



**Universidade de Brasília - UnB
Faculdade UnB Gama - FGA
Curso de Engenharia Energia**

**SIMULAÇÃO NUMÉRICA DO RESFRIAMENTO POR
TRANSPIRAÇÃO DE UM SÓLIDO POROSO**

**Autor: Matheus Alvarenga Neves
Orientador: Fabio Alfaia da Cunha**

**Brasília, DF
2016**



MATHEUS ALVARENGA NEVES

**SIMULAÇÃO NUMÉRICA DO RESFRIAMENTO POR TRANSPIRAÇÃO DE UM
SÓLIDO POROSO**

Monografia submetida ao curso de graduação em Engenharia de Energia da Universidade de Brasília, como requisito parcial para obtenção do Título de Bacharel em Engenharia de Energia.

Orientador: Prof. Dr. Fábio Alfaia da Cunha

**Brasília, DF
2016**

CIP – Catalogação Internacional da Publicação*

Neves, Matheus Alvarenga.

Simulação Numérica do Resfriamento por Transpiração
de um Sólido Poroso / Matheus Alvarenga Neves.

Brasília: UnB, 2016. 103 p. 40: il. ; 29,5 cm.

Monografia (Graduação) – Universidade de Brasília
Faculdade do Gama, Brasília, 2015. Orientação: Fabio Alfaia da
Cunha.

1. Simulação Numérica. 2. Transferência de Calor. 3.
Transpiração I. da Cunha, Fabio Alfaia. II. Título.

CDU Classificação

SIMULAÇÃO NUMÉRICA DO RESFRIAMENTO POR TRANSPIRAÇÃO DE UM SÓLIDO POROSO

Matheus Alvarenga Neves

Monografia submetida como requisito parcial para obtenção do Título de Bacharel em Engenharia de Energia da Faculdade UnB Gama - FGA, da Universidade de Brasília, em (12/12/2016) apresentada e aprovada pela banca examinadora abaixo assinada:

Prof. Dr. Fábio Alfaia da Cunha, UnB/ FGA

Orientador

Prof. Dr. Luciano Gonçalves Noletto, UnB/ FGA

Membro Convidado

Prof. Fábio Cordeiro de Lisboa, UnB/ FGA

Membro Convidado

Brasília, DF
2016

Esse trabalho é dedicado a todas as pessoas que acreditam e lutam por um futuro melhor para o nosso país.

AGRADECIMENTOS

Primeiramente, a minha família que sempre me apoiou incondicionalmente, mas principalmente a minha mãe, Ana Maria Alvarenga Mamede Neves, que se não fosse por ela eu não estaria aqui hoje, sempre tirando minhas dúvidas e ajudando da melhor forma possível.

Aos meus amigos da FGA, que de alguma forma contribuíram para a minha formação, mas principalmente aos meus grandes amigos Nicholas Gustavo e Gabriel Cossi, pelas várias noites viradas estudando para provas ou fazendo trabalhos.

E ao meu professor orientador, Dr. Fábio Alfaia da Cunha, pela paciência, disponibilidade e empenho em ajudar na orientação do trabalho, sem ajuda teria sido mais complicado ainda desenvolver esse trabalho.

“Não confunda derrotas com fracasso, nem vitórias com sucesso. Na vida de um campeão sempre haverá algumas derrotas, assim como na vida de um perdedor sempre haverá vitórias. A diferença é que, enquanto os campeões crescem nas derrotas, os perdedores se acomodam nas vitórias.”
Roberto Shinyashiki

RESUMO

Existem vários métodos para o resfriamento de uma pá de uma turbina, mas o resfriamento por transpiração é um dos mais promissores métodos de resfriamento. Se o cálculo da taxa de resfriamento da turbina incluir apenas o sólido, excluindo a camada limite do domínio de cálculo, as condições de contorno devem levar em conta os efeitos de camada limite térmica e fluidodinâmica. Tais efeitos geralmente são aproximados através de coeficientes globais de troca de calor. Estes coeficientes são razoavelmente precisos, porém, se o sólido transpira o coeficiente global de troca de calor deve ser corrigido. Existem fatores de correção para os coeficientes globais, derivados a partir de problemas de estado estacionário de transferência de calor. São fatores fracionários, calculados em função do fluxo de massa de escape do sólido. Neste trabalho duas aproximações de cálculo do resfriamento por transpiração serão apresentadas. Na aproximação mais sofisticada, será considerado o escoamento entorno do sólido poroso, ou seja, as equações de Navier-Stokes e conservação da energia são resolvidas para o fluido na vizinhança e no interior do sólido. Na modelagem mais simples, a transferência de calor entre o sólido e o meio gasoso adjacente será realizada com base em coeficiente de transferência de calor global. Comparações entre as simulações evidenciarão os benefícios de cada tipo de simulação.

Palavras-chave: Simulação Numérica, Transferência de Calor, Transpiração.

