

UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL  
ESCOLA DE ENGENHARIA - CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA  
TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

DESENVOLVIMENTO DE UM SISTEMA HÍBRIDO DE RESFRIAMENTO POR SPRAY  
DE ÁGUA E CONVECÇÃO FORÇADA PARA APLICAÇÃO INDUSTRIAL

por

João Gabriel Ramos Borges

Monografia apresentada ao Departamento de Engenharia Mecânica da Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, como parte dos requisitos para obtenção do diploma de Engenheiro Mecânico.

Porto Alegre, Janeiro de 2024

## CIP - Catalogação na Publicação

Ramos Borges, João Gabriel  
Desenvolvimento de um sistema híbrido de  
resfriamento por spray de água e convecção forçada  
para aplicação industrial / João Gabriel Ramos Borges.  
-- 2024.  
28 f.  
Orientador: Felipe Roman Centeno.

Trabalho de conclusão de curso (Graduação) --  
Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Escola de  
Engenharia, Curso de Engenharia Mecânica, Porto  
Alegre, BR-RS, 2024.

1. Resfriamento por Spray de Água. 2. Convecção  
Forçada. 3. Análise Transiente. I. Roman Centeno,  
Felipe, orient. II. Título.

João Gabriel Ramos Borges

DESENVOLVIMENTO DE UM SISTEMA HÍBRIDO DE RESFRIAMENTO POR SPRAY  
DE ÁGUA E CONVECÇÃO FORÇADA PARA APLICAÇÃO INDUSTRIAL

ESTA MONOGRAFIA FOI JULGADA ADEQUADA COMO PARTE DOS  
REQUISITOS PARA A OBTENÇÃO DO TÍTULO DE  
**ENGENHEIRO MECÂNICO**  
APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELA BANCA EXAMINADORA DO CURSO  
DE ENGENHARIA MECÂNICA

Prof. Ignácio Iturrioz  
Coordenador do Curso de Engenharia Mecânica

Área de Concentração: **Fenômenos de Transporte**

Orientador: Prof. Felipe Roman Centeno

Comissão de Avaliação:

Prof: Felipe Roman Centeno (Presidente)

Prof: José Antônio Esmério Mazzaferro

Prof: Cirilo Seppi Bresolin

Prof: Diogo Elias da Vinha Andrade

Porto Alegre, Janeiro de 2024

UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL  
ESCOLA DE ENGENHARIA - CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA  
TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO – 2024

DESENVOLVIMENTO DE UM SISTEMA HÍBRIDO DE RESFRIAMENTO  
POR SPRAY DE ÁGUA E CONVECÇÃO FORÇADA PARA APLICAÇÃO  
INDUSTRIAL

**João Gabriel Ramos Borges**

joao.gabrielmv1@hotmail.com

**Resumo.** Motivado pela crescente necessidade de se reduzir os desperdícios durante a cadeia produtiva, este artigo tem o objetivo de analisar a utilização do método de resfriamento por spray de água em conjunto com a convecção forçada, como solução para redução do tempo de resfriamento de peças após o processo de revenimento. Atualmente o método mais utilizado é a convecção forçada, porém, há dificuldade na obtenção de escoamentos em altíssimas velocidades, e conseqüentemente valores elevados de fluxo térmico, junta-se isto ao fato de que para o revenimento de peças de aço são utilizadas temperaturas acima dos 100°C, possibilitando a utilização do resfriamento por spray de água com uso de aspersão de água, método que fornece valores muito elevados de fluxo térmico. Neste artigo analisou-se um sistema 100% convectivo utilizado em uma linha de produção industrial em comparação com um sistema que intercala as duas técnicas. Os resultados obtidos mostram um superdimensionamento do sistema atual, subutilizando a capacidade produtiva da linha de produção em cerca de 39%, além de evidenciar a eficiência da utilização da convecção forçada em conjunto com o resfriamento por spray de água, o qual gera valores 115% melhores do que os utilizados atualmente, acarretando redução tanto de custos como de desperdícios e também otimizando o espaço fabril.

**Palavras-chave:** Resfriamento por spray de água, Convecção Forçada, Redução de Desperdícios.

DEVELOPMENT OF A HYBRID EVAPORATIVE COOLING AND FORCED CONVECTION  
SYSTEM FOR INDUSTRIAL APPLICATION

**Abstract.** Motivated by the growing necessity of waste reduction in the production chain, this article is going to analyze the use of the evaporative cooling method together with forced convection as a solution to reduce the cooling time for components after the tempering process. Currently the most used method is forced convection, however, there is difficulty in obtaining flows at very high speeds, and consequently high values of thermal flow, in addition to the fact that the tempering temperature for steels is above 100°C, which enables the use of evaporative cooling with water spraying, a method that provides very high values of thermal flow. In this article, a 100% convective system used in an industrial production line was analyzed in comparison with a system that combines the two techniques. The results obtained show an oversizing of the current system, underutilizing the productive capacity of the production line by around 39%, and emphasizing the efficiency of using forced convection in conjunction with evaporative cooling, which generates values around 115% better than those currently used, resulting in a reduction in both costs and waste and optimizing the manufacturing space.

**Keywords:** Evaporative Cooling, Forced Convection, Waste Reduction.

## NOMENCLATURA

ASM	American Society for Metals	
NBR	Norma Brasileira	
SAE	<i>Society of Automobile Engineers</i>	
ATM	Atmosfera	
$Nu_D$	Número de Nusselt	
$Re_D$	Número de Reynolds	
$Pr$	Número de Prandtl	
$T_f$	Temperatura de Filme	[°C]
$T_s$	Temperatura da Superfície	[°C]
$T_{inf}$	Temperatura do Fluido	[°C]
$L_c$	Comprimento Característico	[m]
$k_{ar}$	Condutividade Térmica do Ar	[W m <sup>-1</sup> °C <sup>-1</sup> ]
$k_{aço}$	Condutividade Térmica do Aço	[W m <sup>-1</sup> °C <sup>-1</sup> ]
$h$	Coefficiente de Transferência de Calor Por Convecção	[W m <sup>-2</sup> °C <sup>-1</sup> ]
$U_{inf}$	Velocidade do Ar	[m s <sup>-1</sup> ]
$\mu$	Viscosidade Cinemática da Água no Estado Líquido	[m <sup>2</sup> s <sup>-1</sup> ]
$\mu_{ar}$	Viscosidade Cinemática do Ar	[m <sup>2</sup> s <sup>-1</sup> ]
$q''_s$	Fluxo Térmico na Superfície	[W m <sup>-2</sup> ]
$h_{fg}$	Calor Latente de Mudança de Fase	[kJ kg <sup>-1</sup> ]
$g$	Aceleração da Gravidade	[m s <sup>-2</sup> ]
$\rho_l$	Massa Específica do Líquido	[kg m <sup>-3</sup> ]
$\rho_v$	Massa Específica do Vapor	[kg m <sup>-3</sup> ]
$C_p$	Calor Específico do Líquido	[kJ kg <sup>-1</sup> °C <sup>-1</sup> ]
$\Delta T_e$	Excesso de Temperatura	[°C]
$C_{sf}$	Coefficiente de Rohsenow	
$n$	Expoente de Rohsenow	
$\sigma$	Tensão Superficial da Água	[N m <sup>-1</sup> ]
$C$	Constante de Zuber	
$q''_{max}$	Fluxo Térmico Crítico	[W m <sup>-2</sup> ]
$Bi$	Número de Biot	
$T_i$	Temperatura Inicial	[°C]
$\rho_{aço}$	Massa Específica do Aço	[kg m <sup>-3</sup> ]
$V_c$	Volume do Componente	[m <sup>3</sup> ]
$A_s$	Área de Seção Transversal do Componente	[m <sup>2</sup> ]
$A_{asp}$	Área sujeita a aspensão do Fluido	[m <sup>2</sup> ]
$\dot{m}_{eb}$	Vazão Mássica do Aspensor	[kg s <sup>-1</sup> ]
$Fo$	Tempo Adimensional	
$t$	Tempo total de Resfriamento	[s]
$\theta^*_o$	Temperatura Adimensional do Centro Geométrico	
$\theta^*$	Temperatura Adimensional	
$T_o$	Temperatura do Centro Geométrico	[°C]
$\alpha$	Difusividade Térmica do Aço	[m <sup>2</sup> s <sup>-1</sup> ]
$D$	Diâmetro do Componente	[m]
$L_{esteira}$	Comprimento da Esteira	[m]
$V_{esteira}$	Velocidade da Esteira	[cm min <sup>-1</sup> ]

