

UNIVERSIDADE FEDERAL DE MINAS GERAIS  
Curso de Pós-Graduação em Engenharia Metalúrgica e de Minas

Dissertação de Mestrado

**“Estudo da transferência de calor e obtenção de dados de referência para  
simulação numérica do sistema de resfriamento de cilindros de trabalho  
da laminação a quente.”**

Autor: Marcio Rodrigo Solimani  
Orientador: Prof. Ronaldo Antônio Neves Marques Barbosa

Abril de 2011

UNIVERSIDADE FEDERAL DE MINAS GERAIS  
Curso de Pós-Graduação em Engenharia Metalúrgica e de Minas

Marcio Rodrigo Solimani

**ESTUDO DA TRANSFERÊNCIA DE CALOR E OBTENÇÃO DE DADOS DE  
REFERÊNCIA PARA SIMULAÇÃO NUMÉRICA DO SISTEMA DE  
RESFRIAMENTO DE CILINDROS DE TRABALHO DA LAMINAÇÃO A  
QUENTE**

Dissertação de Mestrado apresentada ao Curso de Pós-Graduação em Engenharia  
Metalúrgica e de Minas da Universidade Federal de Minas Gerais

Área de concentração: Metalurgia Física

Orientador: Prof. Ronaldo Antônio Neves Marques Barbosa

Belo Horizonte  
Escola de Engenharia da UFMG  
Abril de 2011

**ESTUDO DA TRANSFERÊNCIA DE CALOR E OBTENÇÃO DE DADOS DE  
REFERÊNCIA PARA SIMULAÇÃO NUMÉRICA DO SISTEMA DE  
RESFRIAMENTO DE CILINDROS DE TRABALHO DA LAMINAÇÃO A  
QUENTE**

Marcio Rodrigo Solimani

Dissertação submetida à Comissão Examinadora designada pelo Colegiado do Curso de Pós-Graduação em Engenharia Metalúrgica e de Minas da Universidade Federal de Minas Gerais como requisito parcial para obtenção do grau de Mestre em Engenharia Metalúrgica e de Minas.

Aprovada em 18 de abril de 2011

Por:

---

Prof. Ronaldo Antônio Neves Marques Barbosa, Ph.D. (UFMG)

---

Túlio Magno Füzessy de Melo (Usiminas)

---

Roberta de Oliveira Rocha (Usiminas)

Aprovada pelo Colegiado do CPGEM

Versão final aprovada por

---

Prof. Herman Sander Mansur

---

Prof. Ronaldo Antônio Neves Marques Barbosa

*Para Luciana C. S. Solimani e Artur S. Solimani*

*A meus pais pelo apoio e amizade.*

*Aos amigos que acreditam e confiam em mim.*

## **AGRADECIMENTO**

À minha família, em especial à minha esposa Luciana Cerqueira Souza Solimani e ao meu filho Artur Souza Solimani, pelo apoio em todos os momentos. Agradeço também aos meus pais, Sidônio Solimani e Maria Luzia Xavier Solimani, pelo apoio em todos os momentos da minha vida, dando exemplo de amor, superação, dignidade e ética. Agradeço a minha irmã Rosely Cândida Solimani e ao meu irmão Carlos Henrique Solimani.

À República Vira Saia, em Ouro Preto, onde surgiram grandes amizades e que considero uma família. À Universidade Federal de Ouro Preto, onde conquistei minha graduação em Engenharia Metalúrgica. À Escola de Engenharia da Universidade Federal de Minas Gerais, o apoio na realização deste projeto de pesquisa.

À USIMINAS (Usinas Siderúrgicas de Minas Gerais), pela oportunidade na realização deste projeto, e especialmente ao Roberto Luis Prosdocimi Maia e ao Geraldo Arruda Maia pela indicação para realização deste trabalho.

Ao Professor Ronaldo Barbosa pela orientação, ensinamentos, apoio e incentivo na conduta deste trabalho.

Ao Hormando Leocadio Junior, pela colaboração importantíssima na execução desse trabalho. Aos colegas do Centro de Pesquisa e Desenvolvimento. Ao Gustavo Lucas Rocha de Oliveira pela ajuda dada com o software ANSYS 11.0.

Aos colegas da Laminação de Tiras a Quente, ao pessoal da área de inspeção da oficina de cilindros do Tiras a Quente, em especial ao Alisson, Ademir, Antônio Eustáquio e Cleriston.

Aos amigos e colegas, pelo incentivo e pelo apoio constantes.

## SUMÁRIO

LISTA DE FIGURAS .....	3
LISTA DE TABELAS .....	9
LISTA DE NOTAÇÕES .....	10
RESUMO.....	11
ABSTRACT .....	12
1 INTRODUÇÃO.....	13
1.1 Simulação computacional.....	16
2 OBJETIVOS .....	17
2.1 Gerais .....	17
2.2 Específicos.....	17
2.3 Justificativa do estudo.....	17
3 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	19
3.1 Cilindros para laminação a quente.....	20
3.2 Princípios do resfriamento de cilindros na Laminação a Quente.....	21
3.3 Considerações quanto a Transferência de Calor.....	24
3.4 Ebulição .....	27
3.5 Mecanismos de degradação da superfície de cilindros de laminação a quente.....	29
3.5.1 Fadiga Térmica.....	31
3.5.2 Oxidação .....	35
3.5.3 Abrasão (desgaste) .....	36
3.6 Estudos realizados sobre a transferência de calor durante o resfriamento de cilindros.....	37
4 METODOLOGIA .....	44
4.1 Aparato experimental.....	44
4.2 Montagem do equipamento .....	46
4.3 Aquisição de dados .....	47
4.4 Cilindro protótipo para o teste de resfriamento.....	49
4.5 Termopares.....	50
4.6 Tubulação e bicos para o resfriamento .....	52
4.7 Medidor de vazão.....	53

4.8	Aquecimento .....	54
4.9	Procedimento experimental.....	55
4.10	Análise inversa de condução de calor transiente .....	57
5	RESULTADOS E DISCUSSÃO .....	62
5.1	Avaliação visual do resfriamento do cilindro protótipo.....	62
5.2	Curvas de resfriamento.....	63
5.3	Validação do modelo usado no software INTEMP .....	67
5.4	Avaliação da transferência de calor.....	69
5.4.1	Avaliação com diferentes pressões .....	70
5.4.2	Avaliação ao longo do comprimento do leque .....	77
5.4.3	Avaliação com diferentes bicos.....	80
6	CONCLUSÕES.....	86
7	SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS .....	89
8	REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	90

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 – Layout da linha de Tiras a Quente da Usiminas – Ipatinga-MG. ....	13
Figura 1.2 – Cadeira de laminação do trem acabador do tiras a quente. ....	14
Figura 1.3 – Perfil típico da variação de temperatura na superfície de um cilindro durante a laminação a quente de um produto plano.....	15
Figura 3.1 – Representação esquemática do processo de laminação a quente, RIZZO <sup>(2)</sup> . ...	19
Figura 3.2 – Algumas forças presentes nos cilindros que provocam a flexão, RIZZO <sup>(2)</sup> . ....	21
Figura 3.3 – Alguns tipos de bicos VEEJET usados para resfriamento de cilindros da laminação a quente.....	22
Figura 3.4 – Exemplo de tubulação para resfriamento (header), indicando o recobrimento da superfície do cilindro, RIZZO <sup>(2)</sup> .....	23
Figura 3.5 – Imagem dos jatos de água na superfície de cilindro durante o processo de resfriamento, SHIINA <sup>(4)</sup> .....	23
Figura 3.6 – Fontes de calor encontradas nos cilindros durante a Laminação a Quente, WALMAG <sup>(4)</sup> .....	24
Figura 3.7 – Curva típica de ebulição em vaso para água saturada a 1 atm, INCROPERA <sup>(10)</sup> .....	27
Figura 3.8 – Características do leque (spray) durante o impacto em uma superfície quente, SHIINA et al <sup>(4)</sup> . ....	29
Figura 3.9 – Tensão térmica compressiva na superfície do cilindro, STEVENS <sup>(12)</sup> .....	31
Figura 3.10 – Trinca térmica em um cilindro de trabalho da laminação a quente, XAVIER <sup>(13)</sup> .....	32
Figura 3.11 – Histerese tensão-deformação na superfície do cilindro, STEVENS <sup>(12)</sup> .....	32
Figura 3.12 – Variação com a temperatura da tensão de compressão de um Fe fundido, STEVENS <sup>(12)</sup> .....	33
Figura 3.13 – Variação de temperatura na superfície de cilindro durante uma revolução, STEVENS et al <sup>(12)</sup> .....	34
Figura 3.14 – Camada de óxido presente na superfície de um cilindro de aço rápido, WALMAG <sup>(3)</sup> .....	36
Figura 3.15 – Duas réplicas tiradas de um cilindro de ferro indefinido após campanha. Presença de pequenos arrancamentos e riscamentos, XAVIER <sup>(11)</sup> .....	36



Figura 3.16 – Evolução da expansão térmica em função do tempo decorrido em um ciclo de laminação, CHAMONGE <sup>(17)</sup> .....	37
Figura 3.17 – Variação do coeficiente de transferência de calor com a temperatura da superfície, HORSKÝ <sup>(6)</sup> .....	38
Figura 3.18 – Figura mostrando a influência da temperatura da superfície na transferência de calor, HORSKÝ <sup>(18)</sup> .....	38
Figura 3.19 – Configuração dos jatos de água, cilindro e quatro tubulações, HORSKÝ <sup>(18)</sup> .....	39
Figura 3.20 – Intensidade de resfriamento para duas diferentes configurações, HORSKÝ <sup>(18)</sup> .....	39
Figura 3.21 – Intensidade do resfriamento da superfície do cilindro variando a pressão, HORSKÝ <sup>(18)</sup> .....	40
Figura 3.22 – Variação da temperatura de uma fina camada superficial dos cilindros, YE <sup>(19)</sup> .....	41
Figura 3.23 – Representação gráfica dos coeficientes convectivos de alguns pesquisadores.....	43
Figura 4.1 – Desenho esquemático do experimento montado para a simulação do resfriamento de cilindro.....	44
Figura 4.2 – Montagem do aparato experimental para estudo do resfriamento.....	46
Figura 4.3 – Algumas fotos da montagem do aparato.....	47
Figura 4.4 – Fotos da montagem do sistema de aquisição de dados e do computador registrando os dados de temperatura.....	48
Figura 4.5 - Gráfico da medição de temperatura em um dos termopares e em um dos experimentos realizados.....	48
Figura 4.6 – Cilindro protótipo usado para simular um cilindro de laminação durante o resfriamento.....	49
Figura 4.7 – Posicionamento dos termopares no cilindro protótipo de aço para as medições de temperatura.....	51
Figura 4.8 – Aparelho de ultrassom usado para conferir o posicionamento e a profundidade dos furos.....	51
Figura 4.9 – Codificação usada pelo fabricante para identificação dos tipos de bicos.....	52

Figura 4.10 – Bicos usados na simulação do sistema de resfriamento do cilindro protótipo.....	52
Figura 4.11 – Tubulação para o resfriamento do cilindros. Foi usado no primeiro experimento.....	53
Figura 4.12 – Curvas exponenciais indicando a pressão e a vazão de cada bico usado nos experimentos de resfriamento do cilindro, SPRAYING SYSTEMS <sup>(22)</sup> .....	53
Figura 4.13 – Medidor de vazão por ultrassom usado no experimento.....	54
Figura 4.14 – Sistema usado para o aquecimento do cilindro protótipo usando mistura de ar comprimido e acetileno. ....	55
Figura 4.15 – Essa figura representa o posicionamento dos termopares para que fiquem no centro e nas extremidades dos leques. ....	58
Figura 4.16 – Modelo 2D planar com 4770 elementos quadráticos e triangulares, para uma parcela do cilindro protótipo, mostrando as três regiões de fluxo de calor na superfície do tubo e a representação nodal dos termopares.....	59
Figura 4.17 – Detalhe do modelo 2D planar com 4791 nós e 4770 elementos.....	59
Figura 4.18 – Efeito do parâmetro de regularização sobre a estimativa de fluxo de calor, TRUJILLO <sup>(24)</sup> .....	60
Figura 4.19 – Gráfico de Dados do fluxo de calor (FLUX DATA) versus Dados de erro (ERRO DATA), TRUJILLO <sup>(24)</sup> .....	61
Figura 5.1 – Fotografias do processo de resfriamento, indicando o avanço do jato incidente e da zona de nucleação de bolhas. ....	63
Figura 5.2 – Característica do jato de água (sentido transversal) incidente na superfície do cilindro protótipo no sentido transversal, conforme indicado por SHIINA et al <sup>(4)</sup> .....	63
Figura 5.3 – Dados coletados de temperatura pelo termopar número 4 e dos dados de temperatura calculada na superfície.....	64
Figura 5.4 – Isotermas em $t = 20$ s feitas a partir da análise inversa de condução de calor utilizando o software INTEMP.....	65
Figura 5.5 – Isotermas em $t = 30$ s feitas a partir da análise inversa de condução de calor utilizando software INTEMP.....	65
Figura 5.6 – Temperaturas coletadas durante o processo de aquecimento e resfriamento usando pressão de $19,0 \text{ kgf/cm}^2$ .....	66

Figura 5.7 – Isotermas em $t = 40$ s feitas a partir da análise inversa de condução de calor utilizando software INTEMP. ....	66
Figura 5.8 – Isotermas no instante $t=118$ s. ....	66
Figura 5.9 – Modelo numérico da placa com $T_i = 350^{\circ}\text{C}$ , introduzido no ANSYS 11.0. ....	67
Figura 5.10 – Resultados de saída do software ANSYS 11.0. Figura (a) com o histórico de temperatura e (b) perfil térmico no instante 30 s. ....	68
Figura 5.11 – Gráfico da Curva-L para escolha do parâmetro de regularização ....	68
Figura 5.12 – Fluxos de calor na superfície com temperatura inicial de $350^{\circ}\text{C}$ e parâmetro de regularização de $10^{-10}$ simulado no programa INTEMP. ....	69
Figura 5.13 – Curvas de temperatura utilizando o bico 110/20 e pressão de $19,0 \text{ kgf/cm}^2$ . ....	70
Figura 5.14 – Curvas de temperatura utilizando o bico 110/20 e pressão de $15,0 \text{ kgf/cm}^2$ . ....	70
Figura 5.15 – Curvas de temperatura utilizando o bico 110/20 e pressão de $10,0 \text{ kgf/cm}^2$ . ....	70
Figura 5.16 – Curvas de temperatura utilizando o bico 110/20 e pressão de $5,0 \text{ kgf/cm}^2$ ...	70
Figura 5.17 – Curvas de temperatura utilizando o bico 110/20 e pressão de $2,0 \text{ kgf/cm}^2$ ...	71
Figura 5.18 – Curvas de resfriamento usando temperatura da superfície (calculada pelo INTEMP), a pressões de 2, 5, 10, 15 e $19 \text{ kgf/cm}^2$ . No gráfico são indicados os 10 primeiros ciclos de resfriamento. ....	72
Figura 5.19 – Diferença de temperatura entre os testes de resfriamento a diferentes pressões usando o bico 110/20. ....	73
Figura 5.20 – Fluxo de calor e temperatura na superfície para o teste com pressão de $19 \text{ kgf/cm}^2$ e bico 110/20. ....	74
Figura 5.21 – Fluxo de calor e temperatura na superfície para o teste com pressão de $15 \text{ kgf/cm}^2$ e bico 110/20. ....	74
Figura 5.22 – Fluxo de calor e temperatura na superfície para o teste com pressão de $10 \text{ kgf/cm}^2$ e bico 110/20. ....	74
Figura 5.23 – Fluxo de calor e temperatura na superfície para o teste com pressão de $5 \text{ kgf/cm}^2$ e bico 110/20. ....	74
Figura 5.24 – Fluxo de calor e temperatura na superfície para o teste com pressão de $2 \text{ kgf/cm}^2$ e bico 110/20. ....	74
Figura 5.25 - Valores de fluxo de calor variando com a pressão ....	75
Figura 5.26 – Coeficiente de transferência de calor e a temperatura na superfície durante o teste a pressão de $19,0 \text{ kgf/cm}^2$ . ....	75

Figura 5.27 – Coeficiente de transferência de calor e a temperatura na superfície durante o teste a pressão de 15,0 kgf/cm <sup>2</sup> . .....	75
Figura 5.28 – Coeficiente de transferência de calor e a temperatura na superfície durante o teste a pressão de 10,0 kgf/cm <sup>2</sup> . .....	75
Figura 5.29 – Coeficiente de transferência de calor e a temperatura na superfície durante o teste a pressão de 5,0 kgf/cm <sup>2</sup> . .....	75
Figura 5.30 – Coeficiente de transferência de calor e a temperatura na superfície durante o teste a pressão de 2,0 kgf/cm <sup>2</sup> . .....	76
Figura 5.31 - Valores do coeficiente de transferência de calor variando com a pressão.....	76
Figura 5.32 – Gráfico de temperatura da superfície durante o resfriamento e aquecimento a pressão de 15 kgf/cm <sup>2</sup> e bico 110/20. ....	78
Figura 5.33 – Gráfico fluxo de calor (kW/m <sup>2</sup> ) da superfície durante o resfriamento e aquecimento a pressão de 15 kgf/cm <sup>2</sup> e bico 110/20. ....	78
Figura 5.34 – Gráfico do coeficiente de transferência de calor (kW/m <sup>2</sup> .°C) da superfície durante o resfriamento e aquecimento a pressão de 15 kgf/cm <sup>2</sup> e bico 110/20.....	79
Figura 5.35 – Fluxo de calor na superfície durante o teste 15 a 15 kgf/cm <sup>2</sup> . Os valores correspondem ao mesmo alinhamento do posicionamento dos termopares Tc2, Tc3 e Tc4.....	80
Figura 5.36 – Dados de temperatura na superfície, a 2 mm (termopar), a 5 mm e a 10 mm da superfície, durante o resfriamento usando bico 110/20, pressão de 5 kgf/cm <sup>2</sup> ....	81
Figura 5.37 – Dados de temperatura na superfície, a 2 mm (termopar), a 5 mm e a 10 mm da superfície, durante o resfriamento usando bico 65/30, pressão de 5 kgf/cm <sup>2</sup> .....	81
Figura 5.38 – Dados de temperatura na superfície, a 2 mm (termopar), a 5 mm e a 10 mm da superfície, durante o resfriamento usando bico 110/20, pressão de 5 kgf/cm <sup>2</sup> ....	81
Figura 5.39 – Curvas de resfriamento por bico.....	82
Figura 5.40 – Diferença de temperatura entre os bicos nos ciclos de resfriamento tomando por base a curva de resfriamento usando o bico 110/40. ....	82
Figura 5.41 – Fluxo de calor na superfície do tubo protótipo, no ponto central do leque, em função da temperatura utilizando o bico 110/20 e pressão de 5 kgf/cm <sup>2</sup> . ....	83
Figura 5.42 – Fluxo de calor na superfície do tubo protótipo, no ponto central do leque, em função da temperatura utilizando o bico 110/40 e pressão de 5 kgf/cm <sup>2</sup> . ....	83

- Figura 5.43 – Fluxo de calor na superfície do tubo protótipo, no ponto central do leque, em função da temperatura utilizando o bico 63/50 e pressão de 5 kgf/cm<sup>2</sup>. ..... 83
- Figura 5.44 – Coeficiente de transferência de calor e a temperatura na superfície durante o teste utilizando o bico 110/20 a uma pressão de 5,0 kgf/cm<sup>2</sup>. ..... 84
- Figura 5.45 – Coeficiente de transferência de calor e a temperatura na superfície durante o teste utilizando o bico 110/40 a uma pressão de 5,0 kgf/cm<sup>2</sup>. ..... 84
- Figura 5.46 – Coeficiente de transferência de calor e a temperatura na superfície durante o teste utilizando o bico 65/30 a uma pressão de 5,0 kgf/cm<sup>2</sup>. ..... 84

## LISTA DE TABELAS

Tabela 3.1 – Exemplos de composição química de alguns materiais para cilindros, RIZZO <sup>(2)</sup> .....	20
Tabela 3.2 – Valores aproximados de coeficientes de transferência de calor por convecção, HOLMAN <sup>(8)</sup> .....	25
Tabela 3.3 – Resultado da simulação para posições diferentes do jato de resfriamento, SAHA et al <sup>(9)</sup> .....	42
Tabela 3.4 – Resultado da simulação para diferentes fluxos de água, SAHA et al <sup>(9)</sup> .....	42
Tabela 4.1 – Propriedades termofísicas do aço do cilindro protótipo, INCROPERA <sup>(10)</sup> .....	50
Tabela 4.2 – Composição química do cilindro protótipo.....	50
Tabela 4.3 – Dados básicos dos testes realizados para coleta de dados de temperatura durante o resfriamento do cilindro protótipo.....	56
Tabela 5.1 - Temperatura inicial dos testes para cada pressão.....	71
Tabela 5.2 – Diferença de temperatura da superfície, centro do leque para os testes realizados.....	73

## LISTA DE NOTAÇÕES

$q$  = total de calor removido

$h$  = coeficiente de transferência de calor

$T_s$  = temperatura superficial

$T_w$  = temperatura da água

$q_r$  = transferência de calor por radiação

$T$  = temperatura de um ponto do cilindro

$(r, \theta, z)$  = coordenadas cilíndricas

$t$  = tempo

$\alpha$  = difusividade térmica do cilindro

$\Delta T_{\text{sat}}$  = temperatura de saturação da água

$q''_{\text{min}}$  = fluxo de calor mínimo

$\delta$  = espessura da camada de variação cíclica da temperatura

$R$  = raio externo do cilindro

$Bi$  = número de Biot ( $hR/K_{ci}$ )

$Pe$  = número de Peclet ( $\omega R^2/\alpha$ )

$HTC$  = heat transfer coefficient

## RESUMO

O resfriamento de cilindros é um dos importantes processos dentro da Laminação a Quente, podendo destacar dois fenômenos. O primeiro é a degradação da superfície do cilindro, em que sua durabilidade é influenciada pela temperatura. O segundo é a expansão térmica do cilindro que é crítico tanto para a forma quanto para a tolerância dimensional do produto. Para que o resfriamento seja eficiente, é preciso que os jatos de água sejam distribuídos uniformemente ao longo do corpo do cilindro e a pressão seja o suficiente para romper o filme de vapor de água, de forma que a água atue diretamente na superfície do cilindro. Determinar os coeficientes e os regimes de transferência de calor durante o resfriamento de cilindros são fundamentais para qualidade do produto laminado. Este trabalho contemplou estudos experimentais e numéricos dos efeitos do resfriamento de um jato de água em formato de leque sobre um cilindro protótipo sob elevadas temperaturas (50 a 350 °C). As características térmicas foram examinadas em diferentes condições de teste. A análise numérica foi realizada usando o método inverso da condução de calor. Os resultados obtidos contribuíram para um melhor entendimento dos modos de transferência de calor envolvidos durante o resfriamento de cilindros aquecidos a elevadas temperaturas, para melhorar a modelagem e o dimensionamento de sistemas de resfriamento da Laminação a Quente. Os resultados mostraram que a pressão, o tipo de bico usado e o comprimento do leque influenciam na eficiência do resfriamento de cilindros. O valor máximo encontrado para o coeficiente de transferência de calor foi de  $6,0 \text{ kW/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$  e apresentou uma diferença de 14,3% entre o centro e a extremidade do leque.

**Palavras-chave:** Resfriamento por jato de água em formato de leque, Superfície aquecida, Resfriamento de cilindros, Condução inversa de calor, Transferência de calor, Efeito do resfriamento.



## ABSTRACT

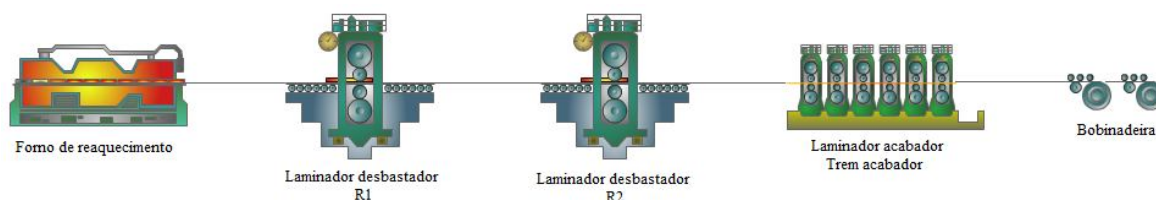
Roll cooling is one of the important processes in the Hot Rolling, can highlight two points. The first is the wear of the roll, where the high temperature influence on its durability in the mill. The second is the thermal expansion of the roll where it is critical to both the shape and dimensional tolerance for the product. For the cooling is done well, it is necessary that the jets of water are conveniently distributed throughout the body and the roll pressure is adjusted according to need, ie, enough to break the film of water vapor, so that water acts directly on the roll body. Therefore, determining the coefficients and the regimes of heat transfer, which occur during the incidence of water jet on the surface at high temperature, are essential for the control system. Throughout this paper we present experimental and numerical studies of the effects of cooling water jet fan-shaped on a roll prototype to high temperatures ranging from 50 to 350°C. The thermal characteristics were examined by means of cooling curves at different test conditions. The numerical analysis was performed using the inverse heat conduction. The results contributed to a better understanding of the modes of heat transfer involved during cooling of rolls heated to high temperatures, and to improve the modeling and design of cooling systems for hot rolling. The results showed that the pressure, nozzle type and the length spray jet influence the efficiency of roll cooling. Maximum value found for the coefficient of heat transfer was 6.0 kW/m<sup>2</sup>.°C, showing a 14.3% difference between the center and edge of the fan.

**Keywords:** Cooling water jet, heated surface, Roll cooling, Inverse heat conduction, Heat transfer, Cooling effect.

## 1 INTRODUÇÃO

A Usiminas, líder do mercado de aços planos no Brasil, conta com uma de suas usinas siderúrgicas em Ipatinga-MG. A empresa possui uma linha completa de produtos contendo laminados a quente, a frio e revestidos. Um dos processos da empresa é a linha de Tiras a Quente esquematicamente mostrada na figura 1.1.

O início do processo do Tiras a Quente ocorre com a chegada de placas de aço da Aciaria produzidas através do lingotamento contínuo e transportadas até os fornos de reaquecimento. A Usiminas, em Ipatinga, possui dois fornos de vigas caminhantes, chamados de “Walking Beans”, e um forno tipo soleira fixa, chamado de “Pusher”, que elevam a temperatura das placas cerca de 1200°C. As placas, com dimensões iniciais de 252 mm de espessura, largura variando de 750 mm a 1870 mm e comprimento de 6.000 mm, são submetidos a vários processos de conformação até alcançarem a espessura que varia entre 1,8 e 16 mm.



**Figura 1.1 – Layout da linha de Tiras a Quente da Usiminas – Ipatinga-MG.**

Nesse processo os seguintes equipamentos estão envolvidos:

- Fornos de reaquecimento;
- Sistemas de descarepação;
- Laminadores desbastadores;
- Tesoura;
- Laminador acabador (trem acabador);
- Sistema de resfriamento da tira;
- Bobinadeiras.

Um dos componentes de conformação dos aços são os cilindros de laminação, que são montados em uma formação constituída de quatro cilindros, dois de trabalho e dois de encosto, formando uma cadeira ou gaiola de laminação. Um conjunto de cadeiras e demais acessórios de laminação formam um trem de laminação.

