

TESE
341

e 341

curva, w. de
Eficiência de Coletores
solares de placas planas

ESCOLA FEDERAL DE ENGENHARIA DE ITAJUBÁ

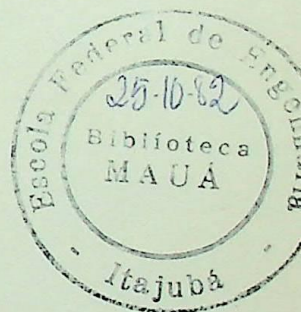
DISSERTAÇÃO DE MESTRADO

EFICIÊNCIA DE COLETORES SOLARES
DE PLACAS PLANAS

WALDIR DE OLIVEIRA

Orientador: EUCLIDES CARVALHO FERNANDES - Ph.D.

Co-orientador: ELI SILVA - M.Sc.



Trabalho de Dissertação apresentado à Comissão de Pós-Graduação da Escola Federal de Engenharia de Itajubá como parte dos requisitos para obtenção do título de "Mestre em Engenharia Mecânica"

Itajubá, fevereiro de 1982.

CLASS.	694.329.004.15 (043,2)
CUTT.	0480
TOMBO	1221



EFICIÊNCIA DE COLTORES SOLARES

DE PLACAS PLANAS

WALDIR DE OLIVEIRA

EUCLEDES CARVALHO FERNANDES - P. 1.º

COORDENADOR GERAL - M. 1.º

Trabalho de Dissertação apresentado à Comissão de Pós-Graduação da Escola Federal de Engenharia de Rio de Janeiro em parte das exigências para obtenção do título de "Mestre em Engenharia Mecânica"

Leilão, fevereiro de 1982

Este trabalho foi proposto e realizado pelo prof.
Dr. Euclides Carneiro de Faria, professor de Física da
Universidade de São Paulo, em 1951. O trabalho foi
realizado em 1952, sob a orientação do prof. Dr. Euclides
Carneiro de Faria, e foi publicado em 1953. O trabalho
foi realizado em São Paulo, no Instituto de Física da
Universidade de São Paulo, sob a orientação do prof.
Dr. Euclides Carneiro de Faria. O trabalho foi publicado
em 1953, sob a orientação do prof. Dr. Euclides Carneiro
de Faria, e foi publicado em 1953.

Em 1953, este trabalho foi publicado no
Instituto de Física da Universidade de São Paulo, sob a
orientação do prof. Dr. Euclides Carneiro de Faria.

Este trabalho foi publicado no Instituto de Física da
Universidade de São Paulo, sob a orientação do prof.
Dr. Euclides Carneiro de Faria, e foi publicado em 1953.

Este trabalho foi publicado no Instituto de Física da
Universidade de São Paulo, sob a orientação do prof.
Dr. Euclides Carneiro de Faria, e foi publicado em 1953.

Aos meus pais Sebastião e Carli
a cujos sacrifícios devo minha
formação.
À minha esposa Edith pelo incen-
tivo dado.

AGRADECIMENTOS

Este trabalho foi proposto e orientado pelo prof. Dr. Euclides Carvalho Fernandes, tratando-se da primeira Dissertação de Mestrado na área de fontes alternativas de energia apresentada à Comissão de Pós-Graduação da EFEI. Não poderia deixar de fazer um agradecimento especial ao prof. Euclides pela sua valiosa orientação, bem como ao apoio e incentivo dado, para que pudesse concluir este trabalho. Sou grato ao prof. Euclides pelo muito que tem transmitido de conhecimentos como professor, mas também pela sua maneira de ser como pessoa, tornando-se um exemplo para ser seguido.

Ao prof. Eli Silva bem como aos professores do Instituto de Engenharia Mecânica da EFEI pelo incentivo e valiosa colaboração.

Aos funcionários do Instituto de Engenharia Mecânica da EFEI pela ajuda na construção do banco de ensaios, datilografia e desenhos.

À direção do Instituto de Engenharia Mecânica da EFEI pelo apoio financeiro para que pudesse construir o banco de ensaios.

RESUMO

Neste trabalho é analisada a eficiência térmica de dois tipos convencionais de coletores solares de placas planas utilizando ar como fluido, sendo um do tipo cobertura - placa absorvedora - placa externamente isolada (CASO A) e o outro do tipo cobertura - placa absorvedora (CASO B). O escoamento é forçado em regime laminar, permanente e incompressível sendo coberta uma faixa de número de Reynolds desde 360 até 2300.

É proposto um modelo analítico que possibilita avaliar a eficiência térmica dos dois tipos de coletores, através de parâmetros adimensionais característicos decorrentes do balanço de energia para tais coletores.

Os resultados experimentais obtidos através de testes num coletor solar conforme o CASO A são comparados com os resultados analíticos, observando-se uma boa concordância.

ÍNDICE

1 - INTRODUÇÃO

2 - ANÁLISE DO RECONHECIMENTO EM COLADORES SOLARES DE PLACA PLANA

2.1 - Análise do Problema de Convecção

2.2 - Superposição de Soluções para Convecção

ABSTRACT

In this work an analysis of the thermal efficiency is carried out for two conventional types of flat-plate solar collector using air as working fluid, one is of the type cover-absorbing plate-externally insulated plate (CASE A) and the other of the type cover-absorbing plate (CASE B). The flow is forced laminar type, steady, incompressible and encompassing a Reynolds number from 360 to 2300.

An analytical model allowing the evaluation of the thermal efficiency, for both types of collector, is reached in function of dimensionless parameters obtained from the balance of energy.

The experimental results, obtained from tests in a solar collector in accordance with CASE A, are compared with those obtained experimentally and good agreement is reached.

3 - RESULTADOS EXPERIMENTAIS

3.1 - Apresentação dos Resultados

3.2 - Avaliação de Erros

3.3 - Análise dos Resultados Experimentais

4 - CONCLUSÕES

ÍNDICE

1 - INTRODUÇÃO	1.1
2 - ANÁLISE DO ESCOAMENTO EM COLETORES SOLARES DE PLACAS PLANAS	2.1
2.1 - Análise do Problema de Convecção	2.2
2.2 - Superposição de Soluções para Convecção	2.7
3 - ANÁLISE TEÓRICA DO PROBLEMA	3.1
3.1 - Balanço de Energia para Dois Tipos de Coletores Solares	3.3
3.2 - Análise do Parâmetro Adimensional de Perda de Calor pelo Topo do Coletor, W_t	3.13
3.3 - Análise Teórica Considerando Variação de W_t	3.27
3.4 - Resultados Teóricos	3.31
3.5 - Outras Formas de Representação da Eficiência de Coletores Solares	3.31
3.6 - Análise dos Resultados Teóricos	3.67
4 - MÉTODOS EXPERIMENTAIS	4.1
4.1 - Coletor Solar	4.1
4.2 - Conduto de escoamento do Ar	4.5
4.3 - Ventilador	4.7
4.4 - Tubulação de Saída	4.7
4.5 - Instrumentos de Medição	4.7
4.6 - Sequência das Operações Fundamentais	4.9
5 - RESULTADOS EXPERIMENTAIS	5.1
5.1 - Apresentação dos Resultados	5.1
5.2 - Avaliação de Erros	5.25
5.3 - Análise dos Resultados Experimentais	5.27
6 - CONCLUSÕES	6.1

APÊNDICE

A - DEFINIÇÕES DOS COEFICIENTES DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR

- A.1 - Convecção A.1
- A.2 - Radiação A.9
- A.3 - Superposição de Soluções para Convecção A.13

B - ENERGIA ABSORVIDA NO COLETOR SOLAR

- B.1 - Radiação Incidente no Coletor B.1
- B.2 - Produto Transmissividade - Absorvidade Efetivo B.2
- B.3 - Efeitos de Poeira sobre o Coletor B.9
- B.4 - Efeitos de Sombra sobre o Coletor B.9

C - ANÁLISE TEÓRICA DE DOIS TIPOS DE COLETORES

- C.1 - CASO A - Desprezando U_b no Balanço de Energia C.1
- C.2 - CASO A - Considerando U_b no Balanço de Energia C.5
- C.3 - CASO B - Desprezando U_b no Balanço de Energia C.7
- C.4 - CASO B - Considerando U_b no Balanço de Energia C.9

D - MEDIÇÃO DE VAZÃO COM MEDIDOR DE ORIFÍCIO

- D.1 - Determinação da vazão D.1
- D.2 - Avaliação de Erros D.10

E - REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

E.1

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura	Designação	Página
2.1	Situações correspondentes à região de entrada do canal	2.3
3.1	Coletor solar do tipo cobertura - placa absorvedora - placa externamente isolada - CASO A	3.2
3.2	Coletor solar do tipo cobertura - placa absorvedora - CASO B	3.2
3.3	Coletor solar do tipo cobertura - placa absorvedora - placa externamente isolada representando as perdas de calor pelo topo do coletor por convecção e por radiação	3.12
3.4	Distribuição de temperaturas no canal por onde escoa o ar para o coletor solar conforme Figura 3.1 - CASO A ₁ e CASO A ₂	3.64
4.1	Esquema do Banco de Testes	4.2
4.2	Cortes transversal e longitudinal do coletor solar	4.3
4.3	Corte longitudinal do conduto de escoamento do ar	4.6
A.1	Malha térmica para o fluxo de calor por radiação entre duas superfícies	A.11
A.2	Superposição de efeitos para convecção	A.14
B.1	Transmissão de radiação através de uma cobertura	B.3
B.2	Absorção da radiação pela placa absorvedora	B.6
B.3	Perdas de calor pelo topo do coletor com uma cobertura de vidro	B.7
C.1	Coletor solar do tipo cobertura - placa absorvedora - placa externamente isolada - CASO A	C.2
C.2	Coletor solar do tipo cobertura - placa absorvedora - CASO B	C.2

Figura	Designação	Página
D.1	Medidor de vazão do tipo orifício	D.2

ÍNDICE DE GRÁFICOS

Gráfico	Designação	Página
3.1	U_t versus T_w conf. valores da Tab. 3.1-CASO A	3.23
3.2	U_t versus T_w conf. valores da Tab. 3.2-CASO A	3.23
3.3	U_t versus T_c conf. valores da Tab. 3.3-CASO B	3.24
3.4	U_t versus T_c conf. valores da Tab. 3.4-CASO B	3.24
3.5	W_t versus θ_w conf. valores da Tab. 3.1-CASO A	3.25
3.6	W_t versus θ_w conf. valores da Tab. 3.2-CASO A	3.25
3.7	W_t versus θ_c conf. valores da Tab. 3.3-CASO B	3.26
3.8	W_t versus θ_c conf. valores da Tab. 3.4-CASO B	3.26
3.9	Curvas de eficiência, η , versus $\theta_{b,e}$ para dois tipos de coletores com $T_o = 10^\circ\text{C}$	3.40
3.10	Curvas de eficiência, η , versus $\theta_{b,e}$ para dois tipos de coletores com $T_o = 20^\circ\text{C}$	3.47
3.11	Curvas de eficiência, η , versus $\theta_{b,e}$ para dois tipos de coletores com $T_o = 30^\circ\text{C}$	3.54
3.12	Curvas de eficiência, η , versus $\theta_{b,e}$ para dois tipos de coletores com $T_o = 40^\circ\text{C}$	3.61
3.13	Curvas de η versus $\theta_{b,e}$ para coletor solar conforme Figura 3.1 - CASO A - com vários valores de emissividades das superfícies que formam o canal	3.62
3.14	Curvas de QUW e QUR versus $\theta_{b,e}$ para o coletor solar conforme Figura 3.1 - CASO A - $T_o = 30^\circ\text{C}$ conforme valores das Tabelas 3.11.a, 3.11.b, 3.11.c e 3.11.d, mostrando a porcentagem do calor cedido por convecção da placa absorvedora, QUW, e da placa externamente isolada, QUR, ao ar em escoamento	3.63
3.15	Curvas de η versus $\theta_{b,e}$ para dois tipos de coletores solares com $T_o = 30^\circ\text{C}$ ———— W_t = variável e ----- W_t = constante	3.65
5.1	Distribuição de temperaturas, T_r e T_w , ao longo das placas externamente isolada e absorvedora e, valores de temperaturas do ar na saída, $T_{b,e}$ - Teste nº 07	5.2

Gráfico	Designação	Página
5.2	Parâmetro adimensional de perda de calor pelo topo, W_t , versus θ_w	5.19
5.3	Eficiência do coletor, η_4 , versus $(T_f - T_o)/H$	5.20
5.4	Eficiência do coletor, η_1 , versus $\theta_{b,e}$	5.21
5.5	Eficiência do coletor, η_2 , versus $\theta_{b,e}$	5.22
5.6	Eficiência do coletor, η_3 , versus $\theta_{b,e}$	5.23
5.7	Eficiência do coletor, η_4 , versus $\theta_{b,e}$	5.24
B.1	Transmissividade, τ , considerando reflexão e absorção numa cobertura de vidro de 0,005[m] de espessura	B.6

ÍNDICE DE TABELAS

Tabela	Designação	Página
3.1	Valores de U_t , W_t e θ_w para $\epsilon_{ci} = \epsilon_{cs} = 0,88$; $\epsilon_{ws} = 0,92$; $e = 0,032$ m; $\lambda = 0^\circ$; $V = 1,5$ m/s para coletor solar do tipo cobertura - placa absorvedora - placa externamente isolada - CASO A	3.19
3.2	Valores de U_t , W_t e θ_w para $\epsilon_{ci} = \epsilon_{cs} = 0,88$; $\epsilon_{ws} = 0,10$; $e = 0,032$ m; $\lambda = 0^\circ$; $V = 1,5$ m/s para coletor solar do tipo cobertura - placa absorvedora - placa externamente isolada - CASO A	3.20
3.3	Valores de U_t , W_t e θ_c para $\epsilon_{ci} = \epsilon_{cs} = 0,88$; $\epsilon_{ws} = 0,92$; $\lambda = 0^\circ$; $V = 1,5$ m/s para coletor solar do tipo cobertura - placa absorvedora - CASO B	3.21
3.4	Valores de U_t , W_t e θ_c para $\epsilon_{ci} = \epsilon_{cs} = 0,88$, $\epsilon_{ws} = 0,10$; $\lambda = 0^\circ$; $V = 1,5$ m/s para coletor solar do tipo cobertura - placa absorvedora - CASO B	3.22
3.5	Valores de a_1 e a_2 para o coletor solar da Figura 3.1 - CASO A	3.28
3.6	Valores de b_1 e b_2 para o coletor solar da Figura 3.2 - CASO B	3.28
3.7	Valores para o coletor solar representado pela Figura 3.1, com $H = 880$ [W/m ²]; $(\tau\alpha)_e = 0,753$; $k = 0,027$ [W/m°C]; $D_h = 0,050$ [m] e temperatu-	

Tabela	Designação	Página
	ras do ar ambiente, T_O , de 10°C, 20°C, 30°C e 40°C	3.32
3.8	Valores para o coletor solar representado pela Figura 3.2, com $H = 880 \text{ [W/m}^2\text{]}$; $(\tau\alpha)_e = 0,753$; $k = 0,027 \text{ [W/m°C]}$; $D_h = 0,050 \text{ [m]}$ e temperaturas do ar ambiente de 10°C; 20°C, 30°C e 40°C.	3.33
3.9.a	Valores para o coletor solar da Figura 3.1 - CASO A ₁ - $T_O = 10^\circ\text{C}$	3.34
3.9.b	Valores para o coletor solar da Figura 3.1 - CASO A ₂ - $T_O = 10^\circ\text{C}$	3.35
3.9.c	Valores para o coletor solar da Figura 3.1 - CASO A ₃ - $T_O = 10^\circ\text{C}$	3.36
3.9.d	Valores para o coletor solar da Figura 3.1 - CASO A ₄ - $T_O = 10^\circ\text{C}$	3.37
3.9.e	Valores para o coletor solar da Figura 3.2 - CASO B ₁ - $T_O = 10^\circ\text{C}$	3.38
3.9.f	Valores para o coletor solar da Figura 3.2 - CASO B ₂ - $T_O = 10^\circ\text{C}$	3.39
3.10.a	Valores para o coletor solar da Figura 3.1 - CASO A ₁ - $T_O = 20^\circ\text{C}$	3.41
3.10.b	Valores para o coletor solar da Figura 3.1 - CASO A ₂ - $T_O = 20^\circ\text{C}$	3.42
3.10.c	Valores para o coletor solar da Figura 3.1 - CASO A ₃ - $T_O = 20^\circ\text{C}$	3.43
3.10.d	Valores para o coletor solar da Figura 3.1 - CASO A ₄ - $T_O = 20^\circ\text{C}$	3.44
3.10.e	Valores para o coletor solar da Figura 3.2 - CASO B ₁ - $T_O = 20^\circ\text{C}$	3.45
3.10.f	Valores para o coletor solar da Figura 3.2 - CASO B ₂ - $T_O = 20^\circ\text{C}$	3.46
3.11.a	Valores para o coletor solar da Figura 3.1 - CASO A ₁ - $T_O = 30^\circ\text{C}$	3.48
3.11.b	Valores para o coletor solar da Figura 3.1 - CASO A ₂ - $T_O = 30^\circ\text{C}$	3.49
3.11.c	Valores para o coletor solar da Figura 3.1 - CASO A ₃ - $T_O = 30^\circ\text{C}$	3.50
3.11.d	Valores para o coletor solar da Figura 3.1 - CASO A ₄ - $T_O = 30^\circ\text{C}$	3.51

Tabela	Designação	Página
3.11.e	Valores para o coletor solar da Figura 3.2 - CASO B ₁ - T _O = 30°C	3.52
3.11.f	Valores para o coletor solar da Figura 3.2 - CASO B ₂ - T _O = 30°C	3.53
3.12.a	Valores para o coletor solar da Figura 3.1 - CASO A ₁ - T _O = 40°C	3.55
3.12.b	Valores para o coletor solar da Figura 3.1 - CASO A ₂ - T _O = 40°C	3.56
3.12.c	Valores para o coletor solar da Figura 3.1 - CASO A ₃ - T _O = 40°C	3.57
3.12.d	Valores para o coletor solar da Figura 3.1 - CASO A ₄ - T _O = 40°C	3.58
3.12.e	Valores para o coletor solar da Figura 3.2 - CASO B ₁ - T _O = 40°C	3.59
3.12.f	Valores para o coletor solar da Figura 3.2 - CASO B ₂ - T _O = 40°C	3.60
5.1.a	Resultados experimentais - Teste nº 01	5.11
5.1.b	Resultados experimentais - Teste nº 02	5.12
5.1.c	Resultados experimentais - Teste nº 03	5.13
5.1.d	Resultados experimentais - Teste nº 04	5.14
5.1.e	Resultados experimentais - Teste nº 05	5.15
5.1.f	Resultados experimentais - Teste nº 06	5.16
5.1.g	Resultados experimentais - Teste nº 07	5.17
5.1.h	Resultados experimentais - Teste nº 08	5.18
5.2	Valores experimentais de QUW e QUR	5.25
B.1	Transmissividade considerando reflexão e absorção em uma cobertura de vidro de 0,005 [m] de espessura	B.5
D.1	Função de fluxo para $\gamma = 1,4$	D.5
D.2	Valores de C _O e ΔC para determinação do coeficiente de descarga na equação D.14	D.6
D.3	Fator de expansão para $\gamma = 1,4$	D.9

SIMBOLOGIA

Símbolo	Designação	Equação
a	Altura do canal	
a_1, a_2	Constantes	
A	Área da placa absorvedora	(3.5)
b	Largura da placa absorvedora	
b_1, b_2	Constantes	
C_0	Constante para determinar o coeficiente de descarga	(D.14)
C_D	Coeficiente de descarga	(D.14)
C_p	Calor específico à pressão constante	(D.3)
C_v	Calor específico à volume constante	(D.3)
C_1	Constante	(3.52)
d	Efeito de poeira sobre o coletor solar	(B.1)
d_1, d_2	Diâmetros do medidor de vazão	(D.12)
D	Dimensão característica	(3.52)
D_h	Diâmetro hidráulico	(2.2)
e	Espaçamento entre a placa absorvedora e a cobertura	(3.52)
E_1	Constante	(3.52)
F'	Fator de eficiência do coletor solar	(3.71)
F'_4	Fator de eficiência do coletor solar	(5.4)
F'_5	Fator de eficiência do coletor solar	(5.5)
G_r	Número de Grashof	(3.52)
G_z	Número de Graetz	(2.4)
$\bar{h}$	Coeficiente médio de transf. de calor por convecção	(A.6.b)
h_r	Coeficiente de transferência de calor por radiação	(A.38)
h_v	Coeficiente de transferência de calor devido ao vento	(3.53)
H	Radiação solar incidente no plano do coletor	(B.1)

Símbolo	Designação	Página
k	Condutibilidade térmica do ar	(3.54)
k_i	Condutibilidade térmica do isolante	(3.17)
K	Coeficiente de extinção	
l_b	Espessura do isolamento do fundo do coletor	(3.17)
L	Comprimento da placa absorvedora	
$\dot{m}$	Vazão de ar real no medidor de vazão	(D.16)
$\dot{m}_i$	Vazão de ar ideal no medidor de vazão	(D.7)
$\bar{Nu}$	Número de Nusselt médio	(A.7)
p_t	Pressão total isentrópica no medidor de vazão	(D.12)
p_1, p_2	Pressões nos pontos 1 e 2 no medidor de vazão	(D.2)
Pr	Número de Prandtl	(2.3)
q_u	Calor útil cedido ao ar em escoamento	(3.1)
QU	Calor útil cedido ao ar na forma adimensional	(3.62)
QUC	Porcentagem do calor útil cedido pela cobertura	(3.65.b)
QUR	Porcentagem do calor útil cedido pela placa externamente isolada	(3.64.b) (3.64.b)
QUW	Porcentagem do calor útil cedido pela placa absorvedora	(3.64.a)
r	Relação de pressões no medidor de vazão	(D.2)
R	Relação de emissividades	(3.21)
Ra	Número de Rayleigh	(3.52)
Re	Número de Reynolds	(2.5)
R_1	Resistência entre a placa absorvedora e a cobertura	(3.47)
R_2	Resistência entre a cobertura e o céu	(3.48)
s	Efeito de sombra sobre o coletor solar	(B.1)
α	Inclinação do coletor	
S	Energia absorvida no coletor solar	(B.1)
T	Temperatura	
T_t	Temperatura na entrada do medidor de vazão	(D.13)
U_b	Coeficiente de perda de calor pelo fundo do coletor	(3.17)
U_t	Coeficiente de perda de calor pelo topo do coletor	(3.50)

Símbolo	Designação	Página
U_L	Coeficiente total de perda de calor	(3.71)
U_{L4}	Coeficiente total de perda de calor	(5.4)
U_{L5}	Coeficiente total de perda de calor	(5.5)
v	Voltagem no milivoltímetro	
V	Velocidade do vento	(3.53)
X_f	Parâmetro adimensional de convecção	(3.24)
Y	Parâmetro adimensional de radiação solar	(3.14)
Y_{2-D}	Fator de expansão para o medidor de orifício	(D.15)
Z	Parâmetro adimensional de geometria do coletor	(3.15)
W_b	Parâmetro adimensional de perda de calor pelo fundo	(3.17)
W_t	Parâmetro adimensional de perda de calor pelo topo	(3.16)

LETRAS GREGAS

Símbolo	Designação	Equação
α	Absorvidade da placa absorvedora	
β	Relação de diâmetros do medidor de vazão	(D.12)
γ	Expoente da politrópica	(D.3)
Γ_2	Função de fluxo	(D.9)
Δ	Diferença	
ΔC	Constante para determinar o coef. de descarga	(D.14)
Δp	Diferença de pressão	
$\overline{\Delta T}$	Diferença de temperatura média	(A.13)
ϵ	Emissividade em ondas longas	(3.23)
ϵ^*	Emissividade em ondas longas	(3.22)
η	Eficiência do coletor solar	(3.66)
θ	Diferença porcentual de temperatura	
μ	Viscosidade dinâmica do ar	(3.54)
ν	Viscosidade cinemática do ar	
ρ	Massa específica do ar	(3.54)
σ	Constante de Stefan - Boltzman	
τ	Transmissividade total da cobertura	(B.2)

Símbolo	Designação	Página
τ_a	Transmissividade considerando apenas absorção	(B.7)
τ_r	Transmissividade considerando apenas reflexão	(B.3)
$(\tau\alpha)$	Produto transmissividade - absorvidade	(B.8)
$(\tau\alpha)_e$	Produto transmissividade - absorvidade efetivo	(B.13)

ÍNDICES INFERIORES

Símbolo	Designação
a	Relativo às condições ambientes
b	Relativo ao fundo do coletor ou à temperatura média global
c	Relativo à cobertura ou à convecção
c-s	Relativo às condições entre a cobertura e o céu
e	Relativo à saída do coletor solar
f	Relativo à temperatura média entre entrada e saída do ar
i	Relativo à entrada do coletor ou à sup. inferior
o	Relativo à entrada do coletor
r	Relativo à placa externamente isolada ou à radiação
s	Relativo à superfície superior ou ao céu
t	Relativo ao topo do coletor solar
w	Relativo à placa absorvedora
w-c	Relativo às condições entre a placa absorvedora e a cobertura
w-r	Relativo às condições entre a placa absorvedora e a placa externamente isolada
1,2,...,19	Relativo aos canais do registrador de temperaturas

CAPÍTULO 1

INTRODUÇÃO

Os coletores solares utilizando ar como fluido podem ser utilizados para aplicações em baixas e médias temperaturas. Algumas destas aplicações tem sido em secagens de produtos agrícolas como grãos e frutas, no tratamento de madeira de construção, em calefação e em tantos outros processos que exigem ar aquecido.

Nos últimos anos têm surgido vários tipos de coletores solares de placas planas utilizando ar como fluido [4], [8], [15], visto que, além de suas aplicações eles levam as vantagens de introduzirem um aumento de até 35°C na temperatura do ar em escoamento no seu interior, além de não possuírem os sérios problemas de corrosão conforme ocorrem nos coletores solares que utilizam líquido como fluido. Assim, existem na literatura vários trabalhos que analisam os coletores solares de placas planas utilizando ar como fluido sob o ponto de vista analítico, mas poucos trabalhos experimentais aparecem na literatura com o objetivo de se determinar a eficiência térmica de tais coletores [16].

Neste trabalho analisa-se, através de parâmetros adimensionais, a eficiência térmica de dois tipos de coletores solares de placas planas utilizando ar como fluido, sendo o escoamento forçado em regime laminar. Dois trabalhos existentes na literatura analisam tais coletores utilizando parâmetros adimensionais que serão descritos a seguir:

Fernandes et all [10] propuseram um método de análise da eficiência de coletores solares de placas planas do tipo cobertura-placa absorvedora com a introdução de parâmetros adimensionais característicos decorrentes das equações do balanço de energia para tais coletores. Seus resultados são apresentados desprezando a perda de calor por convecção para o exterior.

Saboya e Braga [17] utilizando este método analisaram a eficiência de coletores solares de placas planas do ti

po cobertura-placa absorvedora-placa externamente isolada desprezando os efeitos de radiação dentro do canal por onde escoar o ar e seus resultados são válidos para placa absorvedora e cobertura transparente seletivas, sendo que a perda de calor para o exterior foi considerada constante.

Do ponto de vista teórico analisa-se neste trabalho a eficiência térmica de dois tipos de coletores solares de placas planas sendo um do tipo cobertura-placa absorvedora - placa externamente isolada (CASO A) conforme ilustra a Figura 3.1 e o outro do tipo cobertura-placa absorvedora-placa externamente isolada (CASO B) conforme ilustra a Figura 3.2.

As perdas de calor para o exterior são de suma importância para a avaliação da eficiência térmica de coletores solares. Assim, para efeito de análise essas perdas são normalmente separadas em perda de calor pelo topo, perda de calor pelo fundo e perda de calor pelas laterais do coletor. A perda de calor pelas laterais do coletor é pequena comparada com a perda de calor pelo topo e seu cálculo é muito complexo [15] de modo que a mesma pode ser desprezada no balanço de energia. A perda de calor pelo fundo do coletor pode ser determinada levando em consideração somente a condução de calor devido ao isolamento [8]. A perda de calor pelo topo tem sido objeto de muitos estudos [7], [11] devido aos efeitos de convecção e radiação, já que a mesma corresponde a altos valores em comparação com as perdas pelo fundo e laterais do coletor, contribuindo assim para uma redução da eficiência.

Análisa-se, portanto, neste trabalho a dependência do coeficiente de perda de calor pelo topo do coletor em função da temperatura da placa absorvedora para o coletor do CASO A, Figura 3.1, e em função da temperatura da cobertura para o coletor do CASO B, Figura 3.2, para cada temperatura ambiente. Depois, essa dependência devidamente parametrizada permite avaliar a eficiência dos referidos coletores. Desta forma, é considerada a perda de calor por convecção, desprezada na referência [10] e considerada também a variação do parâmetro adimensional de perda pelo topo com a temperatura da placa absorvedora, considerada constante na referência [17]. O coeficiente de perda pelo fundo do coletor é considerado constante e em consequência seu cor

respondente parâmetro adimensional, desde que fixados os valores de emissividades e temperatura ambiente.

Analisa-se também para o coletor solar do tipo cobertura-placa absorvedora - placa externamente isolada a chamada interação convecção - radiação no canal por onde escoar o ar. Essa interação pode contribuir com significativa redução da perda de calor pelo topo do coletor resultando num aumento da sua eficiência. Quando o ar escoar sob condições de regime laminar os relativamente baixos coeficientes de transferência de calor por convecção produzem significantes efeitos de transferência de calor por radiação entre as paredes do canal [18]. A presença da radiação é esperada para aumentar a eficiência do coletor, visto que o calor é transferido da placa absorvedora (placa aquecida) para o ar em escoamento diminuindo a temperatura da placa absorvedora. Essa radiação térmica libera energia para a placa externamente isolada (placa não aquecida) que por sua vez transfere calor por convecção para o ar em escoamento. Mostra-se que, dependendo dos valores de emissividades, o calor cedido por convecção da placa externamente isolada para o ar em escoamento pode chegar até 40% do calor total cedido ao ar e 60% é transferido da placa absorvedora ao ar em escoamento. Portanto, os efeitos de radiação não podem ser desprezados.

Neste sentido, o presente trabalho procura analisar a eficiência dos dois tipos de coletores solares empregando-se materiais seletivos ou não, tanto na superfície superior da placa absorvedora como também nas superfícies internas do canal por onde escoar o ar, como no coletor solar do CASO A. Desta forma, são analisadas quatro situações para o coletor solar conforme o CASO A e duas situações conforme o CASO B. Mostra-se que para o coletor solar conforme o CASO A o que apresenta maior eficiência térmica é aquele cujas emissividades das superfícies internas do canal são altas. Portanto, para este tipo de coletor solar o ideal é ter-se superfície superior da placa absorvedora seletiva (baixa emissividade) e superfícies internas do canal pretas (altas emissividades). Para o coletor solar conforme o CASO B o ideal é ter-se superfície superior da placa absorvedora seletiva. A comparação entre os dois tipos de coletores solares mostra que se a superfície superior da placa absorvedora

tem alto valor de emissividade (superfície pintada de preto) o coletor solar conforme o CASO A só é melhor em termos de eficiência térmica que o coletor solar do CASO B se as emissividades dentro do canal forem altas (superfícies pintadas de preto) na faixa de escoamento em regime laminar. Ao contrário, se a superfície superior da placa absorvedora tem baixo valor de emissividade (superfície seletiva) o coletor solar conforme o CASO B é melhor em termos de eficiência térmica que o coletor solar do CASO A se as emissividades dentro do canal forem baixas. Se forem altas uma análise das perdas de calor pelo topo do coletor solar conforme CASO B deve ser feita visto que o mesmo pode apresentar na faixa de escoamento em regime laminar uma maior ou menor eficiência do que o CASO B.

Analisa-se também neste trabalho o caso de se considerar o parâmetro adimensional de perda de calor pelo topo do coletor solar constante, conforme feito na referência [17]. Mostra-se que esta consideração pode representar em diferenças consideráveis dependendo do tipo e materiais do coletor, quando comparadas com os resultados considerando variação de tal parâmetro com a temperatura da placa absorvedora ou cobertura. Nota-se que essas diferenças podem ser mais acentuadas, ou na faixa de regime laminar ou na faixa de regime turbulento, quando se fixa um único valor para este parâmetro.

Os resultados experimentais são comparados com os resultados analíticos para um coletor solar conforme o CASO A cuja superfície superior da placa absorvedora bem como as superfícies internas do canal são pintadas com esmalte sintético preto fosco. As várias formas de se determinar a eficiência térmica instantânea dos coletores solares são comparadas com a equação da eficiência térmica parametrizada proposta neste trabalho. Os resultados experimentais são apresentados em tabelas e gráficos e observa-se uma boa concordância entre eles e as curvas teóricas simuladas. Observa-se para este tipo de coletor solar ensaiado, que o calor cedido por convecção da placa externamente isolada para o ar em escoamento pode chegar até 35% do calor total cedido ao ar e 65% do calor total é cedido pela placa absorvedora por convecção, no caso de regime laminar.

CAPÍTULO 2

ANÁLISE DO ESCOAMENTO EM COLETORES SOLARES DE PLACAS PLANAS

Neste capítulo é analisado o escoamento entre placas planas e paralelas para a aplicação em dois tipos de coletores solares de placas planas utilizando ar como fluido. Tais coletores solares estão esquematizados nas Figuras 3.1 e 3.2 e são analisados no CAPÍTULO 3.

Devido às faixas de temperaturas existentes no interior do canal por onde escoar o ar serem relativamente altas, os efeitos de radiação podem assumir um papel importante na transferência de calor entre as placas que formam o canal por onde escoar o ar. Nos recentes anos inúmeros trabalhos existentes na literatura analisam o problema da interação convecção forçada - radiação entre placas planas e paralelas. Os primeiros trabalhos existentes na literatura analisam mais o problema em questão cujo fluido participa do processo de radiação e mais recentemente aparecem na literatura a análise do problema cujo fluido não participa do processo de radiação. O ar é um tipo de fluido que não participa desse processo, ou seja, ele é transparente à radiação e quando o ar escoar em convecção forçada e regime laminar entre placas planas e paralelas os relativamente baixos coeficientes de transferência de calor dão um efeito significativo na transferência de calor por radiação entre as paredes do canal.

Keshock e Siegel [5] analisaram analiticamente o problema da interação convecção-radiação entre placas planas e paralelas com fluxo de calor constante numa placa e a outra externamente adiabática a qual recebe energia por radiação ou convecção da placa com fluxo de calor constante. Observaram as diferenças de temperaturas nas paredes do canal quando se considera apenas os efeitos de convecção ao invés dos efeitos de convecção e radiação combinados. Estas diferenças são os resultados das interações de radiação entre a placa aquecida e a placa adiabática e entre os reservatórios localizados no início e no final do canal. Analisaram também os casos de canais longos e canais curtos e os resultados apresentados são para convecção forçada

em regime turbulento.

1. Liu e Sparrow [18], num trabalho recente, analisaram analiticamente o problema da interação convecção forçada-radiação entre placas planas e paralelas com perfis de velocidade e temperatura em desenvolvimento simultâneo, para o caso de uma placa aquecida e a outra adiabática. Os resultados foram apresentados para apenas dois altos números de Reynolds em regime laminar, 1500 e 2500, e mostraram que a troca de calor por radiação entre as paredes que formam o canal pode contribuir com até 40% do calor por convecção da placa adiabática para o ar em escoamento.

Essa interação convecção forçada-radiação pode dar uma significativa redução na temperatura da placa aquecida que no caso de coletores solares de placas planas utilizando ar como fluido tende a aumentar a eficiência dos mesmos, o que é mostrado no CAPÍTULO 3. Desta forma, é analisado a seguir o problema de convecção forçada entre placas planas e paralelas em regime laminar com perfis de velocidade e temperatura não desenvolvidos e também o problema de superposição de soluções para convecção quando se considera os efeitos de radiação térmica no interior do canal por onde escoar o ar.

2.1 - Análise do Problema de Convecção.

Devido às condições de escoamento e à geometria dos coletores solares considerados neste trabalho é analisado neste item o problema de convecção forçada em regime laminar, em canais de seção retangular, escoamento hidrodinamicamente e termicamente não desenvolvidos, sendo o canal constituído por uma placa com temperatura uniforme, T_w , e a outra placa adiabática. A Figura 2.1 ilustra as condições gerais do problema em questão.

Serão descritos neste item os principais trabalhos correspondentes à chamada classe de problemas relativos a números de Prandtl intermediários (gases e líquidos de baixa viscosidade) sendo característica desta situação os desenvolvimentos simultâneos dos perfis de velocidade e de temperatura, relativos a canais de seção retangular, com condições de escoamento em regime laminar, permanente, incompressível e temperatura uni

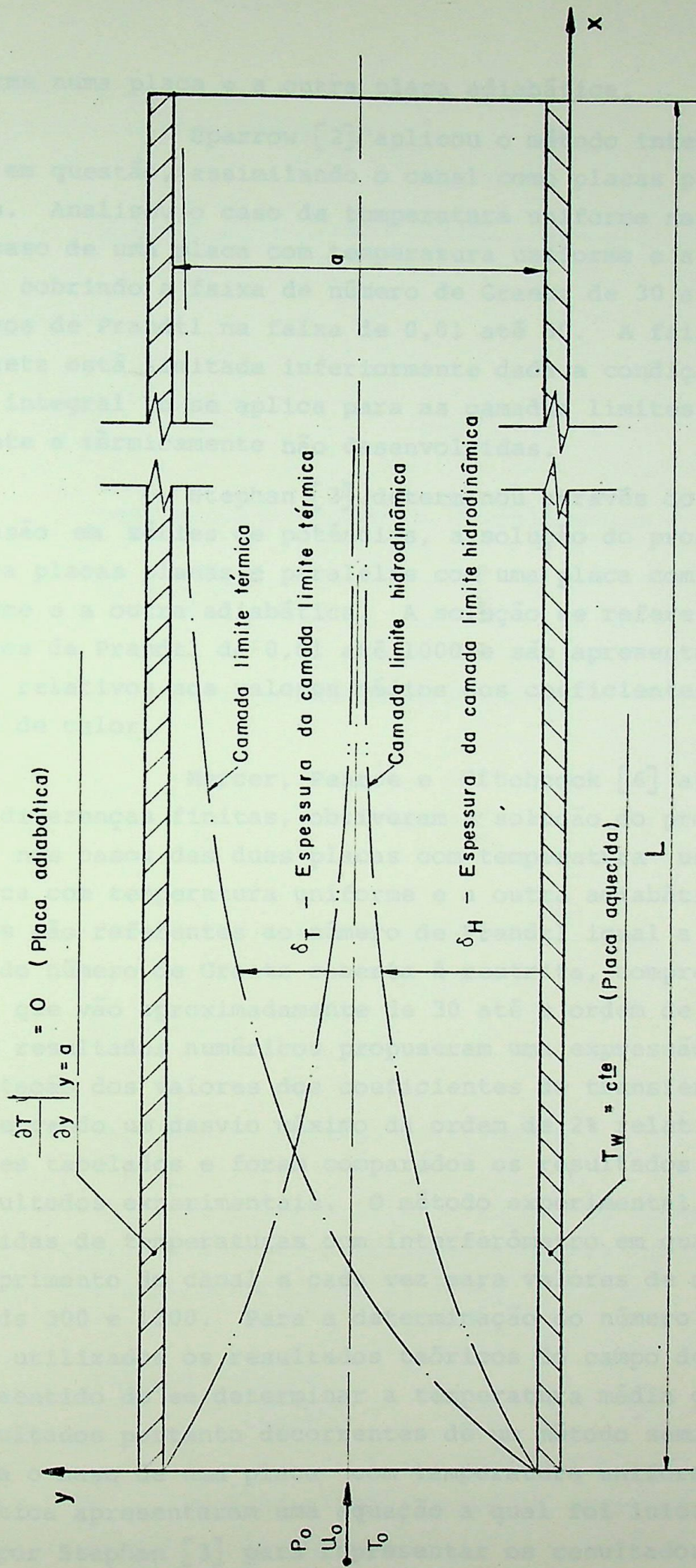


Figura 2.1 - Situações correspondentes à região de entrada do canal.

forme numa placa e a outra placa adiabática.

Sparrow [2] aplicou o método integral ao problema em questão, assimilando o canal como placas planas e paralelas. Analisou o caso de temperatura uniforme nas duas placas e o caso de uma placa com temperatura uniforme e a outra adiabática, cobrindo a faixa de número de Graetz de 30 até 10^5 e com números de Prandtl na faixa de 0,01 até 50. A faixa de números de Graetz está limitada inferiormente dada a condição de que o método integral só se aplica para as camadas limites hidrodinamicamente e termicamente não desenvolvidas.

Stephan [3] determinou através do método de expansão em séries de potências, a solução do problema que considera placas planas e paralelas com uma placa com temperatura uniforme e a outra adiabática. A solução se refere à faixa de números de Prandtl de 0,01 até 1000 e são apresentados os resultados relativos aos valores médios dos coeficientes de transferência de calor.

Mercer, Pearce e Hitchcock [6] através do método de diferenças finitas, obtiveram a solução do problema em questão nos casos das duas placas com temperatura uniforme e de uma placa com temperatura uniforme e a outra adiabática. As soluções são referentes ao número de Prandtl igual a 0,7 (ar). A faixa do número de Graetz coberta é restrita, compreendendo valores que vão aproximadamente de 30 até a ordem de 3000. Com base nos resultados numéricos propuseram uma expressão para a representação dos valores dos coeficientes de transferência médios, observando um desvio máximo da ordem de 2% relativamente aos valores tabelados e foram comparados os resultados teóricos com os resultados experimentais. O método experimental consistiu nas medidas de temperaturas com interferômetro em quatro posições do comprimento do canal e cada vez para valores de números de Reynolds 300 e 1500. Para a determinação do número de Nusselt foram utilizados os resultados teóricos do campo de velocidades, no sentido de se determinar a temperatura média global, sendo os resultados portanto decorrentes de um método semi-experimental. Para o caso de uma placa com temperatura uniforme e a outra adiabática apresentaram uma equação a qual foi inicialmente proposta por Stephan [3] para representar os resultados tabelados e

que aqui esta equação é devidamente adaptada em função do número de Graetz na seguinte forma:

$$\bar{Nu}_b = 4,86 + \frac{0,0606286 \text{ Gz}^{1,2}}{1 + 0,090943 \text{ Pr}^{0,17} \text{ Gz}^{0,7}} \quad (2.1)$$

onde:

$$\bar{Nu} = \frac{\bar{h} D_h}{k} \quad (2.2)$$

representa o número de Nusselt médio

$$\text{Pr} = \frac{\mu C_p}{k} \quad (2.3)$$

representa o número de Prandtl

$$\text{Gz} = \frac{\text{Re} \text{ Pr}}{\frac{L}{D_h}} \quad (2.4)$$

representa o número de Graetz

$$\text{Re} = \frac{u D_h}{\nu} \quad (2.5)$$

representa o número de Reynolds

Na equação (2.1) o número de Nusselt médio, $\bar{Nu}_b$, está referido à diferença de temperatura de referência média, $(\bar{\Delta T})_b$, conforme APÊNDICE A, ou seja:

$$(\bar{\Delta T})_b = \frac{T_b - T_o}{\text{Ln} \left[\frac{T_w - T_o}{T_w - T_b} \right]} \quad (2.6)$$

Fernandes [14] obteve os resultados analíticos para os coeficientes de transferência de calor locais e médios, pa

ra a faixa de baixos valores do número de Graetz, de tal modo a completar os resultados publicados por Mercer, Pearce e Hitchcock [6] e ao mesmo tempo verificou a concordância entre os resultados. Comparou os resultados teóricos com os resultados experimentais obtidos através da técnica de sublimação de Naftaleno, cuja estrutura se baseia na analogia entre transferência de calor e transferência de massa, cobrindo experimentalmente uma faixa de números de Reynolds de 100 até 1500. Concluiu também que os números de Nusselt médios, $\bar{Nu}_b$, apresentam um desvio porcentual inferior à 2% na faixa de valores de números de Graetz correspondentes à solução obtida pelo método das diferenças finitas. Mostrou também que a solução para as condições de camada limite hidrodinamicamente e termicamente não desenvolvidas deve coincidir com a solução correspondente às condições de perfil de velocidade desenvolvido para números de Graetz pequenos. Tabelou os valores correspondentes ao perfil de velocidade desenvolvido com os valores extrapolados com base na equação (2.1). Observou ainda que os desvios para a faixa de números de Graetz pequenos, $1 \leq Gz \leq 10$, são da ordem de 1,1% até 2,2% e para $10 \leq Gz \leq 33$ são de 2,2% até 4,3%, quando comparando com o perfil de velocidade desenvolvido e concluiu que a equação (2.1) representa a solução do problema em questão.

Utilizando a relação de transposição do APÊNDICE A, equação (A.22), o número de Nusselt médio, $\bar{Nu}_b$, representado pela equação (2.1), torna-se:

$$\bar{Nu}_O = \frac{Gz}{2} \left[1 - e^{-2\bar{Nu}_b/Gz} \right] \quad (2.7)$$

Na equação (2.7) o número de Nusselt médio, $\bar{Nu}_O$, está referido à diferença de temperatura de referência média, $(\Delta T)_O$, conforme APÊNDICE A, ou seja:

$$(\Delta T)_O = T_w - T_O \quad (2.8)$$

No CAPÍTULO 3 são desenvolvidas equações cuja diferença de temperatura de referência média é referida à temperatura média do ar, T_f , entre as temperaturas do ar na entrada, T_O ,

e na saída, $T_{b,e}$. Desta forma, utilizando a relação de transposição do APÊNDICE A, equação (A.24), o número de Nusselt médio, $\bar{Nu}_b$, representado pela equação (2.1), torna-se:

$$\bar{Nu}_f = \frac{Gz \left[1 - e^{-2\bar{Nu}_b/Gz} \right]}{2 - \left[1 - e^{-2\bar{Nu}_b/Gz} \right]} \quad (2.9)$$

Na equação (2.9) o número de Nusselt médio, $\bar{Nu}_f$, está referido à diferença de temperatura de referência média, $(\bar{\Delta T})_f$, conforme APÊNDICE A, ou seja:

$$(\bar{\Delta T})_f = T_w - T_f = \frac{(T_w - T_o) + (T_w - T_{b,e})}{2} \quad (2.10)$$

No CAPÍTULO 3, nas Tabelas 3.9 até 3.12 estão tabelados os números de Nusselt médios, $\bar{Nu}_f$, e seus correspondentes valores de números de Graetz, Gz .

2.2 - Superposição de Soluções para Convecção.

No item anterior foi analisado o problema de convecção forçada em regime laminar na região de entrada de canais formados por placas planas e paralelas. No caso de coletores solares de placas planas utilizando ar como fluido ocorreremos efeitos de convecção como também os efeitos de radiação combinados, não só devido aos valores de temperaturas nas placas que formam o canal por onde escoar o ar mas também devido aos efeitos dos valores de emissividades das superfícies dessas placas. Portanto, os efeitos de radiação térmica não podem ser desprezados.

No APÊNDICE A é mostrado que a solução do problema pode ser encontrada pela superposição de soluções para convecção com uma placa aquecida com temperatura uniforme e a outra adiabática e que os números de Nusselt podem ser representados por uma única equação tanto quando se referem à placa aquecida ou quando se referem à placa adiabática. Assim, no balanço de energia no ar que escoar nos coletores solares, que são analisados no CAPÍTULO 3, o calor cedido por convecção da placa aqueci

da, bem como o calor cedido por convecção da placa adiabática, ao ar em escoamento, podem ser tomados com o mesmo valor do coeficiente de transferência de calor médio, ou seja, $\bar{h}_{f_w} = \bar{h}_{f_r}$ para o coletor solar do CASO A e $\bar{h}_{f_w} = \bar{h}_{f_c}$ para o coletor solar do CASO B.

CAPÍTULO 3

ANÁLISE TEÓRICA DO PROBLEMA

Neste capítulo são analisados dois tipos convencionais de coletores solares de placas planas, utilizando ar como fluido. Para uma análise mais completa desses dois tipos de coletores, serão desenvolvidas equações para se determinar as grandezas térmicas envolvidas, em função de parâmetros adimensionais característicos, decorrentes das equações do balanço de energia para os tais coletores, propostos por Fernandes et al [10].

No CASO A é analisado o coletor solar do tipo cobertura-placa absorvedora - placa externamente isolada conforme ilustra a Figura 3.1 e no CASO B é analisado o coletor solar do tipo cobertura-placa absorvedora conforme ilustra a Figura 3.2.

Nas equações do balanço de energia, para ambos coletores, é desprezado o calor perdido pelas laterais dos coletores, perpendicular ao plano da Figura 3.1 e da Figura 3.2, visto que, o coeficiente de perda de calor pelas laterais dos coletores, U_e , é pequeno comparado com as demais grandezas envolvidas.

Primeiramente, as equações são desenvolvidas considerando o coeficiente de perda pelo topo, U_t , constante. Em seguida é analisada a dependência de U_t com a temperatura média da placa absorvedora, T_w , e com a temperatura média da cobertura, T_c , respectivamente para os coletores do CASO A e CASO B. Essa dependência é devidamente transformada em termos de parâmetros adimensionais. Conhecida essa dependência pode-se introduzi-la nas equações desenvolvidas considerando U_t constante, encontrando-se equações de caráter geral. Finalmente, são feitas várias comparações entre cada tipo de coletor solar, considerando escoamento forçado em regime laminar.

As equações desenvolvidas são feitas assumindo-se que as perdas de calor pelo topo e pelo fundo dos coletores são referidas à mesma temperatura ambiente, a eficiência é calculada sob condições de estado - estável, e outras considerações feitas por Duffie e Beckman [8].

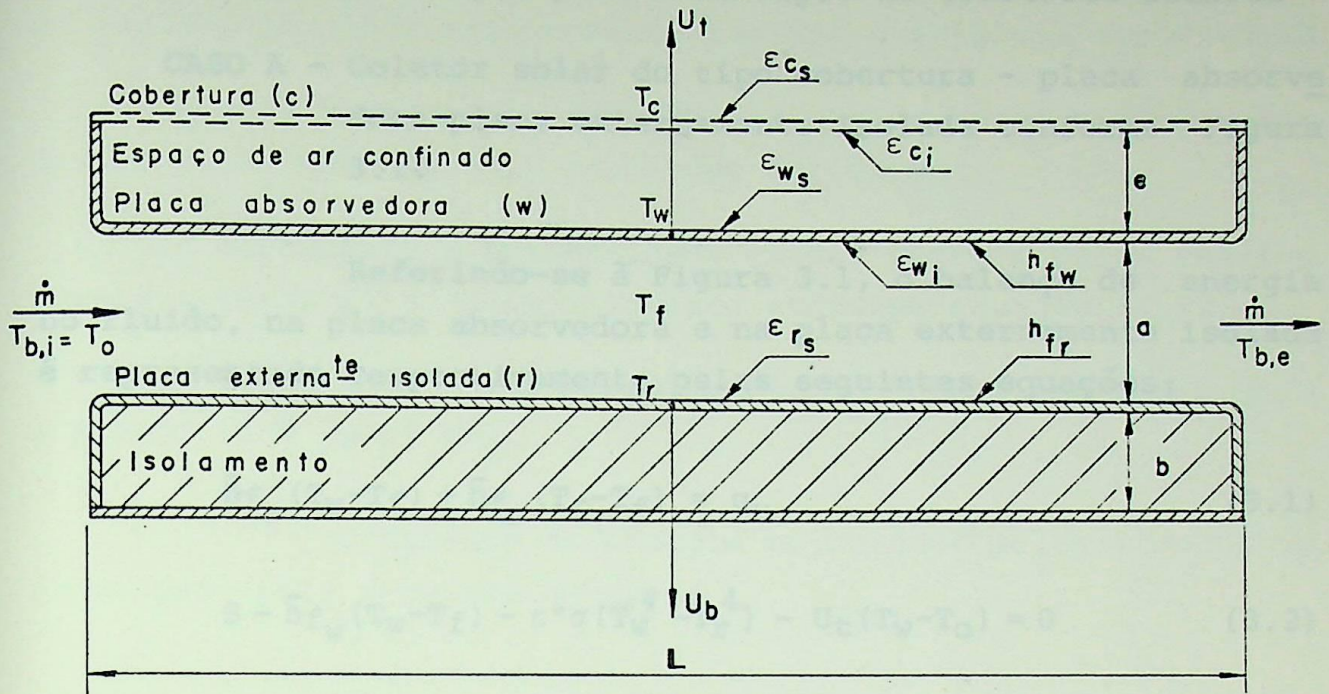


Figura 3.1 - Coletor solar do tipo cobertura - placa absorvedora - placa externamente isolada - CASO A

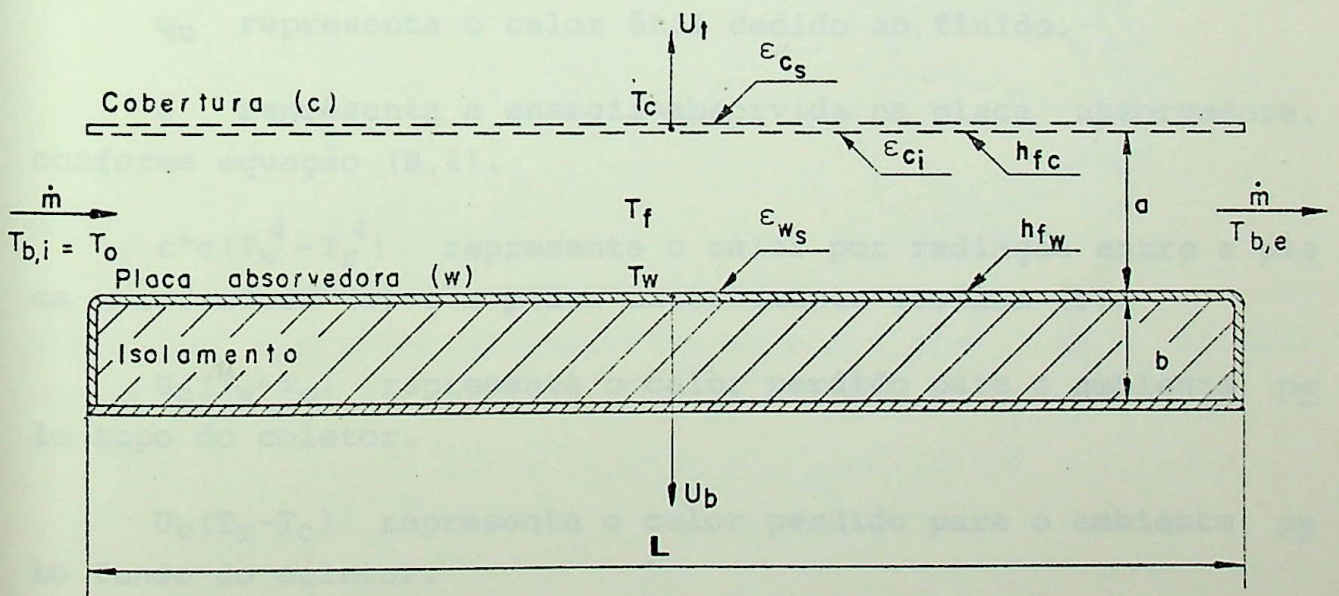


Figura 3.2 - Coletor solar do tipo cobertura - placa absorvedora - CASO B

3.1 - Balanço de Energia para Dois Tipos de Coletores Solares

CASO A - Coletor solar do tipo cobertura - placa absorvedora-placa externamente isolada conforme Figura 3.1.

Referindo-se à Figura 3.1, o balanço de energia no fluido, na placa absorvedora e na placa externamente isolada é representado respectivamente pelas seguintes equações:

$$\bar{h}_{f_w}(T_w - T_f) + \bar{h}_{f_r}(T_r - T_f) = q_u \quad (3.1)$$

$$S - \bar{h}_{f_w}(T_w - T_f) - \epsilon^* \sigma (T_w^4 - T_r^4) - U_t(T_w - T_o) = 0 \quad (3.2)$$

$$\epsilon^* \sigma (T_w^4 - T_r^4) - \bar{h}_{f_r}(T_r - T_f) - U_b(T_r - T_o) = 0 \quad (3.3)$$

onde:

$\bar{h}_{f_w}(T_w - T_f)$ e $\bar{h}_{f_r}(T_r - T_f)$ representam respectivamente o calor por convecção da placa absorvedora (w) e da placa externamente isolada (r) para o ar em escoamento.

q_u representa o calor útil cedido ao fluido.

S representa a energia absorvida na placa absorvedora, conforme equação (B.1).

$\epsilon^* \sigma (T_w^4 - T_r^4)$ representa o calor por radiação entre a placa absorvedora (w) e a placa externamente isolada (r).

$U_t(T_w - T_o)$ representa o calor perdido para o ambiente pelo topo do coletor.

$U_b(T_r - T_o)$ representa o calor perdido para o ambiente pelo fundo do coletor.

$\bar{h}_{f_w}$ e $\bar{h}_{f_r}$ representam os coeficientes médios de transferência de calor por convecção referidos à diferença de temperatura de referência média, $(\bar{\Delta T})_f$, conforme equação (A.19.a), respectivamente para a placa absorvedora (w) e para a placa externamente isolada (r).

T_f , T_r e T_w representam respectivamente as temperaturas do fluido, da placa externamente isolada e da placa absorvedora.

U_b e U_t representam respectivamente os coeficientes de perdas de calor pelo fundo e pelo topo do coletor.

ϵ^* representa a emissividade global entre a placa absorvedora e a placa externamente isolada conforme equação (3.22).

σ representa a constante de Stefan - Boltzmann que é igual a $5,6697 \cdot 10^{-8} [W/m^2 K^4]$.

O balanço de energia no coletor solar pode ser representado pela seguinte equação:

$$S - U_t(T_w - T_o) - U_b(T_r - T_o) = q_u \quad (3.4)$$

A equação (3.4) mostra que a energia absorvida na placa absorvedora subtraída do calor perdido pelo topo e pelo fundo do coletor é igual ao calor cedido ao fluido. Este calor cedido ao fluido pode também ser representado pela seguinte equação:

$$q_u = \frac{\dot{m} C_p (T_{b,e} - T_o)}{A} \quad (3.5)$$

onde:

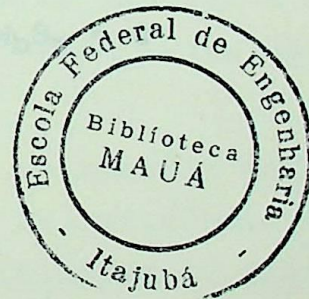
$\dot{m}$ representa a massa de ar em escoamento, C_p o calor específico a pressão constante do ar e A a área do coletor ($A = L \cdot b$).

Sendo,

$$T_f = \frac{T_o + T_{b,e}}{2} \quad (3.6)$$

as diferenças de temperaturas nas equações (3.1), (3.2) e (3.3) podem ser representadas nas seguintes formas:

$$T_w - T_f = \frac{[2(T_w - T_o) - (T_{b,e} - T_o)]}{2} \quad (3.7)$$



$$T_r - T_f = \frac{[2(T_r - T_o) - (T_{b,e} - T_o)]}{2} \quad (3.8)$$

$$\frac{T_w^4 - T_r^4}{T_o^4} = \left[1 + \frac{(T_w - T_o)}{T_o}\right]^4 - \left[1 + \frac{(T_r - T_o)}{T_o}\right]^4 \quad (3.9)$$

Substituindo a equação (3.1) na equação (3.4) resulta:

$$\bar{h}_{f_w}(T_w - T_f) + \bar{h}_{f_r}(T_r - T_f) = S - U_t(T_w - T_o) - U_b(T_r - T_o) \quad (3.10)$$

Dividindo as equações (3.2), (3.3) e (3.10) por $\epsilon\sigma T_o^4$, e considerando as equações (3.7), (3.8) e (3.9) resultam as seguintes equações parametrizadas conforme Fernandes et al [10] e, Saboya e Braga [17]:

$$Y - Z\bar{Nu}_f \frac{(2\theta_w - \theta_{b,e})}{2} - R[(1+\theta_w)^4 - (1+\theta_r)^4] - W_t\theta_w = 0 \quad (3.11)$$

$$R[(1+\theta_w)^4 - (1+\theta_r)^4] - Z\bar{Nu}_f \frac{(2\theta_r - \theta_{b,e})}{2} - W_b\theta_r = 0 \quad (3.12)$$

$$Z\bar{Nu}_f(\theta_w + \theta_r - \theta_{b,e}) = Y - W_t\theta_w - W_b\theta_r \quad (3.13)$$

onde:

$$Y = \frac{S}{\epsilon\sigma T_o^4} \quad (3.14)$$

representa o parâmetro adimensional de radiação solar,

$$Z = \frac{k_{ar}}{D_h \epsilon\sigma T_o^3} \quad (3.15)$$

representa o parâmetro adimensional de geometria do coletor,

$$W_t = \frac{U_t}{\epsilon\sigma T_o^3} \quad (3.16)$$

representa o parâmetro adimensional de perda de calor pelo topo do coletor,

$$W_b = \frac{U_b}{\epsilon \sigma T_o^3} \quad (3.17)$$

representa o parâmetro adimensional de perda de calor pelo fundo do coletor, sendo $U_b = k_i / \ell_b$,

$$\theta_w = \frac{T_w - T_o}{T_o} \quad (3.18)$$

$$\theta_r = \frac{T_r - T_o}{T_o} \quad (3.19)$$

$$\theta_{b,e} = \frac{T_{b,e} - T_o}{T_o} \quad (3.20)$$

representam a diferença porcentual de temperatura respectivamente para a temperatura média da placa absorvedora, temperatura média da placa externamente isolada e temperatura média global na saída, com relação à temperatura média global na entrada do coletor ($T_{b,i} - T_o$).

