

ESCOLA POLITÉCNICA DA UNIVERSIDADE DE  
SÃO PAULO

DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA  
MECÂNICA

PROJETO MECÂNICO

RESFRIAMENTO DE PERFÍS LAMINADOS  
DE SEÇÕES QUADRADA E CIRCULAR EM  
UM LEITO DE RESFRIAMENTO

AUTOR: KUO YUNG SHOU

ORIENTADOR: PROF. DR. MARCOS  
DE M. PIMENTA

T.F.86  
Sh82r

1986

A MINHA FAMÍLIA

## AGRADECIMENTOS

Não são somente através das poucas palavras desta página, mas sim através do conteúdo do trabalho que quero expressar meus sinceros agradecimentos a todos aqueles que me ajudaram na sua elaboração:

- Família, cujo incentivo sempre me impulsionou em direção a desafios e conquistas de novas fronteiras.
- Professor Dr. PIMENTA, pela orientação e atenciosa ajuda nas dificuldades encontradas.
- Equipamentos Villares S.A., pelo apoio dado na escolha e no desenvolvimento do tema durante o estágio.
- Colegas, que continuarão sendo os companheiros de luta, mesmo depois de formados.

## S U M Á R I O

Normalmente perfis laminados devem ser rapidamente resfriados em leitos de resfriamento desde a temperatura de laminação até 100 °C aproximadamente sem se empenar. No resfriamento através de convecção natural, é necessário que o ar da área industrial onde é instalado o leito seja bem renovado. Temperaturas do ambiente excessivas podem aumentar o tempo de resfriamento em até mais de 50%.

Para atender uma produção de 200 ton/h ou mais, os leitos de resfriamento baseados em convecção natural teriam dimensões bastante grandes, comprometendo assim o seu custo. Tendo em vista que o tamanho do leito depende diretamente do tempo de resfriamento, este pode ser otimizado através do emprego de ventilação forçada, que chega a reduzi-lo em até mais de 50%. Isto também resulta numa menor área necessária para sua instalação.

A partir de fórmulas empíricas e conceitos de transferência de calor, é desenvolvido neste trabalho um modelo matemático para a simulação do processo de resfriamento de barras de secção transversal quadrada e circular no equipamento. Faz-se também um estudo da influência da variação dos parâmetros na taxa de resfriamento.

# INDICE

1. - <u>DESCRIÇÃO DO EQUIPAMENTO</u> .....	pág 5
2. - <u>ASPECTOS TEÓRICOS</u> .....	pág 19
2.1 - CONVECÇÃO.....	pág 19
2.2 - RADIAÇÃO.....	pág 24
2.3 - ANÁLISE CONCENTRADA.....	pág 35
3. - <u>MODELAMENTO MATEMÁTICO</u> .....	pág 36
3.1 - CÁLCULOS PRELIMINARES.....	pág 36
3.2 - HIPÓTESES.....	pág 37
3.3 - MODELOS MATEMÁTICOS.....	pág 38
4. - <u>PROGRAMAS DE COMPUTADOR</u> .....	pág 49
4.1 - RESFRIAMENTO NATURAL DE BARRAS DE SEÇÃO CIRCULAR - PROGRAMA L1.	pág 49
4.2 - RESFRIAMENTO NATURAL DE BARRAS DE SEÇÃO QUADRADA EM DISPOSIÇÃO DIAGONAL.- PROGRAMA L2.....	pág 54
4.3 - RESFRIAMENTO NATURAL DE BARRAS DE SEÇÃO QUADRADA EM DISPOSIÇÃO DE LADO - PROGRAMA L3.....	pág 55
4.4 - RESFRIAMENTO FORÇADO DE BARRAS DE SEÇÃO CIRCULAR - PROGRAMA L4.	pág 55
4.5 - RESFRIAMENTO FORÇADO DE BARRAS DE SEÇÃO QUADRADA EM DISPOSIÇÃO DIAGONAL - PROGRAMA L5.....	pág 56
4.6 - RESFRIAMENTO FORÇADO DE BARRAS DE SEÇÃO QUADRADA EM DISPOSIÇÃO DE LADO - PROGRAMA L6.....	pág 56
4.7 - RESFRIAMENTO NATURAL DE BARRAS DE SEÇÃO CIRCULAR COM O EFEITO DAS BARRAS VIZINHAS - PROGRAMA L7.....	pág 56
5. - <u>RESULTADOS</u> .....	pág 65
6. - <u>APÊNDICE</u> .....	pág 92
6.1 - PROPRIEDADES DO AR À PRESSÃO ATMOSFÉRICA.....	pág 92
6.2 - VARIAÇÃO DO CALOR ESPECÍFICO COM A TEMPERATURA.....	pág 93
7. - <u>BIBLIOGRAFIA</u> .....	pág 104

## NOMENCLATURA DAS VARIÁVEIS

variável	significado
a	distância entre barras
A, A <sub>1</sub> , A <sub>2</sub>	área superficial
Bi	número adimensional de Biot
C	calor específico do aço, em J/Kg.°C
C <sub>p</sub>	calor específico do ar à pressão constante, em J/Kg.°C
d	diâmetro da barra
En	poder emissivo de um corpo negro, em W/m <sup>2</sup>
F, F <sub>1-2</sub> , F <sub>2-1</sub>	fator de forma de radiação
g	aceleração da gravidade
G	peso da barra, em ton
Gr	número adimensional de Grashof
h	coeficiente de transferência de calor por convecção, em W/m <sup>2</sup> .°C
h <sub>r</sub>	coeficiente de transferência de calor por radiação, em W/m <sup>2</sup> .°C
h <sub>t</sub>	coeficiente total de transferência de calor em W/m <sup>2</sup> .°C
J	radiosidade, em W/m <sup>2</sup>
K	condutividade térmica do ar, em W/m.°C
K <sub>M</sub>	condutividade térmica do aço, em W/m.°C
ℓ	comprimento da barra
L	largura do leito (área de resfriamento)
m	massa
Nu	número adimensional de Nusselt
p	espaçamento entre 2 barras consecutivas
Pr	número adimensional de Prandtl
q, q <sub>1→2</sub> , q <sub>1→3</sub>	fluxo de calor, em W
Q	produção horária, em ton/h
Re	número adimensional de Reynolds

$t_c$	período de ciclo
$t, t_i, t_{i-1}$	instante
$T, T_i, T_{i-1}$	temperatura
$T_f$	temperatura de película
$T_p$	temperatura de parede ou superfície
$T_\infty$	temperatura do meio ambiente
$v$	velocidade do ar, em m/s
$V$	volume
$u$	energia interna específica, em KJ/Kg
$z$	função de decaimento de temperatura
$\beta$	coeficiente de expansão volumétrica, em 1/K
$\epsilon$	emissividade
$\epsilon_\lambda$	emissividade monocromática
$\mu$	viscosidade dinâmica, em Kg/m.s
$\nu$	viscosidade cinemática, em m <sup>2</sup> /s
$\rho$	densidade, em Kg/m <sup>3</sup>
$\sigma$	constante de Stefan-Boltzmann

## 1. DESCRIÇÃO DO EQUIPAMENTO

Numa usina siderúrgica o leito do resfriamento está presente em dois lugares: após o equipamento de lingotamento contínuo ou a linha de laminação de tarugos ("Billet Mill") e após um trem de laminadores de perfis leves ("Merchant Bar Mill"). Na verdade, dependendo desta localização no lay-out geral, o leito apresenta algumas diferenças construtivas devido ao tamanho da barra manuseada. Enquanto o tarugo é um produto intermédio e semi-acabado geralmente quadrado com área transversal igual ou inferior a 22.500 mm<sup>2</sup>, o perfil leve é um produto acabado com seção transversal composta de figuras geométricas simples, cuja maior dimensão nominal é inferior a 80 mm.

A função principal de um leito é de armazenagem e transporte das barras de modo que elas permaneçam endireitadas e retas durante o seu processo de resfriamento até que se tornem suficientemente rígidas para manuseio posterior. A barra movimenta-se lateralmente pelo leito, isto é, no sentido transversal em relação ao seu comprimento e ela geralmente deixa o leito a uma temperatura entre 50 e 100°C.

O comprimento do leito depende do máximo comprimento da barra. O comprimento do leito varia de 20 a 27 m no caso de tarugos e de 30 a 150 m no caso de perfis leves.

A largura do leito é medida no sentido do movimento das barras pelo transportador e ela está relacionada com o espaço percorrido pela barra, que é dado pela seguinte relação:

$$L = \frac{Q}{G} p.t \quad (1-1)$$

onde:

- L = espaço percorrido, em m
- Q = produção horária, em ton/h
- G = peso de 1 barra, em ton
- p = espaçamento entre 2 barras consecutivas, em m
- t = tempo de resfriamento de 1 barra, em h

Existem vários tipos de leito de resfriamento, sendo que podemos destacar os seguintes tipos: leito de deslizamento, leito de rolos e leito de rēguas dentadas.

Eles se diferenciam entre si pela maneira com que as barras são transportadas. No primeiro tipo as barras são arrastadas pelos trilhos de apoio por meio de "linguetas" presas a elos de correntes (ver figura 1.1). No segundo ficam apoiadas em rolos, que ao girarem, imprimem um movimento de avanço às barras (ver figura 1.2). O terceiro tipo, leito de rēguas dentadas (ver figura 1.3), será explicado mais adiante.

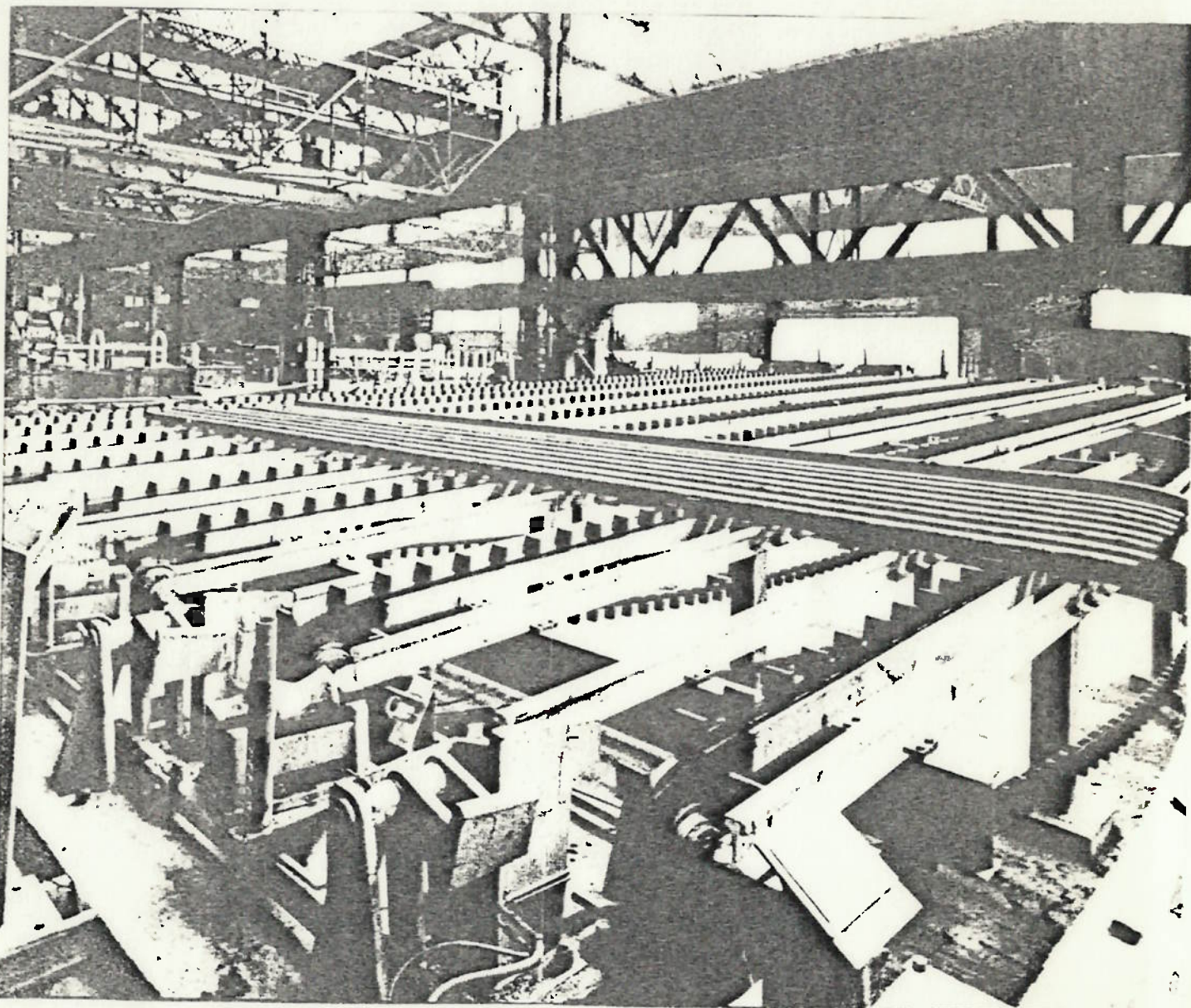


Fig. 1.1 - Leito de Deslizamento de Tarugos com 19 m de Comprimento e 15 m de Largura

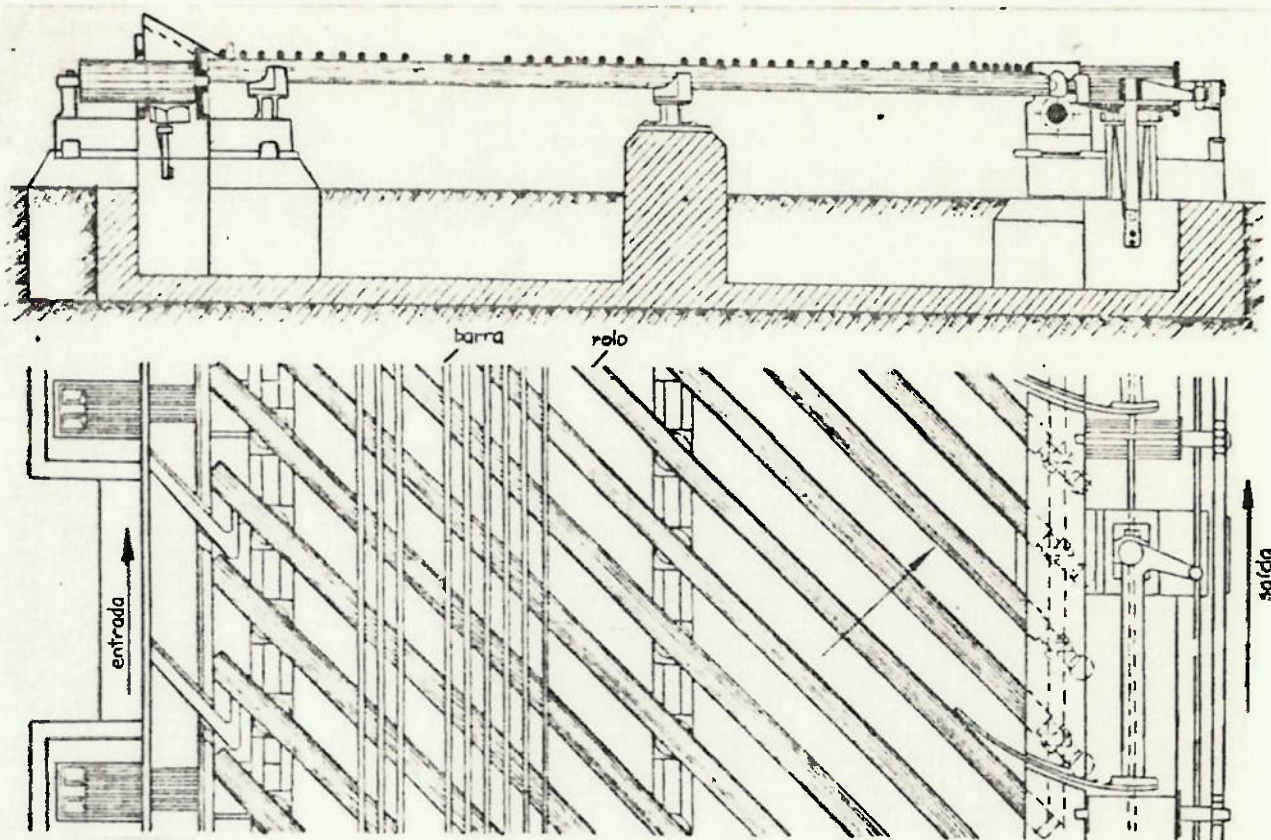


Fig. 1.2 - Leito de Rolos para Perfis Leves

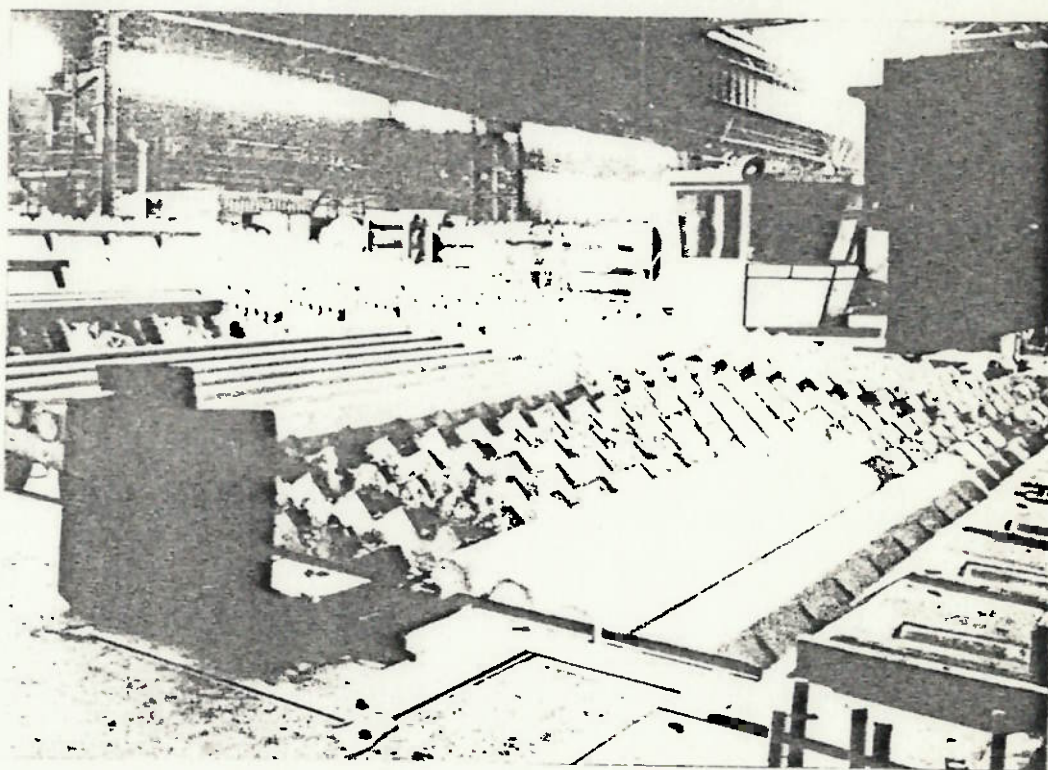


Fig. 1.3 - Leito de Rêguas Dentadas para Tarugos

Embora a análise do trabalho esteja baseada no leito de rēguas dentadas, pode-se aplicar o mesmo tratamento teōrico para outros tipos de leito, desde que as suas caracterīsticas do ponto de vista tērmico nāo sejam muito diferentes das do leito em questāo. Deste modo, as mesmas hipōteses assumidas para o leito de rēguas dentadas poderiam ser aplicadas a outros tipos de leito tambēm.

#### LEGENDAS DAS FIGURAS 1.4 E 1.5

- 01) Mesa de rolos de entrada
- 02) Placa mōvel
- 03) Alavanca
- 04) Sistema de alavancas
- 05) Tirante de uniāo
- 06) Motor elētrico
- 07) Rēgua mōvel
- 08) Estrutura de ligaçāo
- 09) Excētrico
- 10) Contra-peso
- 11) Motor elētrico
- 12) Rēgua fixa lisa
- 13) Rēgua fixa dentada
- 14) Excētrico
- 15) Motor elētrico
- 16) Grelha de endireitamento

- 17) Rêgua oscilante
- 18) Motor elêtrico
- 19) Excêntrico
- 20) Rolete
- 21) Batente
- 22) Motor elêtrico
- 23) Batente
- 24) Mesa de rolos de saída
- 25) Sistema de alavancas

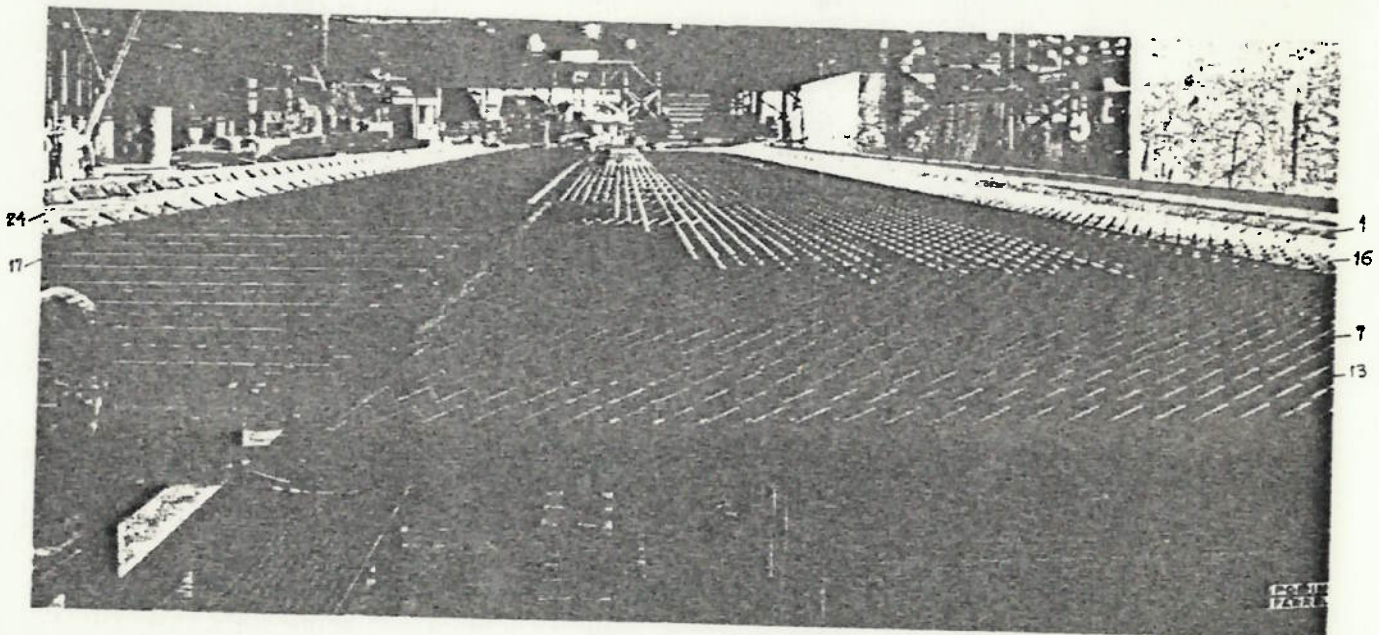


Fig. 1.4 - Leito de Rêguas Dentadas para Perfis Leves  
com Dimensões 80 x 12 m

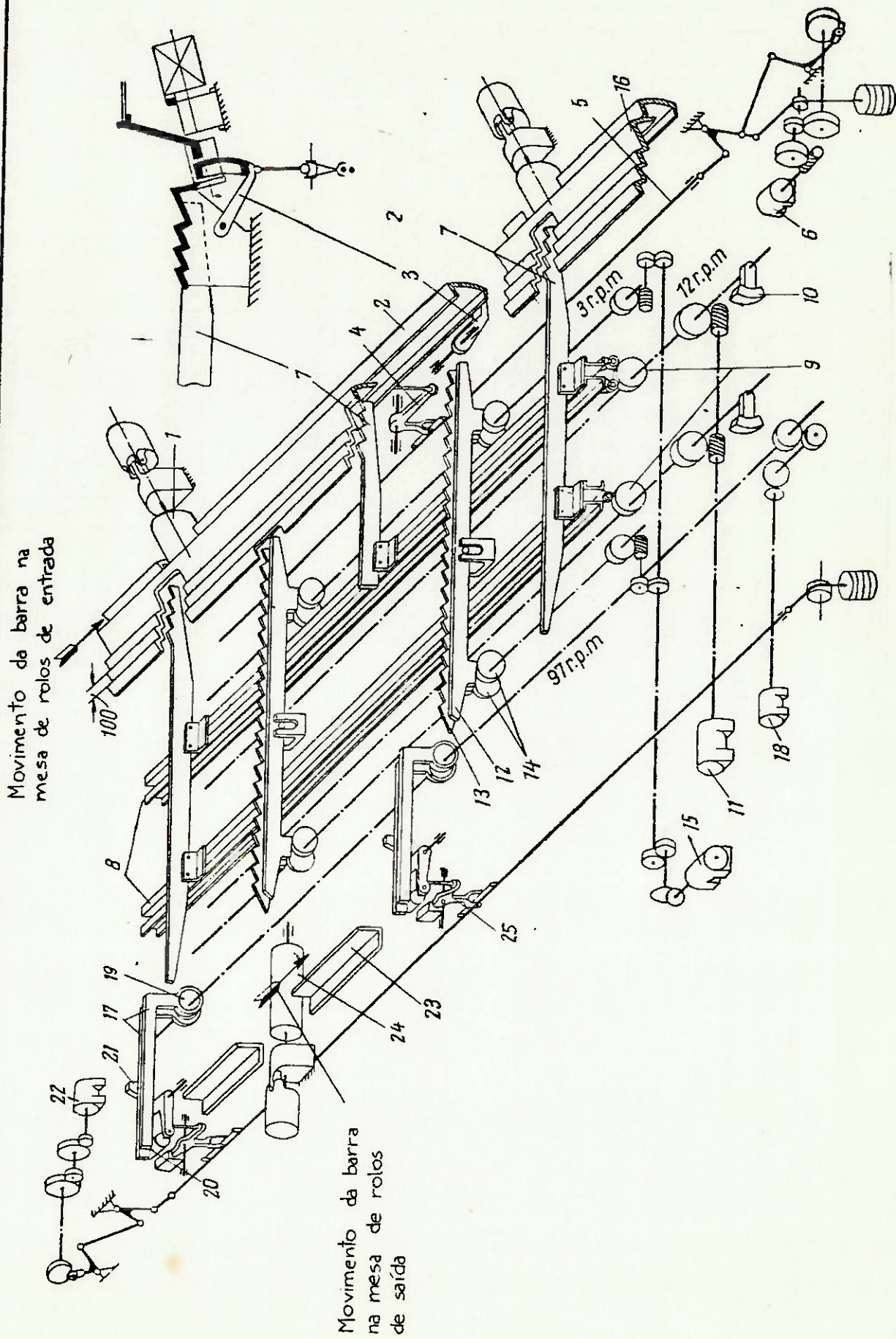


Figura 1.5 - Esquema de um leito de resfriamento para perfis levas do tipo de rêsguas dentadas

Com base nas figuras 1.4. e 1.5, faremos a seguir a descrição de um leito de perfis leves do tipo de réguas dentadas. Pode-se dividi-lo em cinco conjuntos principais:

- Mesa de rolos de entrada
- Dispositivo de carregamento
- Leito propriamente dito
- Dispositivo de descarregamento
- Mesa de rolos de saída

Após sair da última cadeira de laminação, o perfil é cortado em barras por uma tesoura volante, sendo estas transportadas até o leito por uma mesa de rolos de entrada 1. Cada barra cortada é acelerada pela mesa de modo que surja um espaço entre a extremidade final dela e a extremidade inicial da barra subseqüente. O intervalo de tempo associado a esta distância deve ser no mínimo igual ao tempo requerido pelo dispositivo de carregamento para fazer a barra passar para a área de resfriamento, antes que a barra seguinte chegue. No leito de dois lados, as barras são enviadas alternadamente para o leito da direita e para o da esquerda, o que além de atenuar a limitação do tempo de transferência, permite trabalhar com 2 linhas de laminação (ver figura 1.6). Ainda existe o caso onde as barras que se seguem são desviadas para dois passadiços diferentes, como é o caso da figura 1.5.

A barra transportada pela mesa de rolos, após desacelerada e emparelhada com o leito, é transferida para a área de resfriamento pela placa móvel 2, que está presa à alavanca 3. Esta placa é levantada pelo sistema de alavancas 4 através da ação do tirante de união 5 que se estende por todo o comprimento do leito. O seu acionamento é feito pelo motor 6 e transmitido por meio de engrenagens. A barra subsequente pode chegar ao leito sem que a barra anterior tenha sido transferida ainda. Em outras palavras, isto ocorre quando o levantamento da placa móvel 2

somente foi iniciado. Devido à inclinação da mesa de rolos, a barra subsequente move-se pela parte livre dos rolos, apoiando-se sobre a superfície lateral da placa. Desta forma, as duas barras são divididas para dois passadiços diferentes.

Quando a placa é abaixada depois do descarregamento da barra anterior, a barra subsequente desliza pela mesa de rolos assentando-se na placa e ficando, assim, pronta para ser descarregada sobre a grelha de endireitamento 16.

Esta grelha é formada por placas de ferro fundido com formato de dentes de serra e fica do lado da entrada da área de resfriamento, onde as barras estão muito quentes. Nela, as barras endireitam-se pela ação da força peso, de encontro às superfícies das placas. Nos leitos atuais, contrariamente à figura 1.5, as placas apresentam várias aberturas ao longo do seu comprimento para melhor resfriamento da barra.