ABSTRACT

There are several methods for cooling a turbine blade, but the transpiration cooling is one of the most promising cooling methods. If the cooling rate of the turbine include only the solid, excluding the boundary layer, the boundary conditions must have the effects of the thermal boundary layer and hydrodynamics boundary layer. These effects are generally approximated by the global heat transfer coefficient. These coefficients are pretty decent however, if the solid suffers transpiration, the global heat transfer coefficient must be revised. There are correction factors for the global coefficients derived from steady state heat transfer. It is fractional factors, calculated on the mass flow of the exhaust solid. In this work, two transpiration cooling approaches will be presented. In the first approach, more sophisticated, it will be considered the surrounding flow of porous solid, so the Navier-Stokes equations and energy conservation will be solved for the fluid near the particle and inside the solid. In the second approach, the heat transfer between the solid and surrounding gas is performed based on the global heat transfer coefficient. Comparing the simulations will evidence the benefits of each type of simulation.

Keywords: Numerical Simulation. Heat Transfer. Transpiration

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1: Métodos utilizados para resfriar superfícies	12
Figura 2: Demonstração do resfriamento por transpiração	18
Figura 3: Gráfico do coeficiente de transferência de calor (h) em função do fluxo de massa (m)	19
Figura 4: Demonstração do caso de referência (JIANG et al, 2004).	24
Figura 5: Geometria do Problema gerado pelo Gambit.	25
Figura 6: Malha Grossa.	26
Figura 7: Malha Refinada.	26
Figura 8: Malha Mais Refinada.	26
Figura 9: Gráfico comparando o perfil de temperatura no sólido utilizando a malha grossa.	30
Figura 10: Gráfico comparando o perfil de temperatura no sólido utilizando a malha refinada.	31
Figura 11: Gráfico comparando o perfil de temperatura no sólido utilizando a malha mais refinada.	31
Figura 12: Gráfico do artigo de referência (JIANG et al, 2004)	32
Figura 13: Comparação entre coeficiente de transferência de calor por convecção (h) utilizando a equação de BIRD e a partir da lei de resfriamento de Newton	37

LISTA DE TABELAS

Tabela 1: Valor das constantes utilizadas pelo modelo de turbulência $k - \epsilon$ aplicados na equação 14 e 15.....	23
Tabela 2: Malhas utilizadas.....	25
Tabela 3: Propriedades do ar de acordo com a temperatura.....	27
Tabela 4: Condições de contorno da aresta "entrada_gas_comb".....	27
Tabela 5: Condições de contorno da aresta refrigerante.....	28
Tabela 6: Condições de contorno da aresta meio_poroso.....	28
Tabela 7: Condições de contorno da aresta "entrada_gas_comb".....	28
Tabela 8: Número de interações necessárias para convergir.....	29
Tabela 9: Queda de temperatura comparando o valor inicial com o valor final.....	32
Tabela 10: Valores do fluxo mássico refrigerante e comparação com os valores de fluxo mássico do gás quente.....	33
Tabela 11: Coeficiente de transferência de calor por convecção (h) antes do resfriamento por transpiração.....	33
Tabela 12: Novo coeficiente de transferência de calor por convecção (h) variando a malha e a velocidade do fluido refrigerante.....	34
Tabela 13: Redução do coeficiente de transferência de calor por convecção (h) variando a malha e a velocidade do fluido refrigerante.....	35
Tabela 14: Novo coeficiente de transferência de calor por convecção (h) utilizando a equação 6.....	36
Tabela 15: Redução do coeficiente de transferência de calor por convecção (h) utilizando a equação 6.....	36
Tabela 16: Comparação entre as duas formas de correção do coeficiente de transferência de calor por convecção (h).....	37

LISTA DE SIMBOLOS

A_s	Área de contato
C_p	Calor específico com pressão constante
C_2	Fator de resistência inercial
E	Energia
E_{ij}	Componente da taxa de deformação
f	Velocidade do fluido refrigerante
h	Coeficiente de transferência de calor por convecção
h_j	Difusão especial
h_0	Coeficiente de transferência de calor por convecção inicial
\vec{J}_j	Difusão do fluxo
k	Energia cinética de turbulência
k_p	Energia cinética de turbulência no ponto p
k_{eff}	Condutividade efetiva
L_c	Comprimento característico
\dot{m}	Fluxo mássico
Nu	Número de Nusselt
Pr	Número de Prandtl
Pr_t	Número de Prandtl na parede
\dot{Q}	Taxa de transferência de calor
\dot{q}	Fluxo de calor no sólido
S_h	Entalpia
T_f	Temperatura do fluido
T_w	Temperatura da superfície
T_∞	Temperatura ambiente
T^*	Temperatura adimensional
U_p	Velocidade no ponto p
u	Velocidade vetorial
u_g	Velocidade do fluido refrigerante
$ v $	Magnitude da velocidade
\vec{v}	Velocidade do escoamento
κ	Difusividade Térmica
ε	Taxa de dissipação da energia cinética de turbulência
ρ_g	Massa específica do fluido refrigerante
μ	Viscosidade cinemática
μ_T	Viscosidade Eddy
ν	Viscosidade dinâmica
λ	Condutividade térmica
α	Permeabilidade do meio poroso