$\bar{Nu}_f$ representa o número de Nusselt médio definido com base na diferença de temperatura de referência média $(\bar{\Delta T})_f$ e seu valor é encontrado utilizando as relações de transposição conforme as equações (A.23) e (A.24),

ϵ representa a emissividade global entre a placa absorvedora e a cobertura do coletor, conforme equação (3.23),

$$R = \frac{\epsilon^*}{\epsilon} \quad (3.21)$$

representa a relação de emissividade, sendo:

$$\epsilon^* = \frac{1}{\frac{1}{\epsilon_{wi}} + \frac{1}{\epsilon_{rs}} - 1} \quad (3.22)$$

e

$$\epsilon = \frac{1}{\frac{1}{\epsilon_{ws}} + \frac{1}{\epsilon_{ci}} - 1} \quad (3.23)$$

k_{ar} representa a condutibilidade térmica do ar e

D_h representa o diâmetro hidráulico que para o caso em questão vale $2a$, conforme equação (A.4.c).

Considerando na equação (3.1) $\bar{h}_{f_w} = \bar{h}_{f_r} = \bar{h}_f$, conforme equação (A.61), e considerando ainda as equações (3.18), (3.19) e (3.20), pode-se igualar as equações (3.1) e (3.5), resultando:

$$X_f = \frac{\dot{m} C_p}{A \bar{h}_f} = \frac{1}{2} \frac{Gz}{\bar{Nu}_f} = \frac{\theta_w + \theta_r - \theta_{b,e}}{\theta_{b,e}} \quad (3.24)$$

onde

X_f representa o parâmetro adimensional de convecção referido ao número de Nusselt médio, $\bar{Nu}_f$.

$$\bar{Nu}_f = \frac{\bar{h}_f D_h}{k} ; \quad Gz = \frac{Re Pr}{\frac{L}{D_h}} ; \quad Re = \frac{u D_h}{\nu} ; \quad Pr = \frac{\mu C_p}{k}$$

representam respectivamente o número de Nusselt médio, o número de Graetz, o número de Reynolds e o número de Prandtl.

Da equação (3.24), resulta:

$$\theta_r = (X_f + 1) \theta_{b,e} - \theta_w \quad (3.25)$$

Substituindo a equação (3.25) na equação (3.13) resulta:

$$\theta_{b,e} = \frac{Y - (W_t - W_b) \theta_w}{Z \bar{Nu}_f X_f + W_b (X_f + 1)} \quad (3.26)$$

Substituindo a equação (3.25) na equação (3.11) resulta:

$$Y - Z\bar{N}u_f \frac{(2\theta_w - \theta_{b,e})}{2} - R\{(1+\theta_w)^4 - [1+(x_f+1)\theta_{b,e-\theta_w}]^4\} - W_t\theta_w = 0 \quad (3.27)$$

Substituindo a equação (3.26) na equação (3.27) resulta:

$$Y - \frac{Z\bar{N}u_f}{2} \left[2\theta_w - \frac{Y - (W_t - W_b)\theta_w}{Z\bar{N}u_f x_f + W_b(x_f + 1)} \right] - R\left\{(1+\theta_w)^4 - \left\{1+(x_f+1) \left[\frac{Y - (W_t - W_b)\theta_w}{Z\bar{N}u_f x_f + W_b(x_f + 1)} \right] - \theta_w \right\}^4\right\} - W_t\theta_w = 0 \quad (3.28)$$

CASO B - Coletor solar do tipo cobertura-placa absorvedora conforme ilustra a Figura 3.2.

Referindo-se à Figura 3.2, o balanço de energia no fluido, na placa absorvedora e na cobertura é representado respectivamente pelas seguintes equações:

$$\bar{h}_{f_w}(T_w - T_f) + \bar{h}_{f_c}(T_c - T_f) = q_u \quad (3.29)$$

$$S - \bar{h}_{f_w}(T_w - T_f) - \epsilon\sigma(T_w^4 - T_c^4) - U_b(T_w - T_o) = 0 \quad (3.30)$$

$$\epsilon\sigma(T_w^4 - T_c^4) - \bar{h}_{f_c}(T_c - T_f) - U_t(T_c - T_o) = 0 \quad (3.31)$$

onde:

$\bar{h}_{f_w}(T_w - T_f)$ e $\bar{h}_{f_c}(T_c - T_f)$ representam respectivamente o calor por convecção da placa absorvedora (w) e da cobertura (c) para o ar em escoamento.

q_u representa o calor útil cedido ao fluido.

S representa a energia absorvida na placa absorvedora, conforme equação (B.1).

$\epsilon\sigma(T_w^4 - T_c^4)$ representa o calor por radiação entre a placa absorvedora (w) e a cobertura (c).

$U_b(T_w - T_o)$ representa o calor perdido para o ambiente pelo fundo do coletor.

$U_t(T_c - T_o)$ representa o calor perdido para o ambiente pelo topo do coletor.

$\bar{h}_{f_w}$ e $\bar{h}_{f_c}$ representam os coeficientes médios de transferência de calor por convecção referidos à diferença de temperatura de referência média, $(\bar{\Delta T})_f$, conforme equação (A.19.a), respectivamente para a placa absorvedora (w) e para a cobertura (c).

T_c , T_f e T_w representam respectivamente as temperaturas da cobertura, do fluido e da placa absorvedora.

U_b e U_t representam respectivamente os coeficientes de perda de calor pelo fundo e pelo topo do coletor.

ϵ representa a emissividade global entre a placa absorvedora e a cobertura conforme equação (3.23).

σ representa a constante de Stefan - Boltzmann que é igual a $5,6697 \times 10^{-8} \text{ [W/m}^2 \text{ K}^4]$

O balanço de energia no coletor pode ser representado pela seguinte equação:

$$S - U_t(T_c - T_o) - U_b(T_w - T_o) = q_u \quad (3.32)$$

Considerando a equação (3.6), as diferenças de temperaturas nas equações (3.29), (3.30) e (3.31) podem ser representadas nas seguintes formas:

$$T_c - T_f = \frac{[2(T_c - T_o) - (T_{b,e} - T_o)]}{2} \quad (3.33)$$

$$\frac{T_w^4 - T_c^4}{T_o^4} = \left[1 + \frac{(T_w - T_o)}{T_o} \right]^4 - \left[1 + \frac{(T_c - T_o)}{T_o} \right]^4 \quad (3.34)$$

Substituindo a equação (3.29) na equação (3.32), resulta:

$$\bar{h}_{f_w}(T_w - T_f) + \bar{h}_{f_c}(T_c - T_f) = S - U_t(T_c - T_o) - U_b(T_w - T_o) \quad (3.35)$$

Dividindo as equações (3.30), (3.31) e (3.35) por $\epsilon \sigma T_o^4$ e considerando as equações (3.7), (3.33) e (3.34) resultam as seguintes equações parametrizadas:

$$Y - Z\bar{Nu}_f \frac{(2\theta_w - \theta_{b,e})}{2} - [(1 + \theta_w)^4 - (1 + \theta_c)^4] - W_b\theta_w = 0 \quad (3.36)$$

$$[(1 - \theta_w)^4 - (1 + \theta_c)^4] - Z\bar{Nu}_f \frac{(2\theta_c - \theta_{b,e})}{2} - W_t\theta_c = 0 \quad (3.37)$$

$$Z\bar{Nu}_f(\theta_w + \theta_c - \theta_{b,e}) = Y - W_t\theta_c - W_b\theta_w \quad (3.38)$$

onde:

Y , Z , W_t , W_b , θ_w e $\theta_{b,e}$ são representados respectivamente pelas equações (3.14), (3.15), (3.16), (3.17), (3.18) e (3.20).

$$\theta_c = \frac{T_c - T_o}{T_o} \quad (3.39)$$

Considerando na equação (3.29) $\bar{h}_{f_w} = \bar{h}_{f_c} = \bar{h}_f$, conforme equação (A.61), e considerando ainda as equações (3.18), (3.20) e (3.19), pode-se igualar as equações (3.5) e (3.29), resultando:

$$X_f = \frac{\dot{m} C_p}{A\bar{h}_f} = \frac{1}{2} \frac{Gz}{\bar{Nu}_f} = \frac{\theta_w + \theta_c - \theta_{b,e}}{\theta_{b,e}} \quad (3.40)$$

Da equação (3.40), resulta:

$$\theta_w = (X_f + 1)\theta_{b,e} - \theta_c \quad (3.41)$$

Substituindo a equação (3.41) na equação (3.38), resulta:

$$\theta_{b,e} = \frac{Y - (W_t - W_b)\theta_c}{Z\bar{Nu}_f X_f + W_b(X_f + 1)} \quad (3.42)$$

Substituindo a equação (3.41) na equação (3.36), resulta:

$$Y - \frac{Z \bar{N}u_f}{2} \left\{ 2 \left[(X_f+1) \theta_{b,e-\theta_c} \right] - \theta_{b,e} \right\} - \left\{ \left[1 + (X_f+1) \theta_{b,e-\theta_c} \right]^4 - (1+\theta_c)^4 \right\} + \\ - W_b \left[(X_f+1) \theta_{b,e-\theta_c} \right] = 0 \quad (3.43)$$

Substituindo a equação (3.42) na equação (3.43), resulta:

$$Y - \frac{Z \bar{N}u_f}{2} \left\{ (2X_f+1) \left[\frac{Y - (W_t - W_b) \theta_c}{Z \bar{N}u_f X_f + W_b (X_f+1)} \right] - 2\theta_c \right\} + \\ - \left\{ \left\{ 1 + (X_f+1) \left[\frac{Y - (W_t - W_b) \theta_c}{Z \bar{N}u_f X_f + W_b (X_f+1)} \right] - \theta_c \right\}^4 - (1+\theta_c)^4 \right\} + \\ - W_b \left\{ (X_f+1) \left[\frac{Y - (W_t - W_b) \theta_c}{Z \bar{N}u_f X_f + W_b (X_f+1)} \right] - \theta_c \right\} = 0 \quad (3.44)$$

A equação (3.28) para o coletor do tipo cobertura-placa absorvedora-placa externamente isolada e a equação (3.44) para o coletor do tipo cobertura-placa absorvedora só podem ser resolvidas numericamente as quais serão analisadas no item 3.3.

Nota-se que, para resolver essas equações deve-se fixar os parâmetros Y , Z e W_b . Como se conhece a dependência de $\bar{N}u_f$ com Gz pela equação 2.9 e a dependência de X_f com $\bar{N}u_f$ e Gz pela equação (3.24) ou (3.40), pode-se determinar o valor de θ_w e θ_c respectivamente através das equações (3.28) e (3.44), desde que se conheça o parâmetro W_t . Observa-se que, quando X_f varia, com a fixação de Y , Z e W_b , as temperaturas da placa absorvedora, T_w , e da cobertura, T_c , variam, para ambos os tipos de coletores. Portanto, deve-se estabelecer a dependência de W_t com θ_w e de W_t com θ_c para que sejam resolvidas as equações (3.28) e (3.44), visto que a fixação de um único valor de W_t pode resul

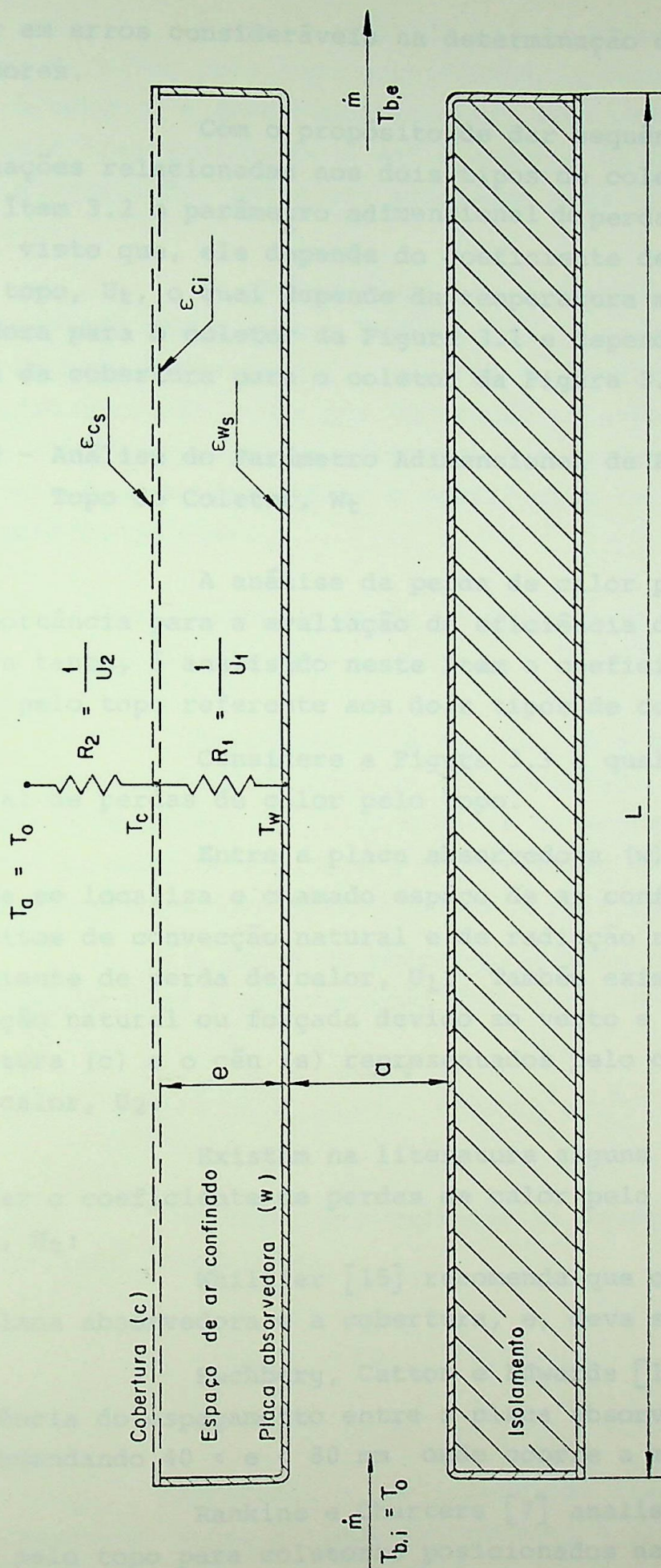


Figura 3.3 - Coletor solar do tipo cobertura - placa absorvedora - placa externamente isolada representando as perdas de calor pelo topo do coletor por convecção e por radiação

tar em erros consideráveis na determinação da eficiência dos coletores.

Com o propósito de dar sequência à análise das equações relacionadas aos dois tipos de coletores, é analisado no item 3.2 o parâmetro adimensional de perda de calor pelo topo, W_t , visto que, ele depende do coeficiente de perda de calor pelo topo, U_t , o qual depende da temperatura média da placa absorvedora para o coletor da Figura 3.1 e depende da temperatura média da cobertura para o coletor da Figura 3.2.

3.2 - Análise do Parâmetro Adimensional de Perda de Calor pelo Topo do Coletor, W_t

A análise da perda de calor pelo topo é de suma importância para a avaliação da eficiência de coletores solares. Para tanto, é analisado neste item o coeficiente de perda de calor pelo topo referente aos dois tipos de coletores.

Considere a Figura 3.3 a qual ilustra um tipo mais geral de perdas de calor pelo topo:

Entre a placa absorvedora (w) e a cobertura (c) onde se localiza o chamado espaço de ar confinado existem os efeitos de convecção natural e de radiação representados pelo coeeficiente de perda de calor, U_1 . Também existem efeitos de convecção natural ou forçada devido ao vento e radiação entre a cobertura (c) e o céu (s) representados pelo coeficiente de perda de calor, U_2 .

Existem na literatura alguns trabalhos visando analisar o coeficiente de perdas de calor pelo topo do coletor solar, U_t :

Whillier [15] recomenda que o espaçamento entre a placa absorvedora e a cobertura, e , deva ser entre 15 a 30 mm.

Buchberg, Catton e Edwards [11] analisaram a influência do espaçamento entre a placa absorvedora e a cobertura recomendando $40 < e < 80$ mm onde ocorre a menor perda de calor.

Rankine e Charters [7] analisaram a perda de calor pelo topo para coletores posicionados na horizontal considerando convecção natural sobre a cobertura.

Duffie e Beckman [8] analisaram o coeficiente de perda de calor pelo topo considerando a velocidade do vento sobre o coletor e seus resultados são apresentados em gráficos para coletores inclinados a 45° e através de uma equação empírica esses resultados podem ser adaptados para outros ângulos de inclinação.

Na presente análise é considerado o procedimento apresentado por Duffie e Beckman [8] e as equações propostas por Rankine e Charters [7] para se determinar o coeficiente de transferência de calor por convecção no espaço de ar confinado. Para convecção sobre a cobertura é considerada a equação de McAdams para se determinar o coeficiente de convecção devido à velocidade do vento.

a. Coeficiente de Perda de Calor pelo Topo, U_t para o Coletor da Figura 3.1

Referindo-se à Figura 3.3 o coeficiente de perda de calor pelo topo do coletor é o resultado dos efeitos de convecção e radiação. A transferência de energia entre a placa absorvedora na temperatura T_w e a cobertura de vidro na temperatura T_c é a mesma perdida para o ambiente pela cobertura.

A perda de calor através do topo do coletor por unidade de área é representada pela seguinte equação:

$$q_t = h_{c_{w-c}} (T_w - T_c) + \epsilon \sigma (T_w^4 - T_c^4) \quad (3.45.a)$$

O calor por radiação na equação (3.45.a) pode ser linearizado, resultando:

$$q_t = (h_{c_{w-c}} + h_{r_{w-c}}) (T_w - T_c) \quad (3.45.b)$$

onde:

→ $h_{c_{w-c}}$ representa o coeficiente de transferência de calor por convecção entre a placa absorvedora e a cobertura de vidro no chamado espaço de ar confinado.

$h_{r_{w-c}}$ representa o coeficiente de transferência de calor por radiação entre a placa absorvedora e a cobertura de vidro e é representado pela equação (A.39), ou seja:

$$h_{r_{w-c}} = \epsilon \sigma (T_w + T_c) (T_w^2 + T_c^2) \quad (3.46)$$

sendo ϵ representado pela equação (3.23).

Portanto, a resistência R_1 é representada pela seguinte equação:

$$R_1 = \frac{1}{h_{c_{w-c}} + h_{r_{w-c}}} \quad (3.47)$$

Uma equação similar à equação (3.47) pode ser encontrada para a resistência R_2 , ou seja:

$$R_2 = \frac{1}{h_v + h_{r_{c-s}}} \quad (3.48)$$

onde:

h_v representa o coeficiente de transferência de calor por convecção sobre a cobertura de vidro devido à velocidade do vento.

$h_{r_{c-s}}$ representa o coeficiente de transferência de calor por radiação entre a cobertura de vidro e o céu, e é representado pela equação (A.40) referido à diferença de temperatura $T_c - T_o$, ou seja:

$$h_{r_{c-s}} = \epsilon_{cs} \sigma \frac{(T_c^4 - T_s^4)}{T_c - T_o} \quad (3.49)$$

sendo ϵ_{cs} a emissividade da superfície superior da cobertura e $T_s = T_o - 6 \text{ [K]}$ a temperatura do céu.

Portanto, para o coletor da Figura 3.3, com uma cobertura, o coeficiente de perda de calor pelo topo do coletor

é representado pelo inverso da soma das resistências R_1 e R_2 :

$$U_t = \frac{1}{\frac{1}{h_{cW-C} + h_{rW-C}} + \frac{1}{h_v + h_{rC-S}}} \quad (3.50)$$

Nota-se que na equação (3.50) a temperatura da cobertura, T_C , é uma incógnita para valores fixos da temperatura ambiente, T_O , emissividades da placa absorvedora, ϵ_{WS} e da cobertura, ϵ_{CS} e ϵ_C , do espaçamento entre a placa absorvedora e cobertura de vidro, e , para cada temperatura da placa absorvedora, T_W .

A temperatura da cobertura, T_C , é encontrada notando-se que a perda de calor da placa absorvedora à cobertura é a mesma da placa absorvedora ao ambiente na temperatura, T_O , ou seja:

$$T_C = T_W - \frac{U_t (T_W - T_O)}{h_{cW-C} + h_{rW-C}} \quad (3.51)$$

Desta forma, o coeficiente de perda de calor pelo topo, U_t , pode ser encontrado utilizando-se as equações (3.50) e (3.51) através de processo iterativo.

A análise feita neste trabalho é para um coletor posicionado na horizontal, $\delta = 0^\circ$, com espaçamento entre a placa absorvedora e a cobertura de vidro, $e = 0,032$ [m], comprimento da placa absorvedora, $L = 1,25$ [m] e largura da placa absorvedora, $b = 0,80$ [m], tendo a cobertura de vidro as mesmas dimensões da placa absorvedora.

Desta forma, tem-se para a convecção natural no espaço de ar confinado com $\delta = 0^\circ$, as seguintes relações conforme Rankine e Charters [7]:

$$Nu = C_1 Ra^{E_1}$$

$$h_{cW-C} = \frac{Nu \cdot k}{D}$$

$$Ra = Gr \cdot Pr$$

$$Gr = \frac{g \beta \Delta T D^3}{\nu^2}$$

Número de Rayleigh, Ra	C_1	E_1
$Ra < 7000$	1,000	0,000
$7000 \leq Ra < 2,5 \times 10^5$	0,210	0,250
$Ra \geq 2,5 \times 10^5$	0,075	0,333

(3.52)

onde, para o número de Grashof, Gr , tem-se:

$$g = 9,80665 \quad [\text{m/s}]$$

$\beta = 1/T = 2/(T_w + T_c)$, representa o coeficiente de expansão volumétrica do fluido.

$$\Delta T = T_w - T_c$$

$D = e$, representa a dimensão característica no caso igual ao espaçamento entre a placa absorvedora e a cobertura.

ν representa a viscosidade cinemática do fluido.

Para a convecção forçada sobre a cobertura de vidro devido à velocidade do vento, tem-se a seguinte equação proposta por McAdams:

$$h_v = 5,7 + 3,8 V \quad (3.53)$$

onde:

h_v representa o coeficiente de transferência de calor devido ao vento.

V representa a velocidade do vento.

Portanto, conhecido o número de Nusselt e a velocidade do vento pode-se determinar os coeficientes de transferência de calor por convecção segundo as equações (3.52) e (3.53).

Finalmente, as propriedades do ar são consideradas variáveis conforme as seguintes relações utilizadas por Rankine e Charters [7], para coletores solares de placas planas.

$$\rho = 1,205 \times \frac{293,15}{T} \quad [\text{kg/m}^3]$$

$$C_p = 1006 + \frac{5}{80} (T - 293,15) \quad [\text{J/kg K}] \quad (3.54)$$

$$\mu = 1,81 \times 10^{-5} \left(\frac{293,15 + 117}{T + 117} \right) \left(\frac{T}{293,15} \right)^{1,5} \quad [\text{kg/ms}]$$

$$k = 2,41 \cdot 10^{-2} + 0,76 (T - 273,15) \cdot 10^{-4} \quad [\text{W/mK}]$$

As equações (3.50), (3.51), (3.52), (3.53) e (3.54) podem ser resolvidas simultaneamente resultando o coeficiente de perda de calor pelo topo em função da temperatura média da placa absorvedora, T_w , para cada temperatura ambiente, T_o , conforme mostram as Tabelas 3.1 e 3.2 e os Gráficos 3.1 e 3.2.

b. Coeficiente de Perda de Calor pelo Topo, U_t para o Coletor da Figura 3.2.

O procedimento para se determinar o coeficiente de perda de calor pelo topo para o coletor da Figura 3.2 é o mesmo que para o coletor da Figura 3.1. A diferença é que para o coletor da Figura 3.2 não existe a resistência R_1 e que o coeficiente de perda de calor pelo topo é representado pela seguinte equação:

$$U_t = h_v + h_{r_{C-S}} \quad (3.55)$$

Nota-se neste caso que U_t é função da temperatura média da cobertura, T_c , para cada temperatura ambiente, T_o , conforme mostram as Tabelas 3.3 e 3.4 e os Gráficos 3.3 e 3.4.

c. Parâmetro Adimensional de Perda pelo Topo, W_t

Nos itens a e b anteriores foram desenvolvidas as equações que estabelecem a dependência do coeficiente de perdas de calor pelo topo do coletor, U_t , com a temperatura da placa absorvedora, T_w , e com a temperatura da cobertura, T_c , respectivamente para os dois coletores solares representados pelas Figuras 3.1 e 3.2 e seus resultados foram apresentados nas Tabelas 3.1, 3.2, 3.3 e 3.4.

A dependência, $U_t = f(T_w) \big|_{T_o}$, para o coletor solar representado pela Figura 3.1 e a dependência, $U_t = f(T_c) \big|_{T_o}$, para o coletor solar representado pela Figura 3.2 podem ser parametrizadas utilizando a equação (3.16) para determinar o parâmetro adimensional de perda de calor pelo topo, W_t , e as equações (3.18) e (3.39) para determinar respectivamente as diferenças percentuais de temperaturas θ_w e θ_c para os dois tipos de

T_w	$T_o = 100^\circ\text{C}$				$T_o = 200^\circ\text{C}$				$T_o = 300^\circ\text{C}$				$T_o = 400^\circ\text{C}$			
	U_t	W_t	Θ_w	U_t	W_t	Θ_w	U_t	W_t	U_t	W_t	Θ_w	U_t	W_t	U_t	W_t	Θ_w
$^\circ\text{C}$	$\text{W/m}^2\text{ }^\circ\text{C}$	-	-	$\text{W/m}^2\text{ }^\circ\text{C}$	-	-	$\text{W/m}^2\text{ }^\circ\text{C}$	-	$\text{W/m}^2\text{ }^\circ\text{C}$	-	-	$\text{W/m}^2\text{ }^\circ\text{C}$	-	$\text{W/m}^2\text{ }^\circ\text{C}$	-	-
40	5,576	5,300	0,1060													
45	5,664	5,384	0,1236													
50	5,758	5,473	0,1413													
55	5,856	5,566	0,1589													
60	5,956	5,660	0,1766													
65	6,056	5,756	0,1942													
70	6,158	5,853	0,2119													
75	6,261	5,950	0,2296													
80	6,364	6,049	0,2472													
85	6,469	6,149	0,2649													
90	6,574	6,248	0,2825													
95	6,681	6,350	0,3002													
100	6,790	6,453	0,3179													
105	6,899	6,557	0,3355													
110	7,010	6,662	0,3532													

Tabela 3.1 - Valores de U_t , W_t e Θ_w para $\epsilon_{ci} = \epsilon_{cs} = 0,88$; $\epsilon_{ws} = 0,92$; $e = 0,032$ m; $\delta = 00^\circ$;

$V = 1,5$ m/s para coletor solar do tipo cobertura-placa absorvedora - placa externamente isolada - CASO A

T_w	$T_o = 10^{\circ}\text{C}$				$T_o = 20^{\circ}\text{C}$				$T_o = 30^{\circ}\text{C}$				$T_o = 40^{\circ}\text{C}$			
	U_t	W_t	θ_w		U_t	W_t	θ_w		U_t	W_t	θ_w		U_t	W_t	θ_w	
OC	$\text{W/m}^2\text{oC}$	-	-		$\text{W/m}^2\text{oC}$	-	-		$\text{W/m}^2\text{oC}$	-	-		$\text{W/m}^2\text{oC}$	-	-	
40	3,005	23,668	0,1060													
45	3,070	24,180	0,1236		3,013	21,381	0,0853									
50	3,131	24,657	0,1413		3,077	21,834	0,1023		2,999	19,247	0,0660					
55	3,188	25,103	0,158		3,138	22,268	0,1194		2,065	19,668	0,0825		2,927	17,042	0,0479	
60	3,241	25,523	0,1766		3,196	22,680	0,1364		3,129	20,083	0,0990		3,055	17,785	0,0639	
65	3,282	25,848	0,1942		3,238	22,978	0,1535		3,191	20,480	0,1155		3,158	18,383	0,0798	
70	3,331	26,235	0,2119		3,292	23,363	0,1706		3,250	20,857	0,1319		3,214	18,710	0,0958	
75	3,378	26,605	0,2296		3,344	23,728	0,1876		3,306	21,216	0,1484		3,271	19,042	0,1118	
80	3,417	26,908	0,2472		3,393	24,077	0,2047		3,360	21,559	0,1649		3,309	19,265	0,1277	
85	3,461	27,253	0,2649		3,432	24,358	0,2217		3,400	21,822	0,1814		3,366	19,596	0,1437	
90	3,498	27,545	0,2825		3,478	24,685	0,2388		3,451	22,144	0,1979		3,420	19,912	0,1597	
95	3,539	27,871	0,3002		3,523	25,000	0,2558		3,499	22,453	0,2144		3,472	20,215	0,1756	
100	3,575	28,153	0,3179		3,560	25,266	0,2729		3,545	22,751	0,2309		3,522	20,507	0,1916	
105	3,614	28,464	0,3355		3,602	25,566	0,2900		3,584	22,999	0,2474		3,571	20,788	0,2076	
110	3,649	28,738	0,3532		3,639	25,825	0,3070		3,628	23,282	0,2639		3,610	21,018	0,2235	

Tabela 3.2 - Valores de U_t , W_t e θ_w para $\epsilon_{ci} = \epsilon_{cs} = 0,88$; $\epsilon_{ws} = 0,10$; $e = 0,032$ m; $\delta = 0^{\circ}$;

$V = 1,5$ m/s para coletor solar do tipo cobertura-placa absorvedora-placa exterior
namente isolada - CASO A

T_c	$T_o = 100^\circ C$				$T_o = 200^\circ C$				$T_o = 300^\circ C$				$T_o = 400^\circ C$			
	U_t	W_t	θ_c		U_t	W_t	θ_c		U_t	W_t	θ_c		U_t	W_t	θ_c	
OC	W/m ² oC	-	-		W/m ² oC	-	-		W/m ² oC	-	-		W/m ² oC	-	-	
40	16,581	16,709	0,1060													
45	17,594	16,723	0,1236		18,278	15,655	0,0853									
50	17,642	16,768	0,1413		18,229	15,612	0,1023		19,154	14,834	0,0660					
55	17,715	16,837	0,1589		18,238	15,620	0,1194		18,982	14,701	0,0825		20,365	14,309	0,0479	
60	17,805	16,923	0,1766		18,285	15,660	0,1364		18,921	14,653	0,0990		19,928	14,002	0,0639	
65	17,909	17,021	0,1942		18,358	15,723	0,1535		18,924	14,656	0,1155		19,731	13,864	0,0798	
70	18,024	17,131	0,2119		18,452	15,803	0,1706		18,970	14,692	0,1319		19,658	13,812	0,0958	
75	18,148	17,249	0,2296		18,560	15,896	0,1876		19,045	14,750	0,1484		19,656	13,810	0,1118	
80	18,281	17,375	0,2472		18,680	15,999	0,2047		19,141	14,824	0,1649		19,699	13,841	0,1277	
85	18,421	17,508	0,2649		18,811	16,111	0,2217		19,253	14,911	0,1814		19,775	13,894	0,1437	
90	18,567	17,647	0,2825		18,950	16,230	0,2388		19,379	15,009	0,1979		19,873	13,964	0,1597	
95	18,719	17,792	0,3002		19,097	16,356	0,2558		19,516	15,114	0,2144		19,990	14,046	0,1756	
100	18,877	17,942	0,3179		19,251	16,488	0,2729		19,662	15,228	0,2309		20,121	14,138	0,1916	
105	19,041	18,097	0,3335		19,412	16,626	0,2900		19,816	15,347	0,2474		20,264	14,238	0,2076	
110	19,209	18,257	0,3532		19,578	16,768	0,3070		19,978	15,473	0,2639		20,417	14,346	0,2235	

Tabela 3.3 - Valores de U_t , W_t e θ_c para $\epsilon_{ci} = \epsilon_{cs} = 0,88$; $\epsilon_{ws} = 0,92$; $\delta = 0^\circ$; $V = 1,5$ m/s;

para coletor solar do tipo cobertura - placa absorvedora - CASO B

T _C	T _O = 100C			T _O = 200C			T _O = 300C			T _O = 400C		
	U _t	W _t	θ _C	U _t	W _t	θ _C	U _t	W _t	θ _C	U _t	W _t	θ _C
OC	W/m ² OC	-	-	W/m ² OC	-	-	W/m ² OC	-	-	W/m ² OC	-	-
40	17,581	138,453	0,1060									
45	17,594	138,562	0,1236	18,278	129,715	0,0853						
50	17,642	138,942	0,1413	18,229	129,362	0,1023	19,154	122,916	0,0660			
55	17,715	139,510	0,1589	18,238	129,427	0,1194	18,982	121,810	0,0825	20,365	118,563	0,0479
60	17,805	140,219	0,1766	18,285	129,761	0,1364	18,921	121,418	0,0990	19,928	116,016	0,0639
65	17,909	141,037	0,1942	18,358	130,283	0,1535	18,924	121,443	0,1155	19,731	114,875	0,0798
70	18,024	141,944	0,2119	18,452	130,944	0,1706	18,970	121,735	0,1319	19,658	114,446	0,0958
75	18,148	142,924	0,2296	18,560	131,712	0,1876	19,045	122,215	0,1484	19,656	114,433	0,1118
80	18,281	143,969	0,2472	18,680	132,567	0,2047	19,141	122,831	0,1649	19,699	114,687	0,1277
85	18,421	145,070	0,2649	18,811	133,494	0,2217	19,253	123,553	0,1814	19,775	115,126	0,1437
90	18,567	146,222	0,2825	18,950	134,483	0,2388	19,379	124,360	0,1979	19,873	115,701	0,1597
95	18,719	147,422	0,3002	19,097	135,527	0,2558	19,516	125,238	0,2144	19,990	116,381	0,1756
100	18,877	148,666	0,3179	19,251	136,621	0,2729	19,662	126,176	0,2309	20,121	117,144	0,1916
105	19,041	149,952	0,3355	19,412	137,759	0,2900	19,816	127,167	0,2474	20,264	117,976	0,2076
110	19,209	151,278	0,3532	19,578	138,941	0,3070	19,978	128,207	0,2639	20,417	118,867	0,2235

Tabela 3.4 - Valores de U_t, W_t e θ_C para ε_{ci} = ε_{cs} = 0,88; ε_{ws} = 0,10 ; δ = 0°; V = 1,5 m/s; para coletor solar do tipo cobertura - placa absorvedora - CASO B

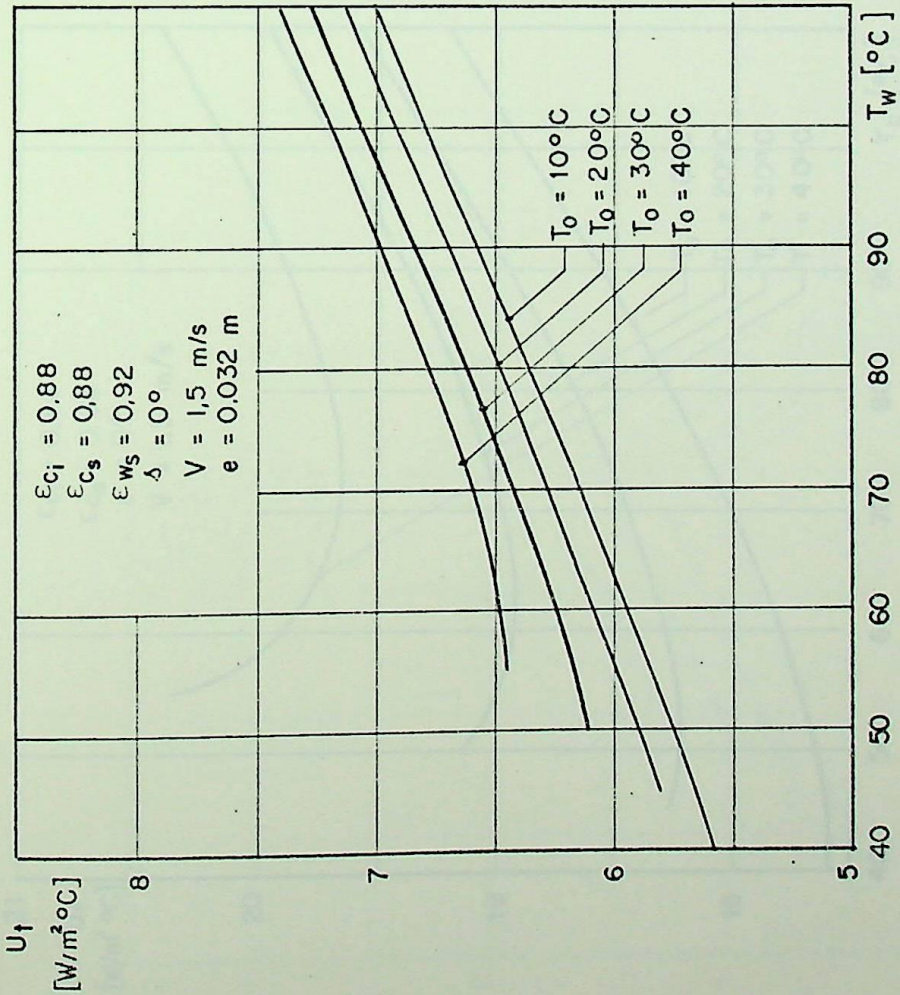


Gráfico 3.1 – U_t versus T_w conforme valores da Tabela 3.1 – CASO A

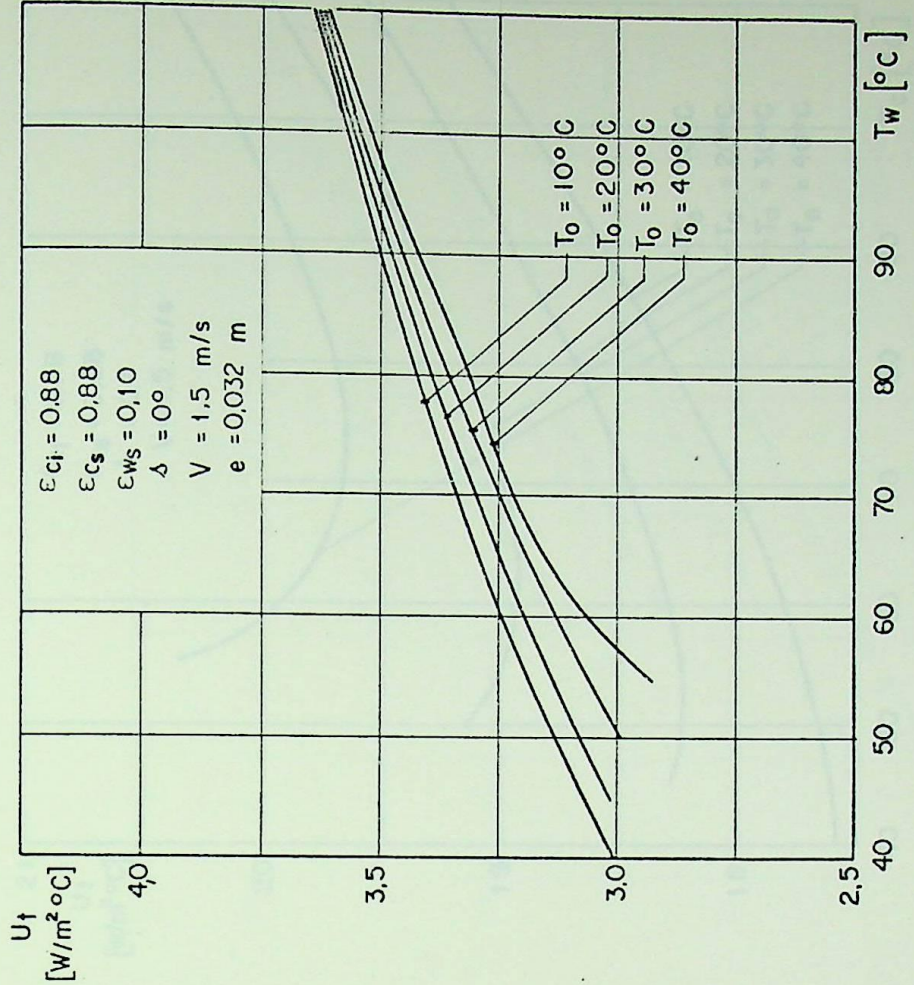


Gráfico 3.2 – U_t versus T_w conforme valores da Tabela 3.2 – CASO B

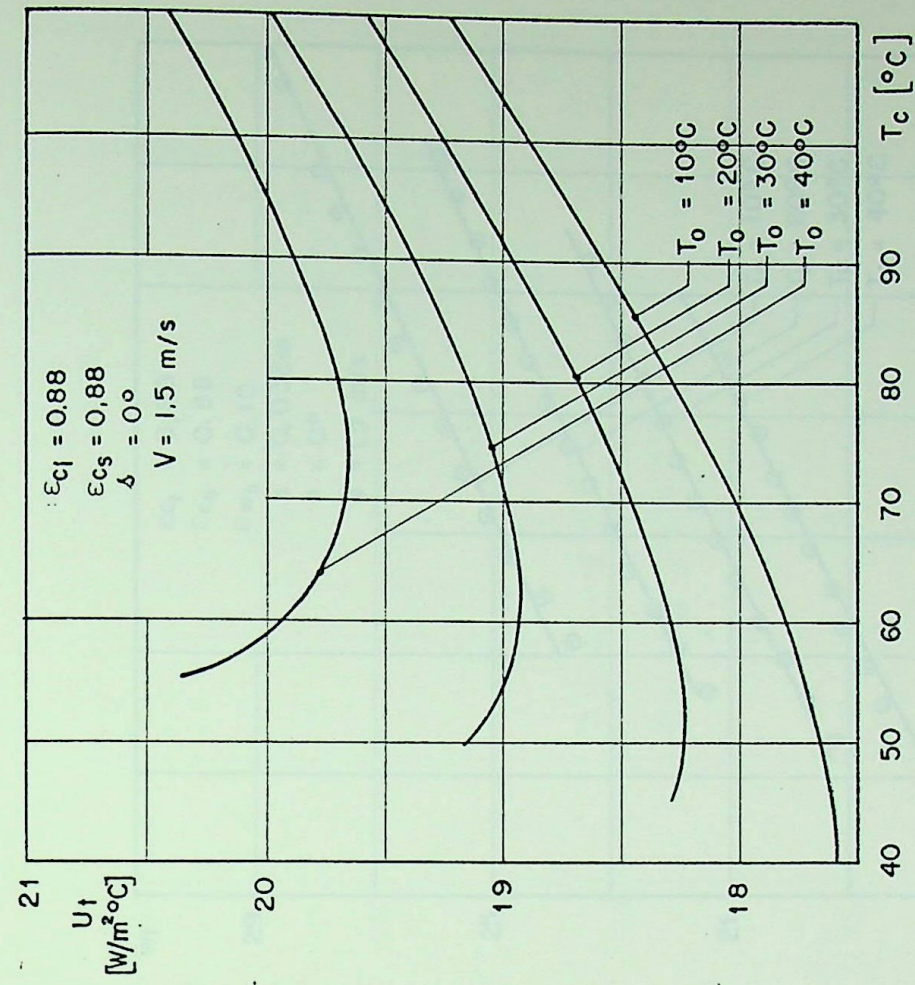


Gráfico 3.4 - U_t versus T_c conforme valores da Tabela 3.4 - CASO B

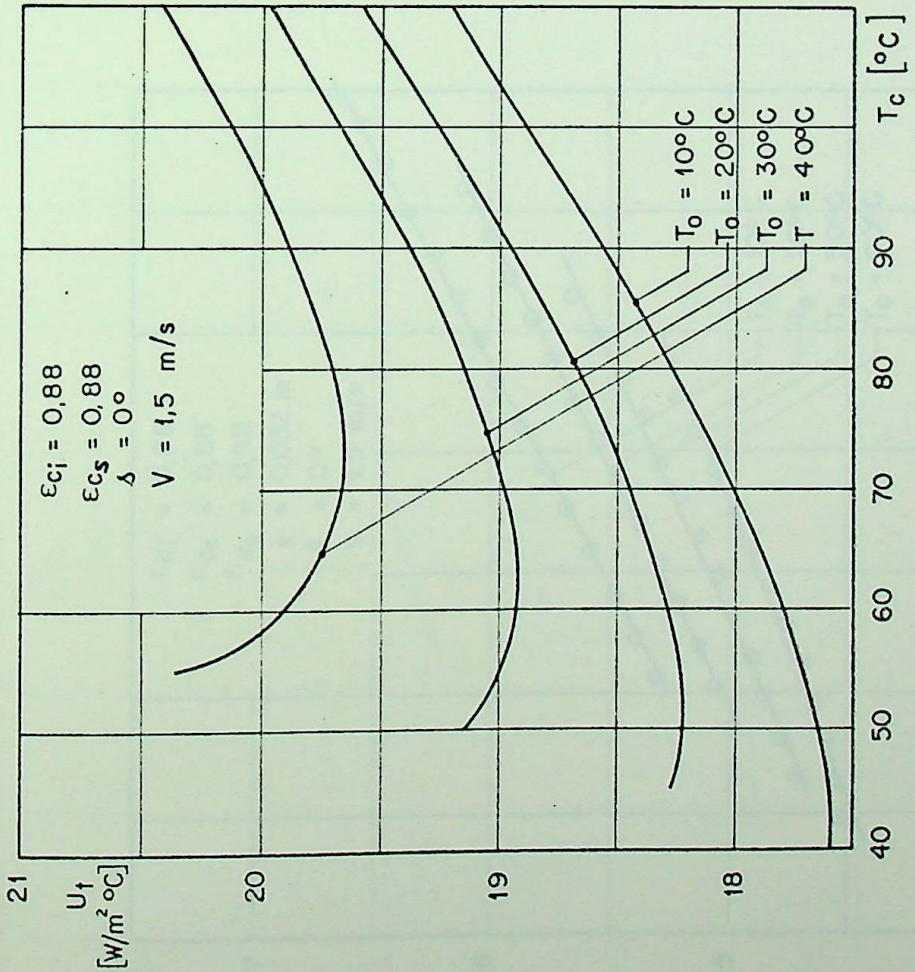


Gráfico 3.3 - U_t versus T_c conforme valores da Tabela 3.3 - CASO B

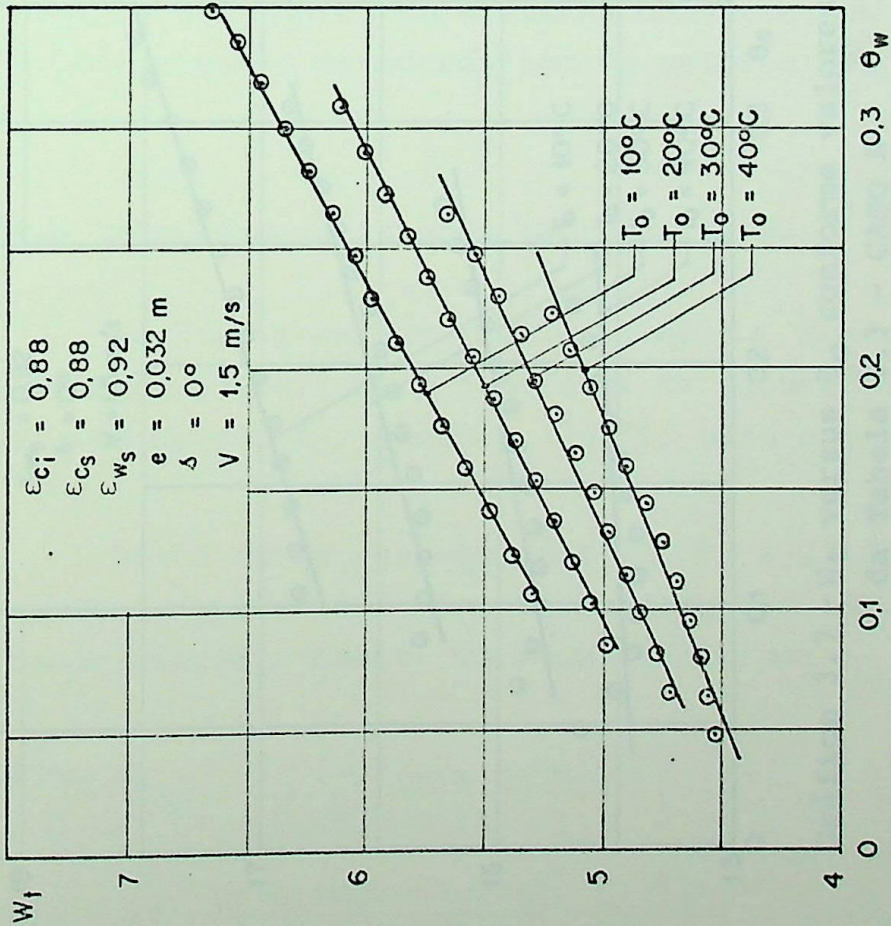


Gráfico 3.5 - W_t versus θ_w conforme valores da Tabela 3.1 - CASO A

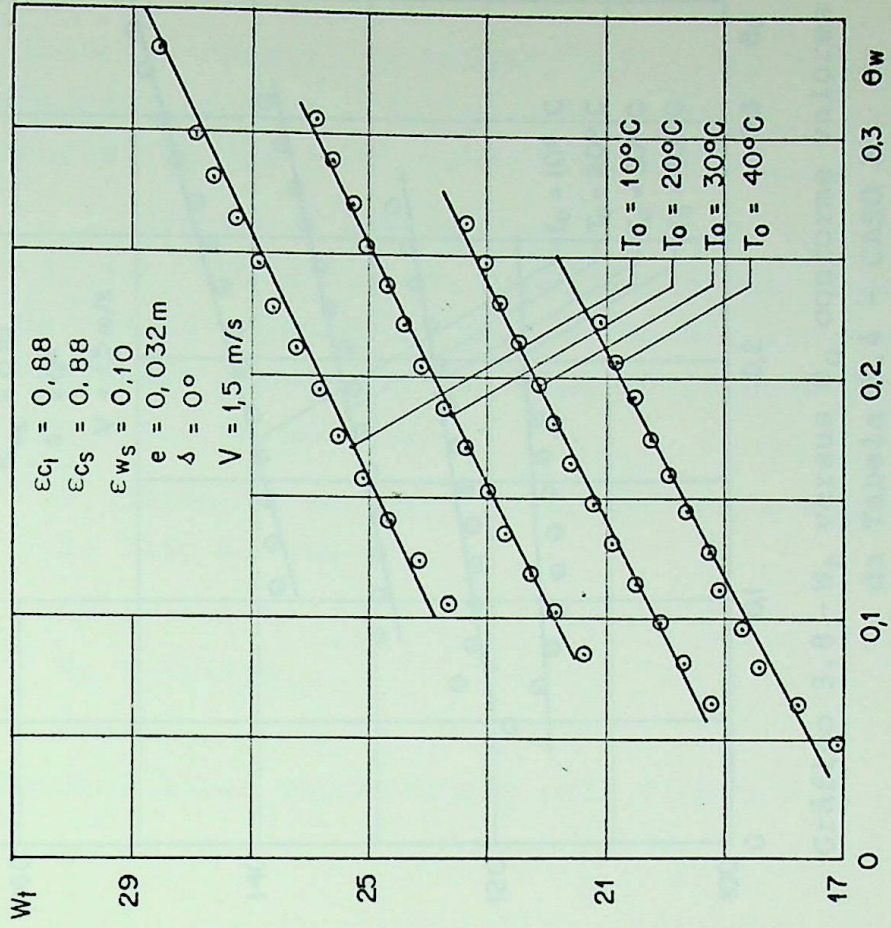


Gráfico 3.6 - W_t versus θ_w conforme valores da Tabela 3.2 - CASO A

○ Valores teóricos
— Reta aproximada

○ Valores teóricos
— Reta aproximada

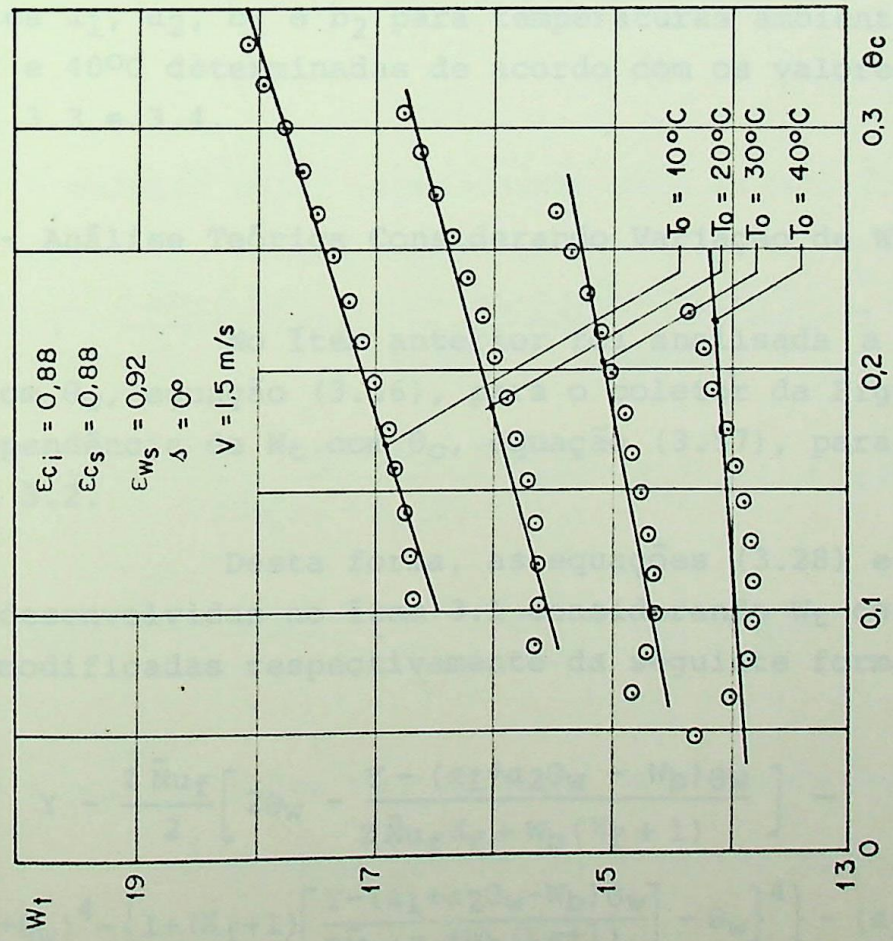


Gráfico 3.7 - W_t versus θ_c conforme valores da Tabela 3.3 - CASO B

○ Valores teóricos
_____ Reta aproximada

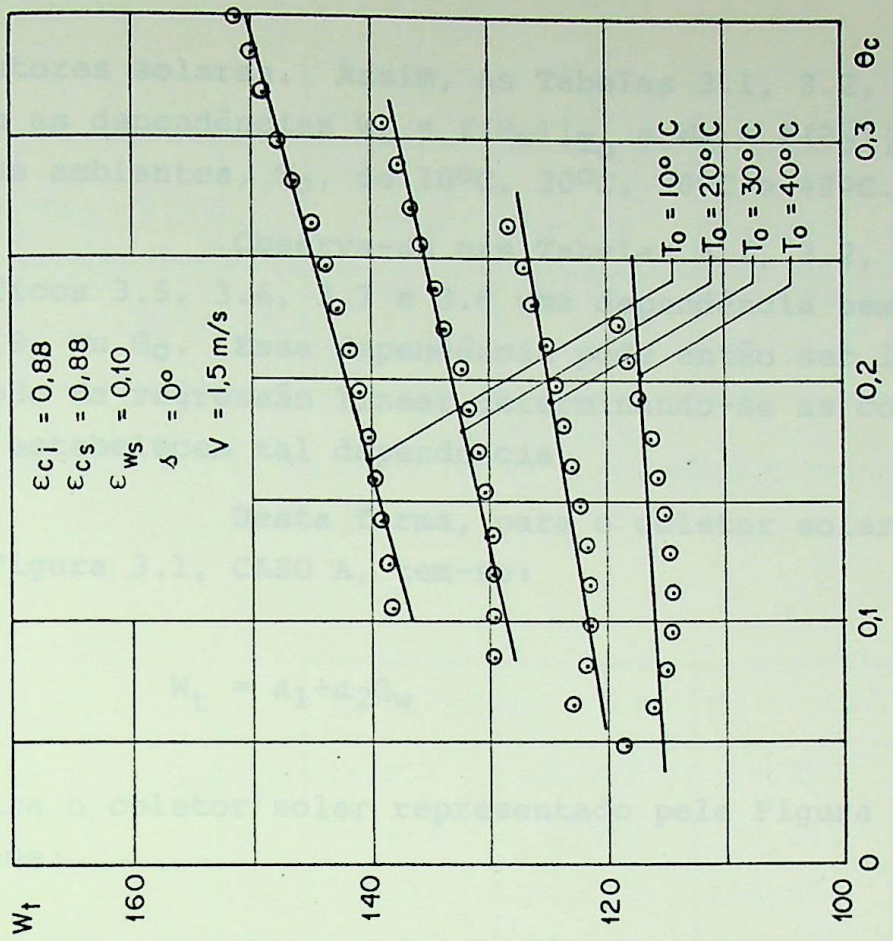


Gráfico 3.8 - W_t versus θ_c conforme valores da Tabela 3.4 - CASO B

○ Valores teóricos
_____ Reta aproximada

coletores solares. Assim, as Tabelas 3.1, 3.2, 3.3 e 3.4 mostram as dependências $W_t = f(\theta_w) |_{T_o}$ e $W_t = f(\theta_c) |_{T_o}$ para temperaturas ambientes, T_o , de 10°C, 20°C, 30°C e 40°C.

Observa-se nas Tabelas 3.1, 3.2, 3.3 e 3.4 e nos Gráficos 3.5, 3.6, 3.7 e 3.8 uma dependência bem linear de W_t com θ_w ou θ_c . Essa dependência pode então ser linearizada pelo método da regressão linear determinando-se as constantes da reta que estabelecem tal dependência.

Desta forma, para o coletor solar representado pela Figura 3.1, CASO A, tem-se:

$$W_t = a_1 + a_2 \theta_w \quad (3.56)$$

e para o coletor solar representado pela Figura 3.2, CASO B, tem-se:

$$W_t = b_1 + b_2 \theta_c \quad (3.57)$$

As Tabelas 3.5 e 3.6 mostram os valores das constantes a_1 , a_2 , b_1 e b_2 para temperaturas ambientes de 10°C, 20°C, 30°C e 40°C determinadas de acordo com os valores das Tabelas 3.1, 3.2, 3.3 e 3.4.

3.3 - Análise Teórica Considerando Variação de W_t

No item anterior foi analisada a dependência de W_t com θ_w , equação (3.56), para o coletor da Figura 3.1 e também a dependência de W_t com θ_c , equação (3.57), para o coletor da Figura 3.2.

Desta forma, as equações (3.28) e (3.44) que foram desenvolvidas no item 3.1 considerando W_t constante podem ser modificadas respectivamente da seguinte forma:

$$Y - \frac{Z \bar{Nu}_f}{2} \left[2\theta_w - \frac{Y - (a_1 + a_2 \theta_w - W_b) \theta_w}{Z \bar{Nu}_f X_f + W_b (X_f + 1)} \right] -$$

$$R \left\{ (1 + \theta_w)^4 - \left\{ 1 + (X_f + 1) \left[\frac{Y - (a_1 + a_2 \theta_w - W_b) \theta_w}{Z \bar{Nu}_f X_f + W_b (X_f + 1)} \right] - \theta_w \right\}^4 \right\} - (a_1 + a_2 \theta_w) \theta_w = 0$$

		$T_O = 10^\circ\text{C}$	$T_O = 20^\circ\text{C}$	$T_O = 30^\circ\text{C}$	$T_O = 40^\circ\text{C}$
$\epsilon_{WS} = 0,92$	a_1	4,691	4,508	4,372	4,271
	a_2	5,532	5,166	4,680	4,059
$\epsilon_{WS} = 0,10$	a_1	21,892	19,887	18,096	16,499
	a_2	19,272	19,868	20,203	21,045

Tabela 3.5 - Valores de a_1 e a_2 para o coletor solar da Figura 3.1 - CASO A

		$T_O = 10^\circ\text{C}$	$T_O = 20^\circ\text{C}$	$T_O = 30^\circ\text{C}$	$T_O = 40^\circ\text{C}$
$\epsilon_{WS} = 0,92$	b_1	15,839	14,981	14,304	13,840
	b_2	6,504	5,395	3,843	1,343
$\epsilon_{WS} = 0,10$	b_1	131,238	124,132	118,524	114,675
	b_2	53,897	44,701	31,837	11,122

Tabela 3.6 - Valores de b_1 e b_2 para o coletor solar da Figura 3.2 - CASO B

para o coletor solar representado pela Figura 3.1, CASO A, e

$$\begin{aligned}
 Y - \frac{Z \bar{Nu}_f}{2} \left\{ (2X_f + 1) \left[\frac{Y - (a_1 + a_2 \theta_c - W_b) \theta_c}{Z \bar{Nu}_f X_f + W_b (X_f + 1)} \right] - 2 \theta_c \right\} + \\
 - \left\{ \left\{ 1 + (X_f + 1) \left[\frac{Y - (a_1 + a_2 \theta_c - W_b) \theta_c}{Z \bar{Nu}_f X_f + W_b (X_f + 1)} \right] - \theta_c \right\}^4 - (1 + \theta_c)^4 \right\} + \\
 - W_b \left\{ (X_f + 1) \left[\frac{Y - (a_1 + a_2 \theta_c - W_b) \theta_c}{Z \bar{Nu}_f X_f + W_b (X_f + 1)} \right] - \theta_c \right\} = 0 \quad (3.59)
 \end{aligned}$$

para o coletor solar representado pela Figura 3.2, CASO B.