No Trem Acabador, bem como em outros laminadores, a conformação da tira depende da combinação de diversas variáveis, tais como: temperatura, velocidade, forma do produto, etc. Os cilindros de trabalho têm contato direto com o material a ser conformado e, por isso, tem papel de destaque no processo. Eles estão sujeitos aos esforços de laminação, ao desgaste de sua superfície e à intensa carga térmica. A figura 1.2 mostra um conjunto de cilindros em uma das cadeiras do Trem Acabador, destacando o sistema de resfriamento existente.

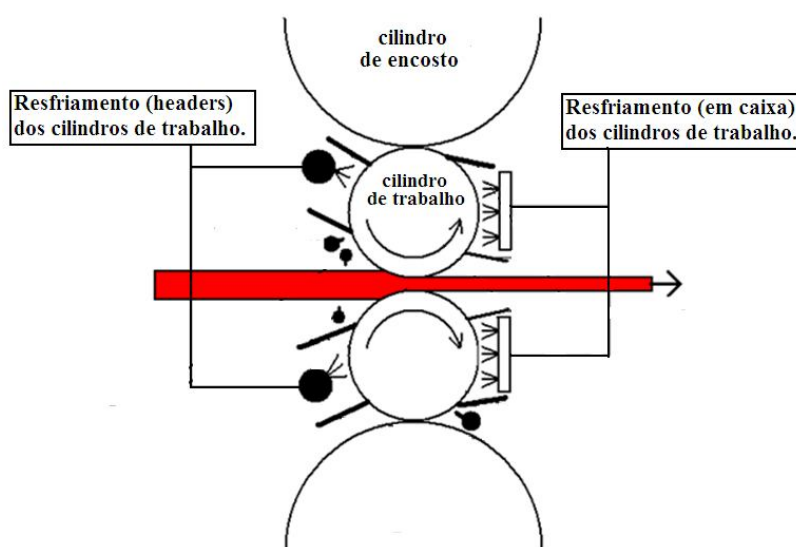
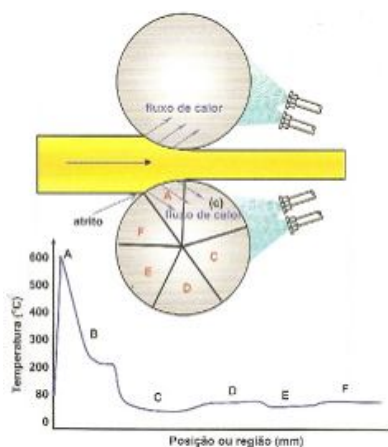


Figura 1.2 – Cadeira de laminação do trem acabador do tiras a quente.

Os custos com cilindros estão entre os maiores da Laminação a Quente, sendo importante o prolongamento do tempo de vida útil deste equipamento. Em função disso, o resfriamento de cilindros é um dos importantes processos, podendo-se destacar dois aspectos essenciais. O primeiro é o desgaste do cilindro, onde a alta temperatura influi na sua durabilidade. O segundo é a expansão térmica do cilindro que é crítica tanto para a forma do laminado quanto para a tolerância dimensional do produto.

Quando a placa aquecida é laminada, uma parte de seu calor é transmitida para os cilindros aquecendo-os e provocando a sua consequente dilatação. Como este aquecimento não é uniforme ao longo da mesa do cilindro e ao longo do tempo, a variação dimensional resultante não é linear ao longo do cilindro, gerando tensões térmicas que podem provocar a formação de trincas que danificam os cilindros gerando defeitos superficiais nos produtos laminados, ou até mesmo a fratura dos cilindros. Outro problema relacionado ao aquecimento e à dilatação irregular dos cilindros é a variação da espessura do produto laminado ao longo da largura, denominado de coroa térmica dos cilindros. A variação de temperatura da superfície do cilindro durante a laminação é mostrada na figura 1.3.



**Figura 1.3 – Perfil típico da variação de temperatura na superfície de um cilindro durante a laminação a quente de um produto plano.**

A formação de trincas e da coroa térmica nos cilindros pode ser evitada ou atenuada mediante um resfriamento adequado dos cilindros. Este resfriamento é feito lançando água sobre a sua superfície.

Para que o resfriamento seja efetivo, não basta apenas lançar água em abundância sobre os cilindros, é preciso que os bicos sejam distribuídos convenientemente ao longo do corpo do cilindro, a pressão seja regulada de acordo com a necessidade do resfriamento, ou seja, o necessário para romper o filme de vapor de água, de forma que a água atue diretamente no corpo do cilindro e, também haja uma vazão suficiente para remover a quantidade de calor do cilindro necessária.

Entretanto, o resfriamento de cilindros é um problema complexo, que mesmo sendo muito estudado ainda conserva incertezas, principalmente quanto aos coeficientes de transferência de calor. As informações encontradas geralmente são restritas às particularidades de cada laminador.

A Usiminas está iniciando a produção de bobinas com peso médio superior ao obtido atualmente, 14,3 t. Isso está sendo feito mediante ao aumento do comprimento médio de placa, que passará de 6.000 mm para 12.000 mm. Esse processo representará um aumento significativo nas cargas térmicas dos cilindros de trabalho, devido ao aumento do tempo de processo no laminador, levando a necessidade de otimizar o processo de resfriamento de cilindro para que não haja um detrimento a qualidade do produto laminado.

### **1.1 Simulação computacional**

Na produção industrial, a informação clara e exata sobre os parâmetros de processo é necessária para controlar os requisitos de qualidade do produto. O desenvolvimento de sistemas avançados de computação levou à criação de simuladores práticos adaptados a cada processo industrial, com o objetivo principal de reproduzir o todo ou alguma parte do processo. Isso é conseguido através de um algoritmo de predição com o qual é possível isolar os efeitos de parâmetros operacionais, separando as variáveis que atuam de forma direta ou casuais otimizando o processo e facilitando a simulação de novas condições operacionais (mecânica, térmica, propriedades elétricas etc.).

## 2 OBJETIVOS

### 2.1 Gerais

- Fazer uma análise teórica do comportamento térmico dos cilindros de trabalho do laminador acabador do Tiras a Quente da Usiminas;
- Construir em escala piloto um sistema de resfriamento de cilindros;
- Avaliar as condições e dados da simulação para a execução de possíveis melhorias no sistema atual de resfriamento de cilindros;
- Compreender, avaliar e medir os fenômenos da transferência de calor envolvido com o resfriamento de cilindros.

### 2.2 Específicos

- Melhorar o perfil de resfriamento ao longo do comprimento do cilindro para aumentar capacidade de remoção de calor e, se possível, diminuir a quantidade de água requerida para resfriar o cilindro;
- Analisar e comparar o tipo de bico usado nos tubos de resfriamento (*headers*) dos cilindros;
- Analisar a pressão de resfriamento;
- Avaliar e estimar o calor extraído da superfície dos cilindros pelo resfriamento.

### 2.3 Justificativa do estudo

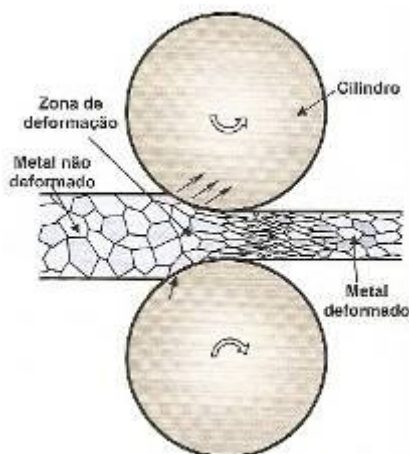
Acadêmica: com este trabalho pode-se desenvolver um modelo matemático para análise transiente do aquecimento e resfriamento dos cilindros de trabalho da laminação a quente. Primeiramente será feita uma validação através da comparação dos resultados previstos pelo modelo com os dados encontrados na literatura. Posteriormente, serão usados os dados encontrados em testes realizados com um protótipo de resfriamento montado na oficina de cilindros. Com os resultados obtidos através do conjunto de dados dos experimentos, tanto práticos como numéricos, identificar as regiões de

entrada e saída de energia térmica, para um posterior balanço térmico do sistema de resfriamento de cilindros.

Industrial: a Usiminas passará a produzir, no Tiras a Quente, bobinas com um peso médio superior ao atual de 14,3 t, devido ao aumento do comprimento de placa que passará a ser maior que 6m. Isso representará um aumento significativo nas cargas térmicas dos cilindros de trabalho em função do aumento do tempo de processo no laminador em virtude do maior comprimento da tira. Esse aumento das cargas levará a necessidade de otimizar o processo de resfriamento de cilindro para que não haja detrimento a qualidade do produto laminado

### 3 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

A laminação é um processo de conformação que essencialmente consiste na passagem de uma peça entre dois cilindros que giram de forma a reduzir a área de uma seção transversal, CETLIN<sup>(1)</sup>, conforme mostra a figura 3.1.



**Figura 3.1 – Representação esquemática do processo de laminação a quente, RIZZO<sup>(2)</sup>.**

Devido ao contato direto com o material a ser processado, os cilindros de laminação são componentes relevantes na produção de laminados, por serem um dos principais responsáveis por sua forma e acabamento superficial. O elevado preço é outro ponto pelo qual se destacam como elementos de grande importância. Além disso, as interrupções no processo, em razão da necessidade de troca, afetam a produtividade da linha operacional. Os cilindros de laminação possuem uma vida útil limitada em decorrência do desgaste desenvolvido na operação a que estão sujeitos. Genericamente se utiliza o termo desgaste dos cilindros para indicar a deterioração de sua superfície.

Esse desgaste modifica a condição original do cilindro, mudando sua geometria e a rugosidade de sua superfície. As mudanças na geometria do cilindro (coroamento, diâmetro e forma) combinadas com a influência da expansão térmica, afetam o perfil e a forma do laminado. Outro aspecto, quanto ao desgaste é que quando suficientemente alto, a carepa terciária, desenvolvida após a descarepação primária, pode acumular nas cavidades da superfície do cilindro e, depois de certo limite, ser removida do cilindro e



impressa na superfície da tira laminada, gerando um defeito superficial chamado de carepa de cilindro, WALMAG<sup>(3)</sup>.

### 3.1 Cilindros para laminação a quente

Os cilindros devem aliar elevadas exigências de qualidade metalúrgica a métodos especiais de fundição, forjamento, tratamentos térmicos e usinagem. Esses processos podem ser aplicados a uma série de ligas:

- ferros fundidos: cinzento, nodular, de coquilhamento definido ou indefinido e com alto teor de Cr;
- aços fundidos: aços ligados os Cr ou Mo (baixos e altos teores), aços rápidos e semi-rápidos;
- aços forjados: ligados ao Cr.

Como ilustração, a tabela 3.1 exemplifica algumas composições químicas de diversos tipos de cilindros de laminação utilizados na Laminação de Tiras a Quente de Ipatinga.

**Tabela 3.1 – Exemplos de composição química de alguns materiais para cilindros, RIZZO<sup>(2)</sup>.**

Classe	%C	%Si	%Mn	%Ni	%Cr	%Mo	Dureza (HSc)
Fe fundido nodular	3,0~3,6	1,3~2,2	0,3~1,0	1,0~2,5	1,0~3,0	0,1~1,0	40~75
Fe fundido coquilha indefinida	2,8~3,6	0,5~1,4	0,3~1,0	0,3~4,6	0,5~2,1	0,2~0,6	55~85
Fe fundido alto Cr	2,1~3,0	0,4~0,9	0,8~1,3	0,9~1,9	14~18	0,9~1,9	60~80
Aço forjado	0,4~0,8	0,3~0,6	0,3~1,0	0,2~1,0	1,0~5,0	0,2~1,0	55~70
Aço rápido	1,0~2,0	0,1~1,5	0,1~1,0	2,0	3,0~8,0	0,5~2,5	70~85

Os cilindros de laminação são sempre constituídos de duas estruturas, a casca, que tem como principais características a resistência ao desgaste e à nucleação de trincas, e o núcleo, constituinte fabricado para apresentar elevadas resistências a flexão e torção. As forças de flexão presentes nos cilindros de trabalho são mostradas esquematicamente na figura 3.2. Essas duas estruturas distintas, casca e núcleo, são obtidas através de

materiais distintos, do resfriamento diferenciado ou do processo de fabricação diferentes para cada região.

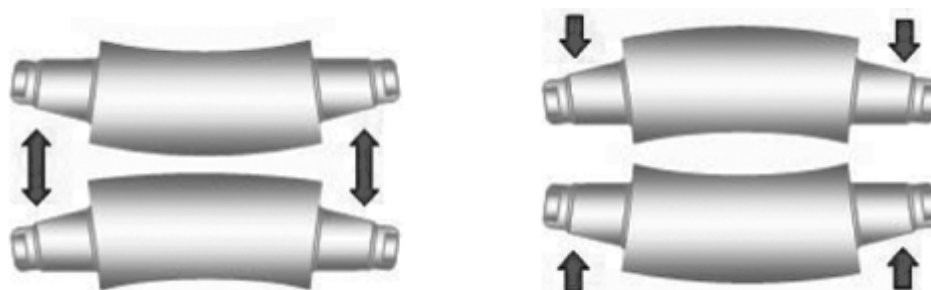


Figura 3.2 – Algumas forças presentes nos cilindros que provocam a flexão, RIZZO<sup>(2)</sup>.

### 3.2 Princípios do resfriamento de cilindros na Laminação a Quente

Desde que foi montado o primeiro laminador, a elevação de temperatura dos cilindros foi combatida por intermédio de água. Em princípio, o volume de água deve ser abundante e a pressão ajustada de tal forma que cada ponto da superfície do cilindro ceda máxima quantidade de calor à água refrigerante, permitindo com isso que tenda a ser mínima a quantidade de calor que penetre no cilindro, RIZZO<sup>(2)</sup>.

Mesmo com um sistema de resfriamento de cilindros eficiente, não se consegue impedir completamente que a temperatura dos cilindros se eleve durante a passagem da tira, assim, pouco a pouco, os cilindros se aquecem da superfície para o núcleo, mas, todavia, deve-se evitar que esses valores alcancem níveis críticos.

Deve-se procurar atingir uma faixa de temperatura de trabalho que se mantenha constante. Para isso, é necessário conservar os cilindros sob um resfriamento compatível com o tipo de laminador e a qualidade dos cilindros utilizados.

Para resfriar os cilindros usam-se sistemas de bombas, tubulações e bicos que levam a água até o cilindro. Em tubulações montadas paralelamente aos cilindros são adaptados os bicos para orientar o jato de água, para tornar o resfriamento mais eficiente e uniforme. Esses jatos de água normalmente são lançados sobre os cilindros em forma

de leque. Observa-se que não basta lançar sobre os cilindros grandes volumes de água a baixa pressão. A razão disto é que a água de resfriamento tem sua ação de remoção do calor da superfície dos cilindros, reduzida pela camada de vapor que impede uma eficiente troca. Assim, não basta criar verdadeiras cachoeiras de água, pois a capacidade de resfriamento depende de outros fatores, como por exemplo, a pressão.

Com a adoção de jatos de água de alta pressão, a água rompe a camada de calefação e atinge os cilindros passando a remover eficientemente a quantidade de calor que tenderia a se acumular nos cilindros. Algumas variáveis como distância, orientação e inclinação dos jatos de água representam grande expressividade na eficiência dos sistemas de resfriamento dos cilindros.

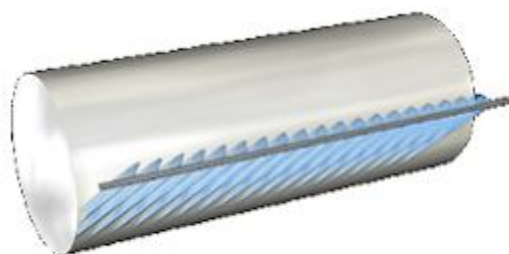
A aplicação de água tem sido feita com bico do tipo conhecido por VEEJET. Seu orifício elíptico permite obter um jato em formato de leque, com o qual se adota orientação conveniente. Alguns tipos de bicos podem ser observados na figura 3.3.



**Figura 3.3 – Alguns tipos de bicos VEEJET usados para resfriamento de cilindros da laminação a quente.**

Os bicos são montados em tubos de resfriamento (chamados de “headers” de resfriamento), que podem ser individuais ou não, mantendo um mesmo alinhamento, conforme observado na figura 3.4, porém orientados de maneira que os jatos inclinados atinjam a superfície dos cilindros, permitindo a cobertura total da área, conforme

exemplo da figura 3.5, extraído de SHIINA<sup>(4)</sup>. A distância entre bicos dependerá da distância destes ao cilindro, do jato desejado e da pressão utilizada.



**Figura 3.4 – Exemplo de tubulação para resfriamento (header), indicando o recobrimento da superfície do cilindro, RIZZO<sup>(2)</sup>.**



**Figura 3.5 – Imagem dos jatos de água na superfície de cilindro durante o processo de resfriamento, SHIINA<sup>(4)</sup>.**

O volume e a pressão da água dependem do trabalho que os cilindros executarão. Assim, em cadeiras de grande redução e velocidade periférica baixa, onde o trabalho é mais crítico, será aconselhável o emprego de maiores volumes e pressão de água. Já em cadeiras de menores reduções, menores temperaturas e maiores velocidades, as condições que se apresentam para os cilindros são menos críticas, o que poderá reduzir os volumes e as pressões da água.

A pressão da água medida na tubulação de resfriamento oscila entre 8,5 e 13,0 kgf/cm<sup>2</sup>, podendo em alguns casos alcançar 15,5 kgf/cm<sup>2</sup>, conforme KERR<sup>(5)</sup>. As bombas utilizadas no sistema devem ter capacidade para atender ao volume necessário de água, que é determinado pelo número e pelo tipo de bicos utilizados. A pressão da água deve ser, portanto, superior à adotada nos bicos, para compensar as perdas de cargas ao longo das tubulações.

### 3.3 Considerações quanto a Transferência de Calor

O primeiro aspecto a considerar para o sistema de resfriamento é a fonte de calor à qual o cilindro está submetido, Figura 3.6.

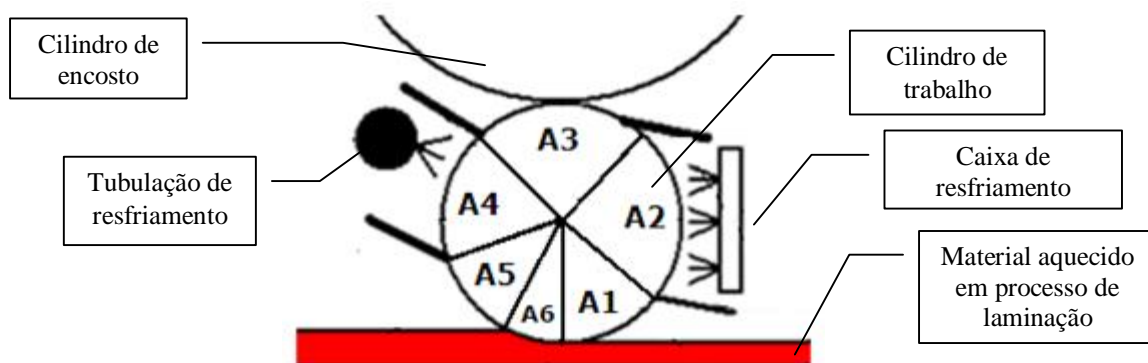


Figura 3.6 – Fontes de calor encontradas nos cilindros durante a Laminação a Quente, WALMAG<sup>(4)</sup>.

De modo simplificado, os tipos de transferência de calor presentes nos cilindros de trabalho durante o processo de laminação a quente são:

- A2 e A4: convecção forçada através de jato de água;
- A6: condução através do contato com a tira em processo;
- A1 e A5: radiação com a tira e convecção com o ar ou a água;
- A3: condução e evaporação de película de água

Modelos matemáticos são desenvolvidos para prever o histórico de temperatura do cilindro. A metodologia para resolver o problema da condução de calor interno é bem conhecida, HORSKÝ<sup>(6)</sup>. Alguns problemas que podem aparecer no cálculo da transferência de calor estão nas condições de contorno. Na área do resfriamento, o fluxo de calor da superfície dos cilindros pode ser expresso por:

$$q = h(T_s - T_w) + q_r \quad (5.1)$$

$q$  = total de calor removido

$h$  = coeficiente de transferência de calor

$T_s$  = temperatura superficial

$T_w$  = temperatura da água

$q_r$  = transferência de calor por radiação

O coeficiente de transferência de calor ( $h$ ) depende da temperatura superficial do cilindro e das características do jato de água, HORSKÝ<sup>(6)</sup>. Em muitas publicações, o fator mais importante, afetando o  $h$ , é a quantidade de água aplicada na superfície do cilindro por unidade de área e tempo, ou seja, a densidade de impacto, BARBADILLO<sup>(7)</sup>.

O valor de  $h$  é função:

- da geometria da superfície em contato com o fluido;
- da velocidade do fluido;
- das propriedades do fluido (temperatura, massa específica, viscosidade etc.);
- da diferença de temperatura.

Alguns valores de referência e grandeza do coeficiente de transferência de calor podem ser vistos na tabela 3.2.

**Tabela 3.2 – Valores aproximados de coeficientes de transferência de calor por convecção, HOLMAN<sup>(8)</sup>.**

Modo	W/m <sup>2</sup> .°C
<i>Convecção Natural, <math>\Delta T = 30^\circ C</math></i>	
- Placa vertical ao ar (0,3m de altura)	4,5
- Cilindro horizontal em água (2 cm de diâmetro)	890
<i>Convecção Forçada</i>	
- ar a 2 m/s sobre uma placa de 0,2 m de lado	12
- ar a 35 m/s sobre uma placa de 0,75 m de lado	75
- água a 0,5 kg/s escoando em um tubo de 2,5 cm de diâmetro	3500
<i>Água em ebulição</i>	
- em vaso aberto	2500-35000
- escoando no interior de um tubo	5000-100000

Considerando a geometria cilíndrica, a difusão térmica transiente nas três direções e o cilindro em rotação com uma velocidade angular  $\omega$  e adaptando-se a clássica fórmula de Fourier, equação 5.2, SAHA<sup>(9)</sup>, pode-se obter:

$$\frac{1}{\alpha} \frac{\partial T}{\partial t} = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( r \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 T}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} - \frac{\omega}{\alpha} \frac{\partial T}{\partial \theta} \quad (5.2)$$

$T$  = temperatura de um ponto do cilindro

$(r, \theta, z)$  = coordenadas cilíndricas

$t$  = tempo

$\alpha$  = difusividade térmica do cilindro

Um importante modo de transferência de calor na superfície do cilindro é a convecção. A convecção é um processo de transporte de energia pela ação combinada da condução de calor, armazenamento de energia e movimento de mistura. A convecção é importante principalmente como mecanismo de transferência de energia entre uma superfície sólida e um líquido ou gás.

A transferência de energia por convecção na superfície, cuja temperatura está acima daquela do fluido, ocorre da seguinte forma. O calor fluirá por condução da superfície para as partículas adjacentes de fluido. A energia, assim transferida, servirá para aumentar a temperatura e a energia interna dessas partículas fluidas. Com isso, as partículas fluidas se moverão para uma região de menor temperatura no fluido, onde se misturarão e transferirão uma parte de sua energia para outras partículas fluidas. O fluxo, nesse caso, é tanto de fluido como de energia.

A transferência de calor por convecção é classificada de acordo com o modo de movimento do fluxo, em convecção natural e convecção forçada, sendo que a convecção forçada é a que ocorre no resfriamento dos cilindros.

*Convecção natural:* o movimento de mistura tem lugar meramente como resultado das diferenças de densidade causadas pelos gradientes de temperatura.

*Convecção forçada:* o movimento de mistura é induzido por algum agente externo, tal como uma bomba de água ou um ventilador.

### 3.4 Ebulição

O fenômeno de criação de uma bolha de vapor sobre uma superfície sólida é chamado de nucleação heterogênea, diferentemente da nucleação homogênea que se caracteriza pela formação de uma bolha de vapor no interior de um líquido puro.

São necessárias duas condições para a formação inicial das bolhas de vapor conhecida como o início da ebulição nucleada. A primeira condição é que a temperatura da superfície em contato com o líquido exceda a temperatura de saturação do líquido. Assim, ocorrerá o superaquecimento da superfície. A segunda condição para a ocorrência da nucleação heterogênea é a pré-existência de vapor ou gás nas cavidades da superfície em contato com o fluido de resfriamento. A curva típica de ebulição em vaso, para água saturada à pressão de 1 atm, é mostrada na figura 3.7. Até  $\Delta T_{\text{sat}} \sim 5^\circ\text{C}$ , a transferência de calor ocorre por convecção livre, INCROPERA<sup>(10)</sup>.

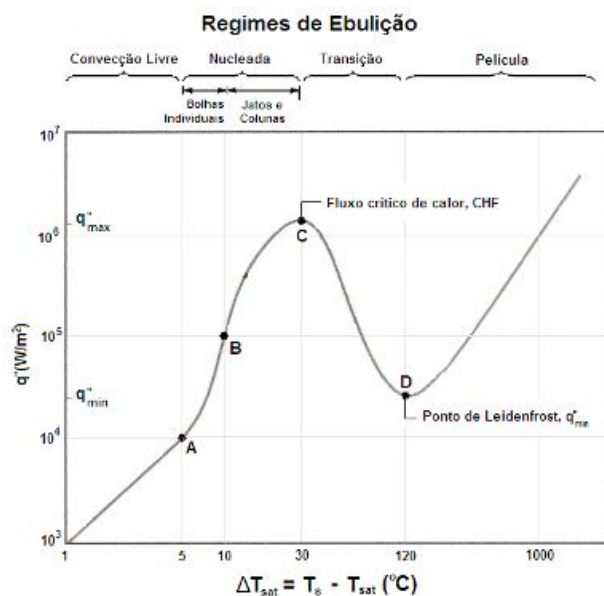


Figura 3.7 – Curva típica de ebulição em vaso para água saturada a 1 atm, INCROPERA<sup>(10)</sup>.

O regime de convecção livre é caracterizado pelo movimento do fluido devido aos efeitos do empuxo. No caso de uma superfície horizontal voltada para cima e aquecida, o fluido que está próximo a esta superfície se expande, torna-se mais leve e se desloca para cima e, neste deslocamento, transporta calor para as regiões mais frias. O fluido



mais frio, por ser mais pesado, desloca-se para baixo e retira calor da superfície aquecida. Portanto, na convecção natural é observada a seqüência de processos de aquecimento, expansão, resfriamento e compressão do fluido.

Quando o fluxo de calor é crescente, aumenta-se a diferença de temperatura entre a superfície e o líquido que alcança o superaquecimento necessário para iniciar o crescimento de bolhas de vapor sobre a superfície aquecida. Logo após este estágio inicia-se a ebulição nucleada, ponto A.

Um aumento do fluxo de calor leva à ativação dos demais sítios de nucleação, causando o aumento da frequência de saída de bolhas, constituindo o regime de ebulição nucleada (trecho A-B-C). A ebulição nucleada existe no intervalo  $5^{\circ}\text{C} \leq \Delta T_{\text{sat}} \leq 30^{\circ}\text{C}$ , INCROPERA<sup>(10)</sup>.