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO	11
2. OBJETIVO GERAL	14
2.1. OBJETIVOS ESPECÍFICOS.....	14
3. REFERENCIAL TEÓRICO	15
3.1. LEI DE RESFRIAMENTO DE NEWTON	15
3.2. CÁLCULO DO COEFICIENTE DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR POR CONVECÇÃO.....	15
3.3. RESFRIAMENTO POR TRANSPIRAÇÃO	17
3.4. CORREÇÃO DO COEFICIENTE DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR POR CONVECÇÃO.....	19
3.5. EQUAÇÃO DE ENERGIA.....	20
3.6. MEIO POROSO.....	21
3.7. MODELO DE TURBULÊNCIA	22
4. SIMULAÇÃO NUMÉRICA DO CASO DE REFERÊNCIA	24
4.1. GEOMETRIA DO CASO DE REFERÊNCIA.....	24
4.2. AJUSTE DO CASO DE REFERÊNCIA NO FLUENT	26
5. RESULTADOS E DISCUSSÃO	29
5.1. VERIFICAÇÃO DO PERFIL DE TEMPERATURA NO SÓLIDO DEVIDO AO USO DE DIFERENTES MALHAS.....	29
5.2. CORREÇÃO DO COEFICIENTE DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR POR CONVECÇÃO (h) DEVIDO AO RESFRIAMENTO POR TRANSPIRAÇÃO	33
5.2.1. CORREÇÃO DO COEFICIENTE DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR POR CONVECÇÃO (h) UTILIZANDO A LEI DE RESFRIAMENTO DE NEWTON.....	34
5.2.2. CORREÇÃO DO COEFICIENTE DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR POR CONVECÇÃO (h) UTILIZANDO A EQUAÇÃO DE BIRD.....	35
5.2.3 COMPARAÇÃO DAS DUAS FORMAS DE CORREÇÃO DO COEFICIENTE DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR POR CONVECÇÃO (h).....	36
6. CONCLUSÃO	39
7. BIBLIOGRAFIA	40

1. INTRODUÇÃO

O fenômeno de transferência de calor é algo muito comum no mundo físico e também nas indústrias, tanto em produtos, quanto nos serviços. (KREITH et al. 1999) Sempre que houver uma diferença de temperatura e/ou algum corpo que emita luz, acontecerá a transferência de calor.

Na indústria aeronáutica a transferência de calor tem suma importância, pois as aeronaves lidam constantemente com uma grande variação de temperatura. Dentro da turbina de um avião ou de um foguete, a temperatura pode chegar até 2000° C. Por ser uma temperatura muito elevada, poucos materiais porosos conseguem manter suas propriedades a essa temperatura, dessa forma se faz necessário o estudo de sistemas de resfriamento ou de novos materiais.

Em um estudo do funcionamento da turbina define que “para aumentar o impulso, a câmara de combustão precisa operar em altas temperaturas e pressões e com isso é preciso manter o sistema de arrefecimento do material da câmara de combustão em um limite aceitável de temperatura” LANDIS (1995).

Os estudos sobre sistemas aeroespaciais sempre procuram obter nas turbinas um maior impulso, maior tempo de funcionamento da aeronave para serem mais confiáveis. DAHMEN, GOTZEN e MÜLLER (2013), utilizaram materiais inovadores para melhorar o resfriamento de câmaras de foguetes, melhorando a convecção entre o ar e o material da câmara de combustão.

De acordo com STEINGRIMSSON et al. (2010), “Existem vários métodos para o resfriamento de uma pá de uma turbina, mas o resfriamento por transpiração é um dos mais promissores métodos de resfriamento”. Alguns métodos utilizados para resfriar superfícies que estão em contato com gases quentes são: resfriamento por película, por impacto, por efusão e por transpiração.

Os métodos de película e de efusão são parecidos, devido a uma abertura que há no sólido, porém no primeiro método, só uma abertura, já no segundo há varias aberturas para a passagem do ar frio. O método de resfriamento por impacto é um pouco parecido com o método de resfriamento por efusão, porém o ar frio não entra diretamente em contato com o ar quente, pois há uma parede fina que separa os dois escoamentos. E o método de resfriamento por transpiração ocorre quando se utiliza um meio poroso que permite a passagem de ar frio que entra em contato

com o ar quente, e esse ultimo método será abordado nesse trabalho. Pode-se verificar melhor cada método existente na figura 1.

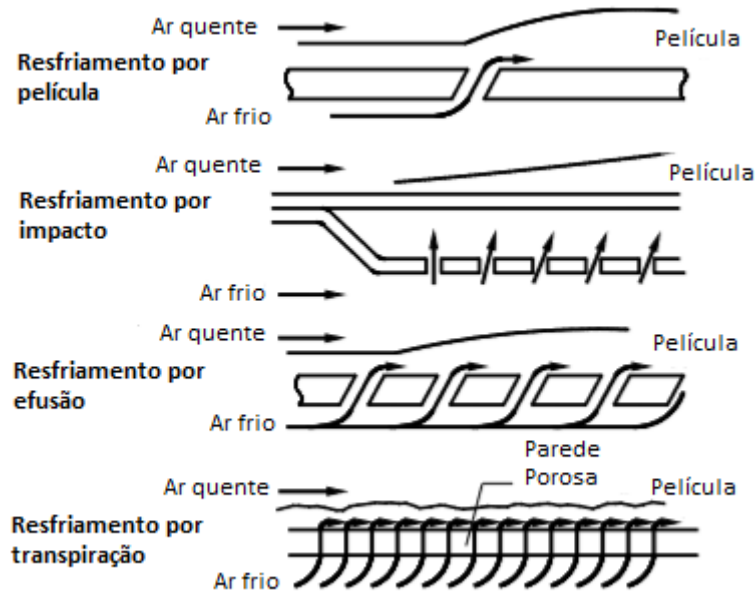


Figura 1: Métodos utilizados para resfriar superfícies

No entendimento de ÇENGEL (2009), “calor é a energia em trânsito de um corpo para outro devido à diferença de temperatura entre eles”. Assim, pode-se definir que transferência de calor é a troca de calor entre dois sistemas com temperaturas diferentes, para que a fenômeno ocorra.

