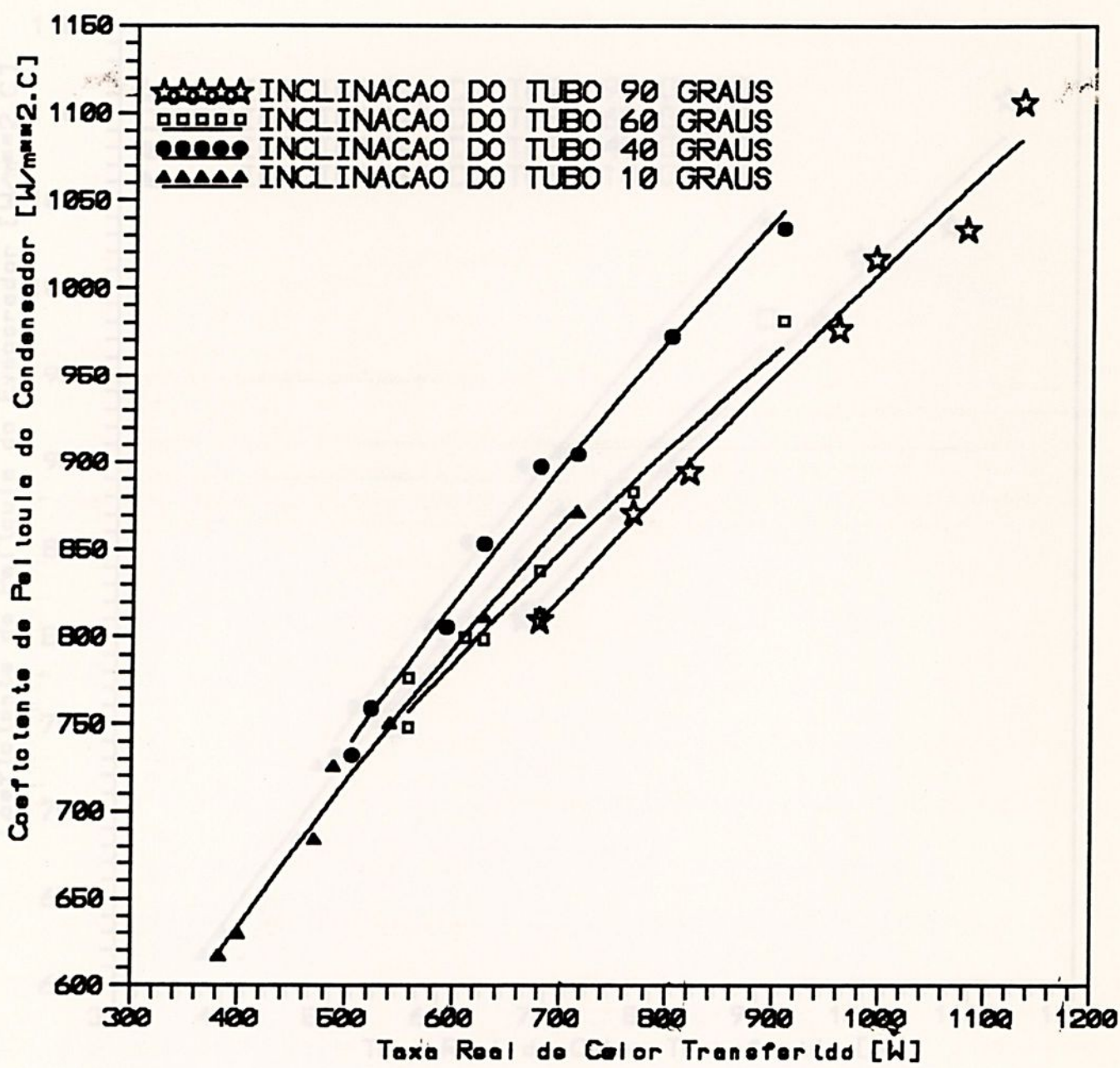


Figura 5.28: Gráfico da taxa real de calor transferido versus coeficiente de película do condensador, para tubo com 20% de fluido.