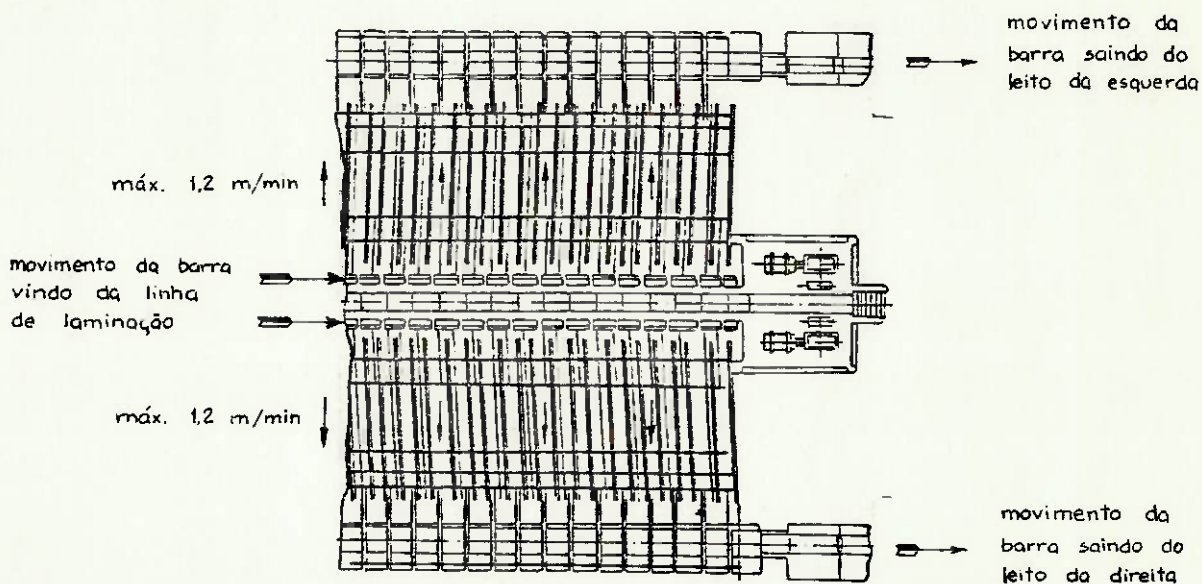


Fig. 1.6 - Vista de Planta de um Leito de Dois Lados (Perfis Leves)

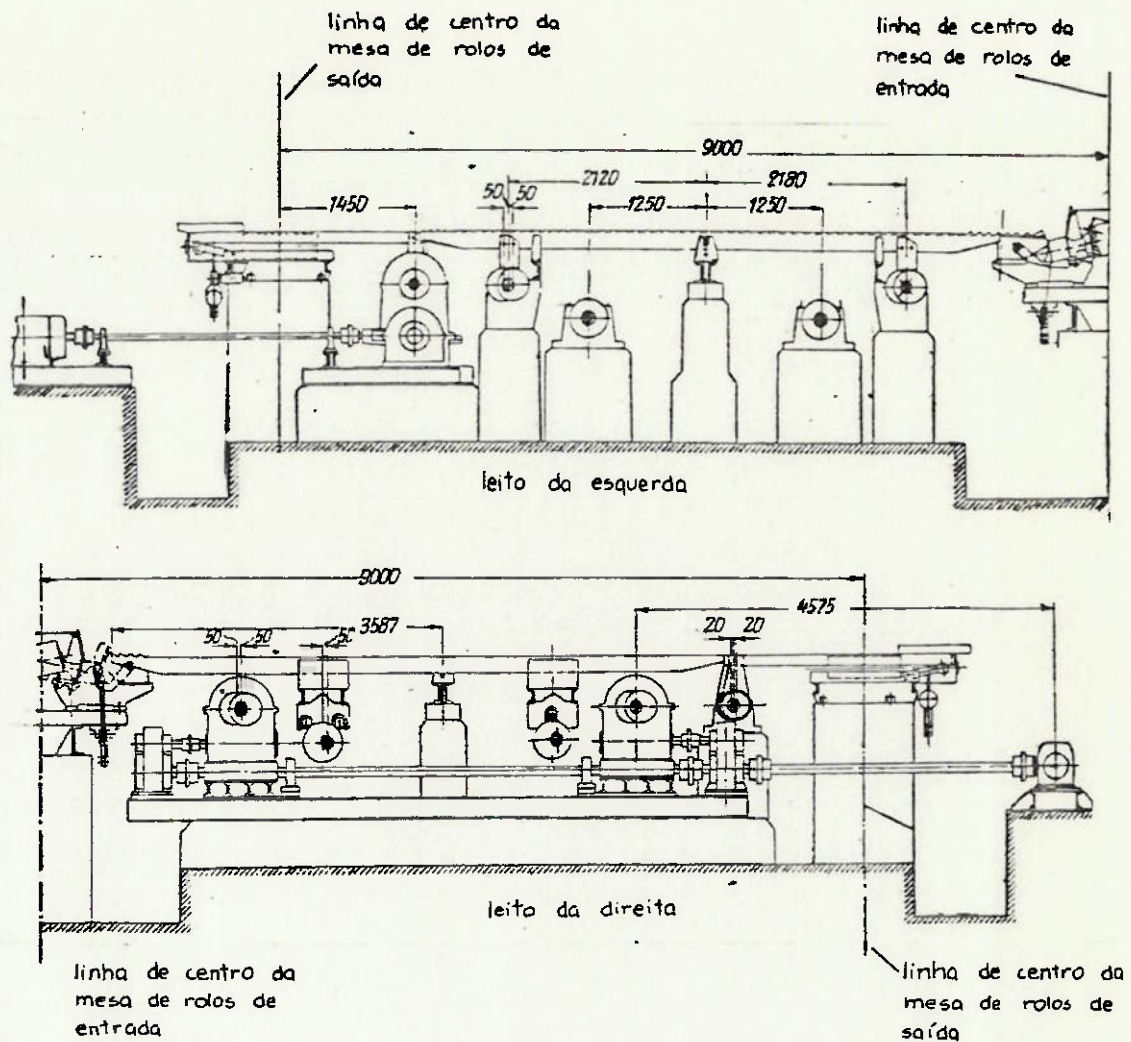


Fig. 1.7 - Vistas de Corte de um Leito de Dois Lados: Leito da Esquerda pelas Rêguas Fixas e Leito da Direita pelas Rêguas Mõveis

Nos leitos de rêguas dentadas, as barras acham-se no fundo de uma longa sêrie de dentes bem alinhados. Existem alternadamente rêguas mõeveis e fixas. Para o avanço das barras, toda a sêrie de rêguas mõeveis se eleva avançando um passo entre dentes e depois abaixa depositando as barras sobre os dentes seguintes das rêguas fixas, o que as endireita e evita que elas adquiram uma flecha maior que a distância entre duas rêguas fixas (ver figura 1.7).

A figura 1.8 apresenta maiores detalhes das rêguas.

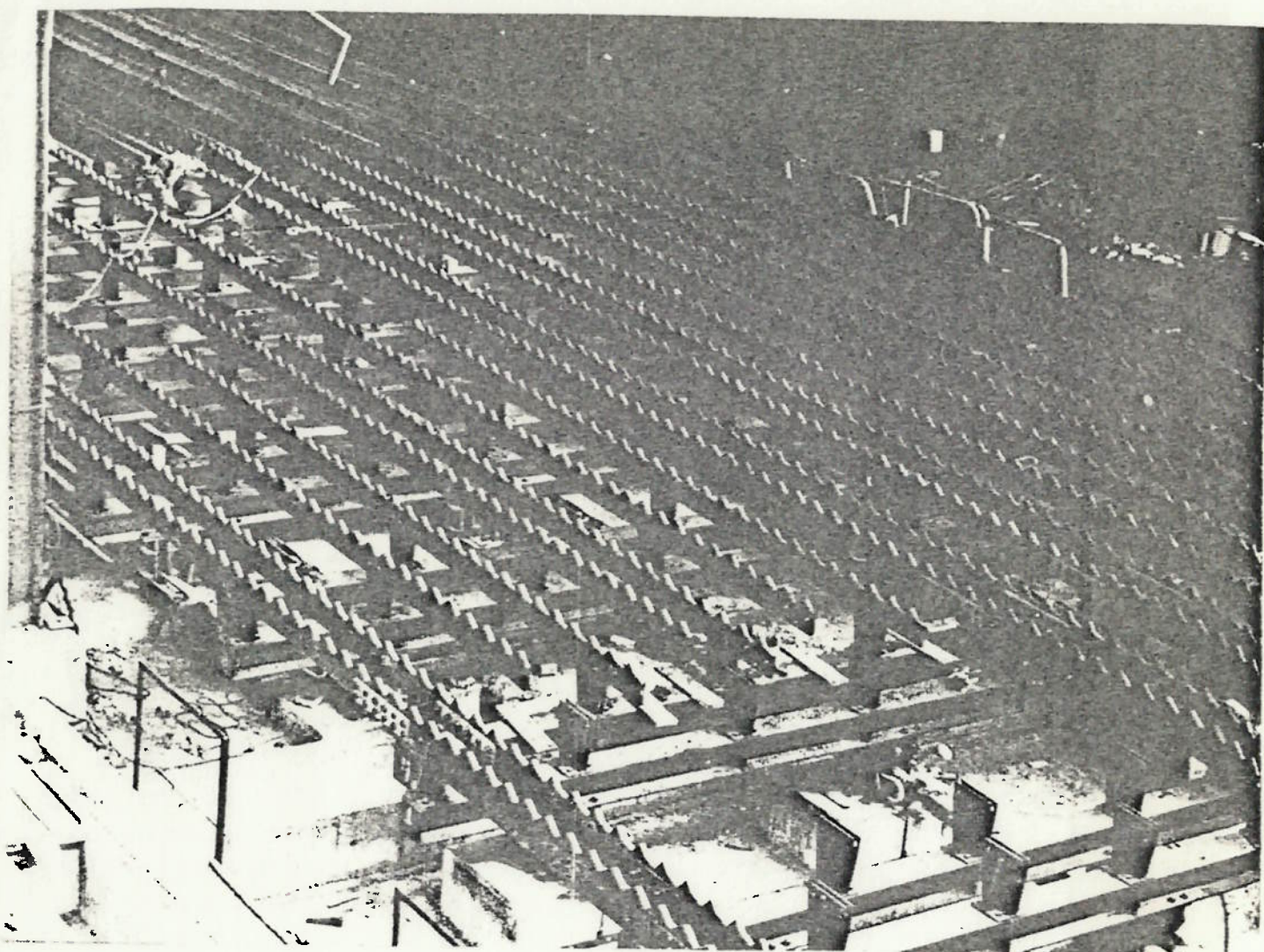


Fig. 1.8 - Conjuntos de Règuas Mòveis e Fixas em Montagem

As règuas mòveis, continuando seu movimento, vêm retomar sua posição de origem, prestes a fazer avançar toda a carga de barras de um encaixe para frente. Sendo assim, a cada rotação

dos excêntricos 9, as rēguas mōveis 7, que no caso da figura so mente s̄o dentadas no começo, deslocam a barra pela grelha de endireitamento e pelas rēguas fixas 12 ou dentadas 13, dependen do do conjunto erguido pelos excêntricos 14. Este sistema duplo de rēguas fixas permite um ajuste na distância entre barras de modo que as condições de resfriamento e de produção possam ser alteradas. Entretanto, na prática, este sistema não é muito con fiável e é adotado um único conjunto de rēguas fixas dentadas.

Num leito as rēguas estão dispostas ligeiramente inclina das em relação à direção de movimento das barras, de tal modo que a barra se apoie sobre as rēguas em diferentes lugares, ao longo do seu comprimento, à medida que avança (ver figura 1.6).

O dispositivo de descarregamento consiste de vários pares de rēguas oscilantes 17 distribuídos ao longo do comprimento do leito. Em cada par, os excêntricos 19 possuem excentricidades diametralmente opostas. Os trechos finais das rēguas são apoia das nos roletes 20. Com a rotação do eixo dos excêntricos, as barras são tiradas da área de resfriamento e avançadas em dire ção à saída. Durante o percurso elas são empacotadas em lotes com a ajuda do batente 21. Depois de formado um lote, os roletes associados ao sistema de alavancas 25 levantam as rēguas osci lantes liberando o lote do batente 21, e este move-se de encon tro ao batente 23. Com o abaixamento das rēguas, o lote é depo sitado sobre a mesa de rolos de saída 24. A seguir o pacote de barras é levado até uma tesoura de corte a frio (ver figura 1.9), que as cortam em comprimentos comerciais para serem despachados então.

A estrutura mecânica de um leito deve ser suficientemente rígida para o bom endireitamento das barras e ela torna-se mais importante para leitões de grande comprimento. O projeto de um leito é complexo, sendo que o peso e o custo das suas partes me cânicas bastante elevados em comparação com o peso e o custo da linha de laminação que a antecede. O tempo de resfriamento in flui em muito na largura e conseqüentemente no tamanho do leito.

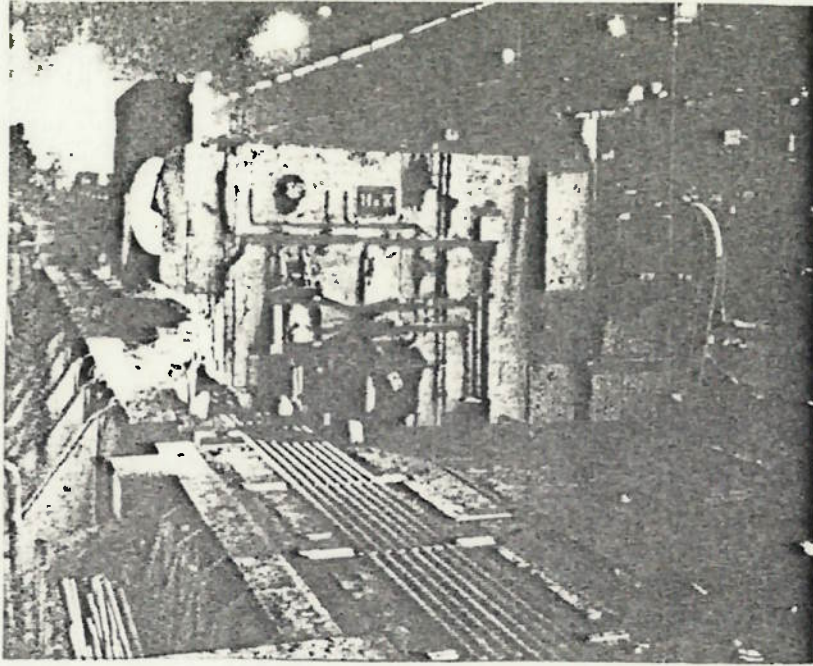


Fig. 1.9 - Tesoura de Corte a Frio no Trecho da Mesa de Rolos de Saída

Sendo assim, é necessário que conheçamos bem o comportamento da curva de resfriamento da barra (temperatura versus tempo) e os fatores que alteram a taxa de resfriamento.

Muitas vezes, no final da linha de laminação, o fator espaço é muito importante e uma redução no tamanho do leito é de sejável. O aumento da produção não pode ser acompanhado por uma ampliação da área do leito. Logo, para um determinado espaço fí sico, a capacidade de resfriamento do leito pode ser otimizada com um escoamento forçado de ar pelas barras através do uso de ventiladores.

A taxa de resfriamento forçado é limitada pela transfor mação metalúrgica e pelas tensões térmicas internas que podem surgir na estrutura do aço. Tratando-se de barras de grande se ção transversal, como é o caso do leito de tarugos, os fenômenos

antes mencionados começam a merecer maior destaque. Embora a microestrutura dos produtos semi-acabados como tarugos não seja tão relevante pelo fato que eles serão reaquecidos posteriormente para nova laminação, é importante que não surjam trincas no material durante o resfriamento. O aparecimento de trincas deve-se às tensões associadas à transformação de fase e tensões térmicas associadas ao gradiente de temperatura.

Cada mudança de fase é acompanhada de uma alteração no volume, que depende da taxa de resfriamento. Este efeito é maior no caso de t $\acute{e}$ mpera, onde o resfriamento brusco causa a transformação da austenita em martensita. Para aços de alto teor de carbono, a mudança de volume é agravada com a elevada dureza da estrutura martensítica. Portanto, para evitar o surgimento de tensões associadas a mudança de volume é preciso que a velocidade de resfriamento permita a transformação total da austenita em ferrita e cementita.

As tensões térmicas surgem quando há gradiente de temperatura no material e elas tendem a se agravar quanto maior for este gradiente. Este gradiente é mais elevado em regime transitório de transferência de calor, como na t $\acute{e}$ mpera por exemplo. A magnitude das tensões residuais é determinada pela diferença de temperatura entre o núcleo e a superfície da barra. Em certos leitos de produtos semi-acabados (ver figura 1.10), a barra, ao passar de um dente para outro, gira de um determinado ângulo ( $90^{\circ}$  para barra quadrada) de modo que a superfície seja resfriada por igual, seja através de escoamento forçado ou natural de ar.

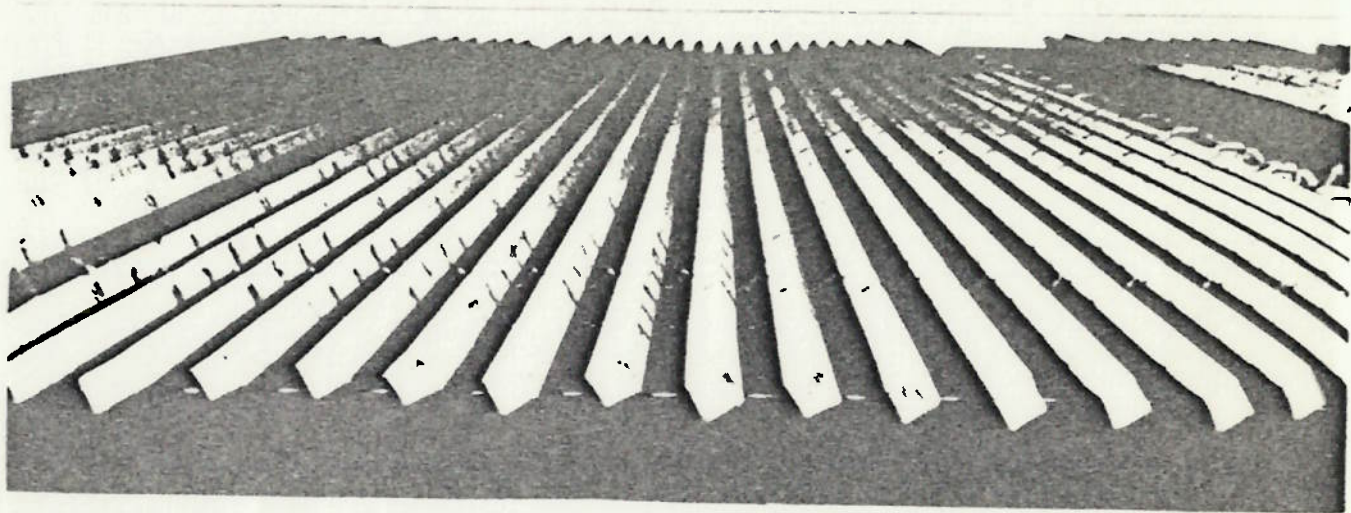


Fig. 1.10 - Leito de Resfriamento de Produtos Semi-Acabados  
com o Giro dos Tarugos

## 2. ASPECTOS TEÓRICOS

### 2.1 CONVECÇÃO

A transferência de calor por convecção pode ser expressa através da lei de Newton de resfriamento

$$q = h \cdot A \cdot (T_p - T_\infty) \quad (2-1)$$

onde:

$q$  = fluxo de calor, em W

$A$  = área da superfície, em  $m^2$

$h$  = coeficiente de transferência de calor por convecção, em  $W/m^2 \cdot ^\circ C$

$T_p$  = temperatura da superfície ou da parede, em  $^\circ C$

$T_\infty$  = temperatura ambiente ou temperatura do escoamento livre, em  $^\circ C$ .

Os coeficientes médios de transferência de calor em escoamento cruzado são dados por relações empíricas obtidas de dados experimentais. A análise dimensional é usada correlação destes dados.

O número adimensional de Nusselt,  $Nu$ , relaciona as seguintes variáveis

$$Nu = \frac{h \cdot d}{K} \quad (2-2)$$

onde:

$h$  = coeficiente médio de transferência de calor, em  $W/m^2 \cdot ^\circ C$

$d$  = dimensão característica, em m

$K$  = condutividade térmica avaliada à temperatura de película, em  $W/m \cdot ^\circ C$ .

Devido à existência de variação no valor das propriedades entre a superfície e as condições de escoamento livre, as propriedades são avaliadas à temperatura de película,  $T_f$ , dada pela média aritmética entre a temperatura da superfície e a temperatura do escoamento livre:

$$T_f = \frac{T_p + T_\infty}{2} \quad (2-3)$$

O número adimensional de Prandtl,  $Pr$ , relaciona as difusões de quantidade de movimento e de calor no fluido, e é dado por:

$$Pr = \frac{C_p \cdot \mu}{K} \quad (2-4)$$

onde:

$C_p$  = calor específico a pressão constante, em  $J/Kg^{\circ}C$

$\mu$  = viscosidade dinâmica, em  $Kg/m.s$

$K$  = condutividade térmica, em  $W/m^{\circ}C$

### 2.1.1 Convecção natural

O número adimensional de Grashof,  $Gr$ , representa a relação entre as forças de empuxo e as forças viscosas na convecção natural. Este número é análogo ao número de Reynolds da convecção forçada, sendo usado como critério para a transição da camada limite laminar para turbulenta. Ele é dado pela seguinte relação:

$$Gr = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_p - T_\infty) \cdot d^3}{\nu^2} \quad (2-5)$$

onde:

$g$  = aceleração da gravidade, em  $m/s^2$

$\beta$  = coeficiente de expansão volumétrica, em  $k^{-1}$

$T_p$  = temperatura da superfície, em  $K$

$T_\infty$  = temperatura do ambiente, em  $K$

$d$  = dimensão característica, em m  
 $\nu$  = viscosidade cinemática, em  $m^2/s$ , avaliada à temperatura de película.

Considerando o ar como gás ideal, o coeficiente de expansão volumétrica pode ser calculado através de

$$\beta = \frac{1}{T_f} \quad (2-6)$$

onde  $T_f$  é a temperatura de película em K.

As propriedades do ar  $K$ ,  $\nu$  e  $Pr$  são dadas na tabela A.1 do apêndice (ver item 6.1) em função de  $T_f$ .

O coeficiente médio de transferência de calor na convecção natural em cilindros horizontais pode ser dado pela relação [ 6 ].

$$Nu^{1/2} = 0,60 + 0,387 \cdot \left\{ \frac{Gr \cdot Pr}{[1 + (0,559/Pr)^{9/16}]^{16/9}} \right\}^{1/6} \quad (2-7)$$

válida para  $10^{-5} < Gr \cdot Pr < 10^{12}$

O produto  $Gr \cdot Pr$  sendo menor que  $10^9$  indica escoamento em regime laminar.

Para convecção natural em barras horizontais de seção quadrada, o coeficiente médio de transferência de calor é dado por [ 7 ].

$$Nu = 0,45 \cdot Gr^{0,28} \quad (2-8)$$

válida para  $1 \times 10^6 < Gr < 4 \times 10^7$ , independente da disposição da barra sobre o leito. Esta disposição pode ser vista na figura 2.1.

As propriedades das equações (2-7) e (2-8) devem ser avaliadas à temperatura de película.

Outras relações equivalentes de coeficientes médios de transferência de calor por convecção natural podem ser encontradas nas referências [ 8 ], [13 ] e [ 14 ].

### 2.1.2 Convecção forçada

O número adimensional de Reynolds, Re, relaciona as forças de inércia e as forças viscosas na convecção forçada, e é dado por:

$$Re = \frac{v \cdot d}{\nu} \quad (2-9)$$

onde:

v = velocidade do fluido não-perturbado (ar), em m/s

d = dimensão característica, em m

$\nu$  = viscosidade cinemática, em  $m^2/s$

O coeficiente médio de transferência de calor por convecção forçada em cilindros horizontais é dado por [ 8 ]

$$Nu = C \cdot Re^n \cdot Pr^{1/3} \quad (2-10)$$

onde as constantes C e n são apresentadas na tabela 2.1, em função do valor de Re.

TABELA 2.1 - CONSTANTES USADAS NA RELAÇÃO (2-10)

Re	C	n
0,4 - 4	0,891	0,33
4 - 40	0,821	0,385
40 - 4000	0,615	0,466
4000 - 40.000	0,174	0,618
40.000 - 400.000	0,0239	0,805

As barras de seção quadrada podem estar dispostas sob duas formas, dependendo do tipo de leito. Na figura 2.1, observamos as disposições de lado e diagonal.

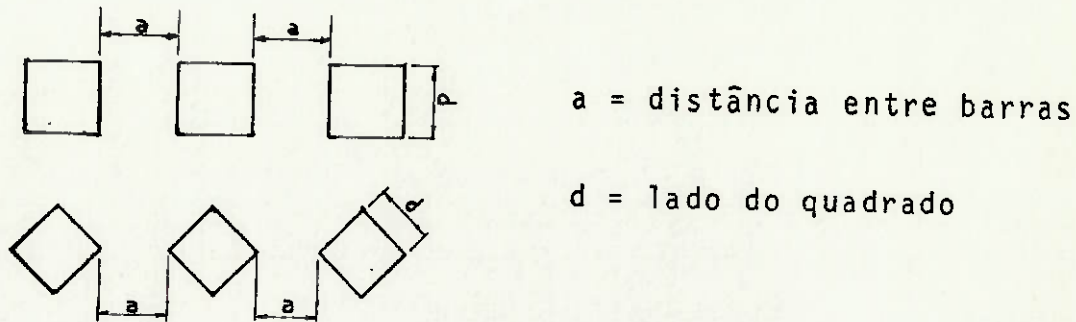


Fig. 2.1 - Tipos de Disposição da Barra sobre o Leito: de Lado e Diagonal

Os coeficientes médios de transferência de calor por convecção forçada são dados logo a seguir pelas equações (2-11), (2-12), (2-13) e (2-14) para ambas as disposições [ 7 ]. As propriedades devem ser avaliadas à temperatura de película.

Disposição em lado:

$$Nu = 0,185 \cdot Re^{0,59} \quad \text{para } 0,33 \leq a/d \leq 0,7 \quad (2-11)$$

$$Nu = 0,0415 \cdot Re^{0,7} \quad \text{para } 1,33 \leq a/d \leq 2,0 \quad (2-12)$$

Disposição em diagonal:

$$Nu = 0,309 \cdot Re^{0,55} \quad \text{para } 0,33 \leq a/d \leq 0,7 \quad (2-13)$$

$$Nu = 0,025 \cdot Re^{0,76} \quad \text{para } 1,33 \leq a/d \leq 2,0 \quad (2-14)$$

As quatro equações acima são válidas para

$$1 \times 10^4 \leq Re \leq 2 \times 10^5$$

## 2.2 RADIAÇÃO

### 2.2.1 Propriedades da radiação

O corpo negro ou superfície negra é um ente matemático com as seguintes características:

- absorve toda a radiação incidente, qualquer que seja o seu comprimento de onda.
- para uma temperatura e um comprimento de onda dados, a emissão de energia de uma superfície negra representa o limite de emissão de qualquer superfície.
- o corpo negro é uma superfície difusa, isto é, emite igualmente em todas as direções.

O poder emissivo de um corpo negro  $E_n$  é dado pela lei de Stefan-Boltzmann.

$$E_n = \sigma \cdot T^4 \quad (2-15)$$

onde:

$E_n$  = poder emissivo de um corpo negro, em  $W/m^2$

$\sigma$  = constante de Stefan-Boltzmann que vale

$$\sigma = 5,669 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2 \text{K}^4$$

$T$  = temperatura, em K

As características acima enunciadas para a superfície negra não são extensivas às superfícies reais. Nestas, nem toda a energia que atinge a superfície é absorvida; parte dela é refletida.

As superfícies reais emitem menos radiação do que as superfícies negras ideais. Sendo assim, a emissividade monocromática de uma superfície  $\epsilon_\lambda$  é definida como a relação entre o poder emissivo monocromático dela e o poder emissivo monocromá-

tico de um corpo negro à mesma temperatura e mesmo comprimento de onda. Portanto, a emissividade de um material varia com a temperatura e o comprimento de onda da radiação. Uma superfície cinzenta ou corpo cinzento é definida como aquela cuja emissividade monocromática é independente do comprimento de onda, ou seja

$$\epsilon_{\lambda} = \text{constante} = \text{emissividade } \epsilon$$

Para análises dos problemas de radiação, as superfícies são geralmente consideradas como corpos cinzentos, com as emissividades tomadas como o valor médio integrado em todos os comprimentos de onda. A análise da troca de radiação para uma superfície real é tão complicada que a simplificação introduzida pela hipótese de corpo cinzento é justificada pela sua utilidade prática.

A emissividade para barras de aço oxidadas varia em função da temperatura superficial conforme as seguintes expressões [ 7 ]:

$$\epsilon = 0,76225 - 0,816 \times 10^{-4} \cdot \frac{T}{^{\circ}\text{C}} \quad \text{para } 100^{\circ}\text{C} < T < 800^{\circ}\text{C} \quad (2-16)$$

$$\epsilon = 0,43537 + 0,327 \times 10^{-3} \cdot \frac{T}{^{\circ}\text{C}} \quad \text{para } 800^{\circ}\text{C} \leq T < 1000^{\circ}\text{C} \quad (2-17)$$

Para valores de T fora dos intervalos acima, admitiremos  $\epsilon = 0,8$  [ 3 ].

A radiosidade J de um corpo cinzento e opaco é a radiação total que deixa a sua superfície, sendo constituída pela soma das energias emitida e refletida.

### 2.2.2 Fator de forma de radiação

Sejam  $A_1$  e  $A_2$  duas superfícies negras. Sendo somente

função de fatores geométricos, o fator de forma de radiação é definido por:

$F_{1-2}$  = fração de energia que deixa a superfície 1 e atinge a superfície 2

$F_{2-1}$  = fração de energia que deixa a superfície 2 e atinge a superfície 1

A relação de reciprocidade é dada por:

$$A_1 \cdot F_{1-2} = A_2 \cdot F_{2-1} \quad (2-18)$$

Pela figura 2.2, para um envoltório de  $n$  superfícies, segue que toda a energia que deixa a superfície  $i$ , deve atingir as outras superfícies do envoltório, ou seja,

$$\sum_{j=1}^n F_{i-j} = 1 \quad (2-19)$$

se a superfície  $i$  for convexa, então  $F_{i-i} = 0$ .

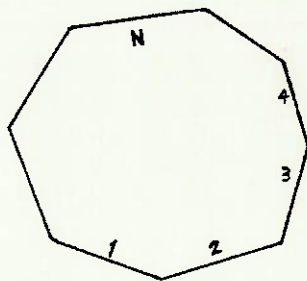


Fig. 2.2 - Envoltórios de  $n$  Superfícies

Embora o fator de forma seja definido para superfícies ne gras, pode-se também aplicá-lo para superfícies cinzentas desde que algumas restrições sejam feitas. Estas últimas devem ser difusas, e a radiosidade e a irradiação (radiação total incidente) devem ser uniformes ao longo da superfície.

O método do barbante de Hottel é uma das maneiras de se determinar o fator de forma de radiação.

Na figura 2.3 temos o corte transversal de vários corpos de grande comprimento e paralelamente dispostos. As linhas tracejadas representam barbantes que uniriam os pontos indicados.

O fator de forma em termos de comprimento dos barbantes é dado pela expressão:

$$F_{2-1} \cdot F_{1-2} = \frac{ABCD + FE + FD - DIE - FGHA}{2}$$

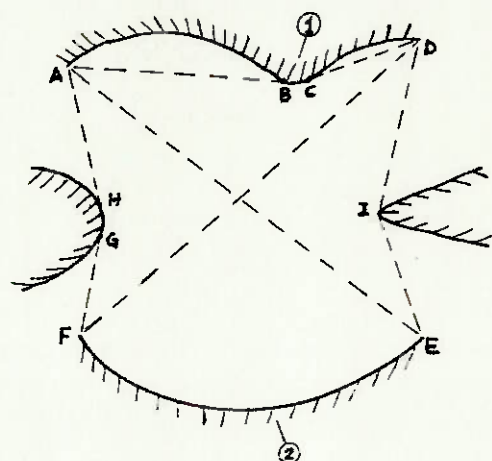


Fig. 2.3 - Método do Barbante de Hottel para Determinação do Fator de Forma

Temos a seguir a determinação do fator de forma entre duas barras de seção circular. É importante ressaltar que o fator de forma deduzido é relativo a porções das áreas cilíndricas das barras que se vêem mutuamente.

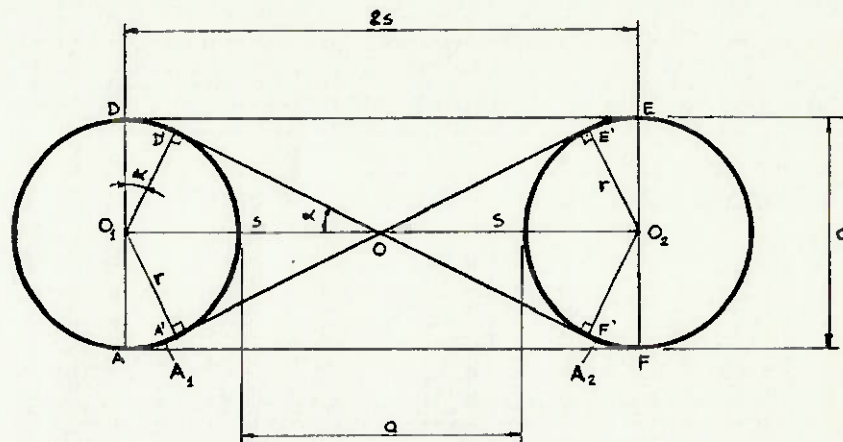


Fig. 2.4 - Corte Transversal de 2 Barras de Seção Circular

Na figura acima:

$r$  = raio do cilindro

$d$  = diâmetro do cilindro

$2s$  = distância entre centros das barras

$a$  = distância entre barras

$A_1$  = porção da barra paralela à barra 2 e vista por  $A_2$

$A_2$  = porção da barra paralela à barra 1 e vista por  $A_1$

Aplicando o método do barbante de Hottel, temos:

$$F_{1-2} = \frac{(\overline{AA'E'E} + \overline{DD'FF'}) - (\overline{DE} + \overline{AF})}{2 \cdot \overline{AD}} \quad (a)$$

Pelo  $\Delta D'O_1O$ , tiramos as relações

$$\text{sen } \alpha = \frac{r}{s}$$

$$\overline{D'O} = \overline{A'O} = \overline{E'O} = \overline{F'O} = \sqrt{s^2 - r^2} \quad (b)$$

Os arcos são dados por

$$\widehat{DD'} = \widehat{EE'} = \widehat{AA'} = \widehat{FF'} = r \cdot \text{arsen} \alpha = r \cdot \text{arcsen} \left( \frac{r}{s} \right) \quad (c)$$

Temos ainda

$$\widehat{AD} = \pi r \quad (d)$$

$$\overline{DE} = \overline{AF} = 2s \quad (e)$$

Substituindo (b), (c), (d) e (e) em (a), vem:

$$F_{1-2} = \frac{4 \cdot [r \cdot \text{arcsen}(r/s) + \sqrt{s^2 - r^2}] - 4s}{2\pi r}$$

$$F_{1-2} = \frac{2}{\pi} \left[ \frac{\sqrt{s^2 - r^2}}{r} + \text{arcsen} \left( \frac{r}{s} \right) - \frac{s}{r} \right]$$

$$F_{1-2} = \frac{2}{\pi} \left[ \sqrt{\frac{s^2}{r^2} - 1} - \frac{s}{r} + \text{arcsen} \left( \frac{r}{s} \right) \right] \quad (f)$$

A relação  $s/r$  pode ser transformada em

$$\frac{s}{r} = \frac{2s}{2r} = \frac{2s}{d} = \frac{a+2r}{d} = \frac{a+d}{d} \quad (g)$$

Substituído (g) em (f), resulta o fator de forma entre barras de seção circular

$$F_{1-2} = \frac{2}{\pi} \left[ \sqrt{\left( \frac{a+d}{d} \right)^2 - 1} - \frac{a+d}{d} + \text{arcsen} \left( \frac{d}{a+d} \right) \right] \quad (2-20)$$

Baseando-se na figura 2.5, será deduzida a expressão que calcula o fator de forma entre barras de seção quadrada em disposição diagonal.