$t_n$	Tempo de Resfriamento na Etapa n	[s]
$\zeta_1$	Coeficiente de Biot	
$C_1$	Coeficiente de Biot	
$T_{sat}$	Temperatura de Saturação da Água	[°C]
$r$	Raio do Componente	[m]
$r^*$	Posição radial adimensional do Componente	
$J_0$	Função de Bessel de Primeira Espécie	
$L_n$	Comprimento da Esteira na Etapa n	[m]

## AGRADECIMENTOS

Primeiramente ao meu pai, Luciano Machado Borges e minha mãe, Renata Ramos Borges, os quais me deram a vida, por toda educação, apoio e compreensão.

Á minha companheira, Ana Carolyna pelo apoio e companheirismo durante essa jornada.

E para aqueles amigos que a UFRGS me apresentou, Alison, Gabriel, Leonardo, Luan e Renato, por toda companhia durante estes 6 anos.

E ao meu orientador, Felipe Centeno, pelas sugestões e auxílio para a elaboração deste trabalho.

## Sumário

<b>1. INTRODUÇÃO</b> .....	9
<b>2. Fundamentação</b> .....	9
<b>2.1. Revenimento</b> .....	9
<b>2.2. Temperatura de Superfícies Acessíveis</b> .....	10
<b>2.3 Junta Homocinética</b> .....	11
<b>2.1.1. Ponteira</b> .....	11
<b>2.4. Matéria Prima do Componente</b> .....	12
<b>2.5. Convecção Forçada</b> .....	13
<b>2.5.1. Número de Prandtl</b> .....	13
<b>2.5.2. Número de Reynolds</b> .....	14
<b>2.6. Resfriamento por spray de água</b> .....	14
<b>2.7. Análise Transiente</b> .....	15
<b>2.7.1. Método Da Capacitância Global</b> .....	15
<b>2.7.2. Efeitos Espaciais</b> .....	16
<b>3. Metodologia</b> .....	16
<b>3.1. Apresentação do Problema</b> .....	17
<b>3.2. Análise do Estado Atual</b> .....	17
<b>3.3. Análise do Sistema Proposto</b> .....	18
<b>3.3.1. Dimensionamento da Etapa 1</b> .....	20
<b>3.3.2. Dimensionamento da Etapa 2</b> .....	20
<b>3.3.3. Dimensionamento da Etapa 3</b> .....	21
<b>4. Resultados</b> .....	21
<b>5. Conclusão</b> .....	22



## 1. INTRODUÇÃO

Dentro do setor automotivo o processo de revenimento surge como uma importante etapa de fabricação, normalmente realizado após o endurecimento por têmpera, garantindo melhores propriedades mecânicas, como maior resistência mecânica, para os componentes que passam por este processo (ASM, 1991). No entanto, uma vez concluído este processo, surge a necessidade de resfriar estas peças até uma temperatura segura e manuseável (NBR 13970, 1997). Este artigo propõe o estudo de duas metodologias possíveis para esse objetivo: o resfriamento por spray de água e a convecção forçada. Durante este trabalho será realizada a comparação entre um sistema já existente e presente em uma linha de produção industrial que utiliza somente convecção forçada, e a proposta de um sistema misto, que junta estas duas metodologias, visando aprimorar o processo e reduzir o tempo necessário para que as peças alcancem uma temperatura segura.

Apesar de o resfriamento por spray de água estar crescendo como uma alternativa eficiente para estes fins, ainda não é o método mais utilizado, ficando atrás da convecção forçada. Neste contexto, será examinado como essa técnica pode ser utilizada dentro de um ambiente industrial e quais os ganhos obtidos através dela.

A convecção forçada, embora estabelecida, confiável e de relativa fácil implementação, pode apresentar empecilhos, especialmente quando se trata de reduzir o tempo de resfriamento necessário. A corrente de ar resfria as peças, mas os valores de  $h$  são limitados, dificilmente passando da faixa de  $250 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$  (INCROPERA ET AL, 2019), condição esta que pode ser um preocupante limitante de capacidade produtiva (ANTUNES JR, 1998), especialmente em ambientes de produção em larga escala, onde eficiência e entrega são primordiais.

De maneira simplificada, o resfriamento por spray de água consiste em utilizar um fluido, normalmente água, que, ao entrar em contato com a superfície aquecida da peça, evapora, assim extraíndo calor do objeto e reduzindo sua temperatura. Esta metodologia é interessante devido aos altos valores de fluxo térmico que proporciona, chegando na faixa de  $10^6 \text{ W/m}^2$  (NUKIYAMA, 1966).

No presente trabalho, propôs-se um sistema que busca maximizar o uso de ambas as metodologias, tanto do resfriamento por spray de água como da convecção forçada, dando ênfase para a análise referente à transferência de calor em cada um dos sistemas, e nos efeitos práticos que estas modificações podem gerar dentro do ambiente industrial, através de redução de custos, aumento de eficiência, melhoria de fluxo e otimização de espaço fabril.

## 2. Fundamentação

A presente seção tem como objetivo, apresentar uma breve explicação da base teórica e científica por trás dos cálculos e análises que serão realizadas no decorrer deste artigo.

### 2.1. Revenimento

De acordo com Colpaert (2008), após a têmpera se faz necessário um processo posterior, chamado de revenimento, devido a fragilização causada pela martensita (SILVA 2008). Processo este que de acordo com ASM (1991) tem como objetivo aumentar tenacidade e ductilidade dos aços e aliviar tensões internas.

O processo de revenimento leva em consideração variáveis como a composição química do aço em questão e as propriedades mecânicas que se desejam obter ao final do processo (ASM, 1991).