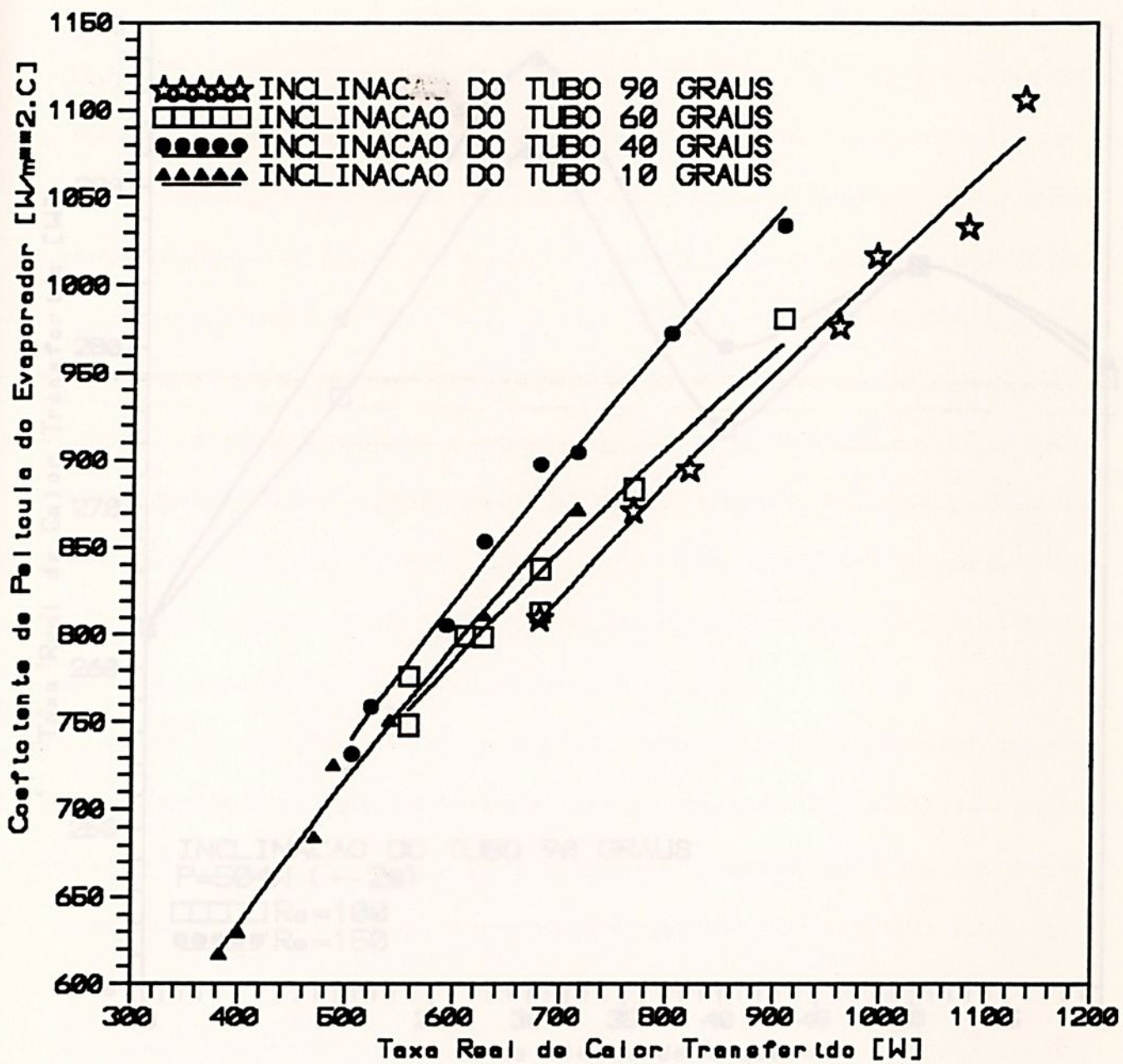


Figura 5.29: Gráfico da taxa real de calor transferido versus coeficiente de película do evaporador, para tubo com 20% de fluido de trabalho.



5.3 Comentários e conclusões

A figura 5.1, cuja abscissa representa as posições de soldagem dos termopares, já adimen-

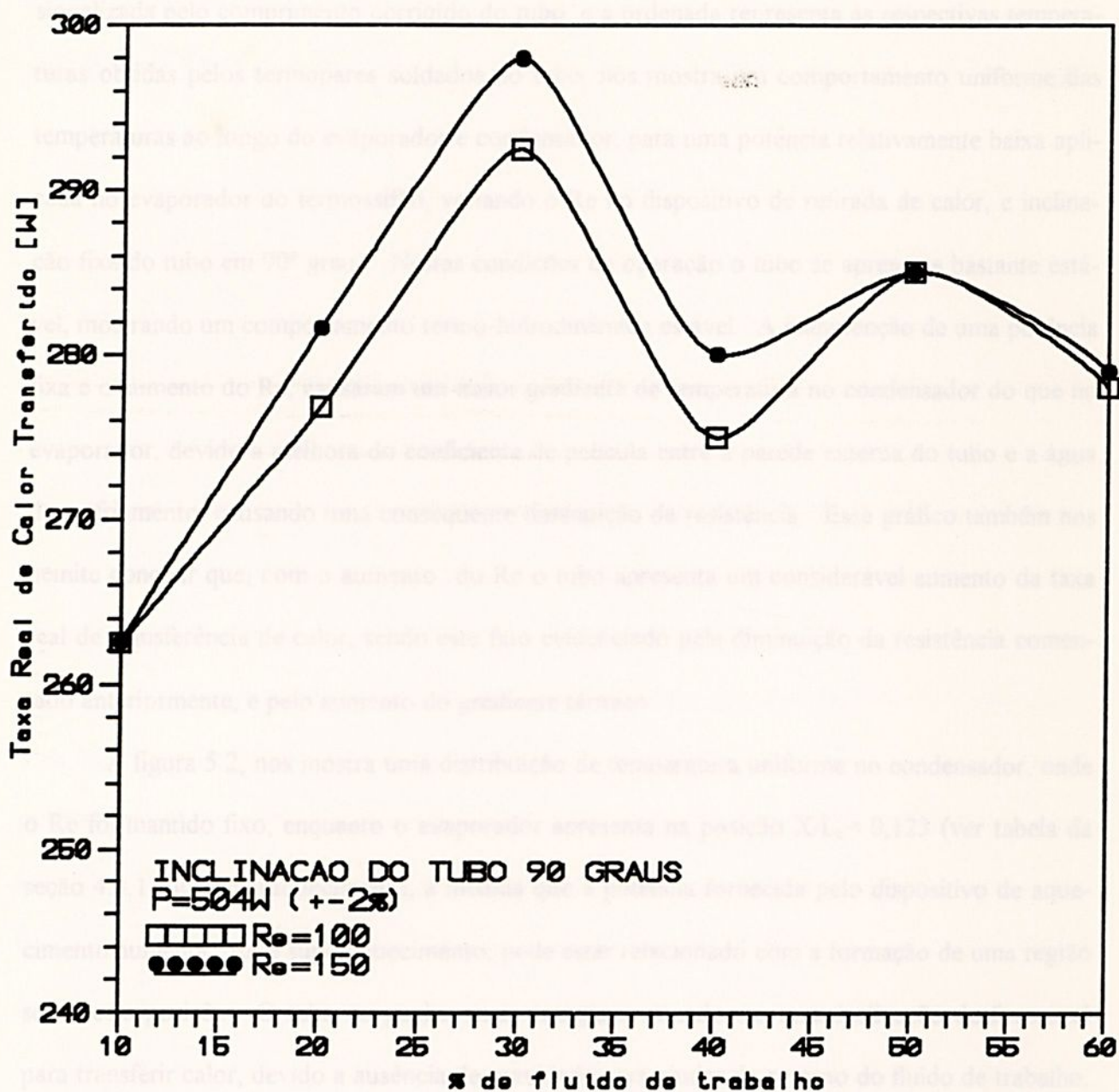


Figura 5.30: Gráfico da taxa real de calor transferido versus quantidade de fluido de trabalho.

cente só por condução. Podemos observar também um maior gradiente de temperatura no evaporador do que no condensador, sendo isto explicado pelo inverso do ocorrido na figura 5.1.