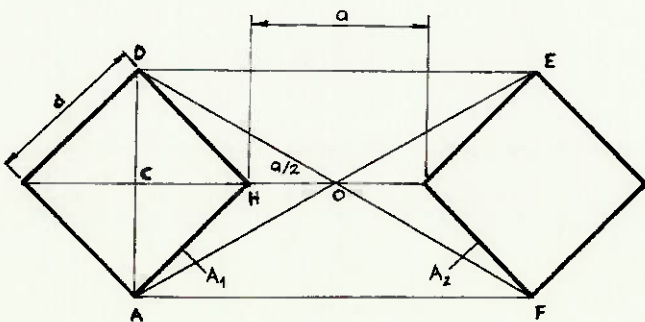


Fig. 2.5 - Corte Transversal de 2 Barras de Seção Quadrada em Diagonal sobre o Leito

Na figura 2.5:

$d$  = lado do quadrado

$a$  = distância entre barras

$A_1$  = porção da barra paralela à barra 2 e vista por  $A_2$

$A_2$  = porção da barra paralela à barra 1 e vista por  $A_1$

Aplicando o método do barbante de Hottel, temos:

$$F_{1-2} = \frac{(\overline{AE} + \overline{DF}) - (\overline{DE} + \overline{AF})}{2 \cdot \overline{AH}} \quad (a)$$

Os catetos do  $\triangle ACH$  valem

$$\overline{AC} = \overline{CH} = \frac{d \cdot \sqrt{2}}{2}$$

No  $\triangle ACO$  temos:

$$\overline{AO} = \sqrt{\overline{CO}^2 + \overline{AC}^2}$$

$$\overline{AO} = \sqrt{\left(\frac{d\sqrt{2}}{2} + \frac{a}{2}\right)^2 + \left(\frac{d\sqrt{2}}{2}\right)^2}$$

Como  $\overline{AE} = 2 \cdot \overline{AO}$ , vem:

$$\overline{AE} = 2 \cdot \sqrt{\frac{d^2}{2} + \frac{a \cdot d\sqrt{2}}{2} + \frac{a^2}{4} + \frac{d^2}{2}}$$

$$\overline{DF} = \overline{AE} = \sqrt{4d^2 + 2 \cdot a \cdot d\sqrt{2} + a^2} \quad (b)$$

Temos ainda:

$$\overline{DE} = \overline{AF} = \frac{d\sqrt{2}}{2} + a + \frac{d\sqrt{2}}{2} = d\sqrt{2} + a \quad (c)$$

$$\overline{AH} = \overline{AH} + \overline{HD} = 2d \quad (d)$$

Substituindo (b), (c) e (d) em (a), temos o fator de forma entre barras de seção quadrada em disposição diagonal

$$F_{1-2} = \frac{2 \sqrt{4d^2 + 2 \cdot a \cdot d\sqrt{2} + a^2} - 2(a+d\sqrt{2})}{4d}$$

$$F_{1-2} = \frac{\sqrt{4d^2 + 2 \cdot a \cdot d\sqrt{2} + a^2} - (a+d\sqrt{2})}{2d} \quad (2-21)$$

A expressão que dá o fator de forma entre barras de seção quadrada em disposição de lado será determinada a seguir, observando a figura 2.6.

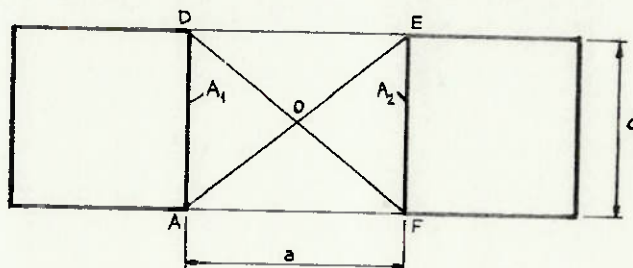


Fig. 2.6 - Corte Transversal de 2 Barras de Seção Quadrada em Disposição de Lado sobre o Leito

Temos na figura acima:

$d$  = lado do quadrado

$a$  = distância entre barras

$A_1$  = porção da barra paralela à barra 2 e vista por  $A_2$

$A_2$  = porção da barra paralela à barra 1 e vista por  $A_1$

Utilizando o método do barbante de Hottel, temos:

$$F_{1-2} = \frac{(\overline{AE} + \overline{DF}) - (\overline{DE} + \overline{AF})}{2 \cdot \overline{AD}}$$

NO  $\triangle ADF$ , temos

$$DF = \sqrt{AD^2 + AF^2} = \sqrt{d^2 + a^2}$$

Logo, o fator de forma entre barras de seção quadrada em disposição de lado vale

$$F_{1-2} = \frac{2 \sqrt{d^2 + a^2} - 2a}{2d}$$

$$F_{1-2} = \frac{\sqrt{d^2 + a^2} - a}{d} \quad (2-22)$$

### 2.2.3 TROCA DE CALOR POR RADIAÇÃO ENTRE SUPERFÍCIES CINZENTAS, DIFUSAS E OPACAS

A transferência líquida de radiação  $q_{1 \rightarrow 2}$  entre duas superfícies cinzentas, difusas e opacas é dada pela seguinte expressão:

$$q_{1 \rightarrow 2} = A_1 \cdot F_{1-2} (J_1 - J_2) \quad (2-23)$$

onde  $J_1$  e  $J_2$  são as radiosidades das superfícies 1 e 2 respectivamente.

A relação (2-23) pode ser melhor explicada através de uma analogia elétrica. O fluxo de corrente através de uma resistência é dada pela equação:

$$\text{fluxo de corrente} = \frac{\text{diferença de potencial}}{\text{resistência}}$$

Então a expressão (2-23) fica:

$$q_{1 \rightarrow 2} = \frac{J_1 - J_2}{1/A_1 F_{1-2}} \quad (2-24)$$

onde podemos identificar uma resistência "espacial"  $1/A_1 F_{1-2}$

entre os potenciais  $J_1$  e  $J_2$ . A resistência "espacial" está associada ao fator de forma de radiação.

A troca de calor por radiação  $q_{1 \rightleftharpoons 2}$  pode ser dada também em termos de fluxo através de uma resistência "superficial" interna  $(1-\epsilon_1)/A_1\epsilon_1$  entre os potenciais  $En_1$  e  $J_1$

$$q_{1 \rightleftharpoons 2} = \frac{En_1 - J_1}{(1-\epsilon_1)/A_1\epsilon_1} = \frac{J_2 - En_2}{(1-\epsilon_2)A_2\epsilon_2} \quad (2-25)$$

A resistência interna aparece em virtude da superfície ser negra.

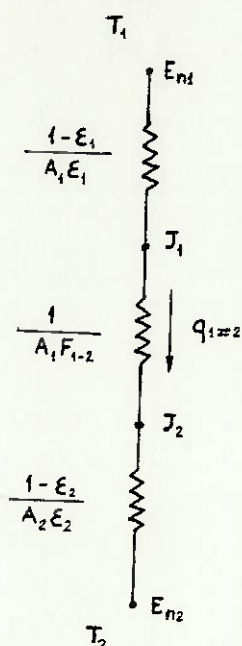


Figura 2.7 - ANALOGIA ELÉTRICA

Logo  $q_{1 \rightleftharpoons 2}$  pode ser considerada como uma corrente passando pelas resistências em série, com os nós potenciais indicados na figura 2.7.

Temos então:

$$q_{1 \rightleftharpoons 2} = \frac{En_1 - En_2}{\frac{1-\epsilon_1}{A_1\epsilon_1} + \frac{1}{A_1F_{1-2}} + \frac{1-\epsilon_2}{A_2\epsilon_2}} = \frac{(T_1^4 - T_2^4)}{\frac{1-\epsilon_1}{A_1\epsilon_1} + \frac{1}{A_1F_{1-2}} + \frac{1-\epsilon_2}{A_2\epsilon_2}} \quad (2-26)$$

Para um corpo pequeno com área  $A_1$  completamente envolvido por um ambiente grande, temos  $A_1/A_2 \rightarrow 0$  e  $F_{1-2} \approx 1,0$ . A expressão (2-26) fica então:

$$q_{1 \rightarrow 2} = \frac{\sigma(T_1^4 - T_2^4)}{\frac{1}{A_1} \left[ \frac{1}{\epsilon_1} - 1 + \frac{1}{F_{1-2}} + \frac{A_1}{A_2} \left( \frac{1}{\epsilon_2} - 1 \right) \right]} \quad (2-27)$$

$$q_{1 \rightarrow 2} = A_1 \cdot \epsilon_1 \cdot \sigma \cdot (T_1^4 - T_2^4) \quad (2-28)$$

Fazendo analogia com o processo de transferência de calor por convecção, podemos definir um coeficiente de transferência de calor por radiação  $h_r$  na forma:

$$q_{1 \rightarrow 2} = h_r \cdot A_1 \cdot (T_1 - T_2) \quad (2-29)$$

Ocorrendo os dois tipos de troca de calor, o calor total transferido é dado, então, pela soma da convecção e radiação

$$q = h_t \cdot A_1 (T_p - T_\infty) = (h + h_r) \cdot A_1 (T_p - T_\infty) \quad (2-30)$$

se admitirmos que a segunda superfície de troca de calor seja um involucro à mesma temperatura do meio.

Na fórmula acima,  $h_t$  é o coeficiente total de transferência de calor.

### 2.3 ANÁLISE CONCENTRADA

A análise concentrada admite uma distribuição uniforme de temperatura ao longo de todo o corpo sólido. Trata-se de um modelo ideal para o sistema em estudo, pois, na verdade, um gradiente de temperatura deve existir no material se houver condução de calor através dele. Uma distribuição de temperatura razoavelmente uniforme ocorre quando a resistência à transferência de calor por condução for pequena se comparada à resistência de convecção e radiação na superfície, de tal forma que o maior gradiente de temperatura ocorra através da película de fluido junto à superfície.

Matematicamente, a análise concentrada é válida quando é satisfeita a seguinte condição:

$$B_1 = \frac{h_t \cdot (V/A)}{K_M} < 0,1 \quad (2-31)$$

onde:

$B_i$  = número adimensional de Biot

$h_t$  = coeficiente total de transferência de calor, em  $W/m^2 \cdot ^\circ C$

$K_M$  = condutividade térmica do material, em  $W/m \cdot ^\circ C$

$V$  = volume, em  $m^3$

$A$  = área da superfície, em  $m^2$

Obs.: geralmente o número de Biot está relacionado com o coeficiente de transferência de calor por convecção, mas seu conceito é estendido aqui para radiação também.

### 3 MODELAMENTO MATEMÁTICO

#### 3.1 Cálculos Preliminares

Verificamos a seguir a validade da análise concentrada, considerando as condições mais desfavoráveis, nas quais a diferença de temperatura entre a superfície e o núcleo da barra é maior. Estas condições são:

- barra de seção quadrada 150x150mm
- temperatura do ambiente  $T_{\infty} = 20^{\circ}\text{C} = 293\text{K}$
- convecção forçada com velocidade do ar  $v = 16\text{m/s}$
- barra em disposição diagonal com  $a/d = 0,33$  até  $0,70$
- temperatura de entrada no leito  $T_p = 1000^{\circ}\text{C} = 1273\text{K}$

A temperatura de película é dada por:

$$T_f = \frac{T_p + T_{\infty}}{2} = \frac{1273 + 293}{2} = 783 \text{ k}$$

Com o valor de  $T_f$  é feita uma interpolação linear entre os valores da tabela A.1 (ver apêndice) para se chegar às propriedades do ar:

$$v = 79,4 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$K = 0,05687 \text{ W/m}^{\circ}\text{C}$$

O número de Reynolds vale:

$$\text{Re} = \frac{v \cdot d}{\nu} = \frac{16 \times 0,15}{79,4 \times 10^{-6}} = 30227$$

sendo  $\text{Nu} = 0,309 \cdot \text{Re}^{0,55}$  e  $\text{Nu} = \frac{h \cdot d}{K}$ , temos para convecção:

$$h = \frac{k}{d} \times 0,309 \times \text{Re}^{0,55} = \frac{0,05687}{0,15} \times 0,309 \times 30227^{0,55} = 34,1 \text{ W/m}^2\text{C}$$

Para a radiação, simplificaremos admitindo que não existem bar ras vizinhas. Então, utilizando as relações (2-28) e (2-29), vem:

$$h_r = \frac{\epsilon \cdot \sigma \cdot (T_p^4 - T_\infty^4)}{(T_p - T_\infty)} = \frac{0,8 \times 5,669 \times 10^{-8} \times (1273^4 - 293^4)}{(1273 - 293)} = 121,2 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Logo:

$$h_t = h + h_r = 34,1 + 121,2 = 155,3 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Com  $V = d^2L$ ,  $A = 4dL$  e  $K_M = 29 \text{ W/m}^\circ\text{C}$  a  $1000^\circ\text{C}$ , temos:

$$Bi = \frac{h_T(V/A)}{K_M} = \frac{h_T \cdot d/4}{K_M} = \frac{155,3 \times 0,15}{4 \times 29} = 0,2$$

O resultado acima mostra-nos que  $Bi > 0,1$  nas condições consideradas, sendo que ele será menor que 0,1 para temperaturas menores que  $725^\circ\text{C}$ . Isto significa que para temperaturas maiores que  $725^\circ\text{C}$ , existem diferenças significativas de temperatura entre o núcleo e a superfície, que chegam a atingir a ordem de 15% de diferença. No entanto, mesmo assim, ainda será adotada a hipótese de análise concentrada para o cálculo de resfriamento. A rigor, dever-se-ia usar o método numérico de diferenças finitas aplicado a sistemas bidimensionais com condições de contorno (radiação e convecção) variando com o tempo. Este método consiste em dividir a seção transversal em incrementos iguais nas direções x e y, construindo assim, uma malha de quadrados. A idéia é de aproximar incrementos diferenciais na temperatura dos elementos nodais para obtenção da distribuição da temperatura.

### 3.2 - HIPÓTESES

Serão adotadas as seguintes hipóteses para os modelamentos ra temáticos:

- análise concentrada (ver item 3.1)
- meio não participante, isto é, ele transmite toda a energia de radiação, não absorve nada e é transparente.

- as superfícies que trocam calor são difusas e cinzentas.
- a radiosidade e a irradiação são uniformes ao longo de ca da superfície.
- os componentes mecânicos ao redor das barras , a fundação e toda a área industrial constituem-se no meio am-biente.
- como as partes da barra em contato com as rêguas são muito pequenas em comparação com a sua superfície total, a transferência de calor por condução será pequena e desprezível em relação às transferências por radiação e convecção, sendo que somente estas últimas serão consideradas para o equacionamento do problema.
- o efeito do movimento da barra pelas rêguas do leito sobre a troca de calor será desprezado. Entre uma transferência e outra pelos dentes, a barra pãra e permanece em repouso, sendo a velocidade média de avanço baixa.

Além das hipóteses acima, admitiremos como referência para as análises de resfriamento, que a barra entra na área de resfriamento à temperatura de  $1000^{\circ}\text{C}$  e que o seu material constituinte seja o aço para construção mecânica RSt42 (0.23%C, 0.11%Si, 0.635%Mn e 0.074%Ni) com massa específica  $\rho = 7850 \text{ kg/m}^3$ . Os valores do calor específico deste aço em função da temperatura estão no item 6.2 do apêndice.

### 3.3 - MODELOS MATEMÁTICOS

#### 3.3.1 - Modelo I: resfriamento natural ou forçado de barras de seção circular

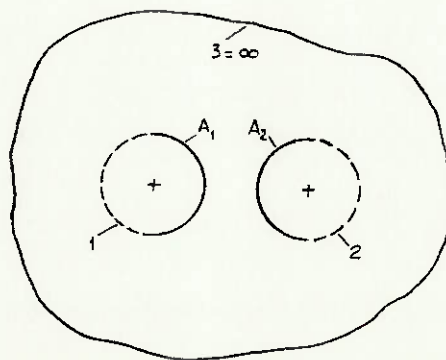


Fig. 3.1 - ENVOLTÓRIO COM AS SEÇÕES TRANSVERSAIS DE DUAS BARRAS.

Consideremos o envoltório da figura 3.1, constituído pelas barras 1 e 2, e o meio ambiente 3.

Temos pela relação (2-19) que:

$$F_{1-2} + F_{1-3} = 1$$

Tomando o índice 2 da expressão (2-27) como sendo o meio ambiente 3, temos:

$$q_{1 \rightarrow 3} = \frac{\delta (T_1^4 - T_3^4)}{\frac{1}{A_1} \left[ \frac{1}{\epsilon_1} - 1 + \frac{1}{F_{1-3}} + \frac{A_1}{A_3} \left( \frac{1}{\epsilon_3} - 1 \right) \right]}$$

Sendo  $A_1$  igual à metade da área  $A$  da superfície da barra [ ver dedução da expressão (2-20) ],  $A_1/A_3 \ll 0$  e  $F_{1-3} = 1 - F_{1-2} = 1 - F$ , vem que o calor perdido por  $A_1$  para o meio vale:

$$q_{1 \rightarrow 3} = \frac{A \cdot \delta \cdot (T_1^4 - T_3^4)}{2 \left[ \frac{1}{\epsilon} + \frac{1}{1-F} - 1 \right]} \quad (3-1)$$

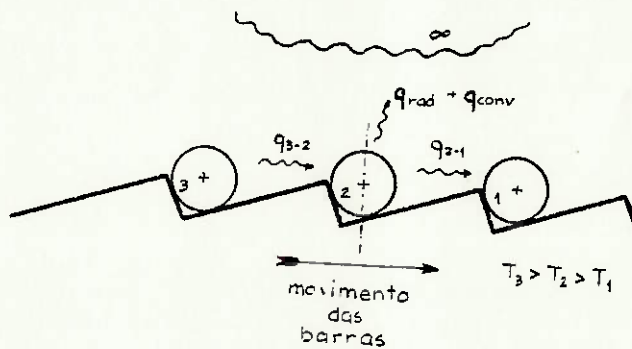


Fig.3.2 - ESQUEMA DA TROCA DE CALOR NA BARRA 2.

Adotando-se a hipótese que a transferência líquida das barras vizinhas à barra 2 seja praticamente nula, isto é,  $q_{3-2} = q_{2-1}$  na figura 3.2, temos pelo balanço térmico em regime transitório na barra 2:

calor perdido por radiação + calor perdido por = variação da  
 para o ambiente convecção energia in-  
 terna

Levando-se em conta que o calor perdido por radiação para o ambiente é constituído pelo calor perdido pelas duas áreas semi-cilíndricas da barra 2 e utilizando as relações (2-1) e (3-1), temos:

$$\frac{A \cdot \sigma \cdot (T^4 - T_\infty^4)}{2 \frac{1 + \frac{1}{\epsilon}}{1-F}} + \frac{A \cdot \sigma \cdot (T^4 - T_\infty^4)}{2 \frac{1 + \frac{1}{\epsilon}}{1-F}} + h \cdot A \cdot (T - T_\infty) = -m \cdot c \cdot \frac{dT}{dt} \quad (a)$$

onde:

m = massa da barra

c = calor específico

$\frac{dT}{dt}$  = derivada da temperatura em relação ao tempo

Aproximando a derivada acima por diferenças finitas, resulta de (a):

$$\frac{A \cdot \sigma \cdot (T_{i-1}^4 - T_\infty^4)}{2 \frac{1 + \frac{1}{\epsilon}}{1-F}} + \frac{A \cdot \sigma \cdot (T_{i-1}^4 - T_\infty^4)}{2 \frac{1 + \frac{1}{\epsilon}}{1-F}} + h \cdot A \cdot (T_{i-1} - T_\infty) = m \cdot c \cdot \frac{(T_{i-1} - T_i)}{\Delta t}$$

$$\frac{A \cdot \sigma \cdot (T_{i-1}^4 - T_\infty^4)}{\frac{1 + \frac{1}{\epsilon}}{1-F}} + h \cdot A \cdot (T_{i-1} - T_\infty) = m \cdot c \cdot \frac{(T_{i-1} - T_i)}{\Delta t} \quad (b)$$

onde:

$\Delta t$  = intervalo de tempo entre os instantes  $t_i$  e  $t_{i-1}$

$T_{i-1}$  = temperatura no instante  $t_{i-1}$

$T_i$  = temperatura no instante  $t_i$

Para uma barra de comprimento  $\ell$  e massa específica  $\rho$  :

$$A = \pi d \ell \quad (c)$$

$$m = \rho V = \rho \frac{\pi d^2}{4} \cdot \ell \quad (d)$$

Substituindo (c) e (d) em (b), vem:

$$\frac{\sigma \cdot (T_{i-1}^4 - T_\infty^4)}{\frac{1}{\epsilon} + \frac{1}{1-F} - 1} + h \cdot (T_{i-1} - T_\infty) = \frac{\rho d}{4} \cdot C \cdot \frac{(T_{i-1} - T_i)}{\Delta t}$$

$$T_i = T_{i-1} - \frac{4 \cdot \Delta t}{\rho d C} \left[ \frac{\sigma (T_{i-1}^4 - T_\infty^4)}{\frac{1}{\epsilon} + \frac{1}{1-F} - 1} + h (T_{i-1} - T_\infty) \right] \quad (3-2)$$

$$z(T) = \frac{4 \cdot \Delta t}{\rho d C(T)} \left[ \frac{\sigma (T^4 - T_\infty^4)}{\frac{1}{\epsilon(T)} + \frac{1}{1-F} - 1} + h(T) \cdot (T - T_\infty) \right] \quad (3-3)$$

Utilizando a relação (3-3) para uma maior precisão de cálculo do método numérico, a temperatura  $T_i$  pode ser dado por:

$$T_i = T_{i-1} - \frac{1}{2} \cdot [z(T_{i-1}) + z(T_i^*)] \quad (3-4)$$

$$\text{onde: } T_i^* = T_{i-1} - z(T_{i-1})$$

Isto é justificado pelo fato que, durante o intervalo  $\Delta t$ , a quantidade de calor perdido vai-se diminuindo, sendo que a temperatura final real  $T_i$  é maior que  $T_i^*$ , temperatura obtida a partir da suposição que a troca de calor é constante. (ver figura 3.3)

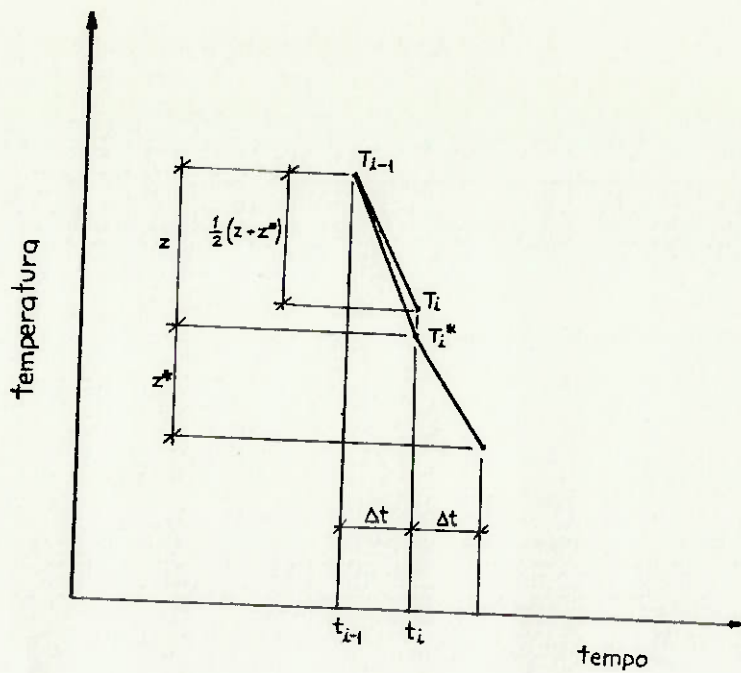


FIGURA 3.3 - VISUALIZAÇÃO GRÁFICA DO MÉTODO NUMÉRICO

3.3.2 - MODELO II: resfriamento natural ou forçado de barras de seção quadrada em disposição diagonal.

Neste modelo a transferência líquida das barras vizinhas será suposta nula. Como o fator de forma para barras quadradas em disposição diagonal é também definido em relação à metade da área superficial da barra, podemos aplicar as relações (2-1) e (3-1) no balanço térmico, resultando, mesmo com expressões diferentes de área e volume, expressões idênticas às equações (3-2), (3-3) e (3-4) do modelo I. A variável  $d$  deve ser entendida como o lado do quadrado.

3.3.3 - MODELO III: resfriamento natural ou forçado de barras de seção quadrada em disposição de lado.

Adotaremos também neste modelo a hipótese de que a transferência líquida de calor das barras vizinhas é nula.

Analogamente à expressão (3-1), teremos o calor perdido por radiação pela face da barra voltada para a barra lateral como sendo:

$$q = \frac{A}{4} \cdot \frac{\sigma(T^4 - T_\infty^4)}{\frac{1}{\epsilon} + \frac{1}{1-F} - 1}$$

Cada uma das duas faces da barra não voltadas para as barras vizinhas perde calor por radiação para o meio segundo a equação (2-28):

$$q = \frac{A}{4} \cdot \epsilon \cdot \sigma \cdot (T^4 - T_{\infty}^4)$$

Utilizando as expressões acima para o balanço térmico, resulta que:

calor perdido por radiação para o meio + calor perdido por convecção = variação da energia interna

$$\frac{A \cdot \sigma \cdot \epsilon \cdot (T^4 - T_{\infty}^4)}{4} + \frac{A \cdot \sigma \cdot \epsilon \cdot (T^4 - T_{\infty}^4)}{4} + \frac{A \cdot \sigma \cdot (T^4 - T_{\infty}^4)}{4 \frac{1+\epsilon}{\epsilon} - 1} + \frac{A \cdot \sigma \cdot (T^4 - T_{\infty}^4)}{4 \frac{1}{\epsilon} + \frac{1}{1-F} - 1} + h \cdot A \cdot (T - T_{\infty}) = -mC \frac{dT}{dt}$$

Através de um processo de dedução semelhante ao que foi feito no modelo I, chegaremos a:

$$T_i = T_{i-1} - \frac{1}{2} \cdot [z(T_{i-1}) + z(T^*)] \quad (3-5)$$

sendo:

$$z(T) = \frac{4 \cdot \Delta t}{\rho \cdot d \cdot c(T)} \left[ \left( \epsilon(T) + \frac{1}{\frac{1}{\epsilon(T)} + \frac{1}{1-F} - 1} \right) \cdot \frac{\sigma}{2} \cdot (T^4 - T_{\infty}^4) + h(T) \cdot (T - T_{\infty}) \right] \quad (3-6)$$

e

$$T^* = T_{i-1} - z(T_{i-1})$$

### 3.3.4 - MODELO IV - resfriamento natural ou forçado de barras de seção circular com o efeito das barras vizinhas.

Diferentemente do modelo I, o modelo a seguir leva em conta a transferência de calor proveniente das barras vizinhas, que será estimada através das suas temperaturas calculadas através da aproximação do modelo I. A análise será dividida em três etapas:

#### a) ETAPA 1:

Esta etapa envolve o resfriamento da barra 1 (ver figura 3.4) desde sua entrada na área de resfriamento até a deposição da barra subsequente 2 no vão do 1º dente, intervalo este correspondente a um período de ciclo  $t_c$ .

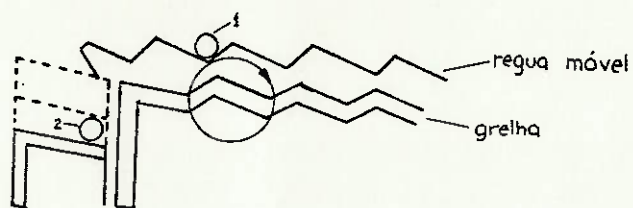


FIG. 3.4 - RESFRIAMENTO DA BARRA 1 DURANTE A ETAPA 1

Usaremos as expressões (3-2), (3-3) e (3-4) do modelo I para determinar a temperatura final da barra 1 depois de um intervalo  $t_c$ . A partir de então, estudaremos o resfriamento da barra 2, centro da análise, através das etapas 2 e 3.

#### b) ETAPA 2:

Esta etapa está associada com um intervalo  $t_c$  que vai desde a deposição da barra 2 até a deposição da barra 3, en-

volvendo assim, o resfriamento conjunto das barras 1 e 2 (ver figura 3.5).

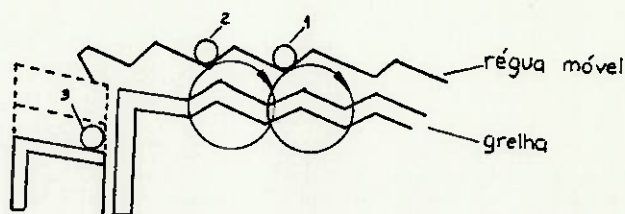


FIG. 3.5 - RESFRIAMENTO DAS BARRAS 1 E 2 DURANTE A ETAPA 2

Para a troca de calor por radiação entre duas barras, temos que:

$$A_1 = A_2 = A/2$$

$$F_{1-2} = F_{2-1} = F$$

$\epsilon_1 = \epsilon_2 = \epsilon$  na expressão (2-27), resultando então a expressão:

$$q_{1 \rightarrow 2} = \frac{A/2 \cdot \sigma \cdot (T_2^4 - T_1^4)}{\frac{2}{\epsilon} + \frac{1}{F} - 2} \quad (3-7)$$

Fazendo o balanço térmico na barra 2 com o uso das expressões (2-1), (3-1) e (3-7), vem:

calor trocado por radiação da barra 2 para barra 1	+	calor de radiação para o ambiente	+	calor perdido por convecção	=	variação da energia interna.
--	---	-----------------------------------	---	-----------------------------	---	------------------------------

$$\frac{A \cdot \sigma \cdot (T_2^4 - T_1^4)}{2 \frac{2}{\epsilon} + \frac{1}{F} - 2} + \frac{A \cdot \epsilon \cdot \sigma \cdot (T_2^4 - T_\infty^4)}{2} + \frac{A \cdot \sigma \cdot (T_2^4 - T_\infty^4)}{2 \frac{1}{\epsilon} + \frac{1}{1-F} - 1} + h \cdot A (T_2 - T_\infty) = - mC \frac{dT_2}{dt}$$

Através de um processo de dedução semelhante ao ocorrido no modelo I, resulta da expressão acima:

$$T_i = T_{i-1} - \frac{4 \cdot \Delta t}{\rho \cdot d \cdot C} \left[ \frac{\sigma/2 \cdot (T_{i-1}^4 - T_1^4)}{\frac{2}{\epsilon} + \frac{1}{F} - 2} + \sigma/2 \cdot \left( \epsilon + \frac{1}{\frac{1}{\epsilon} + \frac{1}{1-F} - 1} \right) (T_{i-1}^4 - T_\infty^4) + h(T_{i-1} - T_\infty) \right] \quad (3-8)$$

sendo:

$$z(T) = \frac{4 \cdot \Delta t}{\rho \cdot d \cdot C(T)} \left[ \frac{\sigma/2 (T^4 - T_1^4)}{\frac{2}{\epsilon(T)} + \frac{1}{F} - 2} + \sigma/2 \cdot \left( \epsilon(T) + \frac{1}{\frac{1}{\epsilon(T)} + \frac{1}{1-F} - 1} \right) (T^4 - T_\infty^4) + h(T) (T - T_\infty) \right] \quad (3-9)$$

temos analogamente ao modelo I

$$T_i = T_{i-1} - \frac{1}{2} \cdot [z(T_{i-1}) + z(T_i^*)] \quad (3-10)$$

onde  $T_i^* = T_{i-1} - z(T_{i-1})$

O decréscimo da temperatura  $T_1$  será calculada através do modelo I.

c) ETAPA 3:

Esta etapa envolve o resfriamento das barras 1, 2, e 3 a partir do instante quando a barra 3 é descarregada na área de resfriamento (ver figura 3.6).