A transferência de calor pode ocorrer de três formas distintas: condução, convecção e radiação. A condução é a transferência de calor por contato direto dos corpos com diferentes temperaturas. A convecção é a forma de transferência de calor que se dá pelo o movimento de partículas de fluido entrando em contato com uma superfície. E a radiação é a transmissão de energia térmica através do espaço vazio, uma vez que todo corpo com a temperatura acima do zero absoluto irradia energia, não sendo necessário nenhum meio de transmissão para a radiação ocorrer, pois a transferência se dá através de ondas eletromagnéticas.

A convecção é a forma mais comum de transferência de calor para líquidos e gases, e também um método bem específico, pois envolve os processos de difusão e convecção (ÇENGEL, 2009). É muito utilizada em usinas termoelétricas e nucleares. Nas usinas termoelétricas, tem se a convecção quando o carvão aquece

a água e o seu vapor movimentam uma turbina que gera energia; nas usinas nucleares, a convecção se dá pelas reações químicas que aquecem a água.

Muitas correlações empíricas estão disponíveis na literatura para o cálculo do coeficiente de transferência de calor por convecção (h), associadas a diferentes formas geométricas.

O sistema de resfriamento por transpiração é constituído de uma estrutura porosa que permite a passagem de um fluxo de ar alcançando a superfície quente. De acordo com HUANG et al. (2014) “o resfriamento por transpiração é um método promissor para reduzir o calor nas pás de uma turbina, porque se forma uma película de ar mais fria entorno da superfície, aumentando a camada limite, portanto, reduzindo o gradiente de temperatura na pá”.

De acordo com BIRD (2002), “o coeficiente de transferência de calor por convecção (h) pode ser corrigido sabendo algumas propriedades do fluido que está em contato com a partícula. Quanto maior a superfície porosa, maior é a interferência da transpiração no resfriamento ou aquecimento da partícula”.

Sabendo da importância da convecção para as pás de turbinas, este trabalho compreenderá o estudo da simulação numérica do resfriamento por transpiração de um sólido poroso.

2. OBJETIVO GERAL

Analisar o resfriamento por transpiração de sólido poroso.

2.1. OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Descrever a transferência de calor por convecção;
- Explicar como funciona o método de resfriamento por transpiração;
- Apresentar um método correção do coeficiente de transferência de calor por convecção (h);
- Simular o resfriamento por transpiração de um sólido poroso, considerando a transferência de calor para o meio gasoso, baseado na equação de energia e no modelo de turbulência k - ϵ .
- Comparar os resultados obtidos da simulação com o método de correção do coeficiente de transferência de calor por convecção (h);
- Elaborar uma conclusão final.

3. REFERENCIAL TEÓRICO

Será utilizada uma abordagem para o cálculo do resfriamento por transpiração, que considerará as equações de conservação da massa, da quantidade de movimento e de energia para o um sólido poroso e para o meio totalmente envolvido em um fluido. As equações utilizadas na abordagem são apresentadas a seguir.

3.1. LEI DE RESFRIAMENTO DE NEWTON

A lei de resfriamento de Newton foi descoberta por Isaac Newton em 1701, porém não foi declarada da forma como é conhecida atualmente. Newton notou que após algumas manipulações matemáticas que a taxa de mudança de temperatura de um corpo é proporcional à diferença de temperatura entre o corpo e a sua vizinhança ÇENGEL (2012).

Apesar de a convecção ser algo muito complexo, dependendo de várias variáveis, a equação associada ao cálculo da transferência de calor por convecção é simples. ÇENGEL (2012), explica que a taxa de transferência de calor (\dot{Q}) por convecção é proporcional à diferença de temperatura e a área de contato aonde ocorre a convecção, e é apresentada por:

$$\dot{Q} = hA_s(T_w - T_\infty) \quad (1)$$

Onde h é o coeficiente de transferência de calor por convecção, A_s é a área de contato aonde a convecção ocorre, T_w é a temperatura na superfície e T_∞ é a temperatura do fluido que está suficientemente longe da superfície.

Deve-se notar que toda complexidade da transferência de calor por convecção foi embutida h .

3.2. CÁLCULO DO COEFICIENTE DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR POR CONVECÇÃO

O coeficiente de transferência de calor por convecção (h) não é uma propriedade do fluido. De acordo com ÇENGEL (2009), o coeficiente de transferência de calor por convecção (h) é empírico, ou seja, é definido puramente

de maneira experimentalmente dependendo da geometria da superfície, da natureza do escoamento, além das suas propriedades.