Um fenômeno interessante pode ser notado na figura 5.3, onde para fluxos de potências altas (acima de 900W), aparece uma região no evaporador ($X/L = 0,245$) onde ocorre uma repentina queda de temperatura. Acreditamos que nesta região possa estar ocorrendo uma estratificação, onde o fluido mais quente e consequentemente menos denso tende a ficar acima do fluido

5.3 Comentários e conclusões

A figura 5.1, cuja abcissa representa as posições de soldagem dos termopares, já adimensionalizada pelo comprimento corrigido do tubo, e a ordenada representa as respectivas temperaturas obtidas pelos termopares soldados no tubo, nos mostra um comportamento uniforme das temperaturas ao longo do evaporador e condensador, para uma potência relativamente baixa aplicada no evaporador do termosifão, variando o Re no dispositivo de retirada de calor, e inclinação fixa do tubo em 90° graus. Nestas condições de operação o tubo se apresenta bastante estável, mostrando um comportamento termo-hidrodinâmico estável. A manutenção de uma potência fixa e o aumento do Re , causaram um maior gradiente de temperatura no condensador do que no evaporador, devido a melhora do coeficiente de película entre a parede externa do tubo e a água de resfriamento, causando uma conseqüente diminuição da resistência. Esse gráfico também nos permite concluir que, com o aumento do Re o tubo apresenta um considerável aumento da taxa real de transferência de calor, sendo este fato evidenciado pela diminuição da resistência comentado anteriormente, e pelo aumento do gradiente térmico.

A figura 5.2, nos mostra uma distribuição de temperatura uniforme no condensador, onde o Re foi mantido fixo, enquanto o evaporador apresenta na posição $X/L_c = 0,123$ (ver tabela da seção 4.3.1) um superaquecimento, a medida que a potência fornecida pelo dispositivo de aquecimento aumenta. Esse superaquecimento, pode estar relacionado com a formação de uma região seca nesta posição. O tubo ao ganhar mais energia e estando em uma inclinação desfavorável para transferir calor, devido a ausência de gravidade para ajudar do retorno do fluido de trabalho, tende a atingir seu limite de operação, já que o transporte de calor nestas condições ocorre praticamente só por condução. Podemos observar também, um maior gradiente de temperatura no evaporador do que no condensador, sendo isto explicado pelo inverso do ocorrido na figura 5.1.

Um fenômeno interessante pode ser notado na figura 5.3, onde para faixas de potências altas (acima de 900W), aparece uma região no evaporador ($X/L_c = 0,245$) onde ocorre uma repentina queda de temperatura. Acreditamos que nesta região possa estar ocorrendo uma estratificação, onde o fluido mais quente e conseqüentemente menos denso tende a ficar acima do fluido

mais frio e conseqüentemente mais denso, acoplada a um superaquecimento por formação de uma camada de vapor na região inferior do tubo (secagem local). Já a região do condensador apresenta uma boa uniformidade, tendo apenas um aquecimento maior na posição $X/L_c = 0,509$, que pode ser explicado pela proximidade dessa região ao evaporador, já que os tubos testados não possuem área adiabática.

O mesmo fenômeno observado na figura 5.3, pode também ser visto na figura 5.4, onde o tubo opera em condições semelhantes, mudando somente a inclinação, mostrando que o fator preponderante no surgimento dos fenômenos descritos anteriormente é as altas taxas de calor fornecidas para o evaporador do termosifão.

As curvas mostradas nas figuras 5.5 e 5.6, onde a abcissa representa a vazão (Re definido pela equação 4.2) no dispositivo de retirada de calor e a ordenada a taxa real de calor transferido pelo termosifão (obtida pela equação 4.1), nos revelam o comportamento da taxa real de transferência de calor em função do aumento do Re . Como já havíamos comentado, um aumento do Re no dispositivo de retirada de calor, causa uma melhora na taxa real de transferência de calor devido a diminuição da resistência entre a parede externa do tubo e a água. Logo, há uma tendência de estabilização da taxa real de transferência de calor mesmo com o aumento do Re devido a um limite máximo de melhora do coeficiente de película. Concluimos então, que existe uma região ideal de trabalho para cada potência fornecida, como por exemplo para o caso de potência fornecida de 128W, onde o tubo atinge seu maior desempenho, com segurança, entre as regiões de $150 < Re < 300$, não necessitando trabalhar acima nem abaixo dessa faixa, provocando uma maior economia no fluido de resfriamento.

O mesmo podemos dizer para as figuras 5.7, 5.8 e 5.9, onde trabalhamos com diferentes inclinações no tubo, mostrando que mesmo para diferentes ângulos, existe uma faixa de vazão (Re) ótima para o uso do termosifão.

Para a figura 5.10, onde a abcissa representa a potência fornecida pelo forno (dispositivo de fornecimento de calor) ao termosifão e a ordenada a taxa real de calor transferido (obtido pela equação 4.1), notamos uma proporcionalidade, onde o comportamento da taxa real de calor

transferido é estudado em função do aumento da potência fornecida ao evaporador do termosifão. A tangente em cada ponto do trecho da curva mostrada, devido a sua semelhança a uma reta, pode nos fornecer uma idéia do rendimento do sistema ($\eta_s = [\text{tg}\alpha]100 = [q/P]100$), que é composto pelos rendimentos do termosifão, dispositivo de fornecimento de calor e dispositivo de retirada de calor, que não possuem uma definição matemática, pois não é nosso objetivo obter expressões que calculem esses rendimentos, mas sim, descobrir o comportamento do termosifão. Por isso, falamos em rendimentos, isso nos proporciona uma noção de desempenho.

Essa proporcionalidade é mantida nas figuras 5.11, 5.12 e 5.13, onde trabalhamos com inclinações diferentes para o termosifão. Pode-se notar ainda que para diferentes inclinações do termosifão os ângulos das retas apresentam pequenas variações (figura 5.14).

Seguindo a linha de pesquisa do gráfico anterior, nós mostramos no gráfico 5.15, onde a abcissa representa o ângulo de inclinação do tubo em relação a horizontal, e a ordenada o rendimento do sistema ($\eta_s = [q/P]100$), a variação do rendimento do sistema de testes com a inclinação do tubo. Como visto, com o aumento da potência fornecida ao evaporador do tubo, não há um forte aumento do rendimento do sistema, sendo este fato explicado por uma provável manutenção constante das condições de trabalho do sistema de fornecimento de calor. Analisando mais profundamente, podemos concluir que este gráfico está nos mostrando não o rendimento do sistema, mas também o rendimento do termosifão, porque para cada curva foi mantido uma potência fornecida fixa e um Re fixo, logo implicando na manutenção constante do rendimento do sistema de fornecimento e retirada de calor. Isso nos leva a concluir que o rendimento do sistema mostrado no gráfico, é também o rendimento do termosifão.