A figura 1 apresenta o diagrama TTT para um aço de 0,4% de Carbono em sua composição:

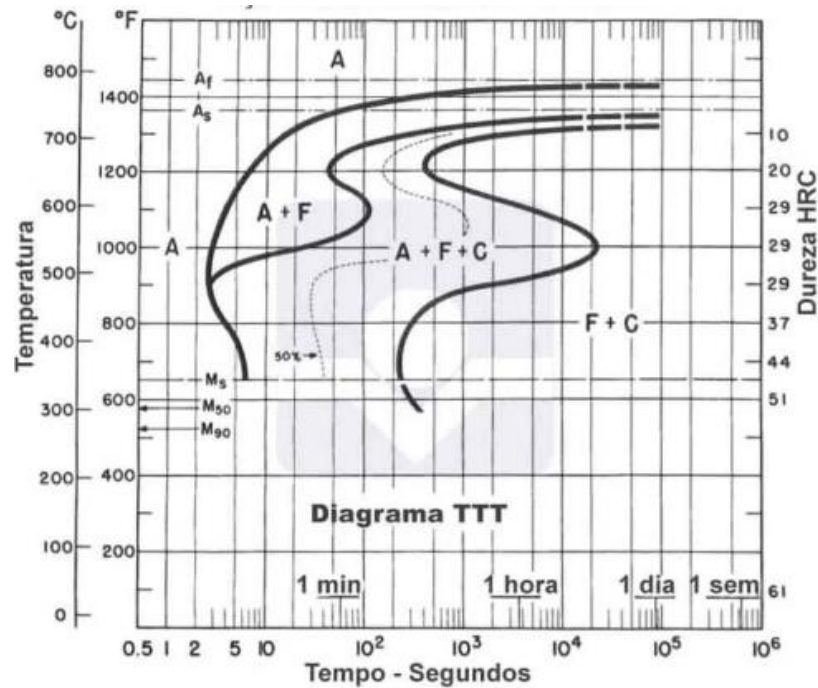


Figura 1 Diagrama TTT de aço 0,4% Carbono. Fonte: ASM (1991)

De maneira simplificada o revenimento de peças temperadas consiste em aquecer a peça até determinada temperatura, de acordo com Chiaverini (1986) para aços essa temperatura está na faixa dos 100-700°C, e então manter esta temperatura por um determinado período.

A figura 2, mostra a temperatura de revenimento indicada de acordo com a % de Carbono presente e a dureza desejada, plotado para uma hora de processo.

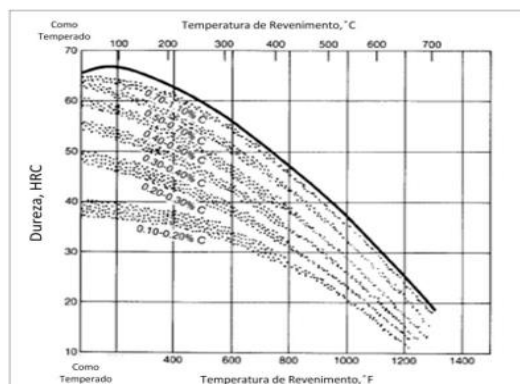


Figura 2 Temperatura de revenimento em função da dureza. Fonte: Practical Induction Heat Treating 2001.

## 2.2. Temperatura de Superfícies Acessíveis

Como já citado após o processo de tratamento térmico, a peça emerge do forno em uma condição de elevada temperatura, desta forma medidas devem ser tomadas para garantir que as peças cheguem até a etapa de manuseio em uma temperatura que não ocasione queimaduras ou lesões.

A NBR 13970 (1997), norma que regulamenta temperatura de superfícies acessíveis, apresenta valores de referência que serão utilizados como base neste estudo, para o caso de contato da pele humana com peças metálicas por tempo inferior a 10 segundos, a temperatura máxima recomendada é de 55°C, conforme mostrado pela figura 3.

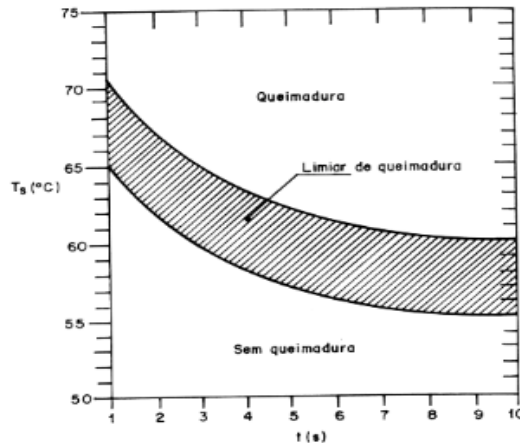


Figura 3 Limiar de Queimadura para Contato de Pele Humana com Superfícies metálicas.

Fonte: NBR 13970 (1997)

### 2.3 Junta Homocinética

Patenteada por Alfred Rzeppa em 1927, a junta homocinética é utilizada no sistema de tração dianteira de diversos veículos, destacando-se por compensar os movimentos da suspensão e pela capacidade de transmitir torque continuamente (DANA, 2022), normalmente sendo composta pelos seguintes componentes: Ponteira, Anel Interno, Anel Externo, Gaiola e Esferas. A figura 4 apresenta um modelo comercial de junta homocinética.



Figura 4 Junta Homocinética

Fonte: GKN (2023)

#### 2.1.1.1. Ponteira

Neste artigo a análise será concentrada em um componente específico da junta homocinética, peça conhecida como ponteira.

A figura 5 apresenta uma imagem deste componente:



Figura 5 Modelo de Ponteira Utilizada em Juntas Homocinéticas  
Fonte: Dana (2023)

Por possuir geometria cilíndrica, se aproximará o sólido a um cilindro durante as análises realizadas nas seções subsequentes.

#### 2.4. Matéria Prima do Componente

Para manufatura deste componente, normalmente se utilizam aços de médio carbono, a escolha desta matéria prima é interessante por se tratar de um material que de acordo com Favorit (2023) apresenta boa usinabilidade, temperabilidade e conformabilidade, características que facilitam a fabricação destes componentes. Junta-se a isto o fato que de acordo com ASM (1991) para aços em geral a temperatura de têmpera se encontra na faixa entre 815 °C e 870 °C, possibilitando a implementação de um sistema de resfriamento por spray de água, visto que a temperatura de revenimento do componente em questão é de 300 °C, o que elimina o risco de uma alteração da microestrutura do aço por um resfriamento abrupto na saída do forno de revenimento. Na fabricação da peça analisada neste estudo é utilizado mais especificamente o aço SAE 1141.

A figura 6 apresenta informações sobre a composição química do aço SAE 1141:

AÇOS PARA CONSTRUÇÃO MECÂNICA													
Denominações			Composições Químicas Médias (%)									Acabamento de fornecimento	Recozimento Pleno (°C)
Sae	Gerdau	Villares	C	Si	Mn	P	S	Cr	Ni	Mo	Outros		
1141	1141	VT 15	0,37 0,45	0,15 0,35	1,35 1,65	0,03 máx.	0,08 0,13	-	-	-	-	LAMINADO TREFILADO	845

Figura 6 Composição Química do Aço SAE 1141 Fonte: Favorit (2023)

Para o componente, durante a análise serão utilizadas as propriedades termofísicas da Tabela A.1 do Apêndice.