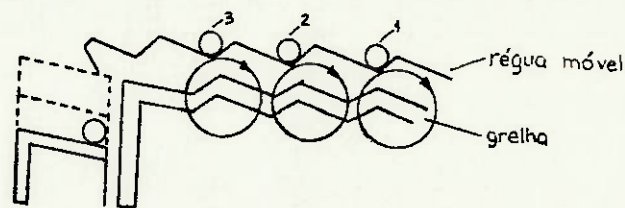


FIG. 3.6 - RESFRIAMENTO DAS BARRAS 1, 2 E 3 DURANTE A ETAPA 3

Pelo balanço térmico na barra 2 com o uso das expressões (2-1), (3-1) e (3-7), temos:

$$\begin{aligned} \text{calor cedido} & & \text{calor perdido} & & \text{calor perdido} & & \text{calor perdido} \\ \text{por radiação} & + & \text{por radiação} & + & \text{por radiação} & + & \text{por convec-} \\ \text{da barra 3 à} & & \text{para a barra} & & \text{para ambiente} & & \text{ção} \\ \text{barra 2.} & & 1. & & & & \\ & & & & & & \end{aligned} =$$

= variação da energia interna.

$$\begin{aligned} & - \frac{A/2 \cdot \sigma \cdot (T_3^4 - T_2^4)}{\frac{2}{\epsilon} - 2 + \frac{1}{F}} + \frac{A/2 \cdot \sigma \cdot (T_2^4 - T_1^4)}{\frac{2}{\epsilon} - 2 + \frac{1}{F}} + \frac{A/2 \cdot \sigma \cdot (T_2^4 - T_\infty^4)}{\frac{1}{\epsilon} + \frac{1}{1-F} - 1} + \frac{A/2 \cdot \sigma \cdot (T_2^4 - T_\infty^4) + h \cdot A \cdot (T_2 - T_\infty)}{\frac{1}{\epsilon} + \frac{1}{1-F} - 1} = \end{aligned}$$

$$= -mc \frac{dT_2}{dt}$$

Analogamente à dedução dos modelos anteriores, a temperatura  $T_i$  será dada por:

$$T_i = T_{i-1} - \frac{1}{Z} \cdot \left[ z(T_{i-1}) + z(T_i^*) \right] \quad (3-11)$$

sendo

$$z(T) = \frac{4 \cdot \Delta t}{\rho \cdot dC(T)} \left[ \frac{\sigma/2 \cdot (T_1^4 - T_2^4)}{\frac{2}{\epsilon} - 2 + \frac{1}{F}} - \frac{\sigma/2 \cdot (T_3^4 - T_4^4)}{\frac{2}{\epsilon} - 2 + \frac{1}{F}} + \frac{\sigma \cdot (T^4 - T_\infty)}{\frac{1}{\epsilon} + \frac{1}{1-F}} + h(T - T_\infty) \right] \quad (3-12)$$

e

$$T_i^* = T_{i-1} - z(T_{i-1})$$

A variação de temperatura da barra 1 será calculada pelo modelo I.

Durante um intervalo  $t_c$ , as relações matemáticas da etapa 2 serão aplicadas no resfriamento da barra 3, que irradia energia para a barra 2. Terminado  $t_c$ , a partir daí em diante, o modelo I será utilizado para o resfriamento da barra 3.

Veremos no capítulo 5 que as diferenças de resultados conseguidos com a utilização deste modelo mais completo em comparação com o modelo I são pequenas. Deste modo, podemos empregar sem problemas os modelos simplificados, onde o calor que a barra do meio recebe da barra de trás é igual ao calor cedido para a barra da frente.

#### 4 - PROGRAMAS DE COMPUTADOR

Os programas de computador utilizados foram desenvolvidos em linguagem BASIC num microcomputador da linha MSX (Expert da Gradiente).

##### 4.1 - RESFRIAMENTO NATURAL DE BARRAS DE SEÇÃO CIRCULAR - Programa L1

Temos a seguir um fluxograma (ver figura 4.1) e uma listagem do programa L1, que utiliza o modelo matemático I (ver item 3.3.1) para análise do resfriamento. A tabela 4.1 fornece uma lista das variáveis usadas no programa.

TABELA 4.1 - VARIÁVEIS USADAS NO PROGRAMA L1

VARIÁVEL	DEFINIÇÃO
A\$	variável alfanumérica para prosseguimento do programa
B	coeficiente de expansão volumétrica $\beta$
BE	parâmetro $\sigma \cdot (T_i^* - T_\infty)$ $\frac{1}{\epsilon} + \frac{1}{1-F} - 1$
C	calor específico C
C1, C2	calor específico nas condições $T_{i-1}$ e $T_i^*$
CE	parâmetro $h \cdot (T_i^* - T_\infty)$
D	diâmetro da barra d
DB	distância entre barras a
DT	incremento de tempo $\Delta t$
E	emissividade $\epsilon$
F	fator de forma F
G	aceleração da gravidade g
GR	número de Gr
H	coeficiente de transferência de calor por convecção h
HR	coeficiente de transferência de calor por radiação $h_r$
I	variável de repetição de cálculo
IN	variável lógica de controle
IT	intervalo de tempo para armazenamento de resultados
J	Índice de elemento matricial

K	condutividade térmica K
N	número de iterações de cálculo
P	Índice de elemento matricial
PR	número de Prandtl
Q	fluxo total de calor perdido por convecção e radiação
QC	parâmetro $h \cdot (T_{i-1} - T_{\infty})$
QR	parâmetro $\sigma \frac{(T_{i-1}^4 - T_{\infty}^4)}{\frac{1}{\epsilon} + \frac{1}{1-F} - 1}$
R	variável lógica de controle
RO	massa específica $\rho$
SN	$\arcsen \left( \frac{d}{a+d} \right)$
T	temperatura
TA	temperatura $T_{\infty}$
TE	temperatura $T_i^*$
TF	temperatura $T_f$
TI	temperaturas inicial, $T_{i-1}$ e $T_i$
TM	instante t
TU	instante final
V	viscosidade cinemática $\nu$
X	número de iterações para armazenamento de resultados
Y	variável de controle de impressão no vídeo

#### LISTAGEM DO PROGRAMA L1

```

10 REM LEITO DE RESFRIAMENTO L1
20 CLS: DIM V(13) K(13), PR(13), T(50), H(50), HR(50), Q(50)
30 REM TABELADAS PROPRIEDADES DO AR
40 FOR P=1 TO 13
50 READ V(P), K(P), PR(P)
60 V(P)=V(P)*1E-06
70 NEXT P
80 REM ENTRADA DE DADOS
90 INPUT "ACEL. DA GRAV. (em m/s2)="; G
100 INPUT "DIAM. DA BARRA (em mm)="; D
110 D=D/1000
120 INPUT "TEMP. DO MEIO (em C)="; TA

```

```

130 TA=TA+273
140 INPUT "TEMP. DE ENTR. (em C)="; TI
150 TI=TI+273
160 INPUT "DIST.ENTRE BARRAS (em mm)=" ; DB
170 DB=DB/1000
180 INPUT "TEMPO FINAL (em min)="; TU
190 TU=TU*60
200 INPUT "INTERV.PARA CALC. (em s)="; DT
210 INPUT "INTERV. PARA RESULT. (em min)="; IT
220 IT=IT*60
230 REM CALCULOS PRELIMINARES
240 DEF FNE(X)=ATN(X/SQR (-X*X+1))
250 SN=FNE (D/(D+DB))
260 F=0.637 * (SQR(((D+DB)/D)^2-1) - (D+DB)/D+SN)
270 RO=7850
280 N=INT (TU/DT)
290 X=INT (IT/DT)
300 IN=0
310 REM CALCULO NUMERICO ITERATIVO
320 FOR I=1 TO N+1
330 T=TI
340 GOSUB 850
350 C1=C
360 QC=H*(TI-TA)
370 QR=5,669*1E-08*(TI^4-TA ^4)/(1/E+1/(1-F)-1)
380 IF IN=0 THEN 430
390 H(J)=H
400 HR(J)=QR/(TI-TA)
410 Q(J)= (QR+QC)/1000
420 IN=0
430 IF I=N+1 THEN 560
435 TE=TI - 4*DT/(RO*D*C1)*(QR+QC)
440 T=TE
450 GOSUB 850
460 C2=C
470 CE=H*(TE-TA)
480 BE= 5,669*1E-08 *(TE^4 -TA ^4)/(1/E+1/(1-F)-1)

```

```

490 TI=TI-2*DT/(RO*D)*((QR+QC)/C1+(BE+CE)/C2)
500 R=I MOD X
510 IF R<>0 THEN 550
520 J=I/X
530 IN=1
540 T(J)=TI-273
550 NEXT I
560 REM RESULTADOS
570 CLS
580 PRINT " INST.   TEMP.       H           HR           Q"
590 PRINT " (min)   (C)       (W/m2.C)   (W/m2.C)   (KW/m2)":PRINT
600 FOR I=1 TO J
610 TM=I*X*DT/60
620 PRINT USING "###.##  ###.##  ###.##  ###.##  ###.##";TM,T(I),
      H(I), HR(I), Q(I)
630 PRINT STRING$(38,"."): PRINT
640 Y=I MOD 6
650 IF Y<>0 THEN 700
665 LOCATE 0,21:PRINT "DIGITE QUALQUER TECLA PARA CONTINUAR"
660 A$=INKEY$
670 IF A$<>" " THEN 690
680 GOTO 660
690 CLS: LOCATE 0,0
695 PRINT " INST.   TEMP.       H           HR           Q":PRINT
700 NEXT I
710 END
720 REM PROPRIEDADES DO AR
730 DATA 9.49, 0.02227, 0.722
740 DATA 16.84, 0.02624, 0.708
750 DATA 20.76, 0.03003, 0.697
760 DATA 25.9, 0.03365, 0.689
770 DATA 31.71, 0.03707, 0.683
780 DATA 37.9, 0.04038, 0.680
790 DATA 44.34, 0.04360, 0.680
800 DATA 51.34, 0.04659, 0.680
810 DATA 58.51, 0.04953, 0.682
820 DATA 66.25, 0.05230, 0.684

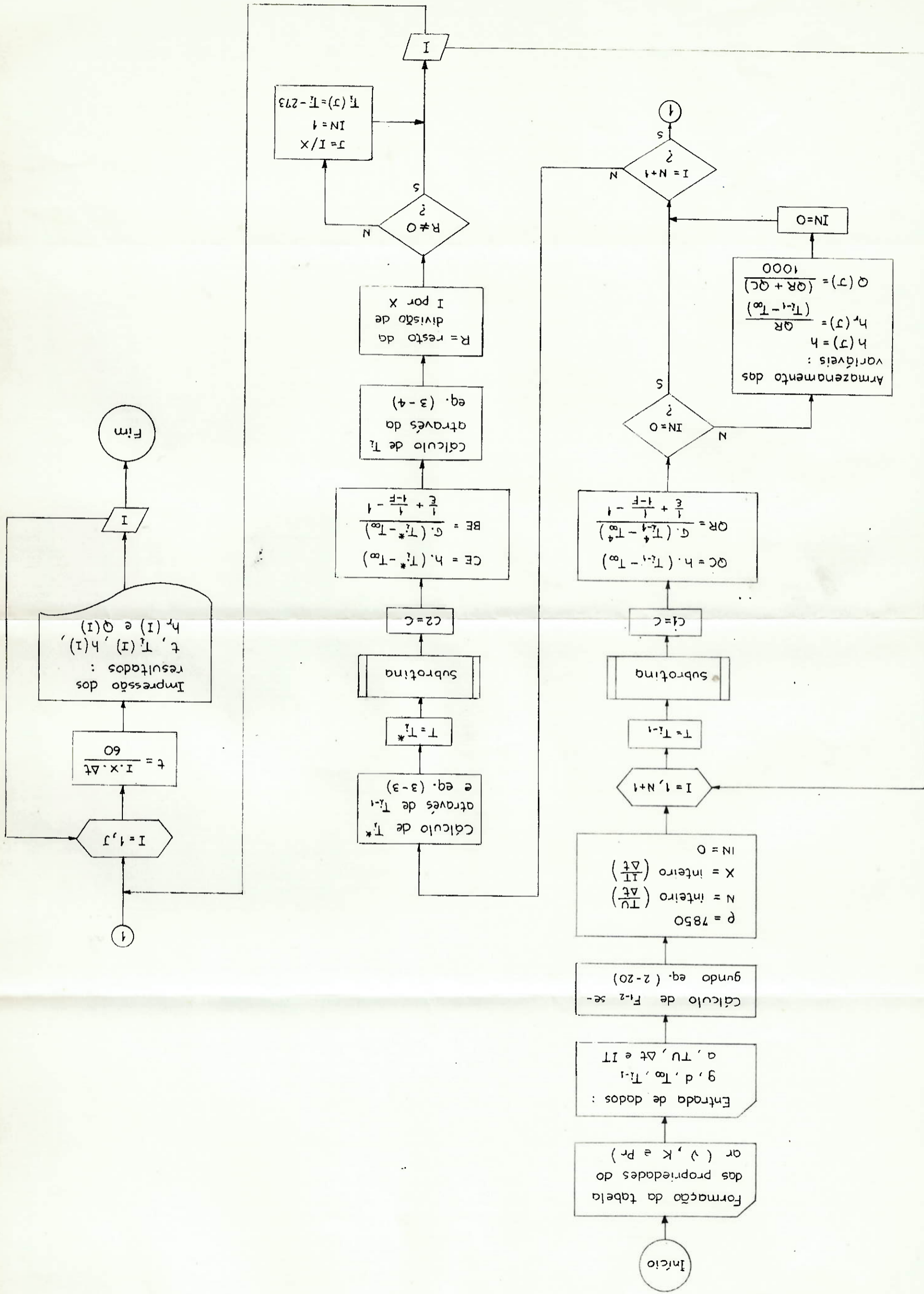
```

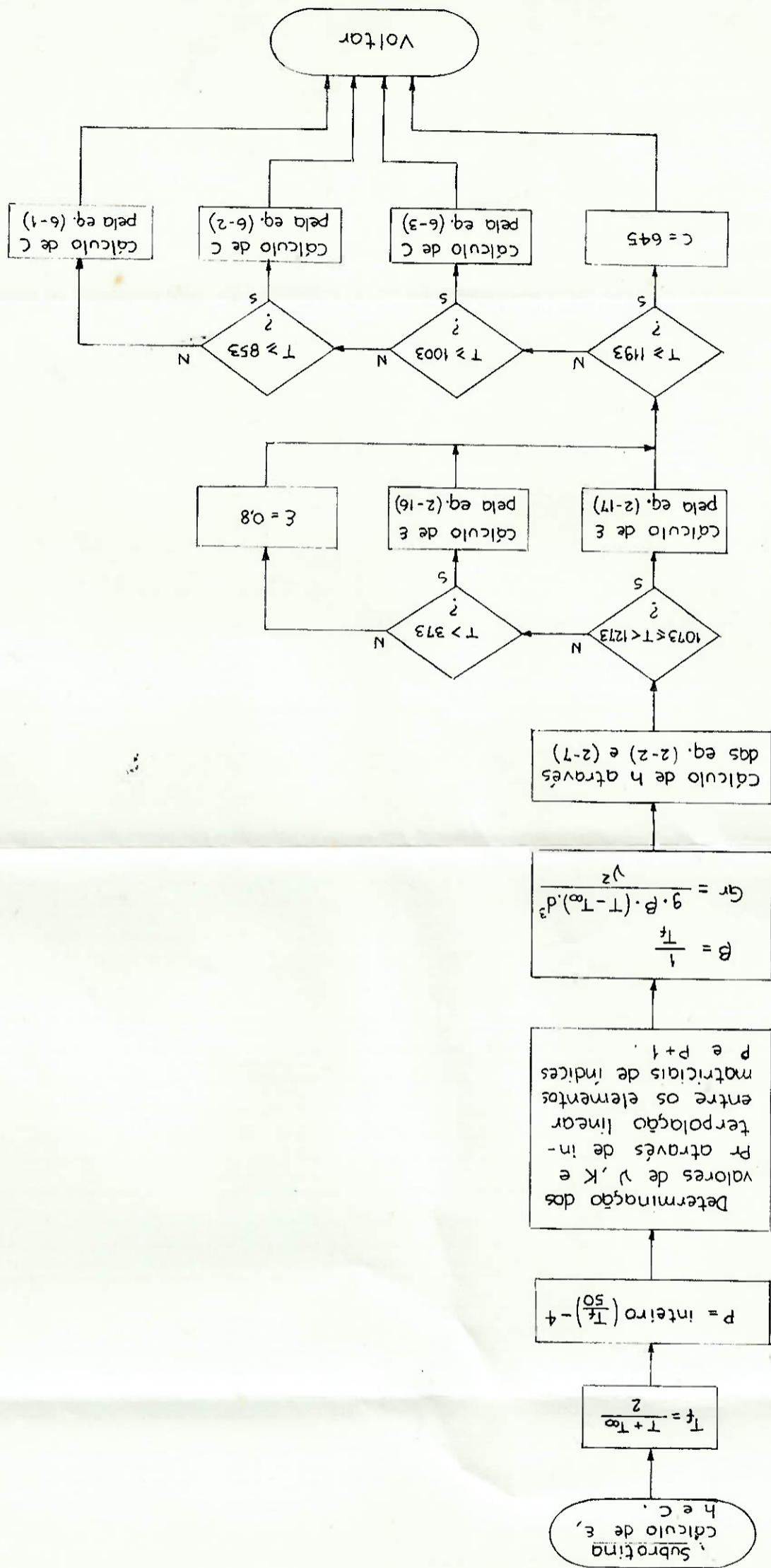
```

830 DATA 73.91, 0.05509, 0.686
840 DATA 82.29, 0.05779, 0.689
850 DATA 90.75, 0.06028, 0.692
855 REM SUBROTINA
860 REM COEF. DE CONVECÇÃO
870 TF= (T+TA)/2
880 P= INT (TF/50)-4
890 V= (TF-(P+4)*50)*(V(P+1)-V(P))/50+ V(P)
900 K= (TF-(P+4)*50)*(K(P+1)-K(P))/50+K(P)
910 PR=(TF-(P+4)*50)*(PR(P+1)-PR(P))/50+PR(P)
920 B= 1/TF
930 GR= G*B*(T-TA)*(D^3)/(V^2)
940 H= K/D*(0.6+0.387*(GR*PR/(1+(0.559/PR)^(9/16))^(16/9))^(1/6))^2
950 REM EMISSIVIDADE
960 IF T < 1273 AND T >= 1073 THEN E=0.43537+0.327*1E-03*(T-273):
    GOTO 990
970 IF T > 373 THEN E=0.76225-0.816*1E-04*(T-273):GOTO 990
980 E=0.8
990 REM CALOR ESPECÍFICO
1000 IF T >= 1193 THEN C=645 : GOTO 1040
1010 IF T >= 1003 THEN C=-2.2767*(T-273)+2715,5 : GOTO 1040
1020 IF T >= 853 THEN C=2.2424*(T-273)-583,9: GOTO 1040
1030 C=0.4427* (T-273)+ 441,4
1040 RETURN

```

Fig. 4.1 - Fluxograma do programa L1





Continuação da fig. 4.1

Observando a listagem do programa, as linhas 240 a 260 estão relacionadas com o cálculo do fator de forma, sendo que a função  $FNE(X)$  equivale à função trigonométrica  $\arcsen(x)$ .

O instante final  $TU$  e o incremento de tempo  $DT$  determinam o número de iterações  $N$ , sendo que o cálculo da diminuição de temperatura no intervalo de tempo correspondente a  $1 DT$  é dado pelo processamento do bloco delimitado pelas linhas 330 e 540. No final do bloco, a temperatura  $TI$  calculada pela linha 490 ( $T_i$ ) vai-se tornar na temperatura  $T_{i-1}$  da iteração seguinte. A cada  $X$  iterações ( $I$  é múltiplo de  $X$ ), os valores de  $TI$ ,  $H$ ,  $HR$  e  $Q$  são armazenados em elementos matriciais. A armazenagem é determinada pelo teste condicional da linha 510 com o valor de  $R$  igual a zero. Assim a variável  $IN$  assume valor 1 e os valores de  $H$ ,  $HR$  e  $Q$  correspondentes a  $TI$  serão calculados e guardados na iteração seguinte.

O valor de  $Y$  determina a impressão na tela dos resultados correspondentes a seis instantes sucessivos. Para continuar a impressão, digita-se qualquer tecla.

A subrotina do programa fornece os valores de  $h$ ,  $\epsilon$  e  $C$  em função da temperatura da barra. A variável  $P$  correlaciona os valores de  $V$ ,  $K$  e  $PR$  com  $TF$ . É feita ainda uma interpolação linear entre os elementos matriciais de índice  $P$  e  $P+1$  nas linhas 890, 900 e 910.

#### 4.2 - RESFRIAMENTO NATURAL DE BARRAS DE SEÇÃO QUADRADA EM DISPOSIÇÃO DIAGONAL - PROGRAMA L2

Para este caso valem as observações do modelo matemático II (ver item 3.3.2). O programa L2 é obtido a partir de pequenas modificações no programa L1, que são enumeradas a seguir:

- Eliminam-se as linhas 240, 250 e 910
- Como o nº de Prandtl  $Pr$  não é utilizado na convecção de barras quadradas, serão retiradas  $PR(12)$  da linha 20,  $PR(P)$  da linha 50 e o terceiro dado numérico de todas as instruções DATA.

- O cálculo do fator de forma é dado pela linha:  
260  $F = (\text{SQR}(4 \cdot D^2 + DB \cdot D \cdot 2,828 + DB^2) - (DB + 1,414 \cdot D)) / (2 \cdot D)$
- A linha 100 é modificada para:  
100 INPUT "LADO DO QUADRADO (em mm)="; D
- Para o cálculo do h de convecção [relações (2-2) e (2-8)] temos:  
935 IF GR < 1\*1E+6 OR GR > 4\*1E+7 THEN PRINT "Nº DE GR FORA DA FAIXA" : END  
940  $H = K/D \cdot 0.45 \cdot GR^{0.28}$

#### 4.3 - RESFRIAMENTO NATURAL DE BARRAS DE SEÇÃO QUADRADA EM DISPOSIÇÃO DE LADO - PROGRAMA L3

Para o programa L3 são adotados também as observações do modelo matemático II (ver item 3.3.2). Ele difere do programa L2 nas seguintes linhas:

```
260 F = (SQR (D^2+DB^2)-DB)/D
370 QR=2.8345*1E-08*(TI^4-TA^4)*(E+1/(1/E+1/(1-F)-1))
480 BE=2.8345*1E-08*(TE^4-TA^4)*(E+1/(1/E+1/(1-F)-1))
```

#### 4.4 - RESFRIAMENTO FORÇADO DE BARRAS DE SEÇÃO CIRCULAR - PROGRAMA L4

Este programa baseia-se no modelo matemático I (ver item 3.3.1) e sua implementação é feita através das seguintes modificações (substituição e inclusão de linhas) no programa L1:

```
90 INPUT "VELOCID.DO AR (em m/s)="; VA
920 RE=VA*D/V
922 IF RE >=0.4 AND RE < 4 THEN H=K/D*0.891*RE^0.33*PR^0.33: GOTO 950
924 IF <RE 40 THEN H=K/D*0.821*RE^0.385*PR^0.33: GOTO 950
926 IF <RE 4000 THEN H=K/D*0.615*RE^0.466*PR^0.33: GOTO 950
928 IF <RE 40000 THEN H=K/D*0.174*RE^0.618*PR^0.33: GOTO 950
930 IF <RE 400000 THEN H=K/D*0.0239*RE^0.805*PR^0.33: GOTO 950
940 PRINT "VALOR DE REYNOLDS FORA DA FAIXA": END.
```

Como se trata de convecção forçada, as variáveis VA e RE são respectivamente a velocidade do fluxo de ar e o número adimensional de Reynolds. O cálculo do coeficiente h nas linhas acima baseia-se nas relações (2-2), (2-9) e (2-10).

#### 4.5 - RESFRIAMENTO FORÇADO DE BARRAS DE SEÇÃO QUADRADA EM DISPOSIÇÃO DIAGONAL - PROGRAMA L5

Este programa baseia-se no modelo matemático II e ele é obtido através das seguintes modificações no programa L2 para o cálculo do coeficiente h relações [(2-2), (2-13) e (2-14)] :

```
90 INPUT "VELOCID. DO AR (em m/s)="; VA
920 RE=VA*D/V
925 IF RE<10000 OR RE>200000 THEN PRINT "VALOR DE REYNOLDS FORA DA FAIXA": END
930 IF DB/D>= 0.33 AND DB/D<=0.7 THEN H=K/D*0.309*RE^0.55: GOTO 950
935 IF DB/D>=1.33 AND DB/D<=2 THEN H=K/D* 0.025*RE^0.76: GOTO 950
940 PRINT "RELAÇÃO DB/D FORA DA FAIXA": END
```

#### 4.6 - RESFRIAMENTO FORÇADO DE BARRAS DE SEÇÃO QUADRADA EM DISPOSIÇÃO DE LADO - PROGRAMA L6

O programa L6 adota o modelo matemático II e resulta das seguintes modificações no programa L5 para o cálculo do coeficiente h [relações (2-2), (2-11) e (2-12)]:

```
930 IF DB/D> =0.33 AND DB/D< =0.7 THEN H=K/D*0.186*RE^0.59: GOTO 950
935 IF DB/D>=1.33 AND DB/D<=2 THEN H=K/D*0.0415*RE^0.7: GOTO 950
```

#### 4.7 - RESFRIAMENTO NATURAL DE BARRAS DE SEÇÃO CIRCULAR COM O EFEITO DAS BARRAS VIZINHAS - PROGRAMA L7

A estrutura do programa L7 fundamenta-se no modelo matemático IV (ver item 3.3.4) e o seu fluxograma está mostrado na figura

4.2. A tabela 4.2 apresenta as variáveis usadas no programa.

TABELA 4.2 - VARIÁVEIS USADAS NO PROGRAMA L7

VARIÁVEL	DEFINIÇÃO
A\$	Variável alfanumérica para prosseguimento do programa
B	coeficiente de expansão volumétrica $\beta$
C	calor específico C
D	diâmetro da barra d
DB	distância entre barras a
DT	incremento de tempo $\Delta t$
E	emissividade $\epsilon$
F	fator de forma F
FB	parâmetro $\frac{1}{\frac{2}{\epsilon} - 2 + \frac{1}{F}}$
FM	parâmetro $\frac{1}{\frac{1}{\epsilon} + \frac{1}{1-F} - 1}$
G	aceleração da gravidade g
GR	número de Gr
H	coeficiente de transferência de calor por convecção h
HR	coeficiente de transferência de calor por radiação $h_r$
I	variável de repetição de cálculo
IN	variável lógica de controle
IT	intervalo de tempo para armazenamento de resultados
J	Índice de elemento matricial
K	condutividade térmica k
N	número de iterações de cálculo
N1	número de iterações de cálculo relativo a $t_c$
P	Índice de elemento matricial
PR	número de Prandtl

QR	parâmetro relativo a troca de calor por radiação
R	variável lógica de controle
RO	massa específica $\rho$
SN	arsen $\left(\frac{d}{a+d}\right)$
T	temperatura
T1,T2,T3	temperatura das barras 1, 2 e 3
TA	temperatura $T_{\infty}$
TC	período de ciclo $t_c$
TF	temperatura $T_f$
TI	temperatura inicial
TM	instante $t$
TS	variável intermediária de armazenamento (memória)
TU	instante final
V	viscosidade cinemática $\nu$
X	número de iterações para armazenamento de resultados
Y	variável de controle de impressão no vídeo

#### LISTAGEM DO PROGRAMA L7

```

10 REM LEITO DE RESFRIAMENTO L7
20 CLS: DIM V(12), K(12), PR(12), T2(50), H(50), HR(50), T3(50),
    T1(50)
30 REM TABELA DAS PROPRIEDADES DO AR
40 FOR P=1 TO 12
50 READ V(P), K(P), PR(P)
60 V(P)=V(P)*1E-06
70 NEXT P
80 REM ENTRADA DOS DADOS
90 INPUT "ACEL. DA GRAV. (em m/s2)="; G
100 INPUT "DIAM. DA BARRA (em mm)="; D
110 D=D/1000
120 INPUT "TEMP. DO MEIO (em C)="; TA
130 TA=TA+273
140 INPUT "TEMP. DE ENTR. (em C)="; TI

```

```

150 TI=TI+273
160 INPUT "DIST. ENTRE BARRAS (em mm)="; DB
170 DB=DB/1000
180 INPUT "TEMPO DO CICLO (em s)="; TC
190 INPUT "TEMPO FINAL (em min)="; TU
200 TU=TU*60
210 INPUT "INTERV. PARA CALC. (em s)="; DT
220 INPUT "INTERV. PARA RESULT. (em min)="; IT
230 IT=IT*60
240 REM CALCULOS PRELIMINARES
250 DEF FNE(X)=ATN(X/SQR (-X*X+1))
260 SN=FNE (D/(D+DB))
270 F=.637*(SQR(((D+DB)/D)^2-1)-(D+DB)/D+SN)
280 R0=7850
290 N=INT (TU/DT)
300 N1=INT (TC/DT)
310 X=INT(IT/DT)
320 T1=TI
330 REM.....RESF. ETAPA 1 .....
340 FOR I=1 TO N1
350 T=T1
360 GOSUB 1410
370 T1=T1-0.5*(D1+D2)
380 NEXT I
390 REM..... RESF. ETAPA 2.....
400 IN=0
410 T2=TI
420 FOR I=1 TO N1+1
430 T=T2
440 GOSUB 1480
450 QR=2.8345*1E-08*FB*(T^4-T1^4)+2.8345*1E-08*(E+FM)*(T^4-TA^4)
460 D1=4*DT/(R0*D*C)*(QR+H*(T-TA))
470 IF IN=0 THEN 500
480 H(J)=H
490 HR(J)=QR/(T-TA)
495 IN=0
500 IF I=N1+1 THEN 660

```

```

505 T=T-D1
510 GOSUB 1480
520 QR=2.8345*1E-08*FB*(T^4-T1^4)+2.8345*1E-08*(E+FM)*(T^4-TA^4)
530 D2=4*DT/(RO*D*C)*(QR+H*(T-TA))
540 T2=T2-0.5*(D1+D2)
550 REM.....RESF. BARRA 1/ ETAPA 2.....
560 T=T1
570 GOSUB 1410
580 T1=T1-0.5*(D1+D2)
590 R=I MOD X
600 IF R<>0 THEN 650
610 J=I/X
620 IN=1
630 T2(J)=T2-273
640 T1(J)=T1-273
650 NEXT I
660 REM.....RESF. ETAPA 3 .....
670 T3=T1
680 FOR I=N1+1 TO N+1
690 T= T2
700 TS=T2
710 GOSUB 1480
720 QR=2.8345*1E-08*FB*((T^4-T1^4)-(T3^4-T^4))+5.669*1E-08*FM*(T^4-
    TA^4)
730 D1=4*DT/(RO*D*C)*(QR+H*(T-TA))
740 IF IN=0 THEN 770
750 H(J)=H
760 HR(J)=QR/(T-TA)
765 IN=0
770 IF I=N+1 THEN 1090
775 T=T-D1
780 GOSUB 1480
790 QR=2.8345*1E-08*FB*((T^4-T1^4)-(T3^4-T^4))+5.669*1E-08*FM*(T^4-
    TA^4)
800 D2=4*DT/(RO*D*C)*(QR+H*(T-TA))

```

```

810 T2=T2-0.5*(D1+D2)
820 REM.....RESF. BARRA 1/ETAPA 3 .....
830 T=T1
840 GOSUB 1410
850 T1=T1-0.5*(D1+D2)
860 REM .....RESF. BARRA 3/ETAPA 3 .....
870 IF I>2*N1 THEN 980
880 T= T3
890 GOSUB 1480
900 QR=2.8345*1E-08*FB*(T^4-TS^4)+2.8345*1E-08*(E+FM)*(T^4-TA^4)
910 D1=4*DT/(RO*D*C)*(QR+H*(T-TA))
920 T=T-D1
930 GOSUB 1480
940 QR=2.8345*1E-08*FB*(T^4-TS^4)+2.8345*1E-08*(E+FM)*(T^4-TA^4)
950 D2=4*DT/ (RO*D*C)*(QR+H*(T-TA))
960 T3=T3-0.5*(D1+D2)
970 GOTO 1010
980 T=T3
990 GOSUB 1410
1000 T3=T3-0.5*(D1+D2)
1010 R=I MOD X
1020 IF R<>0 THEN 1080
1030 J=I/X
1040 IN=1
1050 T2(J)= T2-273
1060 T1(J)= T1-273
1070 T3(J)= T3-273
1080 NEXT I
1090 REM .....RESULTADOS.....
1100 CLS
1110 PRINT "INST.   T3      H        HR        T2        T1"
1120 PRINT "(min)  (C)    (W/m2C) (W/m2C)  (C)      (C)":PRINT
1130 FOR I=1 TO J
1140 TM=I*X*DT/60
1150 PRINT USING "##.##  ###.#  ##.#  ##.#  ###.#  ###.#";TM,T3(I),H(I)
      HR(I), T2(I), T1(I)