O gráfico da figura 5.16, cuja a abcissa representa a diferença de temperatura entre a média das temperaturas dos quatro termopares do evaporador e a média das temperaturas dos quatro termopares do condensador, e a ordenada representa a taxa real de calor transferido (obtido pela equação 4.1) pelo termosifão, nos mostra o comportamento da taxa real de calor transferido em função da diferença de temperatura entre o evaporador e condensador. Com o respectivo aumento da diferença de temperatura a taxa real de calor transferido aumenta com uma certa pro-

porcionalidade. A tangente dessa reta nos mostra a condutância térmica do tubo, evidenciando uma pequena modificação dessa condutância quando variamos o ângulo de inclinação (ver figuras 5.17, 5.18, 5.19 e 5.20).

Mantendo fixo o ângulo de inclinação e variando a vazão (Re) do dispositivo de retirada de calor, como visto nas figuras 5.21, 5.22 e 5.23, a condutância praticamente não se altera, pois os ângulos das curvas são praticamente os mesmos (figura 5.24).

Com a vazão (obtida pela equação 4.2) do dispositivo de retirada de calor e a potência fornecida ao evaporador fixas, como mostrado para três casos de potências fornecidas na figura 5.25, onde a abcissa representa a inclinação do tubo em relação à vertical e a ordenada a taxa real de calor transferido (obtida pela equação 4.1), realizamos um estudo de extrema importância, onde verificamos a influência do ângulo de inclinação do tubo na taxa real de calor transferida. O ângulo de inclinação do tubo mostrou ter uma determinada influência no comportamento do tubo, pois ela promove mudanças nos estados termo-hidrodinâmicos do tubo. Para as condições de operações demonstradas no gráfico, o tubo obteve desempenhos melhores para os ângulos de 20° , 70° e 90° graus, mostrando uma certa regularidade para os demais ângulos. Próximo ao ângulo de 0° graus, as curvas devem apresentar uma tendência de unificação no eixo da ordenada, causada pelo meio mais provável de transporte de calor nesse ângulo, a condução.

Para o gráfico da figura 5.26, onde a abcissa representa o ângulo de inclinação do tubo em relação à vertical e a ordenada a condutividade térmica equivalente (definido pela equação 4.3), estudamos a influência do ângulo de inclinação na condutividade térmica equivalente do tubo, onde observamos que há certa influência do ângulo na condutividade e, para as condições de trabalho mostradas no gráfico, as melhores condutividades térmicas mostraram estar nos ângulos de 20° e 90° graus, para potências fornecidas de 1150W e 1300W, e 20° , 70° e 90° graus para potência fornecida de 1000W. Podemos observar também, as altas condutividades térmicas de um termossifão, quando comparado com um tarugo de cobre de mesmas dimensões, cuja condutividade térmica está por volta de $374 \text{ W/m}^\circ\text{C}$.

A figura 5.27, tem por objetivo mostrar a influência da condutividade térmica equivalente do tubo na taxa real de transferência de calor, para vários ângulos de inclinação do tubo, num gráfico onde a abcissa representa a taxa real de calor transferido (definido pela equação 4.1) e a ordenada representa a condutividade térmica equivalente (definida pela equação 4.3). Há uma proporcionalidade para todos os ângulos de inclinação, a medida que a condutividade térmica aumenta, o termossifão transporta mais calor. Deduzimos também, que para cada condutividade térmica que o tubo opera, ele terá um ângulo de inclinação que proporcionará a melhor transferência de calor. Como exemplo, podemos citar uma condutividade térmica equivalente de $9500 \text{ W/m}^2\text{C}$, onde o tubo apresenta maior taxa real de transferência de calor para o ângulo de 90° graus.

Na tentativa de descobrir qual região de nosso termossifão apresenta maior valor do coeficiente de película, se é o evaporador ou condensador, plotamos os gráficos apresentados nas figuras 5.28 e 5.29, onde a abcissa representa a taxa real de transferência de calor (definida pela equação 4.1) e a ordenada o coeficiente de película (definido pelas equações 4.4 e 4.5), para vários ângulos de inclinação. Chegamos a conclusão que devido a simetria das regiões do evaporador e condensador e a definição usada para as equações 4.4 e 4.5, ambas as regiões apresentam um comportamento igual.

Por último, a figura 5.30 nos mostra o comportamento da taxa real de calor transferido em função da quantidade de fluido de trabalho usado no termossifão, num gráfico onde a abcissa representa a porcentagem de fluido de trabalho utilizado no termossifão e, a ordenada a taxa real de calor transferida (definida pela equação 4.1). A porcentagem de fluido mostra exercer um importante papel para um desempenho “ótimo” do termossifão. Para o caso apresentado, o tubo com 30% de fluido de trabalho mostrou ter as melhores condições de trabalho.

Capítulo 6

Conclusões e Sugestões

O projeto de um termossifão, tem uma grande quantidade de variáveis importantes, como tipo de material usado na construção do tubo, tipo e quantidade de fluido de trabalho, ângulo de inclinação do tubo, faixa de temperatura em que o tubo opera, taxa máxima de calor transferido pelo tubo, etc. O nosso trabalho teve como objetivo abordar alguns pontos importantes, na tentativa de descobrir o comportamento do termossifão. Dentre esses pontos importantes estudamos:

- a distribuição de temperaturas no termossifão durante determinadas condições de trabalho;
- a descoberta da taxa máxima de calor transferido para determinadas condições de trabalho;
- o comportamento do rendimento do sistema;
- o comportamento do rendimento do termossifão;
- o comportamento da condutância térmica;
- a influência do ângulo de inclinação na taxa real de transferência de calor;
- o comportamento da condutividade térmica equivalente;
- o comportamento do coeficiente de película e
- a influência da quantidade de fluido de trabalho na taxa real de calor transferido.

Através desses estudos, podemos afirmar que o nome de supercondutor de calor se enquadra perfeitamente em um termossifão, além de ser um dispositivo de grande aplicação, sendo perfeitamente viável seu uso em projetos, pois a relação custo-benefício é em muitas circunstâncias bastante favorável.

Para completar nosso trabalho, modelamos o termossifão através de balanços de massa, energia e quantidade de movimento, na tentativa de prever a taxa real de calor transferido em função da espessura do filme de líquido e do parâmetro de arrasto. Nosso modelo provou ser bastante útil no sentido de descobrir a taxa real de calor transferido para determinadas condições



de trabalho, e flexível para ser aplicado o conceito de balanços em termos de configurações geométricas diferentes.

Pode ser de grande interesse em um próximo trabalho, a construção de um trocador de calor utilizando termosifões, e até uma possível comparação com tubos de calor.