Quando há um fluido escoando sobre uma superfície, sua velocidade não é linear, ou seja, durante todo o seu escoamento, pois quanto mais próximo da superfície, maior será a velocidade e quando está em contato com um sólido, a velocidade será nula. (WHITE, 2011) Assim, quando um fluido entra em contato direto com o sólido e adere a ele, por seus efeitos viscosos, é chamado de condição de não deslizamento (ÇENGEL, 2009).

A condição de não deslizamento é responsável pelo o desenvolvimento do perfil de velocidades, pois a camada mais próxima ao sólido retém a camada que está acima dela, devido as forças viscosas entre as camadas do fluido, criando, assim o perfil de velocidades. De acordo com ÇENGEL (2009) “essa região aonde esses efeitos são significativos é chamada de camada limite hidrodinâmica e a região sobre a superfície em que a variação de temperatura na direção normal à superfície é significativa denomina-se camada limite térmica.”

No estudo da convecção é muito comum adimensionalizar os números, afim de diminuir variáveis, tornando mais prático e rápido o estudo do fluxo hidrodinâmico. Por depender de muitas variáveis, o coeficiente de transferência de calor por convecção (h) também é adimensionalizado pelo número de Nusselt, cuja a formula é (ÇENGEL, 2009):

$$Nu = \frac{h L_c}{k} \quad (2)$$

Na qual k é a condutividade térmica do fluido e L_c é o comprimento característico. O número de Nusselt também depende de outros números adimensionais que são os números de Prandtl e Reynolds. O número de Prandtl é definido como “a razão entre a difusidade molecular de quantidade de movimento e a difusidade molecular térmica” ÇENGEL (2009).

$$Pr = \frac{\nu}{\kappa} = \frac{\mu c_p}{\lambda} \quad (3)$$

O número de Reynolds é usado para o cálculo do regime de escoamento de um determinado fluido sobre uma superfície, foi inicialmente introduzido por Stokes

em 1851 (STOKES, 1851). Mas o número de Reynolds tem esse nome devido a Osborne Reynolds, quem popularizou seu uso em 1883 (ROTT, 1990)

E o número de Reynolds é um número muito importante, pois define se as partículas do escoamento se movem de forma ordenada ao longo de uma trajetória ou se movem de forma desordenada ou aleatória. Quando seu movimento é bem definido, o escoamento é chamado de laminar, mas se o movimento das partículas não segue uma trajetória definida denomina-se escoamento turbulento (WHITE, 2011).

$$Re = \frac{u L_c}{\nu} = \frac{\rho u L_c}{\mu} \quad (4)$$

Onde, u é a velocidade do fluido, L_c é o comprimento característico, ν é a viscosidade cinemática, ρ a massa específica e μ a viscosidade dinâmica.

Para descobrir o coeficiente de transferência de calor por convecção (h), utiliza-se a equação 5, que a lei de resfriamento de Newton, para cada ponto da parede e depois é tirado a média do valores obtidos para posição no sólido, descobrindo a o coeficiente global de transferência de calor por convecção (h).

$$h(x) = \frac{Q}{(T_f - T_w(x)) \cdot A_s} \quad (5)$$

Sendo, Q , a taxa de transferência de calor, T_f , a temperatura do fluido e T_w a temperatura da parede em cada ponto.

3.3. RESFRIAMENTO POR TRANSPIRAÇÃO

O resfriamento por transpiração é o mais eficiente método de proteção para superfícies sólidas expostas a um alto fluxo de calor e altas temperaturas (JIANG et al, 2004). As superfícies devem ser resfriadas para durar por mais tempo, aumentar o seu ciclo de vida e para serem mais confiáveis. Caso contrário, acarretará em uma possível perda de potência ou estrutural na máquina térmica empregada e, conseqüentemente, na diminuição da sua eficiência.

Nas turbinas a gás, um dos maiores problemas é o aumento da eficiência da turbina, pois ela ocorre através do aumento da temperatura do gás na saída da câmara de combustão da máquina térmica, entretanto, a máxima temperatura de saída dos gases é limitada devido ao material da pá (JIANG et al, 2004).

Para diminuir o efeito da temperatura do gás, as pás das turbinas devem ser porosas, para permitir a passagem de ar por elas. Quando o ar frio atinge a superfície e entra em contato com o ar quente da combustão, ele faz com que a camada de limite térmica do material aumente e cria uma película protetora sobre a superfície da pá, conforme se verifica na figura 2 (HUANG et al, 2014).