No trecho A-B, bolhas isoladas se formam nos sítios de nucleação e se separam da superfície. Esta separação induz ao aumento do  $h$  e do  $q$  próximos da superfície. Colunas e bolsões de vapor correspondem ao trecho B-C. Mais próximo ao ponto C, aparecem os “cogumelos” de vapor. O limite superior do fluxo de calor, ponto C, é chamado de fluxo de calor crítico (CHF) onde as bolhas de vapor coalescidas tornam-se obstáculo à chegada do líquido à superfície aquecida, reduzindo fortemente o resfriamento nesta região até a vaporização do líquido local.

A região de transição (trecho C-D) é caracterizada por uma camada intermitente de vapor instável sobre a superfície e por bolhas de vapor e líquido. À medida que  $\Delta T_{\text{sat}}$  aumenta, o fluxo de calor diminui. Já a ebulição em película é caracterizada por uma película ondulada contínua de vapor sobre a superfície, que surge a partir do ponto D ( $\Delta T_{\text{sat}} \sim 120^{\circ}\text{C}$ ). Neste ponto, o fluxo de calor é mínimo ( $q''_{\text{min}}$ ) e conhecido como ponto de Leidenfrost, INCROPERA<sup>(10)</sup>.

De modo a entender os regimes que ocorrem durante o resfriamento de uma tira de aço, SHIINA et al.<sup>(4)</sup> descreveram, conforme figura 3.8, suas observações visuais

durante o processamento do resfriamento de cilindros da laminação a quente, onde um leque formado por um bico incide sobre a superfície do cilindro.

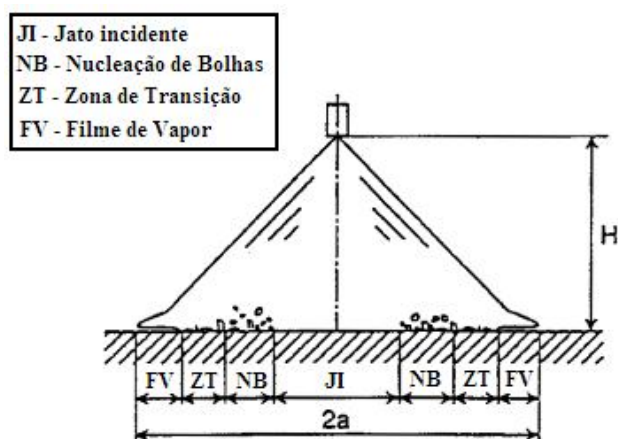


Figura 3.8 – Características do leque (spray) durante o impacto em uma superfície quente, SHIINA et al<sup>(4)</sup>.

### 3.5 Mecanismos de degradação da superfície de cilindros de laminação a quente

A exigência de qualidade da superfície da tira laminada a quente tem sido cada vez mais rigorosa, juntamente com exigências sobre a produtividade do laminador de Tiras a Quente. A qualidade da superfície do cilindro durante a campanha de laminação tem um importante papel nesse processo. A degradação da superfície do cilindro ocorre devido aos seguintes fatores, XAVIER et al<sup>(11)</sup>, excluindo acidentes operacionais:

- fadiga térmica;
- oxidação;
- abrasão (desgaste).

Estes três mecanismos induzem no cilindro uma maior rugosidade de sua superfície. Uma das principais nomenclaturas usadas para mostrar a alta degradação da superfície dos cilindros é o defeito chamado de Banding (formação de bandas de alta rugosidade na superfície do cilindro).

O Banding é a maior causa da degradação da superfície. Ele é caracterizado pela formação de uma fina superfície de trincas térmicas, seguido pelo descolamento de uma

camada escura de óxido. Essa camada descolada, muitas vezes, leva metal do cilindro com ele, elevando a rugosidade dos cilindros a níveis não aceitáveis na laminação.

O mecanismo em que ocorre o banding envolve uma combinação de fadiga térmica e mecânica. De acordo com esse processo, as propriedades físicas e mecânicas do material do cilindro são os principais fatores que controlam o tempo de iniciação do banding BARBADILLO<sup>(7)</sup>. Sugere-se que haja uma sequência de eventos antes da caracterização do Banding:

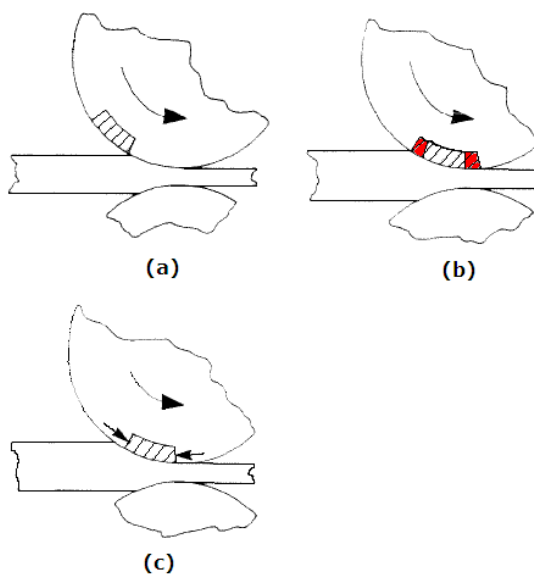
- um período inicial de polimento;
- formação de fina malha de trincas térmica;
- desenvolvimento de uma camada de oxido preta e brilhante;
- remoção local ou geral da camada de oxido deixando o cilindro com uma superfície áspera.

Cada mecanismo de desgaste e sua importância são dependentes das condições da utilização e do material dos cilindros. A fadiga térmica depende do material do cilindro, ou seja, do seu coeficiente de expansão térmica, condutividade térmica, resistência a deformação a quente. Por outro lado, as condições de laminação influenciam a fadiga térmica através da faixa de temperatura, do tempo de contato, da espessura de óxido de tiras e do resfriamento do cilindro. A oxidação do cilindro está relacionada com a composição do material do cilindro.

A degradação do cilindro é também sensível a outros parâmetros da laminação, qualidade da tira, temperatura do cilindro, atmosfera e água de resfriamento (composição e temperatura), WALMAG et al<sup>(3)</sup>. O desgaste é influenciado por diversos parâmetros, em comparação com os dois primeiros mecanismos, ele depende do coeficiente de atrito, deslizamentos avante e a ré, força de laminação.

### 3.5.1 Fadiga Térmica

Considere uma parte da superfície dos cilindros que entra em contato com a placa ou tira aquecida na primeira revolução, figura 3.9 (a). Como a temperatura aumenta, essa parte da superfície do cilindro em contato se aquece e se expande, figura 3.9 (b). Porém, essa expansão é bloqueada pelo corpo do cilindro que permanece a uma temperatura menor. O resultado disso é que a partir do aquecimento, se iniciam tensões de compressão na direção circunferencial, figura 3.9 (c), STEVENS et al<sup>(12)</sup>. Dependendo da diferença de temperatura entre a superfície e o corpo do cilindro, essa tensão pode ser alta o suficiente para causar trincas na superfície dos cilindros de trabalho.



**Figura 3.9 – Tensão térmica compressiva na superfície do cilindro, STEVENS<sup>(12)</sup>.**

Um exemplo de trinca causada pela fadiga térmica na superfície de um cilindro, que são trincas perpendiculares a superfície, é mostrado na figura 3.10. A profundidade das trincas de fadiga térmica varia de 80 a 350  $\mu\text{m}$ . Esse tamanho depende do tipo do laminador, do tipo da campanha, do tipo do material do cilindro e da cadeira de laminação, WALMAG et al<sup>(3)</sup>.

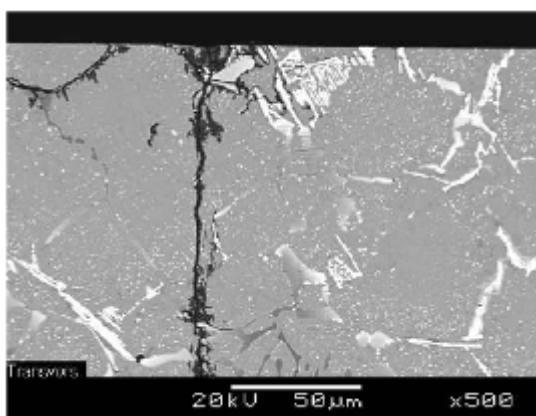


Figura 3.10 – Trinca térmica em um cilindro de trabalho da laminação a quente, XAVIER <sup>(13)</sup>.

O desenvolvimento de tensões de compressão na superfície do cilindro pode ser analisado pela figura 3.11. Esse diagrama representa o ciclo de aquecimento da superfície do cilindro entre 20°C a 450°C. A partir do primeiro contato da superfície do cilindro com a placa quente, as tensões aumentam com o aumento da temperatura.

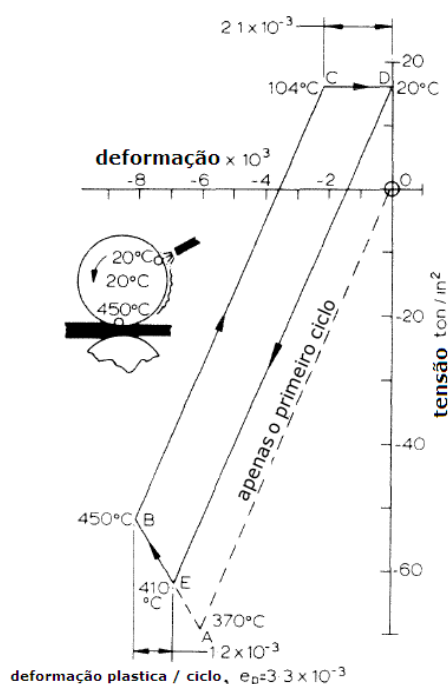
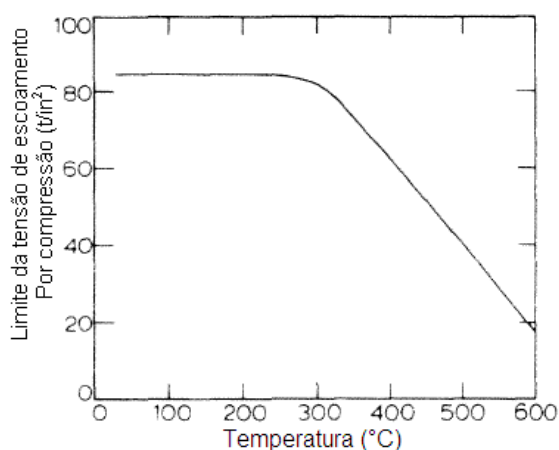


Figura 3.11 – Histerese tensão-deformação na superfície do cilindro, STEVENS <sup>(12)</sup>.

Inicialmente o material da superfície do cilindro deforma elasticamente ao longo de AO. Porém, nesse exemplo, quando a temperatura do cilindro atinge 370°C, o limite

da elasticidade da compressão é atingido e a superfície começa a deformar plasticamente.

Um gráfico do limite de elasticidade à compressão em temperaturas elevadas pode ser visto pela figura 3.12. Essa figura mostra que a tensão cai rapidamente após a temperatura de 300°C.



**Figura 3.12 – Variação com a temperatura da tensão de compressão de um Fe fundido, STEVENS<sup>(12)</sup>.**

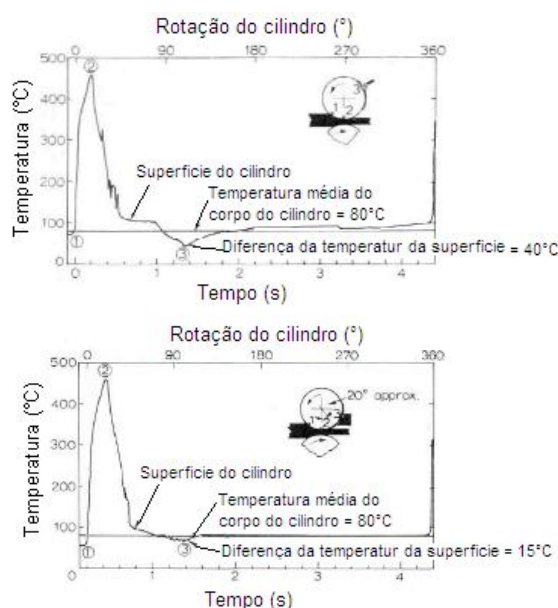
Voltando à figura 3.11, observa-se que na temperatura acima de 370°C, o material se deforma plasticamente ao longo de AB. Nesta região, um aumento da temperatura resulta em um aumento na deformação, mas há uma redução na tensão. Quando a temperatura chega a 450°C, a superfície do cilindro deixa de fazer contato com a placa quente e começa a resfriar, e a tensão de compressão elástica é reduzida ao longo de BC. Por causa da deformação plástica anterior, a tensão da superfície torna-se tração. Quando a temperatura da superfície chega a 104°C, ponto C, a tração foi atingida e a deformação plástica agora ocorre em tensão ao longo de CD até que a superfície esfrie a 20°C, sua temperatura inicial. Na próxima revolução, a superfície do cilindro é novamente aquecida pela placa quente e deforma elasticamente ao longo de DE, e então iniciando novamente o ciclo ao longo de EB. No resfriamento, a deformação da superfície segue o ciclo anterior, BC, CD.

Assim, um ciclo de histerese é criado em torno do qual o material da superfície do cilindro deforma sobre as revoluções subsequentes. Em cada revolução, a superfície

sofre deformação plástica em compressão e tração. O resultado é uma fadiga térmica que geralmente resulta em uma fina malha de trincas conhecidas como trincas térmicas.

BARBADILLO et al<sup>(7)</sup>, mostraram que essas trincas se formam predominantemente na direção normal da superfície do cilindro. Essas trincas aumentam em magnitude e extensão e causam desprendimento de metal da superfície do cilindro.

A figura 3.13 representa o ciclo de trabalho do cilindro quando ele é aquecido e resfriado durante o processo de laminação a quente. Com o decorrer do processo de laminação, a temperatura do cilindro aumenta. De acordo com STEVENS et al<sup>(12)</sup>, a temperatura do corpo do cilindro se estabiliza, podendo chegar a 80°C. Esse aumento na temperatura no corpo do cilindro tem um efeito de reduzir a magnitude do ciclo da fadiga térmica aplicada à superfície do cilindro.



**Figura 3.13 – Variação de temperatura na superfície de cilindro durante uma revolução, STEVENS et al<sup>(12)</sup>.**

O nível de deformação plástica por ciclo da superfície do cilindro é determinado pelas temperaturas máxima e mínima em cada revolução. STEVENS et al<sup>(12)</sup> encontraram a temperatura por volta de 450°C, como sendo a máxima, sendo que essa temperatura não muda se o corpo do cilindro se encontrar aquecido ou não. A

temperatura mínima da superfície do cilindro é determinada pelo sistema de resfriamento encontrado em cada laminador.

A figura 3.13 mostra uma típica variação de temperatura na superfície do cilindro durante uma revolução. Nessa figura nota-se que quanto maior a diferença de temperatura entre o ponto que sofre resfriamento e o corpo do cilindro, maior é a deformação plástica por ciclo, STEVENS et al<sup>(12)</sup>.

SILVA et al<sup>(14)</sup> estudaram o efeito da microestrutura de aços rápidos para cilindros usados na laminação a quente quanto o seu comportamento sob fadiga térmica. Estes autores mostraram que a nucleação de trincas de fadiga térmica ocorre predominantemente na superfície, induzidos por concentradores de tensão mecânicos (rugosidade) e metalúrgicos (interface carboneto/matriz ou no próprio carboneto. Segundo eles, a taxa de nucleação aumenta com o aumento da fração volumétrica de carboneto eutético, enquanto a propagação das trincas ocorre predominantemente pela interface carboneto/matriz ou através do carboneto.

### 3.5.2 Oxidação

Durante a laminação, o contato entre a tira laminada e o cilindro resulta na formação de um fino e aderente filme de óxido na superfície do cilindro geralmente referenciada na literatura como: “filme de óxido negro”, LANTERI<sup>(15)</sup>. É um fenômeno de degradação da superfície dos cilindros principalmente das três primeiras cadeiras do laminador Trem Acabador, de acordo com SILVA<sup>(14)</sup>.

Uma significativa camada de óxido nem sempre é observada, mas, quando presente, a espessura dessa camada varia de 2  $\mu\text{m}$  a 10  $\mu\text{m}$ <sup>(4)</sup>, conforme observado na figura 3.14 na camada de material mais escuro. Um fato explicado por WALMAG et al<sup>(3)</sup> é a oxidação-corrosão. Água industrial contém quantidades de NaCl que variam de 300 a 3000 ppm de Cl<sup>-</sup> e, com o aumento do cloreto, a cinética de corrosão aumenta.



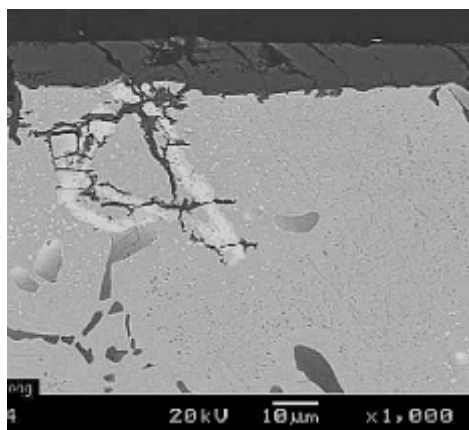


Figura 3.14 – Camada de óxido presente na superfície de um cilindro de aço rápido, WALMAG<sup>(3)</sup>.

### 3.5.3 Abrasão (desgaste)

A abrasão é um dos mecanismos que se mostra sempre presente, principalmente nas últimas cadeiras, CORNELIO<sup>(16)</sup>, como mostrado na figura 3.15.

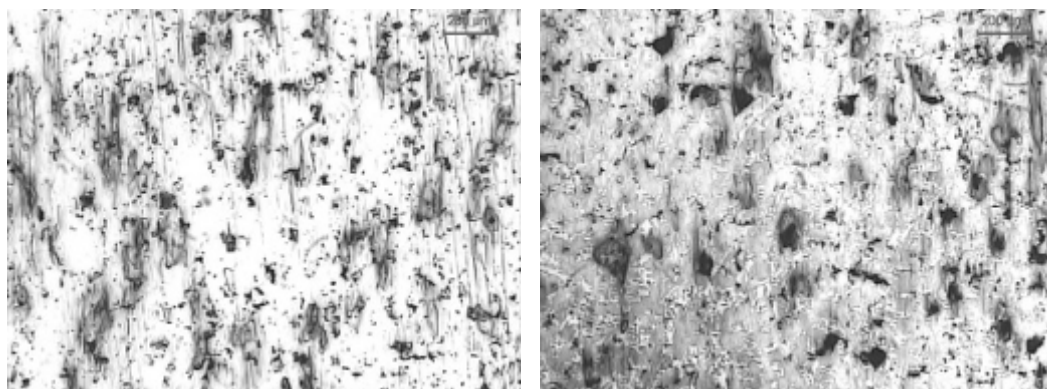


Figura 3.15 – Duas réplicas tiradas de um cilindro de ferro indefinido após campanha. Presença de pequenos arrancamentos e riscamentos, XAVIER<sup>(11)</sup>.

Para as últimas cadeiras do laminador Trem Acabador, os cilindros usados são fabricados de ferro fundido de coquilhamento indefinido devido ao bom compromisso entre a resistência ao desgaste, condutividade térmica e tenacidade. A presença de grafita na superfície melhora a resistência do material aos choques térmicos e reduz o atrito entre o cilindro e a tira, XAVIER<sup>(11)</sup>. De acordo com a figura 3.15, pode-se perceber arrancamentos e riscos que ocorrem preferencialmente através da matriz do material, caracterizando o fenômeno como desgaste abrasivo.

### 3.6 Estudos realizados sobre a transferência de calor durante o resfriamento de cilindros.

De acordo com CHAMONGE et al<sup>(17)</sup> a expansão e a contração térmica são resultantes dos ciclos de aquecimento e resfriamento a que são submetidos os cilindros de trabalho durante a laminação de cada bobina e nos períodos em vazio entre as tiras laminadas. Analisando a figura 3.16 pode-se constatar que, depois de decorrido certo tempo, a expansão térmica tende a oscilar em torno de uma linha assintótica a um valor constante. Isso ocorre em função do encharcamento térmico dos cilindros.



Figura 3.16 – Evolução da expansão térmica em função do tempo decorrido em um ciclo de laminação, CHAMONGE<sup>(17)</sup>.

Segundo HORSKÝ<sup>(6)</sup>, a temperatura da superfície do cilindro determina o mecanismo de transferência de calor. O valor do coeficiente de transferência de calor é influenciado pela presença da ebulição e depende da temperatura da superfície para que seja eficientemente forte. Desse modo, uma estável camada de vapor que pode ser formada na superfície aquecida protegendo a superfície do contato direto com o líquido refrigerante, contribuindo para a baixa intensidade do resfriamento. Quando a temperatura é diminuída, a camada de vapor entra em colapso e a intensidade do resfriamento aumenta. A intensidade do resfriamento pode ser dez vezes maior numa baixa temperatura quando comparada à intensidade de uma região de alta temperatura. Esse fato é mostrado esquematicamente na figura 3.17.

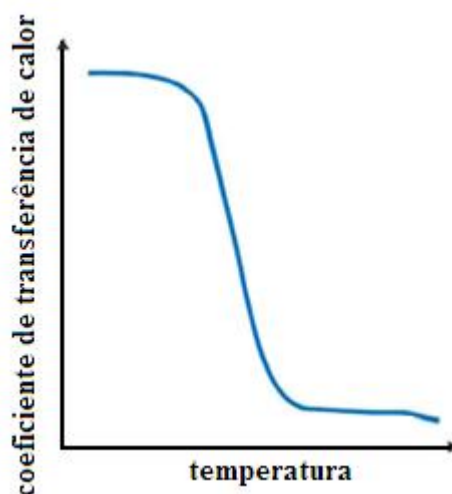


Figura 3.17 – Variação do coeficiente de transferência de calor com a temperatura da superfície, HORSKÝ<sup>(6)</sup>.

HORSKÝ<sup>(6)</sup> realizou experimentos aquecendo um cilindro a temperaturas variando de 30°C a 300°C e resfriando sob uma determinada pressão. A figura 3.18 apresenta a distribuição do coeficiente de transferência de calor na superfície do cilindro. Essa figura mostra também, que em temperaturas abaixo de 100°C, a intensidade da transferência de calor é alta. Em temperaturas próximas a 300°C, a intensidade do fluxo de calor é menor. A explicação para esse ponto negativo é a formação do vapor de água quando entra em contato com a superfície quente e esse vapor bloqueia o contato direto com a água para realizar o resfriamento.

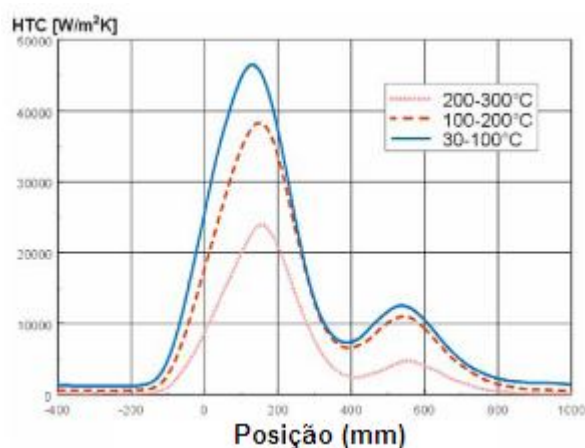
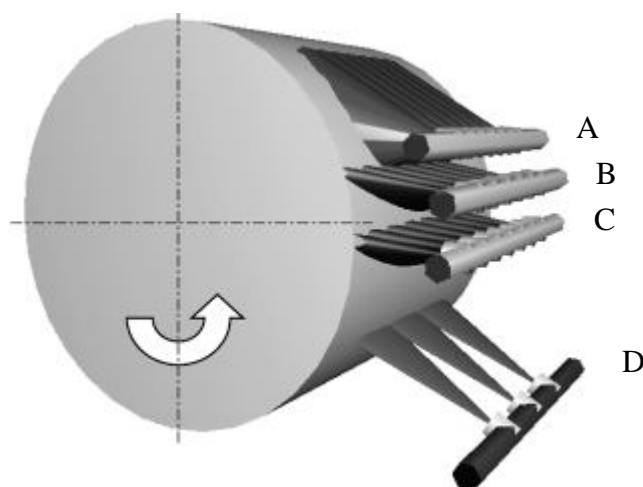


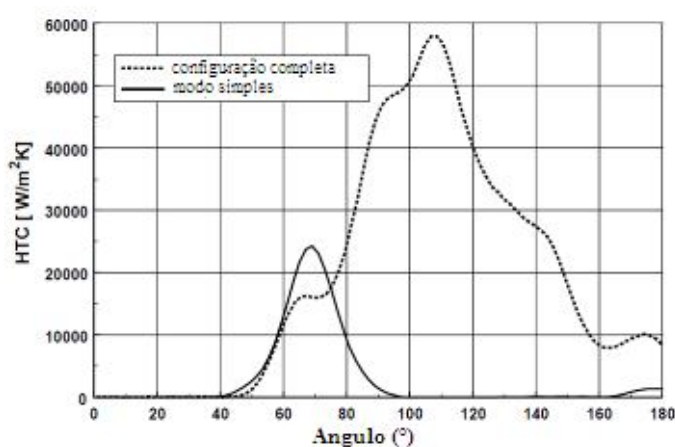
Figura 3.18 – Figura mostrando a influência da temperatura da superfície na transferência de calor, HORSKÝ<sup>(18)</sup>.

HORSKÝ<sup>(18)</sup> também estudou qual seria a quantidade ideal de água que deveria ser lançada sobre os cilindros, obtendo assim um ponto ótimo. Quando é lançada muita água, a superfície do cilindro é “inundada” e os jatos de água não conseguem penetrar essa camada, fazendo com que a transferência de calor fique saturada. O estudo trabalhou com pressões diferentes, sendo que uma delas poderia penetrar a camada de água, aumentando de igual modo a taxa de transferência de calor. A configuração do sistema montada pelos autores é mostrada na figura 3.19.



**Figura 3.19 – Configuração dos jatos de água, cilindro e quatro tubulações, HORSKÝ<sup>(18)</sup>.**

Os dados obtidos de coeficiente de transferência de calor, chamados pelo autor de HTC, usando pressão de 4,5 bar para todas as tubulações, são mostrados na figura 3.20. Para tal, foram usadas duas configurações.



**Figura 3.20 – Intensidade de resfriamento para duas diferentes configurações, HORSKÝ<sup>(18)</sup>.**

A primeira, com todas as tubulações disponíveis (A, B, C e D) e, a segunda, somente com a tubulação D. O estudo mostrou que na porção do cilindro a um ângulo de  $70^\circ$ , a intensidade do resfriamento da tubulação D é 43% maior quando ela é usada sozinha.

Em outro experimento realizado variando a pressão de resfriamento, pode-se constatar que a partir do momento que a pressão sobe, a tubulação D aumenta sua capacidade de retirar calor da superfície do cilindro. Isso sugere que a altas pressões o jato de água consegue romper a camada de vapor formada sobre a superfície do cilindro, e a taxa de transferência de calor volta a subir.