Na parte de modelamento, a introdução do parâmetro de arrasto como função dos processos termo-hidrodinâmicos seria de grande interesse, além de um estudo mais profundo do comportamento da espessura do filme de líquido.

VARIÁVEIS UTILIZADAS

T_{GSAT} - TEMPERATURA ESTIMADA DO VAPOR (°C)

T_{LX} - TEMPERATURA DO FILME DE LÍQUIDO NA SEÇÃO X (°C)

H_{VL} - ENTALPIA DE MUDANÇA DE FASE NO CONDENSADOR (kJ/kg)

H_{LX} - ENTALPIA DO LÍQUIDO NA SEÇÃO X (kJ/kg)

H_{LSAT} - ENTALPIA DO LÍQUIDO A TEMP. DE SATURAÇÃO (kJ/kg)

CL - CALOR ESPECÍFICO DO LÍQUIDO (kJ/kg°C)

$VISCF$ - VISC. DINÂM. DO FILME DE LÍQUIDO NO CONDENSADOR (kg/m·s)

ρ_{OL} - DENSIDADE DO FILME DE LÍQUIDO NO CONDENSADOR (kg/m³)

ρ_{LSAT} - DENSIDADE DO LÍQUIDO A TEMP. DE SATURAÇÃO (kg/m³)

ρ_{OV} - DENSIDADE DO VAPOR (kg/m³)

σ - TENSÃO SUPERFICIAL LÍQUIDO-VAPOR (N/m)

EC - PARÂMETRO DE ARRASTO NO CONDENSADOR

ΔT - ESPESSURA MÉDIA DO FILME DE LÍQUIDO AO LONGO DO TUBO (m)

ρ_{OV0} - DENSIDADE DO NÚCLEO (kg/m³)

Q - TAXA DE CALOR TEÓRICA (W)

$f(\theta)$ - FUNÇÃO DE θ

$f'(\theta)$ - FUNÇÃO DERIVADA DE $f(\theta)$

R_i - RAIO INTERNO (m)

R_i - PERÍMETRO INTERNO (m)



Apêndice A

Programa Computacional

C PROGRAM MODEL

C

C

C Este programa calcula a taxa de transferência de calor teórica,
C de termossifões bifásicos, através de um MODELAMENTO, utilizando
C Balanços de Massa, Energia e Quantidade de Movimento, para Volu-
C mes de Controle.

C

C

C VARIÁVEIS UTILIZADAS

C

C

C TCSAT=TEMPERATURA ESTIMADA DO VAPOR [°C]

C

C TLX=TEMPERATURA DO FILME DE LÍQUIDO NA SECAO X [°C]

C

C HVL=ENTALPIA DE MUDANÇA DE FASE NO CONDENSADOR [J/Kg]

C

C HLX=ENTALPIA DO LÍQUIDO NA SEÇÃO X [J/Kg]

C

C HLSAT=ENTALPIA DO LÍQUIDO A TEMP. DE SATURAÇÃO [J/Kg]

C

C CL=CALOR ESPECÍFICO DO LÍQUIDO [J/Kg°C]

C

C VISCFL=VISC. DINÂM. DO FILME DE LÍQUIDO NO CONDENSADOR [Kg/ms]

C

C ROLC=DENSIDADE DO FILME DE LÍQUIDO NO CONDENSADOR [Kg/m³]

C

C ROLSAT=DENSIDADE DO LÍQUIDO A TEMP. DE SATURAÇÃO [Kg/m³]

C

C ROV=DENSIDADE DO VAPOR [Kg/m³]

C

C SIGMA=TENSÃO SUPERFICIAL LÍQUIDO-VAPOR [N/m]

C

C EC=PARÂMETRO DE ARRASTO NO CONDENSADOR

C

C DELTA=ESPESSURA MÉDIA DO FILME DE LÍQUIDO AO LONGO DO TUBO [m]

C

C RONC=DENSIDADE DO NÚCLEO [Kg/M³]

C

C Q=TAXA DE CALOR TEÓRICA [W]

C

C FQ=FUNÇÃO DE Q

C

C FDQ=FUNÇÃO DERIVADA DE Q

C

C RI=RAIO INTERNO [m]

C

C PI=PERÍMETRO INTERNO [m]

C



```

C  DI=DIMETRO INTERNO [m]
C
C  VPI=VALOR DE PI
C
C  _____
C
C  _____
C
C  _____
C  PROGRAMA PRINCIPAL (INICIO)
C  _____
C
C  IMPLICIT REAL*8 (A-H,O-Z)
C
C  COMMON /CONST/ C1,C2,RONC,C3,C4,C5,CK1,CK2
C  COMMON /DADOS/ TCSAT,TLX,HVL,HLX,HLSAT,CL,VISCFL,ROLC,ROLSAT,
#    ROV,SIGMA,EC,DELTA,RI,PI,DI,VPI
C
C  Call LEDADO(TCSAT,TLX,HVL,HLX,HLSAT,CL,VISCFL,ROLC,ROLSAT,
#    ROV,SIGMA,EC,DELTA,RI,PI,DI,VPI)
C
C  Call CONST1
C
C  Call NEWTON(Q,ERRO,FQ)
C
C  Call SAIDA(EC,DELTA,Q,ERRO)
C
C  STOP
C  END
C
C  _____
C  PROGRAMA PRINCIPAL (FIM)
C  _____
C
C  _____
C  SUBROUTINE LEDADO (INICIO)
C  _____
C
C  SUBROUTINE LEDADO(TCSAT,TLX,HVL,HLX,HLSAT,CL,VISCFL,ROLC,
#    ROLSAT,ROV,SIGMA,EC,DELTA,RI,PI,DI,VPI)
C
C  IMPLICIT REAL*8 (A-H,O-Z)
C
C  OPEN(8,file='MODEL.DAT')
C
C  VPI=3.14159265359
C
C  READ(8,*)TCSAT
C  READ(8,*)TLX
C  READ(8,*)HVL
C  READ(8,*)HLX
C  READ(8,*)HLSAT