```

```

1160 PRINT STRING$ (38, "."):PRINT
1170 Y=I MOD 6
1180 IF Y<>0 THEN 1250
1190 LOCATE 0,21: PRINT "DIGITE QUALQUER TECLA PARA CONTINUAR"
1200 A$= INKEY$
1210 IF A$<>" THEN 1230
1220 GOTO 1200
1230 CLS: LOCATE 0,0
1240 PRINT "INST.   T3       H           HR       T2       T1": PRINT
1250 NEXT I
1260 END
1270 REM PROPRIEDADES DO AR
1280 DATA 9.49, 0.02227, 0.722
1290 DATA 16.84, 0.02624, 0.708
1300 DATA 20.76, 0.03003, 0.697
1310 DATA 25.9, 0.03365, 0.689
1320 DATA 31.71, 0.03707, 0.683
1330 DATA 37.9, 0.04038, 0.680
1340 DATA 44.34, 0.04360, 0.680
1350 DATA 51.34, 0.04659, 0.680
1360 DATA 58.51, 0.04953, 0.682
1370 DATA 66.25, 0.05230, 0.684
1380 DATA 73.91, 0.05509, 0.686
1390 DATA 82.29, 0.05779, 0.689
1400 DATA 90.75, 0.06028, 0.692
1410 REM..... SUBROTINA 1.....
1420 GOSUB 1480
1430 D1=4*DT/(R0*D*C)*(H*(T-TA)+5.669*1E-08*FM*(T^4-TA^4))
1440 T=T-D1
1450 GOSUB 1480
1460 D2=4*DT/(R0*D*C)*(H*(T-TA)+5.669*1E-08*FM*(T^4 - TA^4))
1470 RETURN
1480 REM.....SUBROTINA 2 .....
1490 REM COEF. DE CONVECÇÃO
1500 TF= (T+TA)/2
1510 P= INT (TF/50)-4
1520 V=(TF-(P+4)*50)*(V(P+1)-V(P))/50+V(P)

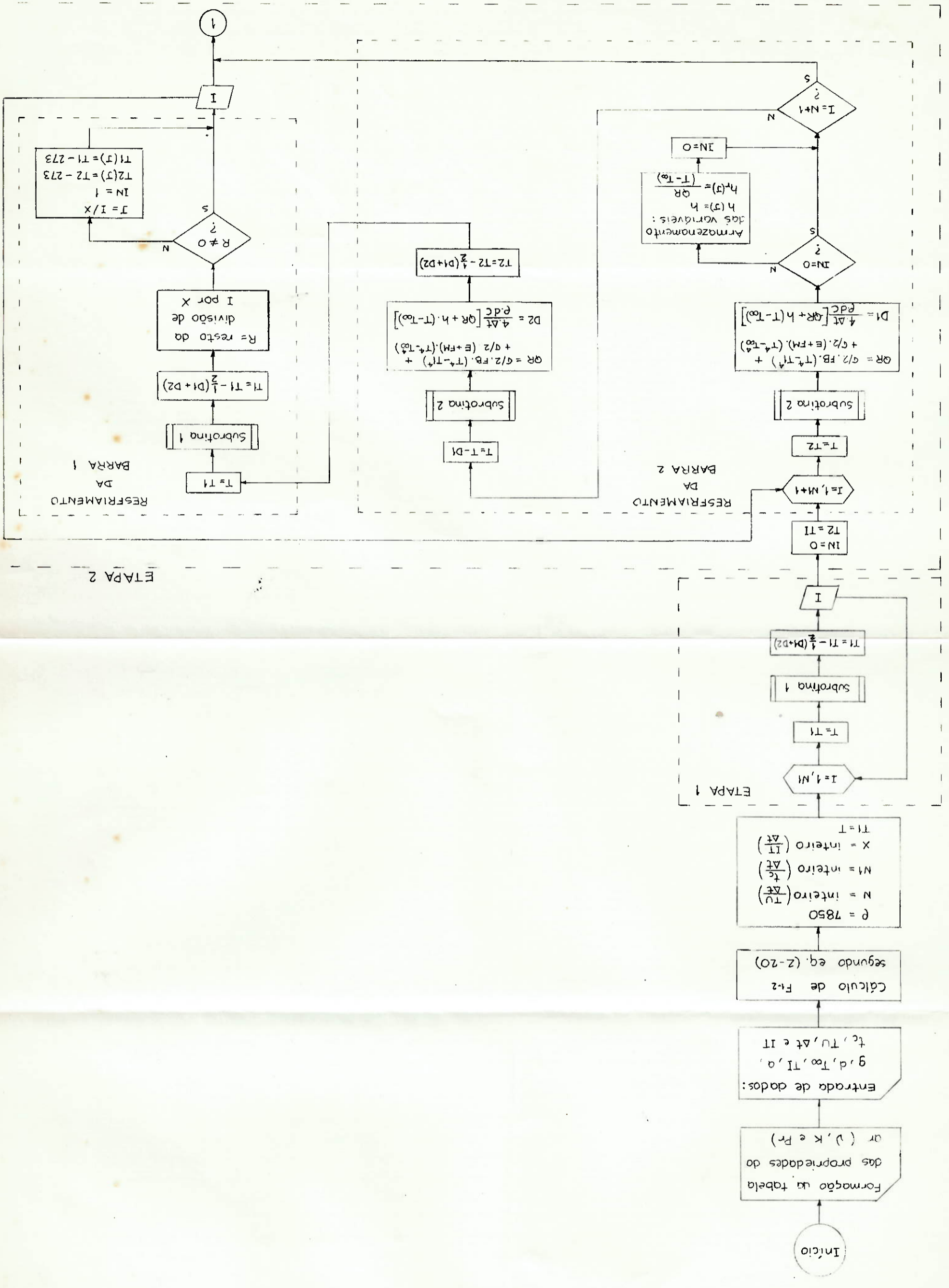
```

```

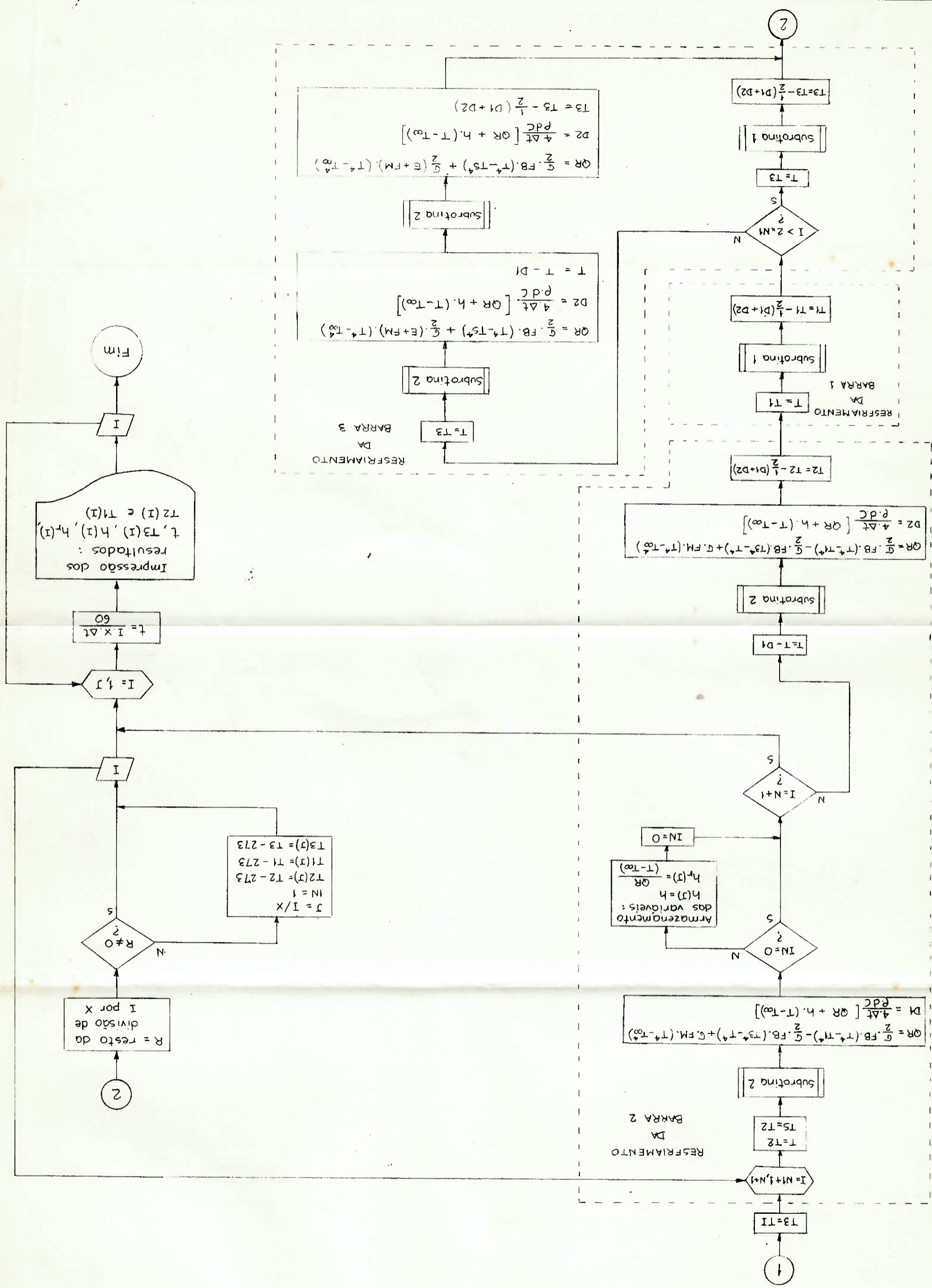
1530 K=(TF-(P+4)*50)*(K(P+1)-K(P))/50+K(P)
1540 PR=(TF-(P+4)*50)*(PR(P+1)-PR(P))/50 + PR(P)
1550 B=1/TF
1560 GR= G*B*(T-TA)*(D^3)/(V^2)
1570 H=K/D*(0.6+0.387*(GR*PR/(1+(0.559/PR)^(9/16)))^(16/9))^(1/6))^2
1580 REM EMISSIVIDADE
1590 IF T<1273 AND T>=1073 THEN E=0.43537+0.327*1E-03*(T-273):GOTO
    1620
1600 IF T>373 THEN E=0.76225-0.816*1E-04*(T-273): GOTO 1620
1610 E=0.8
1620 FB=1/(2/E-2+1/F)
1630 FM=1/(1/E+1/(1-F)-1)
1640 REM.... CALOR ESPECÍFICO
1650 IF T>=1193 THEN C=645: GOTO 1690
1660 IF T>=1003 THEN C=-2.2767*(T-273)+2715,5: GOTO 1690
1670 IF T>=853 THEN C=2.2424*(T-273)-583,9 : GOTO 1690
1680 C=0.4427* (T-273)+441,4
1690 RETURN

```

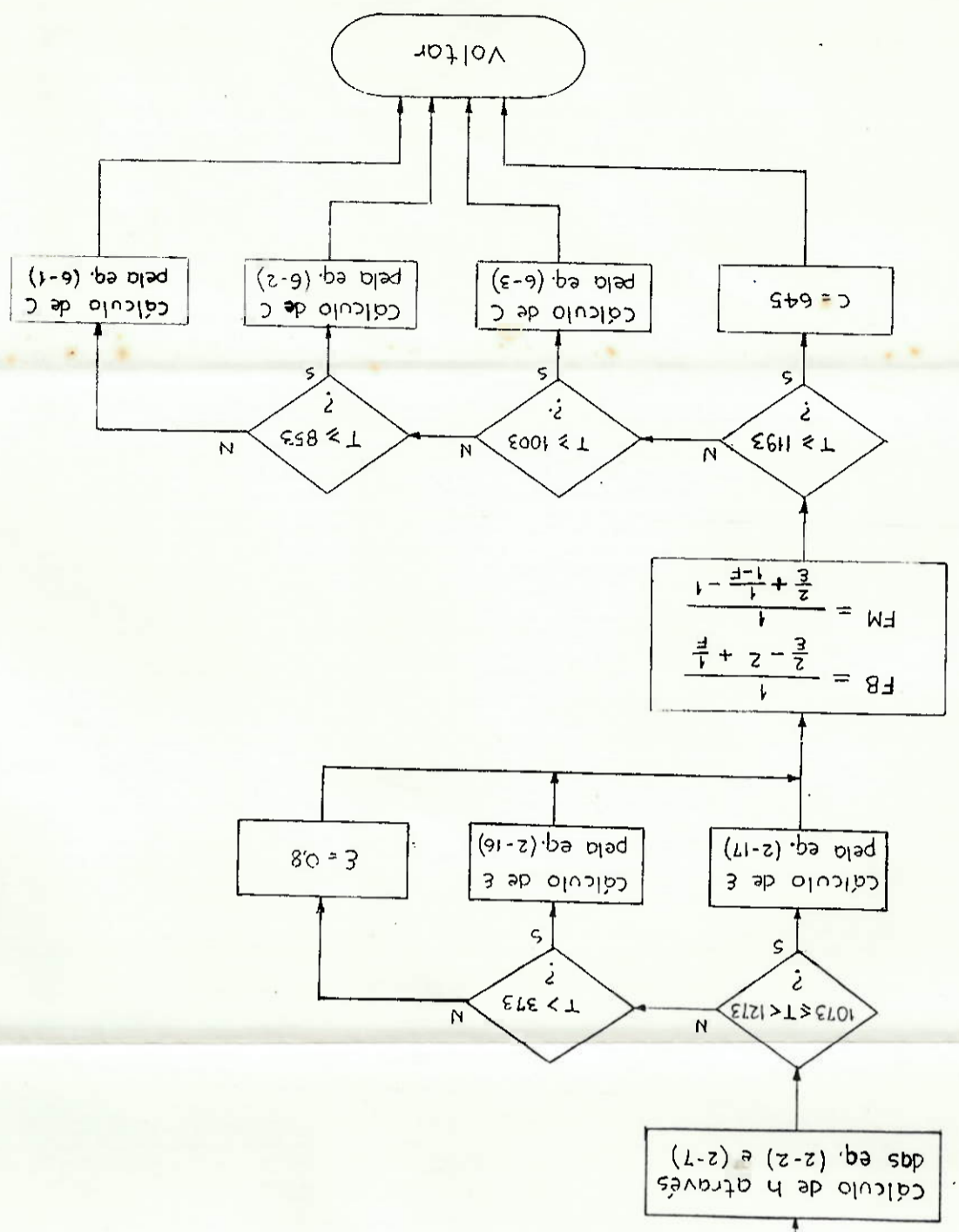
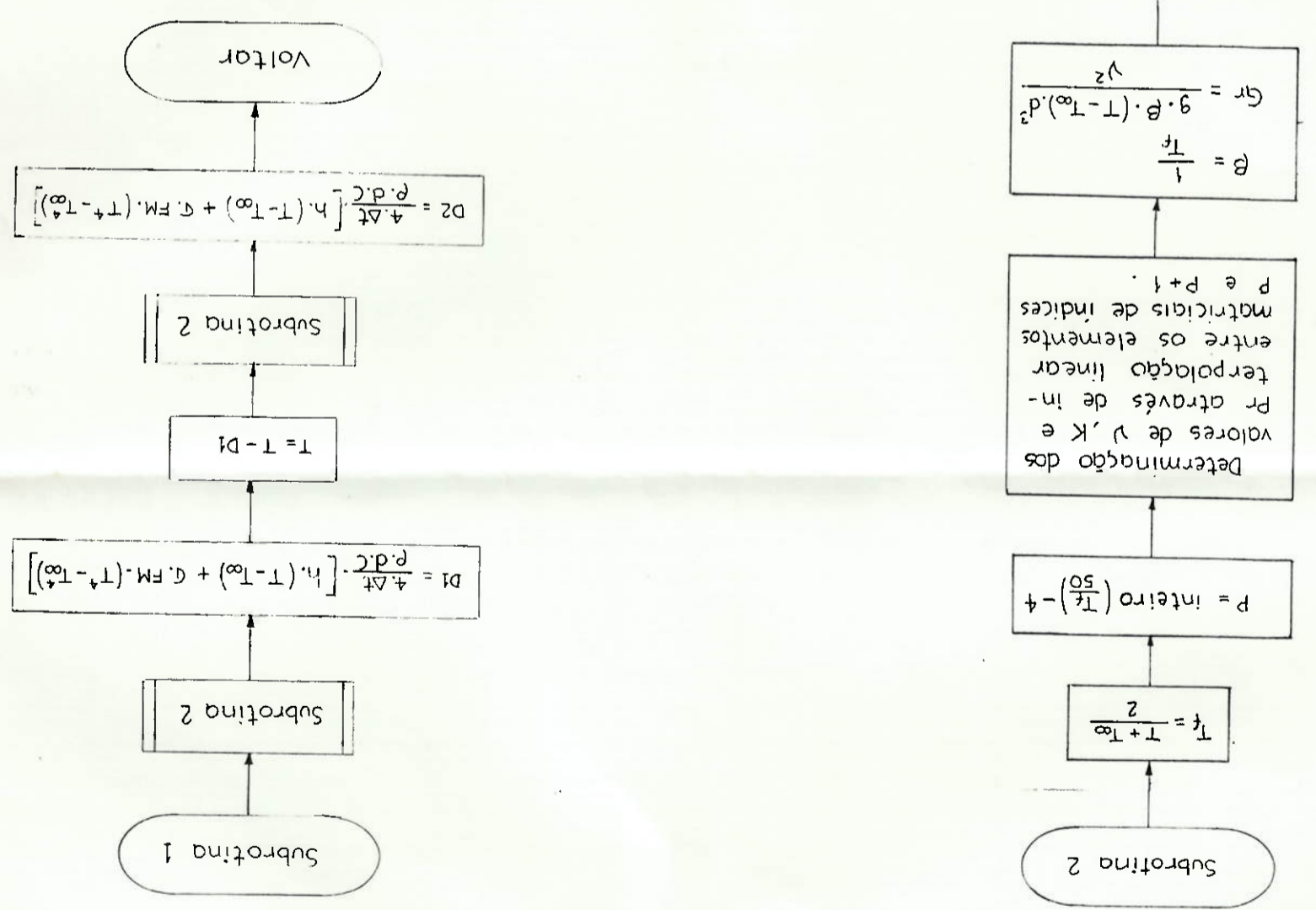
Fig. 4.2 - Fluxograma do programa L7



Continuação da Fig. 4.2 - ETAPA 3



Continuação da fig. 4.2



Faremos a seguir alguns comentários sobre o programa.

A variável  $N_1$  determina o número de iterações de cálculo correspondente ao resfriamento durante o período de ciclo  $t_c$ .

O resfriamento da barra 3 é dividido em duas fases conforme visto no modelamento. A primeira, de duração  $t_c$ , está relacionada com o bloco delimitado pelas linhas 880 e 970.

A variável TS da linha 700 armazena o valor de T2 para os cálculos dessa fase antes que ele seja alterado pela linha 810.

A segunda fase começa depois de decorrido  $t_c$  e é dada pelas linhas 980, 990 e 1000.

As variáveis D1 e D2 estão associadas com o cálculo de  $T_i$  e  $T_i^*$  da equação (3-10) e (3-11).

A subrotina 1 relaciona-se com o resfriamento do modelo I.

A subrotina 2 fornece os valores de h, FB, FM e C em função da temperatura da barra.

Nos demais aspectos, o programa L7 é semelhante ao programa L1.

## 5 - RESULTADOS

Através do tratamento dos dados obtidos com o processamento dos programas enumerados no item 4, chegamos aos resultados mostrados neste capítulo na forma de gráficos e tabelas. Procurou-se variar cada parâmetro isoladamente e analisar a sua influência no resfriamento das barras.

Apresentamos a seguir um exemplo de cálculo através do programa L1 aplicado para as seguintes condições:

ACEL. DA GRAV. (em  $m/s^2$ ) = ? 9.8  
DIAM. DA BARRA (em mm) = ? 30  
TEMP. DO MEIO (em C) = ? 25  
TEMP. DE ENTR. (em C) = ? 1000  
DIST. ENTRE BARRAS (em mm) = ? 110  
TEMPO FINAL (em min) = ? 60  
INTERV. PARA CALC. (em s) = ? 30  
INTERV. PARA RESULT. (em min) = ? 5

Nos programas convém sempre atribuir a TU e IT valores múltiplos de DT.

Temos então os seguintes resultados:

INST. (min)	TEMP. (C)	H (W/m <sup>2</sup> .C)	HR (W/m <sup>2</sup> .C)	Q (KW/m <sup>2</sup> )
5.0	649.6	10.9	43.8	34.2
10.0	479.1	10.6	26.7	17.0
15.0	373.3	10.2	18.8	10.1
20.0	301.9	9.9	14.5	6.8
25.0	250.2	9.6	11.9	4.8
30.0	210.9	9.3	10.1	3.6

DIGITE QUALQUER TECLA PARA CONTINUAR

Continuando a apresentação dos resultados, vem:

INST.	TEMP.	H	HR	Q
35.0	180.4	9.0	8.9	2.8
.....	.....	.....	.....	.....
40.0	156.0	8.7	8.0	2.2
.....	.....	.....	.....	.....
45.0	136.3	8.4	7.3	1.7
.....	.....	.....	.....	.....
50.0	120.2	8.1	6.8	1.4
.....	.....	.....	.....	.....
55.0	106.9	7.8	6.4	1.2
.....	.....	.....	.....	.....
60.0	95.7	7.5	6.4	1.0
.....	.....	.....	.....	.....

DIGITE QUALQUER TECLA PARA CONTINUAR

Na figura 5.1 temos curvas de resfriamento natural de barras cilíndricas de diferentes tamanhos. O tempo de resfriamento para se atingir determinada temperatura é proporcional à relação  $m/A$  (massa/área superficial) das barras. A variação é linear para um mesmo valor de fator de forma. No caso da figura, como os valores de diâmetro são pequenos em relação ao espaçamento  $p$ , os fatores de forma são praticamente iguais.

O resfriamento natural duma barra  $\phi 25\text{mm}$  em função do espaçamento  $p$  pode ser visto nas curvas da figura 5.2.

Aos espaçamentos  $p$  estão associados os seguintes valores de distância entre barras e de fatores de forma:

$$p = 40 \text{ mm} \rightarrow a = 15\text{mm} \rightarrow F = 0.206$$

$$p = 80 \text{ mm} \rightarrow a = 55\text{mm} \rightarrow F = 0.10$$

$$p = 1000\text{mm} \rightarrow a = 975\text{mm} \rightarrow F = 0.008$$

Nota-se que à medida que diminui o espaçamento, o tempo de resfriamento aumenta. Quanto menor for a temperatura atingida, maiores são as diferenças de tempo. Um valor pequeno de  $p$  em relação a  $d$  implica em um valor de  $F$  elevado. Isto significa que quando as barras estão mais próximas entre si, a fração de energia emitida por radiação que deixa a superfície de uma barra e atinge a outra vizinha é maior. Desta forma, a fração de energia de radiação perdida para o meio, que está a uma temperatura bem menor que as barras laterais, diminui, causando um resfriamento mais lento. Para alguns tipos especiais de aço, aço-mola por exemplo, há interesse em retardar o resfriamento e isto pode ser feito diminuindo a distância entre barras.

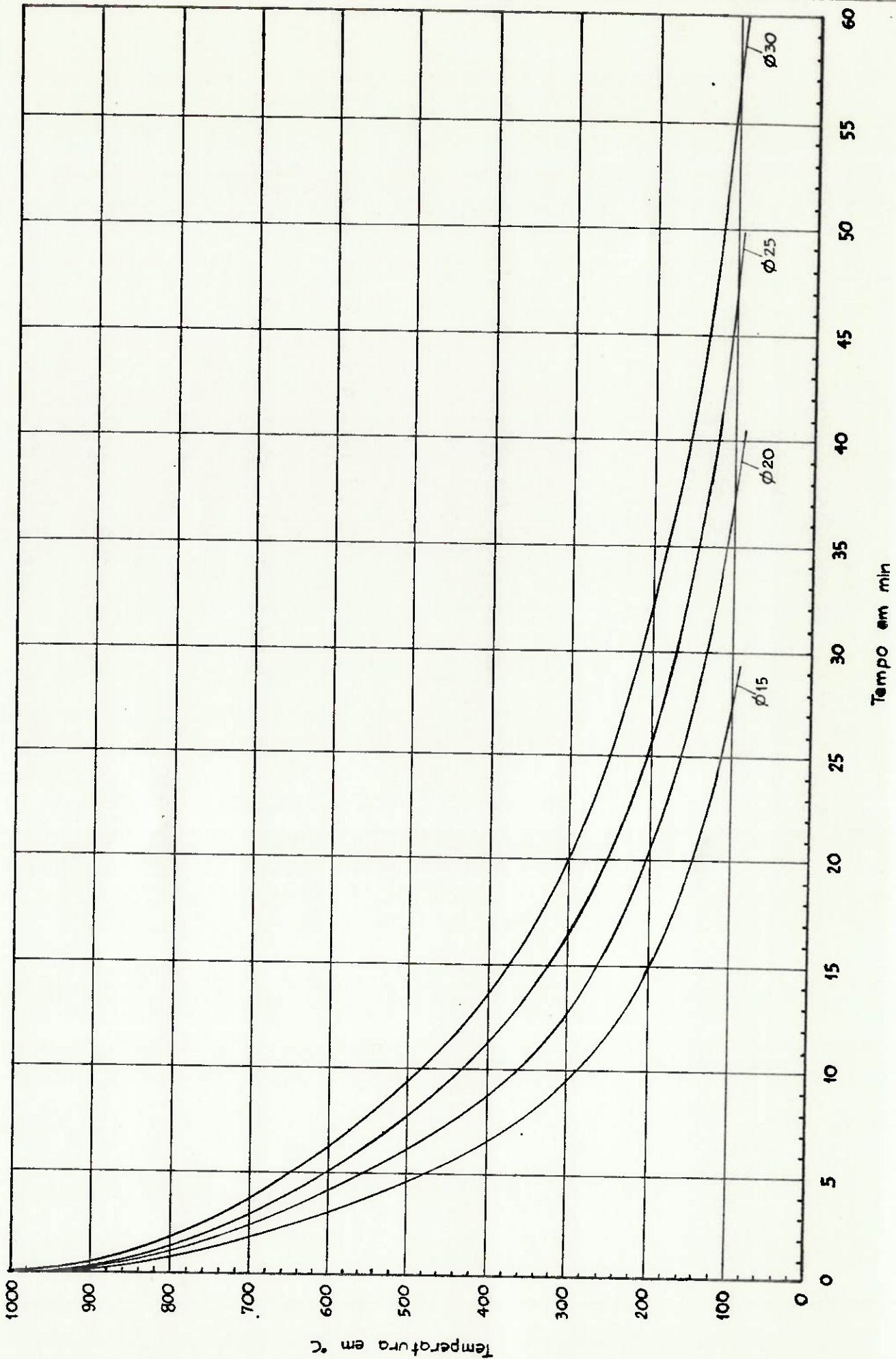


Fig. 5.1 - Resfriamento Natural de Barras de Seção Circular com 15, 20, 25 e 30 mm de Diâmetro

$T_{\infty} = 25^{\circ}\text{C}$        $p = 140 \text{ mm}$       material = aço RSt 42

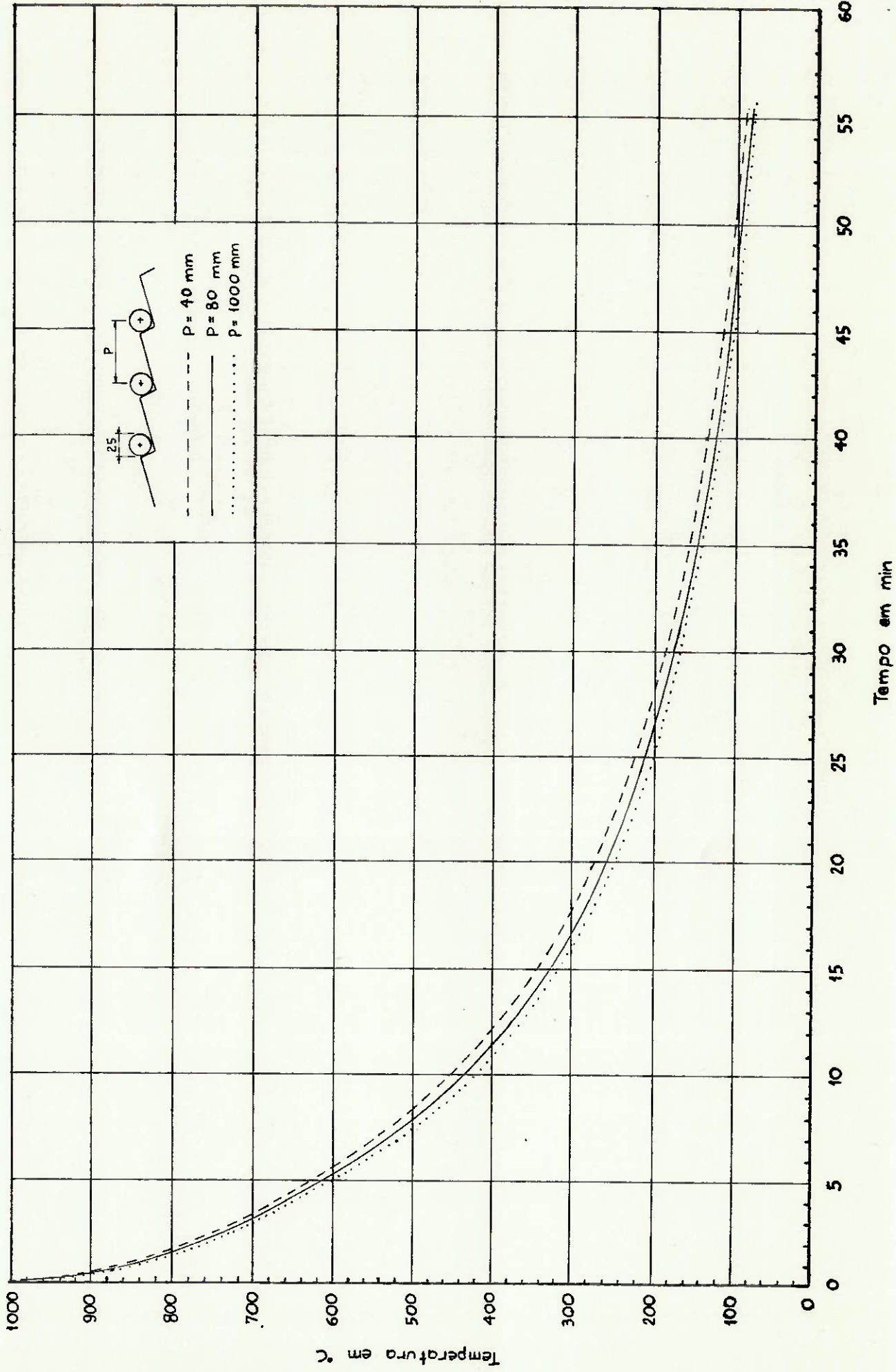


Fig. 5.2 - Influência do Espaçamento  $p$  no Resfriamento Natural de uma Barra  $\phi 25$  mm

$T_{\infty} = 25^{\circ}\text{C}$

material = aço RSt 42

A troca de calor por radiação predomina no início do resfriamento, como veremos mais adiante. Assim, o fator de forma tem uma influência maior no começo do resfriamento.

Tendo em vista a hipótese de transferência líquida das barras vizinhas praticamente nula, adotada no modelo I, um valor de  $F$  igual a 0,2, associando a  $\epsilon=0,8$ , significa que 67% da energia de radiação emitida pela barra é perdida para o meio ambiente com  $p$  igual a 1000 mm, a influência das barras laterais é praticamente desprezível.

No resfriamento natural ( $v=0$  na figura 5.3), o coeficiente  $h_r$  descrece rapidamente com a queda de temperatura enquanto que o coeficiente  $h$  mantém-se praticamente constante até 400°C, vindo a diminuir depois. O valor de  $h_r$  é bem maior que o valor de  $h$ , sendo que os dois somente tornam-se iguais a uma temperatura de 180°C. Logo a troca de calor por radiação predomina no início do resfriamento enquanto que a influência da troca de calor por convecção natural é maior no final.

Na tabela 5.1 efetuamos uma comparação entre os resultados obtidos através dos programas L1 e L7 aplicados a um caso onde a influência das barras laterais é relevante. Os dados de entrada foram:  $d=30\text{mm}$ ;  $a=30\text{mm}$ ;  $T_\infty=25^\circ\text{C}$ ;  $T_i=1000^\circ\text{C}$ ;  $t_c=30\text{s}$  e  $\Delta t=15\text{s}$ . O fator de forma neste caso vale 0,16.  $T_3$ ,  $T_2$  e  $T_1$  são respectivamente as temperaturas das barras 3, 2 e 1 do modelo matemático IV (ver item 3.3.4).  $T$  é a temperatura obtida pelo modelo I (ver item 3.3.1).