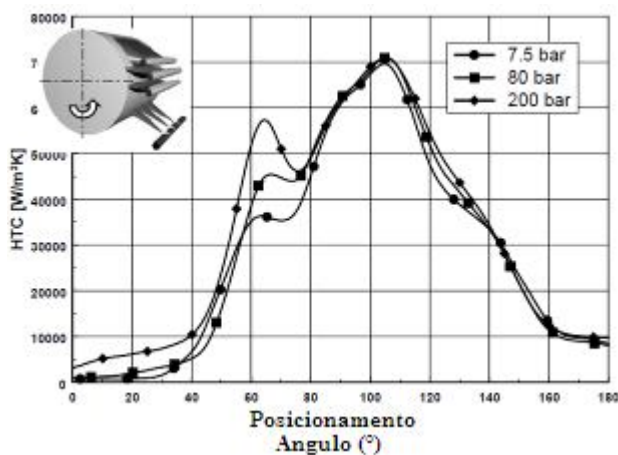


Figura 3.21 – Intensidade do resfriamento da superfície do cilindro variando a pressão, HORSKÝ<sup>(18)</sup>.

YE<sup>(19)</sup>, através de um modelo térmico adimensional, verificou que a energia absorvida gradualmente pelo cilindro e o campo de temperatura logo abaixo da superfície se tornam estacionários após longos períodos de trabalho dos cilindros durante o processo de laminação a quente. A figura 3.22 ilustra esse processo.

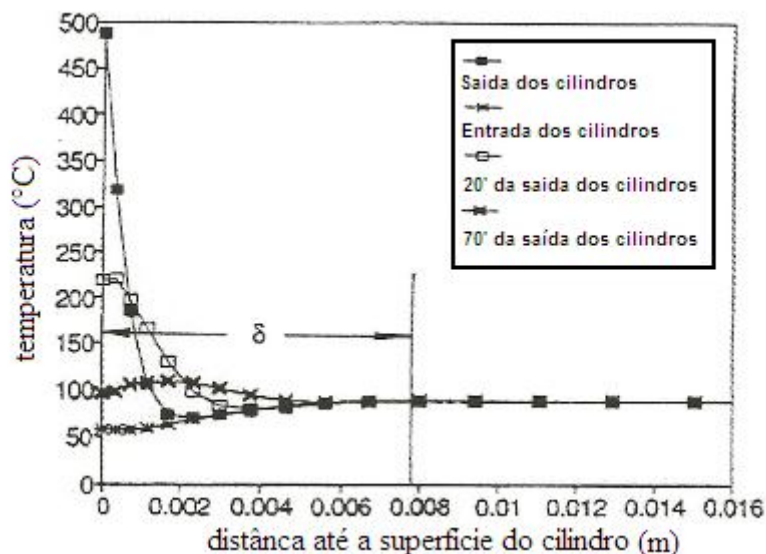


Figura 3.22 – Variação da temperatura de uma fina camada superficial dos cilindros, YE<sup>(19)</sup>

A variação de temperatura na espessura  $\delta$  se repete a cada revolução do cilindro. Essa espessura  $\delta$  foi estimada por TSENG<sup>(20)</sup>.

$$\delta = \frac{2R}{\sqrt{2Pe-1}} \ln \left[ \frac{200Bi(\sqrt{2Bi}/\sqrt{Pe+2})}{\theta_o \sqrt{Pe/2} (Bi^2/Pe + \sqrt{2Bi}/\sqrt{Pe+1})} \right] \quad (5.3)$$

$\delta$  = espessura da camada de variação cíclica da temperatura

$R$  = raio externo do cilindro

$Bi$  = número de Biot ( $hR/K_{cil}$ )

$Pe$  = número de Peclet ( $\omega R^2/\alpha$ )

SAHA et al<sup>(9)</sup> desenvolveram modelos para prever a evolução da temperatura em um cilindro do laminador acabador da empresa TATA STEEL. Os modelos foram usados para prever as temperaturas e tensões térmicas da superfície dos cilindros em diferentes condições de resfriamento e, desse modo, analisaram a eficácia de diferentes configurações para o resfriamento dos cilindros. Os autores simularam um laminador a quente considerando como parâmetros de entrada do modelo: espessura de entrada = 33 mm; espessura de saída = 18 mm; temperatura de entrada = 1040 °C; temperatura de saída = 940 °C; velocidade = 45 rotações por minuto e diâmetro do cilindro = 700 mm. Na tabela 3.3, são mostrados os resultados com duas diferentes posições do jato de resfriamento.

**Tabela 3.3 – Resultado da simulação para posições diferentes do jato de resfriamento, SAHA et al<sup>(9)</sup>.**

Localização do jato de água	Temperatura (°C)			Deformação plástica por ciclo
	máx. na superfície	mín. na superfície	Corpo do cilindro	
Próximo a mordida	549,5	104,4	181,5	$3,830 \times 10^{-3}$
Próximo ao cilindro de encosto	551,6	104,5	194,0	$4,002 \times 10^{-3}$

O modelo desenvolvido também avaliou a temperatura e a deformação para diferentes taxas de fluxo de água, tanto na entrada como na saída do laminador.

**Tabela 3.4 – Resultado da simulação para diferentes fluxos de água, SAHA et al<sup>(9)</sup>.**

Fluxo de água total	Temperatura (°C)			Deformação plástica por ciclo
	máx. na superfície	mín. na superfície	Corpo do cilindro	
40% menor que o fluxo inicial	558	105,3	206,5	$4,521 \times 10^{-3}$
30% menor que o fluxo inicial	556	105,1	201	$4,330 \times 10^{-3}$
20% menor que o fluxo inicial	554	104,9	195,5	$4,194 \times 10^{-3}$
10% menor que o fluxo inicial	552	104,7	190	$4,034 \times 10^{-3}$
Fluxo inicial (317m <sup>3</sup> /h)	550	104,5	184,5	$3,873 \times 10^{-3}$
10% maior que o fluxo inicial	547,7	104,2	179	$3,693 \times 10^{-3}$
20% maior que o fluxo inicial	545,8	100,1	174	$3,689 \times 10^{-3}$
30% maior que o fluxo inicial	545	99,7	171	$3,634 \times 10^{-3}$

SAHA et al<sup>(9)</sup> previram quais seriam os impactos na temperatura e na deformação plástica superficial dos cilindros, provocando fadiga térmica nas mudanças de configuração dos sistema de resfriamento de cilindros da TATA STEEL.

O que se pode observar é uma significativa divergência nos valores encontrados do coeficiente de transferência de calor entre os diversos autores aqui pesquisados. Esses valores variam entre 1 a 175 kW/m<sup>2</sup>K. A figura 3.23 é uma forma representativa de mostrar os valores encontrados do coeficiente de transferência de calor por diferentes autores. Mais estudos sobre o coeficiente de transferência de calor são necessários para melhor entender o processo físico e promover mais dados básicos para o

desenvolvimento de melhores sistemas de resfriamento, conforme citam TSENG et al<sup>(21)</sup>.

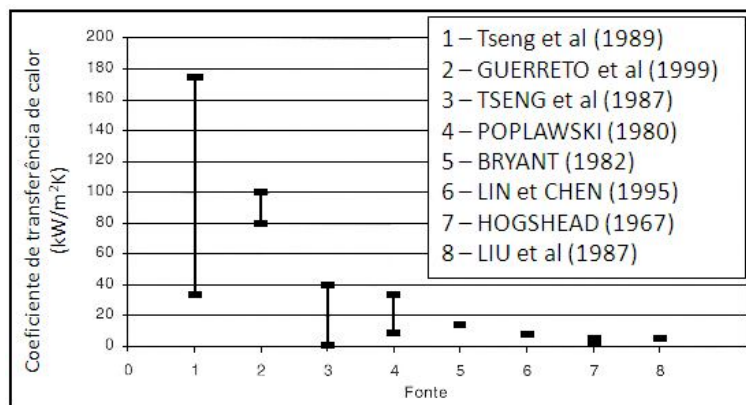


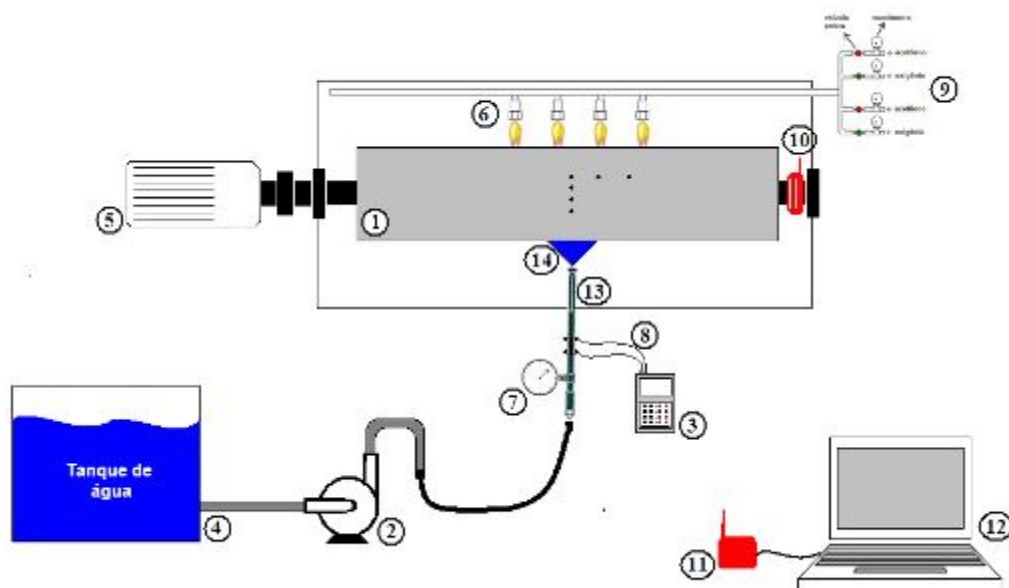
Figura 3.23 – Representação gráfica dos coeficientes convectivos de alguns pesquisadores.



## 4 METODOLOGIA

### 4.1 Aparato experimental

Um dos objetivos desse trabalho foi a construção em escala piloto de um sistema de resfriamento de cilindros, como mostrado na figura 4.1, a fim de observar os fenômenos presentes durante o resfriamento de cilindro e estimar o coeficiente de transferência de calor, já que, como observado na revisão bibliográfica, há uma divergência muito grande nesse cálculo. O aparato experimental utiliza uma configuração para que se consiga uma aproximação das condições operacionais de um laminador. Todo o sistema de resfriamento foi montado na área da Oficina de Cilindros do Tiras a Quente da Usiminas – planta de Ipatinga.



**Figura 4.1 – Desenho esquemático do experimento montado para a simulação do resfriamento de cilindro.**

O experimento possui os seguintes itens:

1 – tubo de aço SAE1020 com dimensões aproximadas de 360 mm de diâmetro, 16 mm de espessura e 900 mm de comprimento;

- 2 – conjunto motor-bomba adaptado de uma lavadora profissional de alta pressão, fabricante “KARCHER”, modelo HDS 12/15S;
- 3 – medidor de vazão ultrassônico portátil da marca Transport<sup>®</sup>, modelo PT868;
- 4 – caixa d’água de 2.000 litros instalada a 4 metros de altura aproximadamente;
- 5 – Conjunto motor elétrico e redutor para o acionamento rotacional do conjunto;
- 6 – tubulação com 4 bicos de chama para o aquecimento do cilindro protótipo, usando mistura de ar comprimido e gás acetileno;
- 7 – medidor de pressão analógico;
- 8 – Termopares Cromel/Alumel (tipo K), para medição da temperatura da água e do cilindro protótipo durante os testes de aquecimento e resfriamento;
- 9 – alimentação da mistura de ar comprimido e gás acetileno para a chama do aquecimento;
- 10 – transmissor de dados wireless, modelo WLS9163, fabricante National Instruments. O transmissor foi protegido com manta térmica, a fim de proteger o equipamento contra o calor do processo;
- 11 – condicionador de sinal, modelo NI9213, fabricante National Instruments;
- 12 – computador, marca DELL, com interface wireless e software desenvolvido pelo Laboratório de Desenvolvimento Tecnológico do Centro de Tecnologia Usiminas – Unidade Ipatinga, utilizando a ferramenta LabView;
- 13 – tubulação para a montagem do bico tipo “Veejet” para o resfriamento do tubo;

14 – jato de água em formato de leque, com distância fixa entre o bico Veejet e a superfície do tubo;

15 – câmera fotográfica marca Sony, modelo Cyber-Shot DSC-W7, para registrar o processo de resfriamento do tubo;

## 4.2 Montagem do equipamento

O tubo de aço, que passará a ser chamado de cilindro protótipo, foi fixado em um eixo e montado sobre um tanque, onde a água, usada para o resfriamento seria coletada, conforme figura 4.2. A figura 4.3 contempla algumas fotos tiradas durante o experimento. O eixo com o cilindro protótipo fixado foi acoplado e acionado por um sistema de redutora e motor. A tubulação, para o lançamento da água em formato de leque, foi montada com um manômetro anexado e com possibilidade de colocar apenas um bico. Essa tubulação foi fixada na extremidade do tanque e ajustada para ficar a 90° do eixo do cilindro. Na parte contrária ao tubo para o resfriamento foi montado um tubo com 5 bicos de chama para o aquecimento do cilindro protótipo. A mistura usada na formação da chama foi de acetileno e ar comprimido.



**Figura 4.2 – Montagem do aparato experimental para estudo do resfriamento.**

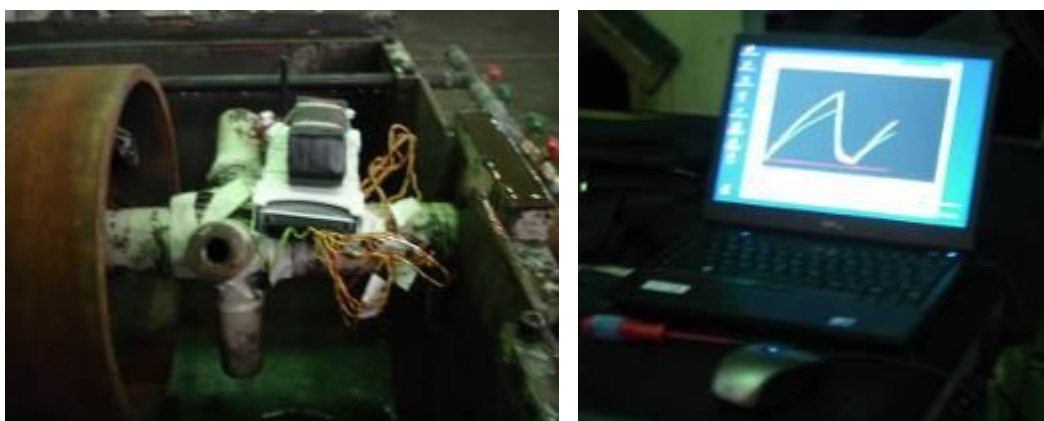


**Figura 4.3 – Algumas fotos da montagem do aparato.**

### **4.3 Aquisição de dados**

O levantamento do perfil térmico foi realizado utilizando um sistema de aquisição de dados via wireless composto por transmissor de dados (modelo WLS9163, fabricante National Instruments); condicionador de sinal (modelo NI9213, fabricante National Instruments); computador, marca DELL, com interface wireless e software desenvolvido pelo Laboratório de Desenvolvimento Tecnológico, utilizando a ferramenta LabView, conforme mostra a figura 4.4.

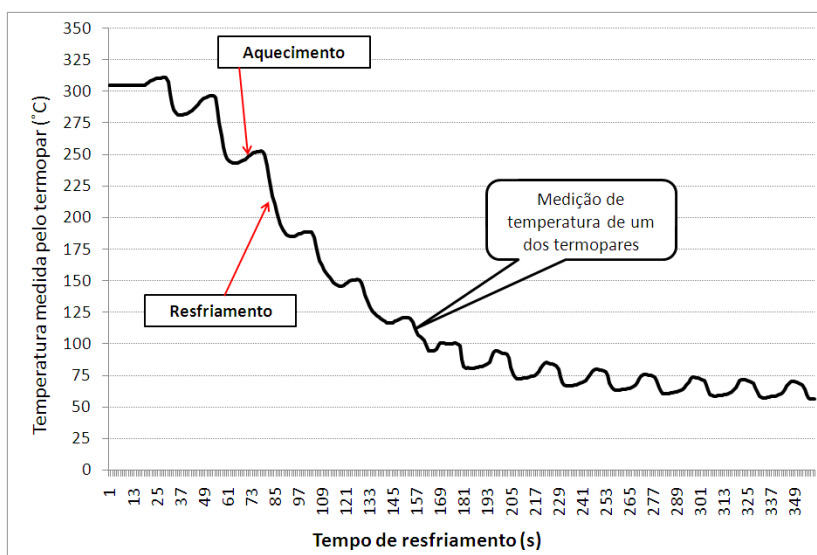
O transmissor de dados e o condicionador de sinal foram isolados termicamente e posicionados no eixo que faz a rotação do cilindro protótipo. Ao condicionador de sinal, foram conectados os termopares cujas juntas de medição foram montadas no cilindro protótipo em posição definidas, conforme informação no subtítulo 4.4 (Cilindro protótipo para o teste de resfriamento). O software foi desenvolvido para armazenar os valores de temperatura a cada 0,5 s. A montagem e o computador podem ser observados na figura 4.4. Um segundo sistema de aquisição de dados (marca Squirrel) foi utilizado para fazer o levantamento da temperatura da água durante o resfriamento do cilindro protótipo.



**Figura 4.4 – Fotos da montagem do sistema de aquisição de dados e do computador registrando os dados de temperatura.**

Foram realizados 31 ciclos de aquecimento e resfriamento, com alterações nos parâmetros de pressão da água, pressão de acetileno, tipo de bico e resfriamento sem a interrupção do aquecimento.

O levantamento do perfil térmico gerou curvas de “temperatura x tempo” dos ciclos de aquecimento e resfriamento do cilindro protótipo nas diversas alterações dos parâmetros do processo, conforme exemplo do gráfico da figura 4.5.



**Figura 4.5 - Gráfico da medição de temperatura em um dos termopares e em um dos experimentos realizados.**

#### 4.4 Cilindro protótipo para o teste de resfriamento

Para os testes de resfriamento, foi fabricado um tubo de aço com comprimento de 900 mm, diâmetro externo de 352 mm, e com parede de 16 mm de espessura. O cilindro protótipo possuía 6 furos, a partir da superfície interna, de 1,6 mm de diâmetro e 14 mm de profundidade. Essas dimensões podem ser verificadas através da figura 4.6.

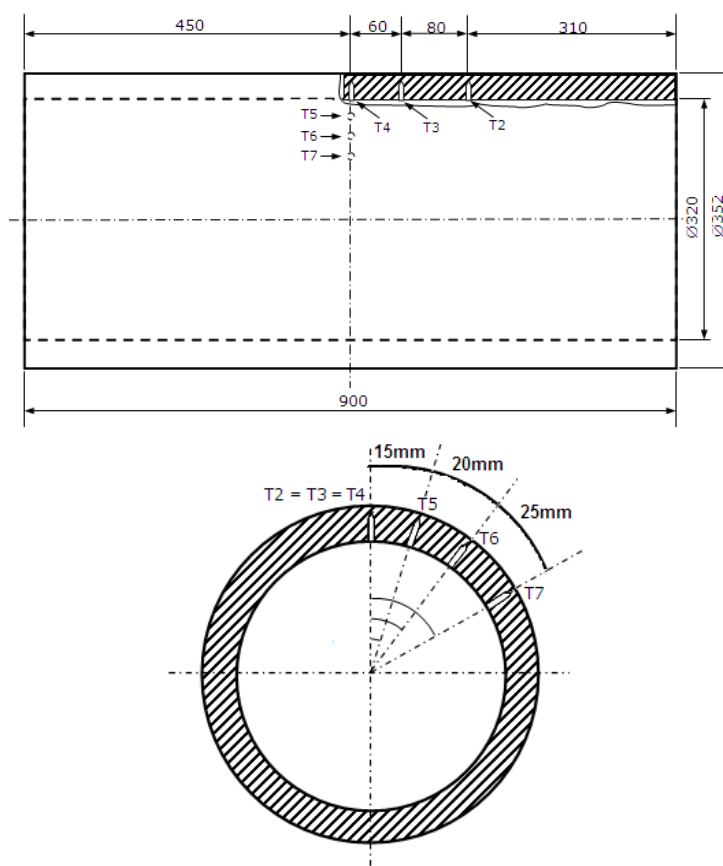


Figura 4.6 – Cilindro protótipo usado para simular um cilindro de laminação durante o resfriamento.

A tabela 4.1 mostra os valores das propriedades termofísicas do aço SAE1020.

A tabela 4.2 mostra a composição química do aço do cilindro protótipo.

**Tabela 4.1 – Propriedades termofísicas do aço do cilindro protótipo, INCROPERA<sup>(10)</sup>.**

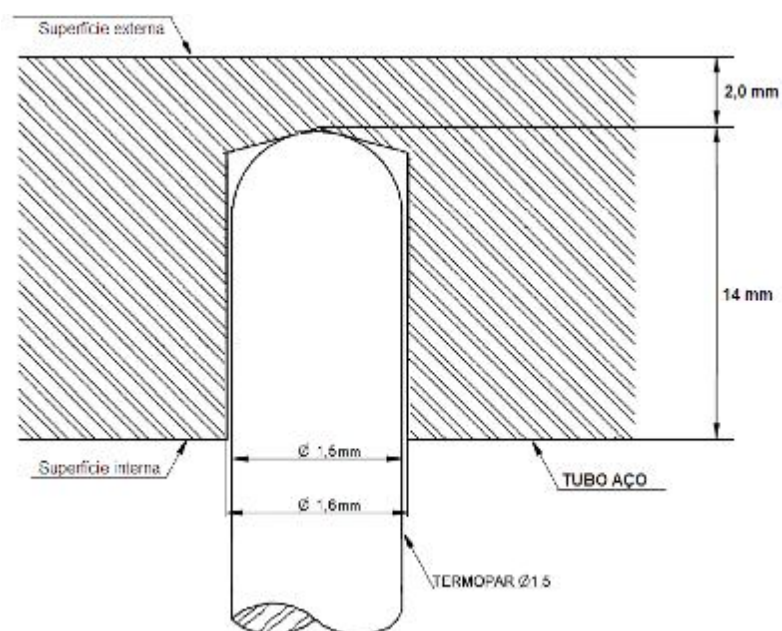
<b>T</b> (°C)	<b>C<sub>p</sub></b> (J/kg.°C)	<b>ρ</b> (kg/m <sup>3</sup> )	<b>K</b> (W/m.°C)
100	486,0	7817	51,1
200	519,0	7817	49,0
300	557,0	7817	46,1
400	599,0	7817	42,7
500	662,0	7817	39,4

**Tabela 4.2 – Composição química do cilindro protótipo.**

<b>%C</b>	<b>%Mn</b>	<b>%Si</b>	<b>%P</b>	<b>%S</b>	<b>%Al</b>
0,18	0,59	0,20	0,008	0,003	0,012

#### 4.5 Termopares

Para registrar os históricos de temperatura do cilindro protótipo durante o processo de aquecimento e resfriamento, foram fixados termopares Cromel/Alumel, tipo K, no interior do cilindro protótipo. Os termopares possuíam cabo de isolamento mineral, atendendo às normas ASTM-E-230 e ANSI MC96, de diâmetro de 1,5 mm. A faixa de temperatura recomendada para o uso desses termopares é de 0 a 1260 °C e incerteza de  $\pm 1,1$  °C. A figura 4.8 mostra a posição e fixação de um dos termopares. As distâncias até a superfície externa e o posicionamento são os mesmos para os 6 termopares (T2, T3, T4, T5, T6 e T7), todos dispostos a 2,0 mm da superfície externa. O termopar T1 ficou monitorando a temperatura da água. O diâmetro do furo para a instalação dos termopares foi de 1,6 mm. No decorrer do trabalho os termopares e suas posições vão ser mencionados por Tc1, Tc2, Tc3, Tc4, Tc5, Tc6 e Tc7.



**Figura 4.7 – Posicionamento dos termopares no cilindro protótipo de aço para as medições de temperatura.**

Um aparelho de ultrassom, modelo EPOCH XT, marca OLYMPUS, usando um cabeçote de MSEB4 (4 MHz), foi usado para conferência do posicionamento e das profundidades dos furos antes da montagem dos termopares, conforme figura 4.8.



**Figura 4.8 – Aparelho de ultrassom usado para conferir o posicionamento e a profundidade dos furos.**



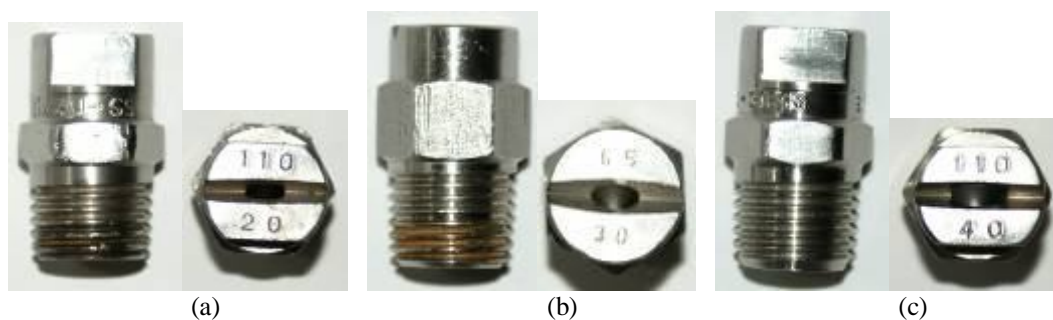
#### 4.6 Tubulação e bicos para o resfriamento

Foram usados três tipos de bicos do fabricante “Spraying Systems”, tipo Veejet, específicos para resfriamentos, conforme mostrados na figura 4.10, cujos jatos de água são em formato de leque. A codificação informada abaixo está de acordo com a indicação do fornecedor no catálogo de especificação. Essa codificação é indicada na figura 4.10:

- (a) **H-1/4-VV-SS-110/20**: ângulo de  $110^\circ$  e vazão de 20,0 l/min a uma pressão de 5,0 bar;
- (b) **H-1/4-VV-SS-65/30**: ângulo de  $65^\circ$  e vazão de 30,0 l/min a uma pressão de 5,0 bar;
- (c) **H-1/4-VV-SS-110/40**: ângulo de  $110^\circ$  e vazão de 40,0 l/min a uma pressão de 5,0 bar.

<b>H</b>	<b>1/4</b>	<b>VV</b>	<b>-</b>	<b>SS</b>	<b>110</b>	<b>10</b>
Prefixo Bico	Conex.	Tipo bico		Codigo fabr.	ângulo spray	Capac. bico

**Figura 4.9 – Codificação usada pelo fabricante para identificação dos tipos de bicos.**



**Figura 4.10 – Bicos usados na simulação do sistema de resfriamento do cilindro protótipo.**

Esses bicos fazem com que a água, ao passar por eles, forme um leque. Esses bicos foram usados por possuírem vazões diferentes numa mesma pressão e ângulos de leque diferentes  $110^\circ$  e  $65^\circ$ . Cada um foi montado em uma tubulação, conforme figura 4.11. A relação pressão e vazão obedecem a uma curva exponencial, conforme gráficos da figura 4.12.

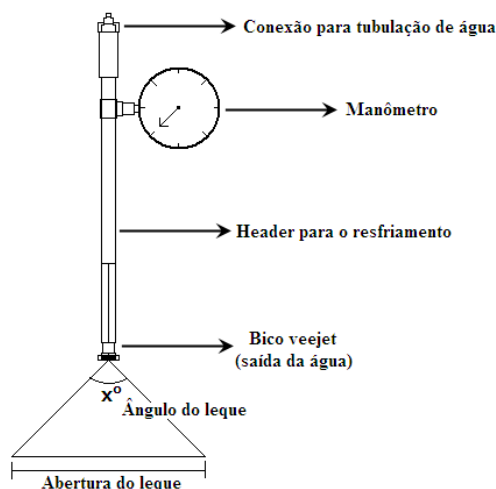


Figura 4.11 – Tubulação para o resfriamento do cilindros. Foi usado no primeiro experimento.