```



```

READ(8,*)CL
READ(8,*)VISCFL
READ(8,*)ROLC
READ(8,*)ROLSAT
READ(8,*)ROV
READ(8,*)SIGMA
READ(8,*)EC
READ(8,*)DELTA
READ(8,*)RI
READ(8,*)PI
READ(8,*)DI
C
RETURN
END
C
C
C _____
C SUBROUTINE LEDADO (FIM)
C _____
C
C SUBROUTINE CONST1 (INÍCIO)
C _____
C
SUBROUTINE CONST1
C
IMPLICIT REAL*8 (A-H,O-Z)
C
COMMON /CONST/ C1,C2,RONC,C3,C4,C5,CK1,CK2
COMMON /DADOS/ TCSAT,TLX,HVL,HLX,HLSAT,CL,VISCFL,ROLC,ROLSAT,
#      ROV,SIGMA,EC,DELTA,RI,PI,DI,VPI
C
C1=2*0.277*VPI**2*(RI**3-RI*DELTA)
C
write(*,*) 'c1 = ',c1
C
C2=2*0.277*VPI**2*RI*(RI-DELTA)**2
C
write(*,*) 'c2 = ',c2
C
RONC=((1+((EC/(1-EC))/(1-EC/(1-EC))))*(ROV/ROLSAT))**(-1))*ROV+(1-
#(1+((EC/(1-EC))/(1-EC/(1-EC))))*(ROV/ROLSAT))**(-1))*ROLSAT
C
write(*,*) 'ronc = ',ronc
C
C3=ROLC*0.277*VPI*(2*RI*DELTA-DELTA**2)*9.81*VPI*(RI-DELTA)**2-
#RONC*0.277*VPI*(RI-DELTA)**2*9.81*VPI*(2*RI*DELTA-DELTA**2)
C
write(*,*) 'c3 = ',c3
C
C4=(1-EC/(1-EC))*HVL+CL*(TCSAT-TLX)
C
write(*,*) 'c4 = ',c4
C

```



```

C5=VPI*(RI-DELTA)**2/HVL*(1/(ROLC*VPI*(2*RI*DELTA-DELTA**
#2))+1/(RONC*VPI*(RI-DELTA)**2))
C
C write(*,*) 'c5 = ',c5
C
CK1=((0.02/(8*RI**2*HVL**2*PI*ROLSAT*DELTA))*(1+2*ROLSAT*DELTA/(
#ROV*RI)))+(0.2754*10**(9.07/SQRT(9.81*DI**2*ROLSAT/SIGMA)))/(2*RI**2
#*HVL**2*PI*ROLSAT*DELTA))*(1+2*ROLSAT*DELTA/(ROV*RI))*(SQRT(9.81*
#DI**2*ROLSAT/SIGMA)*DELTA/(2*RI))**(1.63+4.74/(SQRT(9.81*DI**2*
#ROLSAT/SIGMA))))*(2*RI/PI+ROV*RI**2/(ROLSAT*DELTA*PI))
C
C write(*,*) 'CK1 = ',CK1
C
CK2=0.005*(4/(HVL*VISCFL*PI))**0.75*2*VISCFL/(DELTA**2*HVL*PI*
#ROLC)
C
C write(*,*) 'CK2 = ',CK2
C
RETURN
END
C
C
C
C SUBROUTINE CONST1 (FIM)
C
C
C SUBROUTINE NEWTON (INÍCIO)
C
C
C SUBROUTINE NEWTON(X,EPS,C)
C
C IMPLICIT REAL*8 (A-H,O-Z)
C
C COMMON /CONST/ C1,C2,RONC,C3,C4,C5,CK1,CK2
C
C EPS=0.0001
C NMAX=1000
C X1=1
C N=0
C A=(C5+CK1*C1*C4)*X1**2+CK2*C2*C4*X1**1.75-C3*C4
C B=2*(C5+CK1*C1*C4)*X1+1.75*CK2*C2*C4*X1**0.75
C
C OBS:VERIFICACAO SE X1 ARBITRADO E RAIZ
C
C IF(ABS(A).LE.EPS)THEN
C RETURN
C END IF
20 N=N+1
C IF(N.GT.NMAX)THEN
C WRITE(6,250)N,EPS
250 FORMAT(1X,///,5X,'NAO FOI ENCONTRADA SOLUCAO APOS',2X,I4,2X,
*'ITERACOES',I4,2X,'COM A PRECISAO ESTIPULADA', D14.7,/)

```



Bibliografia

```
WRITE(6,200)N,X,C,D
RETURN
END IF
X=X1-A/B
C=(C5+CK1*C1*C4)*X**2+CK2*C2*C4*X**1.75-C3*C4
D=2*(C5+CK1*C1*C4)*X+1.75*CK2*C2*C4*X**0.75
WRITE(6,200)N,X,C,D
200 FORMAT(3X,'ITER=' ,I3,3X,'X=' ,F17.10,3X,'F(X)=' ,E14.7,3X,'DF(X)=' ,
'E14.7)
IF(ABS(X-X1).LE.EPS)THEN
RETURN
ELSE
X1=X
A=C
B=D
GO TO 20
END IF
END
```

```
C
C _____
C SUBROUTINE NEWTON (FIM)
C _____
C _____
C SUBROUTINE SAÍDA (INÍCIO)
C _____
C _____
C SUBROUTINE SAIDA (EC,DELTA,Q,ERRO)
```

```
C IMPLICIT REAL*8 (A-H,O-Z)
C OPEN(9,FILE='MODEL.OUT')
C WRITE(9,10)EC
C WRITE(*,10)EC
C WRITE(9,11)DELTA
C WRITE(*,11)DELTA
C WRITE(9,12)Q
C WRITE(*,12)Q
C WRITE(9,13)ERRO
C WRITE(*,13)ERRO
10 FORMAT(2X,'=> O valor de EC e" : ',F4.2)
11 FORMAT(2x,'=> O valor de DELTA e" : ',E10.5)
12 FORMAT(2x,'=> O valor de Q e" : ',F12.5)
13 FORMAT(2x,'=> O valor de ERRO e" : ',E10.5)
```

```
C RETURN
C END
C _____
C SUBROUTINE SAÍDA (FIM)
C _____
```