## 2.5. Convecção Forçada

A convecção forçada é um mecanismo de transferência de calor que ocorre entre fluidos, como líquidos e gases, e uma superfície sólida, este fenômeno se baseia no movimento macro das partículas do fluido, que transportam energia térmica de uma região para outra.

A título de comparação, de acordo com Incropera et al (2019) para casos de convecção livre no ar, situação em que não há um equipamento externo impondo um movimento relativo entre o fluido e objeto a ser estudado, são obtidos como valores típicos de coeficiente de transferência de calor por convecção,  $h$ , na faixa de 5 à 25 W/m<sup>2</sup> °C, já para casos com convecção forçada, esses valores podem chegar à 250 W/m<sup>2</sup> °C, dependendo da velocidade do escoamento e geometria do objeto de estudo, sendo este escoamento normalmente induzido por ventiladores ou exaustores.

Para determinar o coeficiente de transferência de calor por convecção,  $h$ , se utilizará inicialmente dos estudos de Churchill e Bernstein (1977), os quais elaboraram uma correlação que permite o cálculo do parâmetro adimensional  $Nu_D$ , conforme mostra a equação 1:

$$Nu_D = 0,3 + \frac{0,62 * Re_D^{1/2} * Pr^{1/3}}{\left[1 + \left(\frac{0,4}{Pr}\right)^{2/3}\right]^{1/4}} * \left[1 + \left(\frac{Re_D}{282000}\right)^{5/8}\right]^{4/5} \quad (1)$$

Pode-se perceber que a equação 1 apesar de ser relativamente complexa, possui dependência somente dos parâmetros  $Pr$  e  $Re_D$ , os quais serão mais explorados posteriormente, ambos com suas propriedades calculadas na temperatura de filme,  $T_f$ , conforme mostrado pela equação 2:

$$T_f = \frac{T_s - T_{inf}}{2} \quad (2)$$

Importante ressaltar que a correlação apresentada por Churchill e Bernstein (1977), de acordo com Incropera et al (2019) fornece resultados satisfatórios quando utilizada para valores de  $Re_D * Pr$  maior ou igual a 0,2, condição que será atendida em todos os cálculos realizados no presente estudo, visto que durante esta análise trabalha-se com valores elevados de  $Re_D$ , e  $Pr$  com valor 0,7 ou maior.

Com base no resultado obtido pela equação 1 é possível então estimar o valor de  $h$  através da equação 3:

$$h = Nu_D * \frac{L_c}{k_{ar}} \quad (3)$$

Todas as propriedades utilizadas para as equações apresentadas nesta seção se encontram na tabela A.2 do apêndice.

### 2.5.1. Número de Prandtl

É um grupo adimensional utilizado principalmente em análises referentes à transferência de calor e mecânica dos fluidos, é definido como a razão entre a viscosidade cinemática e a difusividade térmica de um fluido.

## 2.5.2. Número de Reynolds

É um grupo adimensional que descreve o regime de um fluido. O qual pode ser calculado como a razão entre as forças inerciais e as forças viscosas no fluido, conforme mostra a equação 4:

$$Re_D = \frac{U_{inf} * D}{\mu_{ar}} \quad (4)$$

## 2.6. Resfriamento por spray de água

O resfriamento por spray de água é um mecanismo que utiliza a capacidade de um fluido de absorver calor durante a sua evaporação. Em sistemas de resfriamento por spray de água, uma fonte de fluido é aplicada a uma superfície aquecida com temperatura superior à de saturação do fluido utilizado, à medida que este fluido começa a evaporar, também retira calor da região em que está em contato, consequentemente reduzindo a temperatura do objeto.

Diversos estudos foram realizados sobre o tema, um dos mais relevantes é o de Nukiyama (1966) o qual através de seus experimentos utilizando fios de níquel-cromo e platina, obteve o diagrama apresentado na figura 7, que demonstra o comportamento do fluxo térmico em função do excesso de temperatura ( $\Delta T_e$ ):

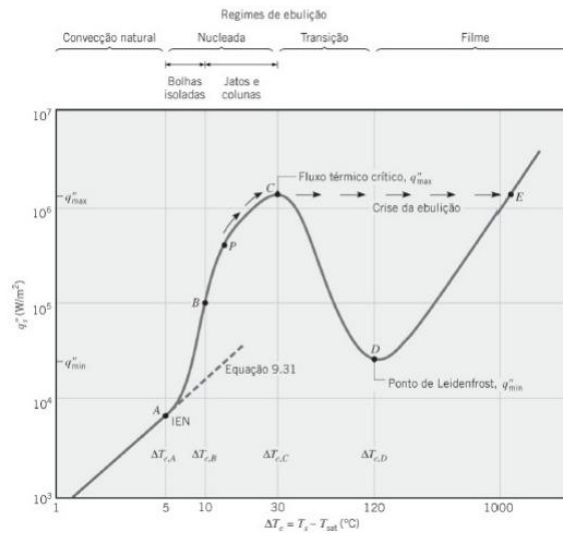


Figura 7 Curva de Ebulição para água a 1 ATM Fonte: Incropera et al (2019)

Analisando os estudos de Nukiyama (1966), pode-se perceber que a região ideal é aquela em torno do ponto C, pois gera valores elevados de fluxo térmico, chegando a faixa de  $10^6 W/m^2$ , sendo limitado inferiormente pelo ponto A, e superiormente pelo ponto D, conhecido como ponto de Leidenfrost, com  $\Delta T_e$  variando usualmente entre 5 e  $120^{\circ}C$ , conforme mostra o diagrama, isso se deve ao fato que para valores abaixo desta faixa ainda há pouco efeito do resfriamento por spray de água, e acima destes, de acordo com Incropera et al (2019), as temperaturas envolvidas são tão elevadas que o fluido evapora antes mesmo de entrar em contato com o objeto, pois gera uma manta de vapor que acaba cobrindo a superfície da peça, reduzindo assim a eficiência do método.

Porém, já a partir do ponto C, adentra-se no chamado regime de transição, região na qual não existem muitos estudos para correlações que permitem o cálculo do fluxo de calor, sendo

assim, o próprio ponto C será utilizado como um limitante superior, pois neste há a certeza de que se está na região de ebulição nucleada, a qual nos permite calcular o fluxo de calor a partir da correlação obtida por Rohsenow (1952) como exposto na equação 5:

$$q''_s = \mu * h_{fg} \left[ \frac{g * (\rho_l - \rho_v)}{\sigma} \right]^{\frac{1}{2}} \left( Cp * \frac{\Delta T_e}{C_{sf} * h_{fg} * Pr^n} \right)^3 \quad (5)$$

As propriedades termofísicas utilizadas no cálculo da expressão acima estão presentes nas tabelas A.4 e A.5 do Apêndice.

Além da equação 5 para determinar os valores do fluxo térmico dentro da região estabelecida, pode-se de maneira semelhante utilizar os estudos de Kutateladze (1948) e Zuber (1958) para calcular o fluxo térmico crítico, através de correlação estabelecida por ambos, mostrada através da equação 6:

$$q''_{max} = C * h_{fg} \left[ \sigma * g * \rho_v^2 * (\rho_l - \rho_v) \right]^{1/4} \quad (6)$$

Para a equação 6, as propriedades do fluido devem ser obtidas na  $T_{sat}$ , e a constante C apresenta valor de 0,131 para peças cilíndricas, que é o caso neste estudo.