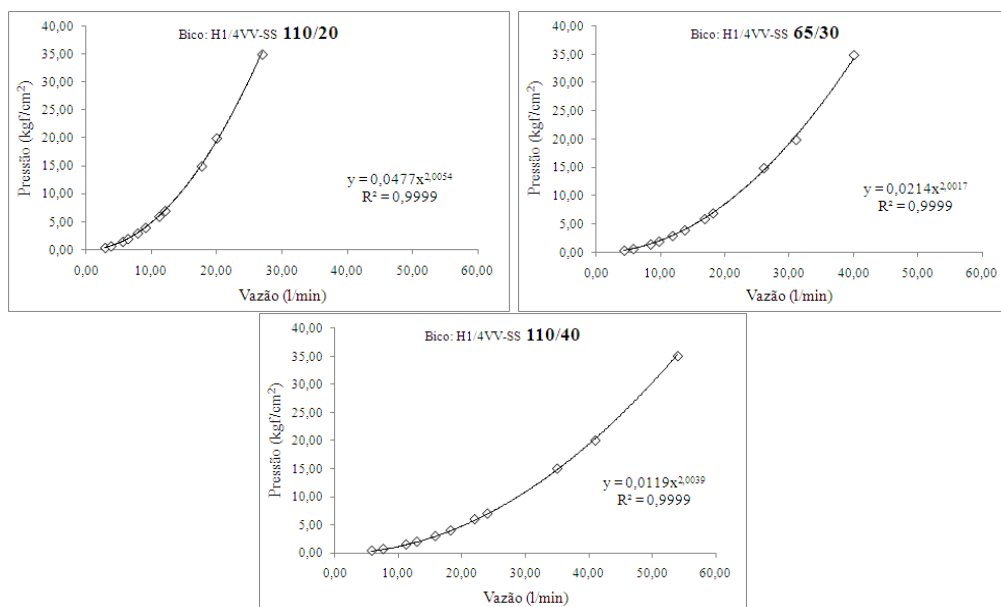


Figura 4.12 – Curvas exponenciais indicando a pressão e a vazão de cada bico usado nos experimentos de resfriamento do cilindro, SPRAYING SYSTEMS<sup>(22)</sup>.

#### 4.7 Medidor de vazão

Para a medição da vazão do experimento usou-se um sistema ultrassônico portátil da marca Transport®, modelo PT868, conforme apresentando na figura 4.13. O medidor de vazão ultrassônico é um equipamento medidor de fluxo que utiliza o efeito da diferença do tempo de propagação, o chamado “tempo de trânsito”, de pulsos ultrassônicos, para a determinação da variável medida.

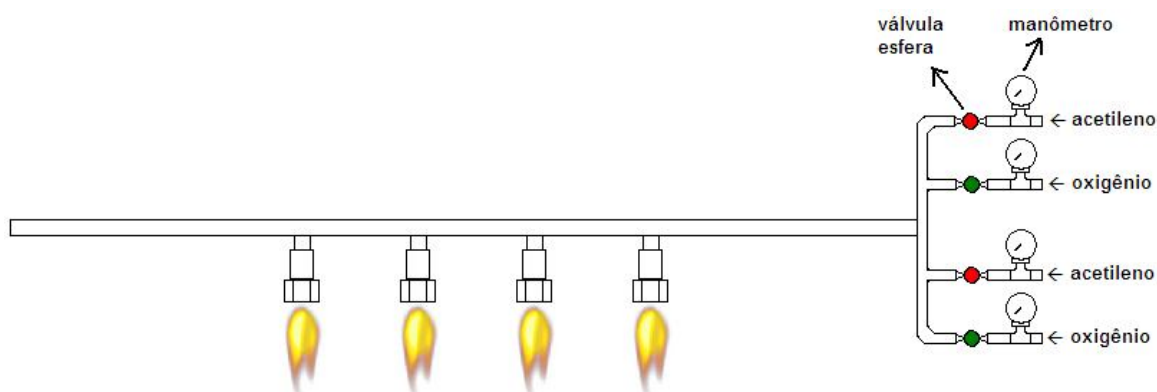
Este princípio mede o efeito da velocidade do fluxo de um líquido através de sinais acústicos bidirecionais. Dois transdutores acoplados na parede externa do tubo emitiram e receberam pulsos de ultrassom. O tempo de trajeto destes pulsos foi analisado por um circuito eletrônico microprocessado que efetuou o cálculo da vazão instantânea. De acordo com a especificação fornecida pelo fabricante o erro nas medições podia variar de 2,0 a 5,0%.



Figura 4.13 – Medidor de vazão por ultrassom usado no experimento.

#### 4.8 Aquecimento

A figura 4.14 mostra o sistema usado para o aquecimento do cilindro protótipo. Foi usada uma mistura de ar comprimido e acetileno. O acetileno foi usado a pressões variando de 0,5 a 1,5 kgf/cm<sup>2</sup>. A tubulação para o aquecimento compunha-se de 4 bicos para a chama e duas entradas para cada tipo de gás. Essa foi uma alternativa encontrada para aumentar o volume de gás e a velocidade de aquecimento do cilindro protótipo.



**Figura 4.14 – Sistema usado para o aquecimento do cilindro protótipo usando mistura de ar comprimido e acetileno.**

#### 4.9 Procedimento experimental

O experimento consistia em aquecer o cilindro protótipo enquanto ele girava. O cilindro protótipo girou a uma velocidade fixa de 5 rotações por minuto em todos os experimentos. Após a temperatura do cilindro protótipo alcançar um valor próximo de 300 °C, o sistema motor/bomba era acionado, iniciando o processo de resfriamento. Durante todo esse processo, a temperatura era monitorada por meio dos 7 termopares. Todos os dados de temperatura foram coletados e armazenados, conforme mostrado na seção 4.6.

O cilindro protótipo de aço montado sobre o suporte com seus termopares devidamente instalados no seu interior passou por ciclos de aquecimento e resfriamento, variando o tipo de bico, a pressão da água e a pressão de acetileno, conforme mostrado na tabela 4.3. Essa tabela mostra todos os testes realizados, alternando os tipos de bicos “110/20”, “110/40” e “65/40”, o modo de resfriamento, a pressão da água e a vazão medida.

**Tabela 4.3 – Dados básicos dos testes realizados para coleta de dados de temperatura durante o resfriamento do cilindro protótipo.**

<b>Número do teste</b>	<b>Bico</b>	<b>Modo</b>	<b>Pressão de água (kgf/cm<sup>2</sup>)</b>	<b>Vazão (l/min)</b>
1	110/20	Aquecimento e resfriamento	10	15
2	110/20	Somente resfriamento	10	15
3	110/20	Aquecimento e resfriamento	5	10
4	110/20	Aquecimento e resfriamento	5	10
5	110/20	Somente resfriamento	5	10
6	110/20	Somente resfriamento	5	10
7	110/40	Aquecimento e resfriamento	5	18
8	110/40	Somente resfriamento	5	18
9	110/40	Aquecimento e resfriamento	5	18
11	110/40	Somente resfriamento	5	18
13	110/20	Aquecimento e resfriamento	10	13
14	110/20	Somente resfriamento	5	10
15	110/20	Aquecimento e resfriamento	15	17
16	65/30	Aquecimento e resfriamento	9	19
17	65/30	Somente resfriamento	9	18
18	65/30	Aquecimento e resfriamento	5	14
19	65/30	Somente resfriamento	5	14
20	65/30	Aquecimento e resfriamento	5	14
21	65/30	Somente resfriamento	5	14
22	65/30	Aquecimento e resfriamento	10	18
23	65/30	Somente resfriamento	10	18
24	110/20	Somente resfriamento	15	17
25	110/20	Aquecimento e resfriamento	15	17
26	110/20	Somente resfriamento	15	17
27	110/20	Aquecimento e resfriamento	19	19
28	110/20	Aquecimento e resfriamento	15	17
29	110/20	Aquecimento e resfriamento	10	13
30	110/20	Aquecimento e resfriamento	5	10
31	110/20	Aquecimento e resfriamento	2	7

Foram feitos testes de resfriamento com e sem o aquecimento, ou seja, o resfriamento era mantido até que a temperatura medida pelos termopares chegasse a uma estabilidade. Outro ponto importante a ressaltar é o posicionamento dos termopares quanto ao leque, dispostos no centro e nas extremidades dos leques formados pelos bicos com ângulo de 65° e 110°, conforme figura 4.16.

#### 4.10 Análise inversa de condução de calor transiente

Foi realizada uma análise inversa de condução de calor transiente, a fim de se calcular o histórico de temperaturas e os fluxos de calor na superfície do cilindro protótipo, a partir das temperaturas medidas internamente. A análise foi realizada usando o programa INTEMP, versão 4.1, fabricante TRUCOMP CO, Califórnia, Estados Unidos.

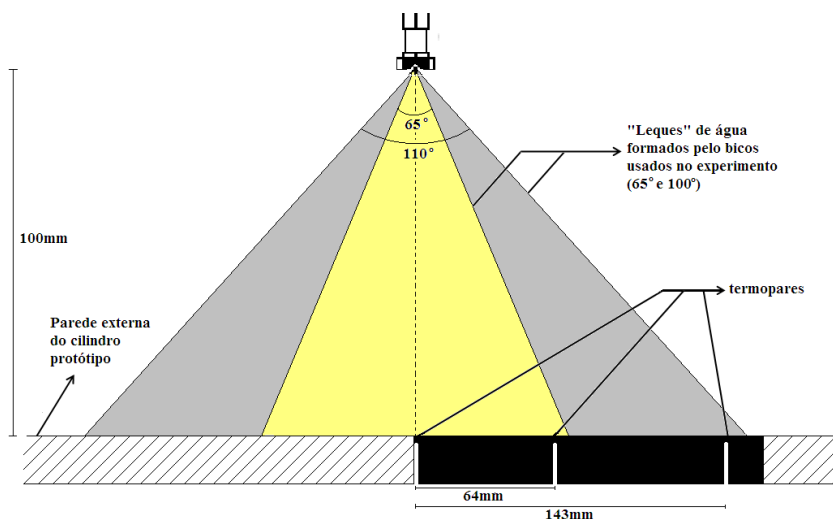
O INTEMP é um programa utilizado para a solução geral do problema inverso de condução de calor usando uma programação dinâmica. Ele combina as temperaturas medidas para estimar os melhores fluxos de calor aplicados na superfície. Os modelos construídos para o programa podem ser unidimensionais (1D) ou bidimensionais (2D), planar ou axissimétrico, com elementos triangulares ou quadráticos. Os dados básicos de entrada são:

- posição dos nós de formação dos elementos;
- histórico das temperaturas medidas;
- localização dos fluxos de calor desconhecidos;
- propriedades termofísicas do material (tabela 4.1).

Considerando que as propriedades termofísicas do material variam de acordo com a temperatura, o INTEMP encontra o histórico de fluxos de calor desconhecido em qualquer número de locais especificados na superfície e calcula todas as temperaturas no modelo, TRUJILLO<sup>(23)</sup>.

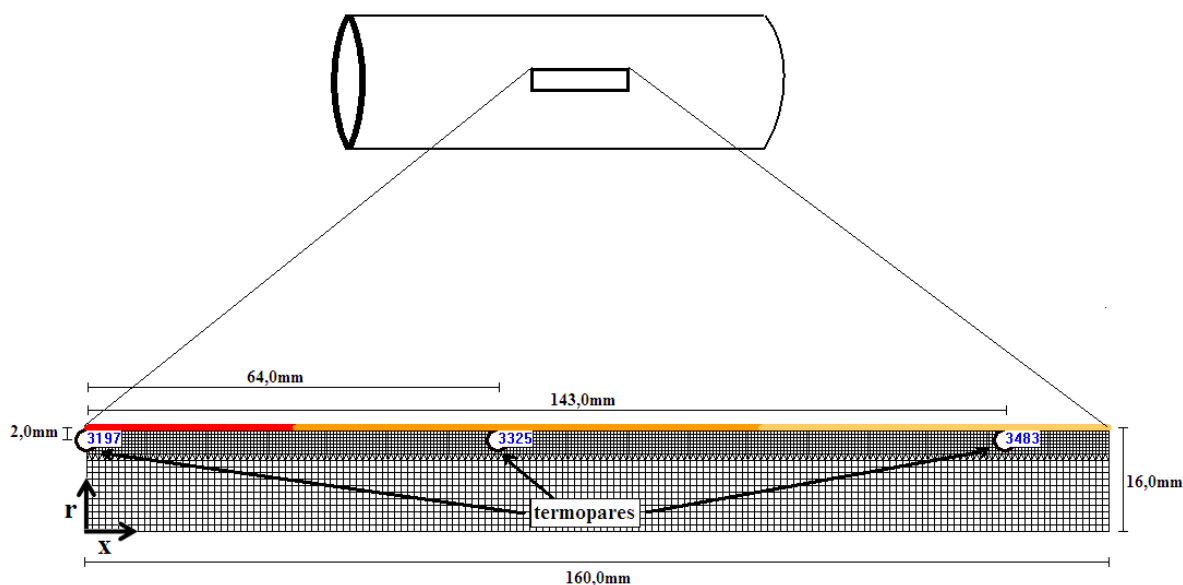
Para a análise inversa de condução de calor transiente foram utilizados modelos de elementos finitos 2D, planar, com elementos quadráticos e triangulares variando de 0,5 a 1,0 mm com três ou quatro nós. Para a definição do domínio e posições de fixação dos termopares foram utilizados os valores levantados após a fabricação do tubo protótipo, conforme descrito nas seções 4.5 e 4.6.

O modelo foi construído a partir de uma porção do cilindro protótipo, que contemplava o posicionamento de 3 termopares, Tc4, Tc3 e Tc2, posicionados justamente no centro e nas extremidades dos leques formados (ângulos de  $65^\circ$  e  $110^\circ$ ), conforme figura 4.15.



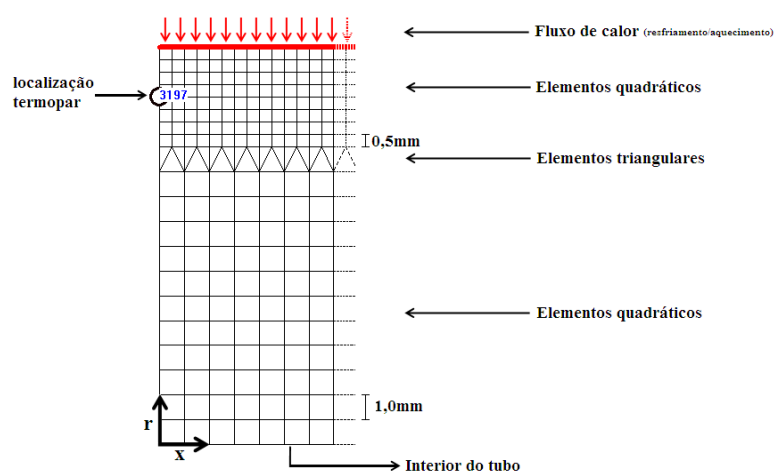
**Figura 4.15** – Essa figura representa o posicionamento dos termopares para que fiquem no centro e nas extremidades dos leques.

Essa porção do cilindro protótipo, com dimensões de 160 mm de comprimento e 16 mm de altura, que corresponde a espessura do tubo. O malha do modelo possui 4791 nós e 4770 elementos quadráticos e triangulares. A figura 4.16 mostra com mais detalhes a malha formada e a indicação do fluxo de calor na superfície do cilindro protótipo.



**Figura 4.16 – Modelo 2D planar com 4770 elementos quadráticos e triangulares, para uma parcela do cilindro protótipo, mostrando as três regiões de fluxo de calor na superfície do tubo e a representação nodal dos termopares.**

A superfície superior foi dividida em três regiões para monitoramento dos fluxos de calor. Estas regiões foram divididas de acordo com o posicionamento dos termopares: região 01 com coordenada (x) de 0,0 a 32,5 mm; região 02 com (x) de 32,5 a 104,5 mm e região 03 com (x) de 104,5 a 160,0 mm, conforme mostrado na parte superior da figura 4.17. Os termopares foram representados pelos nós 3197 (0; 14,0), 3325 (64,0; 14,0) e 3483 (143,0; 14,0).



**Figura 4.17 – Detalhe do modelo 2D planar com 4791 nós e 4770 elementos.**

Como condição de contorno adotou-se regime adiabático nas superfícies sem incidência do jato d'água, uma vez que as quantidades de radiação e convecção para o



ambiente nessas superfícies são muito menores do que na superfície de incidência do jato.

O programa INTEMP encontra os fluxos de calor, que minimiza o erro geral usando método dos mínimos quadrados com a adição do parâmetro de regularização. Basicamente, este parâmetro controla a magnitude e a suavidade dos fluxos de calor estimados no programa. Um pequeno valor de regularização produz um fluxo com mais oscilações e mais próximo dos valores medidos. Um grande valor para a regularização produz menor oscilação e valores mais distantes dos medidos. Este é um problema típico da natureza do problema inverso, no qual os valores medidos apresentam oscilações (ruído). Como exemplo, o efeito da escolha do parâmetro sobre a estimativa de fluxo de calor é mostrado na Figura 4.18. O menor valor,  $B = 10^2$ , Figura 4.18 (a), produz uma estimativa de fluxo com mais ruído do que o parâmetro  $B = 10^5$  e um maior valor,  $B = 10^7$ , Figura 4.18 (b), produz menos ruído do que quando comparado com  $B = 10^5$ .

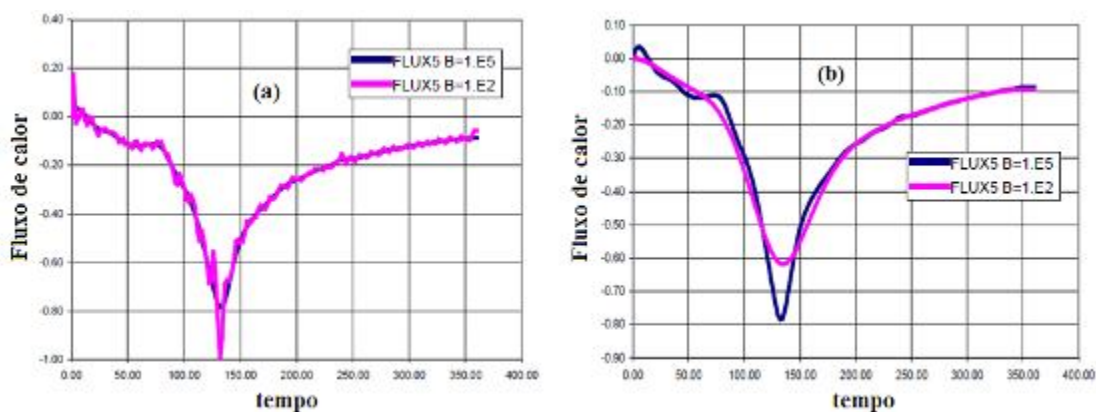


Figura 4.18 – Efeito do parâmetro de regularização sobre a estimativa de fluxo de calor, TRUJILLO<sup>(24)</sup>.

A escolha do valor ótimo do parâmetro de regularização é feita com a ajuda do método da curva-L, TRUJILLO<sup>(24)</sup>. Um exemplo da curva-L é mostrado na Figura 4.19.

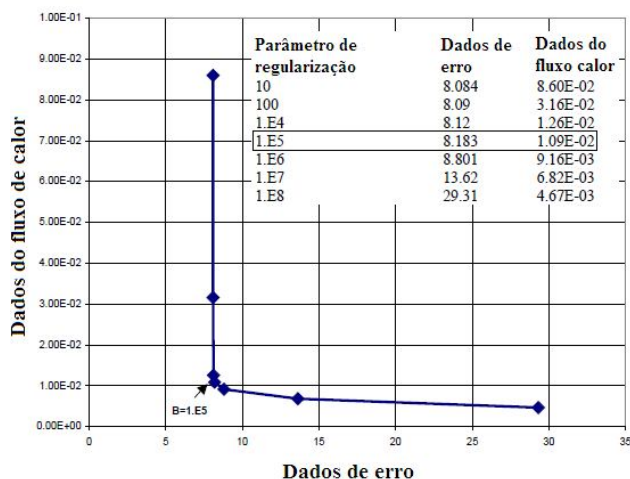


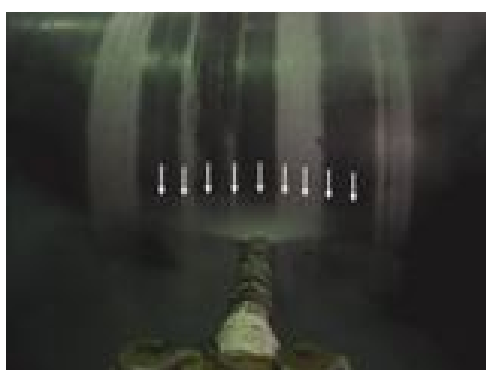
Figura 4.19 – Gráfico de Dados do fluxo de calor (FLUX DATA) versus Dados de erro (ERRO DATA), TRUJILLO<sup>(24)</sup>.

A curva-L é construída pela execução do programa INTEMP várias vezes com alguns valores do parâmetro de regularização. Esses dados, traçados em um gráfico “Dados do fluxo de calor” (FLUX DATA, eixo y) versus “Dados de Erro” (ERRO DATA, eixo x), formam uma curva em “L” e o valor ótimo do parâmetro é o valor mais próximo ao vértice. Como exemplo, a figura 4.20 mostra que o melhor parâmetro de regularização foi o  $10^{-5}$ . Para o presente trabalho os valores usados serão mostrados no capítulo 5.

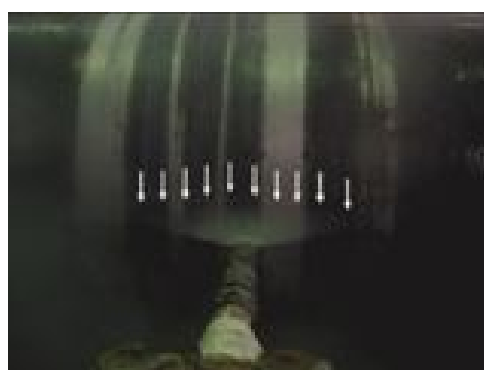
## 5 RESULTADOS E DISCUSSÃO

### 5.1 Avaliação visual do resfriamento do cilindro protótipo.

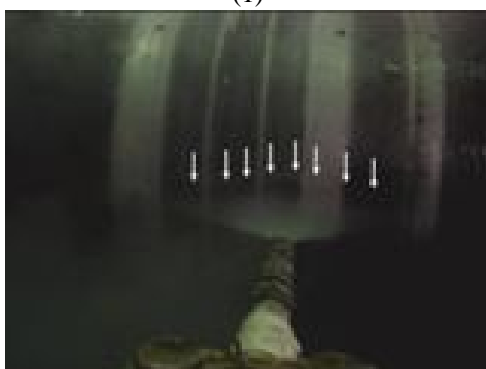
Durante os testes, para avaliação visual, foram tiradas algumas fotos do local de impacto do jato de água no decorrer do processo de resfriamento do cilindro protótipo. De acordo com as fotos que estão agrupadas na figura 5.1, quanto menor a temperatura do cilindro protótipo maior era a região de contato da água com o cilindro (molhamento), ou seja, mais as zonas de nucleação de bolhas e o filme de vapor se distanciavam do local de impacto do jato de água. Esse fato é mostrado em seqüência na figura 5.1, 1 até 6. Esse fato foi descrito por SHIINA et al<sup>(4)</sup>. A figura 5.2, de maneira ilustrativa, mostra o local de impacto com a água em contato, as zonas de nucleação de bolhas e filme de vapor.



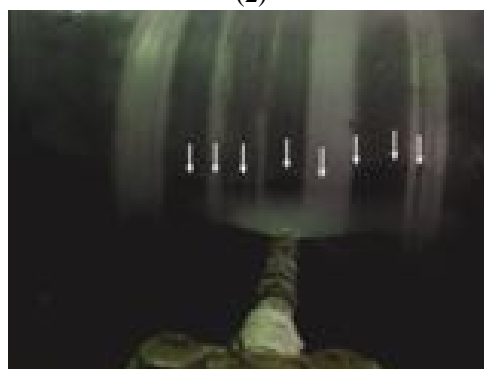
(1)



(2)



(3)



(4)

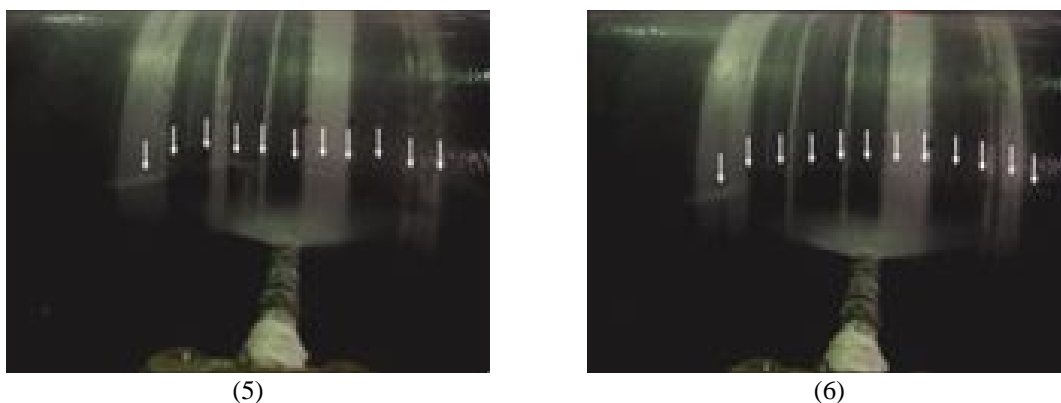


Figura 5.1 – Fotografias do processo de resfriamento, indicando o avanço do jato incidente e da zona de nucleação de bolhas.