As equações (3.58) e (3.59) s3o podem ser resolvi

das numericamente. Fixa-se a temperatura ambiente, T_o , e em consequência determina-se as constantes a_1 e a_2 para o coletor solar da Figura 3.1 e, b_1 e b_2 para o coletor solar da Figura 3.2, conforme as Tabelas 3.5 e 3.6. Com a temperatura ambiente fixada e, geometria e materiais do coletor fixados pode-se fixar os parâmetros Y , Z e W_b de acordo com as equações (3.14), (3.15) e (3.17). Assim, determina-se segundo as equações (3.58) e (3.59) os valores de θ_w e θ_c respectivamente, visto que se conhece a dependência de $\bar{Nu}_f$ com Gz para cada valor fixo do parâmetro adimensional de convecção, X_f .

Conhecida a dependência de W_t com θ_w a equação (3.26) torna-se:

$$\theta_{b,e} = \frac{Y - (a_1 + a_2 \theta_w - W_b) \theta_w}{Z \bar{Nu}_f X_f + W_b (X_f + 1)} \quad (3.60)$$

para o coletor solar representado pela Figura 3.1, e conhecida a dependência de W_t com θ_c a equação (3.42) torna-se:

$$\theta_{b,e} = \frac{Y - (b_1 - b_2 \theta_c - W_b) \theta_c}{Z \bar{Nu}_f X_f + W_b (X_f + 1)} \quad (3.61)$$

para o coletor solar representado pela Figura 3.2.

Utilizando as equações (3.13), (3.25) e (3.60) podo-se representar o calor útil cedido ao ar na seguinte forma adimensional:

$$QU = Z \bar{Nu}_f (\theta_w + \theta_r - \theta_{b,e}) \quad (3.62)$$

para o coletor solar representado pela Figura 3.1.

Utilizando as equações (3.38), (3.41) e (3.61) pode-se representar o calor útil cedido ao ar na seguinte forma adimensional:

$$QU = Z \bar{Nu}_f (\theta_w + \theta_c - \theta_{b,e}) \quad (3.63)$$

para o coletor solar representado pela Figura 3.2.

No balanço de energia no ar em escoamento, equação (3.1), para o coletor solar representado pela Figura 3.1, e equação (3.29) para o coletor solar representado pela Figura 3.2, observa-se que o calor útil cedido ao ar é representado por duas parcelas. Uma parcela é transferida da placa absorvedora e a outra da placa externamente isolada, por convecção, ao ar em escoamento, para o coletor representado pela Figura 3.1. Para o coletor representado pela Figura 3.2, uma parcela é transferida da placa absorvedora e a outra da cobertura, por convecção, ao ar em escoamento.

Na forma adimensional essas parcelas são representadas pelas seguintes equações em termos percentuais:

$$Q_{UW} = \frac{Z \bar{Nu}_f (2\theta_w - \theta_{b,e})}{2QU} \quad (3.64.a)$$

e

$$Q_{UR} = \frac{Z \bar{Nu}_f (2\theta_r - \theta_{b,e})}{2QU} \quad (3.64.b)$$

para o coletor representado pela Figura 3.1.

$$Q_{UW} = \frac{Z \bar{Nu}_f (2\theta_w - \theta_{b,e})}{2QU} \quad (3.65.a)$$

e

$$Q_{UC} = \frac{Z \bar{Nu}_f (2\theta_c - \theta_{b,e})}{2QU} \quad (3.65.b)$$

para o coletor representado pela Figura 3.2.

A eficiência do coletor solar representada pela equação

$$\eta = \frac{q_u}{H} \quad (3.66)$$

pode ser representada na forma de parâmetros adimensionais nas seguintes formas utilizando as equações (3.13) e (3.38):

$$\frac{\eta}{(\tau\alpha)_e} = \frac{Z \bar{Nu}_f (\theta_w + \theta_r - \theta_{b,e})}{Y} \quad (3.67)$$

ou

$$\frac{\eta}{(\tau\alpha)_e} = \frac{Y - (a_1 + a_2\theta_w)\theta_w - W_b\theta_r}{Y} \quad (3.68)$$

para o coletor solar representado pela Figura 3.1.

$$\frac{\eta}{(\tau\alpha)_e} = \frac{Z\bar{N}u_f (\theta_w + \theta_c - \theta_{b,e})}{Y} \quad (3.69)$$

ou

$$\frac{\eta}{(\tau\alpha)_e} = \frac{Y - (b_1 + b_2\theta_c)\theta_c - W_b\theta_w}{Y} \quad (3.70)$$

para o coletor solar representado pela Figura 3.2.

3.4 - Resultados Teóricos

Com as equações estabelecidas anteriormente pode-se determinar a eficiência térmica dos coletores solares em função do parâmetro X_f bem como outras grandezas envolvidas. Assim, fixados os materiais, geometria e radiação solar incidente no coletor pode-se determinar os valores das Tabelas 3.7 e 3.8.

Então, para cada temperatura ambiente, T_o , fixada e para cada conjunto de emissividades, geometria e radiação solar fixado, tem-se as Tabelas 3.7 e 3.8, onde os valores de a_1 a_2 foram retirados da Tabela 3.5 e os valores de b_1 e b_2 foram retirados da Tabela 3.6.

3.5 - Outras Formas de Representação da Eficiência de Coletores Solares.

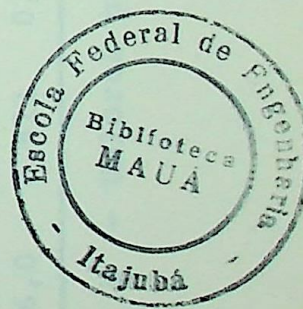
Para efeito de comparação entre a análise proposta neste trabalho e a análise encontrada na literatura com os resultados experimentais realizados com um tipo de coletor solar conforme a Figura 3.1, CASO A, foram desenvolvidas no APÊNDICE C as equações que possibilitam determinar a eficiência de coletores solares em função do fator de eficiência do coletor, F' .

	T_o [°C]	ϵ_{cs}	ϵ_{ci}	ϵ_{ws}	ϵ_{wi}	ϵ_{rs}	Y	Z	a_1	a_2	w_b
CASO A1	10	0,88	0,88	0,92	0,92	0,92	2,224	0,527	4,691	5,532	0,855
CASO A2	10	0,88	0,88	0,92	0,10	0,10	2,224	0,527	4,691	5,532	0,855
CASO A3	10	0,88	0,88	0,10	0,92	0,92	18,430	4,363	21,892	19,272	7,088
CASO A4	10	0,88	0,88	0,10	0,10	0,10	18,430	4,363	21,892	19,272	7,088
CASO A1	20	0,88	0,88	0,92	0,92	0,92	1,936	0,474	4,508	5,166	0,771
CASO A2	20	0,88	0,88	0,92	0,10	0,10	1,936	0,474	4,508	5,166	0,771
CASO A3	20	0,88	0,88	0,10	0,92	0,92	16,041	3,932	19,887	19,868	6,387
CASO A4	20	0,88	0,88	0,10	0,10	0,10	16,041	3,932	19,887	19,868	6,387
CASO A1	30	0,88	0,88	0,92	0,92	0,92	1,693	0,429	4,372	4,680	0,697
CASO A2	30	0,88	0,88	0,92	0,10	0,10	1,693	0,429	4,372	4,680	0,697
CASO A3	30	0,88	0,88	0,10	0,92	0,92	14,027	3,555	18,096	20,203	5,776
CASO A4	30	0,88	0,88	0,10	0,10	0,10	14,027	3,555	18,096	20,203	5,776
CASO A1	40	0,88	0,88	0,92	0,92	0,92	1,487	0,389	4,271	4,059	0,632
CASO A2	40	0,88	0,88	0,92	0,10	0,10	1,487	0,389	4,271	4,059	0,632
CASO A3	40	0,88	0,88	0,10	0,92	0,92	12,319	3,225	16,499	21,045	5,240
CASO A4	40	0,88	0,88	0,10	0,10	0,10	12,319	3,225	16,499	21,045	5,240

Tabela 3.7 - Valores para o coletor solar representado pela Figura 3.1, com $H=880[W/m^2]$, $(\tau\alpha)_e=0,753$, $k=0,027[W/m^2C]$, $D_h=0,050[m]$ e temperaturas do ambiente, T_o , de 10°C, 20°C, 30°C e 40°C.

	T_o [°C]	ϵ_{cs}	ϵ_{ci}	ϵ_{ws}	Y	Z	b_1	b_2	W_b
CASO B1	10	0,88	0,88	0,92	2,224	0,527	15,839	6,504	0,855
CASO B2	10	0,88	0,88	0,10	18,430	4,363	131,238	53,897	7,088
CASO B1	20	0,88	0,88	0,92	1,936	0,474	14,981	5,395	0,771
CASO B2	20	0,88	0,88	0,10	16,041	3,932	124,132	44,701	6,387
CASO B1	30	0,88	0,88	0,92	1,697	0,429	14,304	3,843	0,697
CASO B2	30	0,88	0,88	0,10	14,027	3,555	118,524	31,837	5,776
CASO B1	40	0,88	0,88	0,92	1,487	0,389	13,840	1,343	0,632
CASO B2	40	0,88	0,88	0,92	12,319	3,225	114,675	11,122	5,240

Tabela 3.8 - Valores para o coletor solar representado pela Figura 3.2, com $H = 880$ [W/m²], $(\tau\alpha)_e = 0,753$, $k_r = 0,027$ [W/m°C], $D_h = 0,05$ [m] e temperaturas do ar ambiente de 10°C, 20°C, 30°C e 40°C.



Parâmetros: $T_o' = 100^{\circ}\text{C}$; $Y = 2,224$; $Z = 0,527$; $a_1 = 4,691$; $a_2 = 5,532$; $W_b = 0,855$

$\epsilon_{CS} = 0,88$; $\epsilon_{C1} = 0,88$; $\epsilon_{WS} = 0,92$; $\epsilon_{W1} = 0,92$; $\epsilon_{rs} = 0,92$; $Pr = 0,705$; $Dh = 0,05$; $L = 1,25$; $(\tau\alpha)_e = 0,753$

X_f	Gz	Re	$\bar{Nu}_f$	θ_w	θ_f	$\theta_{b,e}$	QU	QUW	QUR	η
1,00	10,1	357,5	5,040	0,2445	0,1932	0,2188	0,5813	0,6173	0,3827	0,1968
1,20	12,9	457,4	5,374	0,2368	0,1823	0,1905	0,6473	0,6193	0,3807	0,2192
1,40	15,8	560,5	5,645	0,2305	0,1734	0,1683	0,7008	0,6212	0,3788	0,2373
1,60	18,8	667,9	5,886	0,2251	0,1658	0,1503	0,7461	0,6233	0,3767	0,2526
1,80	22,0	780,5	6,114	0,2203	0,1591	0,1355	0,7859	0,6256	0,3744	0,2661
2,00	25,3	898,0	6,331	0,2161	0,1531	0,1231	0,8212	0,6279	0,3721	0,2780
2,20	28,8	1020,8	6,543	0,2122	0,1477	0,1125	0,8532	0,6303	0,3697	0,2889
2,40	32,4	1149,1	6,751	0,2086	0,1428	0,1034	0,8825	0,6327	0,3673	0,2988
2,60	36,2	1283,2	6,959	0,2053	0,1382	0,0954	0,9098	0,6352	0,3648	0,3080
2,80	40,1	1423,0	7,166	0,2021	0,1339	0,0884	0,9352	0,6377	0,3623	0,3166
3,00	44,2	1568,6	7,372	0,1992	0,1300	0,0823	0,9591	0,6402	0,3598	0,3247
3,20	48,5	1720,2	7,580	0,1964	0,1262	0,0768	0,9816	0,6428	0,3572	0,3324
3,40	52,9	1877,5	7,786	0,1937	0,1226	0,0719	1,0030	0,6453	0,3547	0,3396
3,60	57,6	2041,1	7,994	0,1911	0,1193	0,0675	1,0234	0,6479	0,3521	0,3465
3,80	62,3	2210,8	8,203	0,1887	0,1160	0,0635	1,0428	0,6505	0,3495	0,3531
4,00	67,3	2386,0	8,411	0,1863	0,1130	0,0599	1,0614	0,6531	0,3469	0,3594

Tabela 3.9.a - Valores para o coletor solar da Figura 3.1 - CASO A1 - $T_o = 10^{\circ}\text{C}$

Parâmetros: $T_o = 100^{\circ}\text{C}$; $Y = 2,224$; $Z = 0,527$; $a_1 = 4,691$; $a_2 = 5,532$; $W_b = 0,855$

$\epsilon_{cs} = 0,88$; $\epsilon_{cl} = 0,88$; $\epsilon_{ws} = 0,92$; $\epsilon_{wl} = 0,10$; $\epsilon_{rs} = 0,10$; $Pr = 0,705$; $Dh = 0,05$; $L = 1,25$; $(\tau\alpha)_e = 0,753$

X_f	Gz	Re	$\bar{N}_{uf}$	Θ_w	Θ_r	$\Theta_{b,e}$	QU	QUW	QUR	n
1,00	10,1	357,5	5,040	0,2699	0,0899	0,1799	0,4779	1,0005	-0,0005	0,1618
1,20	12,9	457,4	5,374	0,2638	0,0809	0,1567	0,5325	0,9865	0,0135	0,1803
1,40	15,8	560,5	5,645	0,2588	0,0737	0,1385	0,5768	0,9773	0,0227	0,1953
1,60	18,8	667,9	5,886	0,2544	0,0677	0,1239	0,6148	0,9710	0,0290	0,2082
1,80	22,0	780,5	6,114	0,2505	0,0627	0,1118	0,6485	0,9665	0,0335	0,2196
2,00	25,3	898,0	6,331	0,2469	0,0584	0,1017	0,6789	0,9632	0,0368	0,2299
2,20	28,8	1020,8	6,543	0,2435	0,0546	0,0932	0,7067	0,9609	0,0391	0,2393
2,40	32,4	1149,1	6,751	0,2404	0,0513	0,0858	0,7326	0,9592	0,0408	0,2480
2,60	36,2	1283,2	6,959	0,2374	0,0484	0,0794	0,7570	0,9580	0,0420	0,2563
2,80	40,1	1423,0	7,166	0,2346	0,0457	0,0738	0,7800	0,9571	0,0429	0,2641
3,00	44,2	1568,6	7,372	0,2318	0,0434	0,0688	0,8020	0,9565	0,0435	0,2715
3,20	48,5	1720,2	7,580	0,2292	0,0412	0,0644	0,8230	0,9562	0,0438	0,2786
3,40	52,9	1877,5	7,786	0,2266	0,0393	0,0604	0,8431	0,9560	0,0440	0,2854
3,60	57,6	2041,1	7,994	0,2242	0,0375	0,0569	0,8625	0,9560	0,0440	0,2920
3,80	62,3	2210,8	8,203	0,2217	0,0358	0,0536	0,8813	0,9560	0,0440	0,2984
4,00	67,3	2386,0	8,411	0,2194	0,0342	0,0507	0,8994	0,9562	0,0438	0,3045

Tabela 3.9.b - Valores para o coletor solar da Figura 3.1 - CASO A2 - $T_o = 100^{\circ}\text{C}$

Parâmetros: $T_o = 10^{\circ}\text{C}$; $Y = 18,430$; $Z = 4,363$; $a_1 = 21,892$; $a_2 = 19,272$; $w_b = 7,088$

$\epsilon_{cs} = 0,88$; $\epsilon_{cl} = 0,88$; $\epsilon_{ws} = 0,10$; $\epsilon_{wl} = 0,92$; $\epsilon_{rs} = 0,92$; $Pr = 0,705$; $Dh = 0,05$; $L = 1,25$; $(\tau\alpha)_e = 0,753$

X_f	Gz	Re	$\bar{Nu}_f$	Θ_w	Θ_r	$\Theta_{b,e}$	QU	QUW	QUR	η
1,00	10,1	357,5	5,040	0,3395	0,2788	0,3092	6,7990	0,5982	0,4018	0,2778
1,20	12,9	457,4	5,374	0,3242	0,2596	0,2654	7,4667	0,6015	0,3985	0,3051
1,40	15,8	560,5	5,645	0,3120	0,2442	0,2318	7,9915	0,6045	0,3955	0,3265
1,60	18,8	667,9	5,886	0,3018	0,2314	0,2051	8,4268	0,6074	0,3926	0,3443
1,80	22,0	780,5	6,114	0,2930	0,2202	0,1833	8,8006	0,6103	0,3897	0,3596
2,00	25,3	898,0	6,331	0,2852	0,2104	0,1652	9,1269	0,6131	0,3869	0,3729
2,20	28,8	1020,8	6,543	0,2782	0,2017	0,1500	9,4179	0,6160	0,3840	0,3848
2,40	32,4	1149,1	6,751	0,2719	0,1937	0,1369	9,6805	0,6189	0,3811	0,3955
2,60	36,2	1283,2	6,959	0,2660	0,1864	0,1257	9,9211	0,6218	0,3782	0,4053
2,80	40,1	1423,0	7,166	0,2606	0,1797	0,1159	10,1427	0,6247	0,3753	0,4144
3,00	44,2	1568,6	7,372	0,2555	0,1734	0,1072	10,3485	0,6276	0,3724	0,4228
3,20	48,5	1720,2	7,580	0,2508	0,1676	0,0996	10,5408	0,6304	0,3696	0,4307
3,40	52,9	1877,5	7,786	0,2463	0,1621	0,0928	10,7206	0,6333	0,3667	0,4380
3,60	57,6	2041,1	7,994	0,2420	0,1570	0,0867	10,8907	0,6362	0,3638	0,4450
3,80	62,3	2210,8	8,203	0,2380	0,1521	0,0813	11,0515	0,6390	0,3610	0,4515
4,00	67,3	2386,0	8,411	0,2341	0,1475	0,0763	11,2031	0,6418	0,3582	0,4577

Tabela 3.9.c - Valores para o coletor solar da Figura 3.1 - CASO A3 - $T_o = 10^{\circ}\text{C}$

Parâmetros: $T_o = 100^\circ\text{C}$; $Y = 18,430$; $Z = 4,363$; $a_1 = 21,892$; $a_2 = 19,272$; $W_b = 7,088$
 $\epsilon_{cs} = 0,88$; $\epsilon_{ci} = 0,88$; $\epsilon_{ws} = 0,10$; $\epsilon_{wi} = 0,10$; $\epsilon_{rs} = 0,10$; $Pr = 0,705$; $Dh = 0,05$; $L = 1,25$; $(\tau\alpha)_e = 0,753$

X_f	Gz	Re	$\bar{Nu}_f$	θ_w	θ_r	$\theta_{b,e}$	QU	QUW	QUR	η
1,00	10,1	357,5	5,040	0,3933	0,1389	0,2661	5,8524	0,9780	0,0220	0,2391
1,20	12,9	457,4	5,374	0,3803	0,1235	0,2290	6,4431	0,9672	0,0328	0,2632
1,40	15,8	560,5	5,645	0,3697	0,1114	0,2005	6,9118	0,9603	0,0397	0,2824
1,60	18,8	667,9	5,886	0,3607	0,1015	0,1778	7,3055	0,9556	0,0444	0,2985
1,80	22,0	780,5	6,114	0,3528	0,0933	0,1593	7,6484	0,9525	0,0475	0,3125
2,00	25,3	898,0	6,331	0,3456	0,0863	0,1439	7,9518	0,9504	0,0496	0,3249
2,20	28,8	1020,8	6,543	0,3390	0,0802	0,1310	8,2264	0,9490	0,0510	0,3361
2,40	32,4	1149,1	6,751	0,3328	0,0749	0,1199	8,4777	0,9481	0,0519	0,3464
2,60	36,2	1283,2	6,959	0,3270	0,0702	0,1104	8,7112	0,9476	0,0524	0,3559
2,80	40,1	1423,0	7,166	0,3216	0,0660	0,1020	8,9292	0,9473	0,0527	0,3648
3,00	44,2	1568,6	7,372	0,3163	0,0623	0,0947	9,1343	0,9473	0,0527	0,3732
3,20	48,5	1720,2	7,580	0,3114	0,0589	0,0882	9,3283	0,9475	0,0525	0,3811
3,40	52,9	1877,5	7,786	0,3066	0,0558	0,0824	9,5118	0,9478	0,0522	0,3886
3,60	57,6	2041,1	7,994	0,3019	0,0530	0,0772	9,6875	0,9482	0,0518	0,3958
3,80	62,3	2210,8	8,203	0,2975	0,0504	0,0725	9,8554	0,9487	0,0513	0,4027
4,00	67,3	2386,0	8,411	0,2932	0,0480	0,0682	10,0152	0,9492	0,0508	0,4092

Tabela 3.9.d - Valores para o coletor solar da Figura 3.1 - CASO A4 - $T_o = 100^\circ\text{C}$

Parâmetros: $T_o = 10^{\circ}\text{C}$; $Y = 2,224$; $Z = 0,527$; $b_1 = 15,839$; $b_2 = 6,504$; $w_b = 0,855$
 $\epsilon_{cs} = 0,88$; $\epsilon_{cl} = 0,88$; $\epsilon_{ws}=0,92$; $Pr = 0,705$; $Dh = 0,05$; $L = 1,25$; $(\tau\alpha)_e = 0,753$

X_f	Gz	Re	$\bar{Nu}_f$	θ_w	θ_c	$\theta_{b,e}$	QU	QUW	QUC	η
1,00	10,1	357,5	5,040	0,2980	0,0887	0,1934	0,5136	1,0414	-0,0414	0,1739
1,20	12,9	457,4	5,374	0,2911	0,0850	0,1710	0,5811	1,0022	-0,0022	0,1968
1,40	15,8	560,5	5,645	0,2853	0,0820	0,1531	0,6375	0,9745	0,0255	0,2158
1,60	18,8	667,9	5,886	0,2803	0,0794	0,1383	0,6865	0,9539	0,0461	0,2324
1,80	22,0	780,5	6,114	0,2757	0,0770	0,1259	0,7305	0,9382	0,0618	0,2473
2,00	25,3	898,0	6,331	0,2715	0,0748	0,1154	0,7702	0,9259	0,0741	0,2608
2,20	28,8	1020,8	6,543	0,2675	0,0729	0,1064	0,8068	0,9159	0,0841	0,2732
2,40	32,4	1149,1	6,751	0,2638	0,0710	0,0985	0,8408	0,9078	0,0922	0,2847
2,60	36,2	1283,2	6,959	0,2602	0,0693	0,0915	0,8728	0,9012	0,0988	0,2955
2,80	40,1	1423,0	7,166	0,2568	0,0677	0,0854	0,9029	0,8956	0,1044	0,3057
3,00	44,2	1568,6	7,372	0,2535	0,0661	0,0799	0,9315	0,8909	0,1091	0,3154
3,20	48,5	1720,2	7,580	0,2504	0,0646	0,0750	0,9588	0,8869	0,1131	0,3246
3,40	52,9	1877,5	7,786	0,2473	0,0632	0,0706	0,9847	0,8835	0,1165	0,3334
3,60	57,6	2041,1	7,994	0,2443	0,0619	0,0666	1,0097	0,8806	0,1194	0,3419
3,80	62,3	2210,8	8,203	0,2414	0,0606	0,0629	1,0337	0,8781	0,1219	0,3500
4,00	67,3	2386,0	8,411	0,2386	0,0594	0,0596	1,0567	0,8760	0,1240	0,3578

Tabela 3.9.e - Valores para o coletor solar da Figura 3.2 - CASO B1 - $T_o = 10^{\circ}\text{C}$

Parâmetros: $T_{O^*} = 100^{\circ}\text{C}$; $Y = 18,430$; $Z = 4,363$; $b_1 = 131,238$; $b_2 = 53,897$; $W_b = 7,088$

$\epsilon_{cs} = 0,88$; $\epsilon_{cl} = 0,88$; $\epsilon_{ws} = 0,10$; $Pr = 0,705$; $Dh = 0,05$; $L = 1,25$; $(\tau\alpha)_e = 0,753$

X_f	Gz	Re	$\bar{Nu}_f$	θ_w	θ_c	$\theta_{b,e}$	QU	QUW	QUC	η
1,00	10,1	357,5	5,040	0,5815	0,0545	0,3180	6,9928	1,3285	-0,3285	0,2857
1,20	12,9	457,4	5,374	0,5569	0,0502	0,2759	7,7643	1,2652	-0,2652	0,3172
1,40	15,8	560,5	5,645	0,5373	0,0466	0,2433	8,3884	1,2203	-0,2203	0,3427
1,60	18,8	667,9	5,886	0,5205	0,0436	0,2170	8,9154	1,1869	-0,1869	0,3643
1,80	22,0	780,5	6,114	0,5056	0,0410	0,1952	9,3731	1,1611	-0,1611	0,3830
2,00	25,3	898,0	6,331	0,4921	0,0387	0,1770	9,7755	1,1405	-0,1405	0,3994
2,20	28,8	1020,8	6,543	0,4797	0,0367	0,1614	10,1357	1,1238	-0,1238	0,4141
2,40	32,4	1149,1	6,751	0,4682	0,0349	0,1480	10,4611	1,1100	-0,1100	0,4274
2,60	36,2	1283,2	6,959	0,4574	0,0333	0,1363	10,7590	1,0984	-0,0984	0,4396
2,80	40,1	1423,0	7,166	0,4471	0,0318	0,1260	11,0327	1,0885	-0,0885	0,4508
3,00	44,2	1568,6	7,372	0,4374	0,0304	0,1170	11,2861	1,0799	-0,0799	0,4611
3,20	48,5	1720,2	7,580	0,4281	0,0292	0,1089	11,5219	1,0725	-0,0725	0,4708
3,40	52,9	1877,5	7,786	0,4193	0,0280	0,1017	11,7414	1,0661	-0,0661	0,4797
3,60	57,6	2041,1	7,994	0,4108	0,0269	0,0952	11,9479	1,0603	-0,0603	0,4882
3,80	62,3	2210,8	8,203	0,4026	0,0259	0,0893	12,1421	1,0553	-0,0553	0,4961
4,00	67,3	2386,0	8,411	0,3949	0,0249	0,0840	12,3242	1,0507	-0,0507	0,5035

Tabela 3.9.f - Valores para o coletor solar da Figura 3.2 - CASOB2 - $T_O = 100^{\circ}\text{C}$

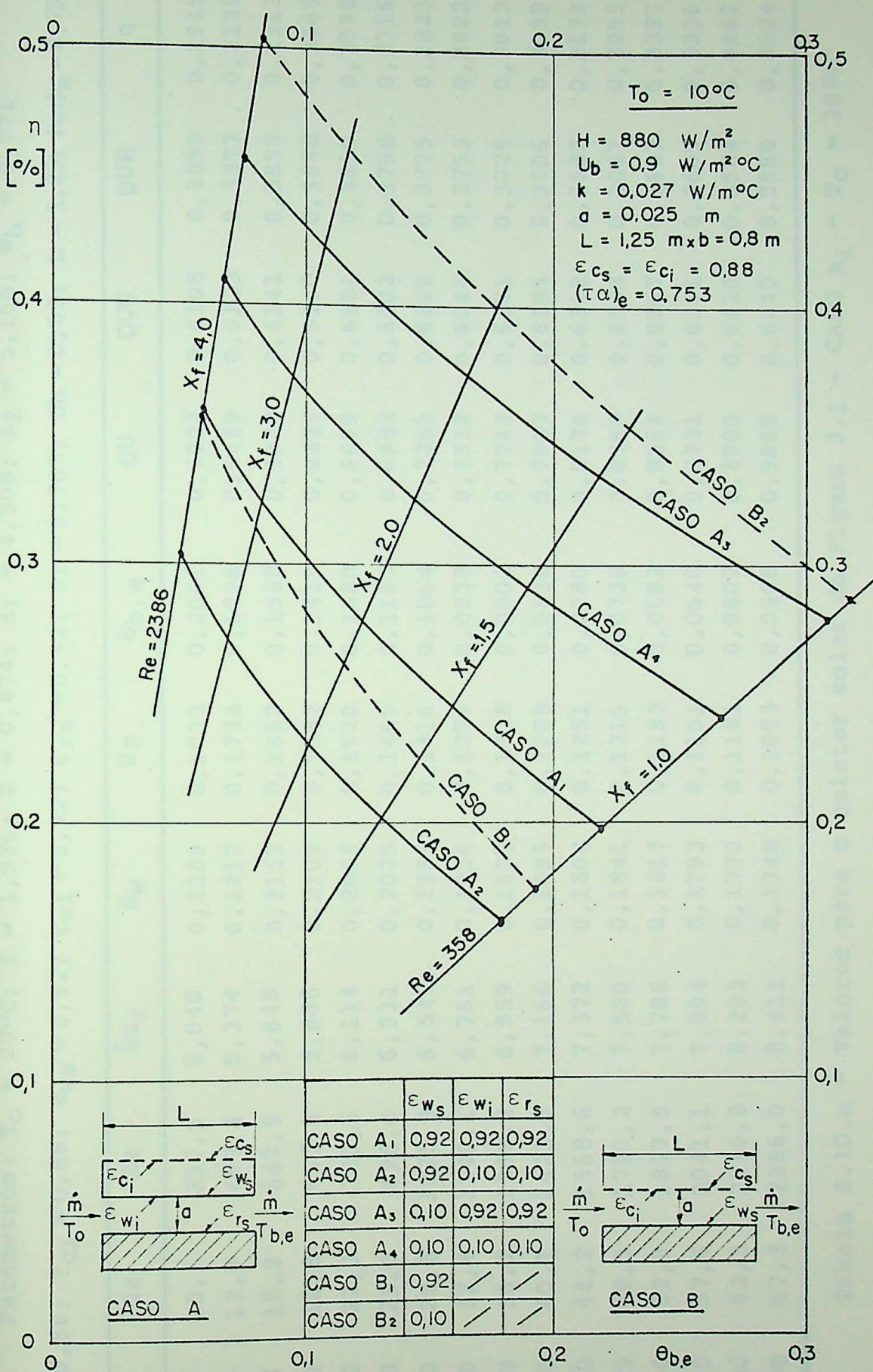


Gráfico 3.9 - Curvas de eficiência, η , versus $\theta_{b,e}$ para dois tipos de coletores com $T_o = 10^\circ\text{C}$

Parâmetros: $T_o = 20^{\circ}\text{C}$; $Y = 1,936$; $Z = 0,474$; $a_1 = 4,508$; $a_2 = 5,166$; $W_b = 0,771$

$\epsilon_{cs} = 0,88$; $\epsilon_{cl} = 0,88$; $\epsilon_{ws} = 0,92$; $\epsilon_{wl} = 0,92$; $\epsilon_{rs} = 0,92$; $Pr = 0,705$; $Dh = 0,05$; $L = 1,25$; $(\tau\alpha)_e = 0,753$

X_f	Gz	Re	$\bar{Nu}_f$	Θ_w	Θ_r	$\Theta_{b,e}$	QU	QUW	QUR	η
1,00	10,1	357,5	5,040	0,2289	0,1833	0,2061	0,4924	0,6105	0,3895	0,1915
1,20	12,9	457,4	5,374	0,2217	0,1733	0,1796	0,5489	0,6123	0,3877	0,2135
1,40	15,8	560,5	5,645	0,2159	0,1652	0,1588	0,5947	0,6141	0,3859	0,2313
1,60	18,8	667,9	5,886	0,2109	0,1582	0,1419	0,6337	0,6160	0,3840	0,2465
1,80	22,0	780,5	6,114	0,2065	0,1520	0,1280	0,6679	0,6181	0,3819	0,2598
2,00	25,3	898,0	6,331	0,2025	0,1465	0,1163	0,6983	0,6202	0,3798	0,2716
2,20	28,8	1020,8	6,543	0,1989	0,1416	0,1064	0,7259	0,6225	0,3775	0,2823
2,40	32,4	1149,1	6,751	0,1956	0,1370	0,0978	0,7512	0,6247	0,3753	0,2922
2,60	36,2	1283,2	6,959	0,1925	0,1328	0,0903	0,7747	0,6271	0,3729	0,3013
2,80	40,1	1423,0	7,166	0,1895	0,1288	0,0838	0,7967	0,6294	0,3706	0,3099
3,00	44,2	1568,6	7,372	0,1868	0,1251	0,0780	0,8174	0,6318	0,3682	0,3179
3,20	48,5	1720,2	7,580	0,1841	0,1216	0,0728	0,8369	0,6343	0,3657	0,3255
3,40	52,9	1877,5	7,786	0,1817	0,1183	0,0682	0,8554	0,6367	0,3633	0,3327
3,60	57,6	2041,1	7,994	0,1793	0,1151	0,0640	0,8731	0,6391	0,3609	0,3396
3,80	62,3	2210,8	8,203	0,1770	0,1121	0,0602	0,8900	0,6416	0,3584	0,3462
4,00	67,3	2386,0	8,411	0,1748	0,1093	0,0568	0,9060	0,6440	0,3560	0,3524

Tabela 3.10.a - Valores para o coletor solar da Figura 3.1 - CASO A1 - $T_o = 20^{\circ}\text{C}$

Parâmetros: $T_o = 20^{\circ}\text{C}$; $Y = 1,936$; $Z = 0,474$; $a_1 = 4,508$; $a_2 = 5,166$; $W_b = 0,771$

$\epsilon_{cs} = 0,88$; $\epsilon_{ci} = 0,88$; $\epsilon_{ws} = 0,92$; $\epsilon_{wi} = 0,10$; $\epsilon_{rs} = 0,10$; $Pr = 0,705$; $Dh = 0,05$; $L = 1,25$; $(\tau\alpha)_e = 0,753$

X_f	Gz	Re	$\bar{Nu}_f$	Θ_w	Θ_r	$\Theta_{b,e}$	QU	QUW	QUR	η
1,00	10,1	357,5	5,040	0,2523	0,0857	0,1690	0,4037	0,9930	0,0070	0,1570
1,20	12,9	457,4	5,374	0,2467	0,0773	0,1472	0,4501	0,9794	0,0206	0,1751
1,40	15,8	560,5	5,645	0,2421	0,0705	0,1302	0,4878	0,9706	0,0294	0,1897
1,60	18,8	667,9	5,886	0,2380	0,0649	0,1165	0,5201	0,9645	0,0355	0,2023
1,80	22,0	780,5	6,114	0,2344	0,0601	0,1052	0,5488	0,9602	0,0398	0,2135
2,00	25,3	898,0	6,331	0,2312	0,0561	0,0957	0,5746	0,9572	0,0428	0,2235
2,20	28,8	1020,8	6,543	0,2281	0,0525	0,0877	0,5984	0,9550	0,0450	0,2327
2,40	32,4	1149,1	6,751	0,2252	0,0494	0,0808	0,6204	0,9534	0,0466	0,2413
2,60	36,2	1283,2	6,959	0,2225	0,0467	0,0748	0,6412	0,9523	0,0477	0,2494
2,80	40,1	1423,0	7,166	0,2199	0,0442	0,0695	0,6609	0,9516	0,0484	0,2570
3,00	44,2	1568,6	7,372	0,2174	0,0419	0,0648	0,6796	0,9511	0,0489	0,2643
3,20	48,5	1720,2	7,580	0,2150	0,0399	0,0607	0,6975	0,9509	0,0491	0,2713
3,40	52,9	1877,5	7,786	0,2126	0,0380	0,0570	0,7147	0,9508	0,0492	0,2780
3,60	57,6	2041,1	7,994	0,2103	0,0363	0,0536	0,7313	0,9509	0,0491	0,2845
3,80	62,3	2210,8	8,203	0,2081	0,0347	0,0506	0,7474	0,9510	0,0490	0,2907
4,00	67,3	2386,0	8,411	0,2059	0,0332	0,0478	0,7629	0,9513	0,0487	0,2967

Tabela 3.10.b - Valores para o coletor solar da Figura 3.1 - CASO A2 - $T_o = 20^{\circ}\text{C}$

Parâmetros: $T_o = 20^{\circ}\text{C}$; $Y = 16,041$; $Z = 3,932$; $a_1 = 19,887$; $a_2 = 19,868$; $w_b = 6,387$
 $\epsilon_{cs} = 0,88$; $\epsilon_{cl} = 0,88$; $\epsilon_{ws} = 0,10$; $\epsilon_{wl} = 0,92$; $\epsilon_{rs} = 0,92$; $Pr = 0,705$; $Dh = 0,05$; $L = 1,25$; $(\tau\alpha)_e = 0,753$

X_f	Gz	Re	$\bar{Nu}_f$	Θ_w	Θ_r	$\Theta_{b,e}$	QU	QUW	QUR	η
1,00	10,1	357,5	5,040	0,3225	0,2679	0,2952	5,8505	0,5924	0,4076	0,2746
1,20	12,9	457,4	5,374	0,3081	0,2500	0,2537	6,4324	0,5954	0,4046	0,3019
1,40	15,8	560,5	5,645	0,2966	0,2356	0,2218	6,8906	0,5981	0,4019	0,3235
1,60	18,8	667,9	5,886	0,2869	0,2236	0,1963	7,2712	0,6008	0,3992	0,3413
1,80	22,0	780,5	6,114	0,2786	0,2131	0,1756	7,5984	0,6035	0,3965	0,3567
2,00	25,3	898,0	6,331	0,2712	0,2039	0,1584	7,8843	0,6062	0,3938	0,3701
2,20	28,8	1020,8	6,543	0,2646	0,1957	0,1438	8,1395	0,6089	0,3911	0,3821
2,40	32,4	1149,1	6,751	0,2585	0,1882	0,1314	8,3699	0,6116	0,3884	0,3929
2,60	36,2	1283,2	6,959	0,2530	0,1813	0,1206	8,5812	0,6143	0,3857	0,4028
2,80	40,1	1423,0	7,166	0,2478	0,1749	0,1112	8,7759	0,6170	0,3830	0,4120
3,00	44,2	1568,6	7,372	0,2430	0,1690	0,1030	8,9567	0,6197	0,3803	0,4204
3,20	48,5	1720,2	7,580	0,2384	0,1635	0,0957	9,1258	0,6224	0,3776	0,4284
3,40	52,9	1877,5	7,786	0,2342	0,1583	0,0892	9,2838	0,6251	0,3749	0,4358
3,60	57,6	2041,1	7,994	0,2301	0,1534	0,0834	9,4334	0,6278	0,3722	0,4428
3,80	62,3	2210,8	8,203	0,2262	0,1487	0,0781	9,5749	0,6305	0,3695	0,4495
4,00	67,3	2386,0	8,411	0,2226	0,1444	0,0734	9,7082	0,6332	0,3668	0,4552

Tabela 3.10.c - Valores para o coletor solar da Figura 3.1 - CASO A3 - $T_o = 20^{\circ}\text{C}$

Parâmetros: $T_o = 20^{\circ}\text{C}$; $Y = 16,041$; $Z = 3,932$; $a_1 = 19,887$; $a_2 = 19,868$; $w_p = 6,387$

$\epsilon_{cs} = 0,88$; $\epsilon_{ci} = 0,88$; $\epsilon_{ws} = 0,10$; $\epsilon_{wi} = 0,10$; $\epsilon_{rs} = 0,10$; $Pr = 0,705$; $Dh = 0,05$; $L = 1,25$; $(\tau\alpha)_e = 0,753$

X_f	Gz	Re	$\bar{N}_{uf}$	Θ_w	Θ_r	$\Theta_{b,e}$	QU	QUW	QUR	η
1,00	10,1	357,5	5,040	0,3724	0,1343	0,2534	5,0214	0,9698	0,0302	0,2357
1,20	12,9	457,4	5,374	0,3603	0,1197	0,2182	5,5324	0,9595	0,0405	0,2597
1,40	15,8	560,5	5,645	0,3505	0,1081	0,1911	5,9384	0,9529	0,0471	0,2788
1,60	18,8	667,9	5,886	0,3422	0,0987	0,1696	6,2798	0,9486	0,0514	0,2948
1,80	22,0	780,5	6,114	0,3347	0,0909	0,1520	6,5774	0,9457	0,0543	0,3088
2,00	25,3	898,0	6,331	0,3281	0,0842	0,1374	6,8409	0,9437	0,0563	0,3211
2,20	28,8	1020,8	6,543	0,3219	0,0784	0,1251	7,0796	0,9425	0,0575	0,3323
2,40	32,4	1149,1	6,751	0,3162	0,0733	0,1146	7,2981	0,9418	0,0582	0,3426
2,60	36,2	1283,2	6,959	0,3108	0,0688	0,1054	7,5013	0,9414	0,0586	0,3521
2,80	40,1	1423,0	7,166	0,3057	0,0648	0,0975	7,6911	0,9413	0,0587	0,3610
3,00	44,2	1568,6	7,372	0,3008	0,0611	0,0905	7,8698	0,9415	0,0585	0,3694
3,20	48,5	1720,2	7,580	0,2962	0,0579	0,0843	8,0388	0,9418	0,0582	0,3774
3,40	52,9	1877,5	7,786	0,2917	0,0549	0,0788	8,1988	0,9422	0,0578	0,3849
3,60	57,6	2041,1	7,994	0,2874	0,0521	0,0738	8,3520	0,9427	0,0573	0,3921
3,80	62,3	2210,8	8,203	0,2832	0,0496	0,0693	8,4985	0,9433	0,0567	0,3989
4,00	67,3	2386,0	8,411	0,2792	0,0473	0,0653	8,6380	0,9439	0,0561	0,4055

Tabela 3.10.d - Valores para o coletor solar da Figura 3.1 - CASO A4 - $T_o = 20^{\circ}\text{C}$

Parâmetros: $T_o = 200C$; $Y = 1,936$; $Z = 0,474$; $b_1 = 14,981$; $b_2 = 5,395$; $W_b = 0,771$
 $\epsilon_{cs} = 0,88$; $\epsilon_{cl} = 0,88$; $\epsilon_{ws} = 0,92$; $Pr = 0,705$; $Dh = 0,05$; $L = 1,25$; $(\tau\alpha)_e = 0,753$

Xf	Gz	Re	Nuf	θ_w	θ_c	$\theta_{b,e}$	QU	QUW	QUC	η
1,00	10,1	357,5	5,040	0,2767	0,0837	0,1802	0,4305	1,0353	-0,0353	0,1674
1,20	12,9	457,4	5,374	0,2704	0,0804	0,1595	0,4875	0,9963	0,0037	0,1896
1,40	15,8	560,5	5,645	0,2652	0,0777	0,1429	0,5351	0,9687	0,0313	0,2081
1,60	18,8	667,9	5,886	0,2606	0,0753	0,1292	0,5767	0,9483	0,0517	0,2243
1,80	22,0	780,5	6,114	0,2564	0,0731	0,1177	0,6139	0,9326	0,0674	0,2388
2,00	25,3	898,0	6,331	0,2526	0,0712	0,1079	0,6477	0,9203	0,0797	0,2519
2,20	28,8	1020,8	6,543	0,2490	0,0694	0,0995	0,6788	0,9104	0,0896	0,2640
2,40	32,4	1149,1	6,751	0,2456	0,0677	0,0922	0,7078	0,9023	0,0977	0,2753
2,60	36,2	1283,2	6,959	0,2424	0,0661	0,0857	0,7350	0,8956	0,1044	0,2859
2,80	40,1	1423,0	7,166	0,2393	0,0646	0,0800	0,7607	0,8900	0,1100	0,2959
3,00	44,2	1568,6	7,372	0,2364	0,0632	0,0749	0,7852	0,8853	0,1147	0,3054
3,20	48,5	1720,2	7,580	0,2335	0,0619	0,0703	0,8085	0,8813	0,1187	0,3145
3,40	52,9	1877,5	7,786	0,2307	0,0606	0,0662	0,8307	0,8779	0,1221	0,3231
3,60	57,6	2041,1	7,994	0,2280	0,0593	0,0625	0,8521	0,8750	0,1250	0,3314
3,80	62,3	2210,8	8,203	0,2254	0,0582	0,0591	0,8727	0,8725	0,1275	0,3394
4,00	67,3	2386,0	8,411	0,2228	0,0570	0,0560	0,8925	0,8703	0,1297	0,3471

Tabela 3.10.e - Valores para o coletor solar da Figura 3.2 - CASO B1 - $T_o = 200C$

Parâmetros: $T_o = 200C$; $Y = 16,041$; $Z = 3,932$; $b_1 = 124,132$; $b_2 = 44,701$; $W_b = 6,387$
 $\epsilon_{cs} = 0,88$; $\epsilon_{cl} = 0,88$; $\epsilon_{ws} = 0,10$; $Pr = 0,705$; $Dh = 0,05$; $L = 1,25$; $(\tau\alpha)_e = 0,753$

Xf	Gz	Re	Nuf	θ_w	θ_c	$\theta_{b,e}$	QU	QUW	QUC	η
1,00	10,1	357,5	5,040	0,5517	0,0517	0,3017	5,9791	1,3286	-0,3286	0,2807
1,20	12,9	457,4	5,374	0,5288	0,0477	0,2620	6,6446	1,2651	-0,2651	0,3119
1,40	15,8	560,5	5,645	0,5105	0,0444	0,2312	7,1839	1,2200	-0,2200	0,3372
1,60	18,8	667,9	5,886	0,4948	0,0416	0,2063	7,6400	1,1865	-0,1865	0,3586
1,80	22,0	780,5	6,114	0,4809	0,0392	0,1857	8,0367	1,1606	-0,1606	0,3773
2,00	25,3	898,0	6,331	0,4683	0,0371	0,1684	8,3860	1,1399	-0,1399	0,3937
2,20	28,8	1020,8	6,543	0,4567	0,0352	0,1537	8,6991	1,1232	-0,1232	0,4084
2,40	32,4	1149,1	6,751	0,4459	0,0335	0,1410	8,9824	1,1093	-0,1093	0,4217
2,60	36,2	1283,2	6,959	0,4357	0,0320	0,1299	9,2419	1,0976	-0,0976	0,4338
2,80	40,1	1423,0	7,166	0,4261	0,0306	0,1202	9,4807	1,0877	-0,0877	0,4450
3,00	44,2	1568,6	7,372	0,4169	0,0293	0,1116	9,7020	1,0791	-0,0791	0,4554
3,20	48,5	1720,2	7,580	0,4082	0,0281	0,1039	9,9081	1,0717	-0,0717	0,4651
3,40	52,9	1877,5	7,786	0,3999	0,0270	0,0970	10,1001	1,0652	-0,0652	0,4741
3,60	57,6	2041,1	7,994	0,3919	0,0260	0,0909	10,2811	1,0594	-0,0594	0,4826
3,80	62,3	2210,8	8,203	0,3843	0,0250	0,0853	10,4513	1,0543	-0,0543	0,4906
4,00	67,3	2386,0	8,411	0,3769	0,0241	0,0802	10,6111	1,0498	-0,0498	0,4981

Tabela 3.10.f - Valores para o coletor solar da Figura 3.2 - CASO B2 - $T_o = 200C$

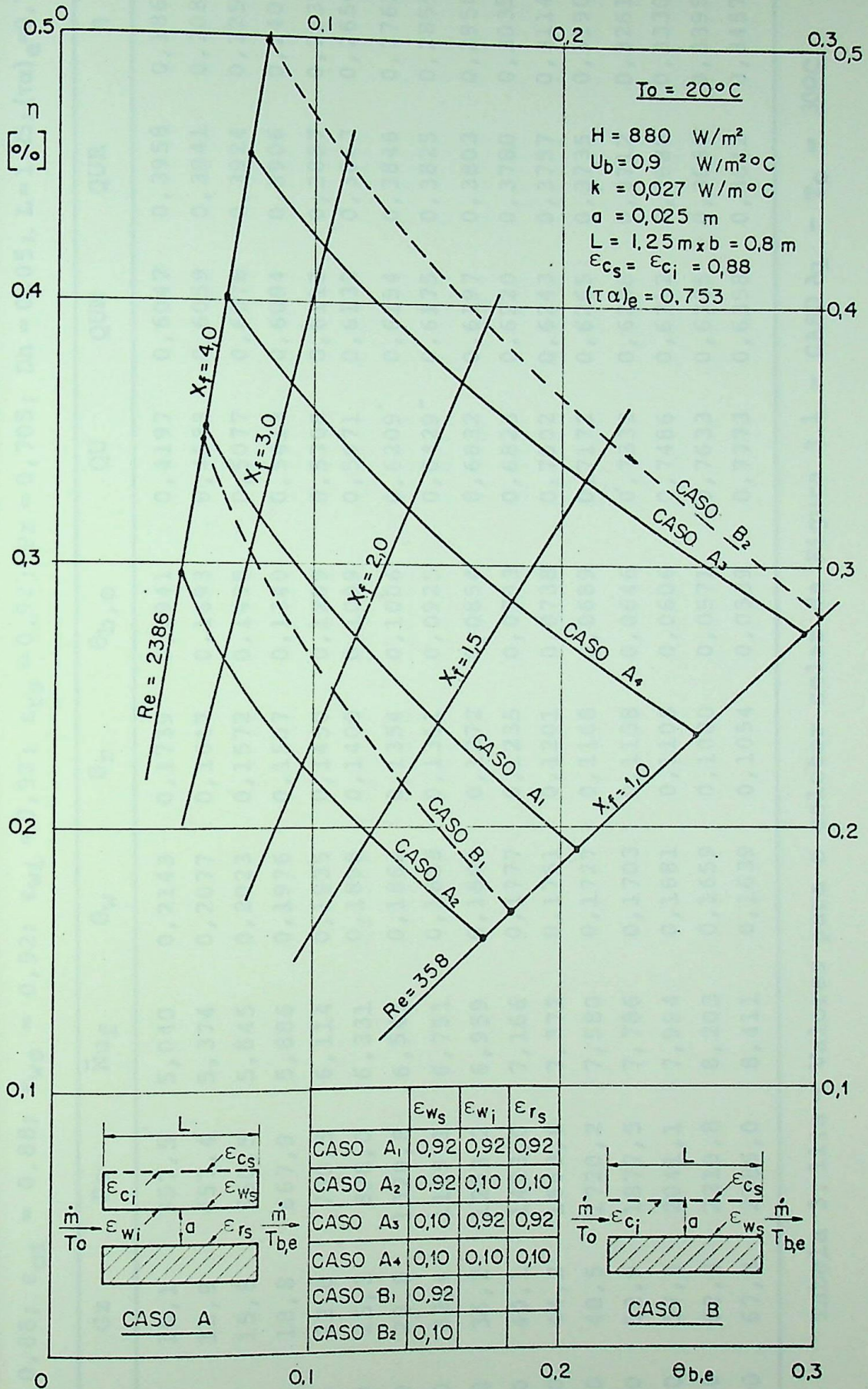


Gráfico 3.10 - Curvas de eficiência, η , versus $\theta_{b,e}$, para dois tipos de coletores com

$T_o = 20^\circ\text{C}$

Parâmetros: $T_{O_e} = 300C$; $Y = 1,693$; $Z = 0,429$; $\alpha_1 = 4,372$; $\alpha_2 = 4,680$; $W_b = 0,697$

$\epsilon_{cs} = 0,88$; $\epsilon_{ci} = 0,88$; $\epsilon_{ws} = 0,92$; $\epsilon_{wi} = 0,92$; $\epsilon_{rs} = 0,92$; $Pr = 0,705$; $Dh = 0,05$; $L = 1,25$; $(\tau\alpha)_e = 0,753$

X_f	Gz	Re	$\bar{Nu}_f$	Θ_w	Θ_r	$\Theta_{b,e}$	QU	QUW	QUR	η
1,00	10,1	357,5	5,040	0,2143	0,1739	0,1941	0,4197	0,6042	0,3958	0,1867
1,20	12,9	457,4	5,374	0,2077	0,1647	0,1693	0,4683	0,6059	0,3941	0,2083
1,40	15,8	560,5	5,645	0,2023	0,1572	0,1498	0,5077	0,6076	0,3924	0,2258
1,60	18,8	667,9	5,886	0,1976	0,1507	0,1340	0,5413	0,6094	0,3906	0,2407
1,80	22,0	780,5	6,114	0,1935	0,1450	0,1209	0,5708	0,6113	0,3887	0,2539
2,00	25,3	898,0	6,331	0,1898	0,1400	0,1099	0,5971	0,6133	0,3867	0,2656
2,20	28,8	1020,8	6,543	0,1864	0,1354	0,1006	0,6209	0,6154	0,3846	0,2762
2,40	32,4	1149,1	6,751	0,1833	0,1311	0,0925	0,6429	0,6175	0,3825	0,2859
2,60	36,2	1283,2	6,959	0,1804	0,1272	0,0854	0,6632	0,6197	0,3803	0,2950
2,80	40,1	1423,0	7,166	0,1777	0,1235	0,0793	0,6823	0,6220	0,3780	0,3035
3,00	44,2	1568,6	7,372	0,1751	0,1201	0,0738	0,7002	0,6243	0,3757	0,3114
3,20	48,5	1720,2	7,580	0,1727	0,1168	0,0689	0,7172	0,6265	0,3735	0,3190
3,40	52,9	1877,5	7,786	0,1703	0,1138	0,0646	0,7332	0,6288	0,3712	0,3261
3,60	57,6	2041,1	7,994	0,1681	0,1108	0,0606	0,7486	0,6312	0,3688	0,3330
3,80	62,3	2210,8	8,203	0,1659	0,1080	0,0571	0,7633	0,6335	0,3665	0,3395
4,00	67,3	2386,0	8,411	0,1639	0,1054	0,0539	0,7773	0,6358	0,3642	0,3457

Tabela 3.11.a - Valores para o coletor solar da Figura 3.1 - CASO A₁ - $T_{O_e} = 300C$

Parâmetros: $T_{O_0} = 300^{\circ}\text{C}$; $Y = 1,693$; $Z = 0,429$; $a_1 = 4,372$; $a_2 = 4,680$; $W_b = 0,697$

$\epsilon_{cs} = 0,88$; $\epsilon_{ci} = 0,88$; $\epsilon_{ws} = 0,92$; $\epsilon_{wi} = 0,10$; $\epsilon_{rs} = 0,10$; $Pr = 0,705$; $Dh = 0,05$; $L = 1,25$; $(\tau\alpha)_e = 0,753$

X_f	Gz	Re	$\bar{Nu}_f$	Θ_w	Θ_r	$\Theta_{b,e}$	QU	QUW	QUR	η
1,00	10,1	357,5	5,040	0,2360	0,0818	0,1589	0,3436	0,9852	0,0148	0,1528
1,20	12,9	457,4	5,374	0,2308	0,0739	0,1385	0,3831	0,9722	0,0278	0,1704
1,40	15,8	560,5	5,645	0,2265	0,0675	0,1225	0,4153	0,9637	0,0363	0,1847
1,60	18,8	667,9	5,886	0,2228	0,0622	0,1096	0,4430	0,9579	0,0421	0,1970
1,80	22,0	780,5	6,114	0,2195	0,0577	0,0990	0,4675	0,9538	0,0462	0,2079
2,00	25,3	898,0	6,331	0,2165	0,0539	0,0901	0,4896	0,9510	0,0490	0,2177
2,20	28,8	1020,8	6,543	0,2137	0,0506	0,0826	0,5099	0,9489	0,0511	0,2268
2,40	32,4	1149,1	6,751	0,2110	0,0476	0,0761	0,5288	0,9475	0,0525	0,2352
2,60	36,2	1283,2	6,959	0,2085	0,0450	0,0704	0,5466	0,9466	0,0534	0,2431
2,80	40,1	1423,0	7,166	0,2061	0,0426	0,0655	0,5634	0,9460	0,0540	0,2506
3,00	44,2	1568,6	7,372	0,2038	0,0405	0,0611	0,5795	0,9456	0,0544	0,2577
3,20	48,5	1720,2	7,580	0,2015	0,0386	0,0572	0,5948	0,9455	0,0545	0,2646
3,40	52,9	1877,5	7,786	0,1994	0,0368	0,0537	0,6096	0,9455	0,0545	0,2711
3,60	57,6	2041,1	7,994	0,1973	0,0351	0,0505	0,6238	0,9457	0,0543	0,2775
3,80	62,3	2210,8	8,203	0,1952	0,0336	0,0477	0,6376	0,9459	0,0541	0,2836
4,00	67,3	2386,0	8,411	0,1932	0,0322	0,0451	0,6509	0,9463	0,0537	0,2895

Tabela 3.11.b - Valores para o coletor solar da Figura 3.1 - CASO A2 - $T_0 = 300^{\circ}\text{C}$

Parâmetros: $T_{O_0} = 300C$; $Y = 14,027$; $Z = 3,555$; $\alpha_1 = 18,096$; $\alpha_2 = 20,203$; $W_b = 5,776$

$\epsilon_{cs} = 0,88$; $\epsilon_{cl} = 0,88$; $\epsilon_{ws} = 0,10$; $\epsilon_{wl} = 0,92$; $\epsilon_{rs} = 0,92$; $Pr = 0,705$; $Dh = 0,05$; $L = 1,25$; $(\tau\alpha)_e = 0,753$

X_f	Gz	Re	$\bar{Nu}_f$	Θ_w	Θ_r	$\Theta_{b,e}$	QU	QUW	QUR	η
1,00	10,1	357,5	5,040	0,3073	0,2582	0,2827	5,0664	0,5869	0,4131	0,2720
1,20	12,9	457,4	5,374	0,2937	0,2414	0,2432	5,5759	0,5897	0,4103	0,2993
1,40	15,8	560,5	5,645	0,2828	0,2279	0,2128	5,9777	0,5922	0,4078	0,3209
1,60	18,8	667,9	5,886	0,2736	0,2165	0,1885	6,3120	0,5947	0,4053	0,3388
1,80	22,0	780,5	6,114	0,2657	0,2067	0,1687	6,5997	0,5972	0,4028	0,3543
2,00	25,3	898,0	6,331	0,2587	0,1980	0,1522	6,8512	0,5997	0,4003	0,3678
2,20	28,8	1020,8	6,543	0,2523	0,1902	0,1383	7,0759	0,6022	0,3978	0,3799
2,40	32,4	1149,1	6,751	0,2466	0,1831	0,1264	7,2789	0,6047	0,3953	0,3907
2,60	36,2	1283,2	6,959	0,2413	0,1766	0,1161	7,4651	0,6072	0,3928	0,4007
2,80	40,1	1423,0	7,166	0,2363	0,1705	0,1071	7,6368	0,6098	0,3902	0,4100
3,00	44,2	1568,6	7,372	0,2317	0,1649	0,0992	7,7964	0,6123	0,3877	0,4185
3,20	48,5	1720,2	7,580	0,2274	0,1596	0,0921	7,9455	0,6149	0,3851	0,4265
3,40	52,9	1877,5	7,786	0,2233	0,1547	0,0859	8,0850	0,6174	0,3826	0,4340
3,60	57,6	2041,1	7,994	0,2194	0,1500	0,0803	8,2171	0,6200	0,3800	0,4411
3,80	62,3	2210,8	8,203	0,2157	0,1456	0,0753	8,3420	0,6226	0,3774	0,4478
4,00	67,3	2386,0	8,411	0,2122	0,1414	0,0707	8,4597	0,6251	0,3749	0,4541

Tabela 3.11.c - Valores para o coletor solar da Figura 3.1 - CASO A3 - $T_{O_0} = 300C$

Parâmetros: $T_{O_s} = 300\text{C}$; $Y = 14,027$; $Z = 3,555$; $\alpha_1 = 18,096$; $\alpha_2 = 20,203$; $W_b = 5,776$
 $\epsilon_{CS} = 0,88$; $\epsilon_{ci} = 0,88$; $\epsilon_{ws} = 0,10$; $\epsilon_{wl} = 0,10$; $\epsilon_{rs} = 0,10$; $Pr = 0,705$; $Dh = 0,05$; $L = 1,25$; $(\tau\alpha)_e = 0,753$

X_f	Gz	Re	$\bar{Nu}_f$	Θ_w	Θ_r	$\Theta_{b,e}$	QU	QUW	QUR	η
1,00	10,1	357,5	5,040	0,3539	0,1305	0,2422	4,3393	0,9613	0,0387	0,2329
1,20	12,9	457,4	5,374	0,3426	0,1165	0,2087	4,7838	0,9515	0,0485	0,2568
1,40	15,8	560,5	5,645	0,3334	0,1054	0,1829	5,1375	0,9453	0,0547	0,2758
1,60	18,8	667,9	5,886	0,3256	0,0964	0,1623	5,4351	0,9412	0,0588	0,2918
1,80	22,0	780,5	6,114	0,3187	0,0889	0,1456	5,6947	0,9386	0,0614	0,3057
2,00	25,3	898,0	6,331	0,3124	0,0824	0,1316	5,9247	0,9368	0,0632	0,3181
2,20	28,8	1020,8	6,543	0,3067	0,0769	0,1199	6,1331	0,9358	0,0642	0,3292
2,40	32,4	1149,1	6,751	0,3013	0,0720	0,1098	6,3241	0,9352	0,0648	0,3395
2,60	36,2	1283,2	6,959	0,2963	0,0676	0,1011	6,5016	0,9350	0,0650	0,3490
2,80	40,1	1423,0	7,166	0,2915	0,0637	0,0935	6,6676	0,9351	0,0649	0,3579
3,00	44,2	1568,6	7,372	0,2869	0,0602	0,0868	6,8238	0,9353	0,0647	0,3663
3,20	48,5	1720,2	7,580	0,2825	0,0571	0,0809	6,9718	0,9358	0,0642	0,3743
3,40	52,9	1877,5	7,786	0,2784	0,0542	0,0756	7,1118	0,9363	0,0637	0,3818
3,60	57,6	2041,1	7,994	0,2743	0,0515	0,0708	7,2460	0,9369	0,0631	0,3890
3,80	62,3	2210,8	8,203	0,2704	0,0490	0,0665	7,3743	0,9376	0,0624	0,3959
4,00	67,3	2386,0	8,411	0,2666	0,0468	0,0627	7,4965	0,9383	0,0617	0,4024

Tabela 3.11.d - Valores para o coletor solar da Figura 3.1 - CASO A4 - $T_o = 30\text{ OC}$

Parâmetros: $T_o = 30^{\circ}\text{C}$; $Y = 1,693$; $Z = 0,429$; $b_1 = 14,304$; $b_2 = 3,843$; $W_b = 0,697$
 $\epsilon_{cs} = 0,88$; $\epsilon_{cl} = 0,88$; $\epsilon_{ws} = 0,92$; $Pr = 0,705$; $Dh = 0,05$; $L = 1,25$; $(\tau\alpha)_e = 0,753$