Analisando as diferenças entre  $T_2$  e  $T$ , vemos que elas são de alguns graus Celsius apenas.  $T_2$  é ligeiramente menor que  $T$  devido ao fato que o modelo IV distingue as etapas 2 e 3. Na etapa 2, a barra 3 não impede que metade da superfície da barra 2 troque calor com o meio ambiente, o que não ocorre no modelo I. Portanto, pode-se perfeitamente utilizar o modelo mais simplificado, modelo I. Convém lembrar que neste modelo o calor que a barra do meio recebe da barra de trás é igual ao calor cedido para a barra da frente, aproximação bastante razoável.

- Índices : 1 -  $v = 0$   
 2 -  $v = 4 \text{ m/s}$   
 3 -  $v = 10 \text{ m/s}$   
 4 -  $v = 18 \text{ m/s}$

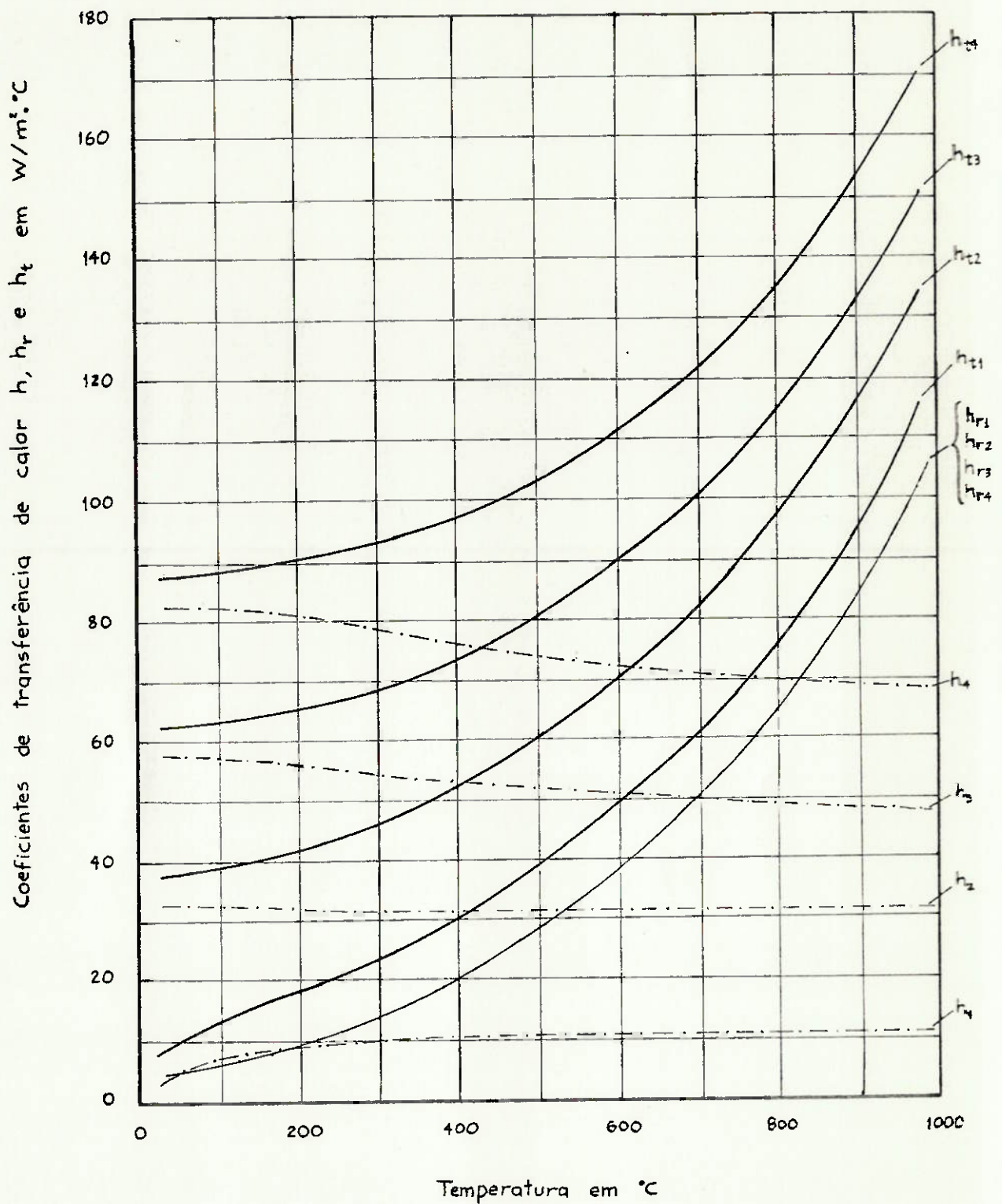


Fig. 5.3 - Variação dos Coeficientes  $h$ ,  $h_r$  e  $h_t$  com a Temperatura nos Resfriamentos Natural e Forçado de uma Barra  $\phi 30 \text{ mm}$

$T_\infty = 25^\circ\text{C}$

$a = 110 \text{ mm}$

material = aço RSt 42

TABELA 5.1 - COMPARAÇÃO ENTRE OS RESULTADOS DOS PROGRAMAS  
L1 E L7

t (min)	T <sub>3</sub> (°C)	T <sub>2</sub> (°C)	T <sub>1</sub> (°C)	T (°C)
0	-	1000	925,5	
0,25	-	958,4	894,5	961,2
0,50	-	919,9	868,3	925,5
0,75	958,4	890,0	846,0	894,5
1,00	919,8	865,0	826,5	868,3
1,25	889,2	843,4	809,2	846,0
1,50	863,8	824,5	793,5	826,5
1,75	842,1	807,5	779,2	809,2
2,00	823,0	792,0	765,9	793,5
3,00	763,5	741,5	721,0	742,1
4,00	719,0	700,3	681,0	700,7
5,00	679,1	661,5	642,9	661,7
6,00	641,1	624,3	606,4	624,4
7,00	604,7	588,7	570,9	588,6
8,00	569,3	554,2	538,1	554,0
9,00	536,7	523,2	508,6	523,0
10,00	507,4	495,3	482,1	495,0

Ainda na figura 5.3, à medida que a velocidade do ar de ventilação forçada  $\bar{v}$  é aumentada, o coeficiente  $h$  aumenta também, sendo que a troca de calor por convecção passa a atuar mais no resfriamento total. Para uma velocidade de 10 m/s por exemplo,  $h$  varia de 48 a 58 W/m<sup>2</sup>.°C, passando a superar  $h_r$  para temperatura abaixo de 690°C. No resfriamento forçado o valor de  $h$  aumenta com a diminuição de temperatura.

As curvas  $h_t$  resultam da soma de  $h$  com  $h_r$ .

O comportamento da curva do calor total perdido por uma barra  $\varnothing 30\text{mm}$  é mostrado na figura 5.4.

A figura 5.5 apresenta as curvas de resfriamento natural e forçado para uma barra  $\varnothing 30\text{mm}$ . Vê-se que a diminuição de tempo com

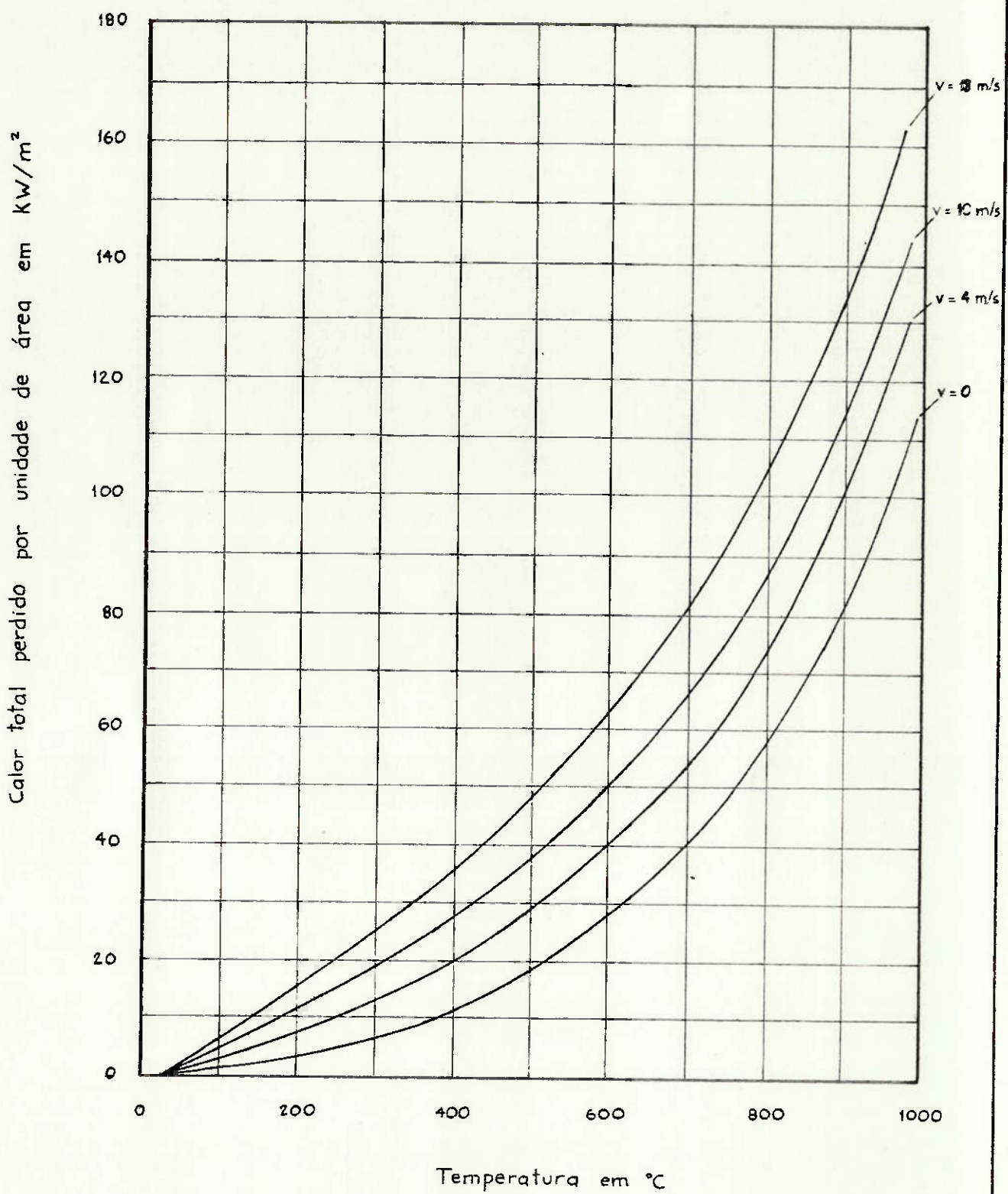


Fig. 5.4 - Calor Total Perdido por uma Barra  $\phi 30$  mm em Resfriamentos Natural e Forçado

$T_{\infty} = 25^{\circ}\text{C}$

$a = 110$  mm

material = aço RSt 42

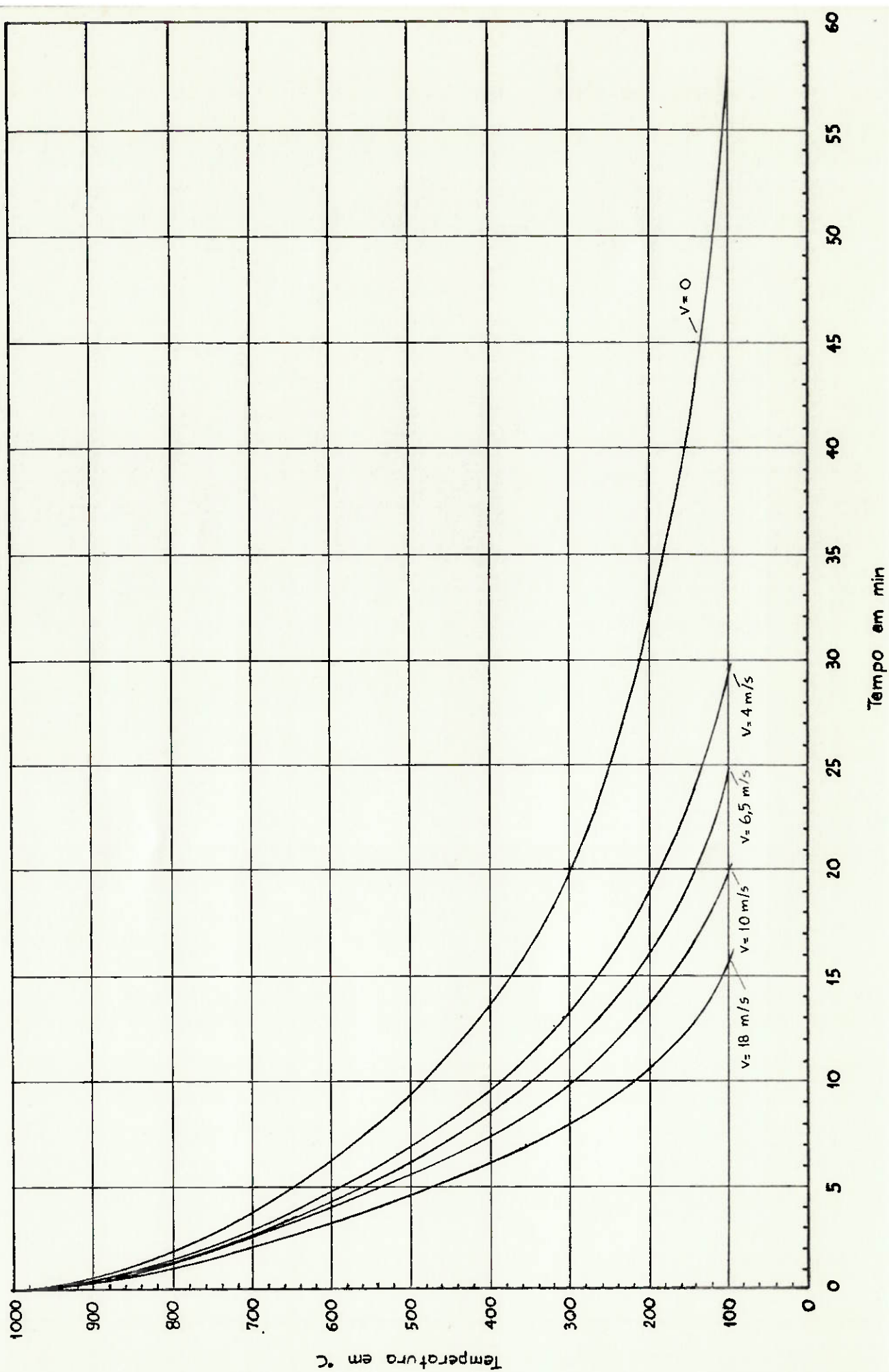


Fig. 5.5 - Resfriamentos Natural e Forçado de uma Barra  $\phi 30 \text{ mm}$

$T_{\infty} = 25 \text{ C}$

$a = 110 \text{ mm}$

material = aço RSt 42

a ventilação forçada é bastante sensível, o que implica em um leito de resfriamento de menor tamanho.

Para a mesma barra  $\varnothing 30\text{mm}$ , vemos na figura 5.6 a diminuição do tempo de resfriamento com o aumento da velocidade do ar de convecção forçada. O tempo de resfriamento considerado está relacionado com uma temperatura de entrada de  $1000^{\circ}\text{C}$  e uma temperatura de saída de  $100^{\circ}\text{C}$ . Nota-se na figura, que para valores maiores de velocidade, não há mudanças significativas no tempo. Geralmente, para leito de perfis leves, a velocidade do ar varia de 5 a 10 m/s.

Tomando-se o resfriamento de uma barra  $\varnothing 30\text{ mm}$  num meio com temperatura  $T_{\infty} = 25^{\circ}\text{C}$ , observamos na figura 5.7 a mudança no tempo levado para atingir as diversas temperatura em função de outros valores de  $T_{\infty}$ .

Nota-se que a mudança no tempo torna-se cada vez maior à medida que diminui a temperatura. Em temperaturas elevadas, onde predomina a troca de calor por radiação, a variação da temperatura ambiente pouco influencia no tempo. Isto já não ocorre com temperaturas baixas, onde predomina a troca de calor por convecção. Considerando uma temperatura de saída igual a  $100^{\circ}\text{C}$ , o tempo de resfriamento pode aumentar em até 50% devido a uma temperatura do meio demasiadamente elevada. Surge então a necessidade de uma boa aeração da área industrial que obriga o leito. Uma boa renovação do ar aquecido pode ser conseguida dotando-se a construção de aberturas de saída e entrada de ar suficientemente grandes e convenientemente localizadas (ver figura 5.8).

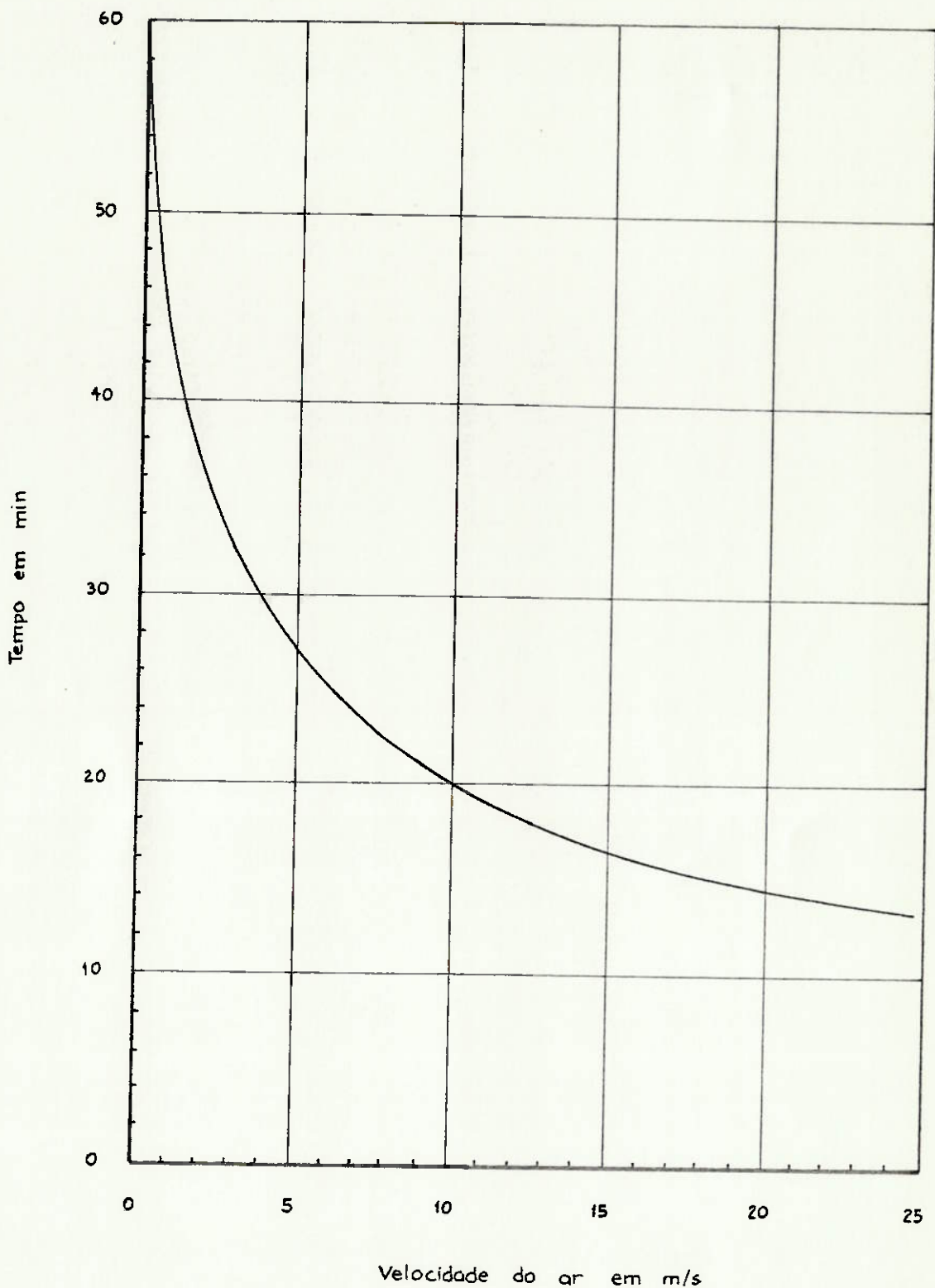


Fig. 5.6 - Mudança no Tempo de Resfriamento ( $1000 - 100^{\circ}\text{C}$ ) de uma Barra  $\phi 30$  mm com o Aumento da Velocidade do Ar

$T_{\infty} = 25^{\circ}\text{C}$

$a = 110$  mm

material = aço RSt 42

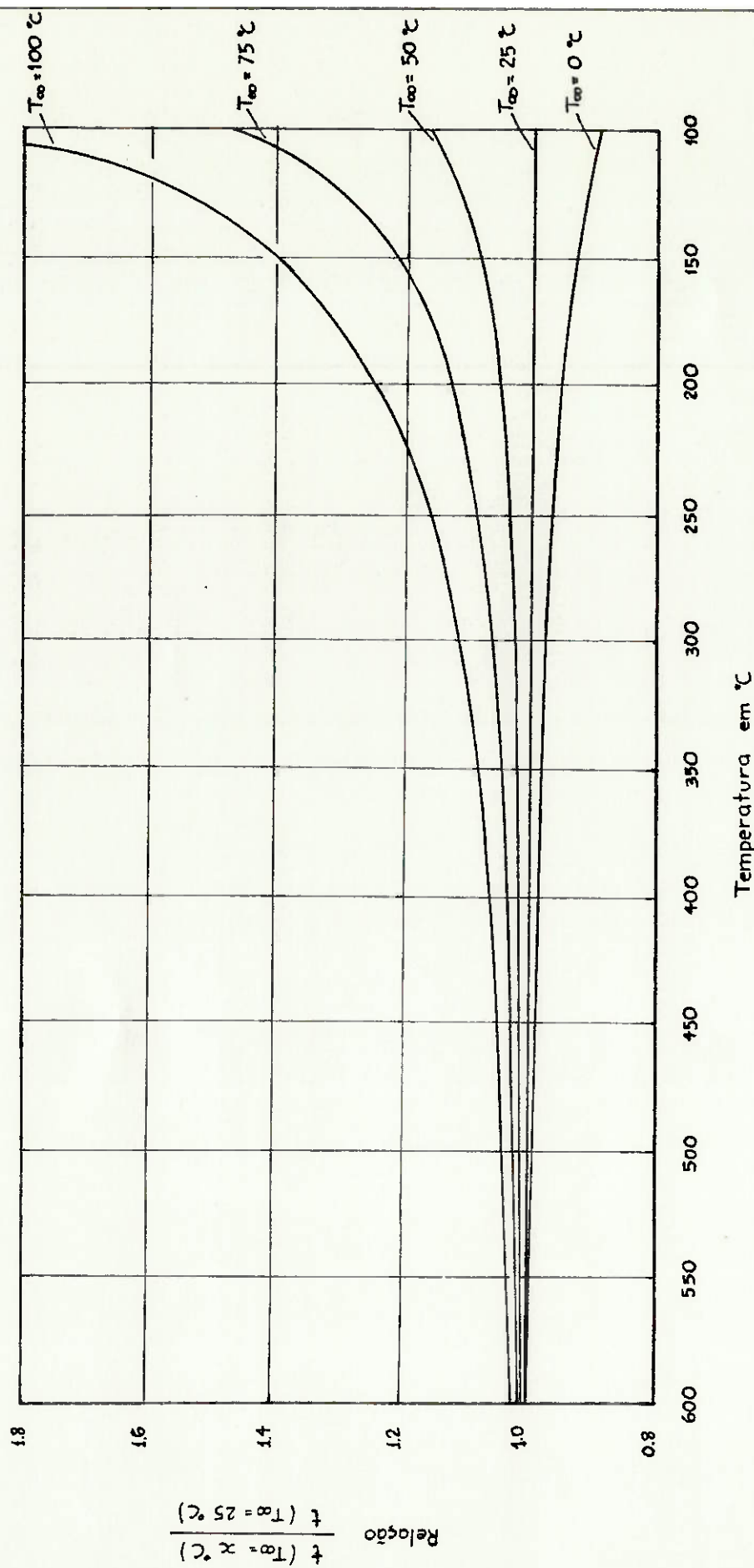


Fig. 5.7 - Mudança no Tempo de Resfriamento Natural de uma Barra  $\phi 30$  mm em Função da Temperatura de Saída e da Temperatura do Meio Ambiente

$a = 110$  mm

material = aço RSt 42

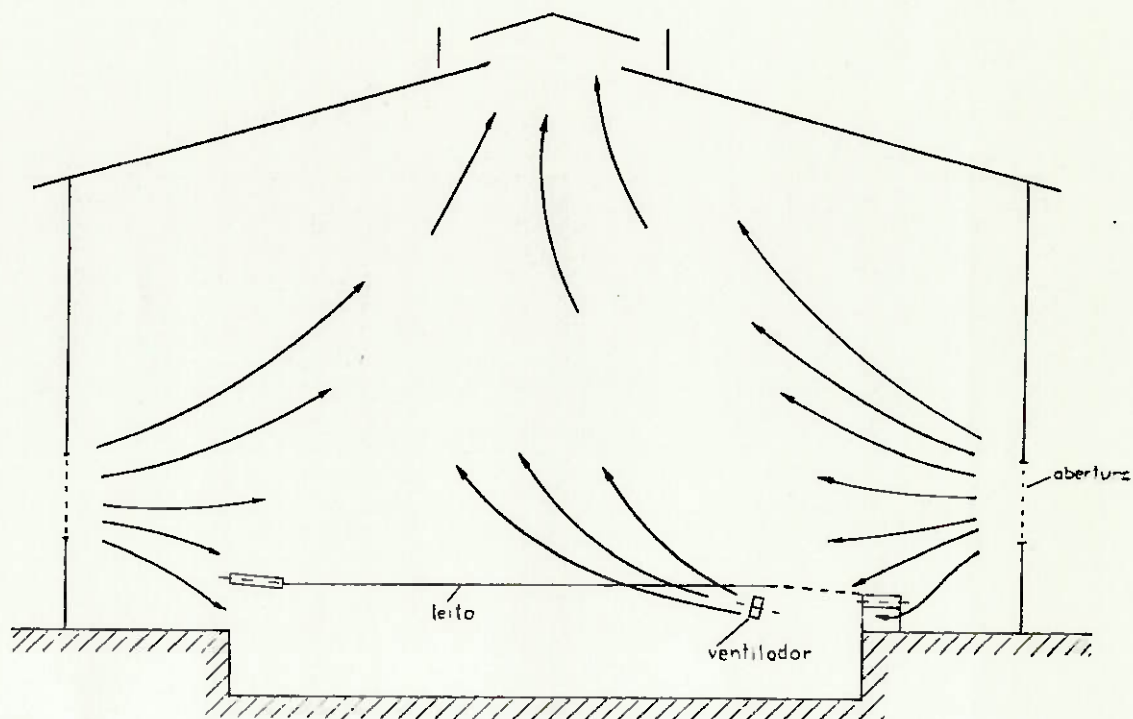


FIG. 5.8 - REPRESENTAÇÃO ESQUEMÁTICA DA AERAÇÃO DE UMA ÁREA INDUSTRIAL COM UM LEITO DE RESFRIAMENTO DOTADO DE VENTILAÇÃO FORÇADA.

Aberturas no teto da instalação industrial podem ser vistas na parte superior da figura 5.9.

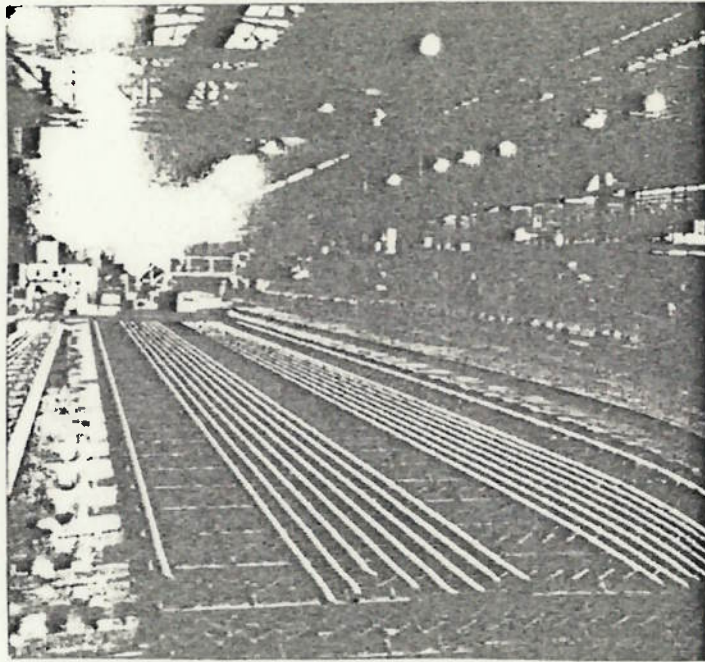


FIG. 5.9 - ABERTURAS DE AERAÇÃO (PARTE SUPERIOR DA FOTO) DA  
ÁREA INDUSTRIAL.

Vejamos o que acontece com o tempo de resfriamento quando a ventilação forçada é introduzida somente a partir de um determinado trecho do leito. A barra sofre então um resfriamento natural até uma determinada temperatura inicial de insuflação, passando a resfriar através de convecção forçada a partir daí em diante. Na figura 5.10 temos curvas de resfriamento de barra  $\varnothing 30$  mm com  $v = 10$  m/s para temperaturas iniciais de insuflamento iguais a 1000, 700, 500, 400 e 300 °C. Considerando uma temperatura de saída de 100 °C vê-se que utilizando ventilação forçada a partir de 700°C, o tempo de resfriamento resultante são difere em 1,5 min daquele obtido com resfriamento forçado desde a entrada.