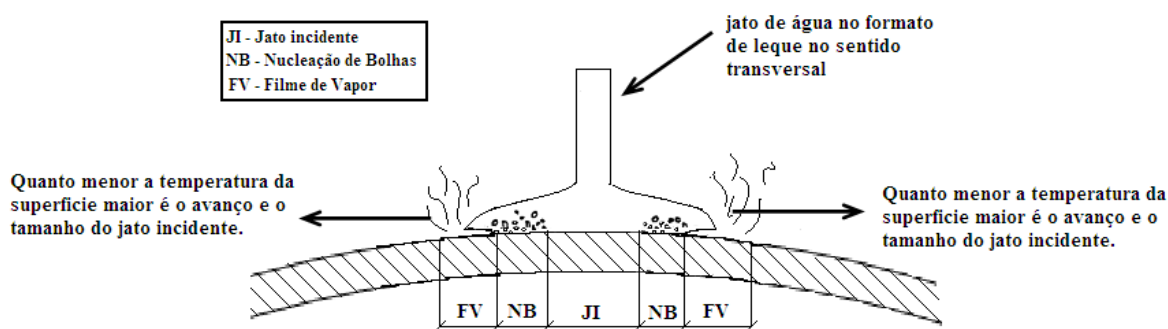


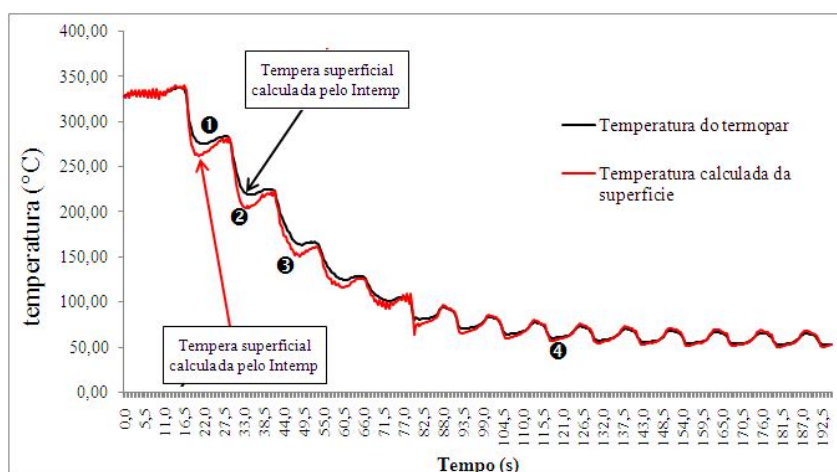
Figura 5.2 – Característica do jato de água (sentido transversal) incidente na superfície do cilindro protótipo no sentido transversal, conforme indicado por SHIINA et al<sup>(4)</sup>.

Conforme indicado por SHIINA et al<sup>(4)</sup>, durante o resfriamento do cilindro de laminação a quente, os regimes que ocorrem na superfície do cilindro são JI – jato incidente, NB – nucleação de bolhas e FV – filme de vapor e, conforme a temperatura do cilindro cai, há um avanço do jato incidente, onde a água com pressão rompe a camada de vapor e entra em contato com a superfície.

## 5.2 Curvas de resfriamento

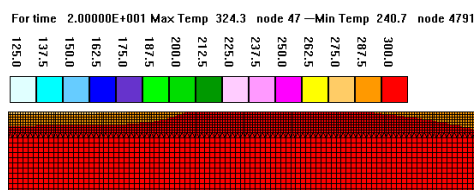
O levantamento do perfil térmico gerou curvas de “temperatura (°C) x tempo (s)” dos ciclos de aquecimento e resfriamento do cilindro protótipo nas diversas alterações dos parâmetros do processo. Dentre as várias curvas levantadas, foi escolhida para explicação desse subcapítulo e no presente trabalho, como caso típico, aquela na qual os

dados foram coletados utilizando pressão de  $19 \text{ kgf/cm}^2$ , bico 110/20, através do termopar 4 com localização no centro do leque e profundidade de 2 mm (teste 27), com taxa de aquisição de dados de 0,5 s, conforme gráfico da figura 5.3. Esse gráfico mostra os dados coletados pelo termopar e também a temperatura superficial calculada pelo software INTEMP, sendo esse ponto logo acima da localização do termopar. O parâmetro de regularização usado foi de  $10^{-10}$ .



**Figura 5.3 – Dados coletados de temperatura pelo termopar número 4 e dos dados de temperatura calculada na superfície.**

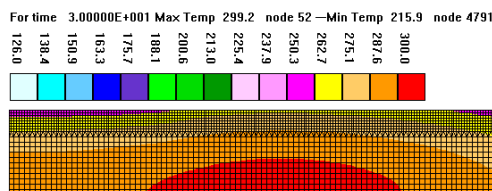
Conforme figura 5.3, os dados coletados e aqueles calculados pelo software INTEMP ficaram bem próximos. Quanto maior a temperatura do corpo aquecido, nota-se um pequeno distanciamento entre as curvas, não ultrapassando  $20^\circ\text{C}$ . Essa proximidade entre as curvas talvez seja relativa ao número pequeno de dados coletados por segundo, ou porque os termopares estejam próximos o suficiente da superfície para refletir o comportamento dessa área. No gráfico da figura 5.3 são indicados quatro pontos, 1, 2, 3 e 4, que representam a temperatura superficial calculada de  $264,6^\circ\text{C}$  a 20 s,  $257,8^\circ\text{C}$  a 30s e  $218,98^\circ\text{C}$  a 40s, respectivamente. Nesses instantes, foram extraídas isothermas fornecidas pelo software INTEMP que são representações do perfil térmico da região resfriada do cilindro protótipo a partir dos resultados feitos com a análise inversa de condução de calor. A figura 5.4 representa as isothermas no instante  $t = 20 \text{ s}$ .



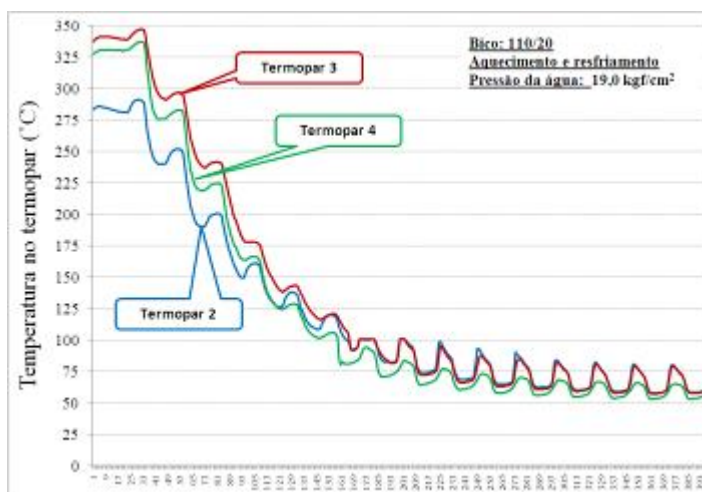
**Figura 5.4 – Isotermas em  $t = 20$  s feitas a partir da análise inversa de condução de calor utilizando o software INTEMP.**

Observa-se que a região da extremidade do leque é onde a temperatura está mais baixa. Em todos os experimentos essa região demonstrou receber um aporte térmico menor, conforme gráfico da figura 5.5. Nesse gráfico, o ponto medido pelo termopar Tc2 (extremidade do leque), fica sempre abaixo dos termopares Tc4 (centro do leque) e Tc3 (entre o centro e a extremidade do leque). No decorrer desse trabalho será mostrado que, mesmo com temperatura inicial menor a região da extremidade do leque perde temperatura a uma velocidade menor e conseqüentemente perde menor quantidade de calor comparada a outras regiões de contato com o leque.

A figura 5.5 mostra isotermas no instante  $t = 30$  s. Nesse instante a região da extremidade do leque está com temperatura ainda mais baixa. A região onde os dados de temperatura foram coletados pelo termopar número Tc3 foi a que recebeu maior aporte térmico, fato demonstrado pela figura 5.6, onde as medições dos três termopares foram colocadas no mesmo gráfico. Esse aporte térmico heterogêneo se deu pelo tipo de aquecimento usado. A região do termopar número Tc3 coincidiu com um dos bicos de chama.

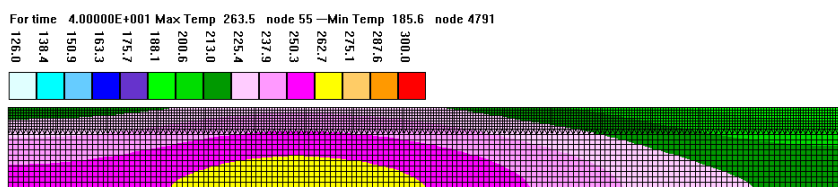


**Figura 5.5 – Isotermas em  $t = 30$  s feitas a partir da análise inversa de condução de calor utilizando o software INTEMP.**



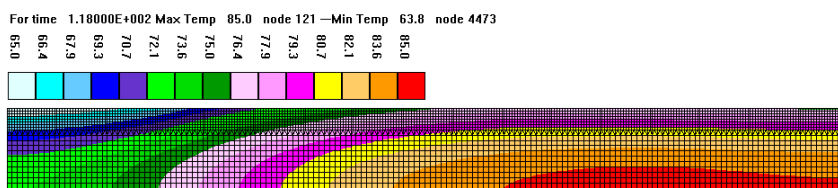
**Figura 5.6 – Temperaturas coletadas durante o processo de aquecimento e resfriamento usando pressão de 19,0 kgf/cm<sup>2</sup>.**

A figura 5.7 representa isotermas no instante  $t=40$  s, indicando que a região do termopar Tc3 continua com temperatura mais alta e que a região do centro do leque, mesmo com temperatura inicial superior, já está com a temperatura próxima à da extremidade do leque, demonstrando que a região do centro perde calor a uma velocidade maior que a extremidade do leque.



**Figura 5.7 – Isotermas em  $t = 40$  s feitas a partir da análise inversa de condução de calor utilizando software INTEMP.**

A figura 5.8 representa as isotermas no instante  $t=118$  s. Nesse momento a temperatura oscila em  $T=81^{\circ}\text{C}$ , no momento do aquecimento, e  $T=60^{\circ}\text{C}$ , no momento do resfriamento. Essa figura reforça a condição de que o resfriamento e a perda de calor são maiores no centro do leque.



**Figura 5.8 – Isotermas no instante  $t=118$  s.**

### 5.3 Validação do modelo usado no software INTEMP

Para validar o modelo numérico 2D de elementos finitos, foi verificada a sua confiabilidade através do software ANSYS 11.0, simulando o resfriamento de uma parcela do cilindro protótipo com configuração igual a utilizada no software INTEMP.

No ANSYS 11.0, simulou-se o processo de resfriamento em uma temperatura inicial de  $350^{\circ}\text{C}$ , por um período de 80 s, com registros de dados a cada 0,5 s (totalizando 160 medições) e aplicando fluxos de calor constantes na superfície das zonas 1 a 3, com valores de 0,5; 0,4 e  $0,3 \text{ MW/m}^2$ , respectivamente, conforme mostrado na figura 5.9.

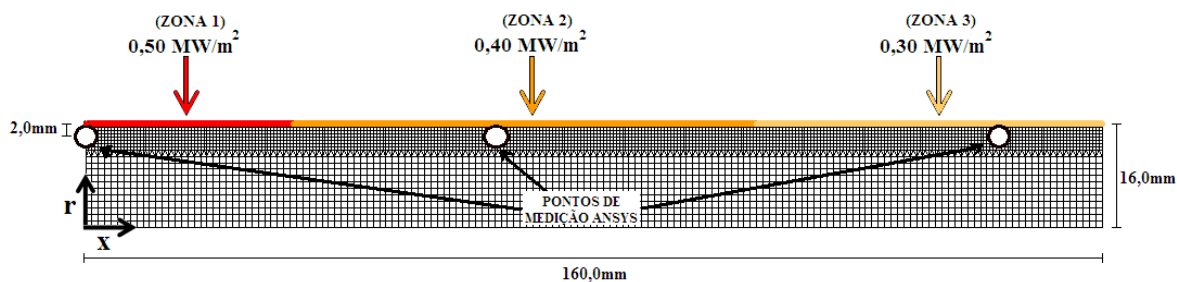


Figura 5.9 – Modelo numérico da placa com  $T_i = 350^{\circ}\text{C}$ , introduzido no ANSYS 11.0

Após o modelo ser processado no ANSYS 11.0, levantou-se o histórico de temperaturas calculadas nos três nós correspondentes ao modelo desenvolvido no INTEMP (nós: 3197; 3325 e 3483), conforme figura 5.10 (a). Pelos resultados também pode ser visualizado, figura 5.4 (b), o perfil de temperatura da placa, nesse exemplo, no instante  $t=30 \text{ s}$ .



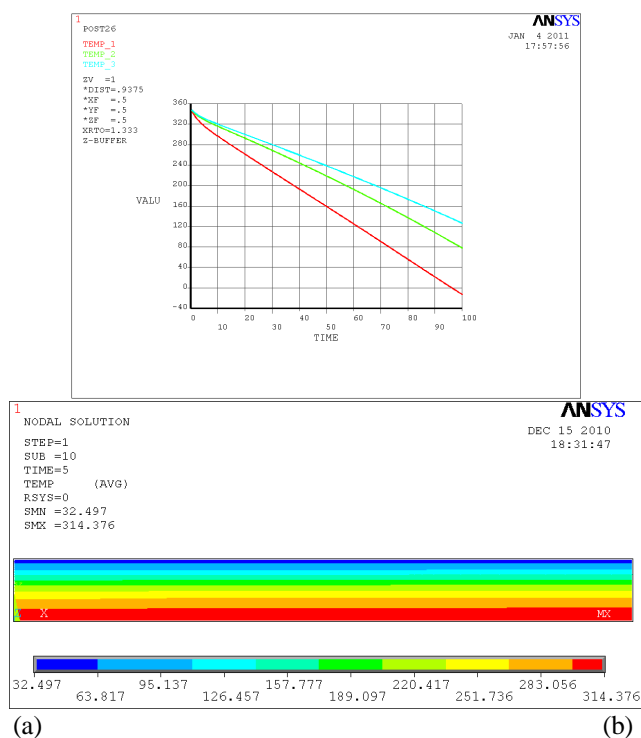


Figura 5.10 – Resultados de saída do software ANSYS 11.0. Figura (a) com o histórico de temperatura e (b) perfil térmico no instante 30 s.

Esse histórico de temperatura foi inserido no INTEMP para se determinar os fluxos de calor na superfície do cilindro protótipo. O parâmetro de regularização usado no modelo do INTEMP foi de  $10^{-10}$ , conforme gráfico da figura 5.11. Após o processamento do modelo no INTEMP, os resultados dos fluxos de calor calculados são mostrados na figura 5.12.

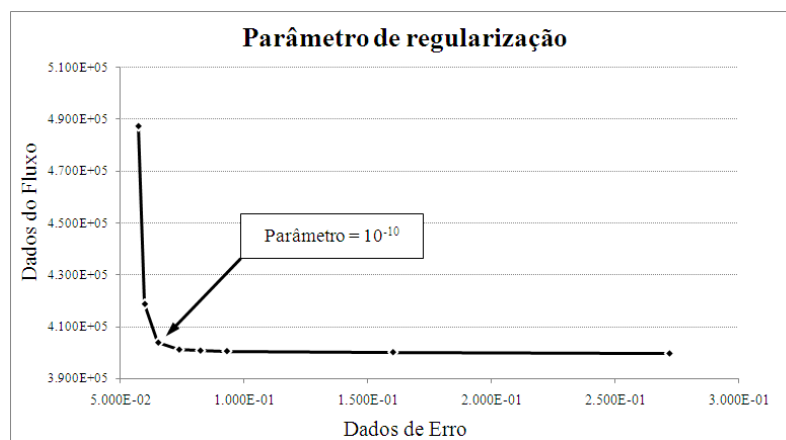


Figura 5.11 – Gráfico da Curva-L para escolha do parâmetro de regularização

Os fluxos de calor apresentados no gráfico estão praticamente constantes e iguais aos valores impostos no modelo aplicado no ANSYS 11.0, validando assim o modelo utilizado na análise inversa de condução de calor transiente escolhido, 2D simétrico, com elementos quadráticos de 0,5 mm com quatro nós e parâmetro de regularização de  $10^{-10}$ , para simular o comportamento da transferência de calor no cilindro protótipo durante o resfriamento.

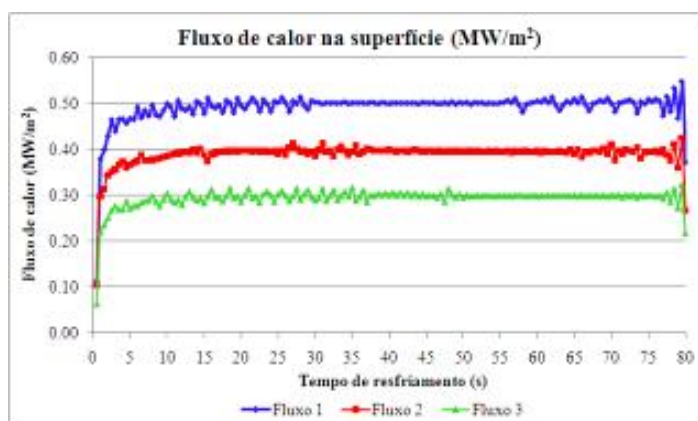


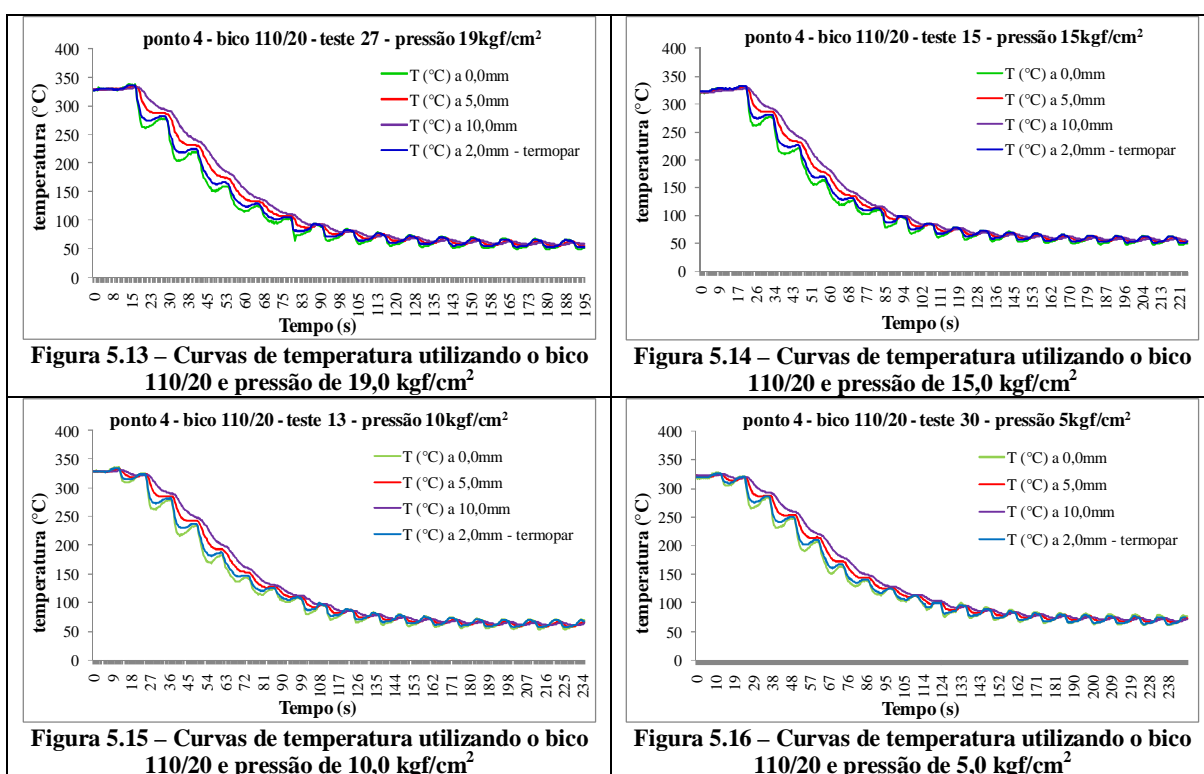
Figura 5.12 – Fluxos de calor na superfície com temperatura inicial de  $350^{\circ}\text{C}$  e parâmetro de regularização de  $10^{-10}$  simulado no programa INTEMP.

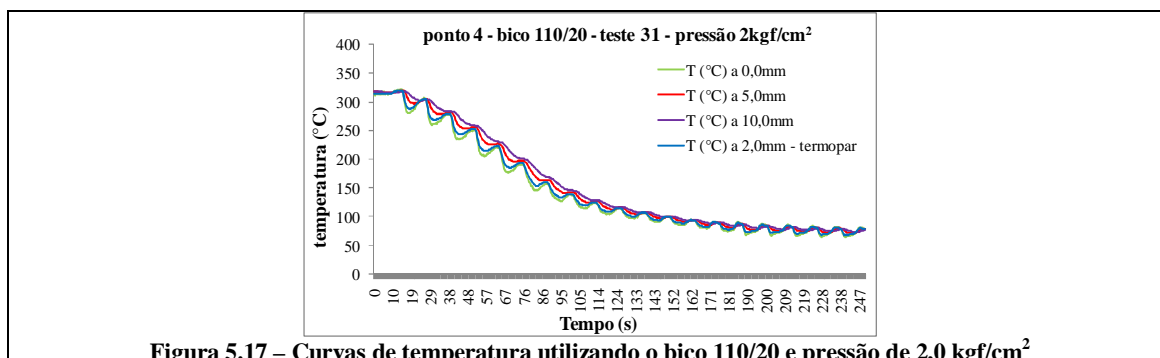
#### 5.4 Avaliação da transferência de calor

Neste subcapítulo são apresentados os valores de fluxo de calor ( $\text{kW}/\text{m}^2$ ), o coeficiente de transferência de calor  $h$  ( $\text{kW}/\text{m}^2\cdot^{\circ}\text{C}$ ), a temperatura ( $^{\circ}\text{C}$ ) superficial e as temperaturas a 2,0 mm, 5,0 mm, 10 mm e 15 mm da superfície. Os dados de fluxo de calor, a temperatura na superfície e as temperaturas nos pontos 5 mm, 10 mm e 15 mm da superfície são fornecidos pelo software INTEMP. São apresentadas avaliações sobre a variação da pressão da água no centro do leque formado pelo bico projetor, bem como as variações em três pontos ao longo do comprimento do leque, centro, meio e extremidade para a mesma pressão, e a influência do tipo de bico, conforme comentado em capítulos anteriores.

### 5.4.1 Avaliação com diferentes pressões

Aqui são apresentados resultados de transferência de calor dos testes realizados utilizando sempre o bico projeto tipo VEEJET, com número de especificação H-1/4-VV-SS-110/20 e ângulo de projeção de  $110^\circ$  (esse bico daqui para frente será chamado de bico 110/20), e variando a pressão em 2,0 (teste 31); 5,0 (teste 30); 10,0 (teste 13); 15,0 (teste 15) e 19,0  $\text{kgf/cm}^2$  (teste 27). Nas figuras 5.13, 5.14, 5.15, 5.16 e 5.17, são apresentadas as curvas de temperatura durante o resfriamento do cilindro protótipo usando os parâmetros acima descritos. As curvas de resfriamento são representações dos dados a 0,0 mm, 2,0 mm, 5,0 mm e a 10,0 mm da superfície externa. Esses pontos estão localizados no mesmo alinhamento do termopar Tc4, ou seja, no centro do leque. Os dados a 2,0 mm da superfície são aqueles medidos pelos termopares e as demais posições são informações coletadas pela saída de dados do software INTEMP. Os dados desse software foram coletados a partir do desenvolvimento do programa usando parâmetro de regularização de  $10^{-10}$ .

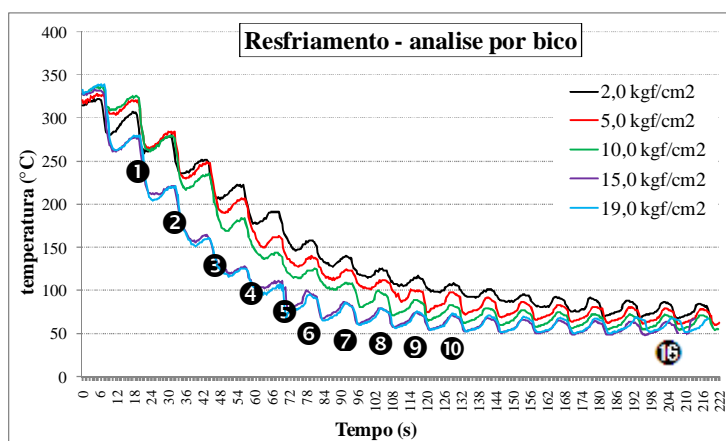




Em todos os gráficos, há oscilação da temperatura representando os reflexos dos ciclos de resfriamento e aquecimento durante os testes. Essa alternância de temperatura é bem menor a 10,0 mm da superfície. Em temperaturas altas, maiores que 200°C, a variação pode chegar a 65°C entre a superfície e a 10 mm abaixo dela, tomando como exemplo o teste com pressão de 15 kgf/cm<sup>2</sup> e o terceiro ciclo de resfriamento. Em temperaturas baixas essa variação é mínima, mantendo-se praticamente constante. A figura 5.18 é um gráfico que contempla cinco curvas de temperatura durante os ciclos de resfriamento e aquecimento, medidas no ponto central do jato em formato de leque, utilizando o bico 110/20 e pressões a 2,0; 5,0; 10,0; 15,0 e 19,0 kgf/cm<sup>2</sup>. Os testes tiveram como temperatura inicial (T<sub>i</sub>), de acordo com a tabela :

**Tabela 5.1 - Temperatura inicial dos testes para cada pressão.**

Pressão (kgf/cm <sup>2</sup> )	T <sub>i</sub> (°C)
2,0	314,66
5,0	321,19
10,0	328,42
15,0	327,48
19,0	332,59



**Figura 5.18 – Curvas de resfriamento usando temperatura da superfície (calculada pelo INTEMP), a pressões de 2, 5, 10, 15 e 19 kgf/cm<sup>2</sup>. No gráfico são indicados os 10 primeiros ciclos de resfriamento.**

Os testes foram realizados visando temperatura inicial ( $T_i$ ) acima de 300°C. Nessas condições, pôde-se comparar as curvas já que no decorrer do resfriamento a diferença de temperatura entre os testes se torna grande o suficiente para desprezar a diferença inicial. Confrontando então, as curvas de resfriamento e considerando a curva do teste com pressão de 2,0 kgf/cm<sup>2</sup> como base, pois, inicialmente, com temperatura menor, passou a ficar com a temperatura maior no decorrer de todo o teste. Por isso, essa curva servirá como referência no decorrer do texto deste subcapítulo.

A figura 5.19 mostra as diferenças de temperatura entre os testes para os 10 primeiros ciclos de resfriamento e aquecimento baseando-se nos dados de temperatura do teste com pressão a 2,0 kgf/cm<sup>2</sup>. Quanto maior a pressão de resfriamento maior a extração de calor e conseqüentemente maior a queda de temperatura no ponto medido. A maior diferença de temperatura entre os testes se encontra no ciclo de resfriamento e aquecimento número 4, entre os testes a 2 kgf/cm<sup>2</sup> e a 19 kgf/cm<sup>2</sup>, alcançando 90,18°C. A diferença de temperatura entre os testes realizados a 15 kgf/cm<sup>2</sup> e a 19 kgf/cm<sup>2</sup> é mínima. A diferença de temperatura dos testes 5 kgf/cm<sup>2</sup> e 10 kgf/cm<sup>2</sup> está com valores intermediários.

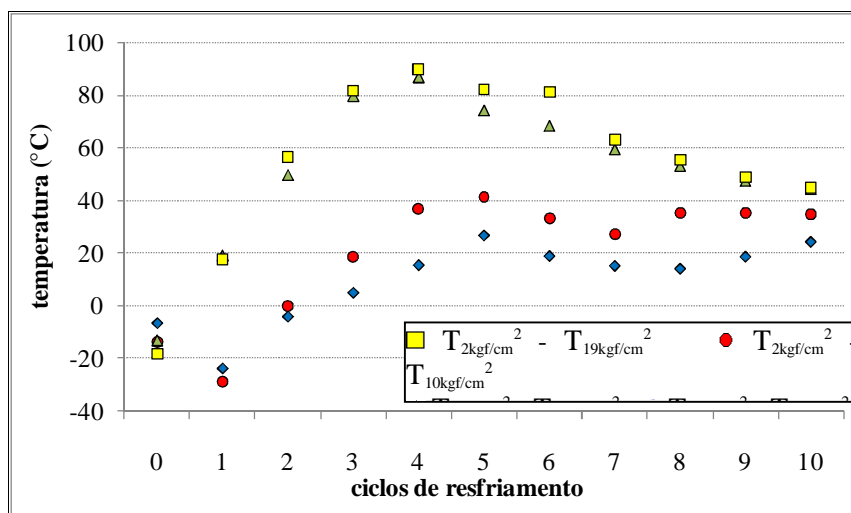


Figura 5.19 – Diferença de temperatura entre os testes de resfriamento a diferentes pressões usando o bico 110/20.