X_f	Gz	Re	$\bar{Nu}_f$	θ_w	θ_c	$\theta_{b,e}$	QU	QUW	QUC	η
1,00	10,1	357,5	5,040	0,2568	0,0788	0,1678	0,3628	1,0303	-0,0303	0,1614
1,20	12,9	457,4	5,374	0,2511	0,0758	0,1486	0,4111	0,9914	0,0086	0,1829
1,40	15,8	560,5	5,645	0,2464	0,0733	0,1332	0,4516	0,9639	0,0361	0,2009
1,60	18,8	667,9	5,886	0,2422	0,0712	0,1205	0,4870	0,9435	0,0565	0,2166
1,80	22,0	780,5	6,114	0,2384	0,0692	0,1099	0,5187	0,9279	0,0721	0,2307
2,00	25,3	898,0	6,331	0,2350	0,0674	0,1008	0,5475	0,9156	0,0844	0,2435
2,20	28,8	1020,8	6,543	0,2317	0,0658	0,0930	0,5741	0,9057	0,0943	0,2553
2,40	32,4	1149,1	6,751	0,2287	0,0642	0,0861	0,5988	0,8976	0,1024	0,2663
2,60	36,2	1283,2	6,959	0,2257	0,0628	0,0802	0,6221	0,8909	0,1091	0,2767
2,80	40,1	1423,0	7,166	0,2229	0,0614	0,0748	0,6442	0,8853	0,1147	0,2865
3,00	44,2	1568,6	7,372	0,2202	0,0602	0,0701	0,6651	0,8806	0,1194	0,2958
3,20	48,5	1720,2	7,580	0,2176	0,0589	0,0658	0,6851	0,8766	0,1234	0,3047
3,40	52,9	1877,5	7,786	0,2151	0,0577	0,0620	0,7042	0,8732	0,1268	0,3132
3,60	57,6	2041,1	7,994	0,2126	0,0566	0,0585	0,7227	0,8702	0,1298	0,3214
3,80	62,3	2210,8	8,203	0,2102	0,0555	0,0554	0,7404	0,8677	0,1323	0,3293
4,00	67,3	2386,0	8,411	0,2079	0,0545	0,0525	0,7574	0,8655	0,1345	0,3369

Tabela 3.11.e - Valores para o coletor solar da Figura 3.2 - CASO $B_1 - T_o = 30^{\circ}\text{C}$

Parâmetros: $T_o = 30^{\circ}\text{C}$; $Y = 14,027$; $Z = 3,555$; $b_1 = 118,524$; $b_2 = 31,837$; $w_b = 5,776$
 $\epsilon_{cs} = 0,88$; $\epsilon_{cl} = 0,88$; $\epsilon_{ws} = 0,10$; $Pr = 0,705$; $Dh = 0,05$; $L = 1,25$; $(\tau\alpha)_e = 0,753$

Xf	Gz	Re	Nu _f	θ_w	θ_c	$\theta_{b,e}$	QU	QUW	QUC	η
1,00	10,1	357,5	5,040	0,5238	0,0489	0,2863	5,1309	1,3293	-0,3293	0,2754
1,20	12,9	457,4	5,374	0,5025	0,0452	0,2489	5,7070	1,2655	-0,2655	0,3064
1,40	15,8	560,5	5,645	0,4854	0,0421	0,2198	6,1748	1,2203	-0,2203	0,3315
1,60	18,8	667,9	5,886	0,4707	0,0395	0,1963	6,5711	1,1866	-0,1866	0,3528
1,80	22,0	780,5	6,114	0,4577	0,0373	0,1768	6,9163	1,1605	-0,1605	0,3713
2,00	25,3	898,0	6,331	0,4459	0,0354	0,1604	7,2206	1,1398	-0,1398	0,3876
2,20	28,8	1020,8	6,543	0,4350	0,0336	0,1465	7,4938	1,1229	-0,1229	0,4023
2,40	32,4	1149,1	6,751	0,4249	0,0321	0,1344	7,7413	1,1090	-0,1090	0,4156
2,60	36,2	1283,2	6,959	0,4154	0,0306	0,1239	7,9683	1,0972	-0,0972	0,4278
2,80	40,1	1423,0	7,166	0,4063	0,0293	0,1146	8,1775	1,0872	-0,0872	0,4390
3,00	44,2	1568,6	7,372	0,3978	0,0281	0,1065	8,3715	1,0786	-0,0786	0,4494
3,20	48,5	1720,2	7,580	0,3896	0,0270	0,0992	8,5524	1,0712	-0,0712	0,4591
3,40	52,9	1877,5	7,786	0,3818	0,0260	0,0927	8,7211	1,0646	-0,0646	0,4682
3,60	57,6	2041,1	7,994	0,3742	0,0250	0,0868	8,8802	1,0588	-0,0588	0,4767
3,80	62,3	2210,8	8,203	0,3670	0,0241	0,0815	9,0301	1,0537	-0,0537	0,4848
4,00	67,3	2386,0	8,411	0,3601	0,0233	0,0767	9,1709	1,0491	-0,0491	0,4923

Tabela 3.11.f - Valores para o coletor solar da Figura 3.2 - CASO B2 - $T_o = 30^{\circ}\text{C}$

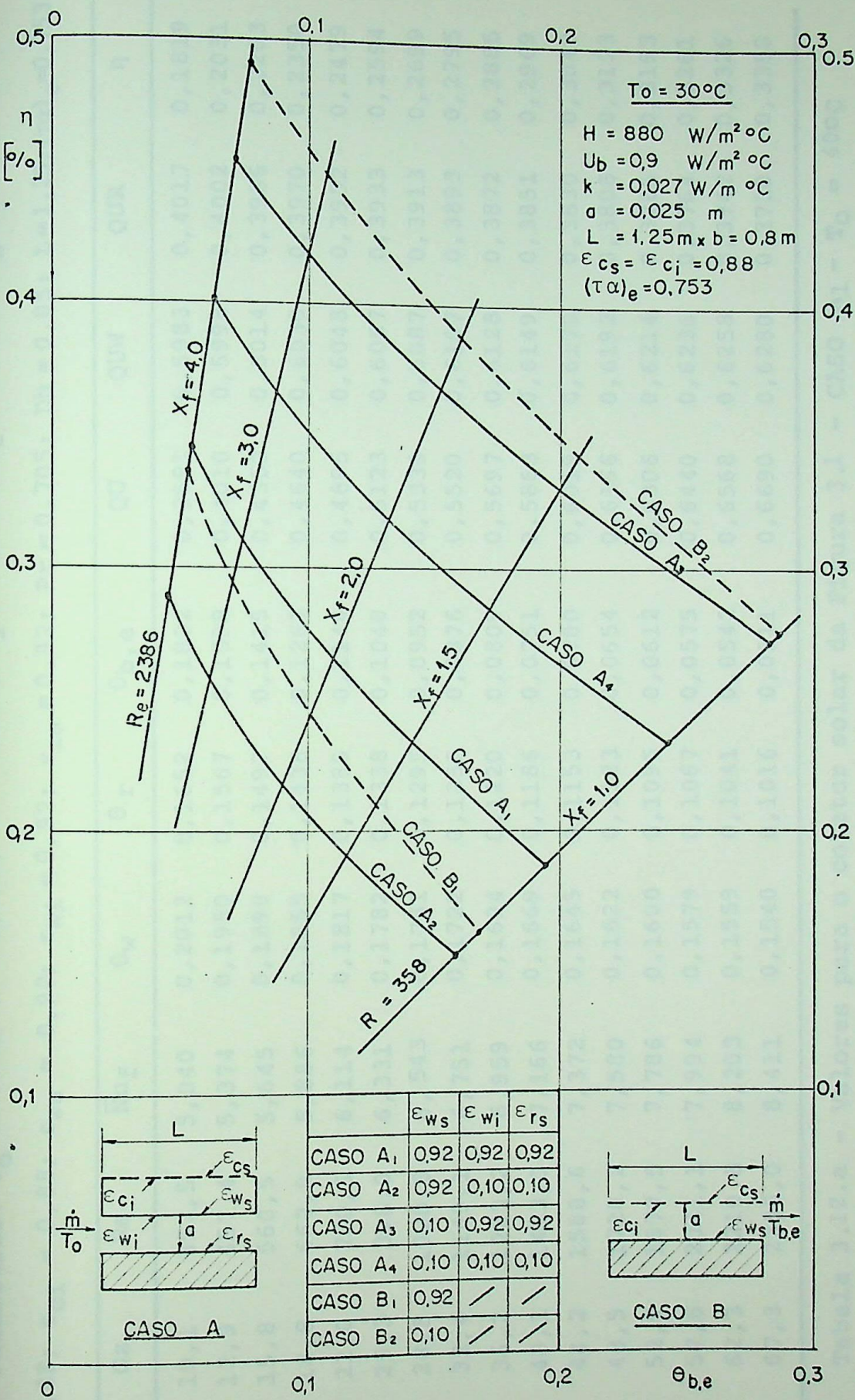


Gráfico 3.11 - Curvas de eficiência, η , versus $\theta_{b,e}$, para dois tipos de coletores com $T_o = 30^\circ\text{C}$

Parâmetros: $T_{O_2} = 400^\circ\text{C}$; $Y = 1,487$; $Z = 0,389$; $a_1 = 4,271$; $a_2 = 4,059$; $W_b = 0,632$

$\epsilon_{CS} = 0,88$; $\epsilon_{Ci} = 0,88$; $\epsilon_{ws} = 0,92$; $\epsilon_{wi} = 0,92$; $\epsilon_{rs} = 0,92$; $Pr = 0,705$; $Dh = 0,05$; $L = 1,25$; $(\tau\alpha)_e = 0,753$

X_f	Gz	Re	$\bar{Nu}_f$	Θ_w	Θ_r	$\Theta_{b,e}$	QU	QUW	QUR	η
1,00	10,1	357,5	5,040	0,2012	0,1652	0,1832	0,3591	0,5983	0,4017	0,1819
1,20	12,9	457,4	5,374	0,1950	0,1567	0,1598	0,4010	0,5998	0,4002	0,2031
1,40	15,8	560,5	5,645	0,1899	0,1497	0,1415	0,4350	0,6014	0,3986	0,2203
1,60	18,8	667,9	5,886	0,1855	0,1438	0,1267	0,4640	0,6030	0,3970	0,2350
1,80	22,0	780,5	6,114	0,1817	0,1385	0,1144	0,4895	0,6048	0,3952	0,2479
2,00	25,3	898,0	6,331	0,1782	0,1338	0,1040	0,5123	0,6067	0,3933	0,2594
2,20	28,8	1020,8	6,543	0,1751	0,1295	0,0952	0,5330	0,6087	0,3913	0,2699
2,40	32,4	1149,1	6,751	0,1722	0,1256	0,0876	0,5520	0,6107	0,3893	0,2795
2,60	36,2	1283,2	6,959	0,1694	0,1220	0,0809	0,5697	0,6128	0,3872	0,2885
2,80	40,1	1423,0	7,166	0,1669	0,1186	0,0751	0,5863	0,6149	0,3851	0,2969
3,00	44,2	1568,6	7,372	0,1645	0,1153	0,0700	0,6019	0,6170	0,3830	0,3048
3,20	48,5	1720,2	7,580	0,1622	0,1123	0,0654	0,6166	0,6192	0,3808	0,3123
3,40	52,9	1877,5	7,786	0,1600	0,1095	0,0612	0,6306	0,6214	0,3786	0,3193
3,60	57,6	2041,1	7,994	0,1579	0,1067	0,0575	0,6440	0,6236	0,3764	0,3261
3,80	62,3	2210,8	8,203	0,1559	0,1041	0,0542	0,6568	0,6258	0,3742	0,3326
4,00	67,3	2386,0	8,411	0,1540	0,1016	0,0511	0,6690	0,6280	0,3720	0,3388

Tabela 3.12.a - Valores para o coletor solar da Figura 3.1 - CASO $A_1 - T_o = 400^\circ\text{C}$

Parâmetros: $T_{O_2} = 40^{\circ}\text{C}$; $Y = 1,487$; $Z = 0,389$; $a_1 = 4,271$; $a_2 = 4,059$; $w_b = 0,632$

$\epsilon_{cs} = 0,88$; $\epsilon_{ci} = 0,88$; $\epsilon_{ws} = 0,92$; $\epsilon_{wl} = 0,10$; $\epsilon_{rs} = 0,10$; $Pr = 0,705$; $Dh = 0,05$; $L = 1,25$; $(\tau\alpha)_e = 0,753$

X_f	Gz	Re	$\bar{Nu}_f$	Θ_w	Θ_r	$\Theta_{b,e}$	QU	QUW	QUR	η
1,00	10,1	357,5	5,040	0,2213	0,0783	0,1498	0,2937	0,9772	0,0228	0,1487
1,20	12,9	457,4	5,374	0,2165	0,0708	0,1306	0,3276	0,9647	0,0353	0,1659
1,40	15,8	560,5	5,645	0,2125	0,0648	0,1155	0,3552	0,9565	0,0435	0,1799
1,60	18,8	667,9	5,886	0,2091	0,0598	0,1034	0,3789	0,9510	0,0490	0,1919
1,80	22,0	780,5	6,114	0,2060	0,0556	0,0934	0,3999	0,9472	0,0528	0,2025
2,00	25,3	898,0	6,331	0,2032	0,0520	0,0850	0,4189	0,9445	0,0555	0,2121
2,20	28,8	1020,8	6,543	0,2006	0,0488	0,0779	0,4363	0,9427	0,0573	0,2209
2,40	32,4	1149,1	6,751	0,1981	0,0460	0,0718	0,4525	0,9414	0,0586	0,2291
2,60	36,2	1283,2	6,959	0,1958	0,0435	0,0665	0,4678	0,9406	0,0594	0,2369
2,80	40,1	1423,0	7,166	0,1935	0,0413	0,0618	0,4823	0,9401	0,0599	0,2442
3,00	44,2	1568,6	7,372	0,1914	0,0392	0,0577	0,4961	0,9399	0,0601	0,2512
3,20	48,5	1720,2	7,580	0,1893	0,0374	0,0540	0,5093	0,9398	0,0602	0,2579
3,40	52,9	1877,5	7,786	0,1873	0,0357	0,0507	0,5219	0,9400	0,0600	0,2643
3,60	57,6	2041,1	7,994	0,1854	0,0341	0,0477	0,5342	0,9402	0,0598	0,2705
3,80	62,3	2210,8	8,203	0,1835	0,0327	0,0450	0,5461	0,9406	0,0594	0,2765
4,00	67,3	2386,0	8,411	0,1816	0,0313	0,0426	0,5575	0,9410	0,0590	0,2823

Tabela 3. 12.b - Valores para o coletor solar da Figura 3.1 - CASO A2 - $T_o = 40^{\circ}\text{C}$

Parâmetros: $T_o = 400C$; $Y = 12,319$; $Z = 3,225$; $a_1 = 16,499$; $a_2 = 21,045$; $W_b = 5,240$
 $\epsilon_{cs} = 0,88$; $\epsilon_{ci} = 0,88$; $\epsilon_{ws} = 0,10$; $\epsilon_{wi} = 0,92$; $\epsilon_{rs} = 0,92$; $Pr = 0,705$; $Dh = 0,05$; $L = 1,25$; $(\tau\alpha)_e = 0,753$

X_f	Gz	Re	$\bar{Nu}_f$	Θ_w	Θ_r	$\Theta_{b,e}$	QU	QUW	QUR	η
1,00	10,1	357,5	5,040	0,2924	0,2482	0,2703	4,3937	0,5819	0,4181	0,2686
1,20	12,9	457,4	5,374	0,2796	0,2325	0,2328	4,8414	0,5844	0,4156	0,2959
1,40	15,8	560,5	5,645	0,2694	0,2199	0,2038	5,1953	0,5868	0,4132	0,3176
1,60	18,8	667,9	5,886	0,2607	0,2092	0,1808	5,4901	0,5891	0,4109	0,3356
1,80	22,0	780,5	6,114	0,2532	0,2000	0,1618	5,7442	0,5914	0,4086	0,3511
2,00	25,3	898,0	6,331	0,2466	0,1918	0,1461	5,9666	0,5937	0,4063	0,3647
2,20	28,8	1020,8	6,543	0,2406	0,1844	0,1328	6,1654	0,5960	0,4040	0,3769
2,40	32,4	1149,1	6,751	0,2351	0,1778	0,1214	6,3452	0,5984	0,4016	0,3878
2,60	36,2	1283,2	6,959	0,2301	0,1716	0,1116	6,5102	0,6008	0,3992	0,3979
2,80	40,1	1423,0	7,166	0,2254	0,1659	0,1030	6,6624	0,6031	0,3969	0,4072
3,00	44,2	1568,6	7,372	0,2210	0,1606	0,0954	6,8039	0,6055	0,3945	0,4159
3,20	48,5	1720,2	7,580	0,2169	0,1556	0,0887	6,9363	0,6080	0,3920	0,4240
3,40	52,9	1877,5	7,786	0,2130	0,1509	0,0827	7,0601	0,6104	0,3896	0,4315
3,60	57,6	2041,1	7,994	0,2093	0,1465	0,0773	7,1774	0,6128	0,3872	0,4387
3,80	62,3	2210,8	8,203	0,2057	0,1423	0,0725	7,2883	0,6152	0,3848	0,4455
4,00	67,3	2386,0	8,411	0,2024	0,1383	0,0681	7,3929	0,6176	0,3824	0,4519

Tabela 3.12.c - Valores para o coletor solar da Figura 3.1 - CASO A3 - $T_o = 400C$

Parâmetros: $T_o = 40^{\circ}\text{C}$; $Y = 12,319$; $Z = 3,225$; $a_1 = 16,499$; $a_2 = 21,045$; $W_b = 5,240$
 $\epsilon_{cs} = 0,88$; $\epsilon_{ci} = 0,88$; $\epsilon_{ws} = 0,10$; $\epsilon_{wi} = 0,10$; $\epsilon_{rs} = 0,10$; $Pr = 0,705$; $Dh = 0,05$; $L = 1,25$; $(\tau\alpha)_e = 0,753$

X_f	Gz	Re	$\bar{Nu}_f$	Θ_w	Θ_r	$\Theta_{b,e}$	QU	QUW	QUR	η
1,00	10,1	357,5	5,040	0,3355	0,1263	0,2309	3,7533	0,9530	0,0470	0,2294
1,20	12,9	457,4	5,374	0,3250	0,1130	0,1991	4,1412	0,9436	0,0564	0,2531
1,40	15,8	560,5	5,645	0,3165	0,1025	0,1746	4,4503	0,9377	0,0623	0,2720
1,60	18,8	667,9	5,886	0,3093	0,0939	0,1551	4,7106	0,9339	0,0661	0,2879
1,80	22,0	780,5	6,114	0,3028	0,0867	0,1391	4,9380	0,9315	0,0685	0,3018
2,00	25,3	898,0	6,331	0,2970	0,1259	0,1259	5,1395	0,9299	0,0701	0,3142
2,20	28,8	1020,8	6,543	0,2917	0,0752	0,1147	5,3223	0,9290	0,0710	0,3253
2,40	32,4	1149,1	6,751	0,2867	0,0705	0,1051	5,4898	0,9286	0,0714	0,3356
2,60	36,2	1283,2	6,959	0,2820	0,0664	0,0968	5,6457	0,9285	0,0715	0,3451
2,80	40,1	1423,0	7,166	0,2775	0,0626	0,0895	5,7915	0,9287	0,0713	0,3540
3,00	44,2	1568,6	7,372	0,2733	0,0592	0,0831	5,9289	0,9291	0,0709	0,3624
3,20	48,5	1720,2	7,580	0,2692	0,0562	0,0775	6,0590	0,9297	0,0703	0,3704
3,40	52,9	1877,5	7,786	0,2653	0,0534	0,0724	6,1822	0,9303	0,0697	0,3779
3,60	57,6	2041,1	7,994	0,2615	0,0508	0,0679	6,3003	0,9311	0,0689	0,3851
3,80	62,3	2210,8	8,203	0,2578	0,0484	0,0638	6,4133	0,9319	0,0681	0,3920
4,00	67,3	2386,0	8,411	0,2543	0,0462	0,0601	6,5209	0,9327	0,0673	0,3986

Tabela 3.12.d - Valores para o coletor solar da Figura 3.1 - CASO $A_4 - T_o = 40^{\circ}\text{C}$

Parâmetros: $T_o \cong 400C$; $Y = 1,487$; $Z = 0,389$; $b_1 = 13,840$; $b_2 = 1,343$; $w_b = 0,632$
 $\epsilon_{cs} = 0,88$; $\epsilon_{cl} = 0,88$; $\epsilon_{ws} = 0,92$; $Pr = 0,705$; $Dh = 0,05$; $L = 1,25$; $(\tau\alpha)_e = 0,753$

X_f	Gz	Re	$\bar{Nu}_f$	θ_w	θ_c	$\theta_{b,e}$	QU	QUW	QUC	η
1,00	10,1	357,5	5,040	0,2384	0,0739	0,1562	0,3062	1,0267	-0,0267	0,1550
1,20	12,9	457,4	5,374	0,2333	0,0712	0,1384	0,3472	0,9879	0,0121	0,1758
1,40	15,8	560,5	5,645	0,2290	0,0689	0,1241	0,3816	0,9604	0,0396	0,1933
1,60	18,8	667,9	5,886	0,2252	0,0670	0,1124	0,4117	0,9401	0,0599	0,2085
1,80	22,0	780,5	6,114	0,2218	0,0652	0,1025	0,4388	0,9244	0,0756	0,2222
2,00	25,3	898,0	6,331	0,2187	0,0636	0,0941	0,4634	0,9121	0,0879	0,2347
2,20	28,8	1020,8	6,543	0,2157	0,0621	0,0868	0,4861	0,9022	0,0978	0,2462
2,40	32,4	1149,1	6,751	0,2130	0,0607	0,0805	0,5073	0,8941	0,1059	0,2569
2,60	36,2	1283,2	6,959	0,2103	0,0594	0,0749	0,5273	0,8874	0,1126	0,2670
2,80	40,1	1423,0	7,166	0,2078	0,0582	0,0700	0,5462	0,8818	0,1182	0,2766
3,00	44,2	1568,6	7,372	0,2053	0,0570	0,0656	0,5642	0,8770	0,1230	0,2857
3,20	48,5	1720,2	7,580	0,2030	0,0559	0,0616	0,5814	0,8730	0,1270	0,2944
3,40	52,9	1877,5	7,786	0,2007	0,0548	0,0581	0,5979	0,8695	0,1305	0,3027
3,60	57,6	2041,1	7,994	0,1984	0,0538	0,0548	0,6137	0,8665	0,1335	0,3108
3,80	62,3	2210,8	8,203	0,1963	0,0528	0,0519	0,6291	0,8640	0,1360	0,3185
4,00	67,3	2386,0	8,411	0,1941	0,0518	0,0492	0,6438	0,8617	0,1383	0,3260

Tabela 3.12.e - Valores para o coletor solar da Figura 3.2 - CASO $B_1 - T_o = 400C$

Parâmetros: $T_o = 40^\circ\text{C}$; $Y = 12,319$; $Z = 3,225$; $b_1 = 114,675$; $b_2 = 11,122$; $W_b = 5,240$
 $\epsilon_{cs} = 0,88$; $\epsilon_{cl} = 0,88$; $\epsilon_{ws} = 0,10$; $Pr = 0,705$; $Dh = 0,05$; $L = 1,25$; $(\tau\alpha)_e = 0,753$

X_f	Gz	Re	$\bar{Nu}_f$	θ_w	θ_c	$\theta_{b,e}$	QU	QUW	QUC	η
1,00	10,1	357,5	5,040	0,4976	0,0460	0,2718	4,4175	1,3309	-0,3309	0,2700
1,20	12,9	457,4	5,374	0,4777	0,0425	0,2365	4,9179	1,2668	-0,2668	0,3006
1,40	15,8	560,5	5,645	0,4617	0,0397	0,2089	5,3250	1,2213	-0,2213	0,3255
1,60	18,8	667,9	5,886	0,4480	0,0374	0,1867	5,6704	1,1874	-0,1874	0,3466
1,80	22,0	780,5	6,114	0,4358	0,0353	0,1683	5,9717	1,1612	-0,1612	0,3650
2,00	25,3	898,0	6,331	0,4248	0,0335	0,1528	6,2378	1,1403	-0,1403	0,3813
2,20	28,8	1020,8	6,543	0,4146	0,0319	0,1395	6,4770	1,1234	-0,1234	0,3959
2,40	32,4	1149,1	6,751	0,4051	0,0305	0,1281	6,6940	1,1093	-0,1093	0,4092
2,60	36,2	1283,2	6,959	0,3962	0,0291	0,1181	6,8932	1,0975	-0,0975	0,4213
2,80	40,1	1423,0	7,166	0,3877	0,0279	0,1094	7,0770	1,0874	-0,0874	0,4326
3,00	44,2	1568,6	7,372	0,3796	0,0268	0,1016	7,2477	1,0787	-0,0787	0,4430
3,20	48,5	1720,2	7,580	0,3719	0,0258	0,0947	7,4071	1,0712	-0,0712	0,4528
3,40	52,9	1877,5	7,786	0,3646	0,0248	0,0885	7,5559	1,0646	-0,0646	0,4619
3,60	57,6	2041,1	7,994	0,3575	0,0239	0,0829	7,6963	1,0588	-0,0588	0,4704
3,80	62,3	2210,8	8,203	0,3507	0,0231	0,0779	7,8287	1,0536	-0,0536	0,4785
4,00	67,3	2386,0	8,411	0,3442	0,0223	0,0733	7,9532	1,0490	-0,0490	0,4861

Tabela 3.12.f - Valores para o coletor solar da Figura 3.2 - CASO B₂ - $T_o = 40^\circ\text{C}$

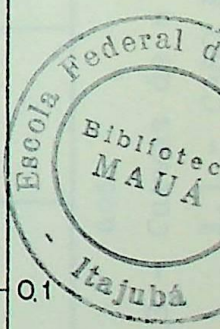
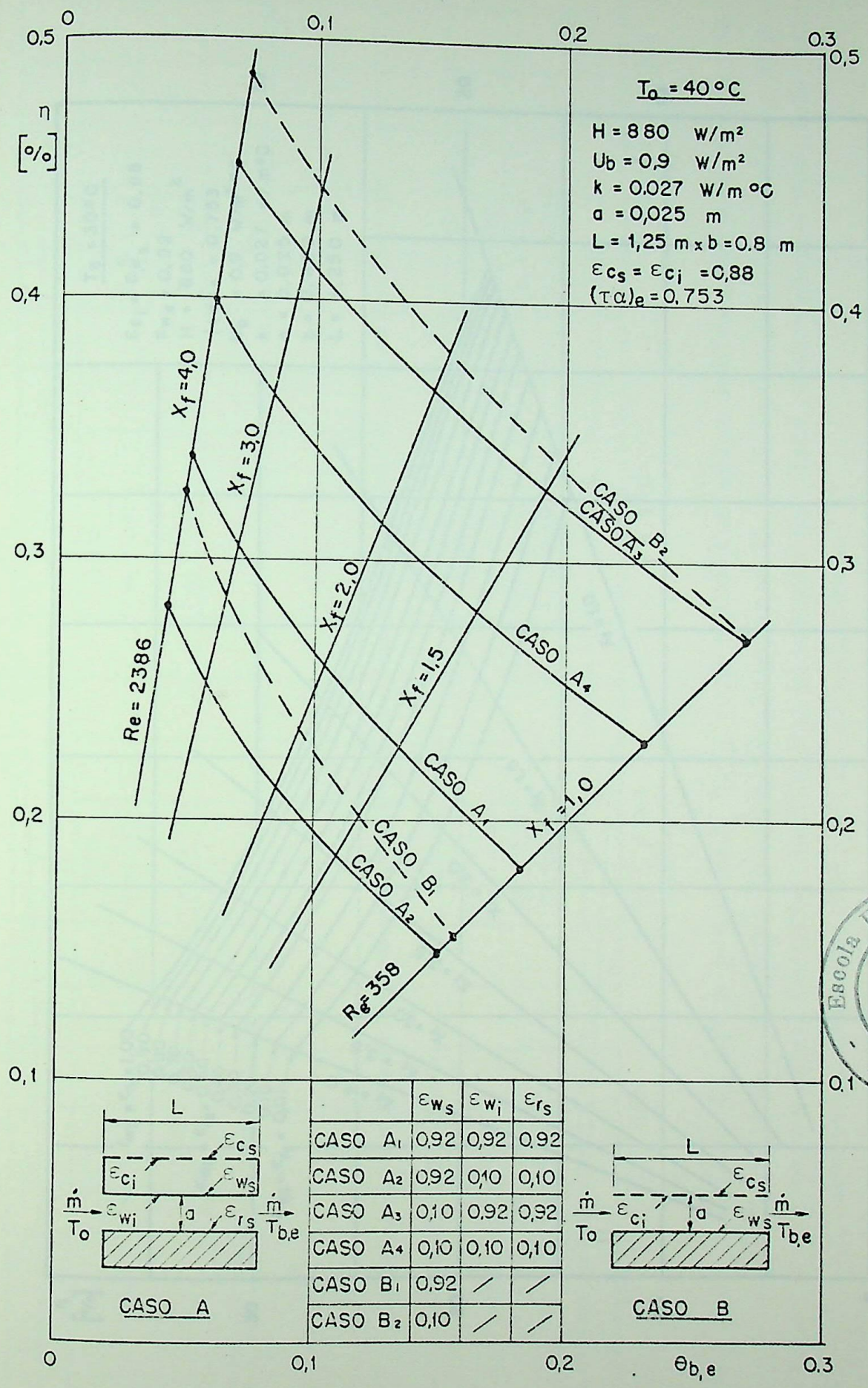


Gráfico 3.12 - Curvas de eficiência, η , versus $\theta_{b,e}$ para dois tipos de coletores com

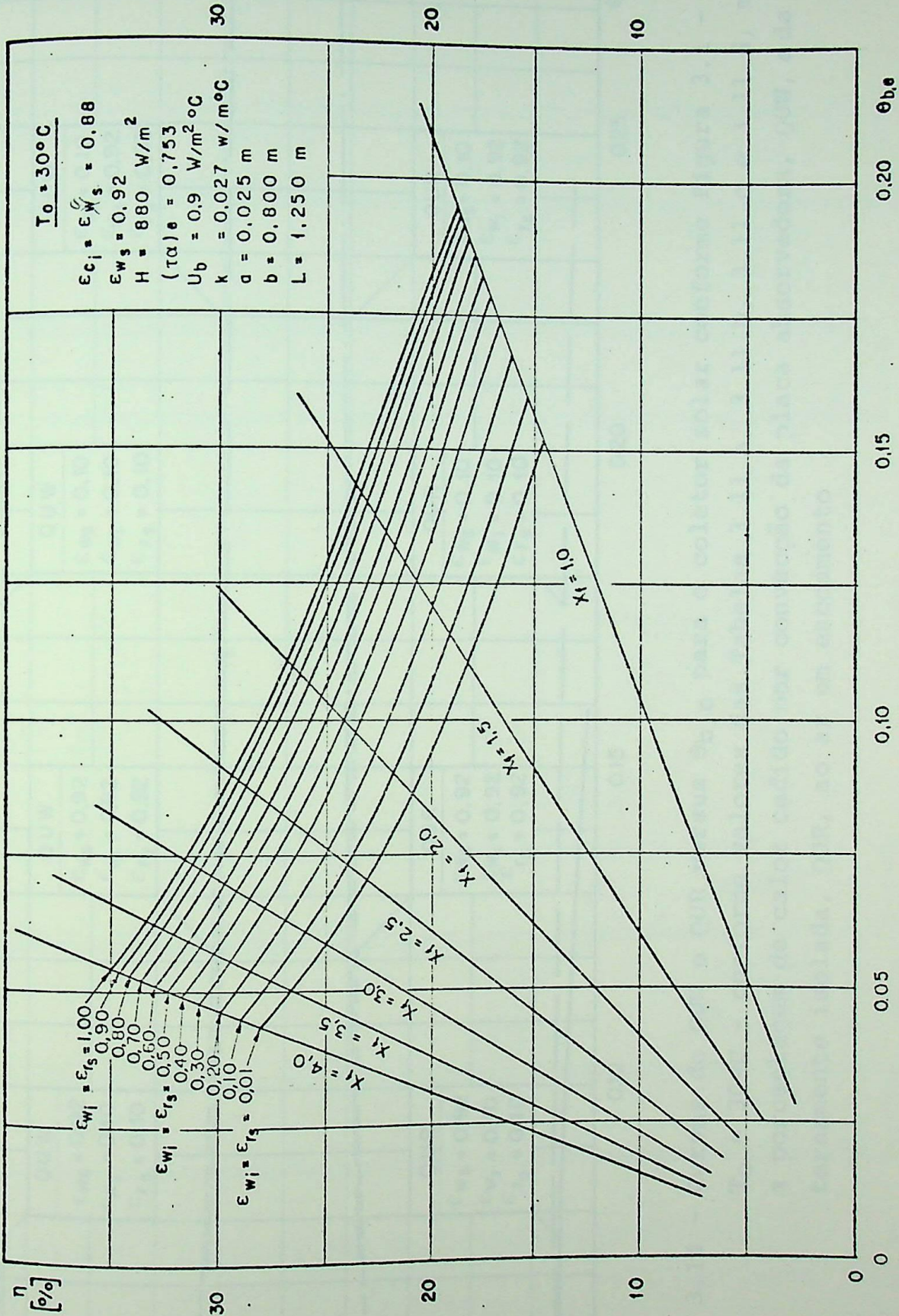


Gráfico 3.13 - Curvas de η versus θ_b , e para o coletor solar conforme Figura

3.1 - CASO A - com vários valores de emissividade das superfícies que formam o canal

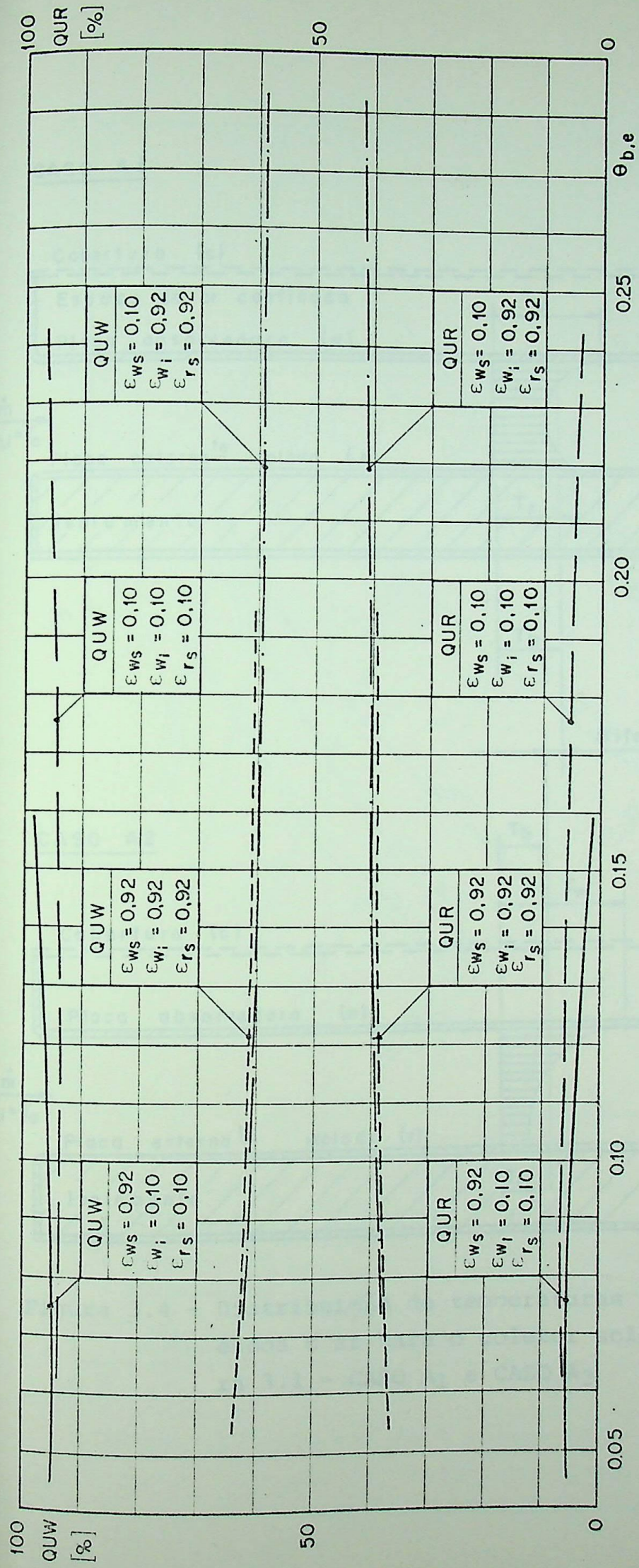
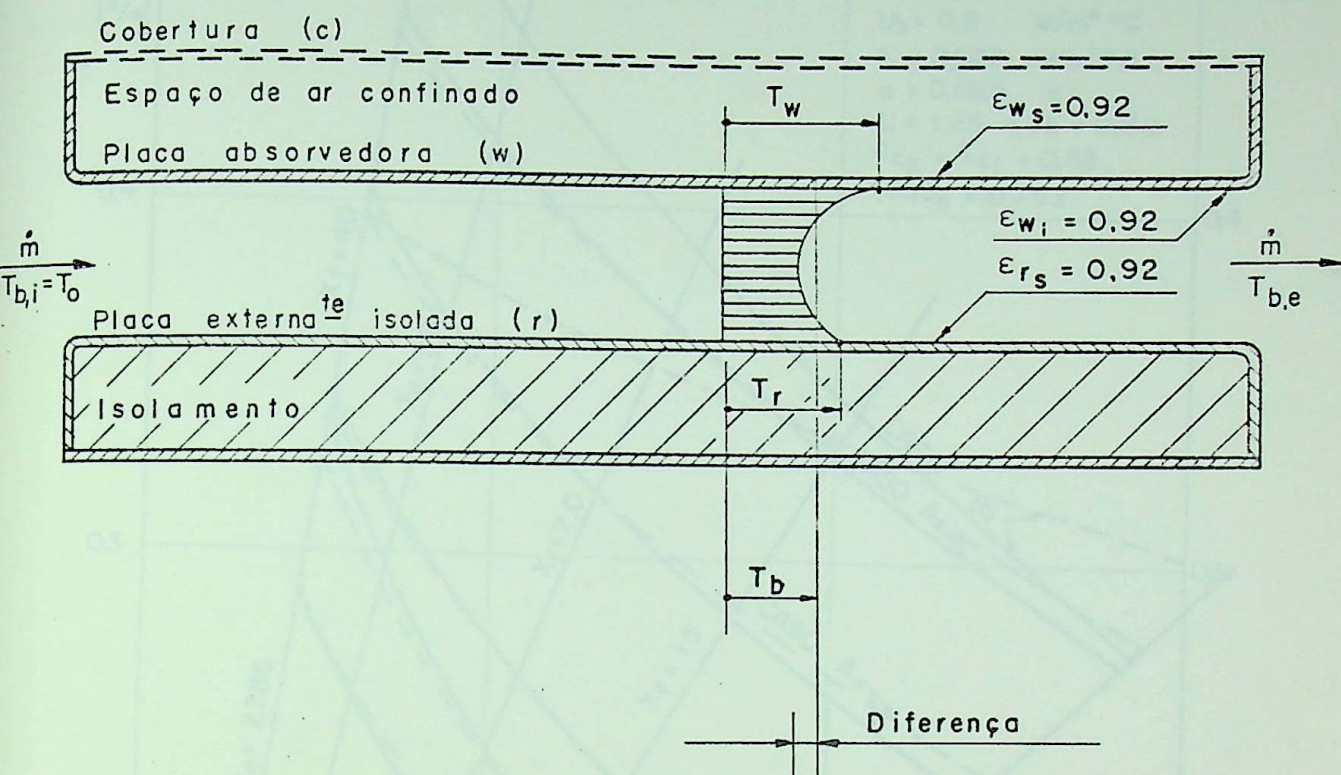


Gráfico 3.14 - Curvas de Q_{UW} e Q_{Ur} versus $\theta_{b,e}$ para o coletor solar conforme Figura 3.1 - CASO A - $T_0 = 30^\circ C$ - conforme valores das Tabelas 3.11.a, 3.11.b, 3.11.c e 3.11.d, mostrando a porcentagem de calor cedido por convecção da placa absorvedora, Q_{UW} , e da placa externamente isolada, Q_{Ur} , ao ar em escoamento

CASO A1



CASO A2

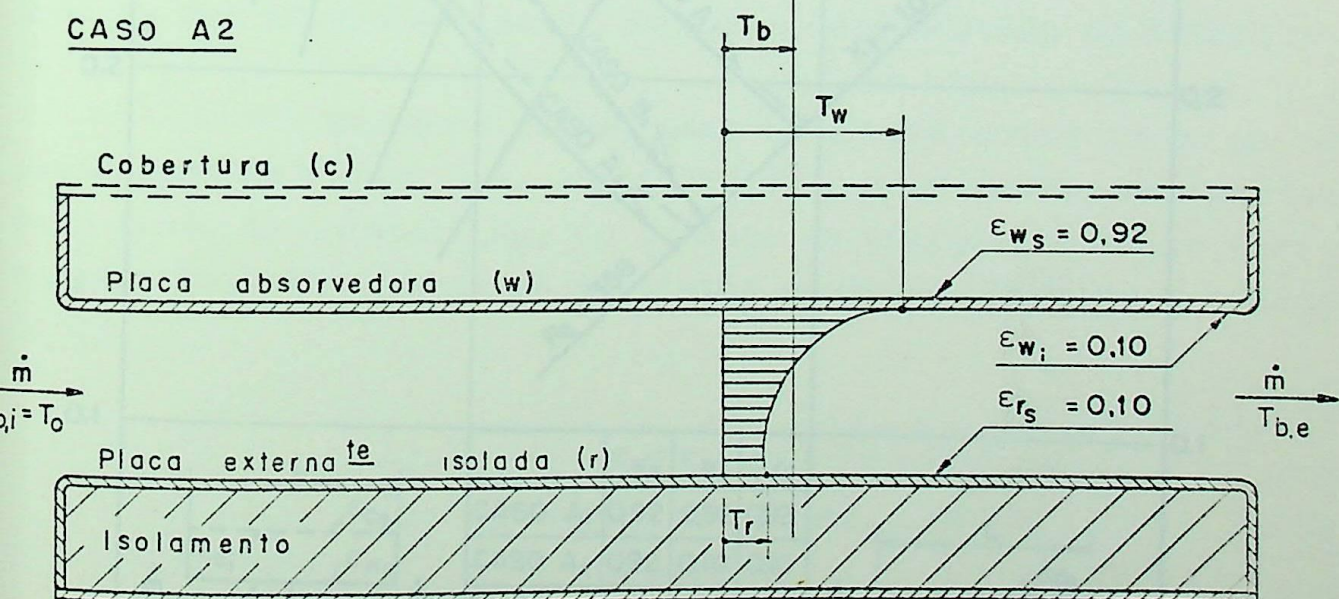


Figura 3.4 - Distribuição de temperaturas no canal por onde escoo o ar para o coletor solar conforme Figura 3.1 - CASO A₁ e CASO A₂

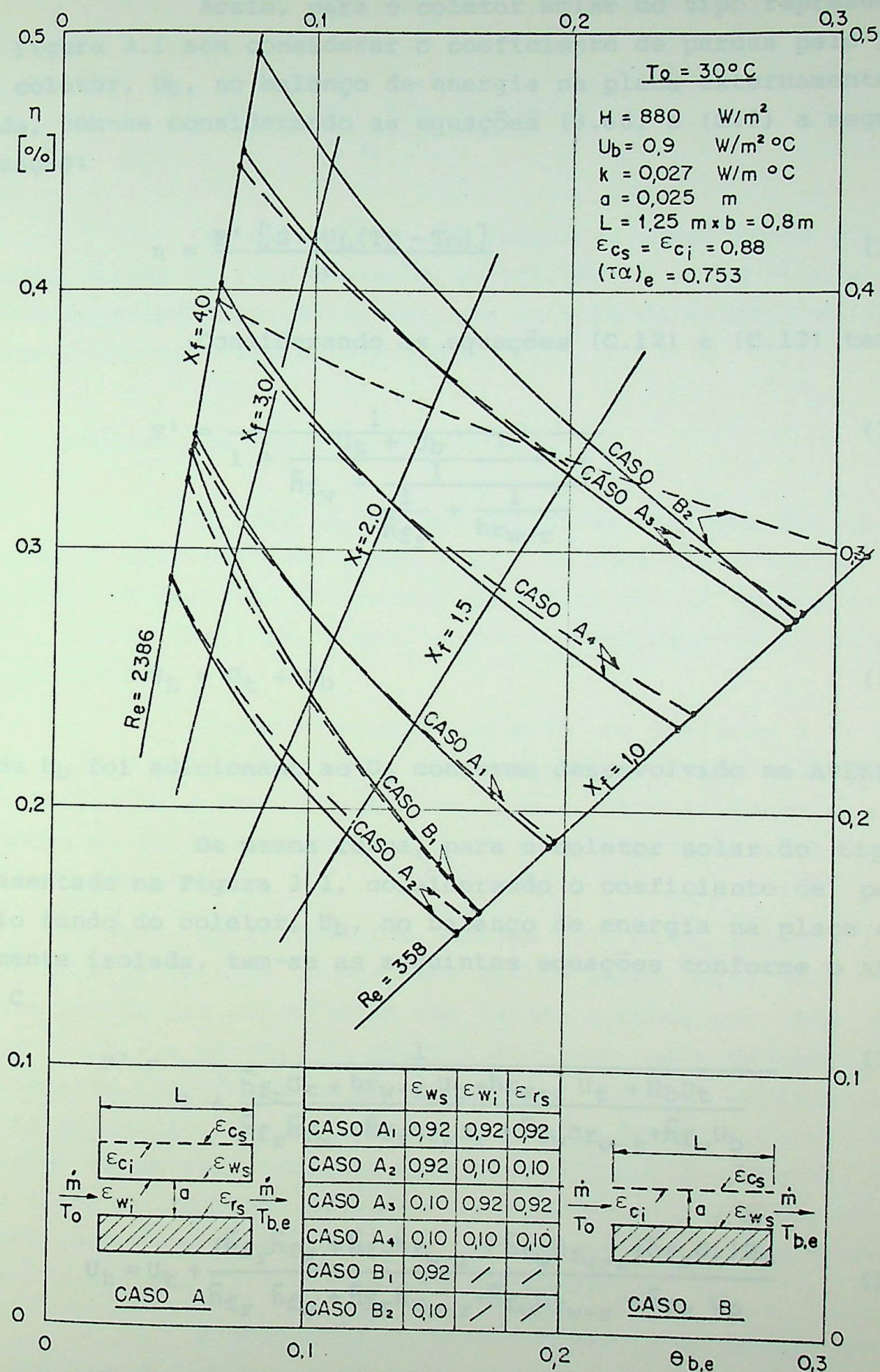


Gráfico 3.15 - Curvas de η versus $\Theta_{b,e}$ para dois tipos de coletores solares com $T_0 = 30^\circ\text{C}$
 — W_t = variável e ---- W_t = constante

Assim, para o coletor solar do tipo representado na Figura 3.1 sem considerar o coeficiente de perdas pelo fundo do coletor, U_b , no balanço de energia na placa externamente isolada, tem-se considerando as equações (3.66) e (C.9) a seguinte equação:

$$\eta = \frac{F' [S - U_L(T_f - T_o)]}{H} \quad (3.71)$$

Considerando as equações (C.12) e (C.13) tem-se:

$$F' = \frac{1}{1 + \frac{U_t + U_b}{\bar{h}_{f_w} + \frac{1}{\frac{1}{\bar{h}_{f_r}} + \frac{1}{h_{r_w-r}}}}} \quad (3.72)$$

$$U_L = U_t + U_b \quad (3.73)$$

onde U_b foi adicionado ao U_t conforme desenvolvido no APÊNDICE C

Da mesma forma, para o coletor solar do tipo representado na Figura 3.1, considerando o coeficiente de perdas pelo fundo do coletor, U_b , no balanço de energia na placa externamente isolada, tem-se as seguintes equações conforme o APÊNDICE C

$$F' = \frac{1}{1 + \frac{\bar{h}_{f_r} U_t + h_{r_w-r} U_t + h_{r_w-r} U_t + U_b U_t}{\bar{h}_{f_r} \bar{h}_{f_w} + \bar{h}_{f_r} h_{r_w-r} + \bar{h}_{f_w} h_{r_w-r} + \bar{h}_{f_w} U_b}} \quad (3.74)$$

$$U_t = U_t + \frac{(\bar{h}_{f_r} \bar{h}_{f_w} + \bar{h}_{f_r} h_{r_w-r} + \bar{h}_{f_w} h_{r_w-r} + \bar{h}_{f_r} U_t) U_b}{\bar{h}_{f_r} \bar{h}_{f_w} + \bar{h}_{f_r} h_{r_w-r} + \bar{h}_{f_w} h_{r_w-r} + \bar{h}_{f_w} U_b} \quad (3.75)$$

Considerando as equações (3.5) e (3.66), tem-se:

$$\eta = \frac{\dot{m} C_p (T_{b,e} - T_o)}{AH} \quad (3.76)$$

Ainda, considerando as equações (3.1) e (3.66) ,
tem-se:

$$\eta = \frac{\bar{h}_{f_w}(T_w - T_f) + \bar{h}_{f_r}(T_r - T_f)}{H} \quad (3.77)$$

No CAPÍTULO 5 são feitas as comparações entre as várias formas de representação da eficiência utilizando os resultados experimentais realizados com um tipo de coletor solar conforme o representado pela Figura 3.2.

3.6 - Análise dos Resultados Teóricos.

A análise das emissividades das superfícies que formam o canal por onde escoar o ar é de suma importância visto que seus valores vão determinar dois aspectos de interesse, ou seja, a eficiência do coletor solar e a temperatura do ar na saída do coletor.

Observa-se primeiramente nos Gráficos 3.9, 3.10; 3.11 e 3.12 que quanto maior for o valor da emissividade das superfícies que formam o canal por onde escoar o ar maior é a eficiência do coletor solar bem como maior é a temperatura do ar na saída do coletor.

Na análise das Tabelas 3.9, 3.10, 3.11 e 3.12 bem como no Gráfico 3.14 nota-se que quanto maior for o valor da emissividade das superfícies que formam o canal por onde escoar o ar maior é a parcela de calor cedido por convecção da placa externamente isolada ao ar em escoamento. Isto se explica pelo fato da interação convecção-radiação dentro do canal. Quanto maior o valor da emissividade das superfícies que formam o canal maior é a troca de radiação da placa absorvedora para a placa externamente isolada e desta para o ar em escoamento por convecção, conforme a equação (3.3) do balanço de energia.

A interação convecção-radiação no canal através da análise das emissividades mostra que o calor cedido pela placa externamente isolada ao ar em escoamento pode ser de até 40% do calor total cedido ao ar, conforme indicam as Tabelas 3.9, 3.10; 3.11 e 3.12 e o Gráfico 3.14. Desta forma, nota-se atra

vés da Figura 3.4 que quando as emissividades das superfícies que formam o canal são baixas a maior parte do calor cedido ao ar é proveniente da placa absorvedora, sendo a temperatura da placa absorvedora, T_w , alta e a temperatura da placa externamente isolada, T_r , baixa. Por outro lado, quando as emissividades das superfícies que formam o canal são altas a temperatura da placa absorvedora, T_w , é mais baixa e a temperatura da placa externamente isolada, T_r , é mais alta, que no caso anterior. Isso traz resultados significantes, pois, se a temperatura da placa absorvedora, T_w , é diminuída em consequência diminui a perda de calor pelo topo do coletor solar, $U_t(T_w - T_o)$. Por outro lado, se a temperatura da placa externamente isolada, T_r , é aumentada em consequência aumenta a perda de calor pelo fundo do coletor solar, $U_b(T_r - T_o)$, mas isso pode ser perfeitamente minimizado através da determinação da espessura do isolamento do fundo bem como do seu material. No aspecto geral, quando se diminui a perda de calor aumenta-se em consequência a eficiência do coletor solar bem como a temperatura do ar na saída do coletor conforme observa-se nos Gráficos 3.9, 3.10, 3.11, 3.12 e 3.14 e na Figura 3.4.

Ainda, no Gráfico 3.13 são traçadas várias curvas de eficiência, η , versus diferença percentual de temperatura, $\theta_{b,e}$, para vários valores de emissividades. Nota-se que o caso ideal é ter-se emissividades dentro do canal iguais a 1. A análise deste gráfico indica um aspecto importante visto que no coletor solar normalmente a superfície superior da placa absorvedora é tratada seletivamente com o intuito de diminuir a perda de calor pelo topo do coletor solar e em consequência aumentar a eficiência, mas as superfícies que formam o canal não sofrem tratamento, por exemplo, o aço galvanizado no seu estado normal tem emissividade igual a 0,13 mas se for pintado com esmalte sintético preto-fosco a sua emissividade aumenta para 0,92.

Observa-se também nos Gráficos 3.9, 3.10; 3.11 e 3.12 as curvas de η versus $\theta_{b,e}$ para os dois tipos de coletores solares analisados neste trabalho considerando superfícies seletivas ou não. Nota-se que o coletor solar conforme a Figura 3.2, CASO B₁, tem eficiência, η , menor que o coletor solar conforme a Figura 3.1, CASO A₁, e uma eficiência maior que o CASO A₂, quando a superfície superior da placa absorvedora é pintada de esmal

te sintético preto-fosco ($\epsilon_{ws} = 0,92$), em regime laminar. Por outro lado, quando a superfície superior da placa absorvedora é seletiva ($\epsilon_{ws} = 0,10$) a eficiência, η , do coletor solar conforme o CASO B₂ é maior que a do CASO A₃ e a do CASO A₄. A explicação pelo fato de que a eficiência do coletor solar conforme o CASO B₂ é maior que a do CASO A₃, é pelo fato de que a dependência de W_t com θ_w (Gráfico 3.6 - CASO A₃) bem como a dependência de W_t com θ_c (Gráfico 3.8 - CASO B₂) não serem lineares. observa-se nestes gráficos, para superfície superior da placa absorvedora seletiva (baixa emissividade em ondas longas), que para baixos valores de θ_w (CASO A₃) e θ_c (CASO B₂), a reta aproximada obtida através de regressão linear dá valores maiores que os valores teóricos para o Gráfico 3.6 (CASO A₃) e valores menores que os valores teóricos para o Gráfico 3.8 (CASO B₂). Sendo assim, W_t apresenta valores maiores para o coletor conforme o CASO A₃ e valores menores para o coletor conforme o CASO B₂ tornando-se assim a eficiência do coletor solar conforme o CASO B₂ maior que a eficiência do coletor solar conforme o CASO A₃. Deve-se salientar que além da regressão linear aplicada aos pontos das Tabelas 3.1, 3.2, 3.3 e 3.4 foram testadas também as regressões exponencial, logarítma e de potência, sendo que a que apresentou o maior fator de correlação foi a regressão linear. Observa-se ainda nos Gráficos 3.9, 3.10, 3.11 e 3.12 que quanto maior a temperatura ambiente, T_o , a eficiência do coletor solar do CASO B₁ se afasta da eficiência do CASO A₁, e a eficiência do coletor solar do CASO B₂ se aproxima da eficiência do CASO A₃.

Finalmente, observa-se no Gráfico 3.15 que se não considerar a variação de U_t com T_w , ou W_t com θ_w , os valores da eficiência calculados com W_t constante são diferentes dos valores com W_t variável. Nota-se que dependendo do valor constante de W_t adotado, a variação da eficiência pode ser mais acentuada, ou na faixa de regime laminar ou na faixa de regime turbulento. Portanto, deve ser considerada a dependência de W_t com a temperatura.

CAPÍTULO 4

MÉTODOS EXPERIMENTAIS

No CAPÍTULO 3 foi desenvolvido um modelo analítico para avaliar o desempenho de coletores solares de placas planas utilizando parâmetros adimensionais. O modelo analítico desenvolvido foi empregado para se determinar a eficiência de dois tipos de coletores solares utilizando ar como fluido, conforme ilustram as Figuras 3.1 e 3.2. As equações desenvolvidas são de carácter geral e servem para determinar a eficiência de tais coletores, para qualquer tipo de material e escoamento, visto que as equações encontradas foram estabelecidas sem simplificações que pudessem particularizá-las. Assim sendo, pôde-se estabelecer comparações entre os dois tipos de coletores utilizando diversos valores de emissividades dos materiais envolvidos, quer com superfícies seletivas ou não, e com escoamento forçado em regime laminar.

Com o intuito de comprovar parte dos resultados analíticos, construiu-se um Banco de Testes, conforme ilustra a Figura 4.1, cujos componentes serão descritos a seguir. O Banco de Testes segue as normas do National Bureau of Standards (NBS) estabelecidas por Hill e Kusuda [9].

4.1 - Coletor Solar

O coletor solar ensaiado é do tipo esquematizado na Figura 3.1, CASO A, e detalhado na Figura 4.2, o qual consta basicamente de uma cobertura de vidro; abaixo desta cobertura fica a placa absorvedora formando o chamado espaço de ar confinado e abaixo da placa absorvedora fica o canal por onde escoar o ar. No interior do coletor solar estão colocados 6 termopares para a medição das temperaturas da placa absorvedora e 6 termopares para a medição das temperaturas da placa externamente isolada. O posicionamento do coletor solar durante os testes foi horizontal.

a. Dimensões do Coletor Solar

O coletor solar, conforme ilustra a Figura 4.2,

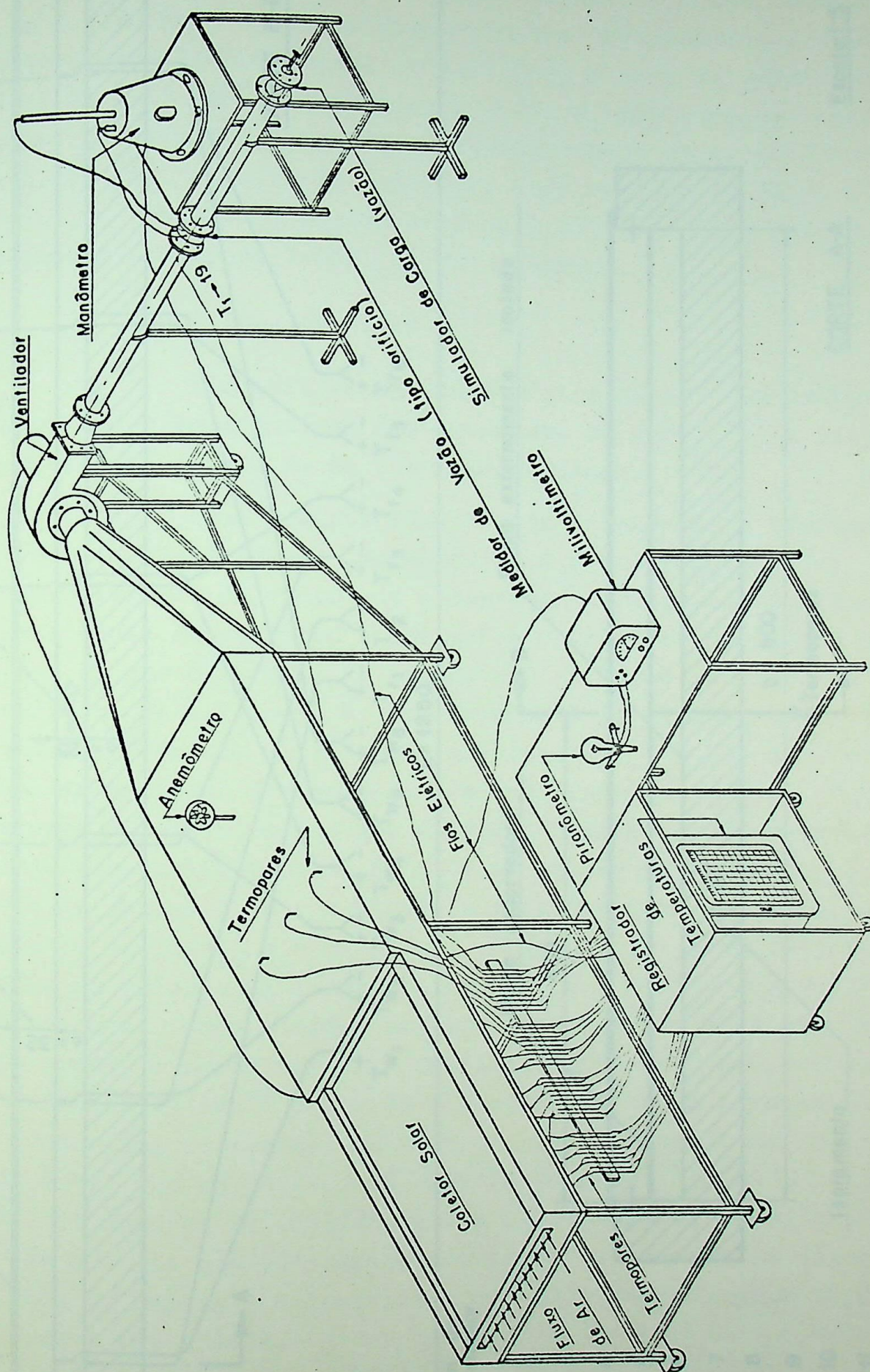
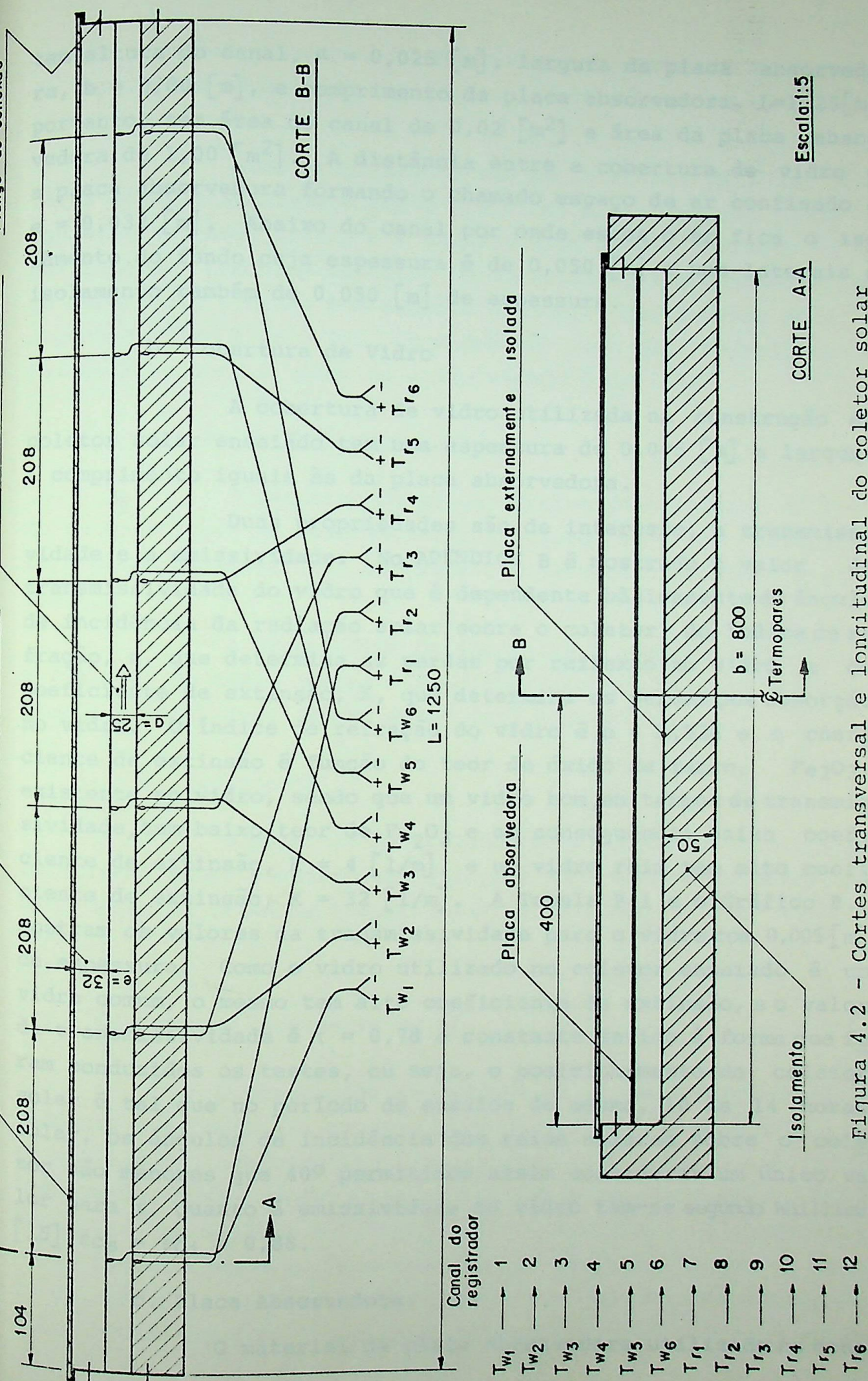


Figura 4.1 - Esquema do Banco de Testes



tem altura do canal, $a = 0,025$ [m], largura da placa absorvedora, $b = 0,80$ [m], e comprimento da placa absorvedora, $L=1,25$ [m], portanto, tem área do canal de $0,02$ [m²] e área da placa absorvedora de $1,00$ [m²]. A distância entre a cobertura de vidro e a placa absorvedora formando o chamado espaço de ar confinado é $e = 0,032$ [m]. Abaixo do canal por onde escoar o ar fica o isolamento do fundo cuja espessura é de $0,050$ [m] e nas laterais o isolamento também de $0,050$ [m] de espessura.

b. Cobertura de Vidro

A cobertura de vidro utilizada na construção do coletor solar ensaiado tem uma espessura de $0,005$ [m] e largura e comprimento iguais às da placa absorvedora.