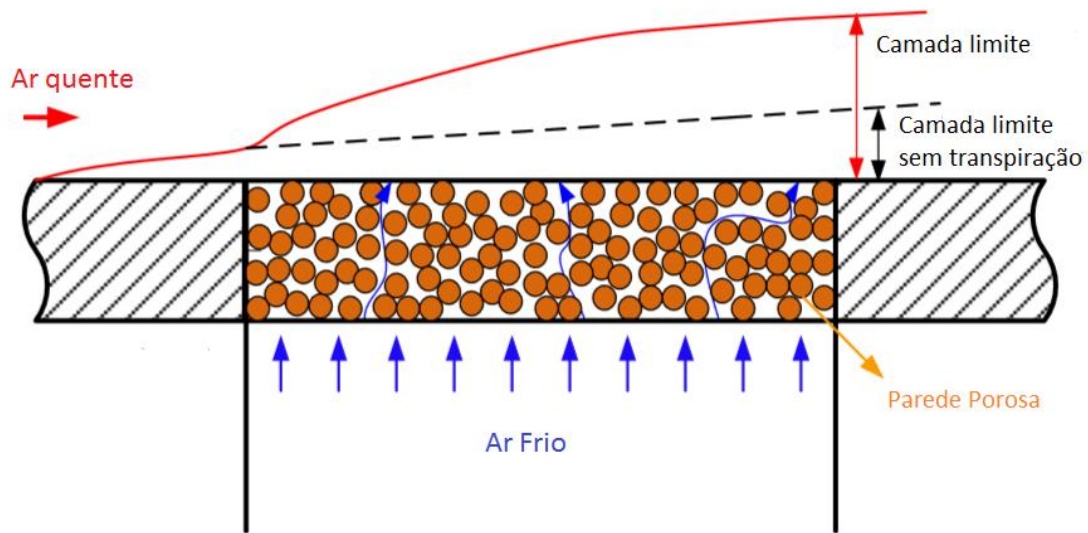


Figura 2: Demonstração do resfriamento por transpiração

Ao aumentar a camada limite térmica, ocorre uma diminuição na transferência de calor do ar quente para a pá, porém como não houve alterações na área de contato do ar com o fluido e nem houve variação de temperatura, verifica-se que a alteração é no coeficiente de transferência de calor por convecção (h). Desse modo, o efeito da transpiração é a diminuição do fluxo de calor do ar quente para a superfície da pá e o aumento da transferência de calor entre o material poroso e ar frio (CERRI et al, 2007).

Segundo BIRD (2002), um novo coeficiente de transferência de calor por convecção (h) pode ser corrigido pelo coeficiente de transferência de calor por convecção inicial (h_{c0}) demonstrado pela seguinte equação:

$$\frac{h}{h_0} = \frac{\frac{\rho_g u_g c_p}{h_0}}{\exp\left(\frac{\rho_g u_g c_p}{h_0}\right) - 1} \quad (6)$$

Onde u_g é a velocidade do gás que está passando entre os poros, ou seja, através do meio sólido poroso. E ρ_g e c_p são a massa específica e o calor específico do gás de resfriamento, respectivamente.

3.4. CORREÇÃO DO COEFICIENTE DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR POR CONVECÇÃO

Com a passagem de ar frio pelos os poros, o coeficiente de transferência de calor por convecção (h) tem de ser corrigido pela equação 6. Assim, pode-se plotar um gráfico (figura 3) mostrando o comportamento do coeficiente de transferência de calor por convecção (h) em função do fluxo de mássico que atravessa os poros do material.

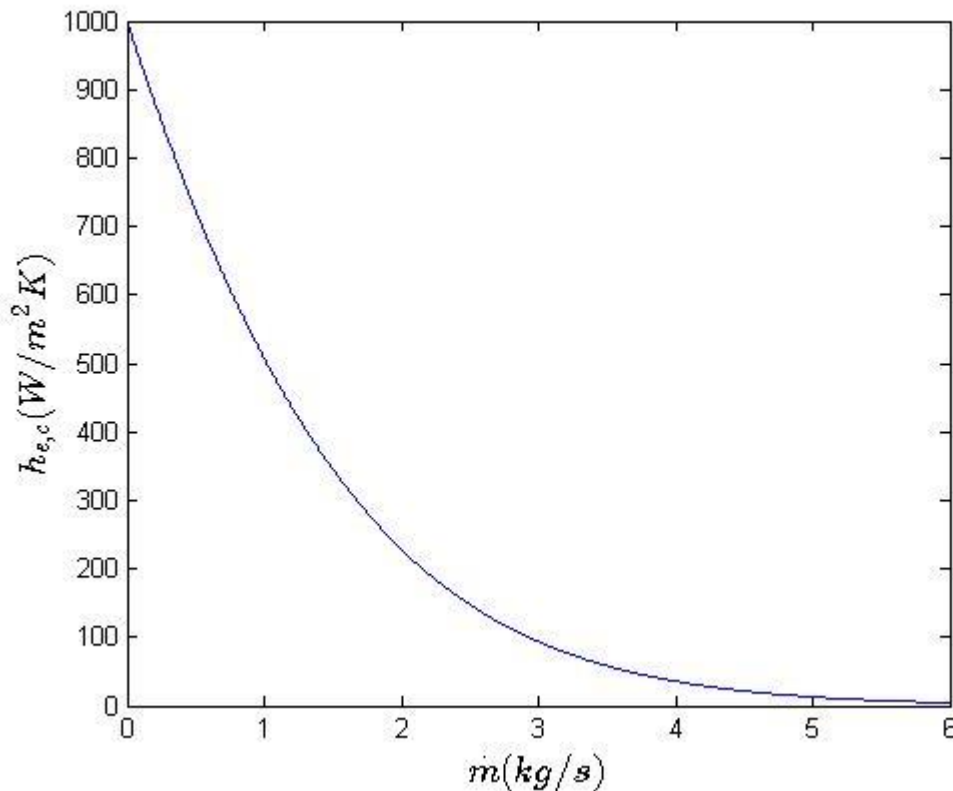


Figura 3: Gráfico do coeficiente de transferência de calor (h) em função do fluxo de massa (m)