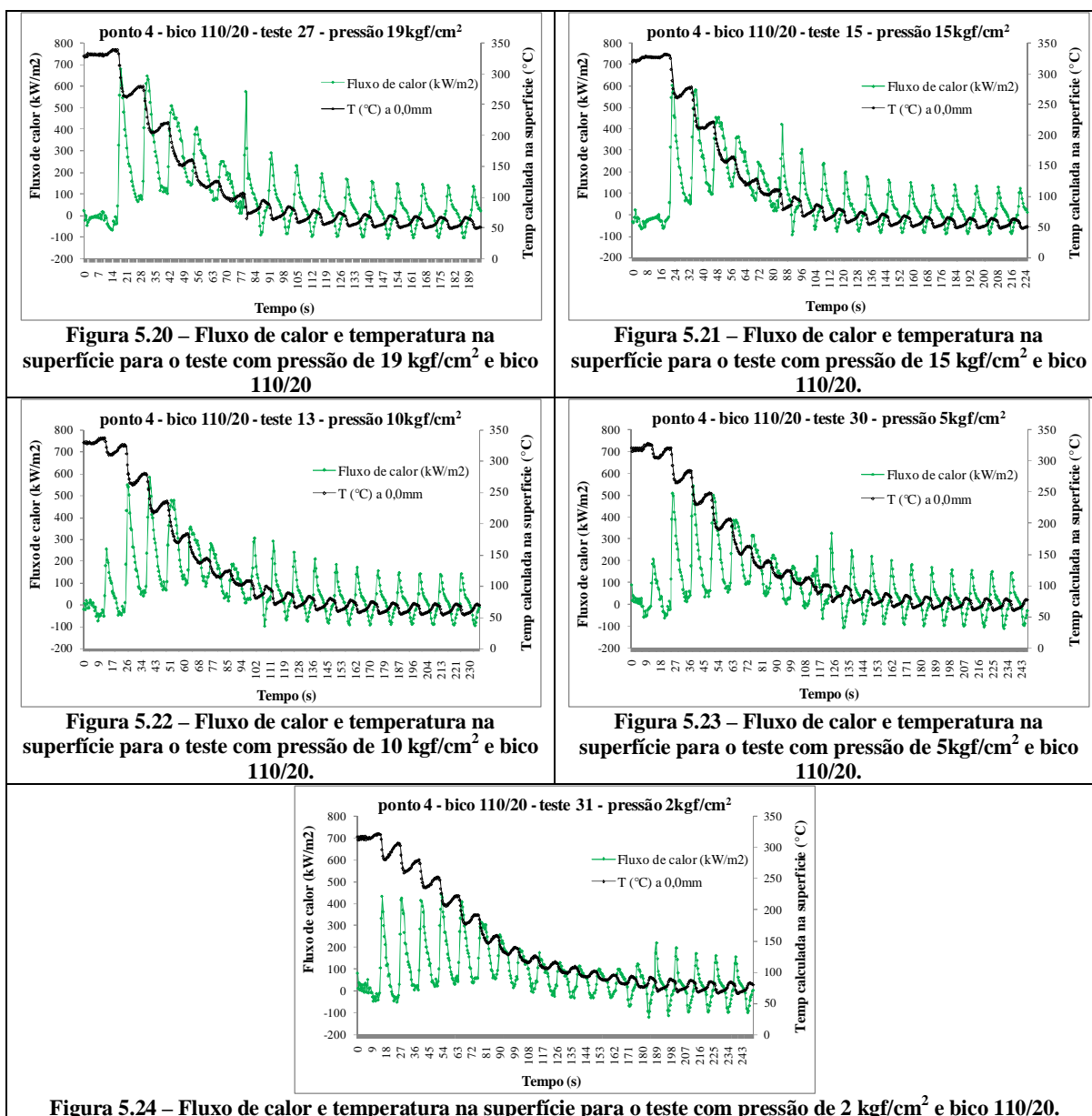
A tabela 5.1 apresenta os valores das diferenças de temperatura nos ciclos de resfriamento e aquecimento representados acima para cada teste realizado. Como pode ser observado, a diferença de temperatura chega a valores máximos nos ciclos 4 e 5, volta a cair, e se mantém praticamente constante a partir do ciclo 16, o que representa 200 s após o início dos testes.

Tabela 5.2 – Diferença de temperatura da superfície, centro do leque para os testes realizados.

Ciclos de resfriamento	$T_{2\text{kgf/cm}^2} - T_{5\text{kgf/cm}^2}$ (°C)	$T_{2\text{kgf/cm}^2} - T_{10\text{kgf/cm}^2}$ (°C)	$T_{2\text{kgf/cm}^2} - T_{15\text{kgf/cm}^2}$ (°C)	$T_{2\text{kgf/cm}^2} - T_{19\text{kgf/cm}^2}$ (°C)
0	-6,52	-13,75	-12,81	-17,92
1	-23,78	-28,77	19,46	18,19
2	-4,07	0,06	50,00	56,86
3	5,04	18,60	80,00	82,34
4	15,56	36,64	87,11	90,18
5	26,86	41,29	74,50	82,67
6	19,02	33,43	68,68	81,77
7	15,29	26,93	59,81	63,29
8	14,19	35,24	53,46	56,03
9	18,76	35,17	47,77	49,37
10	24,44	34,87	44,76	45,31
...				
16	5,29	14,27	20,23	18,93

Nas figuras 5.20 a 5.24, são apresentados os valores de fluxo de calor em  $\text{kW/m}^2$  calculados na superfície do cilindro protótipo, para os mesmos testes apresentados anteriormente, região do centro do leque, usando o bico 110/20 com ângulo de projeção de 110 graus. A figura 5.20 apresenta dados referentes ao experimento, usando pressão de  $19 \text{ kgf/cm}^2$ , a figura 5.21, usando pressão de  $15 \text{ kgf/cm}^2$ , figura 5.22, usando pressão

de  $10 \text{ kgf/cm}^2$ , a figura 5.23, usando pressão de  $5 \text{ kgf/cm}^2$ , e a figura 5.24, usando pressão de  $2 \text{ kgf/cm}^2$ .



Os valores máximos de fluxo de calor calculados na superfície, com temperatura superficial acima de  $100^\circ\text{C}$  estão de acordo com o gráfico da figura 5.25.

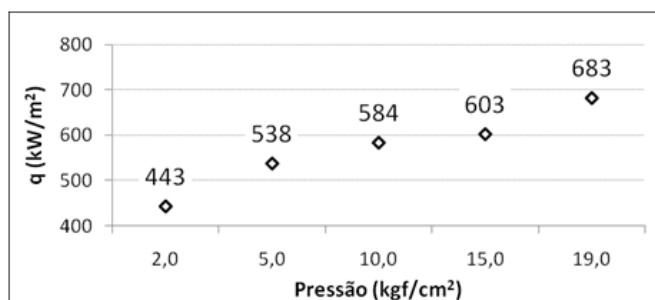


Figura 5.25 - Valores de fluxo de calor variando com a pressão

Esses dados mostram que quanto maior a pressão de resfriamento maior o fluxo de calor e, em consequência, maior a quantidade de calor extraída na superfície.

As figuras 5.25 a 5.29 são gráficos representando o coeficiente de transferência de calor  $h$ , em  $\text{kW/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$ , para cada experimento realizado. Nos gráficos também são apresentadas as temperaturas na superfície durante do resfriamento.

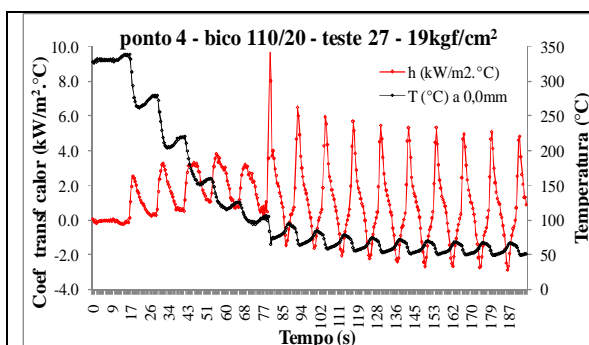


Figura 5.26 – Coeficiente de transferência de calor e a temperatura na superfície durante o teste a pressão de  $19,0 \text{ kgf/cm}^2$ .

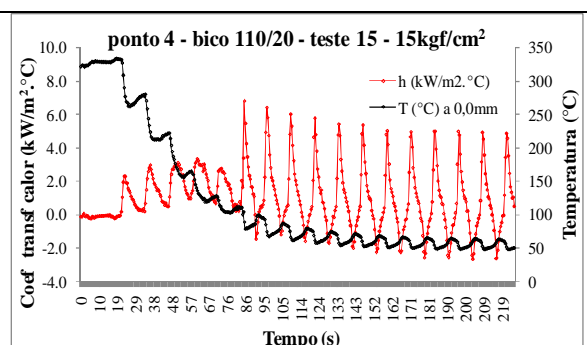


Figura 5.27 – Coeficiente de transferência de calor e a temperatura na superfície durante o teste a pressão de  $15,0 \text{ kgf/cm}^2$ .

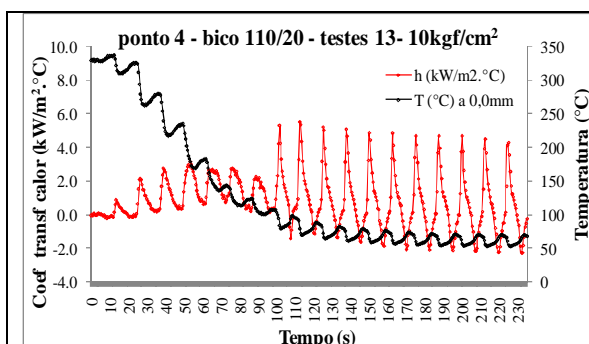


Figura 5.28 – Coeficiente de transferência de calor e a temperatura na superfície durante o teste a pressão de  $10,0 \text{ kgf/cm}^2$ .

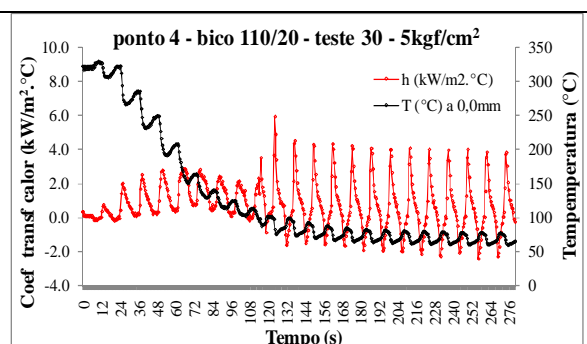
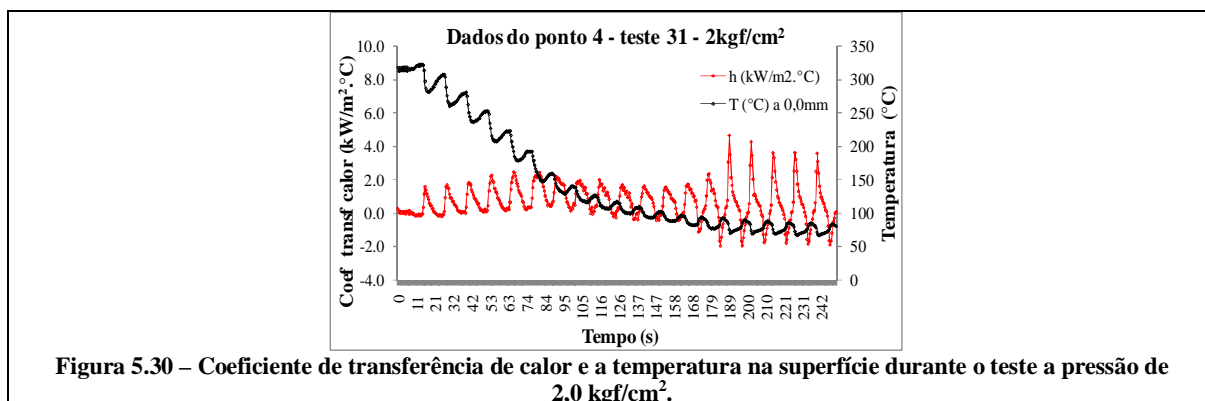


Figura 5.29 – Coeficiente de transferência de calor e a temperatura na superfície durante o teste a pressão de  $5,0 \text{ kgf/cm}^2$ .





As curvas contemplando o  $h$  mudam de comportamento quando a superfície atinge temperatura ao redor de 100°C. Isso é explicado pelo fato de que, quando a temperatura aumenta, as bolhas na superfície são formadas mais rapidamente passando para uma região de ebulição em película onde a formação de bolhas é tão rápida que elas coalescem antes de se desprenderem da superfície. Com isso, grande parte da superfície fica coberta por uma película instável de vapor, que aumenta a resistência térmica, reduzindo o calor transferido, conforme indicado por HORSKÝ<sup>(6)</sup>.

Conforme LEOCÁDIO<sup>(25)</sup>, o coeficiente de transferência de calor  $h$  cresce até atingir a região de ebulição nucleada. A partir desse ponto, permanece constante até o início do regime de convecção forçada monofásica. Com esse regime, o  $h$  aumenta proporcionalmente à diminuição da temperatura superficial.

Considerando temperaturas abaixo de 100°C temos que o valor médio de  $h$  varia com a pressão de acordo com o gráfico da figura 5.31.

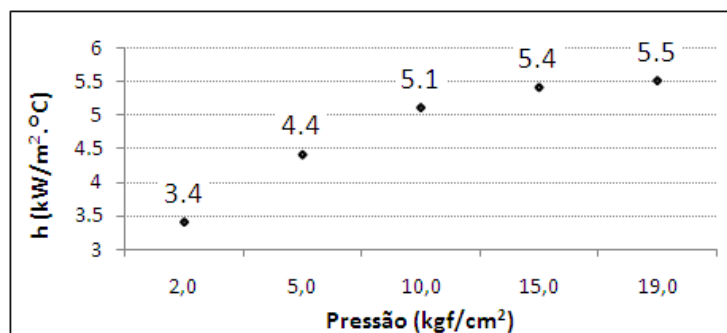


Figura 5.31 - Valores do coeficiente de transferência de calor variando com a pressão.

Esses valores estão coerentes com LIU et al<sup>(26)</sup> que, aplicando análise inversa de condução de calor, encontraram valores médios de  $6,50 \text{ kW/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$ , no centro do leque, e  $5,0 \text{ kW/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$ , na extremidade do leque, a temperaturas abaixo de  $95^\circ\text{C}$  e com cilindro com rotação de 200 rotações por minuto. TSENG et al<sup>(27)</sup> realizando experimento em um cilindro de alumínio a pressão de  $13 \text{ kgf/cm}^2$  encontraram  $h$  de  $6,0 \text{ kW/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$ , na posição central do leque, na qual o bico estava posicionado a uma distância de 7 cm da superfície do cilindro.

Quanto aos experimentos, percebe-se que quanto maior a pressão de resfriamento menor é o tempo para atingir a temperatura de  $100^\circ\text{C}$ . Levando-se em conta somente o  $h$  para temperatura abaixo de  $100^\circ\text{C}$ , ou seja, no regime de convecção forçada, o  $h$  aumenta quanto maior for o valor de pressão do resfriamento.

#### **5.4.2 Avaliação ao longo do comprimento do leque**

Neste subcapítulo serão apresentados os resultados de transferência de calor ao longo do comprimento do leque. Serão três pontos ao longo do alinhamento, de acordo com a localização dos termopares Tc2, Tc3 e Tc4, conforme figura 4.15. Para avaliar esse parâmetro, serão considerados os resultados da transferência de calor dos dados relativos ao teste 15 com pressão de resfriamento de  $15 \text{ kgf/cm}^2$  e bico 110/20.

No gráfico da figura 5.30 são apresentadas curvas de temperatura da superfície durante o resfriamento e o aquecimento do teste 15. Observa-se que a curva do ponto na superfície, que correspondente ao alinhamento do termopar Tc2, inicia o processo com uma temperatura menor, fato este explicado anteriormente. Considerando as três curvas, após 120 s há uma estabilização, sendo que a região do termopar Tc4 mantém-se a uma temperatura menor em média de  $20^\circ\text{C}$ .

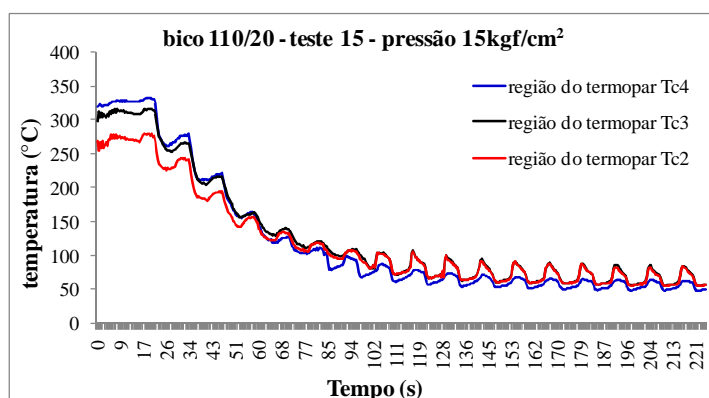


Figura 5.32 – Gráfico de temperatura da superfície durante o resfriamento e aquecimento a pressão de 15 kgf/cm<sup>2</sup> e bico 110/20.

O gráfico da figura 5.31 apresenta o fluxo de calor na superfície nas três regiões em análise. Acima de 100°C o fluxo de calor tem outro comportamento devido à existência de bolhas formadas na superfície. O fluxo de calor na região do termopar Tc4 se mantém maior até a temperatura próxima a 100°C. Após essa fase de transição, ela se mantém praticamente igual às regiões Tc3 e Tc2 no decorrer do resfriamento. Essa comparação dos fluxos de calor entre as regiões é apresentada no gráfico da figura 5.33.

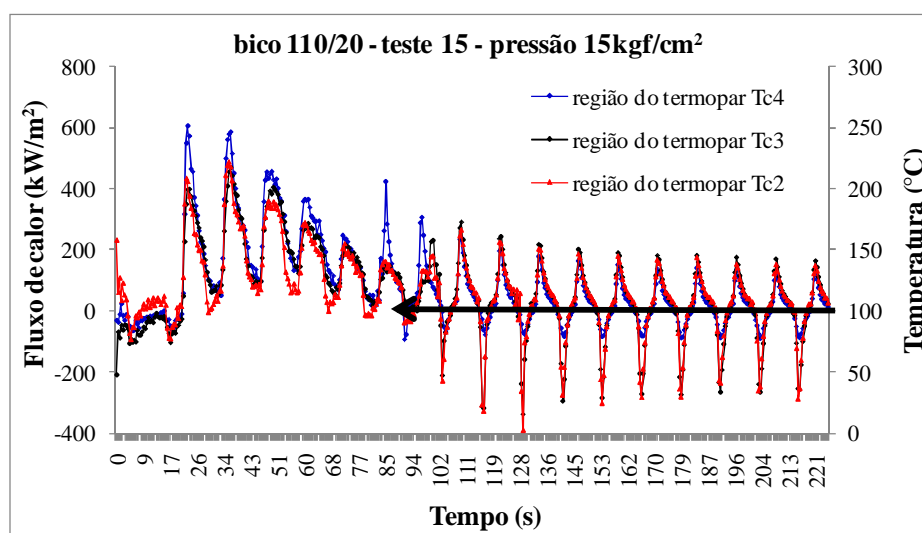


Figura 5.33 – Gráfico fluxo de calor (kW/m<sup>2</sup>) da superfície durante o resfriamento e aquecimento a pressão de 15 kgf/cm<sup>2</sup> e bico 110/20.

O gráfico da figura 5.32 apresenta os valores do coeficiente de transferência de calor  $h$ . Novamente nota-se o comportamento diferente da curva abaixo da temperatura de 100°C. Abaixo dessa temperatura, os coeficientes de transferência  $h$  médios no momento do resfriamento encontrados para os três locais analisados são:

5,37 kW/m<sup>2</sup>.°C; 5,30 kW/m<sup>2</sup>.°C e 4,60 kW/m<sup>2</sup>.°C para o mesmo alinhamento dos termopares Tc4, Tc3 e Tc2, respectivamente. Esses valores estão coerentes com LIU et al<sup>(26)</sup>, que, aplicando análise inversa de condução de calor, encontraram valores médios de 6,50 kW/m<sup>2</sup>.°C, no centro do leque, e 5,0 kW/m<sup>2</sup>.°C, na extremidade do leque, a temperaturas abaixo de 95°C e com cilindro com rotação de 200 RPM.

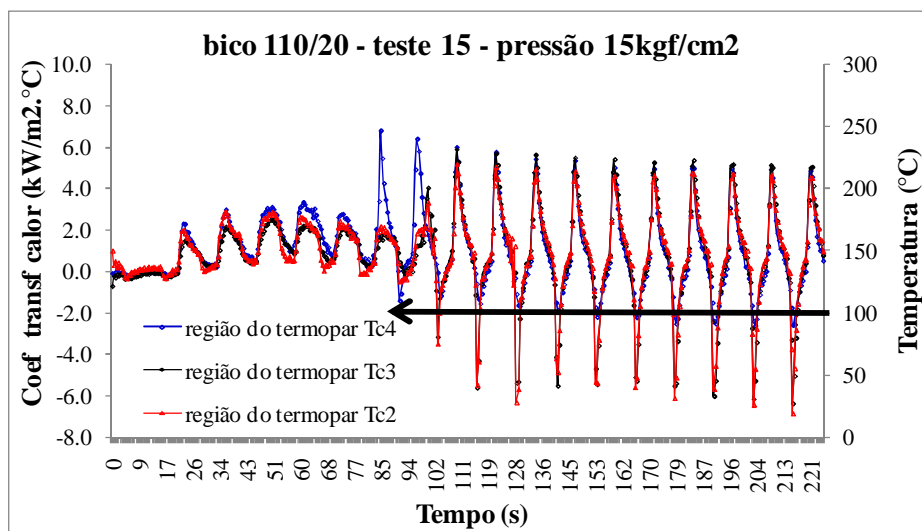


Figura 5.34 – Gráfico do coeficiente de transferência de calor (kW/m<sup>2</sup>.°C) da superfície durante o resfriamento e aquecimento a pressão de 15 kgf/cm<sup>2</sup> e bico 110/20.

Comparando as curvas de fluxo de calor para as três regiões, figura 5.33, nota-se que a região do centro do leque tem uma eficiência maior a altas temperaturas, se mantendo superior comparado às outras duas regiões. Como a região do centro do leque (região do termopar Tc4) passa por um resfriamento mais acelerado, essa região chega a temperatura próxima a 100°C num tempo menor, fato evidenciado no gráfico no ciclo 6, onde o fluxo volta a subir passando para a região de convecção em regime monofásico. As regiões Tc3 e Tc2 passam por essa transição somente no ciclo seguinte. Após o ciclo 8, os fluxos se estabilizam se mantendo muito próximos uns dos outros. Com esses fatos, mostra-se que a transferência de calor na região do centro do leque é mais intensa comparada às outras regiões do leque em análise.

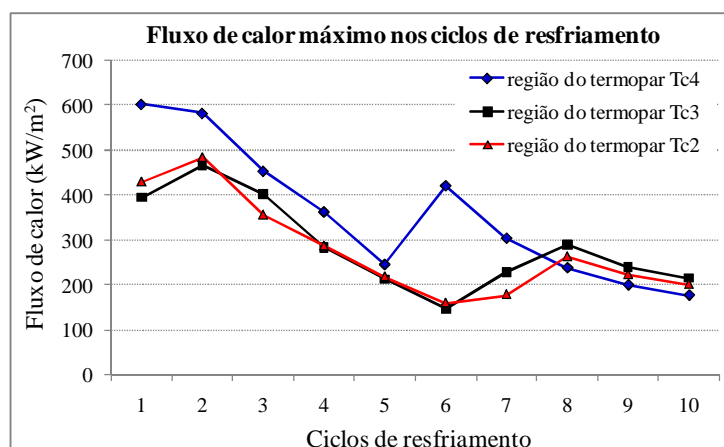


Figura 5.35 – Fluxo de calor na superfície durante o teste 15 a 15 kgf/cm<sup>2</sup>. Os valores correspondem ao mesmo alinhamento do posicionamento dos termopares Tc2, Tc3 e Tc4.

Outro fato encontrado é que quanto maior a pressão menor a diferença entre os coeficientes de transferência de calor ao longo do comprimento do leque.

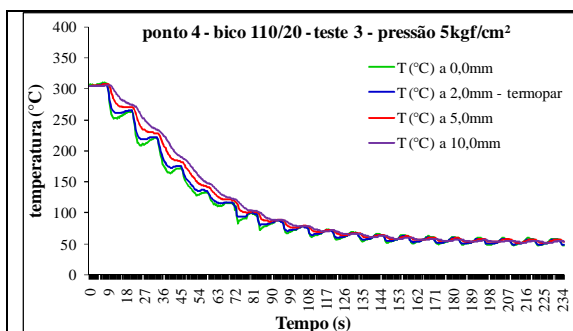
SHIINA<sup>(4)</sup>, utilizando uma porção de um cilindro de cobre, empregando 3 diferentes bicos com vazão de 18,0 l/min, ângulo de projeção de 50°, pressão de 5,0 kgf/cm<sup>2</sup> e distanciado a 300 mm da superfície, encontrou valores máximos do coeficiente de transferência de calor ( $h$ ) de 8,7 kW/m<sup>2</sup>.°C no centro e 1,2 kW/m<sup>2</sup>.°C na extremidade do leque.

#### 5.4.3 Avaliação com diferentes bicos

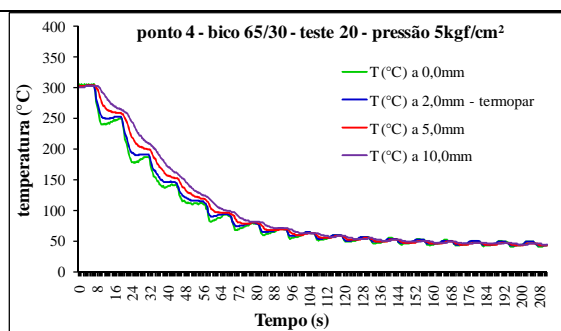
Outra análise da transferência de calor realizada nesse trabalho foi em função do tipo de bico usado durante o processo de resfriamento do cilindro protótipo. Como foi dito anteriormente, foram testados três bicos projetores do tipo “VEEJET” do fabricante Spraying Systems, com diferentes vazões e ângulos de projeção, a saber:

- bico H-1/4-VV-SS-110/20: ângulo de 110°, vazão de 20,0 l/min a uma pressão de 5,0bar. No decorrer do trabalho será chamado de “bico 110/20”;
- bico H-1/4-VV-SS-65/30: ângulo de 65°, vazão de 30,0 l/min a uma pressão de 5,0bar. No decorrer do trabalho será chamado de “bico 65/30”;
- bico H-1/4-VV-SS-110/40: ângulo de 110°, vazão de 40,0 l/min e pressão de 5,0bar. No decorrer do trabalho será chamado de “bico 110/40”.