Durante esse estudo para o resfriamento por spray de água será utilizada água, pois os diagramas de Nukiyama (1966) são propostos justamente para este fluido, além de sua grande disponibilidade.

## 2.7. Análise Transiente

Fundamental para dimensionamento de sistemas dinâmicos, a análise transiente em transferência de calor permite que seja realizada uma estimativa tanto das temperaturas como do fluxo de calor em função do tempo. Para isto existem duas metodologias que se destacam: O método da capacitância global e o método de efeitos espaciais.

### 2.7.1. Método Da Capacitância Global

O método da capacitância global tem como alicerce a hipótese de que a temperatura do sólido é espacialmente uniforme, consideração esta que pode ser verificada através de uma análise do valor numérico do grupo adimensional Biot, que apresenta uma comparação entre a condutividade térmica do material em questão junto da sua geometria, com as condições convectivas ao redor, representado pela equação 7:

$$Bi = \frac{h * L_c}{k_{aco}} \quad (7)$$

Por se tratar de uma peça cilíndrica se utilizará o raio r como o comprimento característico ( $L_c$ ).

Como já citado, o método da capacitância global é válido somente para algumas condições, para melhores resultados, Incropera et al (2019) recomenda a utilização deste método somente para valores de  $Bi$  abaixo de 0,1.

Caso esteja dentro da faixa de validade para  $Bi$ , o tempo para a peça atingir determinada temperatura  $T_s$  pode ser estimado através da equação 8:

$$t = \frac{\rho_{aço} * V_c}{h * A_s} * \ln \left[ \frac{(T_i - T_{inf})}{(T_s - T_{inf})} \right] \quad (8)$$

### 2.7.2. Efeitos Espaciais

Como citado anteriormente, em algumas situações, principalmente com elevados valores de  $h$ , a utilização do método da capacitância global acaba fornecendo resultados imprecisos, para estes casos surge uma alternativa, a análise considerando efeitos espaciais.

Esta metodologia foi estudada mais a fundo por Schneider (1957) o qual elaborou uma correlação que através da adimensionalização tanto do tempo como das temperaturas envolvidas permite estimar os tempos envolvidos no processo, vista na equação 9, a qual quando retrabalhada permite o cálculo do tempo necessário para que o centro geométrico de um cilindro atinja determinada temperatura:

$$\Theta^*_o = \frac{T_o - T_{inf}}{T_i - T_{inf}} = C_1 * e^{-\zeta_1^2 * Fo} \quad (9)$$

Percebe-se na equação 9 que existe uma dependência dos parâmetros  $C_1$  e  $\zeta_1$ , os quais são constantes tabeladas de acordo com o valor de  $Bi$ , dispostas na tabela A.3 do Apêndice, além das temperaturas envolvidas no processo e do grupo adimensional Fourier, o qual pode ser calculado através da equação 10:

$$Fo = \frac{\alpha * t}{L_c^2} \quad (10)$$

Porém, como citado anteriormente, a equação 9 permite estimar a temperatura no centro geométrico, e o objetivo neste trabalho é avaliar a temperatura superficial, sendo assim, se utilizará também a equação 11, que através das funções de Bessel permite o cálculo da temperatura na superfície do sólido:

$$\Theta^* = \Theta^*_o * J_0(\zeta_1 r^*) = \frac{T_s - T_{inf}}{T_i - T_{inf}} \quad (11)$$

Assim como para  $Bi$ , será utilizado raio  $r$  como comprimento característico, para resultados com alta precisão, Lienhard (2004) recomenda a utilização deste método somente para valores de  $Fo$  maiores que 0,2, importante ressaltar na equação 11 a presença do termo  $r^*$  o qual apresenta valor igual à 1, pois o objetivo do presente trabalho é avaliar a temperatura na superfície do sólido.

## 3. Metodologia



A presente seção tem como objetivo apresentar o estado atual do sistema utilizado que motivou este estudo, assim como todo o passo a passo e lógica utilizadas durante o desenvolvimento e análise do sistema proposto.

### 3.1. Apresentação do Problema

Em uma linha de produção de juntas homocinéticas percebe-se uma preocupante ineficiência na obtenção de peças revenidas, resultando em períodos de ociosidade no gargalo produtivo, o que de acordo com Antunes Jr. (1998) afeta negativamente a capacidade produtiva como um todo, e segundo Shingo (1996) gera aumento de custos, pela morosidade causada. A partir de tal situação foi levantada a necessidade de uma análise detalhada das etapas do processo de revenimento, identificando a causa raiz do problema e propondo soluções para aumentar a produção, reduzindo o tempo de espera da operação gargalo. A partir disto constatou-se que a causa raiz da falta de peças na operação gargalo está no resfriamento das peças após o revenimento, pois o tempo necessário para as peças atingirem uma temperatura em que seja viável manuseá-las é muito longo. O sistema atual consiste em uma esteira de passagem com velocidade de 34 cm/min, especificação recomendada pelo fabricante do equipamento, e 1 metro de comprimento, na qual as peças são expostas a um escoamento com velocidade 5 m/s gerado por um exaustor, para o aprimoramento deste processo propôs-se a implementação de um sistema utilizando a técnica de resfriamento por spray de água. A temperatura média na qual as peças entram na esteira é de 300°C, temperatura na qual as peças são revenidas.

### 3.2. Análise do Estado Atual

Como citado, o sistema atual de forma simplificada consiste em um exaustor e uma esteira de passagem, a qual é programada para circular a uma velocidade de 34 cm/min.

A figura 8 apresenta uma fotografia do equipamento que motivou esta análise:



Figura 8 Forno de Revenimento. Fonte: Autor

Utilizando as equações 1, 3 e 4 com um escoamento de velocidade 5 m/s, considerando a temperatura do ar  $T_{inf} = 25^{\circ}\text{C}$ , aproximando as peças a um cilindro de diâmetro 0,1 m e

comprimento 0,3 m cuja temperatura inicial é  $T_s = 300^\circ\text{C}$  e obtendo as propriedades na temperatura de filme,  $T_f = 137,5^\circ\text{C}$ , obtém-se:

$$h = 41,11 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}.$$

A partir do resultado obtido para  $h$ , verifica-se a viabilidade do método da capacitância global para cálculo do tempo de resfriamento, utilizando a equação 7, a qual apresenta  $Bi = 0,03$ .

Com  $Bi$  abaixo de 0,1, a utilização do método da capacitância global apresenta resultados satisfatórios, para a estimativa do tempo necessário de resfriamento através da equação 8 obtém-se que:

$$t = 126,98 \text{ segundos}$$

Com o valor obtido, é possível também calcular qual a velocidade máxima que poderia ser utilizada na esteira para atender as especificações de temperatura definidas por norma através da equação 12:

$$V_{esteira} = \frac{L_{esteira}}{t_n} = 47,25 \text{ cm/min} \quad (12)$$

À título de comparação, através de uma adaptação da equação 12 pode também se calcular o tempo necessário na configuração usada de fato no equipamento, com  $V_{esteira} = 34 \text{ cm/min}$  obtém-se  $t = 176,47$  segundos.