Para o fluxo nulo não existe qualquer correção. Se for assumido que a pá porosa da turbina permite a passagem de 1 kg/s com um calor específico do ar (c_p) de 1,232 kJ/kg K e um coeficiente de transferência de calor por convecção (h) de 1000 W/m² K, ao observar a figura 3, verifica-se que, o novo valor para o coeficiente de transferência de calor por convecção (h) é de aproximadamente 500 W/m² K, ou seja, haverá uma redução de 50% no valor do coeficiente (h). Assim, na medida em que o fluxo de massa de transpiração aumenta, a temperatura na superfície deve se

aproximar cada vez mais da temperatura do fluxo refrigerante, até que o equilíbrio térmico seja estabelecido entre a pá e o fluxo de refrigeração.

3.5. EQUAÇÃO DE ENERGIA

Para incrementar o cálculo da temperatura no FLUENT, é necessário ativar a equação de energia (7). De acordo com o manual de instruções do FLUENT (ANSYS, 2006), a equação é resolvida para qualquer situação em que há transferência de calor, e possui termos para fluxo instável, convecção, condução, difusão especial, dissipação viscosa e entalpia.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho E) + \nabla \cdot (\vec{v}(\rho E + p)) = \nabla \cdot (k_{eff} \nabla T - \sum_j h_j \vec{J}_j + (\overline{\tau_{eff}} \cdot \vec{v})) + S_h \quad (7)$$

Onde k_{eff} é a condutividade efetiva, \vec{J}_j é a difusão do fluxo j , E é a energia por unidade de massa, \vec{v} é velocidade de escoamento, ρ é massa específica, S_h é a entalpia, h_j difusão especial e τ_{eff} é a viscosidade efetiva.

O cálculo do coeficiente de transferência de calor por convecção é dada pela a equação (8).

$$h_{eff} = \frac{\rho c_p C_\mu^{1/4} k^{1/2}}{T^*} \quad (8)$$

Sendo c_p o calor específico do fluido, k é a energia cinética de turbulência, μ é a viscosidade dinâmica do fluido e T^* é a temperatura adimensional que é demonstrada na equação (9).

$$T^* \equiv \frac{(T_w - T_p) \rho c_p C_\mu^{1/4} k_P^{1/2}}{\dot{q}} = \begin{cases} \text{Pr } y^* + \frac{1}{2} \rho \text{Pr} \frac{C_\mu^{1/4} k_P^{1/2}}{\dot{q}} U_p^2 & (y^* < y_T^*) \\ \text{Pr}_t \left[\frac{1}{k} \ln(E y^*) + P \right] + \\ \frac{1}{2} \rho \frac{C_\mu^{1/4} k_P^{1/2}}{\dot{q}} \{ \text{Pr}_t U_p^2 + (\text{Pr} - \text{Pr}_t) U_c^2 \} & (y^* > y_T^*) \end{cases} \quad (9)$$

Na qual, T_w é a temperatura do sólido; T_p é a temperatura ambiente; k_p é a energia cinética de turbulência no ponto p ; Pr é número de Prandtl e Pr_t é número de

Prandtl na parede; U_p , a velocidade no ponto p, e \dot{q} , o fluxo de calor no sólido. E observa-se que a equação para o cálculo da temperatura adimensional não é contínua e varia de acordo com o valor de y^* .

O y^* (equação 10) varia de acordo com velocidade média do escoamento e é normal a superfície em que o escoamento está percorrendo. De acordo com o manual do FLUENT (2006), a equação logarítmica é aplicada quando o y^* é maior do que 11,225, quando ocorre a situação inversa, o FLUENT aplica o escoamento como laminar.

$$y^* \equiv \frac{\rho C_\mu^{1/4} k_P^{1/2} y_P}{\mu} \quad (10)$$

3.6. MEIO POROSO

Na sua essência o modelo do meio poroso é nada mais do que a adição de um momento retardado nas equações de momento, incorporando algumas suposições empíricas como a resistência ao fluxo. O meio poroso é modelado ao adicionar uma fonte de momento às equações de escoamento convencionais. O termo a ser adicionado (equação 11) é composto por duas partes: a perda viscosa e a perda inercial.

$$S_i = - \left(\sum_{j=1}^3 D_{ij} \mu v_j + \sum_{j=1}^3 C_{ij} \frac{1}{2} \rho |v| v_j \right) \quad (11)$$

Onde S_i é o termo de origem para a equação de momento. $|v|$ é a magnitude da velocidade, e D e C são matrizes prescritas. A adição do movimento retardado contribui para a criação de um gradiente de pressão, dando origem a uma queda de pressão proporcional a velocidade do fluido (ANSYS, 2006). Para que se recupere a homogeneidade do meio poroso utiliza-se a equação 12.

$$S_i = - \left(\frac{\mu}{\alpha} v_i + C_2 \frac{1}{2} \rho |v| v_i \right) \quad (12)$$

Sendo α , a permeabilidade, e C_2 , o fator de resistência inercial, simplificados pela a diagonal das matrizes D e C, respectivamente. A perda viscosa também é conhecida como Lei de Darcy para o meio poroso. Quando há um escoamento laminar através de um meio poroso, a queda de pressão é proporcional à velocidade e a constante C_2 pode ser considerada como zero, e ignorando aceleração convectiva e a difusão, o modelo do meio poroso se reduz a Lei de Darcy demonstrada na equação 13 (WHITAKER, 1986).

$$\nabla p = -\frac{\mu}{\alpha} \vec{v} \quad (13)$$

A queda de pressão é calculada para todas as direções de coordenadas dentro do meio poroso, na qual $\frac{1}{\alpha}$ são as entradas na matriz D e \vec{v} componente da velocidade na direção dos eixos.