A redução do tempo de resfriamento (1000-100°C) em função da temperatura inicial de insuflação pode ser melhor vista na figura 5.11. No caso da barra  $\varnothing 30$  mm sofrer somente convecção na

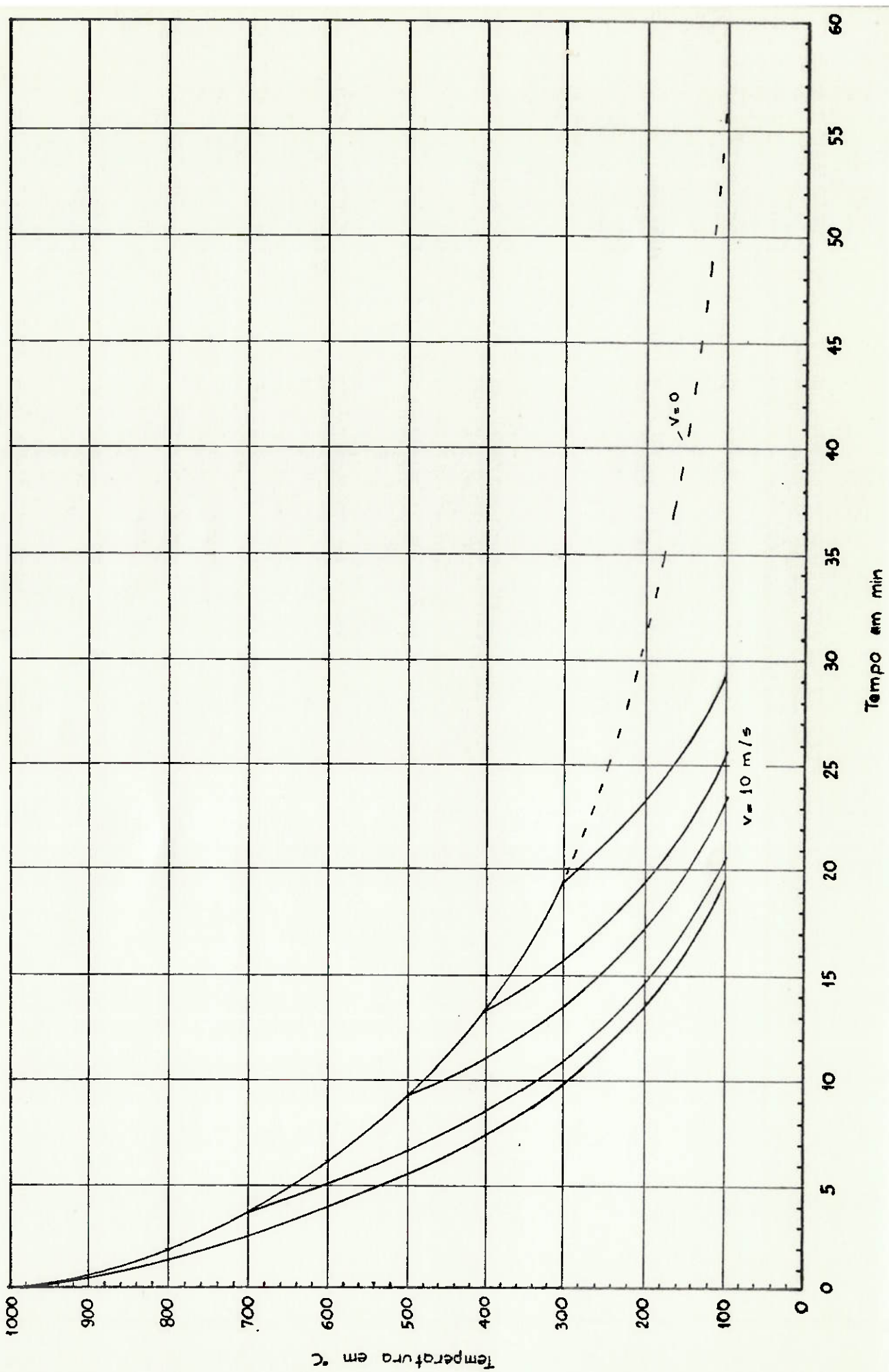


Fig. 5.10 - Efeito da Temperatura Inicial de Insuflação com  $v = 10 \text{ m/s}$  sobre o Resfriamento de uma Barra  $\phi 30 \text{ mm}$

$T_{\infty} = 25^{\circ}\text{C}$

$a = 110 \text{ mm}$

material = aço RSt 42

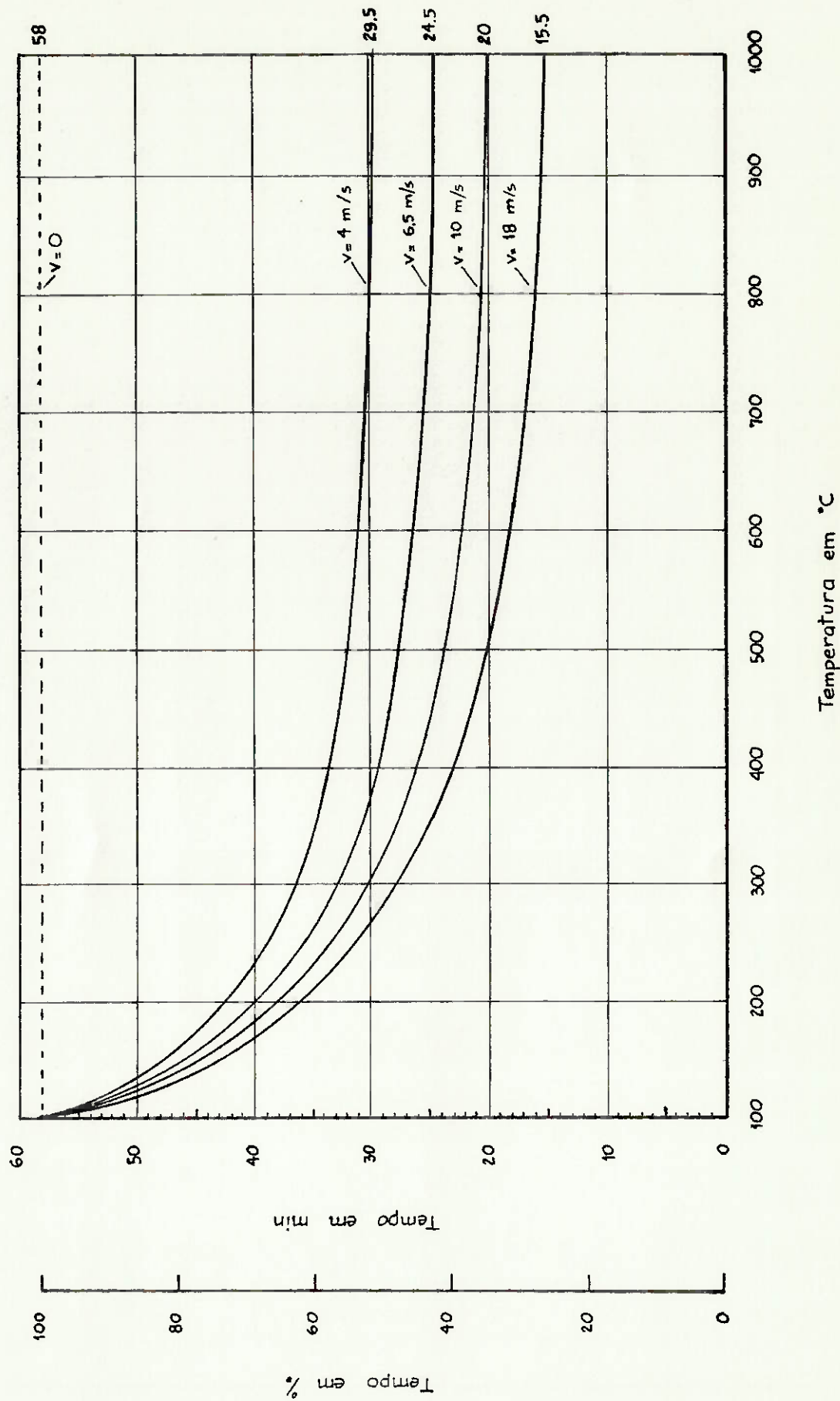


Fig. 5.11 - Redução no Tempo de Resfriamento (1000 - 100°C) de uma Barra  $\phi 30$  mm em Função da Temperatura Inicial de Insuflação

$T_{\infty} = 25^{\circ}\text{C}$

$a = 110$  mm

material = aço RSt 42

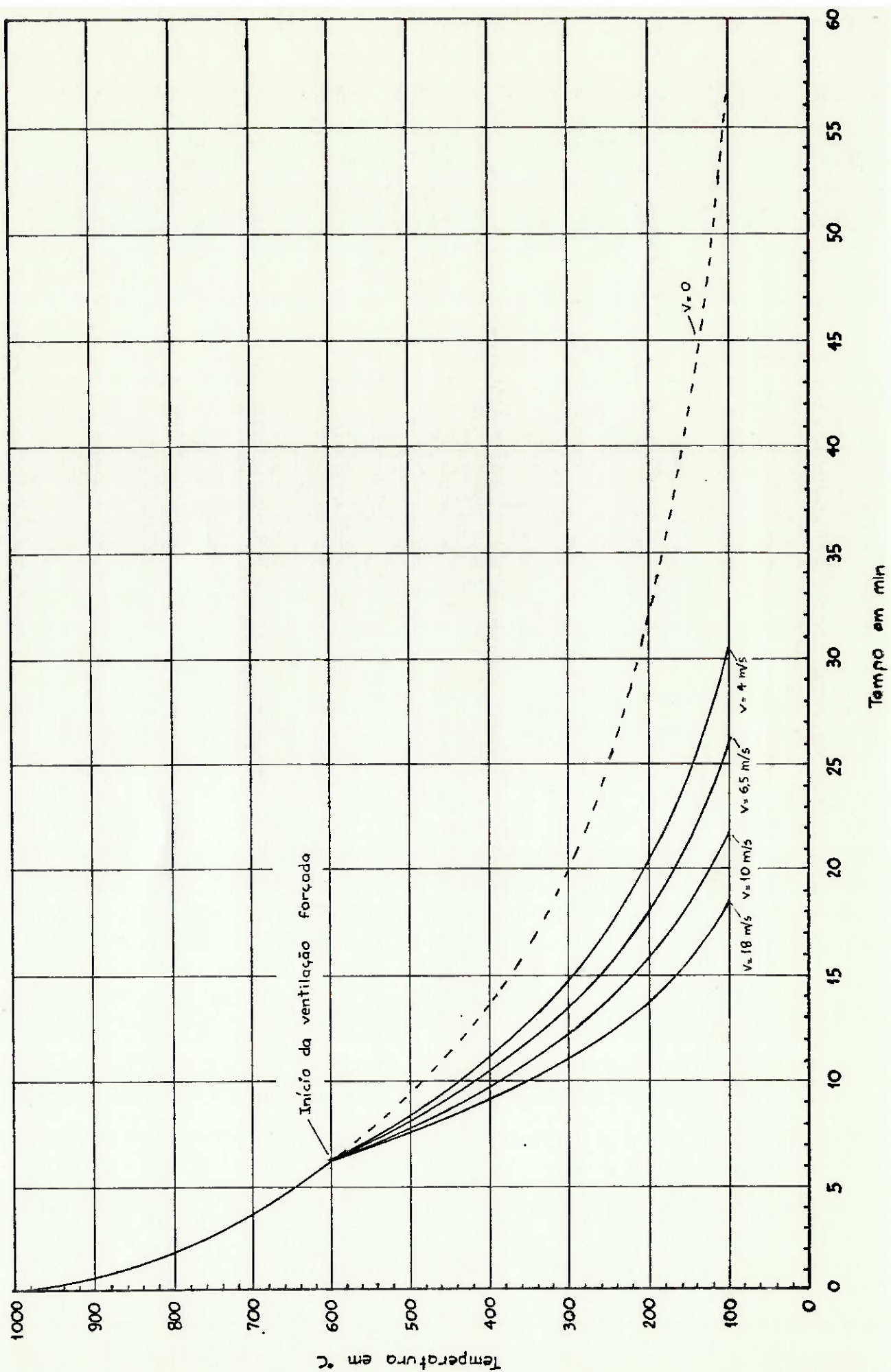


Fig. 5.12 - Resfriamento de uma Barra  $\phi 30$  mm com Temperatura Inicial de Insuflação Igual a  $600^{\circ}\text{C}$  para Diversas Velocidades de Ar

$T_{\infty} = 25^{\circ}\text{C}$

$a = 110$  mm

material = aço RSt 42

tural, o tempo gasto seria de 58 min. com a introdução de ventilação forçada a temperaturas acima de 600°C, podemos conseguir uma redução de 50% ou mais no tempo de resfriamento, dependendo da velocidade do ar. Nota-se ainda que não existem alterações significativas no tempo para temperaturas iniciais de insuflamento elevadas. Isto ocorre porque a troca de calor por radiação tem influência mais marcante no começo. Logo não há necessidade de prover toda a parte inferior do leito de resfriamento com instalações de insuflação de ar, o que se traduz em menores gastos de equipamento e energia elétrica com a ventilação forçada.

Curvas de resfriamento de uma barra  $\varnothing 30\text{mm}$  com temperatura inicial de insuflação igual a 600°C são mostradas na figura 5.12.

Faremos a seguir um estudo comparativo entre leitos de tarugos de seção quadrada em disposição diagonal, variando os parâmetros distância entre barras e velocidade do ar.

Consideraremos uma produção  $Q=100$  ton/h de barras de seção quadrada  $\square 150 \times 150 \times 10000$  mm.

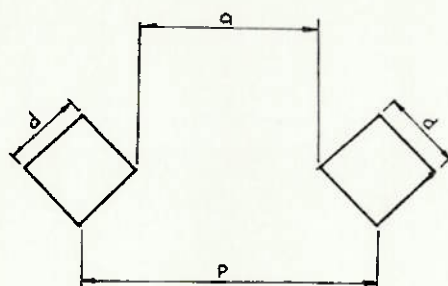


FIG. 5.13 - VARIÁVEIS  $a$  E  $p$  DA DISPOSIÇÃO DIAGONAL

A relação entre o espaçamento  $p$  e a distância entre barras  $a$  pode ser tirada da figura 5.13:

$$p = a + 2 \cdot d \cdot \cos 45^\circ = a + d \cdot \sqrt{2}$$

$$p = a + 150\sqrt{2} = (a + 212) \text{ mm}$$

O peso da barra é dado por:

$$G = \rho \cdot d \cdot d \cdot l = 7,85 \frac{\text{ton}}{\text{m}^3} \times 0,15\text{m} \times 0,15\text{m} \times 10\text{m} = 1,766 \text{ ton.}$$

Substituindo os dados acima na relação (1-1) teremos a lar-

gura L da área de resfriamento do leite.

A queda de temperatura por metro de largura é dada por:

$$\frac{T_{\text{entrada}} - T_{\text{saída}}}{\text{largura}} = \frac{1000-100}{L} = \frac{900}{L} \text{ } ^\circ\text{C/m}$$

TABELA 5.2 - DADOS DE ALGUNS LEITOS DE RESFRIAMENTO DE TARUGOS DE SEÇÃO TRANSVERSAL  $\varnothing$  150x150 mm EM DISPOSIÇÃO DIAGONAL

CONDIÇÕES DE RESFRIAMENTO	DISTÂNCIA a (mm)	PASSO p (m)	VELOCIDADE						QUEDA DE TEMPERATURA POR METRO (°C/m)		
			v=0		v=8m/s		v=16m/s		v=0	v=8m/s	v=16m/s
			tempo t (h)	largura L (m)	tempo t (h)	largura L (m)	tempo t (h)	largura L (m)			
Um só tipo de convecção de 1000 a 1000°C	50	0,262	4,63	69	2,95	44	2,28	34	13,04	20,45	26,47
	100	0,312	4,55	80	2,92	52	2,25	40	11,25	17,31	22,50
	200	0,412	4,43	103	3,38	79	2,45	57	8,74	11,39	15,80
	300	0,512	4,38	130	3,33	97	2,42	70	6,92	9,28	12,86
Convecção natural de 1000 a 500 °C + Convecção forçada de 500 a 100 °C	50	0,262	-	-	3,07	46	2,52	37	-	19,56	24,32
	100	0,312	-	-	3,04	54	2,47	44	-	16,67	20,45
	200	0,412	-	-	3,42	80	2,60	61	-	11,25	14,75
	300	0,512	-	-	3,37	98	2,57	78	-	9,18	11,54

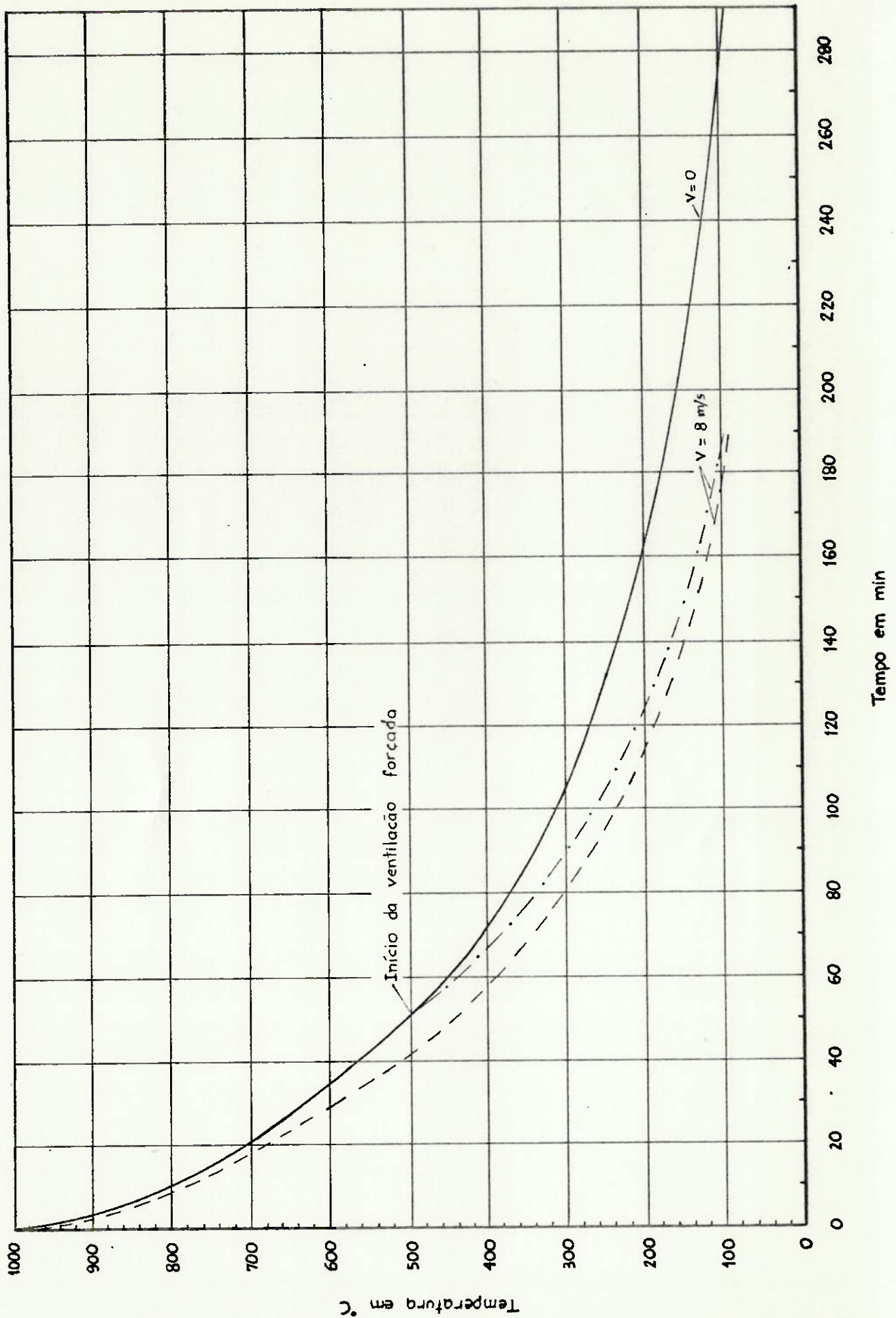


Fig. 5.14 - Resfriamentos Natural e Forçado (Temperaturas Iniciais de Insuflação Iguais a 1000 e 500°C) de uma Barra  $\square$  150 em Disposição Diagonal

$T_{\infty} = 20^{\circ}\text{C}$

$a = 50 \text{ mm}$

$v = 0,8 \text{ m/s}$

material = aço RSt 42

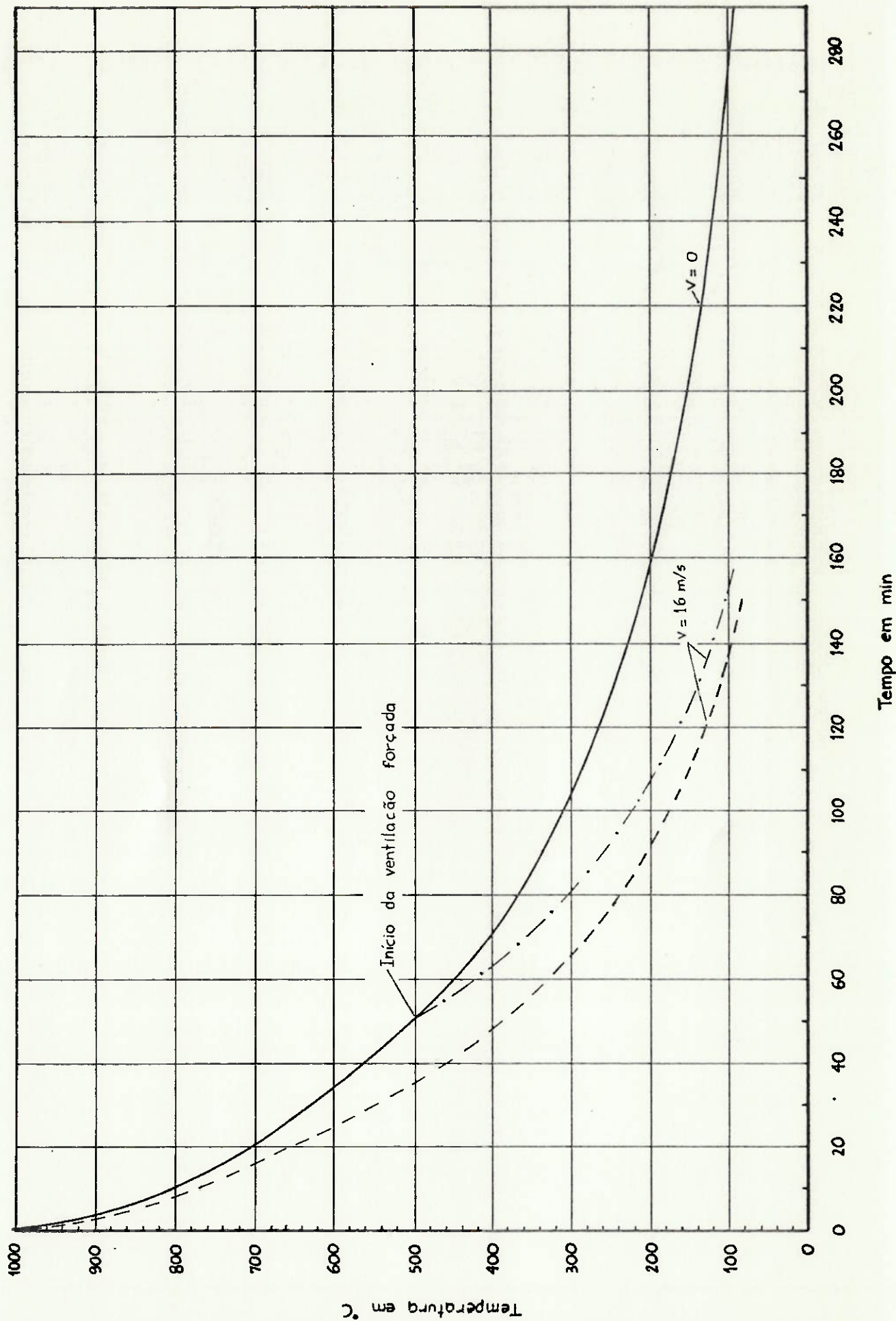


Fig. 5.15 - Resfriamentos Natural e Forçado (Temperaturas Iniciais de Insuflação Iguais a 1000 e 500°C) de uma Barra  $\varnothing$  150 em Disposição Diagonal

$T_{\infty} = 20^{\circ}\text{C}$        $a = 50 \text{ mm}$        $v = 0; 16 \text{ m/s}$       material = aço RSt 42

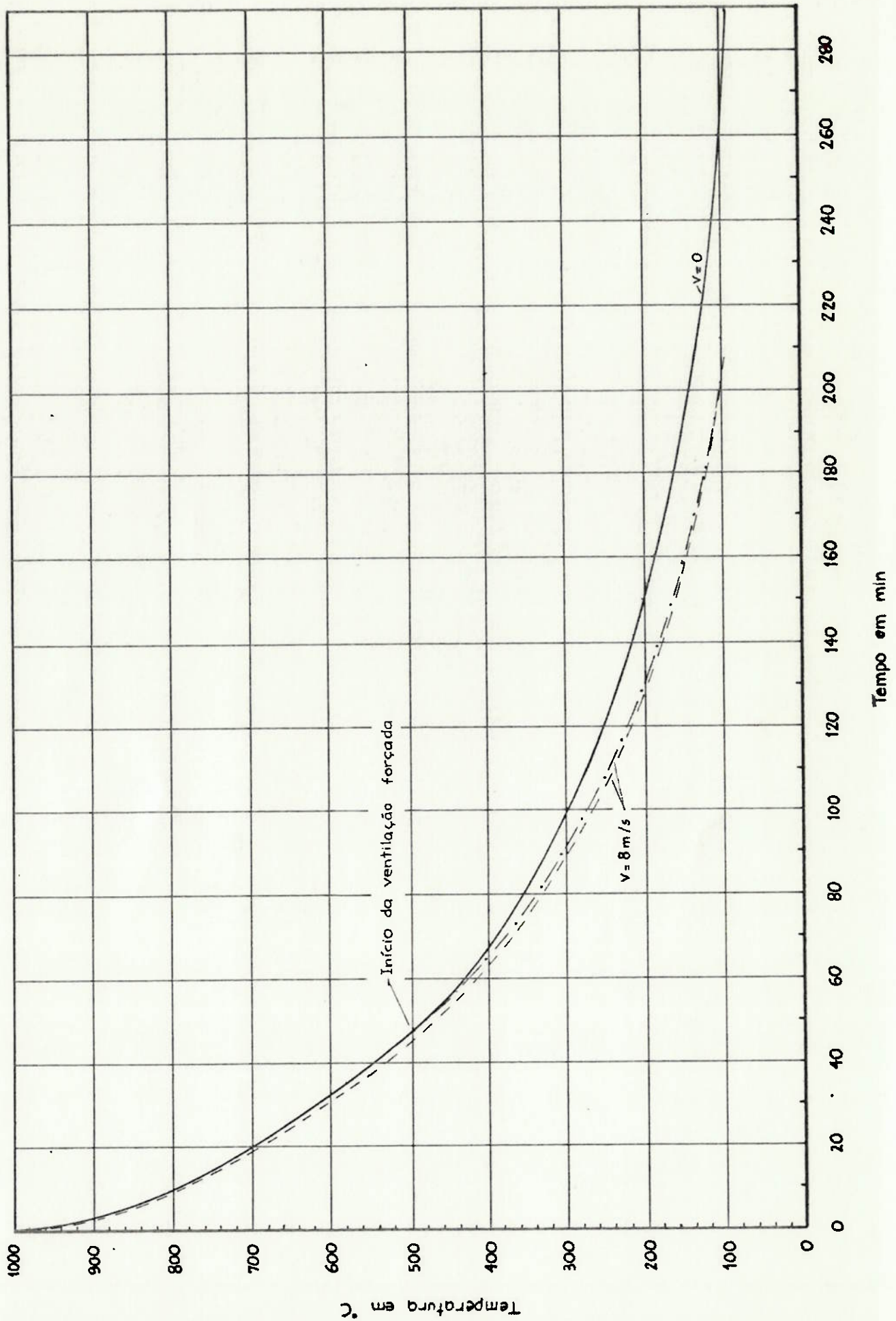


Fig. 5.16 - Resfriamentos Natural e Forçado (Temperaturas Iniciais de Insuflação Iguais a 1000 e 500°C) de uma Barra  $\varnothing$  150 em Disposição Diagonal

$T_{\infty} = 20^{\circ}\text{C}$        $a = 200 \text{ mm}$        $v = 0; 8 \text{ m/s}$       material = aço RSt 42

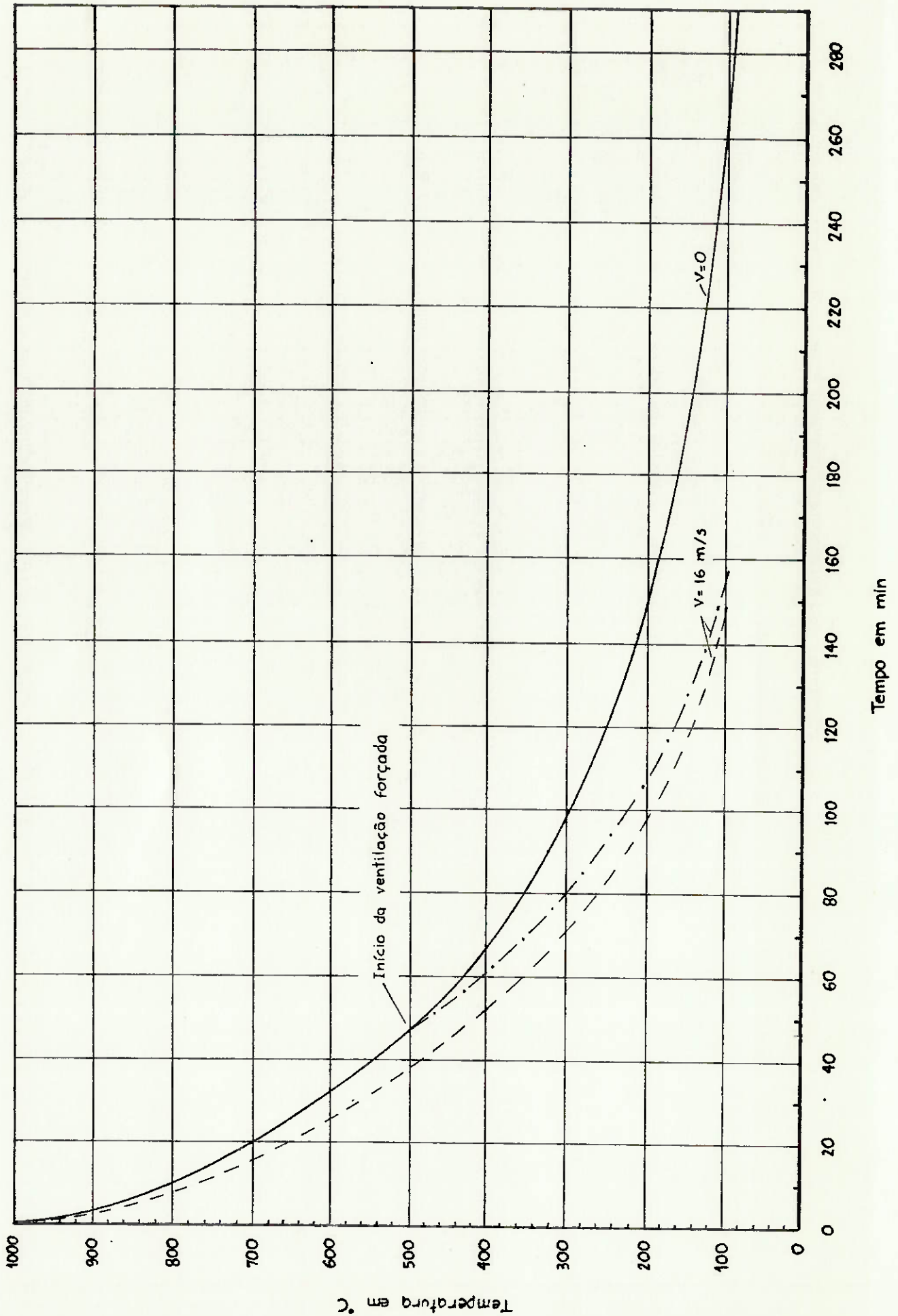


Fig. 5.17 - Resfriamentos Natural e Forçado (Temperaturas Iniciais de Insuflação Iguais a 1000 e 500°C) de uma Barra  $\square$  150 em Disposição Diagonal

$T_{\infty} = 20 \text{ C}$        $a = 200 \text{ mm}$        $v = 0; 16 \text{ m/S}$       material = aço RSt 42

Os resultados da tabela 5.2 confirmam as conclusões já descritas anteriormente. Façamos alguns comentários adicionais.

No resfriamento da barra  $\varnothing 150$ , vemos também que a utilização de ventilação forçada a partir de 500 °C resulta em um tempo de resfriamento não muito diferente daquele obtido com ventilação forçada desde a temperatura inicial de 1000 °C. Em outras palavras, consegue-se uma redução de custos com a não necessidade de uso de ventilação forçada em aproximadamente 25 e 35% da área total do leito para as velocidades de 8 e 16 m/s respectivamente.

As curvas de resfriamento correspondentes aos casos  $a=50$  e  $a=200$  mm são mostradas nas figuras 5.14, 5.15, 5.16 e 5.17. Já as curvas dos casos  $a=100$  e  $a=150$  mm aproxima-se bastante às dos casos  $a=50$  e  $a=200$  mm respectivamente.