### 3.3. Análise do Sistema Proposto

Como alternativa para redução do tempo de resfriamento, se propõe a utilização do método de resfriamento por spray de água com uso de aspersores de baixa vazão alinhados, garantindo que todas as peças sejam resfriadas por igual, com vazão mássica ( $\dot{m}_{eb}$ ) de valor 0,009 kg/s, a utilização deste equipamento é motivada por consumir uma quantidade relativamente baixa de água, além do seu baixo custo de instalação e operação.

Inicialmente se propõe um sistema misto, intercalando as etapas de convecção forçada com resfriamento por spray de água. A ideia de utilizar um sistema intercalado surge pois para a temperatura de entrada dos componentes na esteira,  $300^\circ\text{C}$ , de acordo com o diagrama estabelecido por Nukiyama (1966), o sistema já estaria além do ponto D, adentrando o regime de ebulição em filme, sendo necessário um resfriamento prévio para que se chegue na região em que se obtém o fluxo térmico crítico, a qual será chamada de etapa 1, além do fato de que as correlações utilizadas são válidas para a região compreendida entre os pontos A e C, chamada de Ebulição em piscina, que se inicia com  $\Delta T_e = 5^\circ\text{C}$ , o que apresenta a necessidade de uma outra etapa de resfriamento, pois a temperatura final que se deseja obter é de  $55^\circ\text{C}$ . A figura 9 apresenta um esboço do sistema proposto:

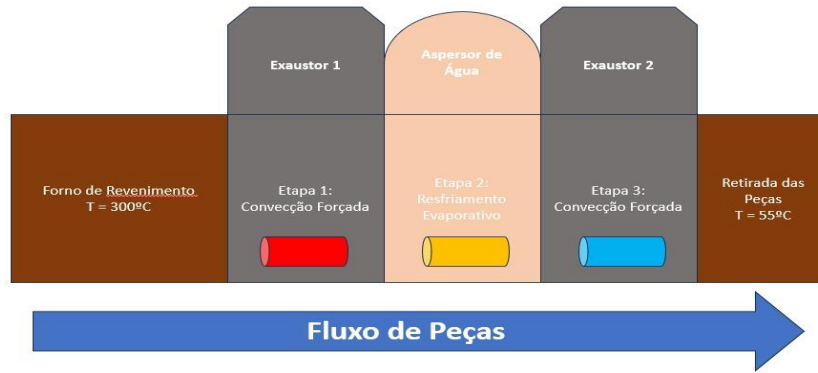


Figura 9 Desenho Esquemático do Sistema Proposto Fonte: Autor

As etapas 1 e 3 funcionarão de maneira semelhante ao estado atual, ambas resfriando as peças através de um escoamento de mesma magnitude gerado por um exaustor, já na etapa 2 será utilizado um spray de água, aspergida de maneira constante sob a superfície das peças.

Como forma de obter a faixa de temperaturas mais adequada para utilização do método de resfriamento por spray de água calcula-se o fluxo máximo através da equação 6, que apresenta o seguinte resultado:

$$q''_{max} = 6.222.730 \text{ W/m}^2$$

Utilizando o valor obtido acima, e isolando  $\Delta T_e$  na equação 5 pode-se então calcular o valor numérico para o excesso de temperatura, através da equação 13, que permite determinar qual faixa de temperaturas está englobada dentro da região de ebulição nucleada:

$$\Delta T_e = \left\{ \frac{q''_s}{\mu * h_{fg} \left[ \frac{g * (\rho_l - \rho_v)}{\sigma} \right]^{\frac{1}{2}} \left( \frac{c_p}{c_{sf} * h_{fg} * Pr^n} \right)} \right\}^{1/3} = 115^\circ\text{C} \quad (13)$$

O valor obtido para  $\Delta T_e$  corrobora o sistema proposto inicialmente, pois somente com a temperatura em aproximadamente  $215^\circ\text{C}$  adentra-se de fato a região de ebulição nucleada. Sendo assim, a divisão do sistema em 3 etapas será de fato utilizada, com suas faixas de temperaturas dispostas na tabela 1:

Tabela 1 -Valores determinados de temperatura para cada uma das etapas do sistema proposto

Etapa 1 (Convecção Forçada)		Etapa 2 (Resfriamento por spray de água)		Etapa 3 (Convecção Forçada)	
Temperatura Inicial [°C]	300	Temperatura Inicial [°C]	215	Temperatura Inicial [°C]	105
Temperatura Final [°C]	215	Temperatura Final [°C]	105	Temperatura Final [°C]	55

Dando seguimento ao dimensionamento do sistema de resfriamento, calcula-se então o tempo necessário para cada uma das etapas de resfriamento

### 3.3.1. Dimensionamento da Etapa 1

Na etapa 1 tanto as temperaturas envolvidas, o coeficiente  $h$  e por consequência o fluxo térmico serão iguais aos obtidos na análise do sistema atual, pois as condições convectivas são as mesmas, lembrando que anteriormente já foi realizada a verificação de  $Bi < 0,1$ . A diferença então estará na temperatura final, que neste caso será de 215°C,

Calculando o tempo necessário através da equação 8, chega-se ao seguinte valor para a etapa 1:

$$t_1 = 21,2 \text{ segundos}$$

### 3.3.2. Dimensionamento da Etapa 2

Já na etapa 2, por estar sendo utilizado um método que gera elevados valores de  $h$ , não é recomendável a utilização do método da capacitância global, sendo assim, será utilizado o método considerando os efeitos espaciais. Agrupando as equações 9, 10 e 11, e isolando a incógnita  $t$ , obtém-se à equação 14, a qual permite o cálculo de um valor aproximado para o tempo na etapa 2:

$$t_2 = -\frac{L_c^2}{\zeta_1^2 \alpha} * \ln \left[ \frac{(T_s - T_{inf})}{(T_i - T_{inf})} \right] \quad (14)$$

Como calculado previamente, o fluxo crítico apresenta valor de  $q''_{max} = 6222730 \text{ W/m}^2$ , porém deve ser avaliado se os aspersores utilizados têm capacidade de sustentar este fluxo, o que pode ser verificado através da equação 15:

$$q''_s = \frac{(\dot{m}_{eb} * h_{fg})}{A_{asp}} = 217055,5 \text{ W/m}^2 \quad (15)$$

Percebe-se que este valor está bem abaixo do fluxo crítico estabelecido, à título de comparação é possível estimar através de uma adaptação da equação 15 a vazão mássica necessária para fornecer fluxo máximo  $\dot{m}_{eb} = 0,258 \text{ kg/s}$ .