Duas propriedades são de interesse, a transmissividade e a emissividade. No APÊNDICE B é mostrado o valor da transmissividade do vidro que é dependente basicamente do ângulo de incidência da radiação solar sobre o coletor, do índice de refração, n , que determina as perdas por reflexão no vidro e do coeficiente de extinção, K , que determina as perdas por absorção no vidro. O índice de refração do vidro é $n = 1,526$ e o coeficiente de extinção é função do teor de óxido de ferro, Fe_2O_3 , existente no vidro, sendo que um vidro bom, em termos de transmissividade, tem baixo teor de Fe_2O_3 e em consequência baixo coeficiente de extinção, $K = 4$ [1/m], e um vidro ruim tem alto coeficiente de extinção, $K = 32$ [1/m]. A Tabela B.1 e o Gráfico B.1, mostram os valores da transmissividade para o vidro com $0,005$ [m] de espessura. Como o vidro utilizado no coletor ensaiado é um vidro comum, o mesmo tem alto coeficiente de extinção, e o valor da transmissividade é $\tau = 0,78$ e constante devido à forma que foram conduzidos os testes, ou seja, o posicionamento do coletor solar é tal que no período de ensaios do mesmo, 10 às 14 horas solar, os ângulos de incidência dos raios solares sobre o coletor são menores que 40° permitindo assim considerar um único valor para τ . Quanto à emissividade do vidro tem-se segundo Whillier [15] $\epsilon_{cs} = \epsilon_{ci} = 0,88$.

c. Placa Absorvedora.

O material da placa absorvedora utilizado na cons

trução do coletor solar ensaiado foi o aço galvanizado pintado na superfície superior e superfície inferior com esmalte sintético preto-fosco.

Duas propriedades são de interesse para os coletores solares analisados neste trabalho; a absorvidade para a radiação em ondas curtas e a emissividade para a radiação em ondas longas. Conforme descrito no APÊNDICE B, a absorvidade para superfície pintada com esmalte sintético preto-fosco para o espectro solar é de 0,92. Considerando para essa superfície a Lei de Kirchhoff o valor da emissividade é de 0,92.

d. Placa Externamente Isolada.

O material da placa externamente isolada utilizado na construção do coletor solar ensaiado foi o aço galvanizado pintado na superfície superior com esmalte sintético preto-fosco.

A propriedade de interesse é a emissividade para a radiação em ondas longas e conforme descrito no item c anterior a emissividade dessa superfície é de 0,92.

e. Isolamento

O material do isolamento utilizado na construção do coletor solar ensaiado foi o isopor cuja condutibilidade térmica média na faixa de temperaturas de 50 à 100 °C é $k_1 = 0,045$ [W/m°C].

4.2 - Conduto de Escoamento do Ar

O conduto de escoamento do ar tem a finalidade de conduzir o ar aquecido pelo coletor solar até o flange de sucção do ventilador, conforme ilustram as Figuras 4.1 e 4.3. A área transversal desse conduto tem a mesma área transversal do coletor solar, ou seja, $a = 0,025$ [m] e $b = 0,800$ [m]. O comprimento do conduto segue as recomendações do National Bureau of Standards, NBS [9], bem como o posicionamento dos endireitadores de fluxo localizados no interior do conduto que por sua vez estão

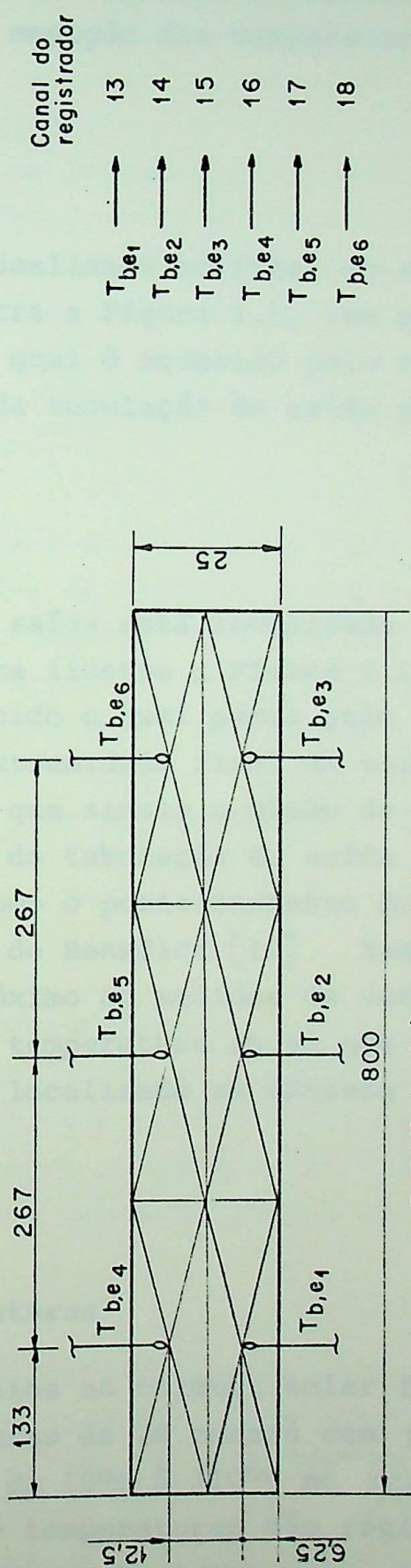
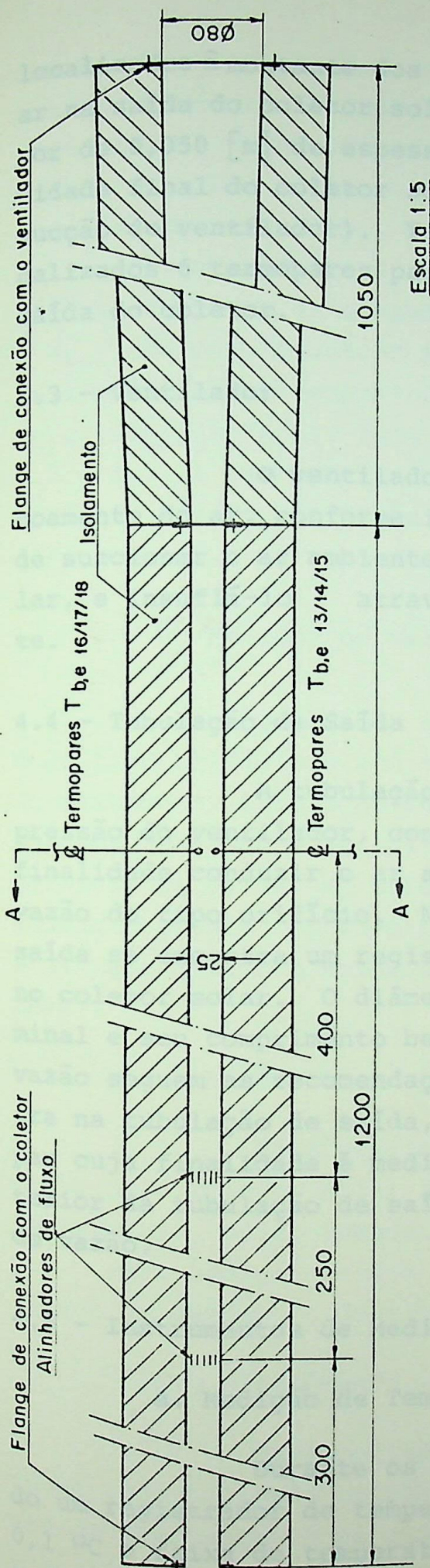


Figura 4.3 - Corte longitudinal do conduto de escoamento do ar

localizados à montante dos termopares que medem a temperatura do ar na saída do coletor solar. Todo o conduto é isolado com isopor de 0,050 [m] de espessura desde o início do conduto (extremidade final do coletor solar) até o final do conduto (flange de sucção do ventilador). Também no interior do conduto estão localizados 6 termopares para a medição das temperaturas do ar na saída do coletor.

4.3 - Ventilador

O ventilador localizado no final do conduto de escoamento do ar, conforme ilustra a Figura 4.1, tem por finalidade succionar o ar ambiente, o qual é aquecido pelo coletor solar, e insuflá-lo através da tubulação de saída para o ambiente.

4.4 - Tubulação de Saída

A tubulação de saída está localizada no flange de pressão do ventilador, conforme ilustra a Figura 4.1, e tem por finalidade conduzir o ar aquecido o qual passa pelo medidor de vazão do tipo orifício. Na extremidade final da tubulação de saída se encontra um registro que simula a vazão de ar que escoar no coletor solar. O diâmetro da tubulação de saída é de 2" nominal e seu comprimento bem como o posicionamento do medidor de vazão seguem as recomendações de Benedict [12]. Também se encontra na tubulação de saída, próximo ao medidor de vazão, um termopar cuja finalidade é medir a temperatura do ar que escoar no interior da tubulação de saída, localizado na entrada do medidor de vazão.

4.5 - Instrumentos de Medição

a. Medição de Temperaturas

Durante os ensaios no coletor solar foi utilizado um registrador de temperaturas de 20 canais com precisão de 0,1 °C e faixa de temperatura de 10°C à 110°C no mostrador de temperaturas. Os 20 canais de temperaturas são registrados num intervalo de tempo de 80 segundos. Os termopares utilizados fo

ram de ferro-constantan e seus posicionamento e precisão seguem as recomendações do National Bureau of Standards, NBS [9]. Desta forma, foram utilizados 19 termopares distribuídos da seguinte maneira: 6 termopares para medição das temperaturas da placa absorvedora, T_{w1} , T_{w2} , T_{w3} , T_{w4} , T_{w5} e T_{w6} , conforme ilustram as Figuras 4.1 e 4.2, 6 termopares para medição das temperaturas da placa externamente isolada, T_{r1} , T_{r2} , T_{r3} , T_{r4} , T_{r5} e T_{r6} , conforme ilustram as Figuras 4.1 e 4.2, 6 termopares para a medição das temperaturas do ar na saída do coletor, $T_{b,e1}$, $T_{b,e2}$, $T_{b,e3}$, $T_{b,e4}$, $T_{b,e5}$ e $T_{b,e6}$, conforme ilustram as Figuras 4.1 e 4.3, 1 termopar para a medição da temperatura do ar na entrada do medidor de vazão do tipo orifício, T_1 , conforme ilustra a Figura 4.1.

b. Medidor de Vazão

O medidor de vazão utilizado no Banco de Testes é do tipo orifício e com tomadas de pressão nos flanges e está localizado na tubulação de saída conforme ilustra a Figura 4.1. Durante os ensaios no coletor solar foi utilizada uma placa com orifício de 0,025 [m] dando uma relação de diâmetros $\beta = 0,5$. No APÊNDICE D está representado na Figura D.1 o medidor de vazão utilizado e também estão descritos os detalhes do cálculo da vazão.

c. Manômetro

Para efeito da determinação da vazão de ar que escoava pelo coletor solar foi utilizado um medidor de vazão do tipo orifício, cujas tomadas de pressão estão localizadas nos flanges. Para medição dessas pressões no medidor de vazão foi utilizado um manômetro do tipo Betz com precisão de 0,1 mmca.

d. Piranômetro

Para medição de radiação solar total (direta + difusa) foi utilizado um piranômetro interligado a um milivoltímetro de precisão. O piranômetro tem uma constante $k = 92,56 [W/m^2 mV]$ e o milivoltímetro tem uma precisão de 0,1 mV para uma faixa de voltagens de 0 à 15 mV. O valor da radiação solar incidente no

coletor é obtido multiplicando-se a constante do piranômetro pelo valor da milivoltagem registrada no milivoltímetro. Estes valores da milivoltagem foram registrados num intervalo de tempo de 40 segundos.

e. Anemômetro

Para efeito de medição da velocidade do vento sobre o coletor solar foi utilizado um anemômetro com registro de velocidades em m/min num intervalo de tempo de 1 minuto.

f. Termômetro

Para efeito de controle das condições ambientes com as quais os ensaios foram realizados, bem como para a determinação da eficiência do coletor solar, foi utilizado para a medição de temperatura do ar ambiente um termômetro de bulbo de mercúrio com precisão de 0,1 °C.

g. Barômetro

Para efeito de controle das condições ambientes com as quais os ensaios foram realizados, bem como para a determinação da vazão de ar em escoamento no coletor, foi utilizado para a medição de pressão atmosférica um barômetro de coluna de mercúrio com precisão de 0,1 mmHg.

h. Psicrômetro

Para efeito de controle das condições ambientes com as quais os ensaios foram realizados, foi utilizado um psicrômetro para a medição de umidade relativa do ar.

4.6 - Sequência das Operações Fundamentais

As principais operações realizadas durante os ensaios tendo por base as recomendações do National Bureau of Standards, NBS [9] são as seguintes:

a. Colocação do coletor solar sob a influência dos raios

solares e posicionado de tal maneira que não sofra a influência de reradiação das vizinhanças.

b. Fixação do registro simulador de vazão de tal maneira que o regime de escoamento no coletor solar fosse laminar.

c. Registro das condições ambientes, das temperaturas da placa absorvedora, da placa externamente isolada, do ar na saída do coletor, temperatura do ar na entrada do medidor de vazão do tipo orifício, pressões nos flanges do medidor de vazão do tipo orifício, voltagem no milivoltímetro que foi interligado o piranômetro e velocidade do vento.

Obtidos os dados experimentais conforme descrito anteriormente pode-se determinar os valores da eficiência média bem como outros valores referentes ao coletor solar, num intervalo de tempo de 15 minutos, conforme feito a seguir.

A. Determinação das Temperaturas da Placa Absorvedora, da Placa Externamente Isolada e do Ar na Saída do Coletor Solar.

CAPÍTULO 5

RESULTADOS EXPERIMENTAIS

5.1 - Apresentação dos Resultados

No sentido de comparar os resultados analíticos apresentados no CAPÍTULO 3 com os resultados experimentais, foram realizados várias experiências com um coletor solar conforme Figura 3.1, cujas características foram descritas no CAPÍTULO 4.

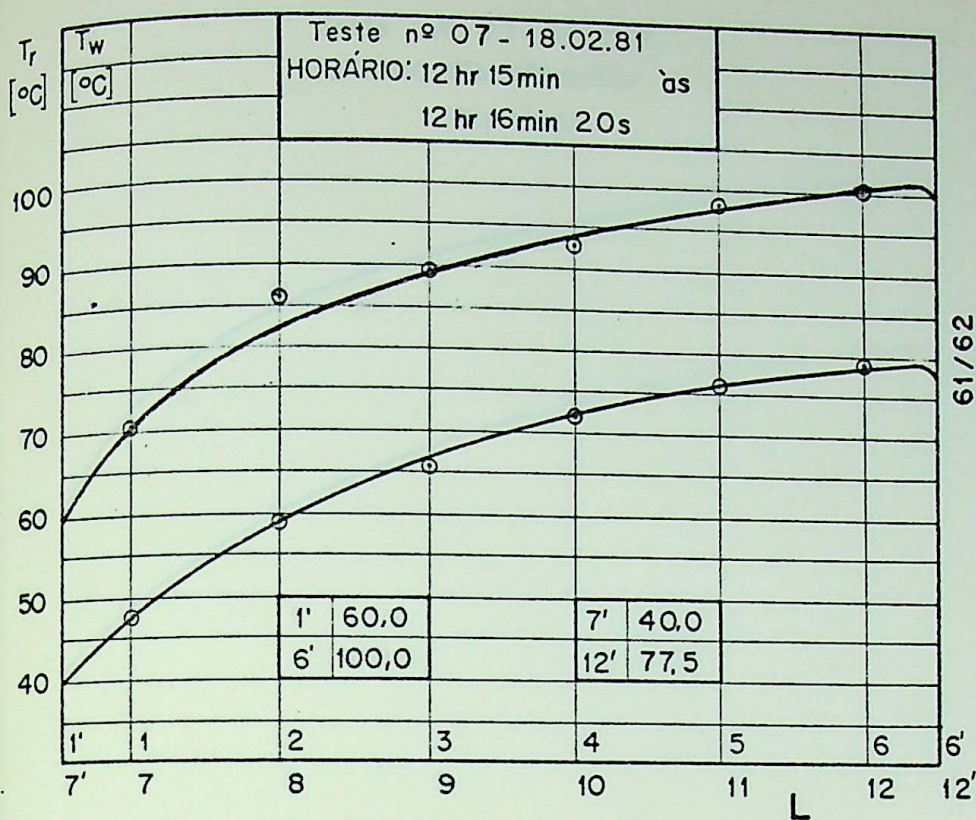
Para cada experiência foi fixada uma determinada vazão e foram selecionados oito testes cobrindo-se uma faixa de números de Reynolds de 725 à 1146.

Durantes os testes foram medidas a temperatura do ar ambiente, T_o , a pressão barométrica, p_b , a umidade relativa do ar, ψ , as temperaturas da placa absorvedora, $T_{w1}, T_{w2}, \dots, T_{w6}$, as temperaturas da placa externamente isolada, $T_{r1}, T_{r2}, \dots, T_{r6}$, as temperaturas do ar na saída do coletor, $T_{b,e1}, T_{b,e2}, \dots, T_{b,e6}$, a temperatura na entrada do medidor de vazão do tipo orifício, T_1 , a voltagem no milivoltímetro, v , a qual indica o valor da radiação solar incidente no coletor solar, e a velocidade do vento, V .

Os valores utilizados nos cálculos são os valores médios obtidos em seguimentos de 15 minutos de teste conforme recomendações do National Bureau of Standards [9].

- a. Determinação das Temperaturas Médias da Placa Absorvedora, da Placa Externamente Isolada e do Ar na Saída do Coletor Solar.

Os valores de temperaturas da placa absorvedora e da placa externamente isolada foram obtidos para cada ponto da placa conforme localização na Figura 4.2. Esses valores de temperaturas foram plotados em gráficos conforme o Gráfico 5.1, para o Teste nº 7, para cada intervalo de 1 minuto e 20 segundos (tempo em que o registrador de temperaturas de 20 canais utili



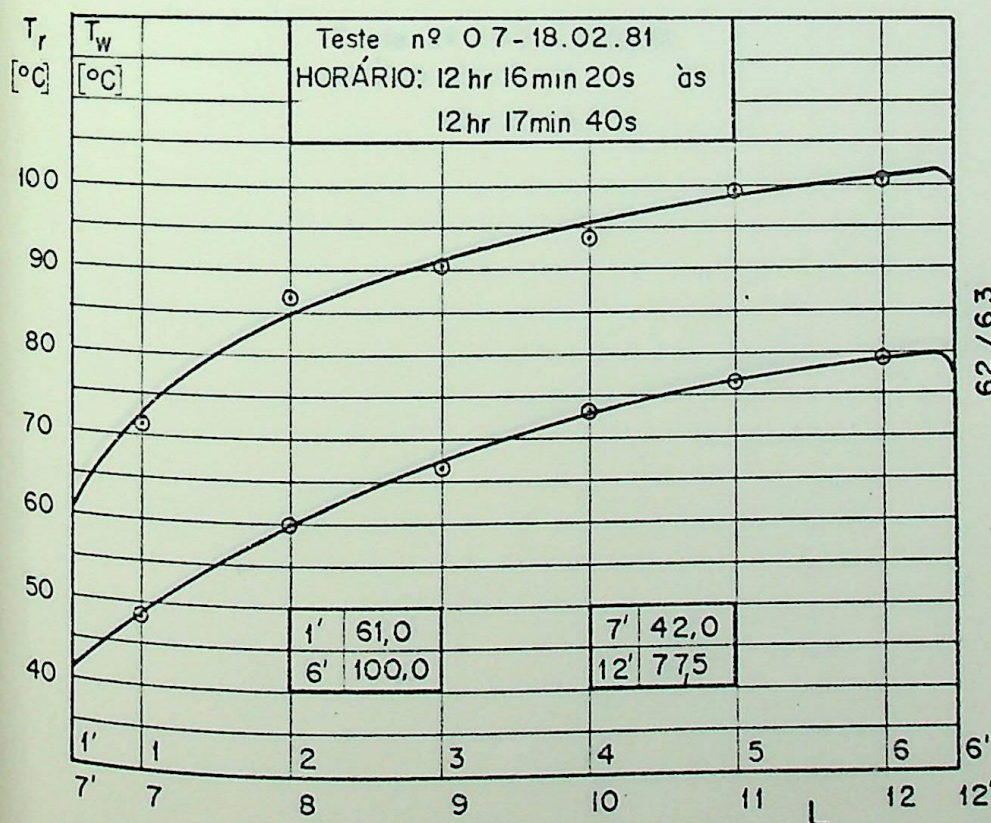
T_w	T_r
1 70,9	7 47,5
2 86,2	8 59,0
3 89,3	9 65,7
4 92,7	10 72,1
5 98,1	11 76,0
6 100,4	12 78,8

$T_{b,e}$			
13 58,0	16 59,0		
14 57,4	17 60,9		
15 57,5	18 61,0		

19 49,2	20
---------	----

Valores		Médios	
T_w 89,13	T_r 66,15		
$T_{b,e}$ 58,97	T_{19} 49,2		

Gráfico 5.1 - Distribuição de temperaturas, T_r e T_w , ao longo das placas externamente isolada e absorvedora e, valores de temperaturas do ar na saída, $T_{b,e}$ - Teste nº 07
○ valores experimentais; — curva aproximada



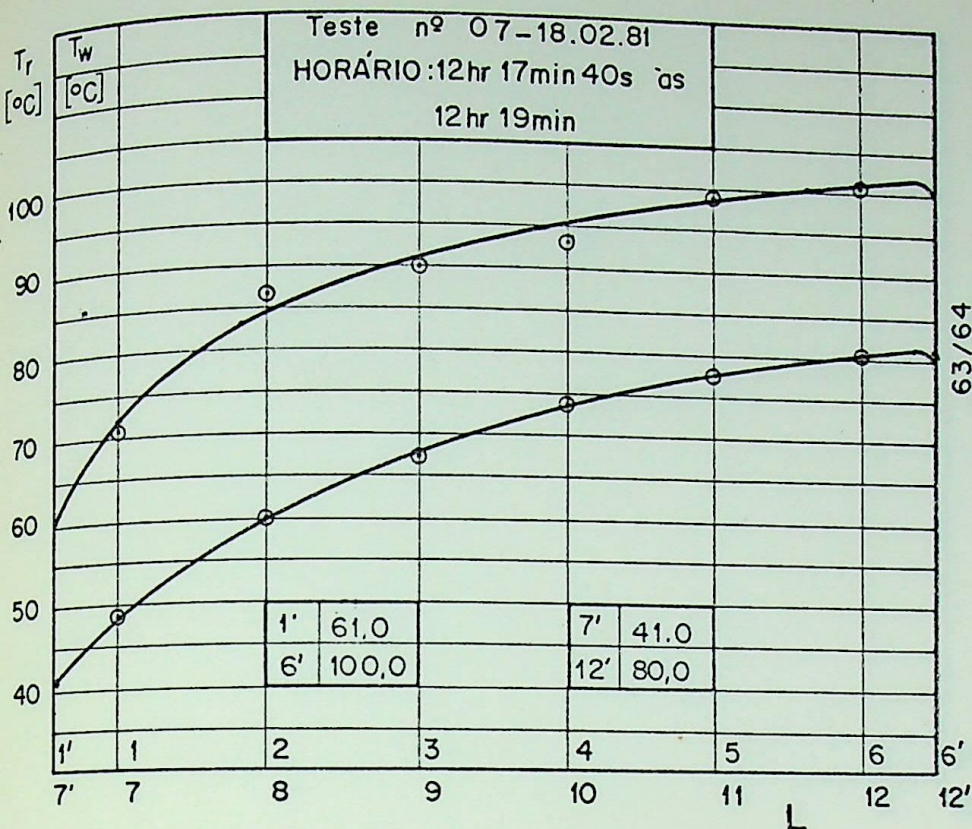
T_w	T_r
1 71,6	7 48,1
2 87,0	8 60,0
3 90,5	9 66,7
4 93,7	10 72,9
5 99,3	11 76,5
6 100,9	12 79,3

$T_{b,e}$			
13 58,0	16 59,5		
14 57,5	17 61,3		
15 57,5	18 61,3		

19 49,5	20
---------	----

Valores		Médios	
T_w 90,02	T_r 66,92		
$T_{b,e}$ 59,18	T_{19} 49,5		

Gráfico 5.1 - Distribuição de temperaturas, T_r e T_w , ao longo das placas externamente isolada e absorvedora e, valores de temperaturas do ar na saída, $T_{b,e}$ - Teste nº 07
○ valores experimentais; — curva aproximada



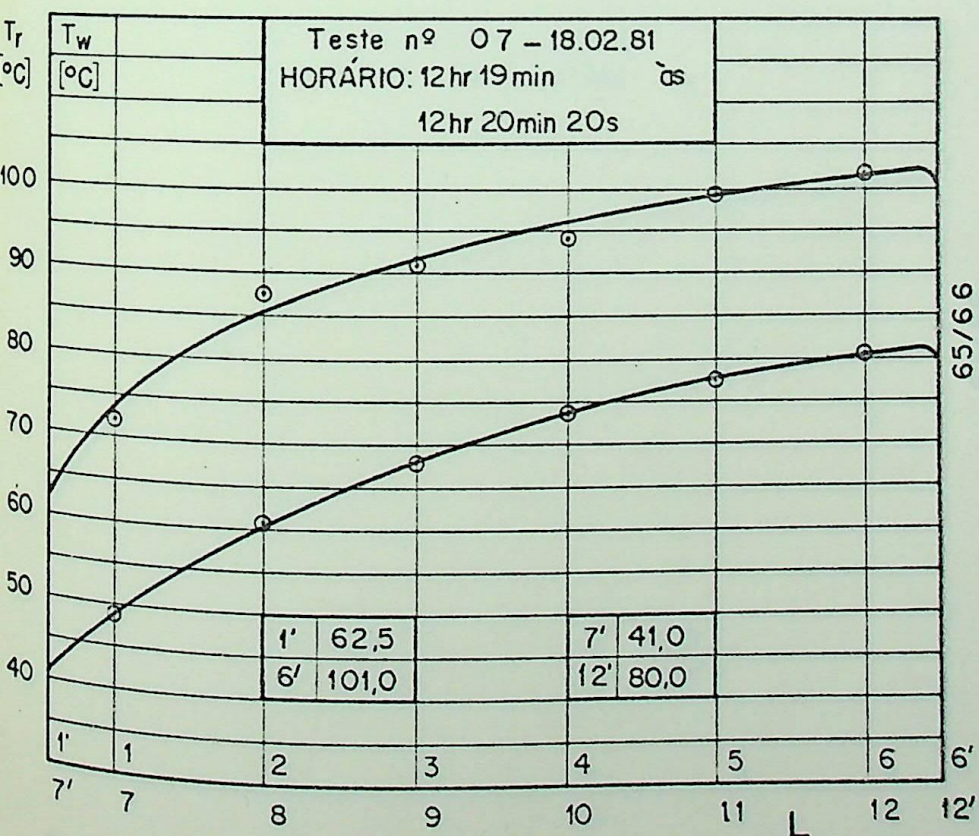
T_w	T_r
1 71,1	7 48,3
2 86,6	8 60,2
3 90,0	9 67,2
4 92,9	10 73,5
5 98,8	11 77,5
6 101,0	12 80,5

$T_{b,e}$			
13 59,5	16 60,4		
14 58,7	17 61,9		
15 58,2	18 61,8		

19 50,0	20
---------	----

Valores Médios			
T_w 89,60	T_r 67,54		
$T_{b,e}$ 60,08	T_{19} 50,0		

Gráfico 5.1 - Distribuição de temperaturas, T_r e T_w , ao longo das placas externamente isolada e absorvedora e, valores de temperaturas do ar na saída, $T_{b,e}$ - Teste nº 07 e valores experimentais; — curva aproximada



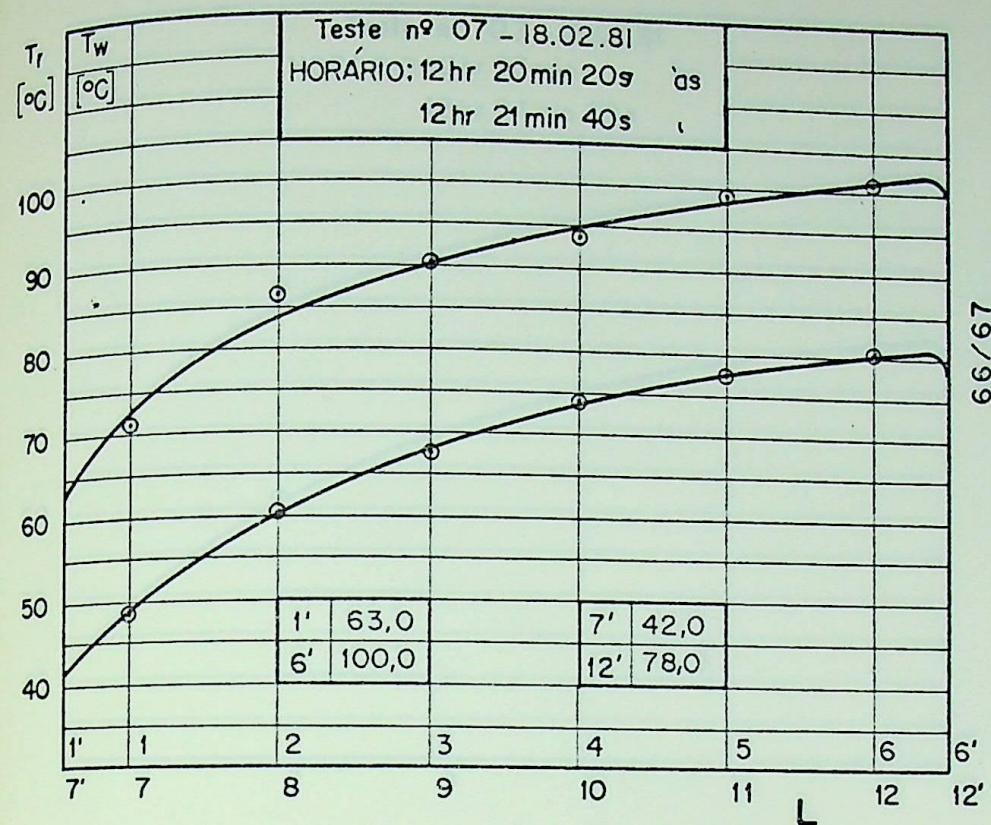
T_w	T_r
1 72,3	7 48,5
2 87,6	8 60,8
3 91,0	9 67,7
4 94,0	10 73,8
5 99,5	11 77,5
6 102,0	12 80,6

$T_{b,e}$			
13 59,0	16 60,0		
14 58,5	17 61,6		
15 58,3	18 61,6		

19 49,9	20
---------	----

Valores Médios			
T_w 90,62	T_r 67,81		
$T_{b,e}$ 59,83	T_{19} 49,9		

Gráfico 5.1 - Distribuição de temperaturas, T_r e T_w , ao longo das placas externamente isolada e absorvedora e, valores de temperaturas do ar na saída, $T_{b,e}$ - Teste nº 07 e valores experimentais; — curva aproximada



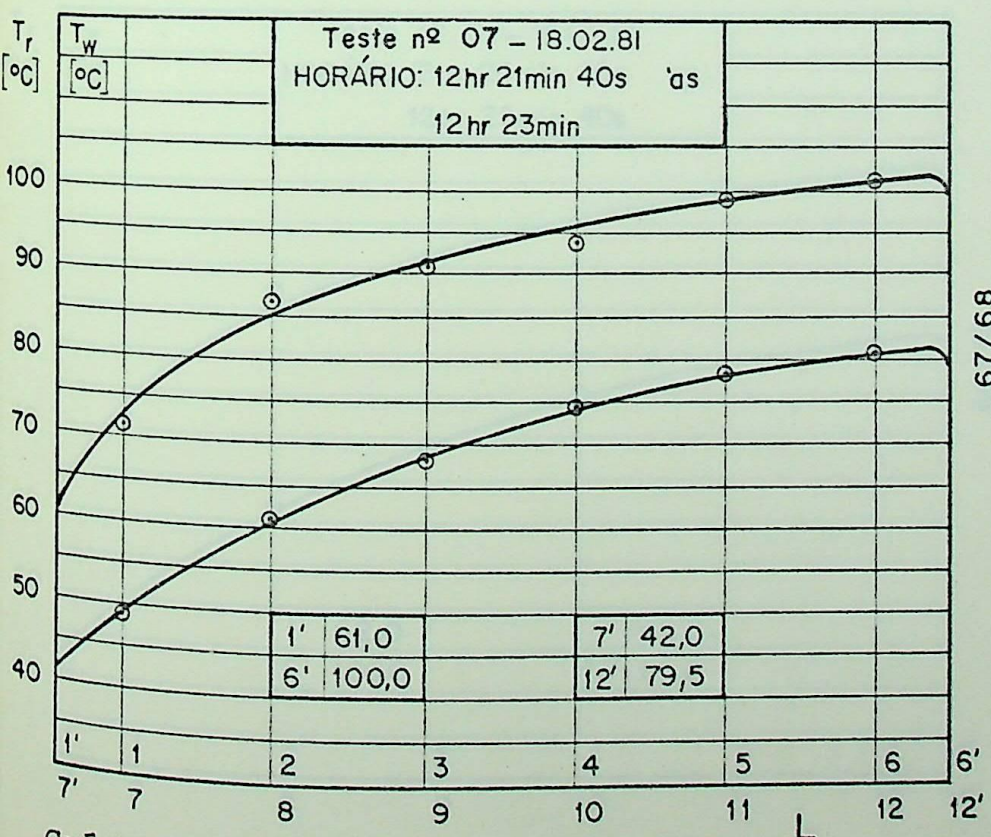
T_w	T_r
1 71,8	7 48,2
2 87,0	8 60,6
3 90,4	9 67,5
4 93,5	10 74,0
5 99,0	11 77,5
6 101,1	12 80,3

$T_{b,e}$			
13 58,6	16 59,8		
14 58,5	17 62,0		
15 58,6	18 62,1		

19 49,7	20
---------	----

Valores Médios	
T_w 90,05	T_r 67,66
$T_{b,e}$ 59,93	T_{19} 49,7

Gráfico 5.1 - Distribuição de temperaturas, T_r e T_w , ao longo das placas externamente isolada e absorvedora e, valores de temperaturas do ar na saída, $T_{b,e}$ - Teste nº 07
 ○ valores experimentais; — curva aproximada



T_w	T_r
1 71,9	7 49,0
2 87,3	8 61,2
3 90,7	9 68,1
4 93,8	10 74,7
5 99,2	11 78,0
6 101,3	12 80,6

$T_{b,e}$			
13 58,7	16 59,5		
14 58,6	17 62,0		
15 58,9	18 62,5		

19 49,4	20
---------	----

Valores Médios	
T_w 90,19	T_r 68,26
$T_{b,e}$ 60,03	T_{19} 49,4

Gráfico 5.1 - Distribuição de temperaturas, T_r e T_w , ao longo das placas externamente isolada e absorvedora e, valores de temperaturas do ar na saída, $T_{b,e}$ - Teste nº 07
 ○ valores experimentais; — curva aproximada

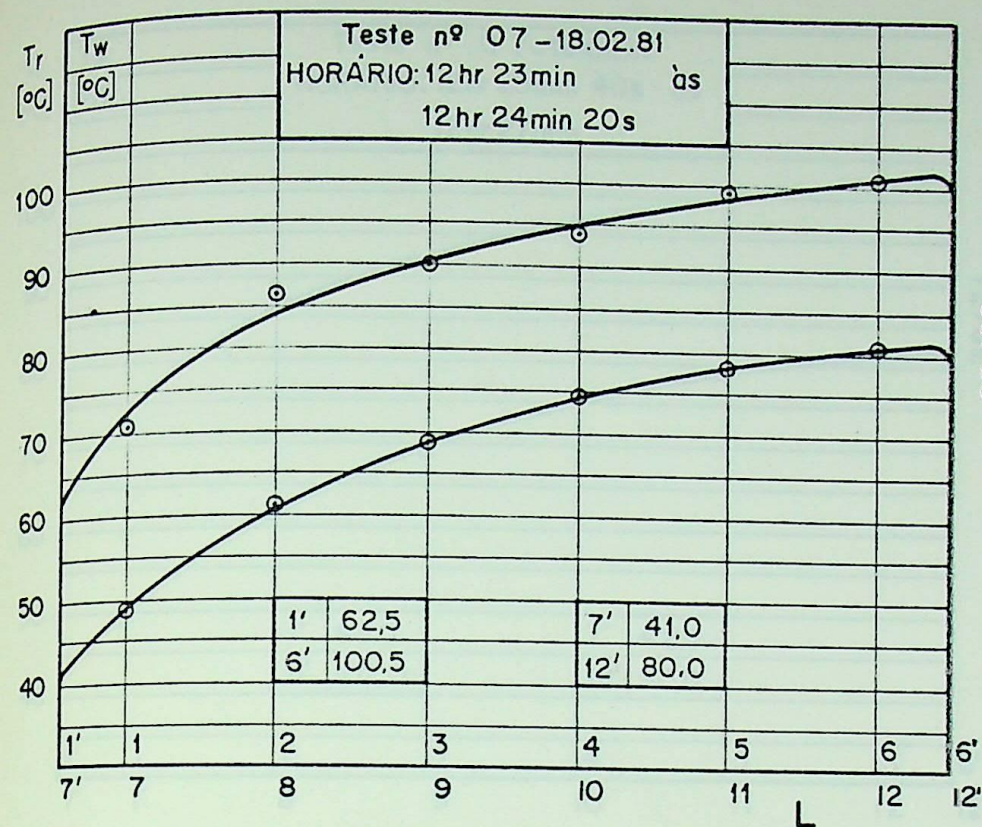


Gráfico 5.1 - Distribuição de temperaturas, T_r e T_w , ao longo das placas externamente isolada e absorvedora e, valores de temperaturas do ar na saída, $T_{b,e}$ - Teste nº 07
○ valores experimentais; — curvavaproximada

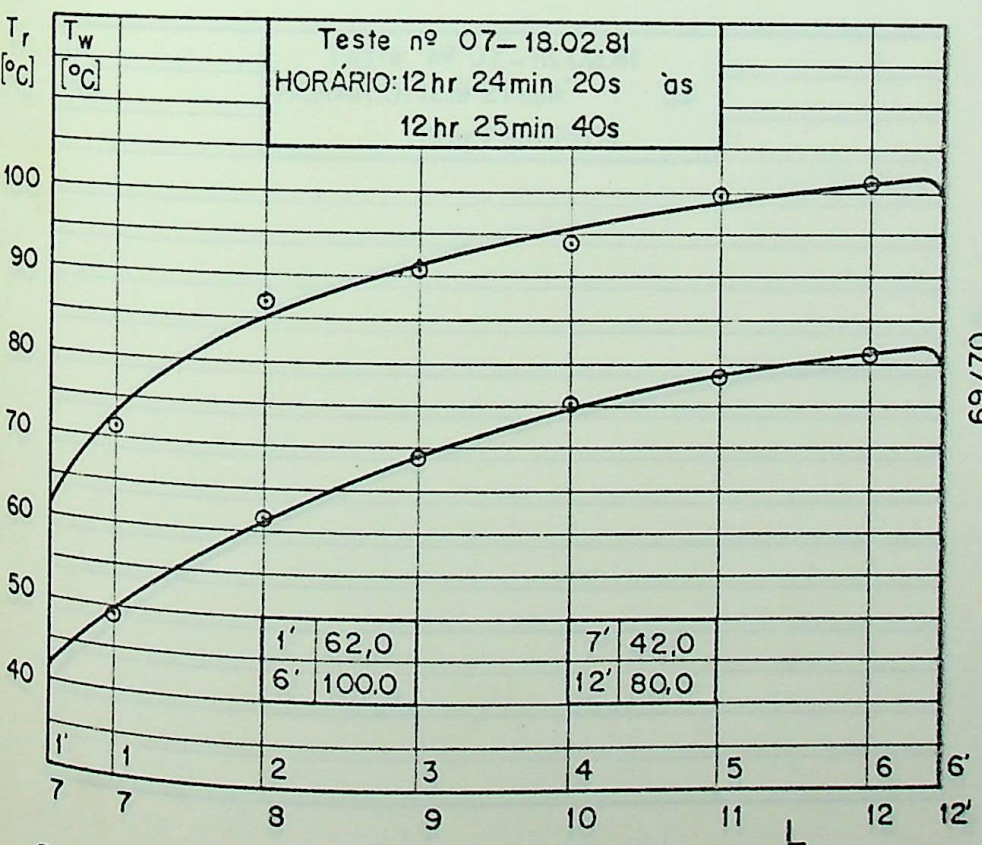


Gráfico 5.1 - Distribuição de temperaturas, T_r e T_w , ao longo das placas externamente isolada e absorvedora e, valores de temperaturas do ar na saída, $T_{b,e}$, - Teste nº 07

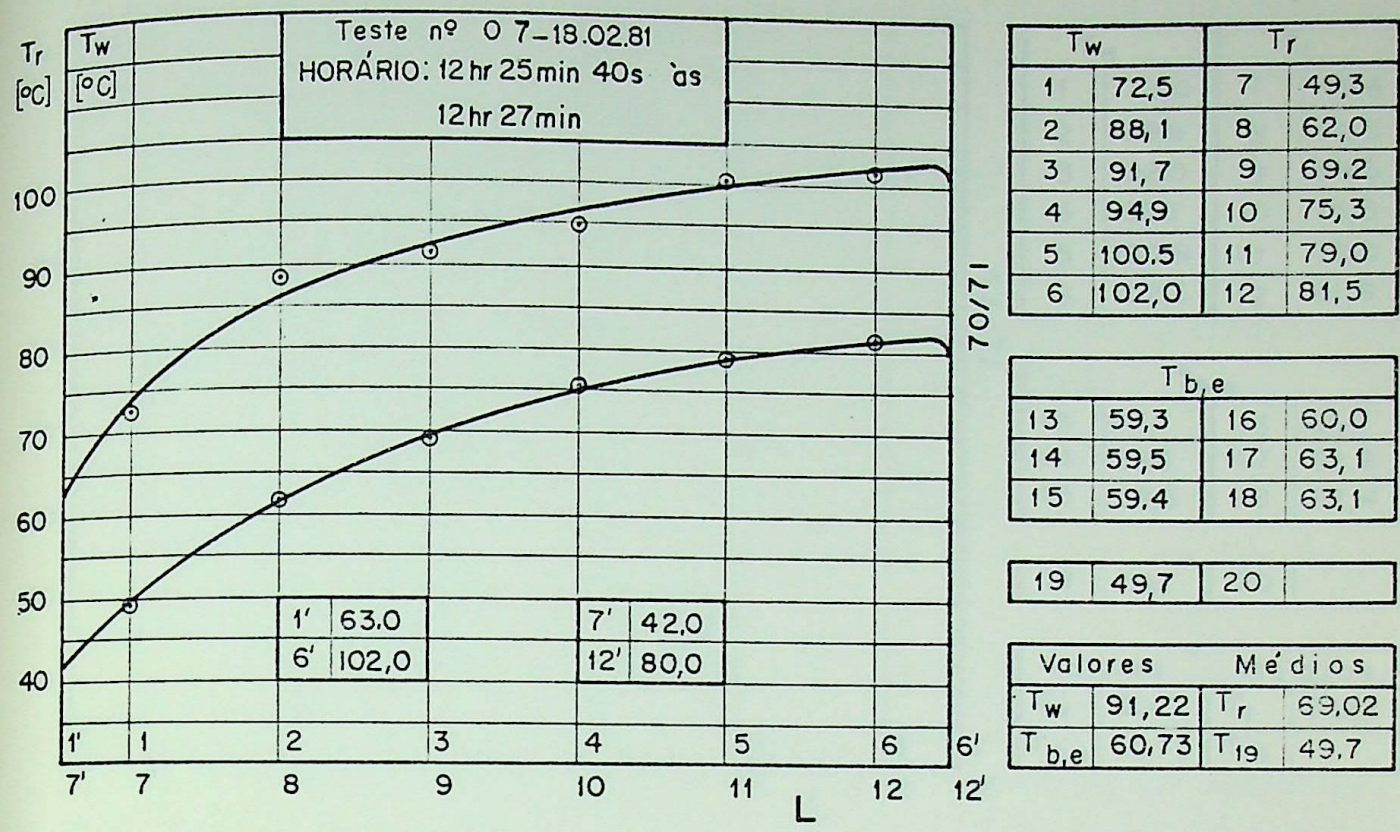


Gráfico 5.1 - Distribuição de temperaturas; T_r e T_w , ao longo das placas externamente isolada e absorvedora e, valores de temperaturas do ar na saída, $T_{b,e}$ - Teste nº 07
○ valores experimentais; — curva aproximada

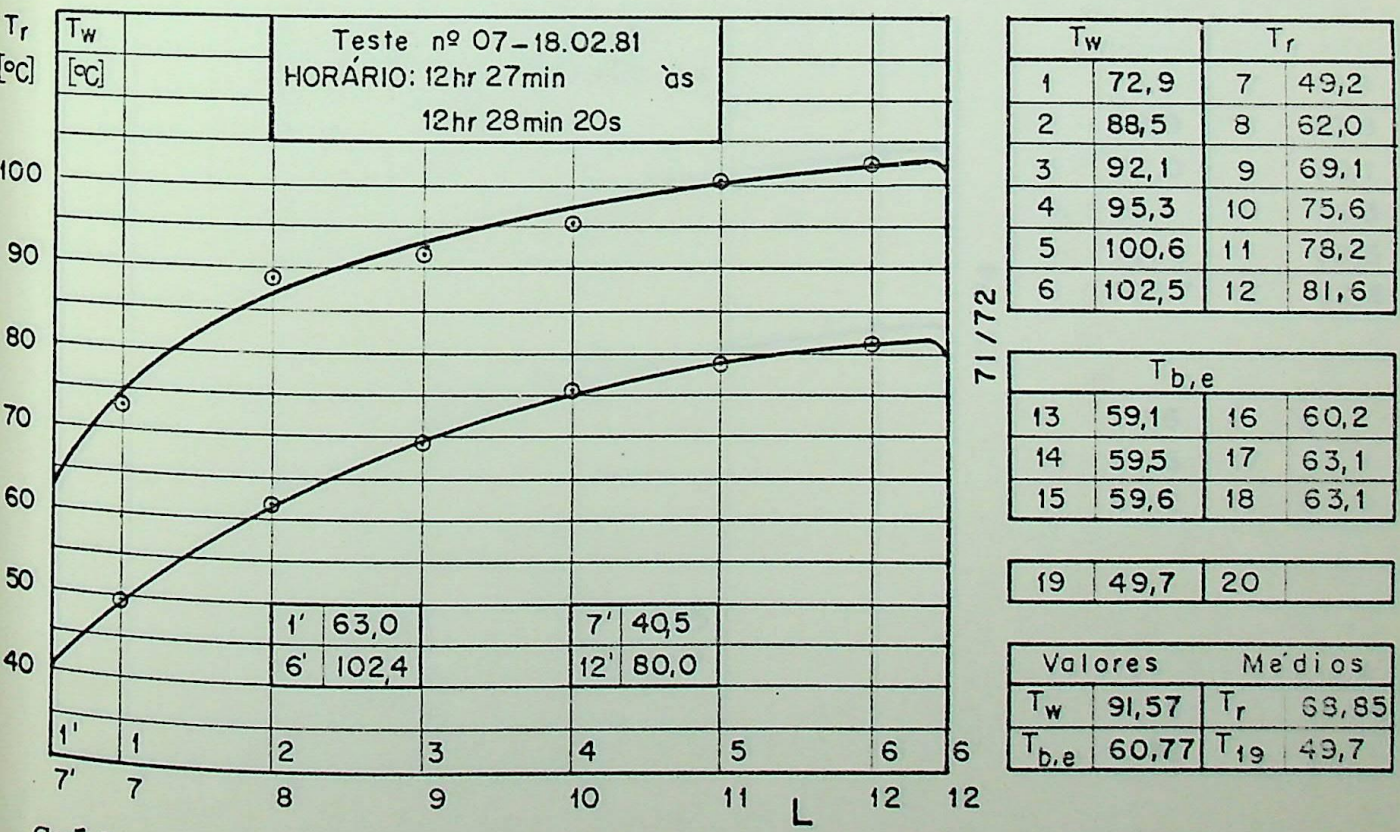
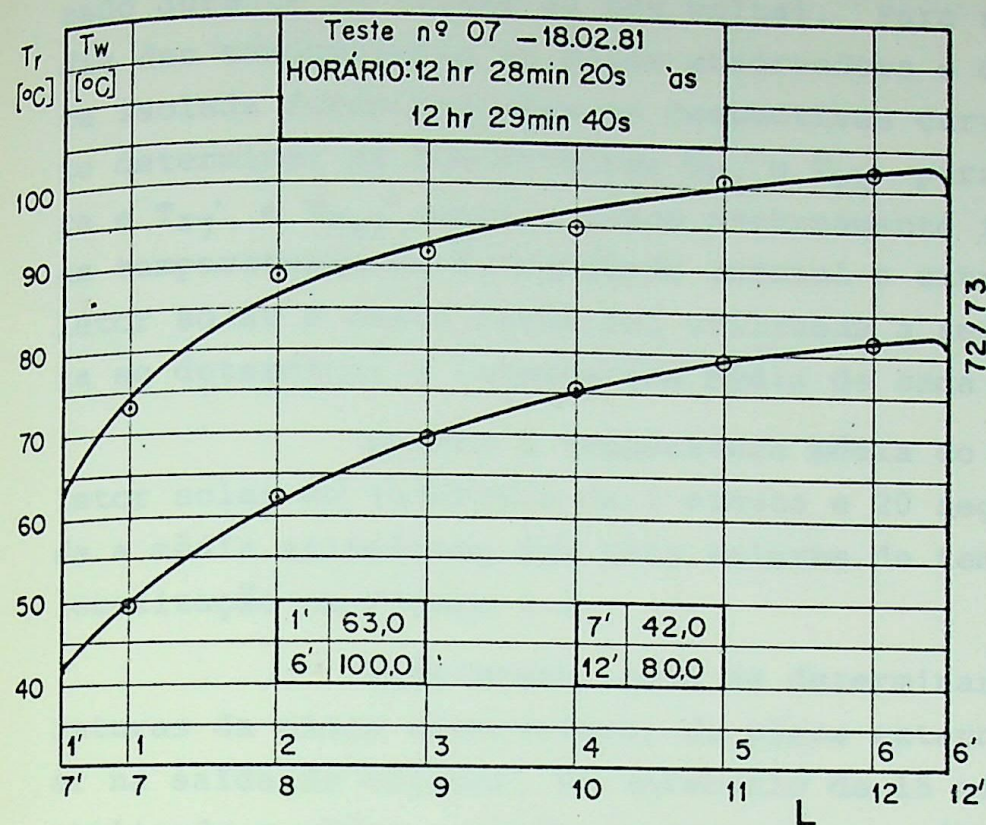


Gráfico 5.1 - Distribuição de temperaturas, T_r e T_w , ao longo das placas externamente isolada e absorvedora e, valores de temperaturas do ar na saída, $T_{b,e}$ - Teste nº 07



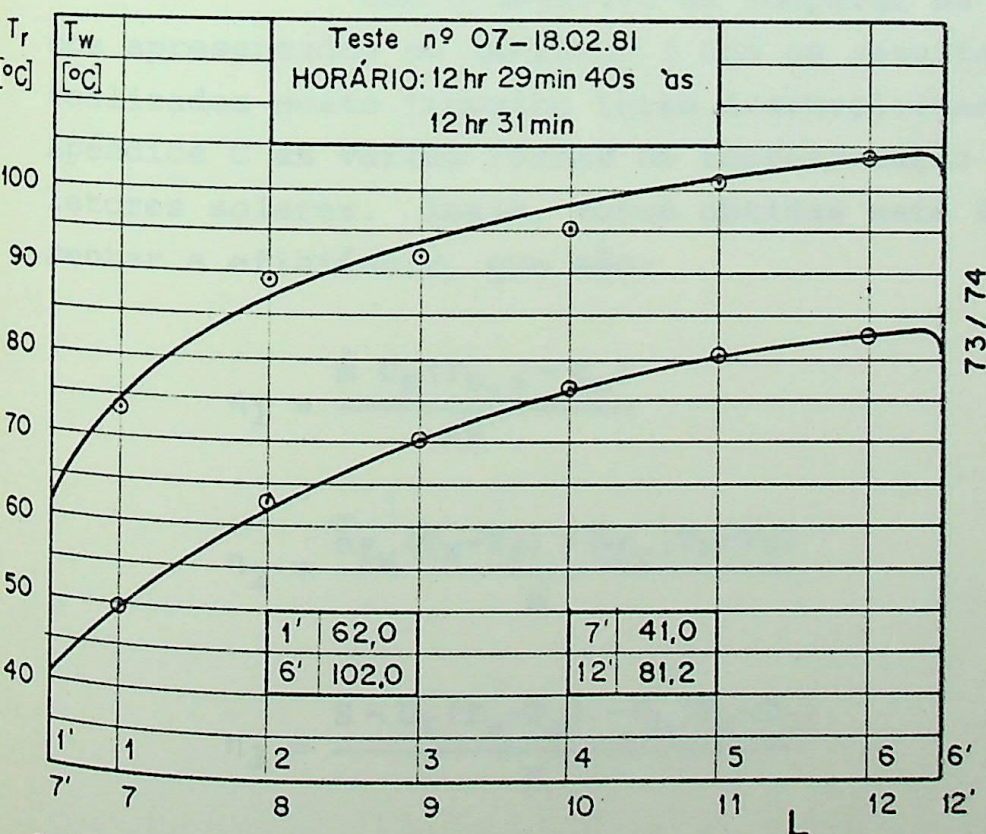
T_w	T_r
1 73,0	7 49,6
2 88,8	8 62,3
3 92,0	9 69,5
4 95,0	10 75,5
5 100,9	11 79,0
6 102,3	12 81,8

$T_{b,e}$			
13	59,1	16	61,0
14	59,6	17	62,9
15	59,5	18	62,4

19	50,1	20	
----	------	----	--

Valores Médios			
T_w	91,49	T_r	69,22
$T_{b,e}$	60,75	T_{19}	

Gráfico 5.1 - Distribuição de temperaturas, T_r e T_w , ao longo das placas externamente isolada e absorvedora e, valores de temperaturas do ar na saída, $T_{b,e}$ - Teste nº 07
○ valores experimentais; — curva aproximada



T_w	T_r
1 73,2	7 49,9
2 88,9	8 62,8
3 92,0	9 70,1
4 95,1	10 76,3
5 101,0	11 80,5
6 103,7	12 82,8

$T_{b,e}$			
13	60,6	16	61,6
14	60,6	17	63,9
15	60,2	18	64,0

19	50,7	20	
----	------	----	--

Valores Médios			
T_w	91,78	T_r	69,96
$T_{b,e}$	61,82	T_{19}	50,7

Gráfico 5.1 - Distribuição de temperaturas, T_r e T_w , ao longo das placas externamente isolada e absorvedora e, valores de temperaturas do ar na saída, $T_{b,e}$ - Teste nº 07
○ valores experimentais; — curva aproximada

zado durante os testes dão uma volta). Para se determinar a média das temperaturas da placa absorvedora e da placa externamente isolada foram traçadas as respectivas curvas como intuito de se determinar as temperaturas T_{w1}' e T_{w6}' para a placa absorvedora e T_{r7}' e T_{r12}' para a placa externamente isolada, sendo essas as temperaturas na extremidade inicial e extremidade final do coletor solar e desta forma foi utilizada a regra do trapêzio para se determinar a temperatura média de cada placa.

Quanto à temperatura média do ar na saída do coletor solar no intervalo de 1 minuto e 20 segundos foi utilizada a média aritmética dos seis valores de temperaturas conforme localização na Figura 4.3.

Finalmente, para se determinar a média das temperaturas da placa absorvedora, da placa externamente isolada e do ar na saída do coletor, no intervalo de 15 minutos de teste foi utilizada a média aritmética dos valores médios obtidos no intervalo de 1 minuto e 20 segundos.

b. Determinação da Eficiência do Coletor Solar.

Com o objetivo de comparar os resultados analíticos apresentados no CAPÍTULO 3 com os resultados experimentais realizados neste trabalho foram desenvolvidas no CAPÍTULO 3 e no Apêndice C as várias formas de representação da eficiência de coletores solares. Assim, foram obtidas sete formas de se representar a eficiência, que são:

$$\eta_1 = \frac{\dot{m} C_p (T_{b,e} - T_o)}{AH} \quad (5.1)$$

$$\eta_2 = \frac{\bar{h}_{fw} (T_w - T_f) + \bar{h}_{fr} (T_r - T_f)}{H} \quad (5.2)$$

$$\eta_3 = \frac{S - U_t (T_w - T_o) - U_b (T_r - T_o)}{H} \quad (5.3)$$

$$\eta_4 = \frac{F'_4 [S - U_{L4} (T_f - T_o)]}{H} \quad (5.4)$$

onde F'_4 e U_{L4} são representados respectivamente pelas equações (3.72) e (3.73)

$$\eta_5 = \frac{F'_5 [S - U_{L5} (T_f - T_o)]}{H} \quad (5.5)$$

onde F'_5 e U_{L5} são representados respectivamente pelas equações (3.74) e (3.75).

$$\frac{\eta_6}{(\tau\alpha)_e (1-s)} = \frac{Z \bar{Nu}_f (\theta_w + \theta_r - \theta_{b,e})}{Y} \quad (5.6)$$

$$\frac{\eta_7}{(\tau\alpha)_e (1-s)} = \frac{Y - W_t \theta_w - W_b \theta_r}{Y} \quad (5.7)$$

c. Determinação da Diferença Porcentual na Eficiência.