Bibliografia

- [1] Japkse, D. Advances in Thermosyphon Technology.
- [2] Ivanovskii, M. N., Sorokin, V. P. e Yagodkin, I. V. The physical principles of heat pipes. *Oxford University Press, New York*, 1982.
- [3] Cohen H. E Bayley, F. J. Heat transfer problems of liquid cooled gas-turbine blades. *Proc. Inst. Mech. Eng.*(London) 169, p1063-1074, 1955.
- [4] Lee, Y. e Mital, U. A two-phase closed thermosyphon. *International Journal Heat Mass Transfer*, v15, p1695-1707, 1972.
- [5] Strel'tsov, A. I. Theoretical and experimental investigation of optimum filling for heat pipes. *Heat Transfer - Soviet Research*, v7, p23-27, 1975.
- [6] Savchenkov, G. A., et al. Theoretical and experimental research on low-temperature thermosyphon and their application in refrigeration engineering. *AIAA paper*, p78-462, 1978.
- [7] Andros, F. E. e Florschuetz, L. W. The two-phase closed thermosyphon: An experimental study with flow visualization. *Hemisphere publishing corporation*, v4, p1231-1267, 1978.
- [8] Shiraishi, M., Kikuchi, K. E e Yamanishi, T. Investigation of Heat Transfer Characteristics of a Two-Phase Closed Thermosyphon. *In Advances in Heat Pipe Technology*, p147-162, 1981.
- [9] Dobran, F. Steady-state characteristics and stability thresholds of a closed two-phase thermosyphon. *International Journal Heat Mass Transfer*, v28, p949-957, 1985.
- [10] Reed, J. G. Analytical modelling of two phase closed thermosyphon. *Ph.D. Thesis, Department of Mech. Eng., University of Berkeley, CA*, 1985.
- [11] Hart, J. E. New analysis of the closed loop thermosyphon. *International Journal Heat Mass Transfer*, v27, p125-136, 1984.
- [12] Sen, M., Ramos, E. e Trevino, C. The toroidal thermosyphon with known heat flux. *International Journal Heat Mass Transfer*, v28, p219-233, 1985.
- [13] Huang, B. J. e Zelaya, R. Heat transfer behavior of a rectangular thermosyphon loop. *International Journal Heat Mass Transfer*, v110, p487-493, 1988.
- [14] Zvirin, Y. Instability associated with the onset of motion in a thermosyphon. *International Journal Heat Mass Transfer*, v28, p2105-2111, 1985.
- [15] Hallinan, K. P. E Viskanta, R. Heat transfer from a vertical tube bundle under natural circulation conditions. *International Journal Heat Fluid Flow*, v6, p256-264, 1985.
- [16] Leidenfrost, W. e Modrei, P. Flow conditions and heat transfer in a two-phase close loop thermosyphon. *ASME FED.*, v61, p185-192, 1987.
- [17] Ruiz, R. e Sparrow, E. M. Experimental investigation of parallel-walled and divergent-walled open thermosyphons. *International Journal Heat Mass Transfer*, v31, p1961-1967, 1988.



- [18] Long, E. L. The long thermopile. *Proc. Permafrost Int. Conf.*, p487-491, 1963.
- [19] Wakiyama, Y. et al. Heat transfer characteristics of a gas-to-gas heat exchanger using heat pipes. *Heat Transfer Jpn. Res.*, v7, p23-39, 1978.
- [20] Larkin, B. S. An experimental study of the two-phase thermosyphon tube. *CSME Trans.EIC*, v14, p1-8, 1971.
- [21] Cannviello, M. et al. Gravity heat pipes as geothermal convectors. *In Advances in Heat Pipe Thecnology*, p759-766, 1982.
- [22] Imura, H. El al. Heat transfer in two phase closed type thermosyphons. *Heat Transfer Jpn. Res.*, v8 p41-53, 1979.
- [23] Mathur, G. D., McDonald, T. W. Simulation program for a two-phase thermosyphon-loop heat exchanger. *ASHRAE Transactions*, v92, p473-485, 1986.
- [24] Tsinghua University, Institute for Thermal Science & Engineering e China State Commission of Education. *Publ. By Hemisphere Publ. Corp.*, p409-414, 1987.
- [25] Leidenfrost, W., Modrei, P. Flow conditions and heat transfer in a two-phase closed loop thermosyphon. *American Society of Mechanical Engineers*, v61, p185-192, 1987.
- [26] Chen, K. S., Chang, Y. R. Steady-state analysis of two-phase natural circulation loop. *ASME*, v61, p91-102, 1987.
- [27] Huang, H., Chen, Y. e Zhang, S. Internal thermosyphon reboiler. *Huagong Xuebac*, v3, p293-299, 1987.
- [28] Gordon, M., Ramos, E. e Sen, M. One-dimensional model of a thermosyphon with know wall temperature. *International Journal Heat and Fluid Flow*, v8, p177-181, 1987.
- [29] Petroff, C., Beretta, G. P. Experimental validation of a model for liquid levels and heat transfer rates in a closed two-phase thermosyphon. *ASME*, v104, p169-175, 1988.
- [30] Niro, A. et al. Intermittent versus fully-developed boiling in a closed two-phase thermosyphon. *ASME*, v104, p133-140, 1988.
- [31] Fukano, T., Kadoguchi, K. e Tien, C. Experimental study on the critical heat flux at the operating limit of a closed two-phase thermosyphon. *Heat Transfer-Japanese Research*, v17, p43-60, 1988.
- [32] Negishi, K. Heat Transfer Performance of a Corrugated Tube Thermosyphon: (1st Report, Evaporator Performance). *Nippon Kikal Gakkal Ronbunshu*, v54, p2611-2616, 1988.
- [33] Kobayashi, Y., Matsumoto, T. Vapor condensation in the presence of non-condensable gas in a gravity assisted thermosyphon. *Nippon Kikal Gakkal Ronbunshu*, v54, p1970-1976, 1988.
- [34] Naval Architects of Japan, J., et al. Proceedings of the International Offshore Mechanics and Artic Engineering Symposium, v4, p275-280, 1988.
- [35] Faghri, A., Chen, M. M. e Morgan, M. Heat transfer characteristics in two-phase closed conventional and concentric annular thermosyphons. *ASME*, v111, p611-618, 1989.