Com base no valor obtido na equação 16, pode finalmente se estimar o coeficiente  $h$  na etapa 2 através da equação 16:

$$h_2 = \frac{q''_s}{\Delta T_e} \quad (16)$$

O qual quando calculado para  $\Delta T_e = 60^\circ\text{C}$ , média do excesso de temperatura para a etapa de resfriamento por spray de água, apresenta o seguinte valor:

$$h_2 = 3617,6 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Para o valor de  $h$  obtido e utilizando a equação 7, percebe-se que  $Bi = 3$ , com isso pode-se utilizar a equação 14, juntamente dos valores tabelados de  $\zeta_1$ ,  $C_1$  e  $J_0$ , dispostos nas tabelas A.3 e A.6 do Apêndice, chegando ao seguinte valor de tempo para a etapa 2:

$$t_2 = 7,7 \text{ segundos.}$$

### 3.3.3. Dimensionamento da Etapa 3

De maneira semelhante à etapa 1, se utilizará o método da capacitância global, porém, é necessário calcular novamente o coeficiente  $h$ , pois as temperaturas envolvidas são diferentes, o que conseqüentemente altera as condições convectivas, através da equação 3 chega-se ao valor do coeficiente de transferência de calor por convecção  $h = 43,3 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Para validação deste resultado, calcula-se o valor de  $Bi$  para a etapa 3 através da equação 7, com  $Bi = 0,04$  constata-se que é viável utilizar o método da capacitância global.

De posse do valor de  $h$  e das temperaturas já mencionadas previamente, então calcula-se através da equação 8 o tempo necessário para a etapa 3:

$$t_3 = 53,4 \text{ segundos.}$$

Somando o tempo de cada uma das etapas individuais, chega-se a um tempo total de 82,3 segundos. Considerando o comprimento de 1 metro da esteira, calcula-se através da equação 12 a velocidade máxima na qual é possível regular a esteira, garantindo o resfriamento necessário:  $V_{esteira} = 72,93 \text{ cm/min}$

De maneira complementar ao sistema proposto, pode-se estimar o comprimento necessário para cada trecho da esteira, através da equação 17:

$$L_n = V_{esteira} * t_n \quad (17)$$

## 4. Resultados

Nesta seção serão apresentados os principais resultados obtidos durante este artigo junto de uma breve discussão sobre estes, os quais serão mais detalhados posteriormente.

Para o sistema proposto, a tabela 2 apresenta os resultados obtidos, separados para cada uma das 3 etapas pré-definidas.

Tabela 2 – Resultados obtidos para cada uma das etapas do sistema proposto

Etapa 1 (300°C – 215°C)		Etapa 2 (215°C – 105°C)		Etapa 3 (105°C – 55°C)	
(Convecção Forçada)		(Resfriamento por spray de água)		(Convecção Forçada)	
$h_1$ [W/m <sup>2</sup> °C]	41,1	$h_2$ [W/m <sup>2</sup> °C]	3617,6	$h_3$ [W/m <sup>2</sup> °C]	43,3
Tempo de Resfriamento	21,2	Tempo de Resfriamento	7,7	Tempo de Resfriamento	53,4
Comprimento Necessário [m]	0,258	Comprimento Necessário [m]	0,093	Comprimento Necessário [m]	0,649

Comparando o tempo obtido para cada uma das etapas, percebe-se a eficiência do método de resfriamento por spray de água, visto que apesar de a etapa 2 ser a que possui a maior variação de temperatura envolvida, ela também possui um tempo consideravelmente menor que as etapas realizadas com convecção forçada, somando o tempo das 3 etapas, chega-se a um tempo total de 82,3 segundos, cerca de 115% menor do que o tempo necessário na configuração atual.

Importante ressaltar que para o tempo estimado durante a etapa 2, obtém-se através da equação  $10 Fo = 0,05$ , valor fora da faixa recomendada por Lienhard (2004) para soluções com alta precisão, porém, este resultado se mostra coerente com valores citados em Incropera et al (2019) para casos de análise transiente com altos valores de  $h$ , como é o esperado para o método de resfriamento por spray de água.

Com base nos dados apresentados nas duas tabelas anteriores. pode-se realizar um comparativo entre as velocidades obtidas para a esteira em cada um dos casos analisados, conforme mostra a tabela 3:

Tabela 3- Comparativo entre as velocidades possíveis e utilizada na esteira

Velocidade Atual [cm/min]	34,00
Velocidade Máxima [cm/min] (Estado Atual)	47,25
Velocidade Aprimorada [cm/min] (Sistema Proposto)	72,93

Com a implementação do sistema híbrido, percebe-se um aumento de 54% na velocidade de saída de peças revenidas quando comparado ao valor máximo que se poderia obter com a configuração utilizada atualmente e cerca 115% maior do que a velocidade que estava sendo de fato utilizada no equipamento.

## 5. Conclusão

O presente trabalho teve como objetivo realizar a análise térmica para implementação de um sistema de resfriamento híbrido, aliando convecção forçada com resfriamento por spray de

água, desta forma otimizando o processo produtivo, através da redução de desperdícios (LIKER e MEIER, 2007).

Nos cálculos para o sistema proposto, pode-se obter valores máximos de  $q''_s = 6222730$  W/m<sup>2</sup> na etapa em que se utiliza resfriamento por spray de água, o que está de acordo os estudos de Nukiyama (1966), que obteve experimentalmente valores semelhantes para esta situação. Já para as etapas com convecção forçada, obteve-se valores de  $h$  na faixa de 40 W/m<sup>2</sup> °C, o que está de acordo com os valores típicos apresentados por Incropera et al (2019) para este regime.

Ao analisar a velocidade da esteira de saída de peças no estado atual, que também é uma medida de quantas peças são disponibilizadas para o gargalo por unidade de tempo, percebe-se um claro desperdício de tempo produtivo, pois para o escoamento ao qual está exposto poderia se utilizar uma velocidade de 47,25 cm/min, cerca de 39% maior do que a utilizada inicialmente, de 34 cm/min, o que de acordo com Bornia (2010), reduziria perdas no processo produtivo, já quando comparamos com o sistema proposto, chega-se a uma velocidade de 72,93 cm/min, cerca de 115% maior do que a utilizada atualmente, estes valores mostram que esta linha de produção em específico está performando abaixo de seu potencial produtivo, desperdício que seria evitado caso fosse realizada uma análise mais criteriosa dos parâmetros utilizados no equipamento.

Para casos nos quais não há necessidade de aumento de capacidade produtiva nesta operação especificamente, esta redução de tempo pode também ser convertida em uma otimização de área fabril, pois seria possível manter a capacidade produtiva caso o comprimento da esteira fosse reduzido na mesma proporção que se reduziu o tempo necessário para o resfriamento das peças, tópico abordado por Tortorella e Fogliatto (2008), os quais citam que quanto menor a área total necessária, maior será o espaço disponível para novos equipamentos ou postos de trabalho.

Por fim, percebe-se que o método de resfriamento por spray de água, apesar de possuir certas limitações, é de fato eficiente, principalmente quando utilizado em conjunto com outras metodologias, propiciando melhoria nos processos, através da redução de custos, desperdícios e espaço fabril necessário. Destacando-se por propiciar valores de fluxo térmico elevados, além de possuir baixo custo de instalação e operação.

Como sugestão para trabalhos futuros, fica a validação do sistema proposto neste artigo por testes experimentais.

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

**ANTUNES JR., J.A.V.**, Em direção a uma teoria geral do processo na administração da produção: uma discussão sobre a possibilidade de unificação da teoria das restrições e a teoria que sustenta a construção dos sistemas de produção com estoque zero. Tese (Doutorado em Administração de Empresas) - Programa de Pós-Graduação em Administração da UFRGS, Porto Alegre, RS, 1998.