No sentido de comparar os valores de eficiência calculados segundo as equações (5.1), (5.2), (5.3), (5.4), (5.5) e (5.7) com os valores de eficiência calculados segundo a equação (5.6) na forma adimensional proposta neste trabalho, foram determinadas as seguintes diferenças percentuais na eficiência do coletor solar:

$$\Delta_{16} = \frac{\eta_1 - \eta_6}{\eta_6} \quad (5.8)$$

$$\Delta_{26} = \frac{\eta_2 - \eta_6}{\eta_6} \quad (5.9)$$

$$\Delta_{36} = \frac{\eta_3 - \eta_6}{\eta_6} \quad (5.10)$$

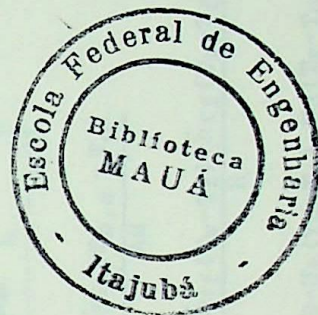
$$\Delta_{46} = \frac{\eta_4 - \eta_6}{\eta_6} \quad (5.11)$$

$$\Delta_{56} = \frac{\eta_5 - \eta_6}{\eta_6} \quad (5.12)$$

$$\Delta_{76} = \frac{\eta_7 - \eta_6}{\eta_6} \quad (5.13)$$

Com o intuito de comparação entre as eficiências η_4 e η_5 calculadas respectivamente, sem considerar e considerando, o coeficiente de perdas de calor pelo fundo do coletor solar no balanço de energia, tem-se:

$$\eta_{45} = \frac{\eta_4 - \eta_5}{\eta_5} \quad (5.14)$$



d. Resultados Experimentais.

Os resultados experimentais de oito testes estão indicados nas Tabelas 5.1 mostrando a data dos testes, horário, condições ambientes, características do coletor solar ensaiado, características do medidor de vazão, características de escoamento e de transferência de calor, energia incidente e energia absorvida na placa absorvedora, energia útil cedida ao ar, eficiência do coletor solar e diferença porcentual na eficiência.

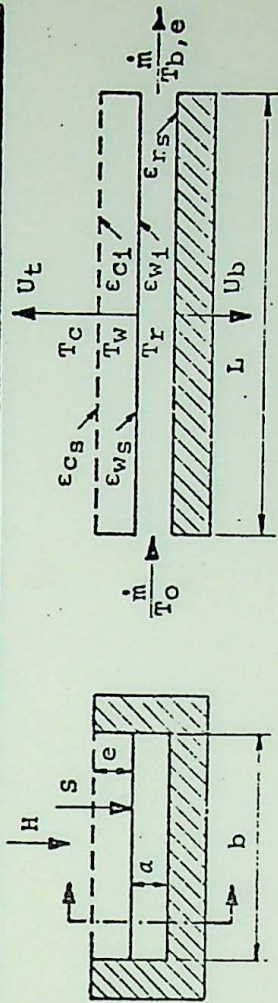
Para efeito de comparação entre os valores obtidos experimentalmente, segundo as várias formas de se determinar a eficiência do coletor solar, η_1 , η_2 , η_3 e η_4 , com a curva simulada da eficiência, η_6 , segundo a equação parametrizada, foram traçados os gráficos 5.3, 5.4, 5.5 e 5.6.

Com o objetivo de mostrar a variação de W_t com θ_w foi traçado o Gráfico 5.2.

Nos cálculos foram consideradas variáveis as propriedades do ar conforme equação (3.54).

As porcentagens do calor cedido por convecção tanto da placa absorvedora, QUW , como da placa externamente isolada, QUR , ao ar em escoamento estão representadas na Tabela 5.2.

Teste nº:01		Data: 02.02.81		Horário: 12:44 às 12:59 horas		Condições Ambientais							
Características do Coletor Solar		Características do Medidor de Vazão		Características de Escoamento e de Transferência de Calor		Energia Incidente e Energia Absorvida na placa		Energia Útil no Coletor Solar		Eficiência do Coletor Solar		Diferença Percentual na Eficiência	
a	0,025 m	β	0,5	C _p	1007,6 KJ/kg°C	v	9,83 mV	qu1	224,5 W/m ²	η1	24,7 %	Δ16	-6,7 %
b	0,800 m	d2	0,025 m	k	0,0275 W/m°C	H	910 W/m ²	qu2	240,6 W/m ²	η2	26,5 %	Δ26	0,0 %
L	1,250 m	Co	0,60654	μ	1,93x10 ⁻⁵ kg/ms	(τα)	0,723	qu3	249,6 W/m ²	η3	27,4 %	Δ36	3,7 %
e	0,032 m	ΔC	0,02600	ρ	1,109 kg/m ³	(τα) _e	0,776	qu4	252,6 W/m ²	η4	27,8 %	Δ46	5,0 %
τ	0,78	ΔP	31,0 mmca	Re	998	s	3	qu5	251,9 W/m ²	η5	27,7 %	Δ56	4,7 %
εc1	0,88	P1	35,0 mmca	Pr	0,706	S	685 W/m ²	QU6	0,6083	η6	26,5 %	Δ45	0,3 %
εcs	0,88	T1	49,63 °C	Gz	28,2			QU7	0,6309	η7	27,4 %	Δ76	3,7 %

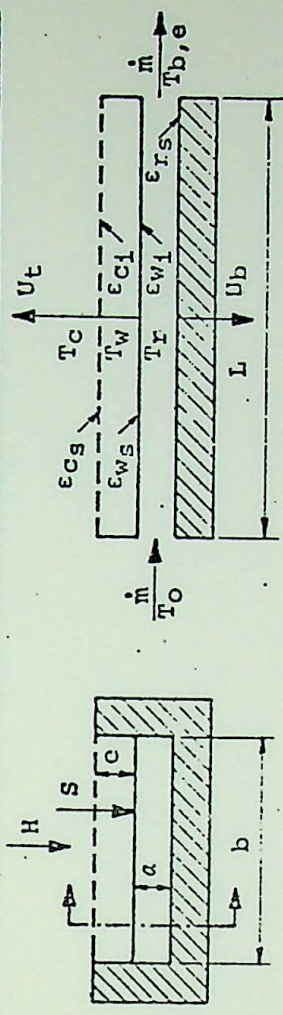


$$\eta_1 = \frac{\dot{m}C_p(T_{b,e} - T_0)}{AH}$$
$$\eta_2 = \frac{\dot{h}_{wf}(T_w - T_f) + \dot{h}_{rf}(T_r - T_f)}{H}$$
$$\eta_3 = \frac{S - U_t(T_w - T_0) - U_b(T_r - T_0)}{H}$$

$$\eta_4 = \frac{F'4[S - UL_4(T_f - T_0)]}{H}$$
$$\eta_5 = \frac{F'5[S - UL_5(T_f - T_0)]}{H}$$
$$\eta_6 = \frac{Z\dot{N}_{uf}(\theta_w + \theta_r - \theta_{b,e})}{(\tau\alpha)_e(1-s)}$$
$$\eta_7 = \frac{Y - w_t\theta_w - w_b\theta_r}{(\tau\alpha)_e(1-s)}$$

Tabela 5.1.a - Resultados experimentais - Teste nº 01

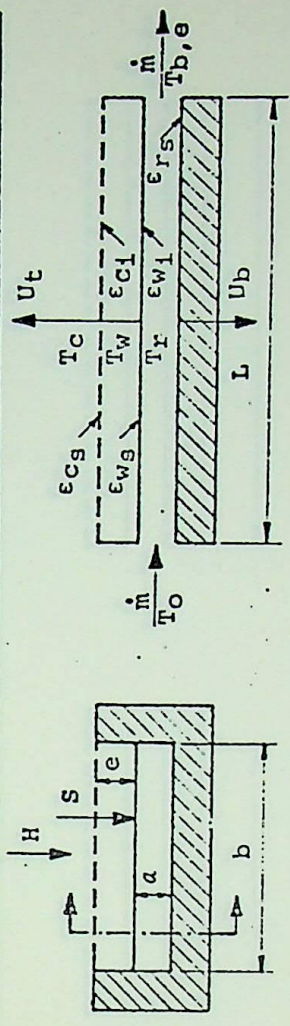
Teste nº: 02		Data: 02.02.81		Horário: 13:05 às 13:20 horas		Condições Ambientais												
						Ta = 31,5°C		Pb = 688,6 mmHg		ψ = 51,5°								
Características do Coletor Solar		Características do Medidor de Vazão		Características de Escoamento e de Transferência de Calor		Energia Incidente e Energia Absorvida na Placa		Energia Útil no Coletor Solar		Eficiência do Coletor Solar		Diferença Percentual na Eficiência						
α	0,025	β	0,5	Cp	1007,7	KJ/kg°C	v	9,59	mV	qu1	246,2	W/m²	η1	27,7	%	Δ16	9,5	%
b	0,800	d2	0,025	k	0,0277	W/m°C	H	888	W/m²	qu2	224,8	W/m²	η2	25,3	%	Δ26	0,0	%
L	1,250	Co	0,60654	μ	1,94x10 ⁻⁵	kg/ms	(τα)	0,723		qu3	249,0	W/m²	η3	28,1	%	Δ36	10,8	%
e	0,032	ΔC	0,02600	ρ	1,104	kg/m³	(τα)e	0,775		qu4	243,7	W/m²	η4	27,5	%	Δ46	8,4	%
τ	0,78	Δp	33,4	Re	1026		s	3	%	qu5	242,8	W/m²	η5	27,4	%	Δ56	8,0	%
εc1	0,88	p1	34,2	Pr	0,706		S	668	W/m²	QU6	0,5630		η6	25,3	%	Δ45	0,4	%
εcs	0,88	T1	52,43	Gz	29,0					QU7	0,6237		η7	28,1	%	Δ76	10,8	%



$$\eta_1 = \frac{\dot{m} C_p (T_{b,e} - T_o)}{A H}$$
$$\eta_2 = \frac{\bar{h}_{wf} (T_w - T_f) + \bar{h}_{rf} (T_r - T_f)}{H}$$
$$\eta_3 = \frac{S - U_t (T_w - T_o) - U_b (T_r - T_o)}{H}$$
$$\eta_4 = \frac{F'4 [S - U_{L4} (T_f - T_o)]}{H}$$
$$\eta_5 = \frac{F'5 [S - U_{L5} (T_f - T_o)]}{H}$$
$$\eta_6 = \frac{2 \bar{Nu}_f (\theta_w + \theta_r - \theta_{b,e})}{(\tau\alpha)_e (1-s)}$$
$$\eta_7 = \frac{Y - W_t \theta_w - W_b \theta_r}{(\tau\alpha)_e (1-s)}$$

Tabela 5.1.b - Resultados experimentais - Teste nº 02

Testes nº:03		Data: 14.02.81		Horário: 12:41 às 12:56 horas		Condições Ambientais Ta = 31,00C Pb = 688,7 mmHg ψ = 52,0%							
Características do Coletor Solar		Características do Medidor de Vazão		Características de Escoamento e de Transferência de Calor		Energia Incidente e Energia Absorvida na Placa		Energia Útil no Coletor Solar		Eficiência do Coletor Solar		Diferença Percentual na eficiência	
a	0,025 m	β	0,5	Cp	1007,8 KJ/kg OC	v	9,39 mV	qu1	204,8 W/m²	η1	23,6 %	Δ16	-1,5 %
b	0,800 m	d2	0,025 m	k	0,0278 W/mOC	H	869 W/m²	qu2	208,0 W/m²	η2	23,9 %	Δ26	0,0 %
L	1,250 m	Co	0,60654	μ	1,95x10 ⁻⁵ kg/ms	(τα)	0,723	qu3	213,7 W/m²	η3	24,6 %	Δ36	2,8 %
e	0,032 m	ΔC	0,02600	ρ	1,097 kg/m³	(τα)e	0,776	qu4	219,1 W/m²	η4	25,2 %	Δ46	5,4 %
τ	0,78	Δp	16,4 mmca	Re	725	s	3 %	qu5	217,4 W/m²	η5	25,0 %	Δ56	4,5 %
εcd	0,88	p1	33,3 mmca	Pr	0,705	s	654 W/m²	QU6	0,5243	η6	23,9 %	Δ45	0,8 %
εcs	0,88	T1	50,09 OC	Gz	20,5			QU7	0,5388	η7	24,6 %	Δ76	2,8 %



$$\eta_1 = \frac{\dot{m}C_p(T_{b,e} - T_o)}{AH}$$
$$\eta_2 = \frac{\dot{h}w_f(T_w - T_f) + \dot{h}r_f(T_r - T_f)}{H}$$
$$\eta_3 = \frac{S - U_t(T_w - T_o) - U_b(T_r - T_o)}{H}$$

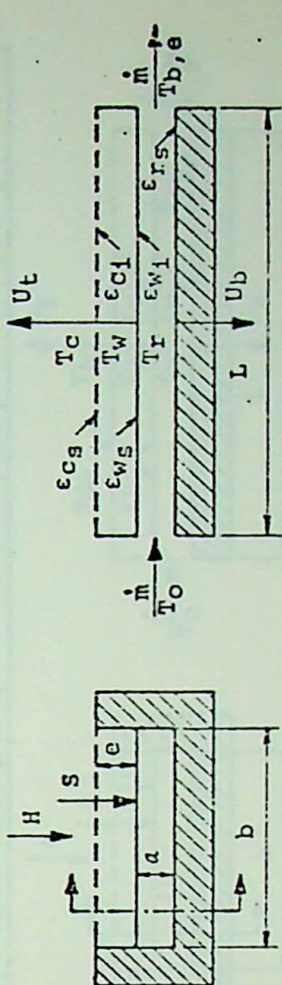
$$\eta_4 = \frac{F'4[S - U_{L4}(T_f - T_o)]}{H}$$
$$\eta_5 = \frac{F'5[S - U_{L5}(T_f - T_o)]}{H}$$
$$\eta_6 = \frac{2Nu_f(\theta_w + \theta_r - \theta_{b,e})}{(\tau\alpha)_e(1-s)}$$
$$\eta_7 = \frac{Y - w_t\theta_w - w_b\theta_r}{(\tau\alpha)_e(1-s)}$$

Tabela 5.1.c - Resultados experimentais - Teste nº 03

Teste nº: 04		Data: 14.02.81		Horário: 13:00 às 13:15		Condições Ambientais												
Características do Coletor Solar		Características do Medidor de Vazão		Características de Escoamento e de Transferência de Calor		Energia Incidente e Energia Absorvida na Placa		Energia Útil no Coletor Solar		Eficiência do Coletor Solar		Diferença Percentual na Eficiência						
α	0,025	β	0,5	C_p	1007,8	$\text{KJ/kg}^\circ\text{C}$	v	9,28	mV	q_{u1}	204,0	W/m^2	η_1	23,8	%	Δ_{16}	-1,6	%
b	0,800	d_2	0,025	k	$1,95 \times 10^{-5}$	$\text{W/m}^\circ\text{C}$	H	859	W/m^2	q_{u2}	207,3	W/m^2	η_2	24,1	%	Δ_{26}	0,0	%
L	1,250	C_o	0,60654	μ	0,0278	kg/ms	$(\tau\alpha)$	0,723		q_{u3}	216,0	W/m^2	η_3	25,1	%	Δ_{36}	4,2	%
e	0,032	ΔC	0,02600	ρ	1,098	kg/m^3	$(\tau\alpha)_e$	0,776		q_{u4}	220,1	W/m^2	η_4	25,6	%	Δ_{46}	6,1	%
τ	0,78	Δp	18,1	mmca	762		s	3	%	q_{u5}	218,5	W/m^2	η_5	25,4	%	Δ_{56}	5,4	%
ϵ_{c1}	0,88	p_1	33,4	mmca	0,705		S	646	W/m^2	q_{u6}	0,5187		η_6	24,1	%	Δ_{45}	0,7	%
ϵ_{cs}	0,88	T_1	49,17	$^\circ\text{C}$	21,5					q_{u7}	0,5403		η_7	25,1	%	Δ_{76}	4,2	%
α	0,92	r	0,9981		$\bar{N}_{ub}$	6,249												
ϵ_{w1}	0,92	$\dot{m}_1$	0,009522	kg/s	$\bar{N}_{uf}$	6,079												
ϵ_{ws}	0,92	C_D	0,62331		$\bar{h}_f$	3,380	$\text{W/m}^2^\circ\text{C}$											
ϵ_{rs}	0,92	γ_{or}	0,999406		h_{w-r}	8,468	$\text{W/m}^2^\circ\text{C}$											
T_w	89,54	$\dot{m}$	0,005932	kg/s	U_t	6,842	$\text{W/m}^2^\circ\text{C}$											
T_r	69,14	Parâmetros		U_b	0,9	$\text{W/m}^2^\circ\text{C}$												
$T_{b,1}$	31,6	Adimensionais		$F'4$	0,428													
$T_{b,e}$	65,73	X_f	1,769	$F'5$	0,431													
T_f	48,67	Y	1,616	UL_4	7,742	$\text{W/m}^2^\circ\text{C}$												
θ_w	0,1901	Z	0,424	UL_5	8,122	$\text{W/m}^2^\circ\text{C}$												
θ_r	0,1232	W_t	5,216	V	1,5	m/s												
$\theta_{b,e}$	0,1120	W_b	0,686															

Diagram illustrating the solar collector configuration and heat transfer parameters. The collector is shown with dimensions L (length) and b (width). The heat transfer coefficients U_t and U_b are indicated. The collector is divided into two sections, each with a different heat transfer coefficient U_t and U_b . The diagram also shows the flow of fluid through the collector, with inlet and outlet temperatures T_w , T_r , and T_b . The collector is exposed to solar radiation G and ambient temperature T_a .

$$\eta_1 = \frac{\dot{m} C_p (T_{b,e} - T_o)}{A I}$$
$$\eta_2 = \frac{\bar{h}_{wf} (T_w - T_f) + \bar{h}_{rf} (T_r - T_f)}{H}$$
$$\eta_3 = \frac{S - U_t (T_w - T_o) - U_b (T_r - T_o)}{H}$$
$$\eta_4 = \frac{F'4 [S - U_{L4} (T_f - T_o)]}{H}$$
$$\eta_5 = \frac{F'5 [S - U_{L5} (T_f - T_o)]}{H}$$
$$\eta_6 = \frac{Z \bar{N}_{uf} (\theta_w + \theta_r - \theta_{b,e})}{(\tau\alpha)_e (1-s)}$$



$$\eta_4 = \frac{F'4 [S - UL_4 (T_f - T_o)]}{H}$$

$$\eta_5 = \frac{F'5 [S - UL_5 (T_f - T_o)]}{H}$$

$$\eta_6 = \frac{2 \bar{N}_{uf} (\theta_w + \theta_r - \theta_{b,e})}{(\tau\alpha)_e (1-s)}$$

$$\eta_7 = \frac{Y - w_t \theta_w - w_b \theta_r}{(\tau\alpha)_e (1-s)}$$

Tabela 5.1.d - Resultados experimentais - Teste nº 04

Teste nº: 06		Data: 17.02.81		Horário: 11:33 às 11:48 horas		Condições Ambientais							
Características do Coletor Solar		Características do Medidor de Vazão		Características de Escoamento e de Transferência de Calor		Energia Incidente e Energia Absorvida na Placa		Energia Útil no Coletor Solar		Eficiência do Coletor Solar		Diferença Percentual na Eficiência	
a	0,025 m	β	0,5	C _p	1007,6 KJ/kg°C	v	9,63 mV	q _{u1}	210,2 W/m ²	η ₁	23,6 %	Δ16	-8,6 %
b	0,800 m	d ₂	0,025 m	k	0,0276 W/m°C	H	891 W/m ²	q _{u2}	230,1 W/m ²	η ₂	25,8 %	Δ26	0,0 %
L	1,250 m	C _O	0,60654	μ	1,93x10 ⁻⁵ kg/ms	(τα)	0,723	q _{u3}	236,9 W/m ²	η ₃	26,6 %	Δ36	3,0 %
e	0,032 m	ΔC	0,02600	ρ	kg/m ³	(τα) _e	0,776	q _{u4}	242,9 W/m ²	η ₄	27,3 %	Δ46	5,6 %
τ	0,78	Δp	26,0 mmca	Re	916	s	3 %	q _{u5}	242,0 W/m ²	η ₅	27,2 %	Δ56	5,2 %
ε _{c1}	0,88	p ₁	33,7 mmca	Pr	0,706	S	671 W/m ²	q _{u6}	0,5823	η ₆	25,8 %	Δ45	0,4 %
ε _{cs}	0,88	T ₁	48,99 °C	Gz	25,9			q _{u7}	0,5998	η ₇	26,6 %	Δ76	3,0 %
α	0,92	r	0,9972	N _{ub}	6,498								
ε _{w1}	0,92	m ₁	0,011411	N _{uf}	6,365								
ε _{ws}	0,92	C _D	0,62059	h _f	3,507 W/m ² °C								
ε _{rs}	0,92	Y _{or}	0,999147	h _{rw-r}	8,391 W/m ² °C								
T _w	89,44 °C	m	0,007075 kg/s	U _t	6,827 W/m ² °C								
T _r	67,04 °C	Parâmetros		U _b	0,9 W/m ² °C								
T _{b,1}	30,7 °C	Adimensionais		F'4	0,436								
T _{b,e}	60,19 °C	X _f	2,033	F'5	0,439								
T _f	45,45 °C	Y	1,698	U _{L4}	7,727 W/m ² °C								
θ _w	0,1933	Z	0,424	U _{L5}	8,107 W/m ² °C								
θ _r	0,1196	W _t	5,251	V	1,5 m/s								
θ _{b,e}	0,0971	W _b	0,692										

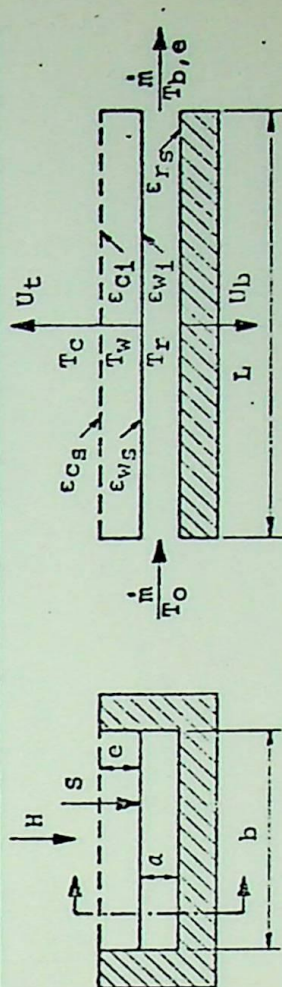
Diagram illustrating the heat transfer parameters and efficiency calculations for a solar collector. The diagram shows a cross-section of the collector with various heat fluxes and temperatures labeled.

Heat fluxes and temperatures labeled in the diagram:

- q_{u1} to q_{u7} : Heat fluxes at different stages.
- T_c , T_w , T_r , T_b,e : Temperatures at different points.
- η_1 to η_7 : Efficiency parameters.

Efficiency calculations shown:

$$\eta_1 = \frac{\dot{m} C_p (T_{b,e} - T_o)}{A H}$$
$$\eta_2 = \frac{\bar{h}_{wf} (T_w - T_f) + \bar{h}_{rf} (T_r - T_f)}{H}$$
$$\eta_3 = \frac{S - U_t (T_w - T_o) - U_b (T_r - T_o)}{H}$$
$$\eta_4 = \frac{F'4 [S - U_{L4} (T_f - T_o)]}{H}$$
$$\eta_5 = \frac{F'5 [S - U_{L5} (T_f - T_o)]}{H}$$
$$\eta_6 = \frac{Z \bar{N}u_f (\theta_w + \theta_r - \theta_b, e)}{(\tau \alpha)_e (1 - s)}$$
$$\eta_7 = \frac{Y}{Y}$$



$$\eta_1 = \frac{\dot{m} C_p (T_{b,e} - T_0)}{A H}$$

$$\eta_2 = \frac{\bar{h}_{wf} (T_w - T_f) + \bar{h}_{rf} (T_r - T_f)}{H}$$

$$\eta_3 = \frac{S - U_t (T_w - T_0) - U_b (T_r - T_0)}{H}$$

$$\eta_4 = \frac{F'4 [S - U_{L4} (T_f - T_0)]}{H}$$

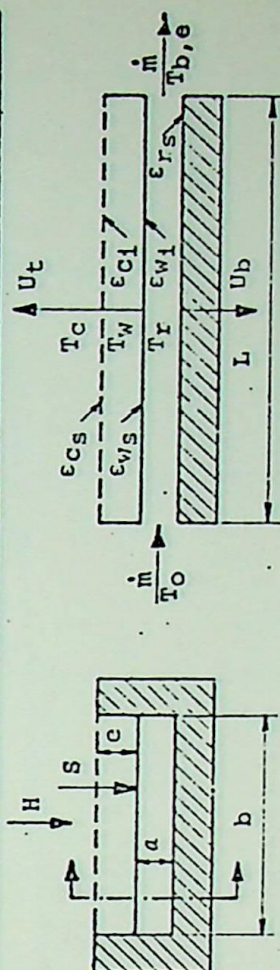
$$\eta_5 = \frac{F'5 [S - U_{L5} (T_f - T_0)]}{H}$$

$$\eta_6 = \frac{\bar{Z} N_{uf} (\theta_w + \theta_r - \theta_{b,e})}{(\tau\alpha)_e (1-s)}$$

$$\eta_7 = \frac{Y - W_t \theta_w - W_b \theta_r}{(\tau\alpha)_e (1-s)}$$

Tabela 5.1.f - Resultados experimentais - Teste nº 06

Teste nº:07	Data: 18.02.81	Horário: 12:15 às 12:30 horas	Condições Ambientais $T_a = 32,6^{\circ}\text{C}$ $p_o = 688,8 \text{ mmHg}$ $\psi = 48,0\%$			
Características do Coletor Solar	Características do Medidor de Vazão	Características de Escoamento e de Transferência de Calor	Energia Incidente e Energia Absorvida na Placa	Energia Útil no Coletor Solar	Eficiência do Coletor Solar	Diferença Percentual na Eficiência
a	$0,025$ m	β $0,5$	v $9,85$ mV	q_{u1} $240,5$ W/m ²	η_1	$\Delta 16$ $-1,2$ %
b	$0,800$ m	d_2 $0,025$ m	H 912 W/m ²	q_{u2} $243,5$ W/m ²	η_2	$\Delta 26$ $0,0$ %
L	$1,250$ m	C_o $0,60654$	$(\tau\alpha)$ $0,723$	q_{u3} $255,8$ W/m ²	η_3	$\Delta 36$ $5,1$ %
e	$0,032$ m	ΔC $0,02600$	$(\tau\alpha)_e$ $0,776$	q_{u4} $258,3$ W/m ²	η_4	$\Delta 46$ $6,1$ %
τ	$0,78$	Δp $39,1$ mmca	s 3 %	q_{u5} $257,8$ W/m ²	η_5	$\Delta 56$ $5,9$ %
ϵ_{c1}	$0,88$	P_1 $34,2$ mmca	S 686 W/m ²	Q_{u6} $0,6012$	η_6	$\Delta 45$ $0,2$ %
ϵ_{cs}	$0,88$	T_1 $49,78$ °C		Q_{u7} $0,6316$	η_7	$\Delta 76$ $5,1$ %
α	$0,92$	r $0,9958$				
ϵ_{w1}	$0,92$	$\dot{m}_1$ $0,013969$ kg/s				
ϵ_{ws}	$0,92$	C_d $0,61809$				
ϵ_{rs}	$0,92$	Y_{or} $0,998717$				
T_w	$90,49$ °C	$\dot{m}$ $0,008623$ kg/s				
T_r	$68,19$ °C	Parâmetros				
$T_{b,1}$	$32,6$ °C	Adimensionais				
$T_{b,e}$	$60,28$ °C	X_f $2,348$				
T_f	$46,44$ °C	Y $1,694$				
θ_w	$0,1893$	Z $0,4171$				
θ_r	$0,1164$	W_t $5,192$				
$\theta_{b,c}$	$0,0905$	W_b $0,679$				



$$\eta_1 = \frac{\dot{m} C_p (T_{b,e} - T_o)}{A I}$$

$$\eta_2 = \frac{\dot{m} h_{wf} (T_w - T_f) + \dot{m} h_{rf} (T_r - T_f)}{A I}$$

$$\eta_3 = \frac{S - U_t (T_w - T_o) - U_b (T_r - T_o)}{H}$$

$$\eta_4 = \frac{F' [S - U_{L4} (T_f - T_o)]}{H}$$

$$\eta_5 = \frac{F' [S - U_{L5} (T_f - T_o)]}{H}$$

$$\eta_6 = \frac{Z \dot{N} u_f (\theta_w + \theta_r - \theta_{b,e})}{(\tau\alpha)_e (1-s)}$$

$$\eta_7 = \frac{Y - W_t \theta_w - W_b \theta_r}{(\tau\alpha)_e (1-s)}$$

Tabela 5.1.g - Resultados experimentais - Teste nº 07

Teste nº: 08		Data: 18.02.81		Horário: 12:31 às 12:46 horas		Condições Ambientais							
Características do Coletor Solar		Características do Medidor de Vazão		Características de Escoamento e de Transferência de Calor		Energia Incidente e Energia Absorvida na Placa		Energia Útil no Coletor Solar		Eficiência do Coletor Solar		Diferença Percentual na Eficiência	
a	0,025 m	β	0,5	C _p	1007,8 KG/kg°C	v	9,72 mV	q _{u1}	254,1 W/m ²	η ₁	28,2 %	Δ16	7,4 %
b	0,800 m	d ₂	0,025 m	k	0,0278 W/m°C	H	900 W/m ²	q _{u2}	236,5 W/m ²	η ₂	26,3 %	Δ26	0,0 %
L	1,250 m	C _o	0,60654	μ	1,94x10 ⁻⁵ kg/ms	(τα)	0,723	q _{u3}	254,6 W/m ²	η ₃	28,3 %	Δ36	7,6 %
e	0,032 m	ΔC	0,02600	ρ	1,100 kg/m ³	(τα) _e	0,775	q _{u4}	254,1 W/m ²	η ₄	28,2 %	Δ46	7,4 %
τ	0,78	Δp	42,0 mmca	Re	1146	s	3 %	q _{u5}	253,5 W/m ²	η ₅	28,2 %	Δ56	7,2 %
ε _{cl}	0,88	P _l	32,5 mmca	Pr	0,706	S	677 W/m ²	Q _{U6}	0,5741	η ₆	26,3 %	Δ45	0,2 %
ε _{cs}	0,88	T _l	51,66 °C	Gz	32,3			Q _{U7}	0,6180	η ₇	28,3 %	Δ76	7,6 %
α	0,92	r	0,9955	N _{u_b}	6,847								
ε _{w1}	0,92	ṁ _l	0,014433 kg/s	N _{u_f}	6,747								
ε _{ws}	0,92	C _D	0,61778	h _f	3,745 W/m ² °C								
ε _{rs}	0,92	γ _{or}	0,998622	h _{r_{w-r}}	8,491 W/m ² °C								
T _w	90,56 °C	ṁ	0,008904 kg/s	U _t	6,898 W/m ² °C								
T _r	68,72 °C	Parâmetros		U _b	0,9 W/m ² °C								
T _{b,1}	33,9 °C	Adimensionais		F'4	0,449								
T _{b,e}	62,22 °C	X _f	2,396	F'5	0,452								
T _f	48,06 °C	Y	1,643	U _{L4}	7,798 W/m ² °C								
θ _w	0,1845	Z	0,414	U _{L5}	8,175 W/m ² °C								
θ _r	0,1134	W _t	5,141	V	1,5 m/s								
θ _{b,e}	0,0922	W _b	0,671										

Diagram illustrating the heat transfer parameters and efficiency calculations for a solar collector. The diagram shows a cross-section of the collector with various heat fluxes and temperatures labeled.

Heat fluxes and temperatures shown in the diagram:

- q_{u1} to q_{u5} : Heat fluxes at different stages.
- T_o : Inlet temperature.
- T_w : Working fluid temperature.
- T_r : Receiver temperature.
- $T_{b,e}$: Base temperature.

Efficiency calculations shown in the diagram:

$$\eta_1 = \frac{\dot{m} C_p (T_{b,e} - T_o)}{\lambda H}$$
$$\eta_2 = \frac{\dot{h}_w (T_w - T_f) + \dot{h}_r (T_r - T_f)}{H}$$
$$\eta_3 = \frac{S - U_t (T_w - T_o) - U_b (T_r - T_o)}{H}$$
$$\eta_4 = \frac{F'4 [S - U_{L4} (T_f - T_o)]}{H}$$
$$\eta_5 = \frac{F'5 [S - U_{L5} (T_f - T_o)]}{H}$$
$$\eta_6 = \frac{Z \dot{N}_{u_f} (\theta_w + \theta_r - \theta_{b,e})}{(\tau \alpha)_e (1 - s)}$$

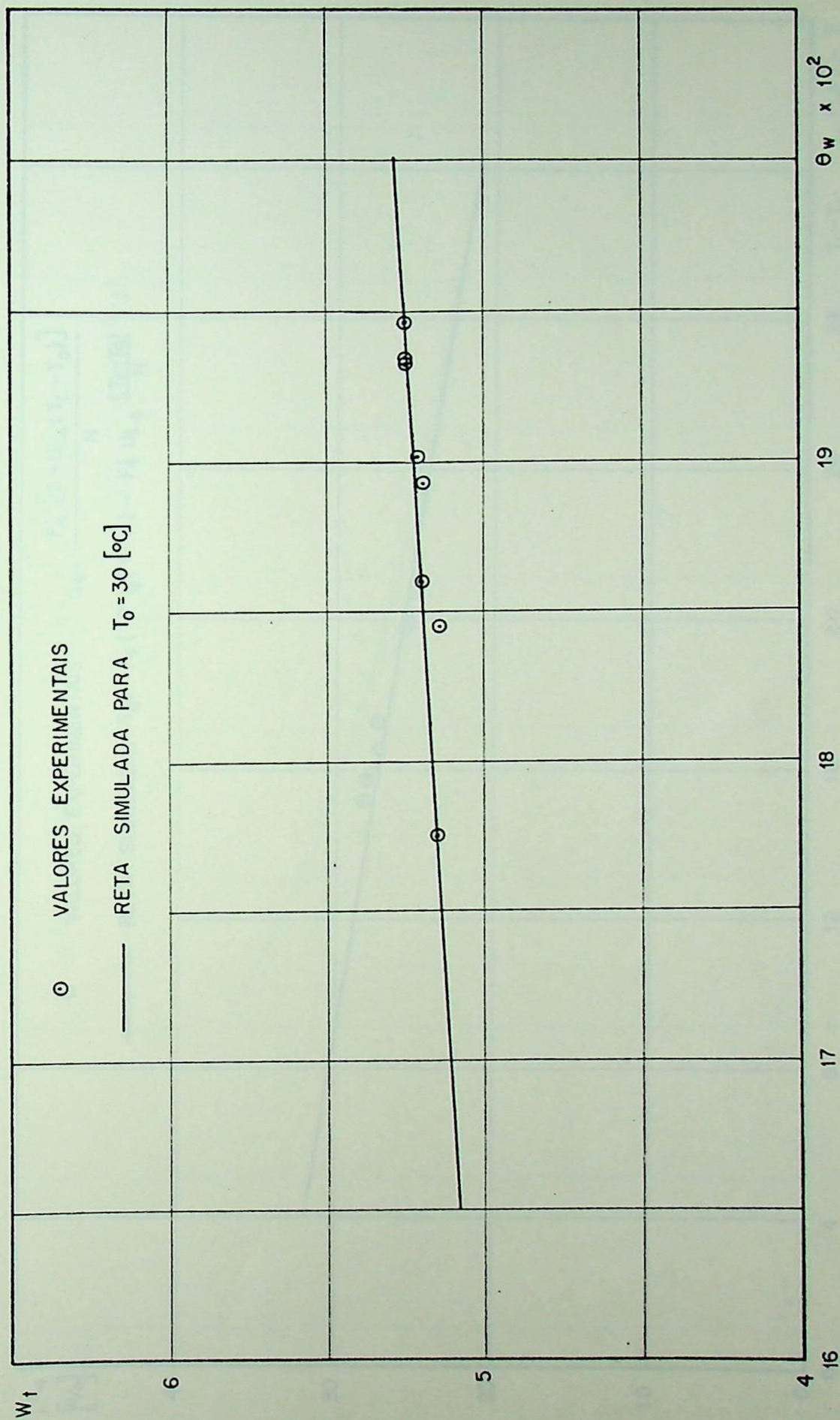
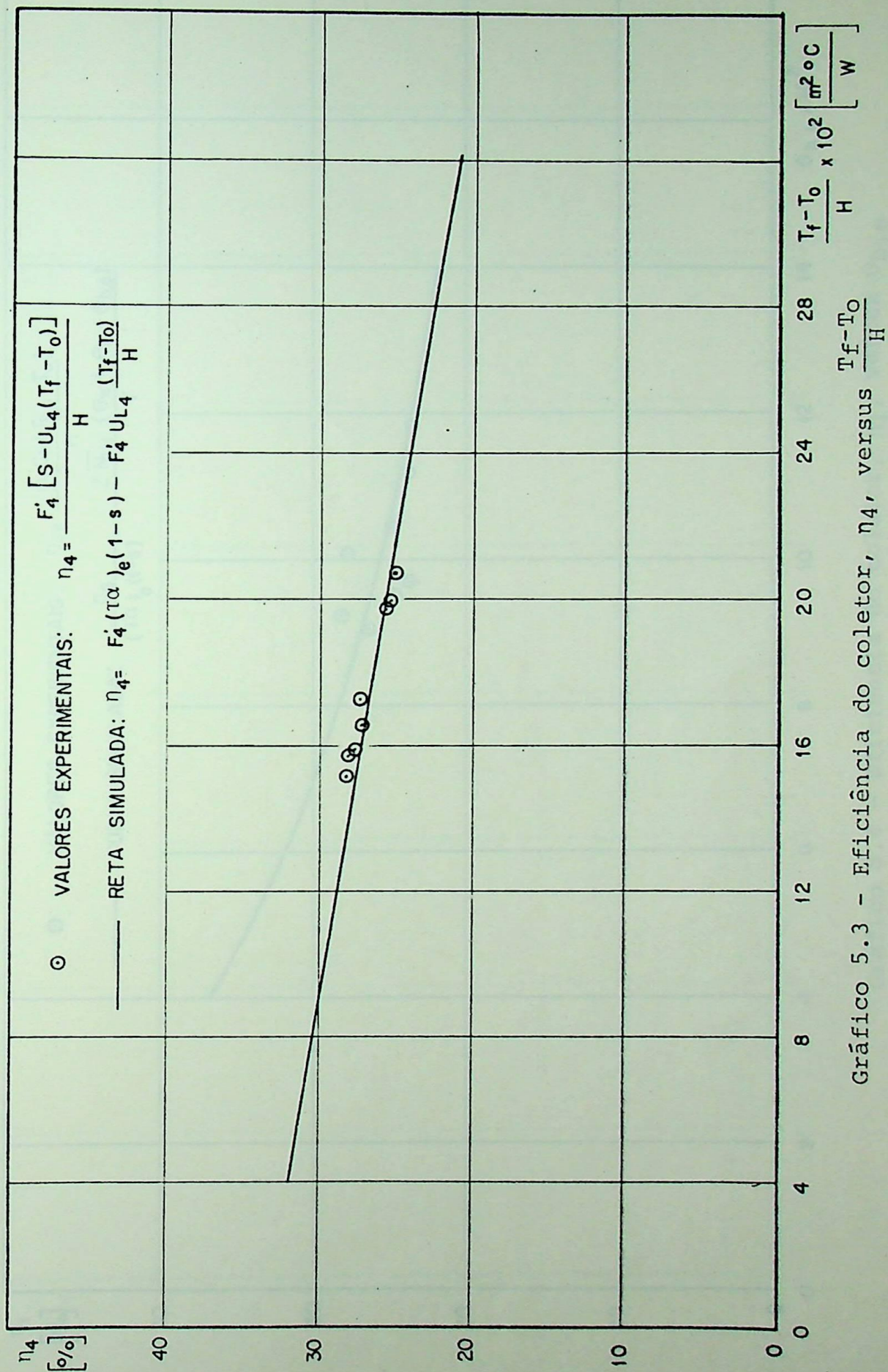


Gráfico 5.2 - Parâmetro adimensional de perda de calor pelo topo, W_t , versus Θ_w

Gráfico 5.3 - Eficiência do coletor, η_4 , versus $\frac{T_f - T_0}{H}$

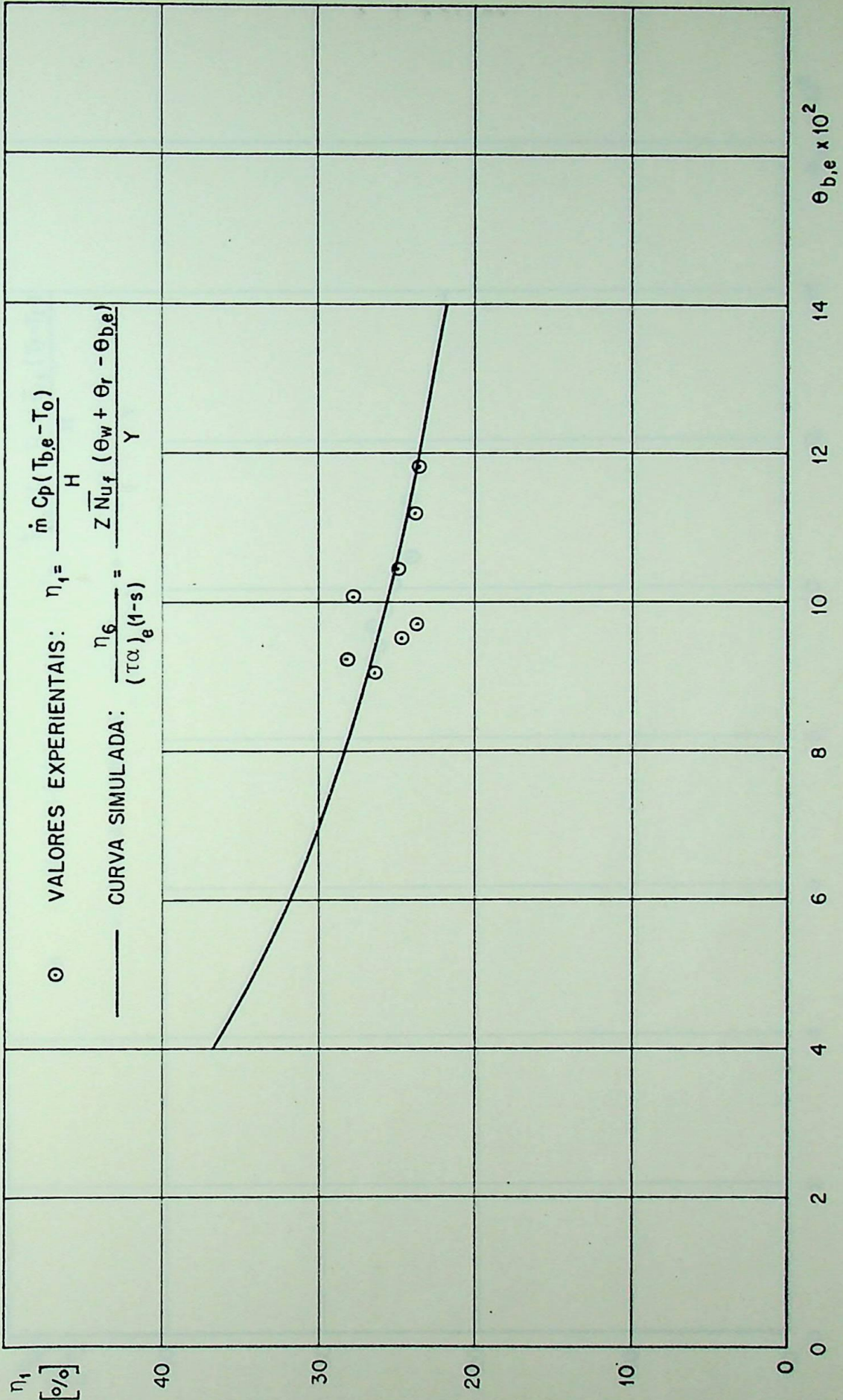


Gráfico 5.4 - Eficiência do coletor, η_1 , versus $\theta_{b,e}$

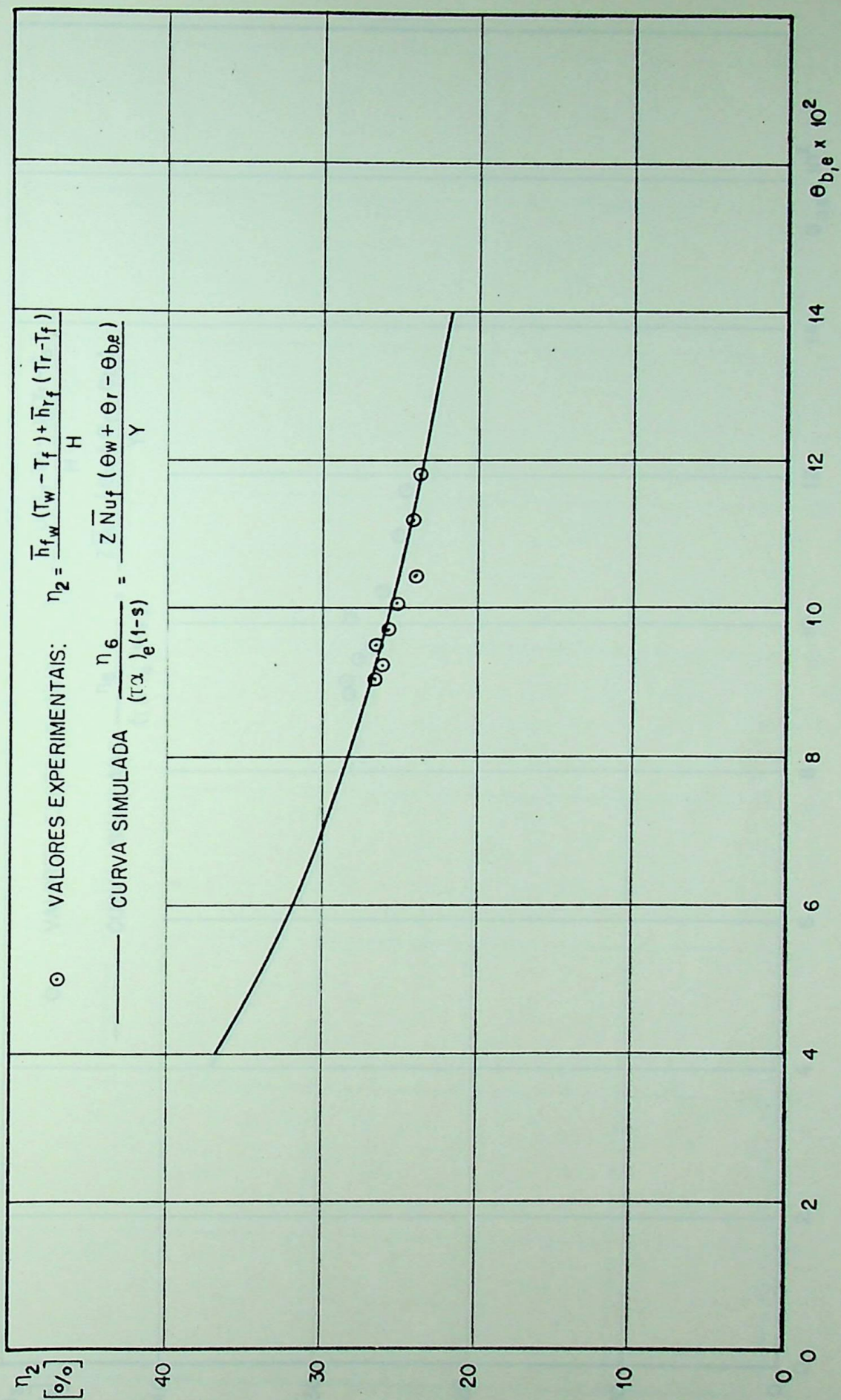
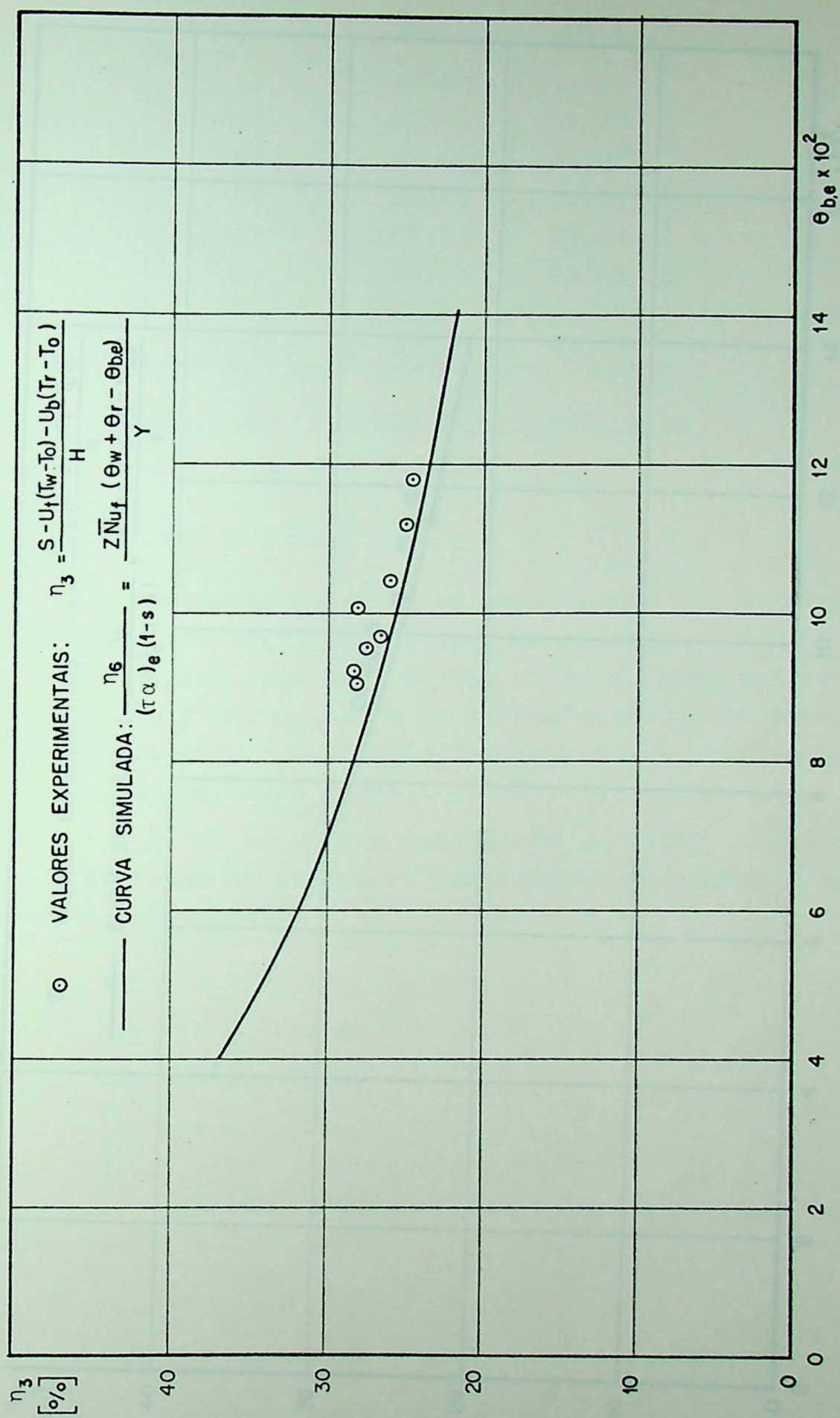


Gráfico 5.5 - Eficiência do coletor, η_2 , versus $\theta_{b,e}$

Gráfico 5.6 - Eficiência do coletor, η_3 , versus θ_{be}

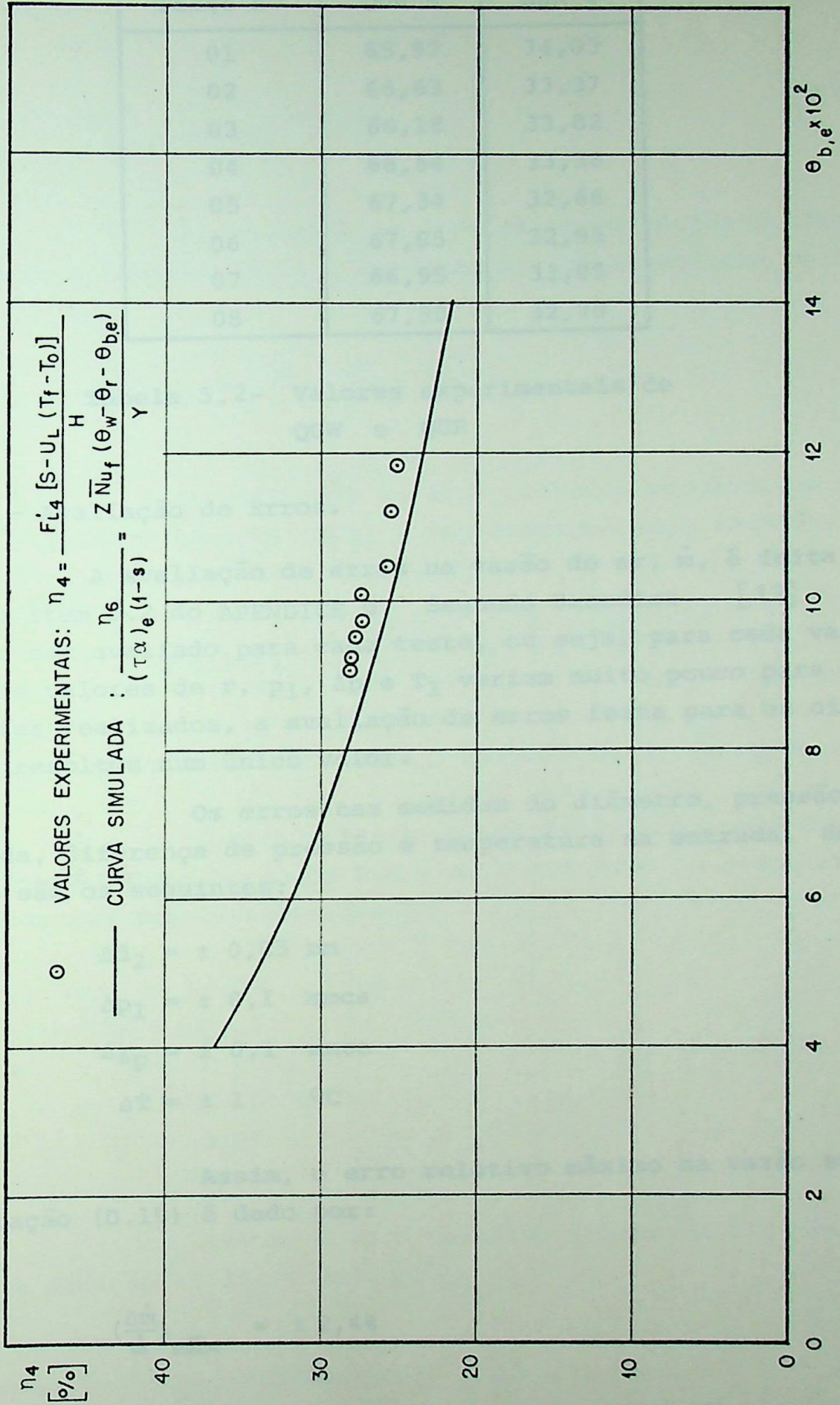


Gráfico 5.7 - Eficiência do coletor, η_4 , versus $\theta_{b,e}$

Teste nº	QUW %	QUR %
01	65,97	34,03
02	66,63	33,37
03	66,18	33,82
04	66,64	33,36
05	67,34	32,66
06	67,05	32,95
07	66,95	33,05
08	67,30	32,70

Tabela 5.2- Valores experimentais de
QUW e QUR

5.2 - Avaliação de Erros.

A avaliação de erros na vazão de ar, $\dot{m}$, é feita conforme o item D.2 do APÊNDICE D. Segundo Benedict [12] o erro deve ser avaliado para cada teste, ou seja, para cada vazão. Como os valores de r , p_1 , Δp e T_1 variam muito pouco para os oito testes realizados, a avaliação de erros feita para os oito testes resultou num único valor.

Os erros nas medidas do diâmetro, pressão na entrada, diferença de pressão e temperatura na entrada, do orifício são os seguintes:

$$\Delta d_2 = \pm 0,05 \text{ mm}$$

$$\Delta p_1 = \pm 0,1 \text{ mmca}$$

$$\Delta \Delta p = \pm 0,1 \text{ mmca}$$

$$\Delta T = \pm 1 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Assim, o erro relativo máximo na vazão segundo a equação (D.19) é dado por:

$$\left(\frac{\Delta \dot{m}}{\dot{m}} \right)_{\text{máx}} = \pm 2,4\%$$

O erro relativo provável na vazão segundo a equa

ção (D.22) é dado por:

$$\left(\frac{\Delta \dot{m}}{\dot{m}}\right)_{\text{provável}} = 1,6\%$$

A avaliação de erro relativo máximo na eficiência segundo a equação (5.1) é representada pela seguinte equação:

$$\left(\frac{\Delta \eta}{\eta}\right)_{\text{máx}} = \left[\frac{\Delta \dot{m}}{\dot{m}} + \frac{\Delta T}{T} + \frac{\Delta H}{H} \right] \quad (5.15)$$

A avaliação de erro relativo provável na eficiência segundo a equação (5.1) é representada pela seguinte equação:

$$\left(\frac{\Delta \eta}{\eta}\right)_{\text{provável}} = \left[\left(\frac{\Delta \dot{m}}{\dot{m}}\right)^2 + \left(\frac{\Delta T}{T}\right)^2 + \left(\frac{\Delta H}{H}\right)^2 \right]^{1/2} \quad (5.16)$$

sendo que não foi considerada a influência de erros no valor de C_p .

O erro relativo no milivoltímetro que é responsável pela determinação de H e o erro relativo na temperatura resultam nos seguintes valores:

$$\frac{\Delta H}{H} = 0,02$$

$$\frac{\Delta T}{T} = 0,01$$

Assim, o erro relativo máximo na eficiência segundo a equação (5.15) é dado por:

$$\left(\frac{\Delta \eta}{\eta}\right)_{\text{máx}} = 5,4\%$$

O erro relativo provável na eficiência segundo a equação (5.16) é dado por:

$$\left(\frac{\Delta\eta}{\eta}\right)_{\text{provável}} = 3,3\%$$

A interpretação desses resultados é a seguinte : É possível que o máximo erro na vazão seja de 2,4% mas é provável que não exceda de 1,6%. Anàlogamente é possível que o máximo erro na eficiência seja de 5,4% mas é provável que não exceda de 3,3%.

5.3 - Análise dos Resultados Experimentais.

As temperaturas medidas na placa absorvedora ($T_{w1}, T_{w2}, \dots, T_{w6}$) se estabilizam mais rapidamente que as temperaturas na placa externamente isolada ($T_{r1}, T_{r2}, \dots, T_{r6}$) bem como as temperaturas do ar na saída ($T_{b,e1}, T_{b,e2}, \dots, T_{b,e6}$). Desta forma, tem que ser observado durante os testes duas situações quando se trabalha com vazões diferentes em períodos de testes durante um dia. A primeira é que se a vazão de ar no coletor é pequena e se é aumentada essa vazão, sem esperar o devido tempo para estabilização do sistema, a eficiência, η_1 , calculada segundo a equação (5.1) será maior que a eficiência, η_2 , calculada segundo a equação (5.2). A segunda é que se a vazão de ar no coletor é alta e se é diminuída essa vazão, sem esperar o devido tempo para estabilização do sistema, a eficiência, η_1 , calculada segundo a equação (5.1) será menor que a eficiência, η_2 , calculada segundo a equação (5.2). Isto se explica pelo fato de que entre o local de medição do ar na saída e a extremidade final do coletor existe o duto por onde escoar o ar aquecido cujas paredes vão aumentar a temperatura do ar (1ª situação) ou diminuir a temperatura do ar (2ª situação) alterando portanto os valores de $T_{b,e}$.

A mesma estabilização deve ser observada durante os testes com relação às nuvens. Se o céu está sem nuvens sobre o banco de testes e de repente uma nuvem obstruir os raios solares por alguns minutos o coletor solar se "resfriará". Voltando

os raios solares a incidirem sobre o coletor sem qualquer obstrução de nuvens, as temperaturas da placa absorvedora (T_{w1} , T_{w2} , ..., T_{w6}) se estabilizarão rapidamente (3 a 4 minutos) ao passo que as outras temperaturas não. Portanto, se se basear na estabilização das temperaturas da placa absorvedora fornecida pelo registrador de temperaturas, para um intervalo de 15 minutos, as eficiências η_1 , η_2 , η_3 e η_4 serão bem diferentes uma da outra para o intervalo de 15 minutos. Nota-se portanto, que em dias de testes de céu não totalmente isento de nuvens as condições de testes não são favoráveis. Essas variações nos cálculos das eficiências são justificadas não só devido aos efeitos de inércia térmica como também aos efeitos de capacidade térmica do coletor, visto que, a operação com coletores solares é eminentemente transitória.