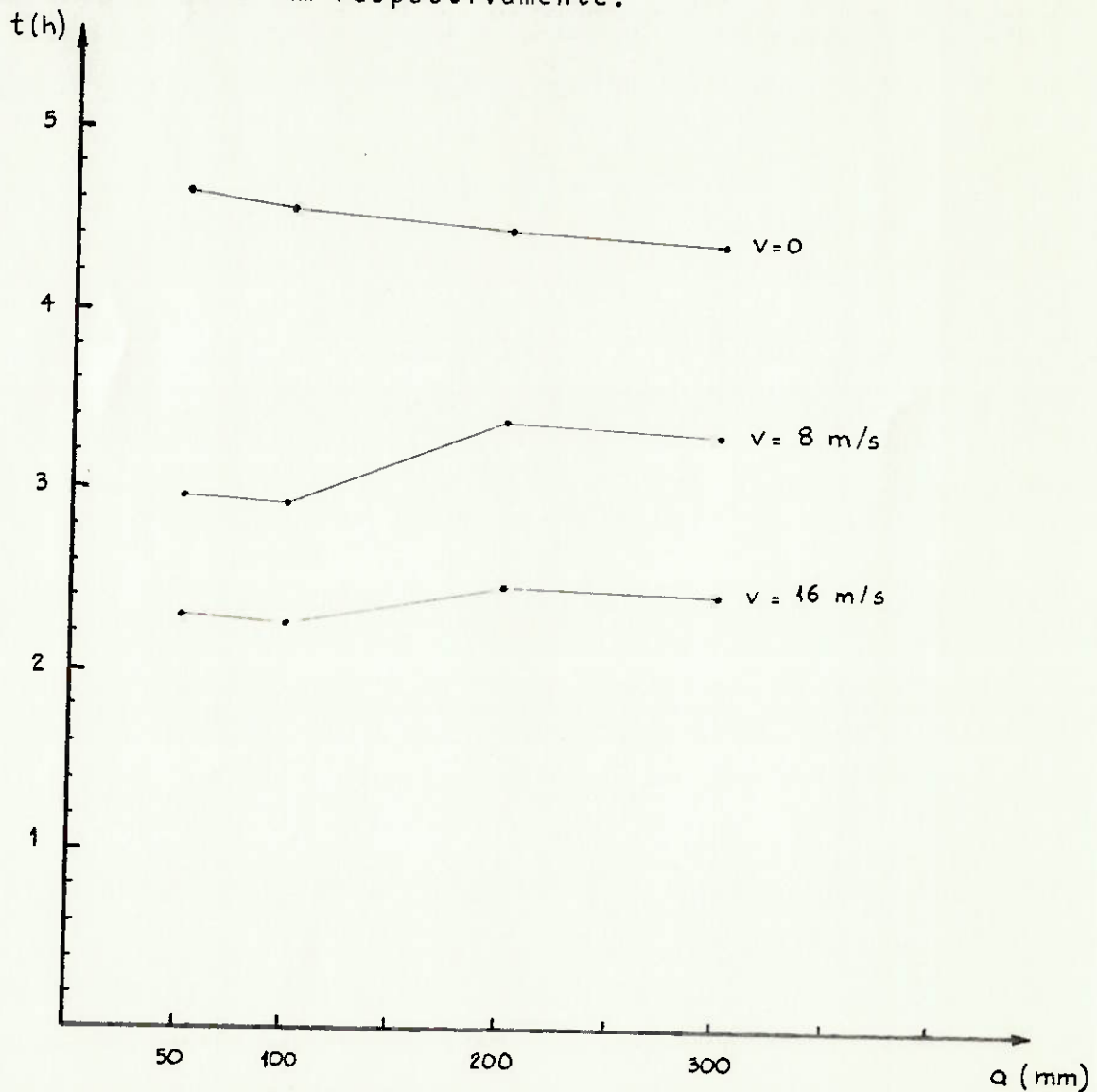


FIG. 5.18 - TEMPOS DE RESFRIAMENTO COM SÓ TIPO DE CONVECÇÃO DOS CASOS DA TABELA 5.2

Os tempos de resfriamento com um s $\tilde{o}$  tipo de convec $\tilde{c}$ o dos ca-  
sos da tabela 5.2 foram colocados no gr $\tilde{a}$ fico da figura 5.18 em  
fun $\tilde{c}$ o da dist $\tilde{a}$ ncia a. Percebe-se que na convec $\tilde{c}$ o natural o tem-  
po de resfriamento diminui com o aumento de a, como j $\tilde{a}$  visto an-  
teriormente. No entanto, a mesma coisa n $\tilde{a}$ o acontece com a convec-  
 $\tilde{c}$ o for $\tilde{c}$ ada. Valores de a iguais a 50 e 100 mm resultam em tem-  
pos menores porque com a diminui $\tilde{c}$ o da dist $\tilde{a}$ ncia entre barras,  
diminui a "se $\tilde{c}$ o de escoamento" do fluxo de ar entre as barras,  
aumentando a velocidade e a turbul $\tilde{e}$ ncia. Isto leva a um aumento  
do coeficiente de transfer $\tilde{e}$ ncia de calor por convec $\tilde{c}$ o h, cujo  
efeito supera o efeito contr $\tilde{a}$ rio da diminui $\tilde{c}$ o de h<sub>r</sub> com a maior  
proximidade entre as barras.

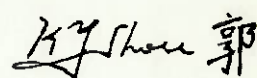
A ventila $\tilde{c}$ o for $\tilde{c}$ ada pode ser dada atrav $\tilde{e}$ s de um duto central  
com diversos bocais de insufla $\tilde{c}$ o ou atrav $\tilde{e}$ s de uma s $\tilde{e}$ rie de ven-  
tiladores individuais. O fluxo de ar atinge as barras pelas suas  
partes inferiores.

De acordo com o padr $\tilde{a}$ o experimental que resultou nas f $\tilde{o}$ rmlas  
(2-11), (2-12), (2-13) e (2-14), dever $\tilde{i}$ amos ter um ventilador a  
cada tr $\tilde{e}$ s barras  $\varnothing$  150, a partir da primeira barra e posicionado  
65 cm abaixo dela. Tal disposi $\tilde{c}$ o compacta seria dif $\tilde{i}$ cil de ser  
realizada contrutivamente, al $\tilde{e}$ m de ser cara. Foi constatado atra-  
v $\tilde{e}$ s de pesquisas sobre a zona de influ $\tilde{e}$ ncia dos ventiladores (ra-  
io de a $\tilde{c}$ o) que a instala $\tilde{c}$ o de um ventilador ou bocal de insu-  
fla $\tilde{c}$ o a cada cinco barras e a partir da primeira barra  $\tilde{e}$  sufi-  
ciente para o resfriamento for $\tilde{c}$ ado no caso da dist $\tilde{a}$ ncia entre  
barras ser 50 mm. Desta forma, seriam utilizados ventiladores com  
di $\tilde{a}$ metro de rotor 245 mm, pot $\tilde{e}$ ncia 0,7 KW e vaz $\tilde{a}$ o de ar 1720 m $^3$ /h  
para um raio de a $\tilde{c}$ o igual a 1,25 m [7].

O emprego da ventila $\tilde{c}$ o for $\tilde{c}$ ada traz benef $\tilde{i}$ cios em termos de  
custo inicial do equipamento e de  $\tilde{a}$ rea ocupada devido  $\tilde{a}$  redu $\tilde{c}$ o  
do tamanho do leito. No entanto, ele exige gastos maiores de ma-  
nuten $\tilde{c}$ o al $\tilde{e}$ m dos gastos com os ventiladores e dutos,  $\tilde{e}$  claro. E  
xistem ainda as dificuldades de dispor o fluxo de ar contra as  
barras. Velocidades de ar muito elevadas podem exigir ventilado-  
res demasiadamente potentes e grandes. No caso do resfriamento  
das barras  $\varnothing$  150, o uso de ventiladores com velocidade do ar me-  
nor que 5m/s n $\tilde{a}$ o faz diferen $\tilde{c}$ a para ambientes bem ventilados.

Voltando à tabela 5.2, a variável queda de temperatura por metro está de certa forma relacionada com o desempenho do leito em termos da sua capacidade de resfriamento. Consideremos o leito com resfriamento natural e  $a=100\text{mm}$ , e o leito com dois tipos de convecção e  $a=200\text{mm}$ . Vemos que os dois têm a mesma capacidade de resfriamento:  $11,25\text{ }^{\circ}\text{C/m}$ . A largura dos dois é de  $80\text{m}$ . O primeiro pode parecer de princípio mais vantajoso, pois dispensa ventiladores. No entanto, ele tem que mover uma carga maior (257 contra 194 ton) por ter um passo  $p$  menor, exigindo assim uma estrutura de suporte das barras mais robusta, além de motores e redutores de maior potência. Vemos então que a otimização de um projeto de leito de resfriamento depende de uma "análise de sensibilidade" dos diversos parâmetros técnicos e de custo. Nos dias de hoje, face à modernização dos equipamentos siderúrgicos, ao esforço crescente de diminuição de custos e à expansão da produção de aços no Brasil, esta análise não somente é uma necessidade como obrigação também.

São Paulo, SP., em 14 de janeiro de 1987.



KUO YUNG SHOU

## 6. APENDICE

### 6.1 PROPRIEDADES DO AR À PRESSÃO ATMOSFÉRICA

Na tabela A.1 os valores de  $\nu$ ,  $K$  e  $Pr$  não são fortemente dependentes da pressão e podem ser usados para uma faixa razoavelmente extensa de pressões:

TABELA A.1 - Propriedades do Ar

$T_f$ (K)	$\nu$ ( $m^2/s$ ) $\times 10^{-6}$	$K$ ( $W/m \cdot ^\circ C$ )	$Pr$
250	9,49	0,02227	0,722
300	16,84	0,02624	0,708
350	20,76	0,03003	0,697
400	25,90	0,03365	0,689
450	31,71	0,03707	0,683
500	37,90	0,04038	0,680
550	44,34	0,04360	0,680
600	51,34	0,04659	0,680
650	58,51	0,04953	0,682
700	66,25	0,05230	0,684
750	73,91	0,05509	0,686
800	82,29	0,05779	0,689
850	90,75	0,06028	0,692

OBS.: Os valores tabelados acima para a faixa de temperatura  $250 K < T_f < 850 K$  atendem aos cálculos de resfriamento no leito e foram tirados da referência [6].

## 6.2 - VARIAÇÃO DO CALOR ESPECÍFICO COM A TEMPERATURA

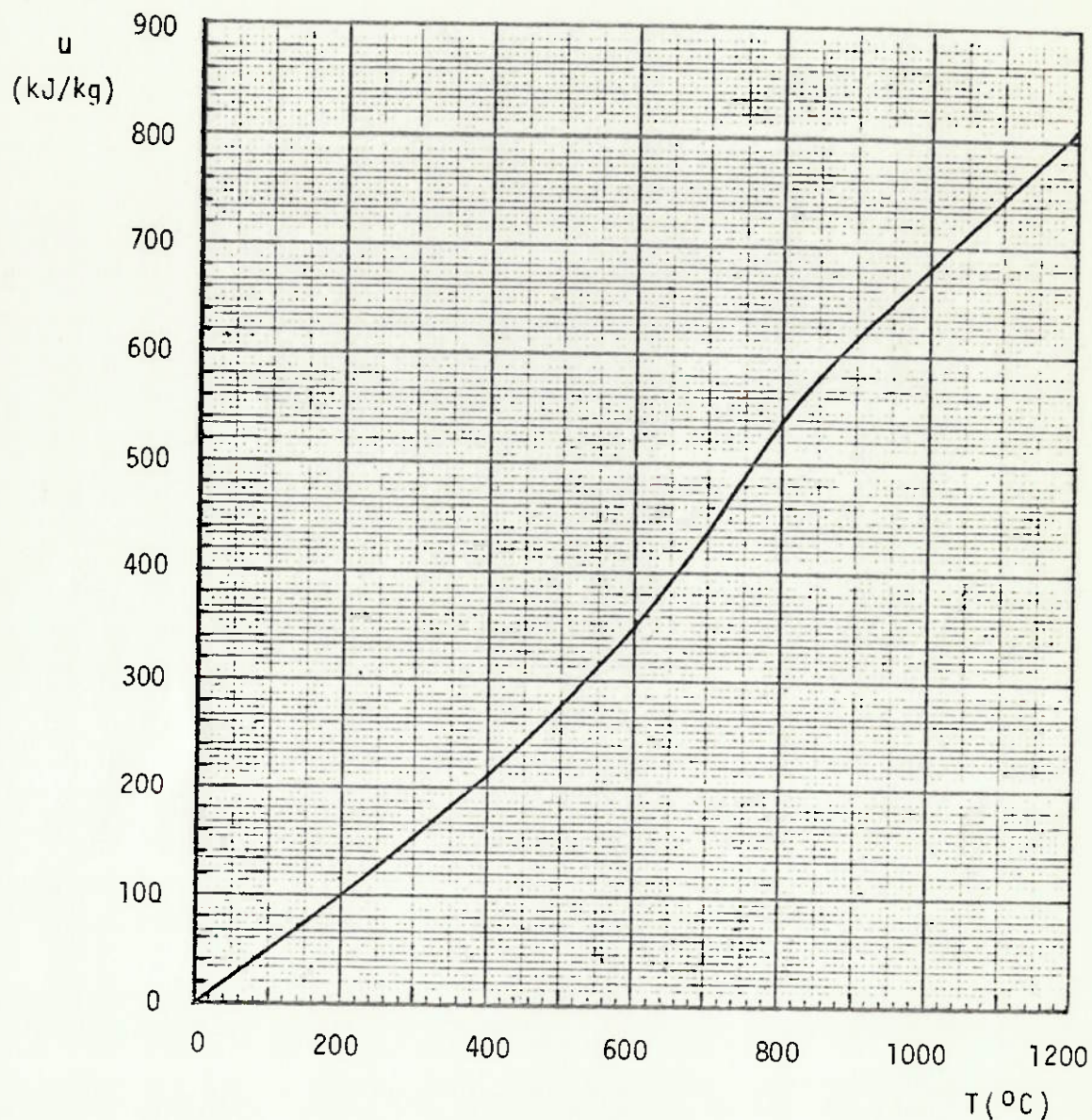


Fig. A.1 - Curva da Variação da Energia Interna Específica  $u$  do Aço RSt 42 em Função da Temperatura  $T$  [12]

Derivando a função da curva da figura A.1 em relação à temperatura, obteremos a variação do calor específico com a temperatura. Para isto é preciso que conheçamos a função da curva.

Inicialmente a curva foi dividida em vários trechos. Com os pontos destes trechos, foram determinadas as funções aproximadoras através do método dos mínimos quadrados. Por fim, com a derivação delas, chegamos à variação do calor específico com a temperatura.

Das diversas tentativas, as funções e os trechos que melhor permitiram chegar aos resultados de variação do calor específico serão mostrados a seguir.

a) Trecho 1

TABELA A.2 - Valores de Temperatura e Energia Interna do Trecho 1

T (°C)	u (KJ/Kg)
0	0
60	30
140	70
200	100
235	120
280	143
345	180
400	210
445	240
500	280
530	300

A aproximação através de um polinômio de 2º grau pelos pontos da tabela A.2 resultou em

$$u = 2,2137 \times 10^{-4} \cdot T^2 + 0,4414 \cdot T + 2,0603$$

Derivando a expressão acima em relação a T e efetuando correções de unidade para a energia, temos

$$C = \frac{du}{dT} = 0,4427 \cdot T + 441,4 \quad (6-1)$$

onde:  $0^{\circ}\text{C} \leq T < 580^{\circ}\text{C}$

C = calor específico, em J/kg.°C

b) Trecho 2

TABELA A.3 - Valores de Temperatura e Energia Interna do Trecho 2

T (°C)	u (KJ/Kg)
570	330
610	360
670	410
700	440
735	475

Aproximando os pontos da tabela A.3 através de um polinômio de 2º grau, temos

$$u = 1,1212 \times 10^{-3} \cdot T^2 - 0,5839 \cdot T + 298,67$$

A derivação da expressão acima com correções de unidade resulta em

$$C = \frac{du}{dT} = 2,2424 T - 583,9 \quad (6-2)$$

onde:  $580^{\circ}\text{C} \leq T < 730^{\circ}\text{C}$

C = calor específico, em J/kg.°C

c) Trecho 3

TABELA A.4 - Valores de Temperatura e Energia Interna do Trecho 3

T (°C)	u (kJ/kg)
735	475
760	500
780	520
800	540
825	560
850	580
880	600
905	620
920	630

Aproximando os pontos da tabela A.4 através de um polinômio de 2º grau, temos

$$u = -1,13834 \times 10^{-3} \cdot T^2 + 2,7155 \cdot T - 905,62$$

Derivando a expressão acima em relação a T com correções de unidade, vem

$$C = \frac{du}{dT} = -2,2767 T + 2715,5 \quad (6-3)$$

onde:  $730^{\circ}\text{C} \leq T < 920^{\circ}\text{C}$

C = calor específico, em J/kg.°C

d) Trecho 4

TABELA A.5 - Valores de Temperatura e Energia Interna do Trecho 4

T (°C)	u (kJ/kg)
905	620
1000	680
1200	810

Aproximando os pontos da tabela A.5 por uma reta, temos

$$u = 0,645 \cdot T + 35,78$$

Derivando a expressão acima com correções de unidade, vem

$$c = \frac{du}{dT} = 645 \text{ J/kg} \cdot ^\circ\text{C} \quad (6-4)$$

válido para  $920^\circ\text{C} \leq T \leq 1200^\circ\text{C}$

Na figura A.2 temos as expressões (6-1), (6-2), (6-3) e (6-4) em forma de gráficos, mostrando a variação do calor específico com a temperatura.

As figuras A.3 e A.4 foram tiradas da referência [ 2 ] e mostram o comportamento do calor específico dos aços carbono, os quais foram divididos em dois grupos, um para cada figura.

No grupo I a porcentagem de Mn, P, S e Si deve ser menor ou igual a 0,6% cada e a quantidade de qualquer outro elemento de liga deve ser menor ou igual que 0,2%.

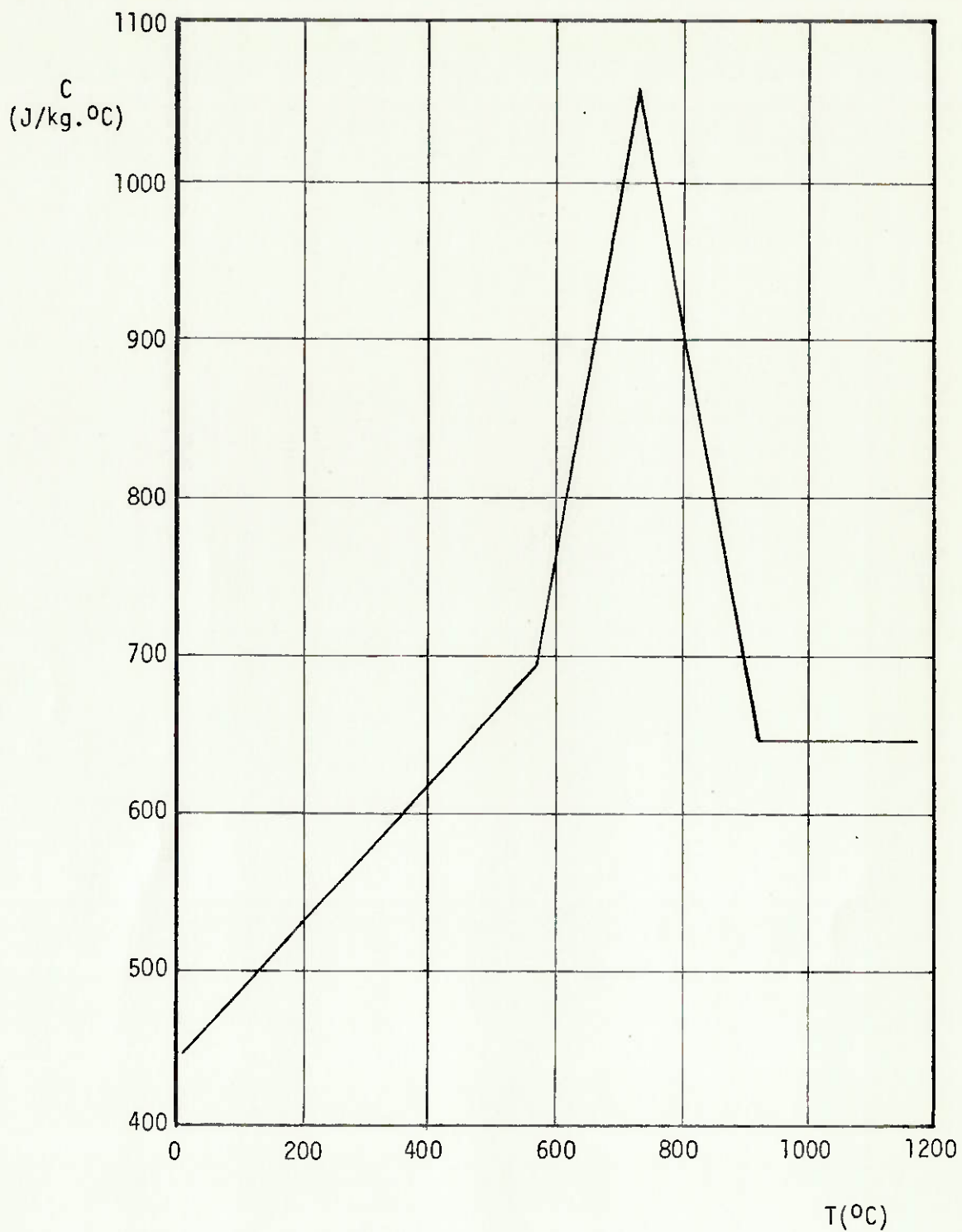


Fig. A.2 - Variação do Calor Específico do Aço RSt42 com a Temperatura

No grupo II pelo menos um dos outros elementos de liga apresenta porcentagem maior que 0,2% e/ou a porcentagem de qual

quer um dos elementos Mn, P, S e Si é maior que 0,6%.

Comparando a figura A.2 com as figuras A.3 e A.4, vemos que a curva obtida para o aço RSt42 apresenta um comportamento semelhante às curvas destas últimas figuras.

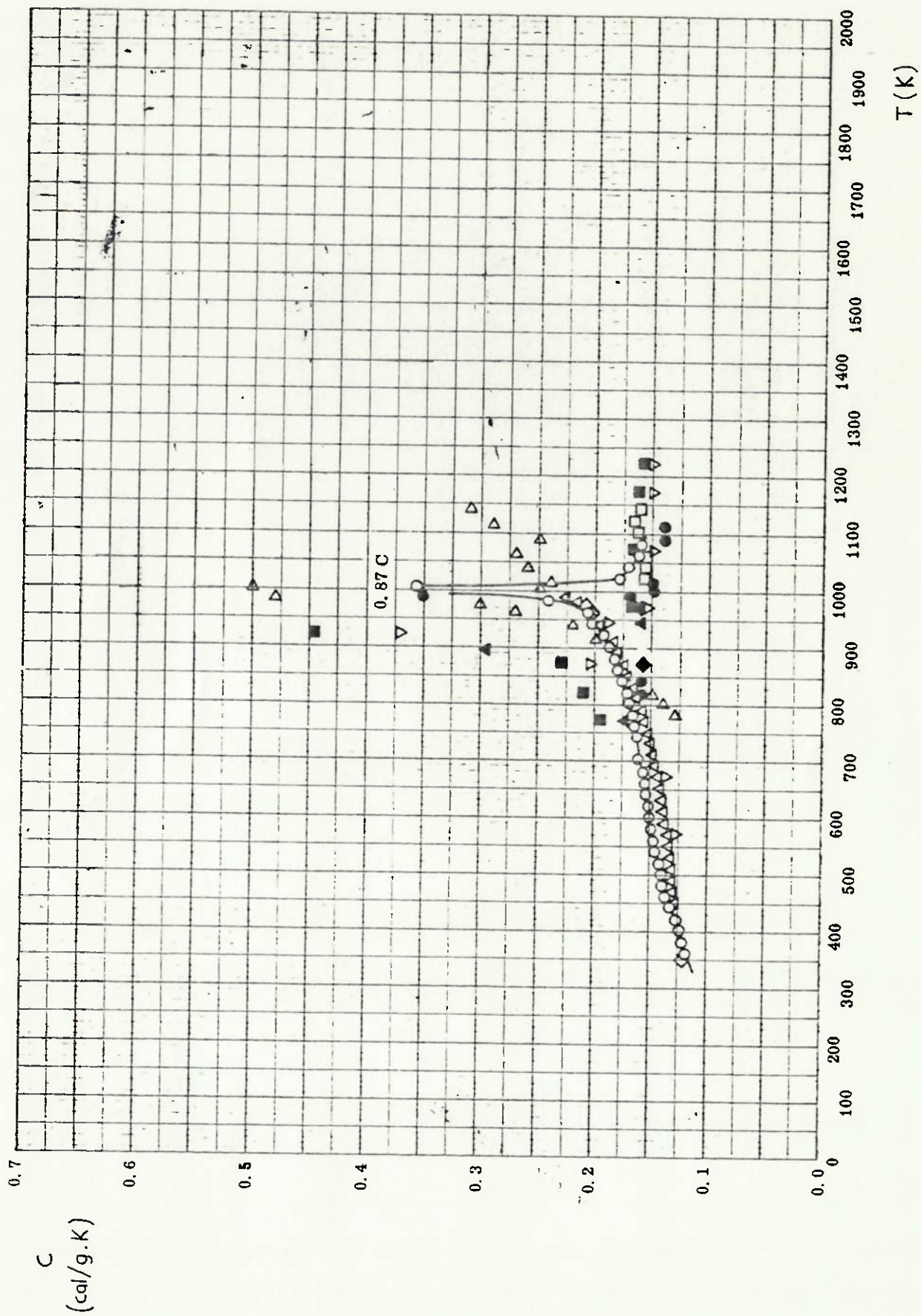


Fig. A.3 - Calor Específico dos Aços do Grupo I

TABELA A.6 - Informações Complementares da Figura A.3

SÍMBOLO	FAIXA DE TEMPERATURA (K)	ESPECIFICAÇÕES DA AMOSTRA	OBSERVAÇÕES
○	363-1083	0.87%C	Resfriamento no forno desde a temperatura de homogeneização de 1000°C
□	1125-1140	0.87%C	Resfriado até 725°C
△	453-993	> 99.147%Fe, 0.77%C, 0.021%S, < 0.001%Mn, < 0.005%Si e < 0.002%P	Resfriamento natural
▽	573-1223	0.97%C, 0.18%Mn, 0.120%Si, 0.028%S e 0.018%P	Taxa de Resfriamento (°C/s) 13.3-14.5 7.0-8.0 3.1-3.8 1.5-1.6 Temperatura de transformação abaixada pela elevada taxa de resfriamento
◇	353-993	> 99.147%Fe, 0.77%C, 0.021%S, < 0.01%Mn, < 0.005%Si e < 0.002%P	Resfriamento lento
▷	785-1142	1.2%C, 0.21%Mn, 0.115%Si, 0.02%Cr, 0.023%P, 0.016%S, 0.01%Mo e 0.01%Ni	Recozido
■	773-1223	0.67%C, 0.31%Mn, 0.078%Si, 0.025%S e 0.012%P	Taxa de Resfriamento (°C/s) 13.3-14.5 7.0-8.0 3.1-3.8 Temperatura de transformação abaixada pela elevada taxa de resfriamento
▲	773-1223	1.21%C, 0.25%Mn, 0.18%Si, 0.038%P e 0.021%S	Mesmas acima
◆	773-1223	0.81%C, 0.39%Si, 0.32%Mn, 0.008%P e 0.008%S	Mesmas acima

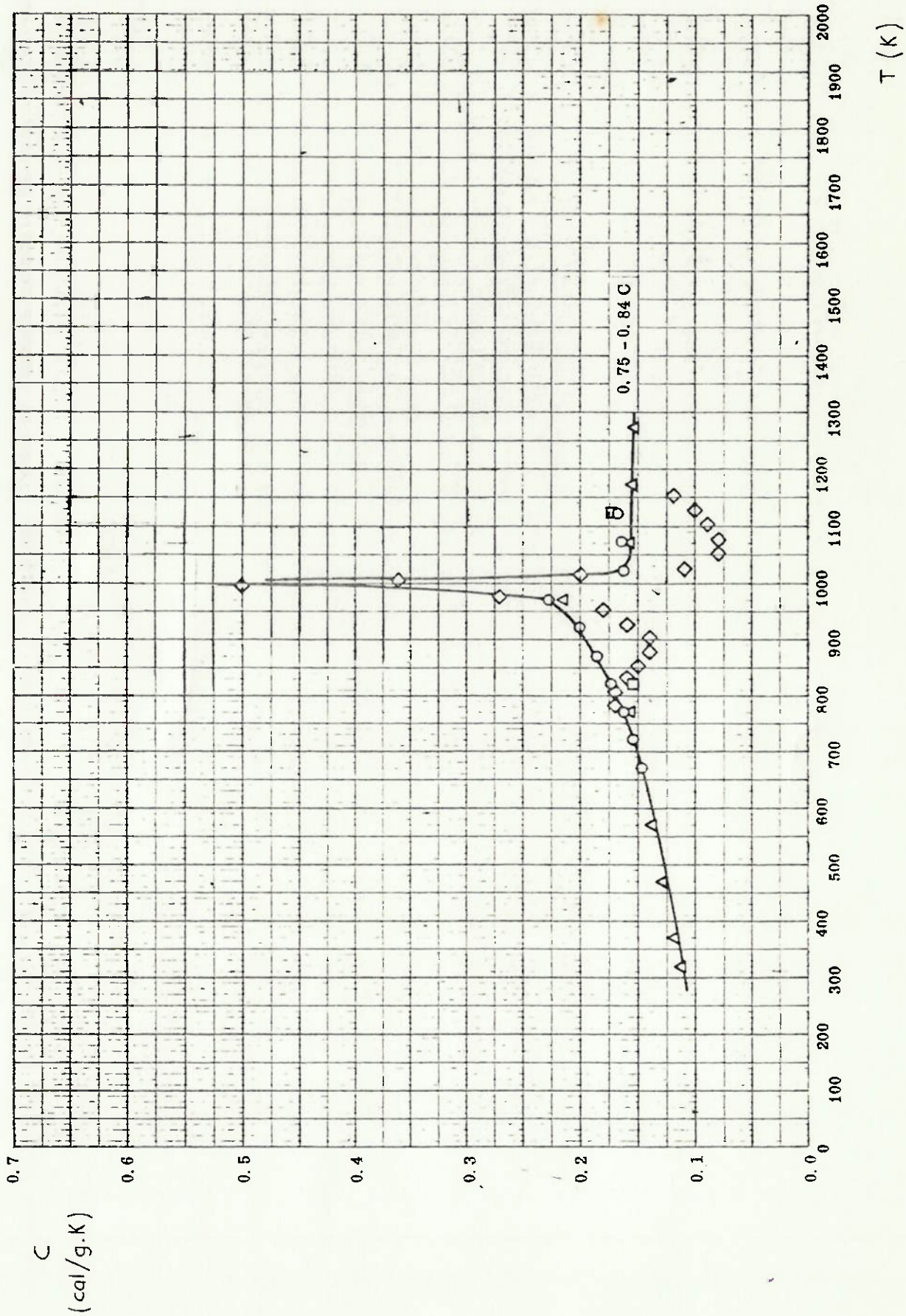


Fig. A.4 - Calor Específico dos Aços do Grupo II

TABELA A.7 - Informações Complementares da Figura A.4

SÍMBOLO	FAIXA DE TEMPERATURA (K)	ESPECIFICAÇÕES DA AMOSTRA	OBSERVAÇÕES
○	673-1123	Aço eutetóide, perlítico; 0.79%C, 0.51%Mo, 0.19%Si, 0.12%Mn, 0.005%P e 0.005%S	
□	823-1123	Aço eutetóide, austenítico; mesma composição acima	
△	323-1273	0.75-0.84%C, 0.20-0.40Mn, 0.15-0.35%Si, 0.25%Cu, 0.25%Ni, 0.20%Cr, 0.035%P e 0.030%S	
◇	773-1160	0.79%C, 0.64%Mn, 0.091%Si, 0.038%S, 0.031%P, 0.01%Cr, 0.01%Mn	Recozido

## 7 - BIBLIOGRAFIA

- 1) TSELIKOV, A.I. e SMIRNOV, V.V. , Rolling Mills, Pergamon Press Ltd., 1965.
- 2) TOULOUKIAN, Y.S., Thermophysical Properties of High Temperature Solid Materials, volume 3, The Macmillan Company, New York, Collier-Macmillan Limited, London, 1967.
- 3) BEERENS, H. e SCHWENZFEIER, W., Zwangsbelüftete Kühlbetten für Walzgut Zur Verkürzung der Kühlzeit, Stahl U. Eisen, volume 95, nº 12, 1975.
- 4) HOTTEL, H.C. e SAROFIM, A.F., Radiative Transfer, Mc. Graw Hill Book Company, New York, 1967.
- 5) JABARDO, J.M.S., Notas de Aula sobre Tópicos de Radiação, Departamento de Engenharia Mecânica, Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, 1984.
- 6) HOLMAN, J.P., Transferência de Calor, Editora Mc. Graw Hill, 1983.
- 7) GEORGEN, O. e WOELK, G. , Die Abkühlung von Quadratischem Halbzeug auf Schlepper und Wendekühlbetten, Stahl V. Eisen, volume 104, nº 4, 1984.
- 8) ADAMS, J.A. e ROGERS, D.F., Computer-Aided Heat Transfer Analysis, Mc. Graw Hill Kogakusha, Ltd, 1973.
- 9) PETERSON, E.C., Performance Factors Affecting Bar Mill Cooling Bed Arrangement, Iron and Steel Engineer, nº 32, 1955.
- 10) MOLLOY, J.M., Accelerated Cooling of Semi-Finished Products , Journal of the Iron and Steel Institute, abril de 1966.
- 11) UDALL, W., Cooling Beds for Bar Mills, Journal of the Iron and Steel Institute, novembro de 1951.
- 12) Physical Constants of some Commercial Steels at Elevated Temperatures, British Iron and Steel Research Association, London, 1953.
- 13) INCROPERA, F.P. e WITT, D.P., Fundamentals of Heat and Mass Transfer, John Wiley & Sons, Inc, 1985.
- 14) ÖZISIK, M.N., Basic Heat Transfer, Mc. Graw Hill Kogakusha, Ltd, 1977.

- 15) MAGRI, J.A., Programação BASIC, Editora Atlas, 1984.
- 16) Terminologia de Produtos Siderúrgicos, norma ABNT NBR 6215, Mundo Mecânico, julho de 1986.