- [36] Ueda, T., Miyashita, T. e Chu, P. Heat transport characteristics of a closed two- phase thermosyphon. *JSME International Journal*, v32, p239-246, 1989.
- [37] Thome, J. R. Prediction of the mixture effect on boiling in vertical thermosyphon reboilers. *Heat Transfer Engineering*, v10, p29-38, 1989.
- [38] Lock, G. S. H., Simpson, G. A. Performance of a closed-tube thermosyphon with large length-diameter ratios. *Journal Mechanics and Arctic Engineering*, v111, p22-28, 1989.
- [39] Lock, G. S. H. et al. On the design of wind-augmented thermosyphons. *Cold Regions Science and Technology*, v16, p11-23, 1989.
- [40] Braven, D., Karen, R. Two-phase heat transfer in thermosyphon evacuated tube solar collectors. *Journal Energy Engineering, ASME*, v111, p292-298, 1989.
- [41] Yamagishi, H. et al. Flow patterns and heat transfer mechanism of circular closed thermosyphons. *Heat Transfer Japanese Research*, v18, p95-107, 1989.
- [42] Bontemps, A. et al. Heat transfer performance of a toluene loaded two phase thermosyphon. *Heat Recovery Systems & CHP*, v9, p285-297, 1989.
- [43] Yiwei, M. et al. Theoretical and experimental studies on condensation heat transfer inside vertical and inclined thermosyphons. *ASME*, v108, p111-116, 1989.
- [44] Kawai, T., Utsuro, M. e Okamoto, S. Numerical simulation of self regulating characteristics of a cold neutron source with a closed thermosyphon. *Nuclear Instruments Methods in Physics Research*, v285, p520-523, 1989.
- [45] Furzer, I. A. Vertical thermosyphon reboilers. Maximum heat flux and separation efficiency. *Industrial & Engineering Chemistry Research*, v29, p1396-1404, 1990.
- [46] Fukano, T. e Kadoguchi, K. Local heat transfer in a reflux condensation inside closed two phase thermosyphon. *Nippon Kikai Gakkai Ronbunshu*, v56, p1475-1482, 1990.
- [47] Niro A. Analytic model for the design of heat pipe heat exchanger. *Termotecnica*, v45, p57-65, 1991.
- [48] Peterson, G. P. e Bage, B. K. Entrainment limitations in thermosyphons and heat pipes. *Journal of Energy Resources Technology*, v113, p147-153, 1991.
- [49] Lock, G. S. H. e Fu, J. Influence of evaporator and condenser inclination on the performance of a right-angled thermosyphon. *Arctic/Polar Technology Proceedings of the International Conference on Offshore and Arctic Engineering*, v4, p213-217, 1993.
- [50] Stauder, F. A. e McDonald, T. W. Experimental study of a two-phase thermosiphon-loop heat exchanger. *ASHRAE*, v92, p486-496, 1986.
- [51] McFadden, T. Using soil temperatures to monitor thermosyphon performance. *J. Cold Reg. Eng.*, v1, p145-157, 1987.
- [52] Brew Hammond, A. e Akuffo, F. O. Review of experimental studies on traditional thermosyphon solar water heaters. *RERIC International Energy Journal*, v11, p61-72, 1989.



- [53] ASME e et al. Proceedings of the Seventh International Conference on Offshore Mechanics and Arctic Engineering Symposium, v4, p281-286, 1988.
- [54] Sawhney, R. L., Bansal, N. K. e Sodha, M. S. Solar passive heating through a thermosyphon air panel. *International Journal of Energy Research*, v12, p217-225, 1988.
- [55] Nahar, N. M. Performance and testing of a natural circulation solar water heating system. *International Journal of Ambient Energy*, v9, p149-154, 1988.
- [56] Bordignon, P. Et al. Two-phase thermosyphon device for the large thyristors cooling. *PESC Record*, p1346-1352, 1988.
- [57] DenHartog, S. L. Thermosyphon for horizontal applications. *Cold Regions Science and Technology*, v15, p319-321, 1988.
- [58] Haynes, F. D. e Zarling, J. P. Thermosyphons and foundation design in cold regions. *Cold Regions Science and Technology*, v15, p251-259, 1988.
- [59] Babin, B., Leiner, W. e Peterson, G. P. Cooling electronic components with thermosyphons. *Thermal Modeling and Design of Electronic Systems and Devices ASME*, v153, p89-94, 1990.
- [60] Akbarzadeh, A., Johnson, P. e Hendy, P. Recovery of waste heat from a rotary dehumidifier. *Australian Refrigeration, Air Conditioning and Heating*, v44, p-18-19, 21-22, 1990.
- [61] Pearson, S. F. Thermosyphon cooling. *Australian Refrigeration, Air Conditioning and Heating*, v45, p26-34, 1991.
- [62] Bland, T. J. e Funke, K. D. Advanced cooling for high power electric actuators. *SAE Technical Paper Series*, p1-9, 1992.
- [63] Pilavachi, P. A. Process industry heat exchanger R & D with possible implications for aerospace technology. *Heat Recovery Systems & CHP*, v13, p391-400, 1993.
- [64] Christopherson, A. B. e Nottingham, D. Kuparuk River Module Crossing case history. A critical Arctic field transportation link is protected by a refrigerated foundation. *Proc. Arct. Technol. Conf. Publ. by Soc. of Petroleum Engineers of AIME*, p459-469, 1991.
- [65] Zarling, J. P. e Haynes, F. D. Thermosyphon-based designs and applications for foundations built on permafrost. *Proc. Int. Arct. Technol. Conf. Publ. by Soc. of Petroleum Engineers of AIME*, p449-458, 1991.
- [66] Nguyen-Chi e Groll. Entrainment or Flooding Limit in a Closed Two-Phase Thermosyphon. *Advances in heat-pipe technology*, p147-162, 1981.
- [67] Casarosa, C. e Dobran, F. Experimental investigation and analytical modeling of a closed two-phase thermosyphon with imposed convection boundary conditions. *International Journal Heat Mass Transfer*, v31, p1815-1833, 1988.
- [68] Bezrodnyi, M. K. The upper limit of maximum heat transfer capacity of evaporative thermosyphons. *Teploenergetika*, p63-66, 1978.



[69] Bezrodnyi, M. K. Et al. Crisis of heat and mass transfer in closed-loop two-phase thermosyphon employed in cooling metallurgical furnaces. *Heat Transfer-Soviet Research*, p99-103, 1976.

[70] Gorbis, Z. R. e Savchenkov, G. A. Low temperature two-phase closed thermosyphon investigation. *Proceedings Second International Heat Pipe Conference*, p37-45, 1976.

[71] Wallis, G. B. One Dimensional Two-Phase Flow. *McGraw-Hill*, 1969.

[72] Bharathan, D., Wallis, G. B. E Richter, H. J. Air-water counter-current annular flow. *EPRI Report NP-1165*, 1979.

[73] Murcia, N. Trocador de Calor com Tubos de Calor. *Livre Docência - FEG*, 1988.

[74] Zanardi, M. A. Análise Numérica e Experimental de Conjunto Concentrador com Tubo de Calor. *Tese de Doutorado - UNICAMP*, 1989.