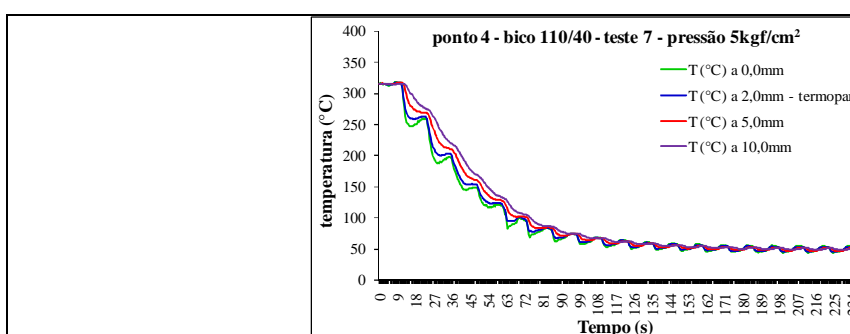
Para essa análise serão considerados os testes 3, 7 e 20 com pressão de  $5 \text{ kgf/cm}^2$  em processo de resfriamento e aquecimento simultaneamente. Todos os dados são da região central do leque, correspondente ao ponto medido pelo termopar Tc4. Nas figuras 5.34, 5.35 e 5.36, são apresentados os valores de temperatura durante o resfriamento do cilindro protótipo. Essas curvas são representações dos dados a 0,0 mm, 2,0 mm, 5,0 mm e a 10,0 mm da superfície externa. Os dados a 2,0 mm da superfície são aqueles medidos pelos termopares e as demais posições são informações coletadas pela saída de dados do software INTEMP. Os dados do INTEMP foram coletados a partir do desenvolvimento do programa usando parâmetro de regularização de  $10^{-10}$ .



**Figura 5.36 – Dados de temperatura na superfície, a 2 mm (termopar), a 5 mm e a 10 mm da superfície, durante o resfriamento usando bico 110/20, pressão de  $5 \text{ kgf/cm}^2$ .**



**Figura 5.37 – Dados de temperatura na superfície, a 2 mm (termopar), a 5 mm e a 10 mm da superfície, durante o resfriamento usando bico 65/30, pressão de  $5 \text{ kgf/cm}^2$ .**



**Figura 5.38 – Dados de temperatura na superfície, a 2 mm (termopar), a 5 mm e a 10 mm da superfície, durante o resfriamento usando bico 110/20, pressão de  $5 \text{ kgf/cm}^2$ .**

A figura 5.37 é um gráfico contemplando três curvas de temperatura medidas no ponto central do leque, durante o resfriamento utilizando os bicos 110/20, 65/30 e 110/40. Os testes tiveram como temperatura inicial, bico 110/20 =  $342,7^\circ\text{C}$ , bico 65/30

= 321,98°C e bico 110/40 = 348,79°C. Como na avaliação anterior, a temperatura inicial foi visada acima de 300°C, e não igual em todos os testes. Para a presente avaliação, a temperatura inicial ( $T_i$ ) teve uma diferença de 5,1°C entre o bico 110/20 e o bico 110/40 e diferença de 26,8°C entre o bico 65/30 e o bico 110/40. A referência foi tomada através do bico 110/40, porque, no teste utilizando esse bico, a temperatura do cilindro protótipo foi sempre superior.

No decorrer do resfriamento, essa diferença de temperatura vai aumentando entre os testes com a mudança dos bicos até o ciclo de resfriamento 3 (bico 110/20 = 204,6°C, bico 65/30 = 154,9°C e bico 110/40 = 226,6°C), figuras 5.37 e 5.38, chegando a uma diferença de 71°C, indicando maior eficiência na extração de calor, pelo bico 65/30.

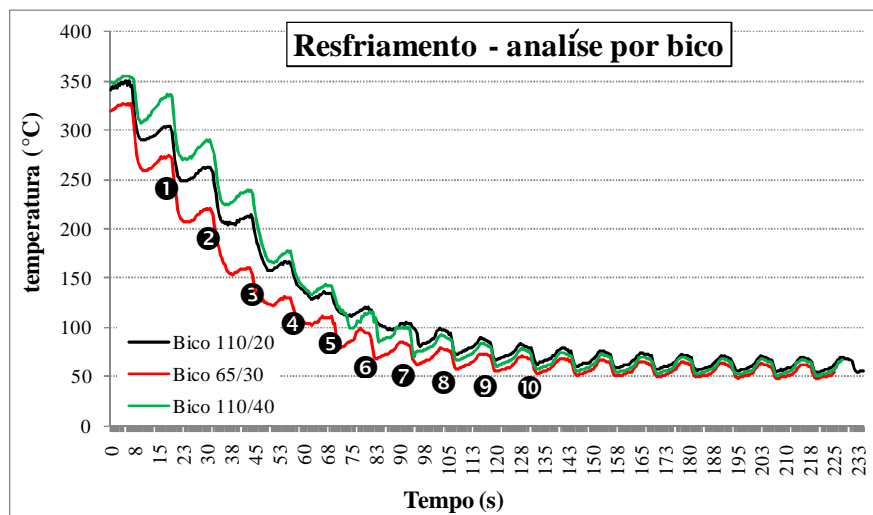


Figura 5.39 – Curvas de resfriamento por bico.

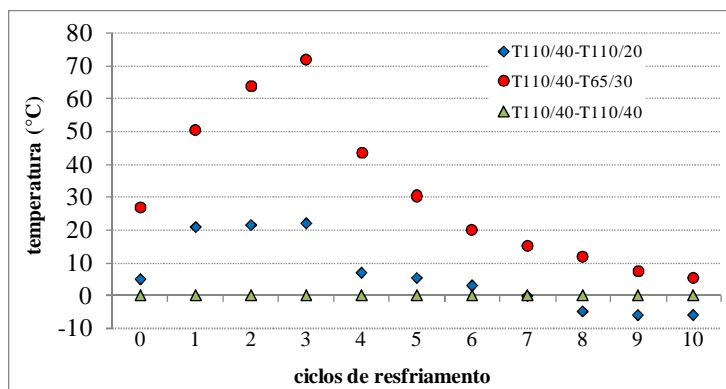
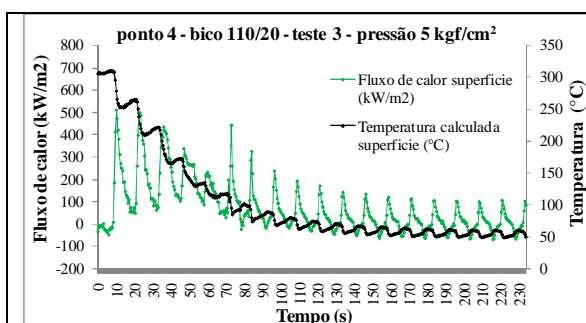


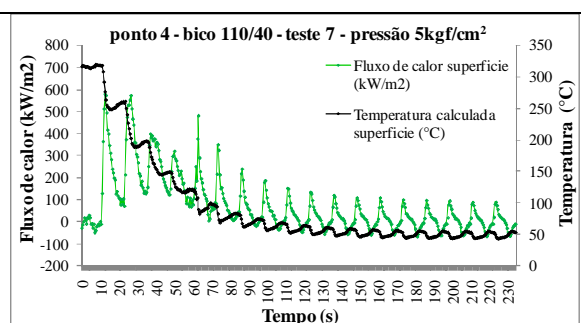
Figura 5.40 – Diferença de temperatura entre os bicos nos ciclos de resfriamento tomando por base a curva de resfriamento usando o bico 110/40.

Essa diferença de temperatura que proporcionada pelo bico 65/30 é devido ao maior volume de água ( $l/cm^2 \cdot min$ ) lançada pela área de projeção do bico.

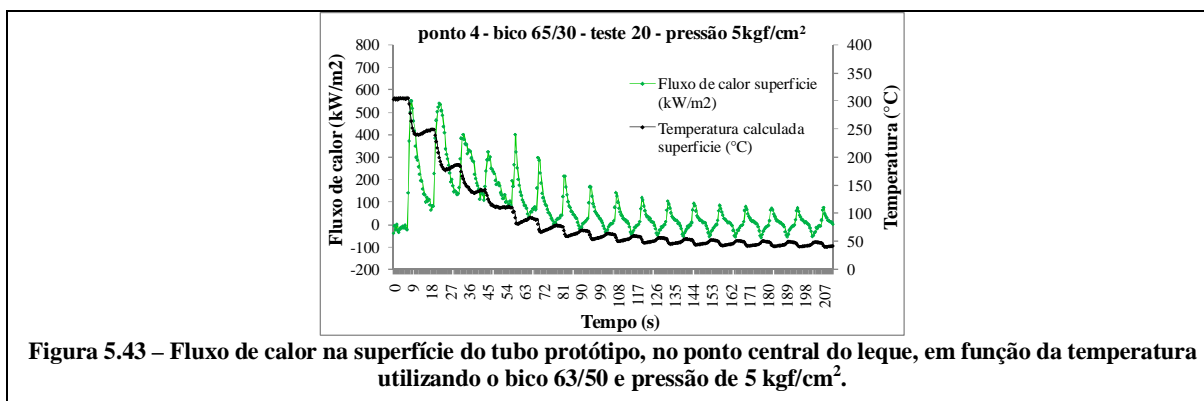
Nas figuras 5.39, 5.40 e 5.41 são apresentados os valores dos fluxos de calor ( $kW/m^2$ ) calculados na superfície do cilindro protótipo, região do centro do jato de água para cada bico a uma pressão de  $5\text{ kgf/cm}^2$ . Os dados foram extraídos do software INTEMP. Foi usado o parâmetro de regularização de  $10^{-10}$ .



**Figura 5.41 – Fluxo de calor na superfície do tubo protótipo, no ponto central do leque, em função da temperatura utilizando o bico 110/20 e pressão de  $5\text{ kgf/cm}^2$ .**



**Figura 5.42 – Fluxo de calor na superfície do tubo protótipo, no ponto central do leque, em função da temperatura utilizando o bico 110/40 e pressão de  $5\text{ kgf/cm}^2$ .**



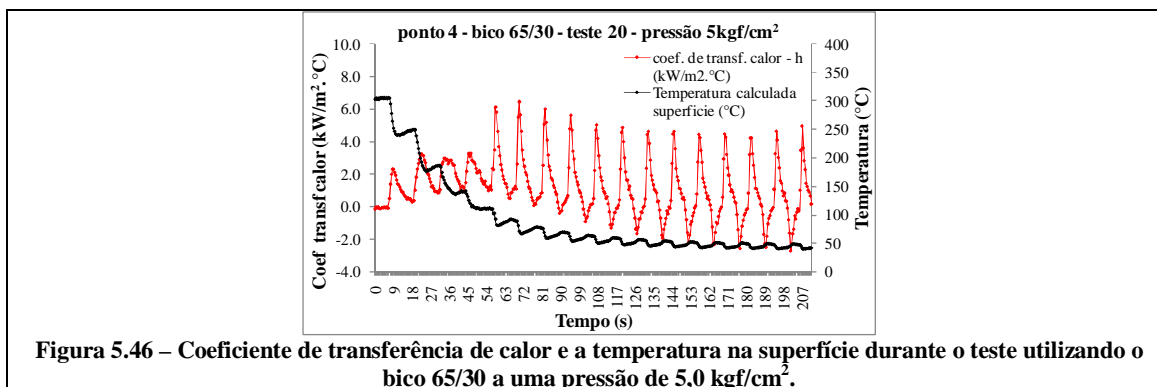
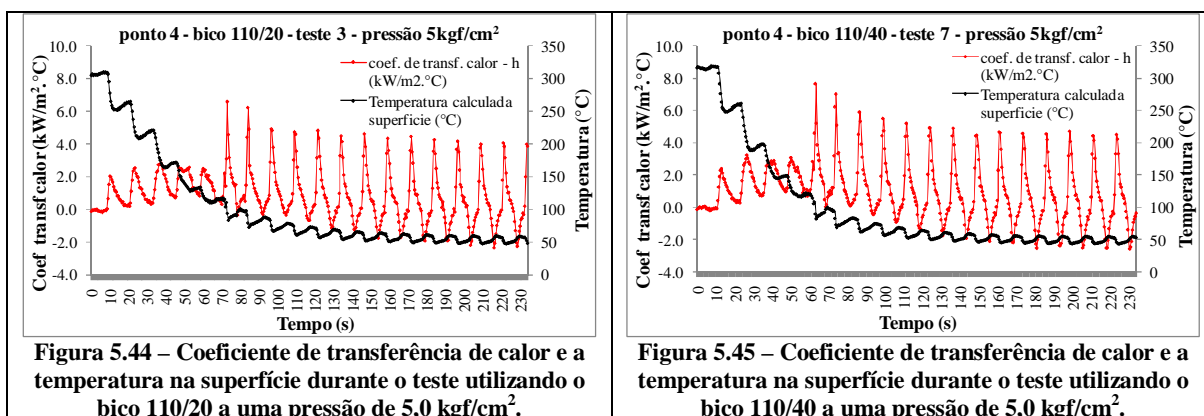
**Figura 5.43 – Fluxo de calor na superfície do tubo protótipo, no ponto central do leque, em função da temperatura utilizando o bico 65/30 e pressão de  $5\text{ kgf/cm}^2$ .**

Os valores máximos de fluxo de calor calculados na superfície são de  $613,75\text{ kW/m}^2$ , para o bico 65/30, de  $578,01\text{ kW/m}^2$ , para o bico 110/40, e de  $538,40\text{ kW/m}^2$ , para o bico 110/20. Esses dados mostram que através do bico 65/30 há maior transferência de calor em comparação aos outros dois bicos testados. O bico 65/30 é o que lança maior quantidade de água por área específica ( $l/cm^2 \cdot min$ ).



Novamente percebe-se a mudança no comportamento quando a temperatura atinge por volta de  $100^{\circ}\text{C}$ , havendo mudança de regime para a convecção forçada monofásica.

As figuras 5.38, 5.39 e 5.40 são gráficos representando o coeficiente de transferência  $h$  de calor, em  $\text{kW/m}^2\cdot^{\circ}\text{C}$ , para os experimentos realizados avaliando 3 diferentes bicos. Nos gráficos também são mostradas as temperaturas na superfície durante do resfriamento.



Percebe-se ainda que o coeficiente de transferência de calor também tem mudança de comportamento quando a temperatura da superfície aproxima de  $100^{\circ}\text{C}$ . Fazendo um comparativo do  $h$  para temperaturas menores que  $100^{\circ}\text{C}$ , já que nessas temperaturas não há formação de bolhas, ou seja, o regime é monofásico e a equação 5.1 pode ser usada, os valores de  $h$  são bico 65/30 igual a  $6,01 \text{ kW/m}^2\cdot^{\circ}\text{C}$ , bico 110/40 igual a  $5,56 \text{ kW/m}^2\cdot^{\circ}\text{C}$  e bico 110/20 igual a  $5,23 \text{ kW/m}^2\cdot^{\circ}\text{C}$ . Mostra-se que o bico 65/30, no ponto central do leque, tem o maior valor de  $h$ .



## 6 CONCLUSÕES

As características da transferência de calor durante o resfriamento e aquecimento do cilindro protótipo foram experimentalmente investigadas, principalmente para avaliar variáveis que afetam a performance do sistema de resfriamento de cilindros em um processo de Laminação a Quente. Para a análise foi usado um tubo de aço SAE1020 de 16 mm, 360 mm de diâmetro e 900 mm de comprimento, que foi aquecido a temperaturas próximas a 300°C e resfriado através de bico projetor com pressão da água variando de 2 a 19 kgf/cm<sup>2</sup>. Durante o processo a tubulação de aço, chamada nesse trabalho de cilindro protótipo, girava a uma velocidade constante de 5 rotações por minuto.

O estudo consistiu de uma análise experimental, que forneceu a história das temperaturas no interior do tubo, e de uma solução geral do problema inverso de condução de calor, baseado em programação com o auxílio de um software comercial chamado INTEMP. Os dados de entrada do INTEMP foram os dados experimentais de temperaturas e os fenômenos analisados foram: a temperatura, fluxo de calor e o coeficiente de transferência de calor  $h$ , além de observações visuais durante o processo de resfriamento.

Os resultados apresentados nesse trabalho indicam que a transferência de calor durante o resfriamento de cilindros é sensível a diversas variáveis, tais como pressão, posição e o tipo de bico usado.

Os seguintes pontos foram encontrados durante as análises:

1. De acordo com observações visuais a temperatura superficial possui grande influência sobre o avanço da região molhada, ou seja, quanto menor a temperatura superficial, maior é o contato da água sobre a superfície;
2. O valor máximo do coeficiente de transferência de calor em todos os testes ocorreu no regime de convecção forçada monofásica, de acordo com LEOCÁDIO<sup>(25)</sup> e

contrariando os resultados indicados por AUZINGER<sup>(28)</sup>, que apresenta o coeficiente de transferência de calor máximo quando o fluxo de calor é máximo;

3. O coeficiente de transferência de calor tem valor máximo do centro do jato em formato de leque, em acordo com SHIINA<sup>(4)</sup>. Para uma pressão de 15 kgf/cm<sup>2</sup> usando bico 110/20 o valor de  $h$  encontrado, para temperatura menor que 100°C, no centro foi de 5,37 kW/m<sup>2</sup>.°C e na extremidade foi de 4,60 kW/m<sup>2</sup>.°C, diferença de 14,34%, indicando que em um projeto de resfriamento deverá haver sobreposição das extremidades dos leques. Essa diferença no coeficiente de transferência de calor aumenta quanto menor for a pressão usado no resfriamento;

4. Em altas temperaturas, maiores que 200°C, a variação pode chegar a 65°C entre a superfície e a 10 mm abaixo dela, tomando como exemplo o teste com pressão de 15 kgf/cm<sup>2</sup> e o terceiro ciclo de resfriamento. Em temperaturas baixas essa variação é mínima, mantendo-se praticamente constante.

5. Usando o bico 110/20 e considerando região central do leque, quanto maior a pressão de resfriamento maior a extração de calor e conseqüentemente maior a queda de temperatura no ponto medido. A maior diferença de temperatura encontrada comparando pressões 2 kgf/cm<sup>2</sup> e 19 kgf/cm<sup>2</sup> foi 90,18°C;

6. Considerando todos os resultados, o melhor projeto para um sistema de resfriamento de cilindro seria a sobreposição de leque formados pelos bicos projetores independente do ângulo, pressão de resfriamento alta o suficiente para romper a camada de vapor formada entre o jato e água e a superfície aquecida e também para que o resfriamento na extremidade do leque não fique comprometida, e nesse trabalho os testes com pressão de 19kgf/cm<sup>2</sup> foi que obteve melhores resultados e, por final uso de bicos que possuem maior densidade de impacto, que nesse trabalho foi o bico 65/30. Em projetos industriais deve-se considerar o conjunto de variáveis, pois, elevando muito a pressão demandaria enormes quantidades de água, inviabilizando o projeto.

Os valores de coeficiente de transferência de calor obtidos no presente trabalho são algumas vezes diferentes daqueles comentados na bibliografia. Como mencionado por alguns autores, esse tipo de avaliação é muito importante para a indústria siderúrgica, pois, dá uma indicação da influência de alguns fenômenos de transferência

de calor, incluindo a ebulição, jatos de água a alta pressão, superfícies em movimento, assim a investigação sobre esse assunto deve ser incentivada.

## 7 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Com o intuito de dar continuidade aos estudos que envolvem a transferência de calor durante o resfriamento de cilindros bem como a degradação de sua superfície por alterações térmicas, sugere-se o desenvolvimento dos seguintes trabalhos;

- 1) Refinar a análise, alterando o modo de aquecimento ou mesmo continuar com aquele escolhido nesse trabalho desde que o aquecimento seja mais homogêneo ao longo da superfície do cilindro. Obter maior número de dados de temperaturas medidas por segundo. Nesse trabalho foram 2 dados por segundo;
- 2) Análise do fluxo de calor e o coeficiente de transferência de calor utilizando mais de um bico com projeção de água em formato de leque para que, a simulação se aproxime mais das condições reais de operação dos cilindros durante o processo de Laminação a Quente;
- 3) Análise do desgaste e da fadiga térmica durante os testes de simulação do resfriamento de cilindros;

## 8 REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- (1). CETLIN, P. R.; HELMAN, H. Fundamentos da Conformação. Mecânica dos Metais. Segunda Edição. Belo Horizonte - MG. Editora Artliber, 2005. p. 1-260.
- (2). RIZZO, E. M. S. Processos de Laminação dos Aços: Uma Introdução. São Paulo, Associação Brasileira de Metalurgia e Materiais, p. 1-254, 2007.
- (3). WALMAG, G.; EYNDE, X. V.; SINNAEVE, M.; ERNST, E. Mechanisms of Work Rolls Degradation in HSM. 44º Seminário de laminação da ABM. Outubro, 2007. Campos do Jordão, SP, Brasil.
- (4). SHIINA, K.; NAKAMURA, S.; NARITA, K. Cooling Characteristics of an Impinging Spray Jet Which Forms an Ellipsoidal Liquid Film. Heat Transfer, Asian Research, 29 de abril, 2000.
- (5). KERR, E. J. Plant Visit to Usiminas-ILQT. Metallurgical Engineering Services to the Steel Industry, 2004, Ipatinga, p. 1-20.
- (6). HORSKÝ, J.; RAUDENSKÝ, M.; POHANKA, M. Optimal Cooling of Rolls in Hot Rolling. Journal of Materials Processing Technology, 2002, Czech Republic, Heat Transfer and Fluid Flow Laboratory, p. 700-705.
- (7). BARBADILLO, J. J.; TROZZI, C. J. Mechanism of Banding in Hot Strip Mill Work Rolls. Iron and Steel Engineer. Janeiro, 1981, p. 63-72.
- (8). HOLMAN, J. P. Transferência de Calor. São Paulo, 1983, editora McGraw-Hill do Brasil, p. 13-14.
- (9). SAHA, J. K.; KUNDU, S.; CHANDRA, S.; SINHA, S. K.; SINGHAL, U.; DAS,

A. K., Mathematical Modelling of Roll Cooling and Roll Surface Stress. ISIJ International, 2005, Vol. 45 (2005), p. 1641–1650.

(10). INCROPERA, F. P.; DEWITT, D. P.; BERGMAN, T. L.; LAVINE, A. S. Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa. Edição VI, 2008, editora LTC.

(11). XAVIER, R. R.; CARVALHO, M. A.; JUNIOR, M. B.; SINATORA, A.; SOUZA, R. M. Desenvolvimento e Caracterização de Desgaste de Cilindros para Laminadores de Tiras a Quente. 40º Seminário de Laminação. Processos e Produtos Laminados e Revestidos, 21 a 23 de outubro, Vitória-ES, Brasil.

(12). STEVENS, P. G.; IVENS, K. P.; HARPER, P. Increasing Work Roll Life by Improving Roll Cooling Practice, Journal Iron and Steel Institute. Jan, 1971, p. 1-11.

(13). XAVIER, R. R.; CARVALHO, M. A.; JUNIOR, M. B.; ARA, M. H.; SERANTONI, C. R., CORREA, A. V. O.; SILVA, S. P. Caracterização e Diagnóstico do Defeito “Carepa” em Tiras de Aço Laminadas a Quente. Trabalho apresentado no 39º Seminário de Laminação da ABM - Processos e Produtos Laminados e Revestidos - 23 a 25 de outubro de 2002 - Ouro Preto - MG – Brasil.

(14). SILVA, C. R. S.; JUNIOR, M. B. Fadiga Térmica de Aços Rápidos Para Cilindros de Laminação a Quente. Tecnologia em Metalurgia e Materiais, São Paulo, volume II, jul/set, de 2005, p.12-17.

(15). LANTERI, V.; THOMAS, C.; BOCQUET, J.; YAMAMOTO, H.; ARAYA, S. Black Oxide Film Generation on Work Rolls and Its Effects on Hot-Rolling Tribological Characteristics. The Iron and Steel Institute of Japan. 7<sup>th</sup> International conference on Steel Rolling, 1998, Chiba, Japão.

(16). CORNELIO, G. T.; GUIMARÃES, V. A. Comportamento Mecânico de Materiais Utilizados na Fabricação de Cilindros de Laminação Submetidos ao Desgaste Abrasivo.



17° CBECIMat - Congresso Brasileiro de Engenharia e Ciência dos Materiais, 15 a 19 de Novembro de 2006, Foz do Iguaçu, PR, Brasil.

(17). CHAMONGE, F. T.; MAIA, G. A. Evolução da Expansão Térmica dos Cilindros de Trabalho Durante a Laminação a Quente. Seminário de Laminação, Processos e Produtos Laminados e Revestidos. Curitiba - PR, ABM - Associação Brasileira de Metalurgia, 2000.

(18). HORSKÝ, J., RAUDENSKY, M., TSENG, A. A. Intensification of Roll Cooling Using Two-level Pressure System. AISTech, Set, 2004, volume II.

(19). YE, X; SAMARASEKERA, I.V. The Role of Spray Cooling on Thermal Behavior and Crown Development in Hot-Strip Mill Work Rolls. Iron & Steelmaking, Vancouver, p.49-60, July 1994. Transactions of the ISS.

(20). TSENG, A. A; LIN, F. H.; GUNDERIA, A.S. et al. Roll Cooling and Its Relationship to Roll Life. Metallurgical Transactions, v.20A, p.2305-2320, Nov. 1989.

(21). TSENG, A. A.; GUNDERIA, A. S.; SUN, P. F. Cooling of Roll and Strip in Steel Rolling. International Symposium on Mathematical Modelling of Hot Rolling of Steel, Canadian Institute of Mining and Metallurgy, Hamilton, Ontario, Canada. 26 a 29 de agosto de 1990.

(22). Catálogo Spraying Systems. A Guide to Spray Technology for Steel Mills.

(23). TRUJILLO, D.M.; BUSBY, H.R. Inverse Heat Transfer Analysis (INTEMP). User's Manual, Trucomp CO, FOUNTAIN VALLEY, CA, 2003, 47 p.

(24). TRUJILLO, D.M.; BUSBY, H.R. Example of the L-curve do Estimate the Optimal Smoothing Parameter (INTEMP). User's Manual, Trucomp CO, FOUNTAIN VALLEY, CA, 2006, 5 p.

- (25). LEOCÁDIO, H. Resfriamento de uma Placa de Aço à Alta Temperatura Por Meio de um Jato de Água Circular. Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Santa Catarina, julho de 2008.
- (26). LIU, J. C.; FINN, T. L.; RAMSER, R. A. Average Transfer Coefficient Measurement Technique for Impinging on Spray Jets on a Rotating Cylinder. Symposium on Measuring and Metering of Unsteady Flows, 1986, ASME WAM, p. 33-38.
- (27). CHEN, S. J.; TSENG, A. A.; WESTGATE, C. R. Determination of Local Heat Transfer Coefficients for Modeling Rolling Processes. National Science Foundation, 1992, p. 51-63.
- (28). AUZINGER, D.; PARZER. Process Optimization for Laminar Cooling. Ironmaking and Steelmaking, v. 23, n° 1, p. 84-87, 1996.