Assim, observando o que foi descrito anteriormente foram escolhidos 8 testes dos vários realizados no período de 02.02.81 até 27.02.81. Observa-se nos resultados dos testes que as eficiências η_1 e η_2 calculadas respectivamente pela variação de entalpia e pelo calor por convecção não diferem muito uma da outra e se aproximam mais da eficiência η_6 calculada em função de parâmetros adimensionais que em suma equivale a eficiência, η_2 . Note que quando a eficiência é calculada em termos das propriedades de radiação como, radiação solar, transmissividade e absorvidade, conforme nas eficiências η_3 , η_4 , η_5 e η_7 , estes valores se afastam um pouco dos valores de η_1 e η_2 conforme nota-se nas Tabelas 5.2.a até 5.2.h. Observando as equações (5.3), (5.4), (5.5) e (5.7) respectivamente para η_3 , η_4 , η_5 e η_7 nota-se que elas são dependentes da energia absorvida no coletor, S . Na equação (B.1) S depende da radiação solar incidente no plano do coletor solar, H , do produto transmissividade-absorvidade efetivo, $(\tau\alpha)_e$, dos efeitos de sombra sobre o coletor $(1-s)$ e dos efeitos de poeira sobre o coletor, $(1-d)$, sendo este não considerado. Considerando que os valores de radiação solar, H , transmissividade do vidro, τ , absorvidade da placa absorvedora, α , e efeitos de sombra, s , estão corretos, uma análise do produto transmissividade-absorvidade efetivo, $(\tau\alpha)_e$, deve ser feita para explicar as variações já mencionadas nos valores de eficiência. Segundo a equação (B.13), $(\tau\alpha)_e = (\tau\alpha) + (1-\tau_a)U_t/U_2$, o pro

duto transmissividade-absorvidade efetivo é função de U_t e U_2 , visto que os valores de transmissividade e absorvidade foram considerados corretos e não sofrem variação devido ao modo que foram realizados os testes, ou seja, próximo do meio dia solar. Tanto U_t como U_2 variam com as temperaturas e velocidade do vento. Se as temperaturas medidas estão corretas, razão pela qual η_1 e η_2 não se diferem muito, a única variável a se considerar é a velocidade do vento que influi no coeficiente de convecção que por sua vez influi nos valores de U_2 e U_t conforme as equações (3.48) e (3.50). Observa-se que se não considerar a velocidade do vento mesmo sendo muito pequena, ou seja, considerar convecção natural sobre a cobertura de vidro do coletor, o coeficiente de perdas sobre a cobertura, U_2 , será pequeno aumentando a parcela $(1-\tau\alpha)U_t/U_2$ e em consequência aumentando o $(\tau\alpha)_e$. Se $(\tau\alpha)_e$ aumenta haverá um aumento na energia absorvida no coletor, S , resultando numa variação de η_3 , η_4 , η_5 e η_7 com relação a η_1 , η_2 e η_3 , para mais. Portanto, a velocidade do vento deve ser medida e levada em consideração no cálculo mesmo sendo pequena, pois afeta o $(\tau\alpha)_e$. Devido à dificuldade de se medir adequadamente a velocidade do vento durante os testes foi utilizado no cálculo um único valor para a velocidade do vento ($V = 1,5$ [m/s]) que corresponde à média para o período de testes realizados.

Observa-se nas Tabelas 5.2.a até 5.2.h bem como no Gráfico 5.2 uma boa concordância entre os valores experimentais de W_t e a reta teórica obtida pelo método da regressão linear para uma temperatura ambiente de 30°C . Nota-se nesse gráfico que apesar da pequena variação do número de Reynolds durante os testes, 725 à 1146, existe uma variação razoável de W_t com θ_w mostrando que W_t não pode ser tomado como um valor constante. O Gráfico 5.3 mostra os resultados experimentais de η_4 e a reta obtida pela equação (5.4) conforme recomendações do National Bureau of Standards [9] com inclinação $-F'_4 U_{L4}$ e interceptando a ordenada com o valor de $F'_4(\tau\alpha)_e(1-s)$. Os Gráficos 5.4, 5.5, 5.6 e 5.7 mostram os resultados experimentais calculados respectivamente para η_1 , η_2 , η_3 e η_4 com a curva simulada η_6 versus $\theta_{b,e}$ obtida através de parâmetros adimensionais com temperatura ambiente $T_0 = 30^\circ\text{C}$ e valores médios dos oito testes realizados. Observa-se nesses gráficos uma boa concordância entre os valores

experimentais e a curva simulada η_6 versus $\theta_{b,e}$.

No Gráfico 5.4 nota-se que os valores experimentais de η_1 versus $\theta_{b,e}$ estão mais dispersos que os valores experimentais de η_2 , η_3 e η_4 versus $\theta_{b,e}$ representados respectivamente pelos Gráficos 5.5, 5.6 e 5.7. Essas dispersões se devem ao fato de que pequenas variações nos valores de temperaturas ambiente e do ar na saída do coletor solar, bem como na determinação da vazão, acarretam variações maiores na eficiência, η_1 , calculada segundo a equação 5.1, do que nas eficiências η_2 , η_3 e η_4 calculadas respectivamente pelas equações (5.2), (5.3) e (5.4).

No Gráfico 5.6, η_3 versus $\theta_{b,e}$, e no Gráfico 5.7, η_4 versus $\theta_{b,e}$, observa-se que os valores experimentais estão acima da curva simulada, η_6 versus $\theta_{b,e}$, ao passo que no Gráfico 5.4, η_1 versus $\theta_{b,e}$, e no Gráfico 5.5, η_2 versus $\theta_{b,e}$, existe uma melhor distribuição dos valores experimentais com relação à curva simulada. A razão pela qual os valores experimentais de η_2 e η_4 estarem acima da curva simulada, η_6 , se deve ao fato de que na determinação das eficiências η_3 e η_4 , além de existirem os valores de condutibilidade térmica do isolante e velocidade do vento responsáveis respectivamente pela determinação de U_b e U_t , existem também as grandezas relacionadas com as propriedades de radiação como absorvidade e emissividade da placa absorvedora e transmissividade e emissividade da cobertura de vidro. Tanto absorvidade e transmissividade como também emissividade e velocidade do vento afetam o produto transmissividade absorvidade efetivo $(\tau\alpha)_e$ alterando a energia absorvida na placa absorvedora, S , que por sua vez altera os valores de eficiência η_3 e η_4 .

Observa-se nas Tabelas 5.2 que as diferenças percentuais máximas nas eficiências η_1 , η_3 , η_4 e η_5 com relação a η_6 deram respectivamente $\Delta_{16} = 9,5\%$, $\Delta_{36} = 10,8\%$, $\Delta_{46} = 8,4\%$ e $\Delta_{56} = 8,0\%$ indicando uma boa concordância entre os resultados experimentais obtidos através das várias formas de se determinar a eficiência do coletor solar.

Observa-se ainda nas Tabelas 5.2 que as eficiências η_4 e η_5 calculadas segundo as equações (5.4) e (5.5) apresentam uma diferença percentual Δ_{45} muito pequena não chegando a 1% apesar dos coeficientes de perdas U_{L4} e U_{L5} apresentarem

uma certa diferença, sendo os fatores de eficiência do coletor F'_4 e F'_5 bem próximos. Isto permite concluir que no balanço de energia o coeficiente de perdas de calor pelo fundo do coletor pode ser desprezado e que o mesmo pode ser incluído no resultado final da equação C.11 conforme feito no APÊNDICE C evitando assim considerá-lo no balanço de energia tornando-se a determinação de U_{L5} bastante complicada.

Observa-se também na Tabela 5.1 que o calor cedido por convecção da placa externamente isolada ao ar em escoamento pode chegar até 35% do calor total cedido ao ar com superfícies internas do canal pintadas de esmalte sintético preto-fosco e 65% do calor total é cedido pela placa absorvedora por convecção, no caso de regime laminar.

CAPÍTULO 6

CONCLUSÕES

No item 2.1 foi mostrado o problema de transferência de calor no caso de canal de seção retangular aplicado aos coletores solares utilizando ar como fluido.

No item 2.2 foi mostrado a superposição de soluções para convecção devido aos efeitos de radiação dentro do canal e a validade de um único número de Nusselt para representar a solução do problema em questão.

No item 3.1 foi analisado os dois tipos de coletores solares convencionais utilizando ar como fluido considerando o parâmetro adimensional de perdas de calor pelo topo, W_t , constante.

No item 3.2 foi analisada a dependência do coeficiente de perdas pelo topo, U_t , com a temperatura da placa absorvedora ou da cobertura de vidro respectivamente para os dois tipos de coletores em estudo. Assim, pôde-se estabelecer a dependência do parâmetro adimensional de perdas de calor pelo topo, W_t , com a diferença percentual de temperatura, θ_w ou θ_c , para cada temperatura ambiente.

No item 3.3 foi mostrado que conhecida a dependência de W_t com θ_w ou θ_c , as equações desenvolvidas no item 3.1 para W_t constante, podem ser modificadas e duas equações de caráter geral foram estabelecidas, uma para cada tipo de coletor.

Através de parâmetros fixados estas equações foram resolvidas numericamente e pôde-se encontrar as várias grandezas envolvidas para cada parâmetro adimensional X_f . Os resultados foram tabelados e colocados na forma de gráficos para quatro casos referentes ao coletor solar representado pela Figura 3.1 e dois casos referentes ao coletor solar representado pela Figura 3.2. Foi mostrado que para o coletor solar da Figura 3.1 os valores das emissividades das superfícies que formam o canal por onde escoar o ar devem ser os mais altos possíveis para se ter maior rendimento e maior temperatura do ar na saída do cole

tor, visto que estes dois fatores são de suma importância no projeto do coletor solar. Estes aumentos de eficiência e de temperatura do ar se devem aos efeitos de convecção e de radiação dentro do canal. Foi mostrado que para altas emissividades dentro do canal a temperatura da placa externamente isolada é substancialmente aumentada ao passo que a temperatura da placa absorvedora é diminuída. Isto dá uma excelente contribuição para o aumento da eficiência do coletor e um consequente aumento da temperatura do ar, pois as perdas de calor pelo topo do coletor são diminuídas com a diminuição da temperatura da placa absorvedora. Com o aumento da temperatura da placa externamente isolada as perdas de calor pelo fundo do coletor são aumentadas mas isto pode ser controlado pela espessura e material do isolamento do fundo. Concluiu-se, portanto, que o caso ideal para este tipo de coletor é ter-se emissividade iguais a 1 dentro do canal. Foi mostrado também que a contribuição do calor cedido ao ar pela placa externamente isolada pode chegar até 40% do calor total cedido ao ar quando se tem altos valores de emissividades dentro do canal e os 60% restantes são provenientes da placa absorvedora. Portanto, os efeitos de radiação dentro do canal não podem ser desprezados.

Também, foi mostrado qual dos dois tipos de coletor solar é melhor em termos de eficiência na faixa de operação em regime laminar. Foi observado que quando não se tem superfície seletiva na parte superior da placa absorvedora o coletor solar da Figura 3.1 é melhor do que o da Figura 3.2 desde que tenha altos valores de emissividades dentro do canal. No caso de superfícies seletivas na parte superior da placa absorvedora o coletor solar da Figura 3.2 é melhor que o da Figura 3.1. Para este caso, ou seja, superfície superior da placa absorvedora seletiva nem sempre o CASO B₂ apresenta eficiência maior que o CASO A₃, em toda a faixa de regime laminar. Observou-se que para baixos valores de θ_c os valores de W_t aumentaram-se. Concluiu-se que a regressão linear aplicada para a faixa de altos valores θ_c não correspondem corretamente aos baixos valores de θ_c . Sendo assim, o parâmetro W_t aumenta e em consequência diminui a eficiência, portanto, deve ser feita uma regressão linear para os baixos valores de θ_c . Concluiu-se portanto, que para o cole

tor da Figura 3.1 o ideal é ter-se superfície seletiva na parte superior da placa absorvedora e emissividades iguais a 1 dentro do canal por onde escoar o ar ao passo que para o coletor da Figura 3.2 o ideal é ter-se superfície seletiva, em termos de eficiência térmica.

Foi mostrado que a não consideração da variação de W_t com θ_w e θ_c pode indicar resultados incorretos ou na faixa de operação em regime laminar ou na faixa de operação em regime turbulento com a fixação de um único valor para W_t .

Com a finalidade de comprovar parte dos resultados teóricos foram desenvolvidos os métodos experimentais descritos no CAPÍTULO 4. O coletor solar ensaiado é o do tipo representado pela Figura 3.1 com superfícies pintadas com esmalte sintético preto-fosco tanto na parte superior da placa absorvedora como nas superfícies que formam o canal por onde escoar o ar.

No Ítem 5.1 foram apresentados os resultados experimentais e observou-se uma boa concordância com os resultados teóricos. Foi mostrado que a diferença porcentual máxima nas eficiências calculadas segundo as várias formas apresentadas, η_1 , η_2 , η_3 , η_4 e η_5 , com relação a eficiência parametrizada, η_6 , deu em torno de 10% indicando que os resultados experimentais estão bem razoáveis. Notou-se que a placa externamente isolada tem um alto valor de temperatura devido aos efeitos de radiação no canal e a sua contribuição para o calor cedido ao ar chegou em torno de 35% do calor total, para tais superfícies pintadas de preto-fosco.

Sugestões para outros trabalhos:

Analisar outras formas de dependência do parâmetro adimensional de perda de calor pelo topo, W_t , com θ_w (coletor solar conforme Figura 3.1) e com θ_c (coletor solar conforme Figura 3.2), para vários valores de emissividades, visto que, a dependência linear é mais indicada para altos valores de emissividades, conforme mostrado neste trabalho. A mesma análise pode ser estendida para vários ângulos de inclinação dos coletores, bem como para mais de uma cobertura transparente.

Analisar a variação do parâmetro adimensional de perda de calor pelo fundo, W_b , com θ_r (coletor solar conforme Figura 3.1) e com θ_w (coletor solar conforme Figura 3.2), visto que, neste trabalho tal parâmetro foi mantido constante.

Analisar a eficiência dos coletores solares para a faixa de regime turbulento baseando-se nos itens sugeridos acima.

Analisar os coletores solares sob o aspecto de seus dimensionamentos tendo por base o compromisso entre a eficiência térmica e a potência de bombeamento, levando em consideração a perda de pressão no canal bem como o fator econômico.

Do ponto de vista experimental podem ser feitos testes em ambos os tipos de coletores solares, para superfícies seletivas ou não, bem como para vários ângulos de inclinação dos coletores.

APÊNDICE A

DEFINIÇÕES DOS COEFICIENTES DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR



A.1 - Convecção

As definições dos coeficientes de transferência de calor por convecção são descritos por Fernandes [14].

O fluxo de calor local é dado pela Lei de Fourier da seguinte forma:

$$q = \frac{dQ}{A_w} = -K \left. \frac{\partial T}{\partial y} \right|_{y=0} \quad \left(\frac{\text{energia}}{\text{tempo área}} \right) \quad (\text{A.1})$$

onde dQ (energia/tempo) representa um elemento de taxa de calor trocado entre o fluido e a superfície elementar de área dA_w .

Sendo ΔT uma diferença de temperatura de referência, define-se o coeficiente de convecção local da seguinte forma:

$$h = \frac{q}{\Delta T} = - \frac{K}{\Delta T} \left. \frac{\partial T}{\partial y} \right|_{y=0} \quad \left(\frac{\text{energia}}{\text{tempo área grau}} \right) \quad (\text{A.2})$$

Com base neste coeficiente, define-se o número de Nusselt local da seguinte forma:

$$Nu = \frac{h D_h}{K} = - \frac{D_h}{\Delta T} \left. \frac{\partial T}{\partial y} \right|_{y=0} \quad (\text{adimensional}) \quad (\text{A.3})$$

onde D_h representa o diâmetro hidráulico do conduto e é dado por:

$$D_h = \frac{4 A}{P} \quad (\text{A.4.a})$$

sendo A a seção molhada do conduto e P o perímetro corresponden

te ã esta seção.

No caso de um canal de seção retangular, tem-se:

$$A = a b \quad \text{e} \quad P = 2 (a + b)$$

resultando neste caso:

$$Dh = \frac{2a}{1 + \frac{a}{b}} \quad (\text{A.4.b})$$

considerando-se o caso de canais com relação b/a muito grande, tem-se $a/b \approx 0$, resultando:

$$Dh = 2a \quad (\text{A.4.c})$$

A taxa de calor trocado na superf3cie de 3rea A_w da parede e correspondente a uma posição x gen3rica 3 dada por:

$$Q = \int_{A_w} q \, dA_w = \int_{A_w} h \, \Delta T \, dA_w \quad (\text{A.5})$$

Define-se a temperatura m3dia de refer3ncia $\overline{\Delta T}$, de tal maneira que se tenha:

$$Q = \int_{A_w} h \, \Delta T \, dA_w = \overline{\Delta T} \int_{A_w} h \, dA_w \quad (\text{A.6.a})$$

Definindo-se o coeficiente de convecção m3dio por:

$$\bar{h} = \frac{1}{A_w} \int_{A_w} h \, dA_w \quad (\text{A.6.b})$$

pode-se exprimir a taxa de calor trocado por meio de:

$$Q = \bar{h} A_w \overline{\Delta T} \quad (\text{A.6.c})$$

Com base no coeficiente de convecção médio define-se o número de Nusselt médio correspondente, da seguinte forma:

$$\overline{Nu} = \frac{\bar{h} D_h}{k} \quad (\text{A.7})$$

Decorre das definições que:

$$\overline{Nu} = \frac{1}{A_w} \int_{A_w} Nu \, dA_w \quad (\text{A.8})$$

Particularmente, no caso de uma parede plana, com área $A_w = b x$, têm-se que:

$$\bar{h} = \frac{1}{x} \int_0^x h \, dx \quad (\text{A.9.a})$$

e

$$\overline{Nu} = \frac{1}{x} \int_0^x Nu \, dx \quad (\text{A.9.b})$$

Note-se que para cada diferença de temperatura de referência ΔT fixada, corresponde uma determinada diferença de temperatura de referência média $\overline{\Delta T}$, a ser calculada através da equação (A.6.c).

Para melhor exprimir esta equação considere-se o Princípio de Conservação da Energia aplicado ao conduto, nas condições de regime permanente. Tem-se:

$$dQ = dH \quad (\text{A.10.a})$$

ou

$$Q = H(x) - H(o) \quad (A.10.b)$$

onde H representa o fluxo de entalpia numa determinada seção do conduto.

Sendo $d\dot{m}$ um elemento de fluxo de massa, tem-se para um elemento da seção do conduto a relação:

$$dH = C_p T d\dot{m} \quad (A.11.a)$$

O fluxo de entalpia nesta seção pode ser representado por:

$$H = \int_A C_p T d\dot{m} \quad (A.11.b)$$

Define-se a "temperatura média global" (bulk temperature), numa seção do conduto, de tal maneira que se tenha:

$$\int_A C_p T d\dot{m} = T_b \int_A C_p d\dot{m} \quad (A.11.c)$$

Sendo $C_p = \text{constante}$, pode-se escrever, considerando as equações (A.11.b) e (A.11.c), que:

$$H = \dot{m} C_p T_b \quad (A.11.d)$$

Portanto, considerando a equação (A.10.b), tem-se que:

$$Q = \dot{m} C_p (T_b - T_o) \quad (A.11.e)$$

No caso de regime permanente pode-se escrever ainda que:

$$dH = \dot{m} C_p dT_b \quad (A.11.f)$$

Considerando as equações (A.1), (A.10.a) e (A.11.f) resulta que:

$$q = \dot{m} C_p \frac{dT_b}{dA_w} \quad (\text{A.12.a})$$

Substituindo a equação (A.12.a) na equação (A.2) resulta que:

$$h = \frac{\dot{m} C_p}{\Delta T} \frac{dT_b}{dA_w} \quad (\text{A.12.b})$$

Considerando as equações (A.6.b) e (A.12.b) tem-se que:

$$\bar{h} A_w = \dot{m} C_p \int_{T_o}^{T_b} \frac{dT_b}{\Delta T} \quad (\text{A.12.c})$$

Finalmente, substituindo as equações (A.11.e) e (A.12.c) na equação (A.6.c) resulta que:

$$\overline{\Delta T} = \frac{Q}{\bar{h} A_w} = \frac{T_b - T_o}{\int_{T_o}^{T_b} \frac{dT_b}{\Delta T}} \quad (\text{A.13})$$

Os dois casos principais a serem considerados são os seguintes:

a - Diferença de Temperatura de Referência igual à diferença entre a temperatura da placa e a temperatura do fluido na entrada do conduto:

$$\Delta T = (\Delta T)_o = T_w - T_o \quad (\text{A.14.a})$$

Tem-se, substituindo na equação (A.13) e operando, que:

$$\overline{\Delta T} = (\overline{\Delta T})_O = T_w - T_O = (\Delta T)_O \quad (\text{A.14.b})$$

b - Diferença de Temperatura de Referência igual à diferença entre a temperatura da placa e a temperatura média global (bulk temperature).

$$\Delta T = (\Delta T)_b = T_w - T_b \quad (\text{A.15.a})$$

Tem-se, substituindo na equação (A.1.13) e operando, que:

$$\overline{\Delta T} = (\overline{\Delta T})_b = \frac{T_b - T_O}{\text{Ln} \left[\frac{T_w - T_O}{T_w - T_b} \right]} \quad (\text{A.15.b})$$

Interessa ainda relacionar os números de Nusselt definidos com base nas diferenças de temperatura de referência anteriormente citadas.

Das equações (A.7) e (A.12.c) pode-se escrever, de maneira geral, que:

$$\overline{Nu} = \frac{\dot{m} C_p}{A_w} \frac{D_h}{K} \int_{T_O}^{T_b} \frac{dT_b}{\Delta T} \quad (\text{A.16.a})$$

Considerando que:

$$\dot{m} = \rho u_O A \quad \text{e} \quad \alpha = \frac{k}{\rho C_p} \quad (\text{A.16.b})$$

a equação (A.16.a) pode ser escrita da seguinte forma:

$$\overline{Nu} = \frac{1}{F x^+} \int_{T_O}^{T_b} \frac{dT_b}{\Delta T} \quad (\text{A.16.c})$$

sendo $x^+ = \frac{1}{Gz}$

e $F = \frac{A_w}{A x / D_h} \quad (\text{A.16.d})$

Fazendo $\Delta T = T_w - T_o$ tem-se, substituindo na equação (A.16.c) e operando, que:

$$\bar{Nu}_o = \frac{1}{F x^+} \frac{T_b - T_o}{T_w - T_o} \quad (A.16.e)$$

Decorre desta equação que:

$$\frac{T_b - T_o}{T_w - T_o} = F x^+ \bar{Nu}_o \quad (A.17.a)$$

e

$$\frac{T_w - T_b}{T_w - T_o} = 1 - F x^+ \bar{Nu}_o \quad (A.17.b)$$

Observando as equações (A.6.c), (A.7), (A.14.b) e (A.15.b), pode-se facilmente verificar a seguinte relação:

$$\frac{\bar{Nu}_b}{\bar{Nu}_o} = \frac{T_w - T_o}{T_b - T_o} \ln \left[\frac{T_w - T_o}{T_w - T_b} \right] \quad (A.18.a)$$

Substituindo as equações (A.17.a) e (A.17.b) na equação (A.18.a) resulta a seguinte relação:

$$\bar{Nu}_b = \frac{1}{F x^+} \ln \left[\frac{1}{1 - F x^+ \bar{Nu}_o} \right] \quad (A.18.b)$$

Da equação (A.18.b) pode-se facilmente verificar que:

$$\bar{Nu}_o = \frac{1}{F x^+} [1 - \exp(-F x^+ \bar{Nu}_b)] \quad (A.18.c)$$

Ainda, pode-se definir o número de Nusselt médio baseado na diferença de temperatura de referência média $(\bar{\Delta T})_f$.

$(\overline{\Delta T})_f$ aparece na literatura como sendo:

$$(\overline{\Delta T})_f = T_w - T_f \quad (A.19.a)$$

ou

$$(\overline{\Delta T})_f = T_w - \frac{(T_o + T_b)}{2} = \frac{(T_w - T_o) + (T_w - T_b)}{2} \quad (A.19.b)$$

Considerando as equações (A.6.c), (A.7), (A.14.b) e (A.19.b), pode-se facilmente verificar a seguinte relação:

$$\frac{\bar{Nu}_f}{\bar{Nu}_o} = \frac{2(T_w - T_o)}{(T_w - T_o) + (T_w - T_b)} \quad (A.20.a)$$

Substituindo a equação (A.17.a) na equação (A.20.a) e operando resulta:

$$\bar{Nu}_f = \frac{2 \bar{Nu}_o}{2 - F x^+ \bar{Nu}_o} \quad (A.20.b)$$

Substituindo a equação (A.18.c) na equação (A.20.b), resulta:

$$\bar{Nu}_f = \frac{\frac{2}{F x^+} [1 - \exp(-F x^+ \bar{Nu}_b)]}{2 - [1 - \exp(-F x^+ \bar{Nu}_b)]} \quad (A.20.c)$$

Portanto, conhecido o valor de $\bar{Nu}_b$, imediatamente se determinam os valores de $\bar{Nu}_o$ e $\bar{Nu}_f$ através das equações (A.18.c) e (A.20.c). A situação inversa é obviamente válida.

No caso particular de um canal de seção retangular, com uma só placa aquecida, têm-se:

$$A = ab, \quad D_h = 2a \quad e \quad A_w = bx$$

Neste caso, resulta, substituindo na equação (A.16.d) que $F = 2$.

Assim, para o canal em questão, as relações de transposição podem ser expressas pelas seguintes equações:

$$\bar{Nu}_b = \frac{1}{2 x^+} \ln \left[\frac{1}{1 - 2 x^+ \bar{Nu}_O} \right] \quad (A.21)$$

$$\bar{Nu}_O = \frac{1}{2 x^+} [1 - \exp(-2 x^+ \bar{Nu}_b)] \quad (A.22)$$

$$\bar{Nu}_f = \frac{\bar{Nu}_O}{1 - x^+ \bar{Nu}_O} \quad (A.23)$$

$$\bar{Nu}_f = \frac{\frac{1}{x^+} [1 - \exp(-2 x^+ \bar{Nu}_b)]}{2 - [1 - \exp(-2 x^+ \bar{Nu}_b)]} \quad (A.24)$$

A.2 - Radiação

O fluxo de calor por radiação entre superfícies cinzentas, pode ser tratado em termos da radiosidade, J , a qual é definida como a razão na qual a radiação deixa uma dada superfície por unidade de área.

A radiosidade para corpos opacos pode ser definida como:

$$J = \epsilon E_b + \rho G \quad (A.25)$$

onde E_b representa a potência emissiva do corpo negro, G a irradiação, ϵ a emissividade e ρ a refletividade.

A refletividade pode ser representada da seguinte forma:

$$\rho = 1 - \alpha = 1 - \epsilon \quad (A.26)$$

Substituindo a equação (A.26) na equação (A.25) resulta:

$$G = \frac{J - \epsilon E_b}{1 - \epsilon} \quad (\text{A.27})$$

A energia líquida deixando uma superfície é representada pela diferença entre a radiosidade e a irradiação, ou seja:

$$Q = J - G \quad (\text{A.28})$$

Substituindo as equações (A.25), (A.26) e (A.27) na equação (A.28), resulta:

$$Q = \frac{E_b - J}{\frac{1 - \epsilon}{\epsilon A}} \quad (\text{A.29})$$

Os termos da equação (A.29) podem ser interpretados da seguinte maneira:

O denominador, $(1 - \epsilon)/\epsilon A$, como sendo a resistência da superfície ao fluxo de calor por radiação; o numerador, $E_b - J$, como sendo a diferença de potencial e Q o fluxo de calor por radiação, representando assim uma malha térmica mostrando o problema físico.

Considere agora a troca de radiação entre duas superfícies A_1 e A_2 . Da radiação total que deixa a superfície 1, a quantidade que chega na superfície 2 é representada por:

$$J_1 A_1 F_{12} \quad (\text{A.30.a})$$

e da radiação total que deixa a superfície 2, a quantidade que chega na superfície 1 é representada por:

$$J_2 A_2 F_{21} \quad (\text{A.30.b})$$

onde F_{12} e F_{21} representam o fator de forma, avaliado em rela-

ção à superfície A_1 e à superfície A_2 , respectivamente. Fisicamente, F_{12} representa a fração da radiação total que deixa A_1 e é interceptada por A_2 e F_{21} representa a fração da radiação total alcançando A_1 , partindo de A_2 .

Portanto, o fluxo de calor entre duas superfícies é representado pela seguinte equação:

$$Q_{1-2} = J_1 A_1 F_{12} - J_2 A_2 F_{21} \quad (A.31)$$

Pelo teorema da reciprocidade $A_1 F_{12} = A_2 F_{21}$ e a equação (A.31) pode ser escrita da seguinte forma:

$$Q_{1-2} = \frac{J_1 - J_2}{\frac{1}{A_1 F_{12}}} \quad (A.32)$$

Os termos da equação (A.32) podem ser interpretados da seguinte maneira:

O denominador, $1/A_1 F_{12}$, como sendo a resistência do espaço entre os potenciais de radiosidade; o numerador, $J_1 - J_2$, como sendo a diferença de potencial e Q_{1-2} o fluxo de calor, representando assim uma malha térmica mostrando o problema físico.

Portanto, para se determinar o fluxo de calor por radiação entre duas superfícies é necessário conectar uma resistência de superfície, $(1 - \epsilon)/\epsilon A$, para cada superfície, e uma resistência do espaço, $1/A_m F_{mn}$, entre os potenciais de radiosidade, para se obter a malha térmica representando o problema físico entre duas superfícies. A Figura A.1 ilustra tal situação.

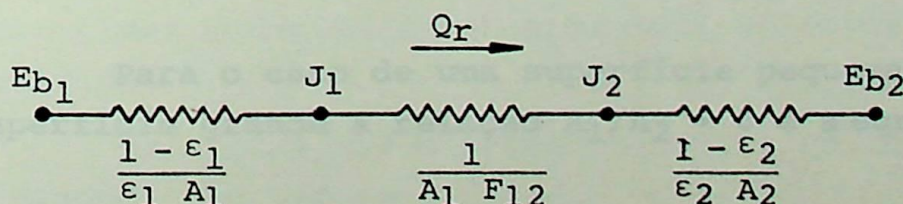


Figura A.1: Malha térmica para o fluxo de calor por radiação entre duas superfícies.

Desta forma, o fluxo de calor por radiação entre duas superfícies pode ser representado pela diferença de potencial total, $E_{b1} - E_{b2}$, dividida pela soma das resistências, ou seja:

$$Q_{r1-2} = \frac{E_{b1} - E_{b2}}{\frac{1-\epsilon_1}{\epsilon_1 A_1} + \frac{1}{A_1 F_{12}} + \frac{1-\epsilon_2}{\epsilon_2 A_2}} \quad (A.33)$$

A potência emissiva do corpo negro é representada por:

$$E_b = \sigma T^4 \quad (A.34)$$

onde σ representa o constante de Stefan - Boltzmann e T a temperatura absoluta da superfície.

Substituindo a equação (A.34) na equação (A.33), resulta:

$$Q_{r1-2} = \frac{\sigma (T_1^4 - T_2^4)}{\frac{1-\epsilon_1}{\epsilon_1 A_1} + \frac{1}{A_1 F_{12}} + \frac{1-\epsilon_2}{\epsilon_2 A_2}} \quad (A.35)$$

Para o caso de duas superfícies paralelas e de dimensões infinitas, tem-se $A_1 = A_2$ e $F_{12} = 1$ e a equação (A.35) torna-se:

$$Q_{r1-2} = \frac{A \sigma (T_1^4 - T_2^4)}{\frac{1}{\epsilon_1} + \frac{1}{\epsilon_2} - 1} \quad (A.36)$$

Para o caso de uma superfície pequena envolvida por uma superfície grande a relação $A_1/A_2 \rightarrow 0$ e a equação (A.35) torna-se:

$$Q_{r1-2} = A \sigma \epsilon_1 (T_1^4 - T_2^4) \quad (A.37)$$

As equações (A.36) e (A.37) podem ser lineariza

das da seguinte forma:

$$Q_{r_{1-2}} = A \, h_{r_{1-2}} (T_1 - T_2) \quad (A.38)$$

Na equação (A.38) aparece o coeficiente de transferência de calor por radiação, $h_{r_{1-2}}$, o qual é representado respectivamente para as equações (A.36) e (A.37) da seguinte maneira:

$$h_{r_{1-2}} = \frac{\sigma (T_1^2 + T_2^2) (T_1 + T_2)}{\frac{1}{\epsilon_1} + \frac{1}{\epsilon_2} - 1} \quad (A.39)$$

$$h_{r_{1-2}} = \epsilon_1 \sigma (T_1^2 + T_2^2) (T_1 + T_2) \quad (A.40)$$

A.3 - Superposição de Soluções para Convecção.

Através do balanço de energia no ar em escoamento, o calor cedido ao ar, q_u , desprezando os efeitos de radiação entre a placa aquecida e as vizinhanças do início e do final do canal, é a soma do calor cedido por convecção da placa aquecida ao ar, q_c , mais o calor cedido ao ar por radiação entre as placas aquecida e adiabática, q_r , ou esse calor cedido ao ar por radiação pode ser representado pelo calor cedido por convecção da placa adiabática ao ar, ou seja:

$$q_u = q_c + q_r = q_1 + q_2 \quad (A.41)$$

A solução do problema pode ser encontrada pela superposição de soluções para convecção, conforme ilustra a Figura A.2, com uma placa aquecida com temperatura uniforme e a outra placa adiabática.

Na Figura A.2 o primeiro índice se refere à solução e o segundo se refere à placa.

$$\theta_1 = \frac{T_1 - T_e}{T_{11} - T_e} \quad (A.42.a)$$

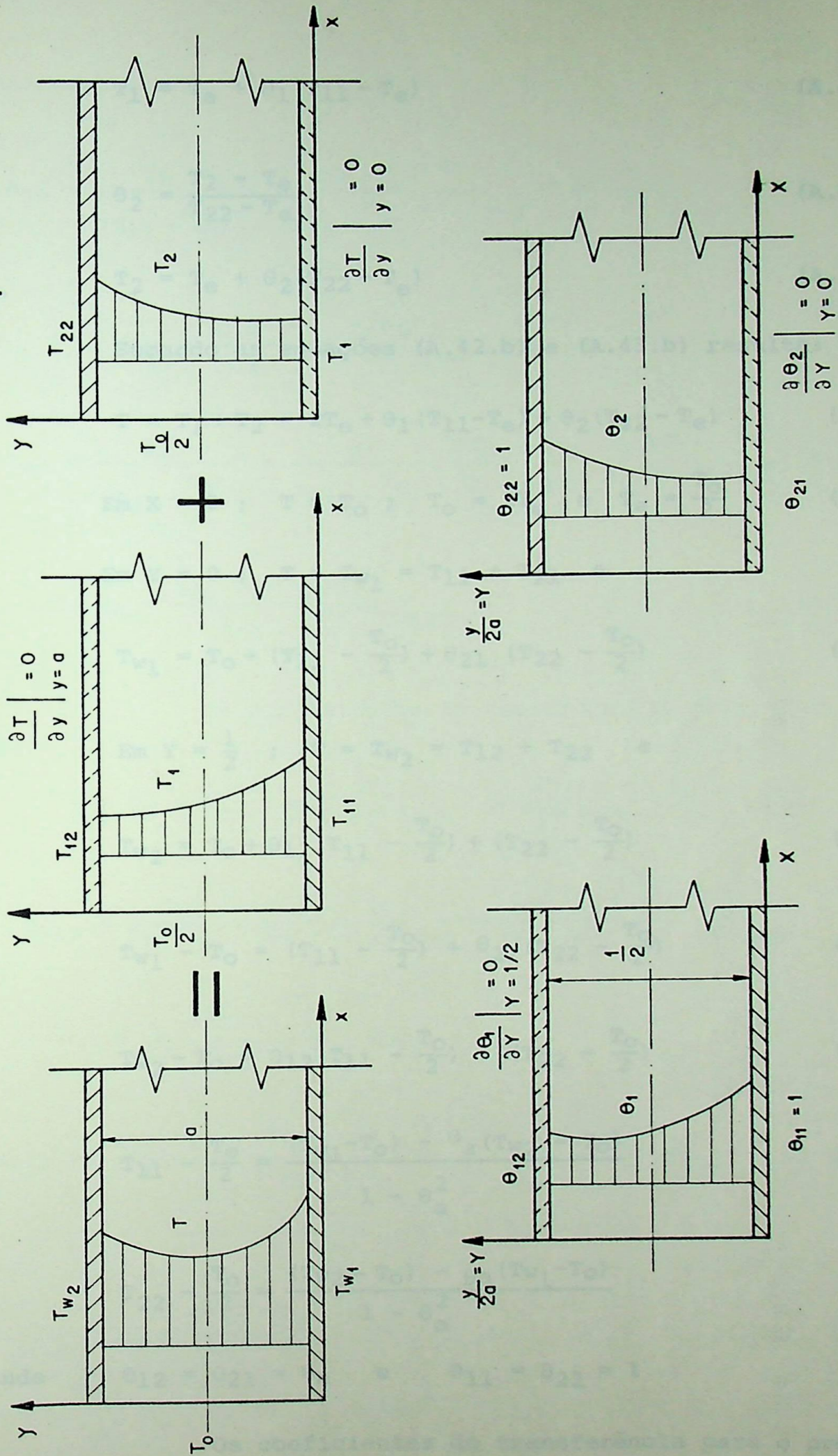


Figura A.2 - Superposição de efeitos para convecção

$$T_1 = T_e + \theta_1 (T_{11} - T_e) \quad (\text{A.42.b})$$

$$\theta_2 = \frac{T_2 - T_e}{T_{22} - T_e} \quad (\text{A.43.a})$$

$$T_2 = T_e + \theta_2 (T_{22} - T_e) \quad (\text{A.43.b})$$

Somando as equações (A.42.b) e (A.43.b) resulta:

$$T = T_1 + T_2 = 2T_e + \theta_1 (T_{11} - T_e) + \theta_2 (T_{22} - T_e) \quad (\text{A.44})$$

$$\text{Em } X = 0 ; \quad T = T_o ; \quad T_o = 2T_e \quad \text{e} \quad T_e = \frac{T_o}{2} \quad (\text{A.45})$$

$$\text{Em } Y = 0 ; \quad T = T_{w1} = T_{11} + T_{21} \quad \text{e}$$

$$T_{w1} = T_o + (T_{11} - \frac{T_o}{2}) + \theta_{21} (T_{22} - \frac{T_o}{2}) \quad (\text{A.46})$$

$$\text{Em } Y = \frac{1}{2} ; \quad T = T_{w2} = T_{12} + T_{22} \quad \text{e}$$

$$T_{w2} = T_o + \theta_{12} (T_{11} - \frac{T_o}{2}) + (T_{22} - \frac{T_o}{2}) \quad (\text{A.47})$$

$$T_{w1} - T_o = (T_{11} - \frac{T_o}{2}) + \theta_{21} (T_{22} - \frac{T_o}{2}) \quad (\text{A.48})$$

$$T_{w2} - T_o = \theta_{12} (T_{11} - \frac{T_o}{2}) + (T_{22} - \frac{T_o}{2}) \quad (\text{A.49})$$

$$T_{11} - \frac{T_o}{2} = \frac{(T_{w1} - T_o) - \theta_a (T_{w2} - T_o)}{1 - \theta_a^2} \quad (\text{A.50})$$

$$T_{22} - \frac{T_o}{2} = \frac{(T_{w2} - T_o) - \theta_a (T_{w1} - T_o)}{1 - \theta_a^2} \quad (\text{A.51})$$

$$\text{onde} \quad \theta_{12} = \theta_{21} = \theta_a \quad \text{e} \quad \theta_{11} = \theta_{22} = 1 \quad (\text{A.52})$$

Os coeficientes de transferência para o problema

fundamental são:

$$h_{10} = \frac{q_1}{(T_{11} - \frac{T_O}{2})} = \frac{-k}{(T_{11} - \frac{T_O}{2})} \frac{\partial T_1}{\partial Y} \Big|_{Y=0} = \frac{-k}{2a} \frac{\partial \theta_1}{\partial Y} \Big|_{Y=0} \quad (A.53.a)$$

$$Nu_{10} = \frac{h_{10} 2a}{k} = \frac{-\partial \theta_1}{\partial Y} \Big|_{Y=0} \quad (A.53.b)$$

$$h_{20} = \frac{q_2}{(T_{22} - \frac{T_O}{2})} = \frac{-k}{(T_{22} - \frac{T_O}{2})} \frac{\partial T_2}{\partial Y} \Big|_{Y=a} = \frac{-k}{2a} \frac{\partial \theta_2}{\partial Y} \Big|_{Y=1/2} \quad (A.54.a)$$

$$Nu_{20} = \frac{h_{20} 2a}{k} = \frac{-\partial \theta_2}{\partial Y} \Big|_{Y=1/2} \quad (A.54.b)$$

Os coeficientes de transferência para superposição,

$$T = T_1 + T_2, \quad \text{com} \quad \frac{\partial T_1}{\partial Y} \Big|_{Y=a} = \frac{\partial T_2}{\partial Y} \Big|_{Y=0} = 0, \quad \text{são:}$$

$$\begin{aligned} h_{w10} &= \frac{q_{w1}}{T_{w1} - T_O} = \frac{-k}{T_{w1} - T_O} \frac{\partial T}{\partial Y} \Big|_{Y=0} = \frac{-k}{2a} \frac{(T_{11} - \frac{T_O}{2})}{(T_{w1} - T_O)} \frac{\partial \theta_1}{\partial Y} \Big|_{Y=0} \\ &= \frac{k}{2a} \frac{(T_{11} - \frac{T_O}{2})}{(T_{w1} - T_O)} Nu_{10} \end{aligned} \quad (A.55)$$

$$Nu_{w10} = \frac{h_{w10} 2a}{k} = \frac{(T_{11} - \frac{T_O}{2})}{(T_{w1} - T_O)} Nu_{10} = \frac{(1 - \bar{r}_T \theta_a)}{(1 - \theta_a^2)} Nu_{10} \quad (A.56)$$

onde

$$r_T = \frac{(T_{w2} - T_O)}{(T_{w1} - T_O)} \quad (A.57)$$

$$\begin{aligned}
 h_{w20} &= \frac{q_{w2}}{T_{w2} - T_o} = \frac{-k}{T_{w2} - T_o} \left. \frac{\partial T}{\partial Y} \right|_{Y=a} = \frac{-k}{2a} \frac{(T_{22} - \frac{T_o}{2})}{T_{w2} - T_o} \left. \frac{\partial \theta_2}{\partial Y} \right|_{Y=1/2} \\
 &= \frac{k}{2a} \frac{(T_{22} - \frac{T_o}{2})}{(T_{w2} - T_o)} Nu_{20} \quad (A.58)
 \end{aligned}$$

$$Nu_{w20} = \frac{h_{w20} 2a}{k} = \frac{(T_{22} - \frac{T_o}{2})}{(T_{w2} - T_o)} Nu_{20} = \frac{1 - \frac{\theta_a}{r_T}}{1 - \theta_a^2} Nu_{20} \quad (A.59)$$

$$\text{como } \left. \frac{\partial \theta_1}{\partial Y} \right|_{Y=0} = \left. \frac{\partial \theta_2}{\partial Y} \right|_{Y=1/2} \Rightarrow Nu_{10} = Nu_{20} = Nu_o$$

Duas situações podem ser analisadas no caso de T_w constante numa placa e $q = 0$ na outra por superposição:

$$\text{a) Se } T_{w1} = T_{w2} = T_w \Rightarrow r_T = 1, \text{ portanto,}$$

$$Nu_{w10} = Nu_{w20} = Nu_{w0} = \frac{Nu_o}{1 + \theta_a} \quad (A.60)$$

$$\text{b) Próximo da entrada do canal } T_{12} = T_{21} \approx \frac{T_o}{2}$$

$$\text{ou } \theta_a \approx 0, \text{ portanto,}$$

$$Nu_{w10} = Nu_{w20} \approx Nu_o$$

Portanto, os números de Nusselt podem ser representados por uma única equação, tanto quando se referem à placa aquecida ou quando se referem à placa adiabática. Assim, no balanço de energia no ar que escoar nos coletores solares, que são analisados no CAPÍTULO 3, o calor cedido por convecção da placa aquecida, bem como o calor cedido por convecção da placa adiabática, ao ar em escoamento, podem ser tomados com o mesmo valor do coeficiente de transferência de calor médio, ou seja, $\bar{h}_{f_w} = \bar{h}_{f_r}$ para o coletor solar do CASO A e $\bar{h}_{f_w} = \bar{h}_{f_c}$ para o coletor solar do CASO B.

APÊNDICE B

ENERGIA ABSORVIDA NO COLETOR SOLAR

A energia absorvida na placa absorvedora é dada em função da radiação incidente no plano do coletor, H , do produto transmissividade-absorvidade efetivo, $(\tau\alpha)_e$, dos efeitos de poeira, d , e dos efeitos de sombra, s , sobre o coletor Solar. Assim, a energia absorvida na placa absorvedora, S , é representada pela seguinte equação:

$$S = H (\tau\alpha)_e (1-d) (1-s) \quad (B.1)$$

Para melhor esclarecer a dependência da energia absorvida na placa absorvedora do coletor, S , com as grandezas representadas na equação (B.1) será feita a seguir uma análise de cada grandeza da citada equação.

B.1 - Radiação Incidente no Coletor

No cálculo da energia absorvida na placa absorvedora, é necessário levar em consideração que nem toda a radiação total incidente no coletor vem diretamente do Sol. Segundo Whillier [15], uma porção, normalmente 10% em climas secos e em torno de 40% em climas úmidos vem do céu, e em geral terá um ângulo de incidência médio que difere do ângulo de incidência da radiação solar direta. Portanto, a radiação total incidente no coletor pode ser tratada separadamente para as duas componentes, direta e difusa. Assim, conhecida a radiação total incidente pode-se determinar com boa precisão a componente difusa.

Desta forma, a radiação total incidente no coletor, H , na equação (B.1), é a soma da radiação solar direta e da radiação difusa do céu, e é medida no plano do coletor solar. O valor de H pode ser determinado por um instrumento denominado Piranômetro, o qual mede em conjunto a radiação solar direta e a radiação difusa do céu, conforme o National Bureau of Standards, NBS [9].

B.2 - Produto Transmissividade - Absorvidade Efetivo

Na equação (B.1) foi introduzido o chamado produto transmissividade - absorvidade efetivo, $(\tau\alpha)_e$, pelo fato de que toda a radiação que é absorvida pelo sistema de cobertura do coletor não é perdida, visto que esta energia absorvida aumenta a temperatura da cobertura e consequentemente reduz as perdas de calor para o exterior.

Assim, para se determinar o produto transmissividade - absorvidade efetivo torna-se necessário analisar a transmissividade da cobertura e a absorvidade da placa absorvedora.

a. Transmissividade

As propriedades óticas mais importantes dos materiais transparentes utilizados em coberturas de coletores solares são o índice de refração, n , que determina as perdas por reflexão na cobertura e o coeficiente de extinção, K , que determina as perdas por absorção na cobertura.

Portanto, a transmissividade da cobertura, τ , pode ser representada pela seguinte equação:

$$\tau = \tau_r \tau_a \quad (B.2)$$

onde, τ_r representa a transmissividade considerando apenas reflexão e

τ_a representa a transmissividade considerando apenas absorção.

Na equação (B.2) a transmissividade considerando apenas reflexão, τ_r , para uma cobertura é representada por:

$$\tau_r = \frac{1}{2} \left[\frac{(1-\rho_1)}{(1+\rho_1)} + \frac{(1-\rho_2)}{(1+\rho_2)} \right] \quad (B.3)$$

onde

$$\rho_1 = \frac{\sin^2(\theta_2 - \theta_1)}{\sin^2(\theta_2 + \theta_1)}, \quad (B.4)$$

representa a fração da porção polarizada de uma incidência direta que é refletida em uma interface, no plano perpendicular ao plano de incidência e

$$\rho_2 = \frac{\operatorname{tg}^2(\theta_2 - \theta_1)}{\operatorname{tg}^2(\theta_2 + \theta_1)} \quad (\text{B.5})$$

representa a fração da porção polarizada de uma incidência direta que é refletida em uma interface, no plano paralelo ao plano de incidência.

O ângulo de incidência, θ_1 , e o ângulo de refração, θ_2 , representados na Figura B.1, são relatados pela Lei de Snell, ou seja:

$$\frac{n_1}{n_2} = \frac{\operatorname{sen} \theta_2}{\operatorname{sen} \theta_1} \quad (\text{B.6})$$

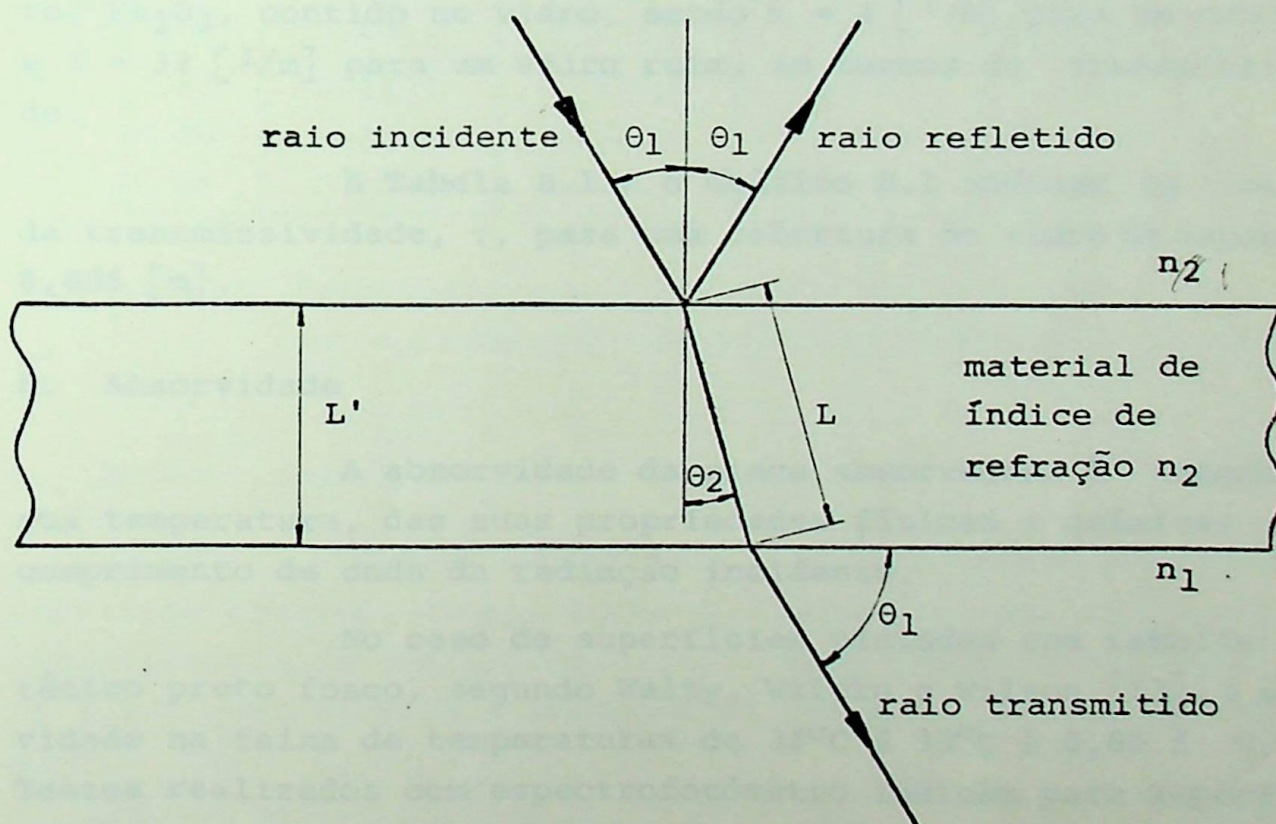


Figura B.1: Transmissão de radiação através de uma cobertura.

Ainda, na equação (B.2) a transmissividade considerando apenas absorção, para uma cobertura é representada por:

$$\tau_a = e^{-KL} \quad (B.7)$$

onde

K representa o coeficiente de extinsão (assumido constante no espectro solar) e

L representa o caminho percorrido pela radiação na cobertura.

Se o meio é ar (índice de refração $n_1 = 1$) e se a cobertura é de vidro (índice de refração $n_2 = 1,526$), pode-se representar a transmissividade, τ , para uma cobertura de vidro em função do ângulo de incidência, θ_1 , para vários valores do coeficiente de extinsão, K, o qual é função do teor de óxido de ferro, Fe_2O_3 , contido no vidro, sendo $K = 4 [1/m]$ para um vidro bom e $K = 32 [1/m]$ para um vidro ruim, em termos de transmissividade.

A Tabela B.1 e o Gráfico B.1 indicam os valores da transmissividade, τ , para uma cobertura de vidro de espessura $0,005 [m]$.

b. Absorvidade

A absorvidade da placa absorvedora é função da sua temperatura, das suas propriedades físicas e químicas e do comprimento de onda da radiação incidente.

No caso de superfícies pintadas com esmalte sintético preto fosco, segundo Welty, Wilcks e Wilson [13], a absorvidade na faixa de temperaturas de $38^{\circ}C$ à $93^{\circ}C$ é $0,85$ à $0,95$. Testes realizados com espectrofotômetro indicam para superfície pintada com esmalte sintético preto fosco, na faixa de radiação solar incidente normal à superfície e para temperaturas usuais em coletores solares de placas planas, o valor da absorvidade de $0,92$.

	$K = 4 [1/m]$	$K = 10 [1/m]$	$K = 20 [1/m]$	$K = 32 [1/m]$
θ_1	τ	τ	τ	τ
0	0,8987	0,8722	0,8296	0,7813
5	0,8987	0,8721	0,8295	0,7811
10	0,8986	0,8719	0,8291	0,7805
15	0,8983	0,8714	0,8283	0,7794
20	0,8979	0,8706	0,8271	0,7777
25	0,8969	0,8694	0,8253	0,7753
30	0,8954	0,8674	0,8227	0,7720
35	0,8927	0,8642	0,8188	0,7675
40	0,8882	0,8593	0,8132	0,7612
45	0,8810	0,8516	0,8049	0,7522
50	0,8694	0,8397	0,7926	0,7395
55	0,8510	0,8212	0,7740	0,7209
60	0,8219	0,7925	0,7458	0,6934
65	0,7762	0,7478	0,7028	0,6523
70	0,7054	0,6791	0,6373	0,5906
75	0,5982	0,5755	0,5395	0,4992
80	0,4436	0,4265	0,3995	0,3693
85	0,2389	0,2296	0,2150	0,1986
90	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000

Tabela B.1: Transmissividade considerando reflexão e absorção em uma cobertura de vidro de 0,005 [m] de espessura

c. Produto transmissividade - absorvidade

Para se determinar o produto transmissividade-absorvidade efetivo, $(\tau\alpha)_e$, torna-se necessário avaliar o produto transmissividade-absorvidade, $(\tau\alpha)$. Para tanto, considere a Figura B.2 a qual ilustra a absorção da radiação pela placa absorvedora.

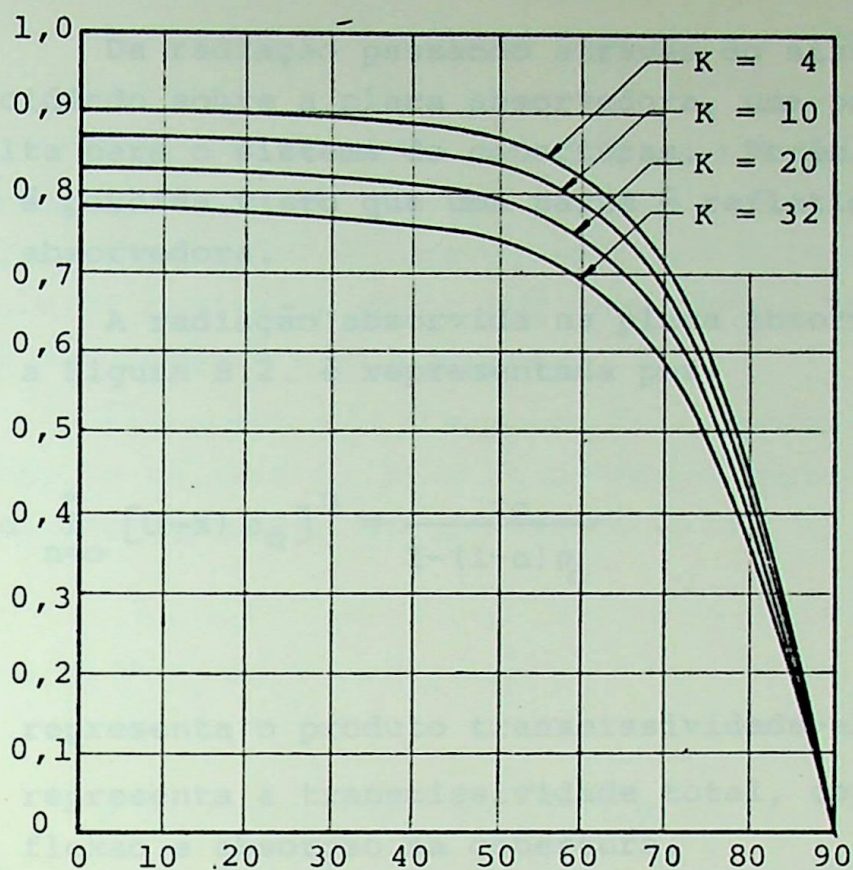


Gráfico B.1: Transmissividade, τ , considerando reflexão e absorção numa cobertura de vidro de 0,005 [m] de espessura.

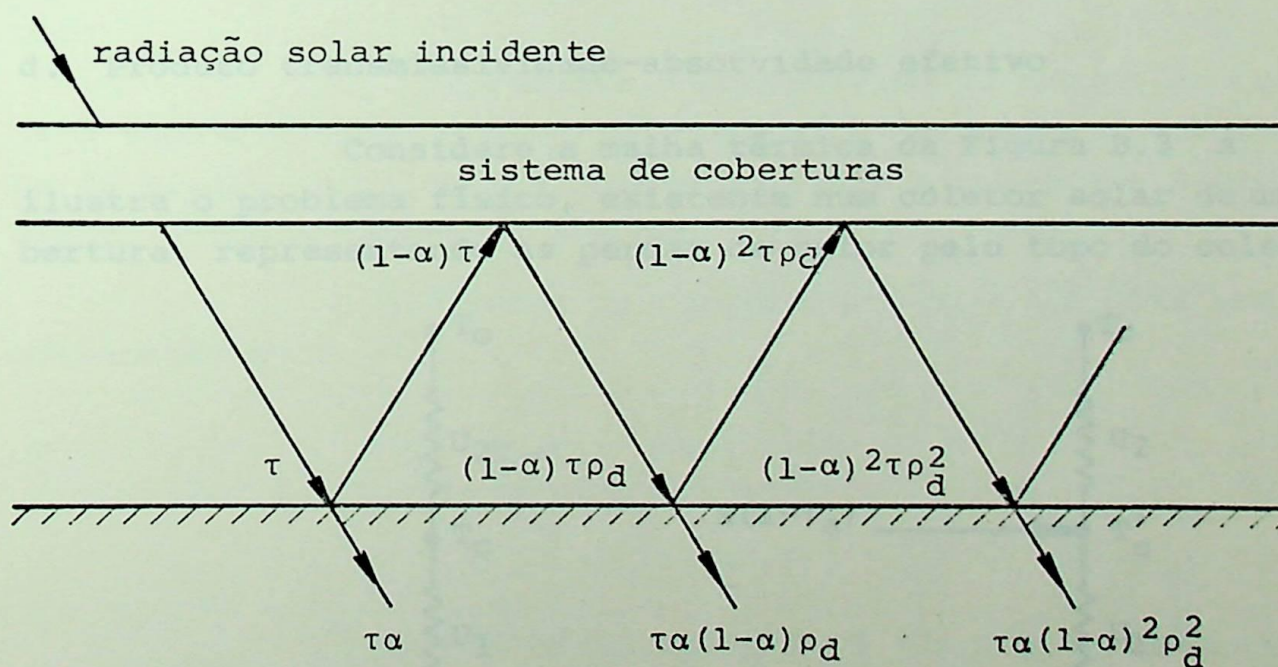


Figura B.2: Absorção da radiação pela placa absorvedora.

Da radiação passando através do sistema de coberturas e incidindo sobre a placa absorvedora, uma parte é refletida de volta para o sistema de coberturas. Porém, toda esta radiação não é perdida visto que uma parte é refletida de volta para a placa absorvedora.

A radiação absorvida na placa absorvedora, conforme ilustra a Figura B.2, é representada por:

$$(\tau\alpha) = \tau\alpha \sum_{n=0}^{\infty} [(1-\alpha)\rho_d]^n = \frac{\tau\alpha}{1-(1-\alpha)\rho_d} \quad (\text{B-8})$$

onde

$(\tau\alpha)$ representa o produto transmissividade-absorvidade,

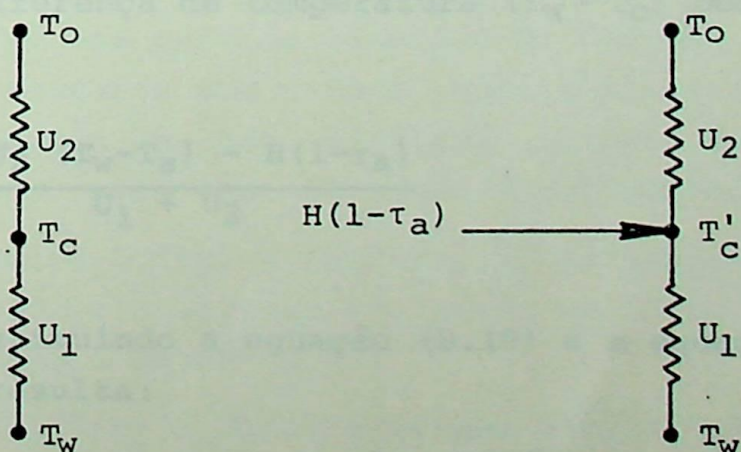
τ representa a transmissividade total, considerando reflexão e absorção na cobertura,

α representa a absorvidade da placa absorvedora para a radiação Solar e

ρ_d representa a reflexão da cobertura para a radiação difusa incidente no coletor.

d. Produto transmissividade-absorvidade efetivo

Considere a malha térmica da Figura B.3 a qual ilustra o problema físico, existente num coletor solar de uma cobertura, representando as perdas de calor pelo topo do coletor.



a) Sem absorção na cobertura b) Com absorção na cobertura

Figura B.3: Perdas de calor pelo topo do coletor com uma cobertura de vidro.