**ASM International**, “ASM Handbook”, Vol. 4 – Heat Treating, ASM, 1991.

**ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS.**, NBR 13970: Temperatura de Superfícies Acessíveis. Rio de Janeiro, 1997.

**BORNIA, A.C.**, Análise Gerencial de Custos: Aplicação em Empresas Modernas. Porto Alegre: Bookman, 2010.

**CHIAVERINI, V.**, Tecnologia Mecânica, 2ª ed. São Paulo, 1986.

**CHURCHILL, S. W., BERNSTEIN M.**, A Correlating Equation for Forced Convection From Gases and Liquids to a Circular Cylinder in Crossflow ASME Vol 99, 1977

**DANA**, Manual de Manutenção – Juntas Homocinéticas. Disponível em: [https://spicer.com.br/wp-content/uploads/2022/06/Spicer\\_Manual\\_JuntasHomocineticas.pdf](https://spicer.com.br/wp-content/uploads/2022/06/Spicer_Manual_JuntasHomocineticas.pdf)  
Acesso em: Jan/2024

**FAVORIT.**, Aços Para Construção Mecânica. Disponível em: [https://favorit.com.br/tabelas/acos\\_para\\_construcao\\_mecanica.html](https://favorit.com.br/tabelas/acos_para_construcao_mecanica.html) Acesso em: Dez/2023.

**HAIMBAUGH R.E.** Practical Induction Heat Treating. 1ª ed. ASM International, 2001

**INCROPERA, F., BERGMAN, T. L., LAVINE, L. S.**, Fundamentos de Transferência de Calor e De Massa, 8 ed, Rio de Janeiro: LTC, 2019.

**KUTATELADZE S.S.**, On the transition to film boiling under natural convection, Kotloturbostroenie 3, 1948.

**LIEHNARD V, JOHN H. LIEHNARD IV, JOHN H.**, A Heat Transfer Textbook, 2004

**LIKER, J.; MEIER, D.**, O Modelo Toyota. Porto Alegre: Bookman, 2007. 3.ed, 2004

**NUKIYAMA, S.**, The Maximum and Minimum Values of the Heat transmitted from Metal to boiling Water under atmospheric Pressure. Journal Japan Society Mechanical Eng., Vol. 37, pp. 367, 1934.

**ROHSENOW, W. M.**, “A Method of Correlating Heat Transfer Data for Surface Boiling Liquids”, Transactions of ASME, Vol.74, 1952.



**SCHNEIDER, P. J.**, Conduction Heat Transfer, Addison-Wesley, Reading, MA, 1957.

**SHINGO, S.**, O Sistema Toyota de Produção do ponto de vista da Engenharia de Produção. 2. Ed, Porto Alegre: Bookmark, 1996

**SILVA, A.; MEI, P.**, Aços e Ligas Especiais, Segunda Edição. ed. Blücher 2008.

**TORTORELLA, G. L., FOGLIATTO, F. S.**, Planejamento Sistemático de Layout com Apoio de Análise de Decisão Multicritério. Produção, v.18 n.3, 2008.

**YAMAGATA, K., KIRANO F., NISHIWAKA K., e MATSUOKA H.**, "Nucleate Boiling of Water on Horizontal Heating Surface," Memoirs of the Faculty of Engineering, Kyushu University, Kukuoka (Japan), Vol. XV, No. 1 1955

**ZUBER, N.**, On the stability of boiling heat transfer, Trans. ASME, vol. 80, p. 711, 1958.

## APÊNDICE

Tabela A.1 – Propriedades Termofísicas do Aço Carbono

Adaptação de Incropera et al (2019)

Propriedades a 300 K			
$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	$C_p$ [J/(kg*K)]	$K$ [W/(m*K)]	$\alpha * 10^3$ (m <sup>2</sup> /s)
7854	434	60,5	17,7

Tabela A.2 – Propriedades Termofísicas do Ar à Pressão Atmosférica

Adaptação de Incropera et al (2019)

$T$ (K)	$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	$C_p$ [kJ/(kg*K)]	$\mu * 10^6$ (m <sup>2</sup> /s)	$K * 10^3$ [W/(m*K)]	$Pr$
250	1,3947	1,006	11,44	22,3	0,720
300	1,1614	1,007	15,89	36,3	0,707
350	0,9950	1,009	20,92	30,0	0,700
400	0,8711	1,014	26,41	33,8	0,690
450	0,7740	1,021	32,39	37,3	0,686
500	0,6964	1,030	38,79	40,7	0,684

Tabela A.3 – Valores de  $\zeta_1$  e  $C_1$

Adaptação de Incropera et al (2019)

<b>Cilindro Infinito</b>		
$Bi$	$\zeta_1$	$C_1$
0,1	0,4417	1,0246
0,15	0,5376	1,0365
0,2	0,6170	1,0483
0,25	0,6856	1,0598
0,3	0,7465	1,0712
0,4	0,8516	1,0932
0,5	0,9408	1,1143
0,6	1,0184	1,1345
0,7	1,0873	1,1539
0,8	1,1490	1,1734
0,9	1,2048	1,1902
1	1,2558	1,2071
2	1,5994	1,3384
3	1,7887	1,4191
4	1,9081	1,4698
5	1,9898	1,5029
6	2,0490	1,5253
7	2,0937	1,5411
8	2,1286	1,5526
9	2,1566	1,5611
10	2,1795	1,5677
Infinito	2,4050	1,6018

Tabela A4 – Propriedades Termofísicas da Água à 373,15 K

Adaptação de Incropera et al (2019)

$T$ (K)	$\rho_l$ (kg/m <sup>3</sup> )	$\rho_g$ (kg/m <sup>3</sup> )	$h_{fg}$ (kJ/kg)	$C_p$ (kJ/kg*K)	$\mu \cdot 10^6$ (N*s/m <sup>2</sup> )	$Pr$	$\sigma$ (N*m)
373,15	957,8544	0,595593	2257	4,217	279	5,83	58,9

Tabela A.5 – Valores de  $C_{sf}$  e  $n$

Adaptação de Incropera et al (2019)

<b>Combinação Superfície-Fluido</b>	$C_{sf}$	$n$
Água-aço Inoxidável Tratado Quimicamente	0,0133	1

Tabela A.6 – Funções de Bessel de Primeira Espécie

Adaptação de Incropera et al (2019)

$x$	$J_0(x)$	$J_1(x)$
0	1,0000	0,0000
0,1	0,9975	0,0499
0,2	0,9900	0,0995
0,3	0,9776	0,1483
0,4	0,9604	0,1960
0,5	0,9385	0,2423
0,6	0,9120	0,2867
0,7	0,8812	0,3290
0,8	0,8463	0,3688
0,9	0,8075	0,4059
1	0,7652	0,4401
1,1	0,7196	0,4709
1,2	0,6711	0,4983
1,3	0,6201	0,5220
1,4	0,5669	0,5419
1,5	0,5118	0,5579
1,6	0,4554	0,5699
1,7	0,3980	0,5778
1,8	0,3400	0,5815
1,9	0,2818	0,5812
2	0,2239	0,5767
2,1	0,1666	0,5683
2,2	0,1104	0,5560
2,3	0,0555	0,5399
2,4	0,0025	0,5202