A energia solar absorvida pela cobertura é representada por $H(1 - \tau_a)$.

A perda de calor para a Figura B.3.a, sem absorção, é representada por $U_1 (T_w - T_c)$ e a perda de calor para a Figura B.3.b, com absorção, é representada por $U_1 (T_w - T'_c)$, sendo U_1 o coeficiente de perdas de calor por convecção e por radiação entre a placa absorvedora e a cobertura.

Assumindo que o aumento da temperatura da cobertura não muda os valores de U_1 e U_2 devido a pequena absorção na cobertura, a diferença, D , nas perdas de calor é representada por:

$$D = U_1 [(T_w - T_c) - (T_w - T'_c)] \quad (B.9)$$

A diferença de temperatura $(T_w - T_c)$ pode ser representada por:

$$(T_w - T_c) = \frac{(T_w - T_a)}{U_1} U_t \quad (B.10)$$

onde

U_t representa o coeficiente de perdas de calor pelo topo e é igual a $U_1 U_2 / (U_1 + U_2)$ e U_2 representa o coeficiente de perdas de calor por convecção sobre a cobertura e por radiação entre a cobertura e o céu.

A diferença de temperatura $(T_w - T'_c)$ pode ser representada por:

$$(T_w - T'_c) = \frac{U_2 (T_w - T_a) - H(1 - \tau_a)}{U_1 + U_2} \quad (B.11)$$

Substituindo a equação (B.10) e a equação (B.11) na equação (B.9), resulta:

$$D = H (1 - \tau_a) \frac{U_t}{U_2} \quad (B.12)$$

A equação (B.12) representa a redução nas perdas de calor do coletor solar devido à absorção na cobertura, portanto, pode ser somada ao produto transmissividade-absorvidade, $(\tau\alpha)$, da equação (B.8) resultando o produto transmissividade-absorvidade efetivo, $(\tau\alpha)_e$, ou seja:

$$(\tau\alpha)_e = (\tau\alpha) + (1 - \tau_a) \frac{U_t}{U_2} \quad (B.13)$$

B.3 - Efeitos de Poeira sobre o Coletor.

As coberturas de coletores solares após semanas de operação em regiões altamente industrializadas, devido à poeira ou impureza sobre sua superfície, transmitem segundo Hottel e Woertz [1] somente em torno de 4% menos que quando totalmente limpas.

Também são vistas incrustações sobre a superfície inferior da cobertura de coletores solares. Essas incrustações se originam devido à evaporação e em consequência um depósito de resinas da própria pintura da placa absorvedora no interior do coletor.

Whillier [15] recomenda para os efeitos de poeira sobre o coletor, d , e valor médio de 4%, portanto, $(1-d)=0,96$.

B.4 - Efeitos de Sombra sobre o Coletor

Quando o sol não está na incidência normal sobre o coletor, uma parte das paredes laterais do coletor que suportam as coberturas formarão uma sombra sobre a placa absorvedora, enquanto que as paredes opostas refletirão parcialmente uma radiação extra sobre o outro lado da placa absorvedora.

Segundo Hottel e Woertz [1], as perdas devido aos efeitos de sombra sobre o coletor, s , serão em torno de 3%, para um ângulo de incidência de 45° .

Outro fato a considerar nas perdas devido à sombra no coletor é o suporte intermediário da cobertura. Este suporte causa uma diminuição na área da cobertura e uma consequen

te redução da área da placa absorvedora que é atingida pela radiação solar. Portanto, deve ser levado em consideração o suporte intermediário da cobertura, quando existir, e uma avaliação das perdas provocadas pelo mesmo.

Whillier [15] recomenda para os efeitos de sombra sobre o coletor, s , na incidência normal, o valor de 3%, portanto, $(1-s) = 0,97$ e deve ser corrigido para outros ângulos de incidência.

De acordo com o caso a ser analisado o coletor do tipo cobertura-placa absorvedora isolada externamente conforme ilustra a Figura C.1 e no caso B será analisado o coletor do tipo cobertura-placa absorvedora conforme ilustra a Figura C.2.

Para ambos os casos, serão feitas duas análises, desprezando o coeficiente de perdas pelo fundo do coletor, U_b , e a outra considerando U_b no balanço de energia.

Deve ser observado que na literatura não é comum a não consideração da perda de energia $Q_{b, \text{fundo}}$ pelo fundo do coletor, U_b , e que o mesmo é acrescentado no resultado final do fator de eficiência do coletor, F' , envolvendo desprezado U_b no balanço de energia. A explicação dada é pelo fato de que U_b é pequeno e sua inclusão no balanço de energia torna a determinação de F' muito trabalhosa.

C.1 - CASO A - Desprezando U_b no balanço de energia.

Referindo-se à Figura C.1, o balanço de energia no fluido, na placa absorvedora e na placa externamente isolada é representado respectivamente pelas seguintes equações:

$$\dot{Q}_c (T_u - T_f) + \dot{Q}_{r, \text{placa}} (T_r - T_f) = Q_p \quad (C.1)$$

$$0 = \dot{Q}_c (T_u - T_f) - \dot{Q}_{r, \text{placa}} (T_r - T_f) - U_b (T_u - T_f) = 0 \quad (C.2)$$

$$\dot{Q}_{r, \text{placa}} (T_r - T_f) - \dot{Q}_c (T_u - T_f) = 0 \quad (C.3)$$

APÊNDICE C

ANÁLISE TEÓRICA DE DOIS TIPOS DE COLETORES

Para efeito de comparação entre a análise teórica proposta no CAPÍTULO 3 e a análise teórica encontrada na literatura em termos do fator de eficiência do coletor, F' , serão desenvolvidas neste Apêndice as equações referentes a dois tipos de coletores solares de placas utilizando ar como fluido.

No CASO A será analisado o coletor solar do tipo cobertura-placa absorvedora-placa externamente isolada conforme ilustra a Figura C.1 e no CASO B será analisado o coletor solar do tipo cobertura - placa absorvedora conforme ilustra a Figura C.2.

Para ambos os casos, serão feitas duas análises, uma desprezando o coeficiente de perdas pelo fundo do coletor, U_b , e a outra considerando U_b , no balanço de energia.

Deve ser observado que na literatura não é considerado no balanço de energia o coeficiente de perdas pelo fundo do coletor, U_b , e que o mesmo é acrescentado no resultado final do fator de eficiência do coletor, F' , desenvolvido desprezando U_b no balanço de energia. A explicação dada é pelo fato de que U_b é pequeno e sua inclusão no balanço de energia torna a determinação de F' muito trabalhosa.

C.1 - CASO A - Desprezando U_b no Balanço de Energia.

Referindo-se à Figura C.1, o balanço de energia no fluido, na placa absorvedora e na placa externamente isolada é representado respectivamente pelas seguintes equações:

$$\bar{h}_{f_w}(T_w - T_f) + \bar{h}_{f_r}(T_r - T_f) = q_u \quad (C.1)$$

$$S - \bar{h}_{f_w}(T_w - T_f) - h_{r_{w-r}}(T_w - T_r) - U_t(T_w - T_o) = 0 \quad (C.2)$$

$$h_{r_{w-r}}(T_w - T_r) - \bar{h}_{f_r}(T_r - T_f) = 0 \quad (C.3)$$

onde

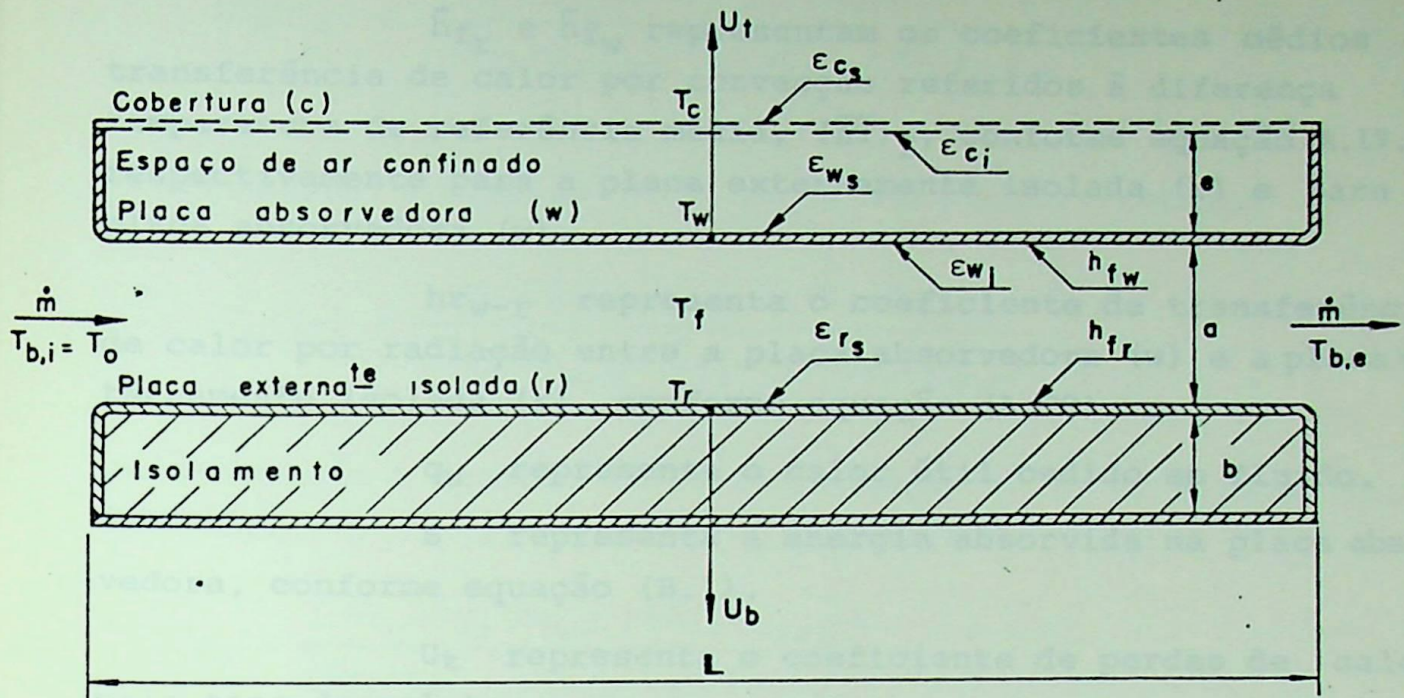


Figura C.1 - Coletor solar do tipo cobertura - placa absorvedora - placa externamente isolada - CASO A

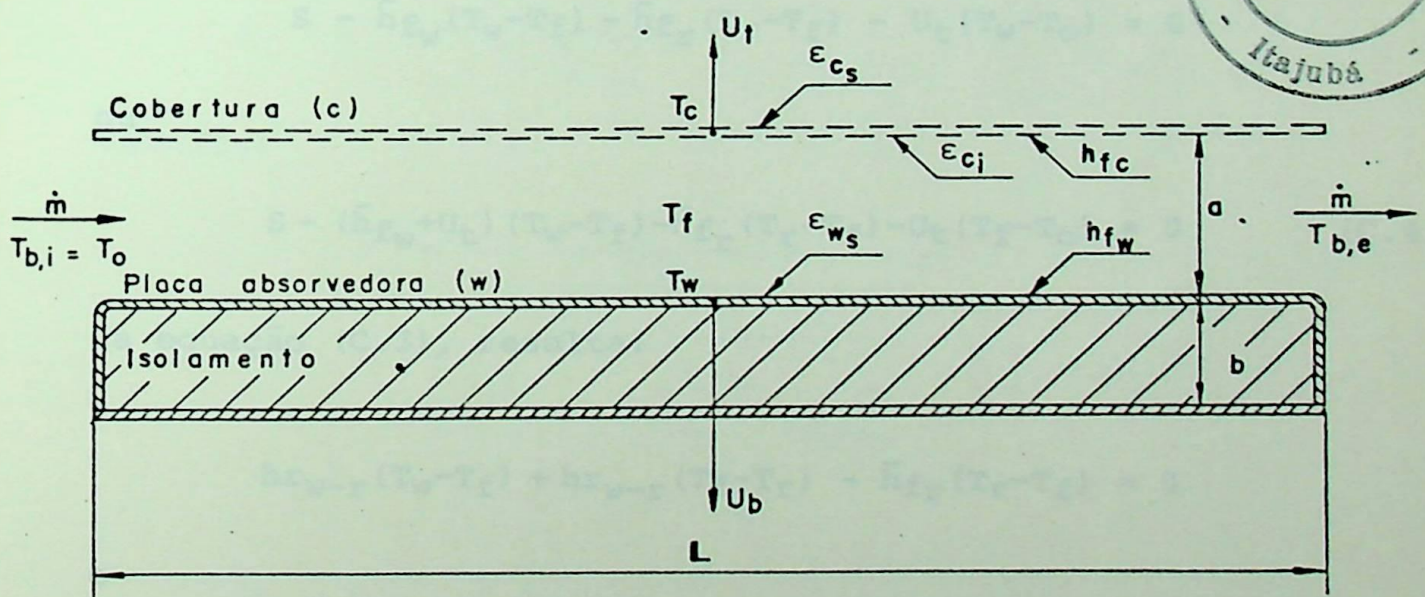


Figura C.2 - Coletor solar do tipo cobertura - placa absorvedora - CASO B



$\bar{h}_{f_r}$ e $\bar{h}_{f_w}$ representam os coeficientes médios de transferência de calor por convecção referidos à diferença de temperatura de referência média, $(\Delta T)_f$, conforme equação (A.19.a), respectivamente para a placa externamente isolada (r) e para a placa absorvedora (w).

hr_{w-r} representa o coeficiente de transferência de calor por radiação entre a placa absorvedora (w) e a placa externamente isolada (r), conforme equação (A.39).

q_u representa o calor útil cedido ao fluido.

S representa a energia absorvida na placa absorvedora, conforme equação (B.1).

U_t representa o coeficiente de perdas de calor pelo topo do coletor e

T_f , T_r e T_w representam respectivamente as temperaturas do fluido, da placa externamente isolada e da placa absorvedora.

Substituindo a equação (C.3) na equação (C.2), resulta:

$$S - \bar{h}_{f_w}(T_w - T_f) - \bar{h}_{f_r}(T_r - T_f) - U_t(T_w - T_o) = 0$$

ou

$$S - (\bar{h}_{f_w} + U_t)(T_w - T_f) - \bar{h}_{f_r}(T_r - T_f) - U_t(T_f - T_o) = 0 \quad (C.4)$$

da equação (C.3), resulta:

$$hr_{w-r}(T_w - T_f) + hr_{w-r}(T_f - T_r) - \bar{h}_{f_r}(T_r - T_f) = 0$$

e

$$(T_r - T_f) = \frac{hr_{w-r}(T_w - T_f)}{\bar{h}_{f_r} + hr_{w-r}} \quad (C.5)$$

Substituindo a equação (C.5) na equação (C.4), resulta:

$$(T_w - T_f) = \frac{(\bar{h}_{f_r} + h_{r_w-r}) S + (\bar{h}_{f_r} + h_{r_w-r}) U_t (T_f - T_o)}{(\bar{h}_{f_r} + h_{r_w-r}) (\bar{h}_{f_r} + U_t) + \bar{h}_{f_r} h_{r_w-r}} \quad (C.6)$$

Substituindo a equação (C.6) na equação (C.5), resulta:

$$(T_r - T_f) = \frac{h_{r_w-r} S - h_{r_w-r} U_t (T_f - T_a)}{(\bar{h}_{f_r} + h_{r_w-r}) (\bar{h}_{f_w} + U_t) + \bar{h}_{f_r} h_{r_w-r}} \quad (C.7)$$

Substituindo a equação (C.6) e a equação (C.7) na equação (C.1), resulta:

$$q_u = \frac{[\bar{h}_{f_w} (\bar{h}_{f_r} + h_{r_w-r}) + \bar{h}_{f_r} h_{r_w-r}] S}{(\bar{h}_{f_r} + h_{r_w-r}) (\bar{h}_{f_w} + U_t) + \bar{h}_{f_r} h_{r_w-r}} - \frac{[\bar{h}_{f_w} (\bar{h}_{f_r} + h_{r_w-r}) U_t + \bar{h}_{f_r} h_{r_w-r} U_t] (T_f - T_o)}{(\bar{h}_{f_r} + h_{r_w-r}) (\bar{h}_{f_w} + U_t) + \bar{h}_{f_r} h_{r_w-r}} \quad (C.8)$$

Se a equação (C.8) for escrita da seguinte forma,

$$q_u = F' [S - U_L (T_f - T_o)] \quad (C.9)$$

resulta:

$$F' = \frac{1}{1 + \frac{1}{\bar{h}_{f_w} + \frac{1}{\frac{1}{\bar{h}_{f_r}} + \frac{1}{h_{r_w-r}}}}} U_t \quad (C.10)$$

e

$$U_L = U_t \quad (C.11)$$

Finalmente, aparece na literatura o coeficiente de perdas de calor pelo fundo do coletor, U_b , somado ao coeficiente de perdas de calor pelo topo, U_t , e as equações (C.10) e (C.11) tornam-se:

$$F' = \frac{1}{1 + \frac{U_t + U_b}{\bar{h}_{f_w} + \frac{1}{\frac{1}{\bar{h}_{f_r}} + \frac{1}{h_{r_{w-r}}}}}} \quad (C.12)$$

e

$$U_L = U_t + U_b \quad (C.13)$$

C.2 - CASO A - Considerando U_b no Balanço de Energia.

Referindo-se novamente à Figura C.1, o balanço de energia no fluido, na placa absorvedora e na placa externamente isolada é representado respectivamente pelas seguintes equações:

$$\bar{h}_{f_w}(T_w - T_f) + \bar{h}_{f_r}(T_r - T_f) = q_u \quad (C.14)$$

$$S - \bar{h}_{f_w}(T_w - T_f) - h_{r_{w-r}}(T_w - T_r) - U_t(T_w - T_o) = 0 \quad (C.15)$$

$$h_{r_{w-r}}(T_w - T_r) - \bar{h}_{f_r}(T_r - T_f) - U_b(T_r - T_o) = 0 \quad (C.16)$$

A equação (C.16) pode ser escrita da seguinte forma:

$$h_{r_{w-r}}(T_w - T_f) - (h_{r_{w-r}} + \bar{h}_{f_r} + U_b)(T_r - T_f) - U_b(T_f - T_o) = 0$$

resultando:

$$(T_r - T_f) = \frac{h_{r_{w-r}}(T_w - T_f) - U_b(T_f - T_o)}{(\bar{h}_{f_r} + h_{r_{w-r}} + U_b)} \quad (C.17)$$

A equação (C.15) pode ser escrita da seguinte forma:

$$S - (\bar{h}_{f_w} + h_{r_{w-r}} + U_t)(T_w - T_f) + h_{r_{w-r}}(T_r - T_f) - U_t(T_f - T_o) = 0$$

resultando:

$$(T_w - T_f) = \frac{S + h_{r_{w-r}}(T_r - T_f) - U_t(T_f - T_o)}{(\bar{h}_{f_w} + h_{r_{w-r}} + U_t)} \quad (C.18)$$

Substituindo a equação (C.17) na equação (C.18), resulta:

$$(T_w - T_f) = \frac{(\bar{h}_{f_r} + h_{r_{w-r}} U_b) S - [h_{r_{w-r}} U_b + U_t (\bar{h}_{f_r} + h_{r_{w-r}} + U_b)] (T_f - T_o)}{(\bar{h}_{f_r} + h_{r_{w-r}} + U_b) (\bar{h}_{f_w} + h_{r_{w-r}} + U_t) - h_{r_{w-r}} h_{r_{w-r}}} \quad (C.19)$$

Substituindo a equação (C.19) na equação (C.17), resulta:

$$(T_r - T_f) = \frac{h_{r_{w-r}} S - [h_{r_{w-r}} U_t + U_b (\bar{h}_{f_w} + h_{r_{w-r}} + U_t)] (T_f - T_o)}{(\bar{h}_{f_r} + h_{r_{w-r}} + U_b) (\bar{h}_{f_w} + h_{r_{w-r}} + U_t) - h_{r_{w-r}} h_{r_{w-r}}} \quad (C.20)$$

Substituindo a equação (C.19) e a equação (C.20) na equação (C.14), resulta:

$$q_u = \frac{[\bar{h}_{f_w} (\bar{h}_{f_r} + h_{r_{w-r}} + U_b) + \bar{h}_{f_r} h_{r_{w-r}}] S}{(\bar{h}_{f_r} + h_{r_{w-r}} + U_b) (\bar{h}_{f_w} + h_{r_{w-r}} + U_t) - h_{r_{w-r}} h_{r_{w-r}}} +$$

$$- \left\{ \frac{\bar{h}_{f_w} [h_{r_{w-r}} U_b + U_t (\bar{h}_{f_r} + h_{r_{w-r}} + U_b)] + \bar{h}_{f_r} [h_{r_{w-r}} U_t + U_b (\bar{h}_{f_w} + h_{r_{w-r}} + U_t)]}{(\bar{h}_{f_r} + h_{r_{w-r}} + U_b) (\bar{h}_{f_w} + h_{r_{w-r}} + U_t) - h_{r_{w-r}} h_{r_{w-r}}} \right\} \cdot$$

$$(T_f - T_o) \quad (C.21)$$

Se a equação (C.21) for escrita conforme a equação (C.9), ou seja, $q_u = F' [S - U_L (T_f - T_o)]$, resulta:

$$F' = \frac{1}{1 + \frac{\bar{h}_{f_r} U_t + h_{r_{w-r}} U_t + h_{r_{w-r}} U_b + U_b U_t}{\bar{h}_{f_r} \bar{h}_{f_w} + \bar{h}_{f_r} h_{r_{w-r}} + \bar{h}_{f_w} h_{r_{w-r}} + \bar{h}_{f_w} U_b}} \quad (C.22)$$

e

$$U_L = U_t + \frac{(\bar{h}_{f_r} \bar{h}_{f_w} + \bar{h}_{f_r} h_{r_{w-r}} + \bar{h}_{f_w} h_{r_{w-r}} + \bar{h}_{f_r} U_t) U_b}{\bar{h}_{f_r} \bar{h}_{f_w} + \bar{h}_{f_r} h_{r_{w-r}} + \bar{h}_{f_w} h_{r_{w-r}} + \bar{h}_{f_w} U_b} \quad (C.23)$$

C.3 - CASO B - Desprezando U_b no Balanço de Energia.

Referindo-se à Figura C.2, o balanço de energia no fluido, na placa absorvedora e na cobertura é representado respectivamente pelas seguintes equações:

$$\bar{h}_{f_w}(T_w - T_f) + \bar{h}_{f_c}(T_c - T_f) = q_u \quad (C.24)$$

$$S - \bar{h}_{f_w}(T_w - T_f) - h_{r_{w-c}}(T_w - T_c) = 0 \quad (C.25)$$

$$h_{r_{w-c}}(T_w - T_c) - \bar{h}_{f_c}(T_c - T_f) - U_t(T_c - T_o) = 0 \quad (C.26)$$

onde

$\bar{h}_{f_c}$ e $\bar{h}_{f_w}$ representam os coeficientes médios de transferência de calor por convecção referidos à diferença de temperatura de referência média, $(\bar{\Delta T})_f$, conforme equação (A.19.a), respectivamente para a cobertura (c) e para a placa absorvedora (w).

$h_{r_{w-c}}$ representa o coeficiente de transferência de calor por radiação entre a placa absorvedora (w) e a cobertura (c), conforme equação (A.39).

q_u representa o calor útil cedido ao fluido.

S representa a energia absorvida na placa absorvedora conforme equação (B.1).

U_t representa o coeficiente de perdas de calor pelo topo do coletor.

T_c , T_f , T_w representam respectivamente as temperaturas da cobertura, do fluido e da placa absorvedora.

Substituindo a equação (C.26) na equação (C.25), resulta:

$$S - \bar{h}_{f_w}(T_w - T_f) - \bar{h}_{f_c}(T_c - T_f) - U_t(T_c - T_o) = 0$$

ou

$$S - \bar{h}_{f_w}(T_w - T_f) - (\bar{h}_{f_c} + U_t)(T_c - T_f) - U_t(T_f - T_o) = 0 \quad (C.27)$$

da equação (C.25), resulta:

$$S - (\bar{h}_{f_w} + h_{r_{w-c}}) (T_w - T_f) - h_{r_{w-c}} (T_f - T_c) = 0$$

e

$$(T_c - T_f) = \frac{-S + (\bar{h}_{f_w} + h_{r_{w-c}}) (T_w - T_f)}{h_{r_{w-c}}} \quad (C.28)$$

Substituindo a equação (C.28) na equação (C.27), resulta:

$$(T_w - T_f) = \frac{(\bar{h}_{f_c} + h_{r_{w-c}} + U_t) S - h_{r_{w-c}} U_t (T_f - T_o)}{(\bar{h}_{f_w} + h_{r_{w-c}}) (\bar{h}_{f_c} + U_t) + \bar{h}_{f_w} h_{r_{w-c}}} \quad (C.29)$$

Substituindo a equação (C.29) na equação (C.28), resulta:

$$(T_c - T_f) = \frac{h_{r_{w-c}} S - (\bar{h}_{f_w} + h_{r_{w-c}}) U_t (T_f - T_o)}{(\bar{h}_{f_w} + h_{r_{w-c}}) (\bar{h}_{f_c} + U_t) + \bar{h}_{f_w} h_{r_{w-c}}} \quad (C.30)$$

Substituindo a equação (C.29) e a equação (C.30) na equação (C.24) resulta:

$$q_u = \frac{[\bar{h}_{f_w} (\bar{h}_{f_c} + h_{r_{w-c}} + U_t) + \bar{h}_{f_c} h_{r_{w-c}}] S}{(\bar{h}_{f_w} + h_{r_{w-c}}) (\bar{h}_{f_c} + U_t) + \bar{h}_{f_w} h_{r_{w-c}}} - \frac{[\bar{h}_{f_w} h_{r_{w-c}} U_t + \bar{h}_{f_c} (\bar{h}_{f_w} + h_{r_{w-c}}) U_t] (T_f - T_o)}{(\bar{h}_{f_w} + h_{r_{w-c}}) (\bar{h}_{f_c} + U_t) + \bar{h}_{f_w} h_{r_{w-c}}} \quad (C.31)$$

Se a equação (C.31) for escrita conforme a equação (C.9), ou seja, $q_u = F' [S - U_L (T_f - T_o)]$, resulta:

$$F' = \frac{1}{1 - \frac{h_{r_{w-c}} U_t}{\bar{h}_{f_c} \bar{h}_{f_w} + \bar{h}_{f_c} h_{r_{w-c}} + \bar{h}_{f_w} h_{r_{w-c}} + \bar{h}_{f_w} U_t}} \quad (C.32)$$

e

$$U_L = \frac{U_t}{1 + \frac{\bar{h}_{f_w} U_t}{\bar{h}_{f_c} \bar{h}_{f_w} + \bar{h}_{f_c} h_{r_{w-c}} + \bar{h}_{f_w} h_{r_{w-c}}}} \quad (C.33)$$

Finalmente, aparece na literatura o coeficiente de perdas de calor pelo fundo do coletor, U_b , somado ao coeficiente de perdas de calor pelo topo, U_t , e a equação (C.33), torna-se:

$$U_L = \frac{U_t + U_b}{1 + \frac{\bar{h}_{f_w} (U_t + U_b)}{\bar{h}_{f_c} \bar{h}_{f_w} + \bar{h}_{f_c} h_{r_{w-c}} + \bar{h}_{f_w} h_{r_{w-c}}}} \quad (C.34)$$

C.4 - CASO B - Considerando U_b no Balanço de Energia.

Referindo-se novamente à Figura C.2, o balanço de energia no fluido, na placa absorvedora e na cobertura é representado respectivamente pelas seguintes equações:

$$\bar{h}_{f_w} (T_w - T_f) + \bar{h}_{f_c} (T_c - T_f) = q_u \quad (C.35)$$

$$S - \bar{h}_{f_w} (T_w - T_f) - h_{r_{w-c}} (T_w - T_c) - U_b (T_w - T_o) = 0 \quad (C.36)$$

$$h_{r_{w-c}} (T_w - T_c) - \bar{h}_{f_c} (T_c - T_f) - U_t (T_c - T_o) = 0 \quad (C.37)$$

A equação (C.37) pode ser escrita da seguinte forma:

$$h_{r_{w-c}} (T_w - T_f) - (\bar{h}_{f_c} + h_{r_{w-c}} + U_t) (T_c - T_f) - U_t (T_f - T_o) = 0$$

resultando:

$$(T_c - T_f) = \frac{h_{r_{w-c}} (T_w - T_f) - U_t (T_f - T_o)}{(\bar{h}_{f_c} + h_{r_{w-c}} + U_t)} \quad (C.38)$$

A equação (C.36) pode ser escrita da seguinte forma:

$$S - (\bar{h}_{fw} + h_{rw-c} + U_b) (T_w - T_f) + h_{rw-c} (T_c - T_f) - U_b (T_f - T_o) = 0$$

resultando

$$(T_w - T_f) = \frac{S + h_{rw-c} (T_c - T_f) - U_b (T_f - T_o)}{\bar{h}_{fw} + h_{rw-c} + U_b} \quad (C.39)$$

Substituindo a equação (C.38) na equação (C.39), resulta:

$$(T_w - T_f) = \frac{(\bar{h}_{fc} + h_{rw-c} + U_t) S - [h_{rw-c} U_t + (\bar{h}_{fc} + h_{rw-c} + U_t) U_b] (T_f - T_o)}{(\bar{h}_{fc} + h_{rw-c} + U_t) (\bar{h}_{fw} + h_{rw-c} + U_b) - h_{rw-c} h_{rw-c}} \quad (C.40)$$

Substituindo a equação (C.40) na equação (C.38), resulta:

$$(T_c - T_f) = \frac{h_{rw-c} S - [h_{rw-c} U_b + (\bar{h}_{fw} + h_{rw-c} + U_b) U_t] (T_f - T_o)}{(\bar{h}_{fc} + \bar{h}_{rw-c} + U_t) (\bar{h}_{fw} + h_{rw-c} + U_b) - h_{rw-c} h_{rw-c}} \quad (C.41)$$

Substituindo a equação (C.40) e (C.41) na equação (C.35), resulta:

$$q_u = \frac{[\bar{h}_{fw} (\bar{h}_{fc} + h_{rw-c} + U_t) + \bar{h}_{fc} h_{rw-c}] S}{(\bar{h}_{fc} + h_{rw-c} + U_t) (\bar{h}_{fw} + h_{rw-c} + U_b) - h_{rw-c} h_{rw-c}} +$$

$$- \left\{ \frac{\bar{h}_{fw} [h_{rw-c} U_t + (\bar{h}_{fc} + h_{rw-c} + U_t) U_b] + \bar{h}_{fc} [h_{rw-c} U_b + (\bar{h}_{fw} + h_{rw-c} + U_b) U_t]}{(\bar{h}_{fc} + h_{rw-c} + U_t) (\bar{h}_{fw} + h_{rw-c} + U_b) - h_{rw-c} h_{rw-c}} \right\} \cdot$$

$$(T_f - T_o) \quad (C.42)$$

Se a equação (C.42) for escrita conforme a equação (C.9), ou seja, $q_u = F' [S - U_L (T_f - T_o)]$, resulta:

$$F' = \frac{1}{1 + \frac{(\bar{h}_{fc} + h_{rw-c} + U_t) U_b + h_{rw-c} U_t}{\bar{h}_{fc} \bar{h}_{fw} + \bar{h}_{fc} h_{rw-c} + \bar{h}_{fw} h_{rw-c} + \bar{h}_{fw} U_t}} \quad (C.43)$$

e

$$U_L = \frac{U_t}{\bar{h}_{f_c} \bar{h}_{f_w} + \bar{h}_{f_c} h_{r_{w-c}} + \bar{h}_{f_w} h_{r_{w-c}} + \bar{h}_{f_w} U_t} + U_b \quad (C.44)$$

$$\bar{h}_{f_c} \bar{h}_{f_w} + \bar{h}_{f_c} h_{r_{w-c}} + \bar{h}_{f_w} h_{r_{w-c}} + \bar{h}_{f_c} U_b$$

APÊNDICE D

MEDIÇÃO DE VAZÃO COM MEDIDOR DE ORIFÍCIO.

Considere a Figura D.1 a qual ilustra um medidor de vazão do tipo orifício com tomadas de pressão nos flanges.

Considerando processo isentrópico, a equação do gás perfeito para dois pontos quaisquer pode ser representada por:

$$\rho_2 = \rho_1 r^{1/\gamma} \quad (D.1)$$

onde

ρ_1 e ρ_2 representam a massa específica do fluido para os pontos 1 e 2.

$$r = \frac{p_2}{p_1} \quad (D.2)$$

representa a relação de pressão entre os pontos 1 e 2, e

$$\gamma = \frac{C_p}{C_v} \quad (D.3)$$

representa a relação entre o calor específico a pressão constante, C_p , e o calor específico a volume constante, C_v , do fluido.

Considere ainda a equação de Euler,

$$\frac{dp}{\rho} + vdv = 0 \quad (D.4)$$

Integrando a equação (D.4) entre os estados estático e total em uma única posição, tem-se:

$$\frac{v^2}{2} = \left(\frac{\gamma}{\gamma-1}\right) \left(\frac{p_t}{\rho_t} - \frac{p}{\rho}\right)$$

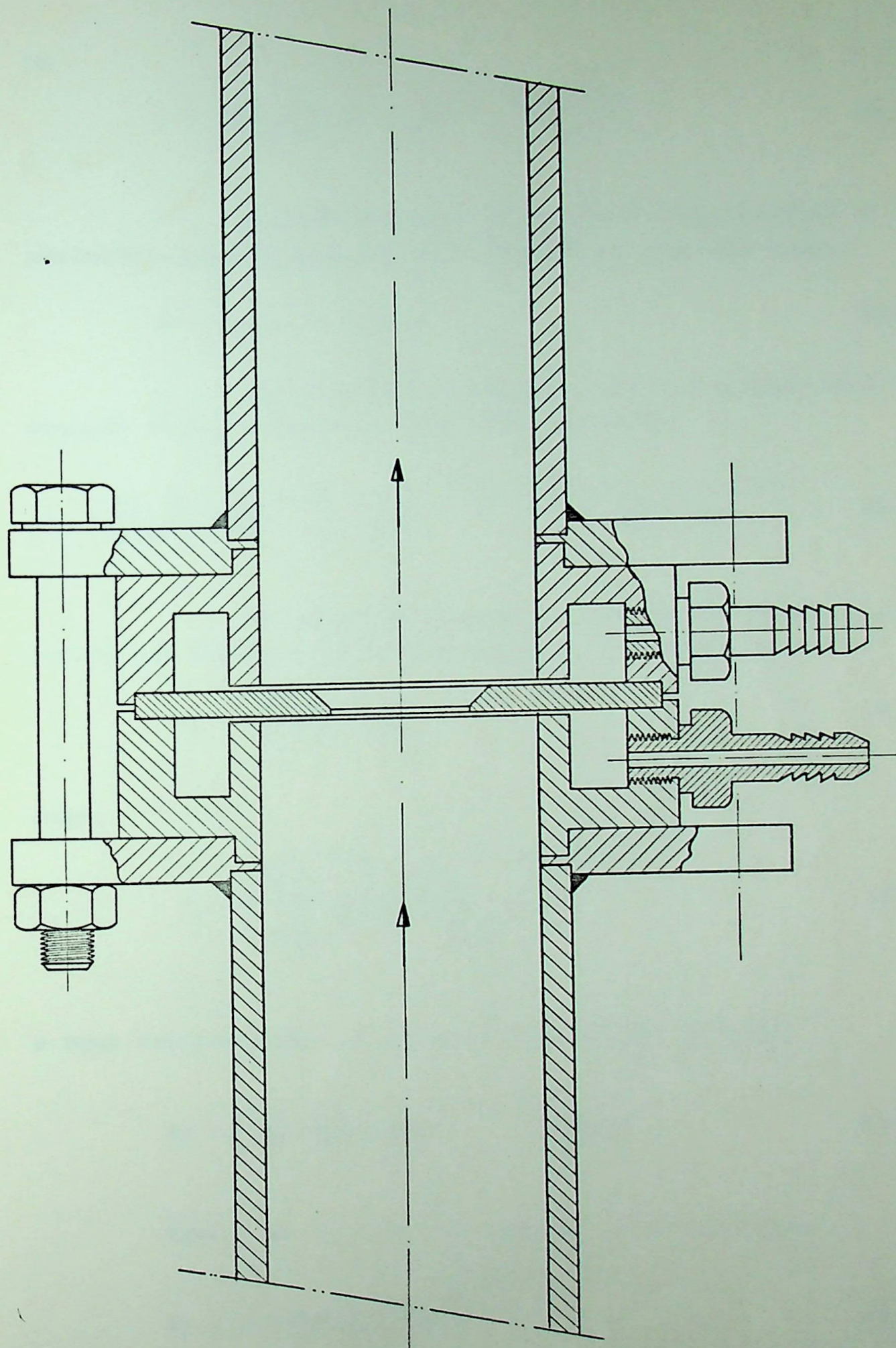


Figura D.1 - Medidor de vazão do tipo orifício

ou

$$v = \left\{ \frac{2\gamma P_t}{(\gamma-1)\rho_t} \left[1 - \left(\frac{P}{P_t} \right)^{(\gamma-1)/\gamma} \right] \right\}^{1/2} \quad (D.5)$$

A vazão em massa de um fluido compressível é representada pela equação da continuidade da seguinte forma:

$$\dot{m} = \rho_1 v_1 A_1 = \rho_2 A_2 v_2 \quad (D.6)$$

Substituindo a equação (D.1) e a equação (D.5) na equação (D.6), resulta a vazão ideal em massa.

$$\dot{m}_i = \frac{A_2 P_t}{T_t^{1/2}} \left\{ \left(\frac{P_2}{P_t} \right)^{2/\gamma} \left[1 - \left(\frac{P_2}{P_t} \right)^{(\gamma-1)/\gamma} \right] \right\}^{1/2} \left[\left(\frac{1}{R} \right) \left(\frac{2\gamma}{\gamma-1} \right) \right]^{1/2} \quad (D.7)$$

Em termos da função de fluxo compressível, Γ , definida por Benedict [12], a equação (D.7) torna-se:

$$\dot{m}_i = \left(\frac{A_2 P_t}{T_t^{1/2}} \right) \Gamma_2 K_\Gamma \quad (D.8)$$

onde

$$\Gamma_2 = \left\{ \frac{\left(\frac{P_2}{P_t} \right)^{2/\gamma} \left[1 - \left(\frac{P_2}{P_t} \right)^{(\gamma-1)/\gamma} \right]^{1/2}}{\left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{2/(\gamma-1)} \left(\frac{\gamma-1}{\gamma+1} \right)} \right\} \quad (D.9)$$

e seus valores estão na Tabela D.1 em função de P_2/P_t .

$$K_\Gamma = \left[\left(\frac{1}{R} \right) \left(\frac{2\gamma}{\gamma-1} \right) \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{2/(\gamma-1)} \left(\frac{\gamma-1}{\gamma+1} \right) \right]^{1/2} \quad (D.10)$$

Para o ar ($\gamma = 1,4$) a equação (D.10) torna-se:

$$K_\Gamma = 0,0404153 \left[\frac{\text{kg K}}{\text{J}} \right]^{1/2}, \quad (D.11)$$

$$P_t = P_1 \left[\frac{1-r}{1-r^{2/\gamma} \beta^4} \right]^{(\gamma+1)/\gamma} \beta^{4\gamma/(\gamma-1)} \quad (D.12)$$

onde

P_t é a pressão total isentrópica no medidor de vazão.

β representa a relação de diâmetros, d_2/d_1 .

$$T_t = T_1 \left[\frac{1-r}{1-r^{2/\gamma} \beta^4} \right]^{(\gamma+1)/\gamma} \beta^{4\gamma/(\gamma-1)} \quad (D.13)$$

onde T_1 é a temperatura absoluta na entrada do medidor.

Para o cálculo do coeficiente de descarga, C_D , segundo a equação de Murdock, J.W, conforme a referência [12], tem-se:

$$C_D = C_0 + \Delta C \left(\frac{10^4}{R_{d2}} \right)^a \quad (D.14)$$

onde

C_0 representa o coeficiente de descarga quando $R_{d2} \rightarrow \infty$.

ΔC representa o acréscimo no coeficiente de descarga para $10^4 < R_{d2} < \infty$.

$a = 1$ quando o medidor de vazão do tipo orifício tem tomadas de pressão no flange.

R_{d2} representa o número de Reynolds na seção do orifício (relativo ao diâmetro d_2).

Os valores de C_0 e ΔC se encontram na Tabela D.2, em função de d_1 e β .

Para o cálculo do fator de expansão, Y_{2-D} , segundo a equação de Buckingham, tem-se:

$$Y_{2-D} = 1 - \frac{(0,41 + 0,35\beta^4)(1-r)}{\gamma} \quad (D.15)$$

Os valores de Y_{2-D} se encontram na Tabela D.3 em função

$r = p_2/p_t$	Γ_2	$r = p_2/p_t$	Γ_2
1,0000	0,000000	0,9969	0,114803
0,9999	0,020652	0,9968	0,116634
0,9998	0,029205	0,9967	0,118436
0,9997	0,035767	0,9966	0,120210
0,9996	0,041298	0,9965	0,121959
0,9995	0,046170	0,9964	0,123682
0,9994	0,050574	0,9963	0,125381
0,9993	0,054624	0,9962	0,127058
0,9992	0,058392	0,9961	0,128712
0,9991	0,061931	0,9960	0,130344
0,9990	0,065277	0,9959	0,131956
0,9989	0,068460	0,9958	0,133549
0,9988	0,071500	0,9957	0,135122
0,9987	0,074415	0,9956	0,136677
0,9986	0,077221	0,9955	0,138214
0,9985	0,079926	0,9954	0,139734
0,9984	0,082543	0,9953	0,141237
0,9983	0,085079	0,9952	0,142724
0,9982	0,087541	0,9951	0,144195
0,9981	0,089935	0,9950	0,144651
0,9980	0,092266	0,9949	0,147692
0,9979	0,094540	0,9948	0,148519
0,9978	0,096759	0,9947	0,149933
0,9977	0,098929	0,9946	0,151332
0,9976	0,101051	0,9945	0,152719
0,9975	0,103129	0,9944	0,154093
0,9974	0,105166	0,9943	0,155454
0,9973	0,107164	0,9942	0,156803
0,9972	0,109124	0,9941	0,158141
0,9971	0,111050	0,9940	0,159467
0,9970	0,112942		

Tabela D.1 - Função de fluxo para $\gamma = 1,4$

β	$d_1 = 1,5''$		$d_1 = 2''$		$d_1 = 3''$		$d_1 = 4''$		$d_1 = 6''$	
	C_o	ΔC	C_o	ΔC	C_o	ΔC	C_o	ΔC	C_o	ΔC
0.10	0.60265	0.00767	0.60370	0.00955	0.59902	0.01297	0.59554	0.01622	0.59273	0.02248
0.11	0.60210	0.00811	0.60265	0.01005	0.59796	0.01360	0.59480	0.01697	0.59252	0.02344
0.12	0.60160	0.00850	0.60169	0.01050	0.59706	0.01415	0.59423	0.01761	0.59249	0.02426
0.13	0.60113	0.00886	0.60083	0.01090	0.59631	0.01462	0.59384	0.01815	0.59260	0.02493
0.14	0.60070	0.00918	0.60006	0.01125	0.59570	0.01503	0.59360	0.01861	0.59284	0.02546
0.15	0.60031	0.00947	0.59937	0.01156	0.59523	0.01538	0.59350	0.01899	0.59317	0.02588
0.16	0.59996	0.00973	0.59877	0.01184	0.59489	0.01568	0.59353	0.01930	0.59353	0.02619
0.17	0.59965	0.00997	0.59825	0.01209	0.59468	0.01594	0.59368	0.01956	0.59388	0.02640
0.18	0.59938	0.01019	0.59781	0.01231	0.59458	0.01615	0.59392	0.01976	0.59423	0.02654
0.19	0.59915	0.01040	0.59745	0.01251	0.59458	0.01634	0.59423	0.01992	0.59456	0.02660
0.20	0.59895	0.01059	0.59717	0.01269	0.59468	0.01650	0.59458	0.02004	0.59488	0.02661
0.21	0.59879	0.01077	0.59696	0.01286	0.59486	0.01664	0.59492	0.02014	0.59520	0.02658
0.22	0.59867	0.01094	0.59682	0.01302	0.59511	0.01677	0.59525	0.02021	0.59550	0.02651
0.23	0.59859	0.01111	0.59675	0.01317	0.59542	0.01689	0.59557	0.02027	0.59580	0.02642
0.24	0.59854	0.01127	0.59674	0.01332	0.59575	0.01700	0.59589	0.02033	0.59609	0.02633
0.25	0.59852	0.01144	0.59680	0.01348	0.59609	0.01712	0.59620	0.02038	0.59638	0.02623
0.26	0.59855	0.01161	0.59691	0.01364	0.59642	0.01724	0.59651	0.02045	0.59666	0.02615
0.27	0.59860	0.01179	0.59707	0.01381	0.59674	0.01737	0.59681	0.02052	0.59693	0.02609
0.28	0.59869	0.01197	0.59729	0.01399	0.59706	0.01752	0.59710	0.02062	0.59720	0.02606
0.29	0.59882	0.01217	0.59755	0.01418	0.59738	0.01769	0.59739	0.02075	0.59747	0.02608
0.30	0.59897	0.01238	0.59784	0.01440	0.59769	0.01789	0.59768	0.02091	0.59773	0.02614
0.31	0.59916	0.01261	0.59817	0.01463	0.59800	0.01812	0.59797	0.02112	0.59799	0.02627
0.32	0.59938	0.01285	0.59852	0.01489	0.59831	0.01838	0.59825	0.02136	0.59825	0.02646
0.33	0.59963	0.01312	0.59888	0.01518	0.59862	0.01868	0.59853	0.02166	0.59851	0.02673
0.34	0.59990	0.01340	0.59923	0.01549	0.59892	0.01902	0.59882	0.02201	0.59876	0.02708

Tabela D.2 - Valores de C_o e ΔC para determinação do coeficiente de descarga na equação D.14

β	$d_1 = 1,5''$		$d_1 = 2''$		$d_1 = 3''$		$d_1 = 4''$		$d_1 = 6''$	
	C_o	ΔC	C_o	ΔC	C_o	ΔC	C_o	ΔC	C_o	ΔC
0.35	0.60020	0.01371	0.59959	0.01583	0.59923	0.01941	0.59910	0.02243	0.59902	0.02752
0.36	0.60053	0.01405	0.59995	0.01621	0.59954	0.01984	0.59938	0.02291	0.59927	0.02807
0.37	0.60088	0.01441	0.60030	0.01662	0.59985	0.02033	0.59966	0.02346	0.59953	0.02871
0.38	0.60125	0.01480	0.60066	0.01707	0.60016	0.02088	0.59995	0.02409	0.59978	0.02947
0.39	0.60164	0.01522	0.60102	0.01756	0.60047	0.02148	0.60023	0.02479	0.60004	0.03035
0.40	0.60205	0.01568	0.60139	0.01809	0.60079	0.02215	0.60052	0.02558	0.60030	0.03135
0.41	0.60246	0.01616	0.60175	0.01866	0.60110	0.02288	0.60081	0.02645	0.60056	0.03247
0.42	0.60287	0.01668	0.60212	0.01928	0.60142	0.02368	0.60110	0.02741	0.60082	0.03373
0.43	0.60328	0.01723	0.60249	0.01995	0.60174	0.02454	0.60139	0.02846	0.60108	0.03513
0.44	0.60370	0.01783	0.60286	0.02066	0.60206	0.02548	0.60168	0.02961	0.60134	0.03667
0.45	0.60412	0.01845	0.60323	0.02142	0.60238	0.02649	0.60198	0.03086	0.60160	0.03836
0.46	0.60453	0.01912	0.60360	0.02223	0.60270	0.02758	0.60227	0.03220	0.60186	0.04019
0.47	0.60494	0.01982	0.60397	0.02310	0.60302	0.02874	0.60256	0.03365	0.60211	0.04218
0.48	0.60535	0.02057	0.60434	0.02401	0.60334	0.02998	0.60285	0.03520	0.60237	0.04432
0.49	0.60575	0.02135	0.60470	0.02498	0.60365	0.03130	0.60313	0.03686	0.60262	0.04662
0.50	0.60614	0.02217	0.60504	0.02600	0.60394	0.03270	0.60340	0.03862	0.60285	0.04908
0.51	0.60649	0.02304	0.60536	0.02708	0.60422	0.03418	0.60365	0.04049	0.60307	0.05170
0.52	0.60685	0.02394	0.60568	0.02821	0.60450	0.03574	0.60390	0.04246	0.60329	0.05448
0.53	0.60722	0.02489	0.60600	0.02939	0.60477	0.03739	0.60414	0.04455	0.60350	0.05742
0.54	0.60758	0.02588	0.60632	0.03063	0.60504	0.03911	0.60438	0.04674	0.60370	0.06052
0.55	0.60794	0.02691	0.60664	0.03193	0.60530	0.04092	0.60461	0.04905	0.60389	0.06379
0.56	0.60829	0.02798	0.60694	0.03328	0.60555	0.04281	0.60482	0.05146	0.60406	0.06722
0.57	0.60863	0.02909	0.60724	0.03469	0.60579	0.04478	0.60502	0.05398	0.60422	0.07081
0.58	0.60896	0.03024	0.60751	0.03614	0.60600	0.04683	0.60520	0.05660	0.60436	0.07456
0.59	0.60926	0.03144	0.60777	0.03766	0.60619	0.04896	0.60535	0.05933	0.60446	0.07846

Tabela D.2 - Valores de C_o e ΔC para a determinação do coeficiente de descarga na equação D.14

β	$d_1 = 1,5''$		$d_1 = 2''$		$d_1 = 3''$		$d_1 = 4''$		$d_1 = 6''$	
	C_o	ΔC	C_o	ΔC	C_o	ΔC	C_o	ΔC	C_o	ΔC
0.60	0.60954	0.03267	0.60799	0.03922	0.60635	0.05117	0.60547	0.06216	0.60453	0.08252
0.61	0.60979	0.03394	0.60818	0.04083	0.60647	0.05345	0.60555	0.06510	0.60456	0.08673
0.62	0.60999	0.03525	0.60833	0.04250	0.60655	0.05580	0.60559	0.06813	0.60454	0.09108
0.63	0.61015	0.03659	0.60843	0.04421	0.60657	0.05823	0.60557	0.07125	0.60447	0.09557
0.64	0.61025	0.03797	0.60846	0.04596	0.60653	0.06072	0.60548	0.07446	0.60433	0.10020
0.65	0.61029	0.03938	0.60843	0.04776	0.60642	0.06327	0.60532	0.07776	0.60412	0.10495
0.66	0.61024	0.04082	0.60832	0.04960	0.60623	0.06589	0.60508	0.08114	0.60381	0.10982
0.67	0.61010	0.04229	0.60811	0.05147	0.60594	0.06856	0.60474	0.08458	0.60341	0.11480
0.68	0.60985	0.04378	0.60779	0.05338	0.60554	0.07127	0.60429	0.08810	0.60290	0.11988
0.69	0.60949	0.04529	0.60735	0.05531	0.60501	0.07403	0.07403	0.09167	0.60226	0.12505
0.70	0.60898	0.04682	0.60677	0.05727	0.60434	0.07683	0.60298	0.09529	0.60147	0.13029
0.71	0.60858	0.04838	0.60619	0.05926	0.60359	0.07967	0.60215	0.09896	0.60055	0.13560
0.72	0.60898	0.05003	0.60602	0.06232	0.60297	0.08257	0.60136	0.10269	0.59960	0.14100
0.73	0.61055	0.05181	0.60648	0.06349	0.60259	0.08554	0.60066	0.10650	0.59864	0.14647
0.74	0.61354	0.05375	0.60769	0.06577	0.60250	0.08861	0.60009	0.11039	0.59770	0.15202
0.75	0.61811	0.05586	0.60976	0.06818	0.60274	0.09176	0.59966	0.11435	0.59677	0.15764
0.76	0.62436	0.05818	0.61272	0.07073	0.60332	0.09501	0.59937	0.11838	0.59584	0.16331
0.77	0.63237	0.06072	0.61602	0.07844	0.60424	0.09835	0.59922	0.12248	0.59489	0.16904
0.78	0.64216	0.06350	0.62143	0.07632	0.60545	0.10179	0.59916	0.12665	0.59389	0.17479
0.79	0.65369	0.06653	0.62714	0.07936	0.07936	0.60696	0.10532	0.59917	0.59280	0.18054
0.80	0.66692	0.06981	0.63368	0.08257	0.60868	0.10892	0.59918	0.13510	0.59156	0.18626

Tabela D.2 - Valores de C_o e ΔC para a determinação do coeficiente de descarga na equação D.14

	$\beta = 0,50$
r	Y_{2-D}
1,0000	1,000000
0,9999	0,999969
0,9998	0,999938
0,9997	0,999907
0,9996	0,999877
0,9995	0,999846
0,9994	0,999815
0,9993	0,999784
0,9992	0,999753
0,9991	0,999722
0,9990	0,999692
0,9989	0,999661
0,9988	0,999630
0,9987	0,999599
0,9986	0,999568
0,9985	0,999537
0,9984	0,999506
0,9983	0,999476
0,9982	0,999445
0,9981	0,999414
0,9980	0,999383
0,9979	0,999352
0,9978	0,999321
0,9977	0,999290
0,9976	0,999260
0,9975	0,999229
0,9974	0,999198
0,9973	0,999167
0,9972	0,999136
0,9971	0,999105
0,9970	0,999075

	$\beta = 0,50$
r	Y_{2-D}
0,9969	0,999044
0,9968	0,999013
0,9967	0,998982
0,9966	0,998951
0,9965	0,998920
0,9964	0,998889
0,9963	0,998859
0,9962	0,998828
0,9961	0,998797
0,9960	0,998766
0,9959	0,998735
0,9958	0,998704
0,9957	0,998674
0,9956	0,998643
0,9955	0,998612
0,9954	0,998581
0,9953	0,998550
0,9952	0,998519
0,9951	0,998488
0,9950	0,998458
0,9949	0,998427
0,9948	0,998396
0,9947	0,998365
0,9946	0,998334
0,9945	0,998303
0,9944	0,998273
0,9943	0,998242
0,9942	0,998211
0,9941	0,998180
0,9940	0,998149

Tabela D.3 - Fator de expansão para $\gamma = 1,4$

de r e β , para $\gamma = 1,4$ (ar).

Finalmente, a vazão real que passa pelo medidor de orifício é representada pela seguinte equação:

$$\dot{m} = \dot{m}_i C_D Y_{2-D} \quad (D.16)$$

Para se determinar a vazão real segundo a equação (D.16) torna-se necessário se fazer iterações, adotando-se um valor para Re_{d_2} resolvendo as equações (D.14) e (D.16).

D.2 - Avaliação de Erros

A vazão ideal de acordo com a equação (D.7) pode ser escrita na seguinte forma:

$$\dot{m}_i = \frac{A_2 P_1}{\sqrt{\frac{R T_t}{g}}} \left[\left(\frac{2\gamma}{\gamma-1} \right) \frac{(r^{2/\gamma} - r^{(\gamma+1)/\gamma}) (1-r^{(\gamma+1)/\gamma} \beta^4)}{(1 - r^{2/\gamma} \beta^4)^2} \right]^{1/2} \quad (D.17)$$

sendo

$$x = \left[\frac{(r^{2/\gamma} - r^{(\gamma+1)/\gamma}) (1 - r^{(\gamma+1)/\gamma} \beta^4)}{(1 - r^{2/\gamma} \beta^4)^2} \right]^{1/2} \quad (D.18)$$

Segundo Benedict [12] o erro relativo máximo na vazão é representado pela seguinte equação:

$$\left(\frac{\Delta \dot{m}}{\dot{m}} \right)_{\max} = \pm \left[\frac{\Delta \dot{m}_i}{\dot{m}_i} + \frac{\Delta C_D}{C_D} \right] \quad (D.19)$$

sendo

$$\frac{\Delta \dot{m}_i}{\dot{m}_i} = \pm \left[\frac{\Delta A_2}{A_2} + \frac{\Delta P_1}{P_1} + \frac{1}{2} \frac{\Delta T_t}{T_t} + \frac{\Delta x}{x} \right] \quad (D.20)$$

O erro relativo provável na vazão é representado pela seguinte equação:

$$\left(\frac{\dot{\Delta m}}{m}\right)_{\text{provável}} = \pm \left[\left(\frac{\Delta A_2}{A_2}\right)^2 + \left(\frac{\Delta p_1}{p_1}\right)^2 + \left(\frac{1}{2} \frac{\Delta T_t}{T_t}\right)^2 + \left(\frac{\Delta x}{x}\right)^2 + \left(\frac{\Delta C_D}{C_D}\right)^2 \right]^{1/2} \quad (\text{D.21})$$

sendo

$$\frac{\Delta A_2}{A_2} = \pm 2 \frac{\Delta d_2}{d_2} \quad (\text{D.22})$$

$$\frac{\Delta x}{x} = f\left(\frac{\Delta r}{r}, r\right) \quad \text{e}$$

$$\frac{\Delta r}{r} = \pm \frac{\left(\frac{\Delta \Delta p}{p} + \frac{\Delta p_1}{p_1}\right)}{\left(\frac{p_1}{\Delta p} - 1\right)} \quad (\text{D.23})$$

onde $\frac{\Delta x}{x}$ é obtido de gráficos em função de $\frac{\Delta r}{r}$ e r e $\frac{\Delta C_D}{C_D}$ é obtido da Tabela 24.1 da referência [12].

APÊNDICE E

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] Hottel, H.C.; Woertz, B.B.
The Performance of Flat - Plate Solar - Heat Collectors
Trans. ASME, pp. 91 - 104, 1942
- [2] Sparrow, E. M.
Analysis of Laminar Forced - Convection Heat Transfer in
Entrance Region of Flat Rectangular Ducts
NACA TN 3331, pp. 1-42, 1955
- [3] Stephan, K.
Warmeübertragung Laminar Stromender Stoffe in einseitig
beheizten oder gekühlten ebenen Kanälen
Chemie - Ing.- Techn., vol. 32, pp.401-404, 1960
- [4] Whillier, A.
Performance of Black - Painted Solar Air Heaters of
Conventional Design
Solar Energy, vol. 1, pp. 31-37, 1964
- [5] Keshock, E.G.; Siegel R.
Combined Radiation and Convection in an Asymmetrically
Heated Parallel Plate Flow Channel.
J. of Heat Transfer, pp. 341 - 350, 1964
- [6] Mercer, W.E.; Pearce; W.M.; Hitchcock, J.E.
Laminar Forced Convection in the Entrance Region Between
Parallel Flat Plates
J. of Heat Transfer, pp. 251 - 257, 1967
- [7] Rankine, A.D.; Charters, W.W.S.
Combined Convective and Radiative Heat Losses from
Flat-Plate Solar - Air Heaters
Solar Energy, vol. 12, pp. 517-523, 1969
- [8] Duffie, J.A.; Beckman, W.A.
Solar Energy Thermal Processes
John Wiley & Sons, 1974

- [9] Hill, J.E.; Kusuda, T.
Method of Testing for Rating Solar Collectors Based on Thermal Performance
NBS - NBSIR 74 - 635, 1974
- [10] Fernandes, E.C. et al
Aproveitamento de Energia Solar
Projeto BNDE - FUNTEC nº 210, 1975.
- [11] Buchberg, H.; Catton, I.; Edwards, D.K.
Natural Convection in Enclosed Spaces - A Review of Application to Solar Energy Collection
J. of Heat Transfer, pp. 182 - 188, 1976
- [12] Benedict, R.P.
Fundamentals of Temperature, Pressure and Flow Measurements
John Wiley & Sons, 1976
- [13] Welty, J.R.; Wicks, C.E.; Wilson, R.E.
Fundamentals of Momentum, Heat and Mass Transfer
John Wiley & Sons, 1976
- [14] Fernandes, E.C.
Determinação de Coeficientes de Transferência Locais e Médios em Canais de Seção Retangular com Condições de Escoamento em Regime Laminar
Tese de Doutorado - ITA - 1977.
- [15] Whillier, A.
Prediction of Performance of Solar Collectors
Applications of Solar Energy for Heating and Cooling of Buildings
ASHRAE GRP 170, pp., VIII.1 - VIII-13, 1977
- [16] Hill, J.E.; Streed, E.R.
Testing and Rating of Solar Collectors
Applications of Solar Energy for Heating and Cooling of Buildings
ASHRAE GRP 170, pp. X.1 - X.18, 1977

- [17] Saboya, F.E.M.; Braga, W.F.
Approximate Analysis of a Selective Solar Energy
Collector for Heating Air
IV Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica,
Florianópolis, pp. 887 - 894, 1977
- [18] Liu, C.H.; Sparrow, E.M.
Convective - Radiative Interaction in a Parallel Plate
Channel - Application to Air - Operated Solar Collectors
Inter. J. of Heat and Mass Transfer, pp.1137-1146, 1980.



[illegible]

NÃO DANIFIQUE ESTA ETIQUETA