3.7. MODELO DE TURBULÊNCIA

O modelo de turbulência é o uso de um modelo utilizado para prever os efeitos da turbulência e necessário a sua utilização em programas de simulação de escoamento. O modelo de turbulência é utilizado na simulação foi o k-épsilon (k - ϵ). Esse modelo é regido por duas equações diferenciais parciais que definem a descrição geral da turbulência e foi descrito a primeira vez por LAUNDER e SPALDING (1974).

A primeira equação diferencial parcial (14) determina a energia da turbulência e é chamada de energia cinética de turbulência (k), e a segunda equação (15) é a dissipação da turbulência que determina a taxa de dissipação da energia cinética de turbulência (ϵ).

$$\frac{\partial(pk)}{\partial t} + \frac{\partial(pk u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\frac{\mu_t}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + 2\mu_t E_{ij} E_{ij} - \rho \epsilon \quad (14)$$

$$\frac{\partial(\rho\epsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho\epsilon u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{k} 2\mu_t E_{ij} E_{ij} - C_{2\epsilon} \rho \frac{\epsilon^2}{k} \quad (15)$$

No qual, u_i representa a componente de velocidade na direção correspondente, E_{ij} é a componente da taxa de deformação, e μ_t representa viscosidade turbulenta.

As equações dependem de ajuste de algumas constantes, que foram descobertas por LAUNDER e SPALDING após várias interações em diferentes tipos de fluxos turbulentos, a C_μ foi descoberta ao calibrar o método, C_1 e C_2 forma descobertas experimentalmente e, σ_k , σ_ϵ e σ_t , foram descobertas de forma empírica e elas estão demonstradas na tabela 1.

Tabela 1: Valor das constantes utilizadas pelo modelo de turbulência $k - \epsilon$ aplicados na equação 14 e 15.

Valor das constantes utilizadas pelo método $k - \epsilon$					
C_μ	C_1	C_2	σ_k	σ_ϵ	σ_t
0,09	1,44	1,92	1,0	1,3	0,9~1,0

4. SIMULAÇÃO NUMÉRICA DO CASO DE REFERÊNCIA

O software FLUENT 6.3.26 foi utilizado para simular o fenômeno do resfriamento por transpiração. O ajuste das simulações foi obtido de JIANG et al. (2004), que analisa o problema de resfriamento por transpiração através de simulação e experimentação. Deste mesmo artigo também foram obtidos os resultados para validação dos resultados simulados no presente trabalho.

4.1. GEOMETRIA DO CASO DE REFERÊNCIA

Para simulação do escoamento foi necessário construir primeiramente a geometria do problema e a sua malha computacional com as zonas de condições de contorno. A figura 4 demonstra como está disposta a geometria do caso utilizado por JIANG et al (2004).

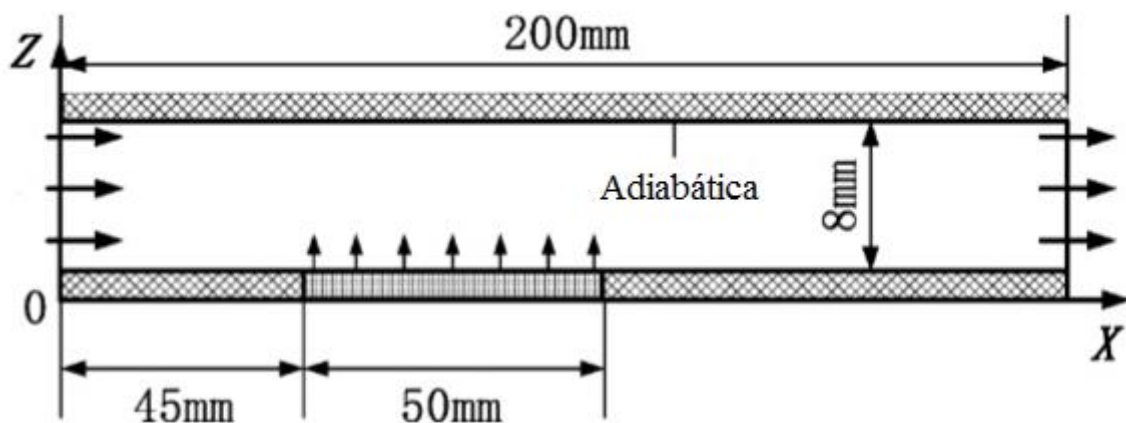


Figura 4: Demonstração do caso de referência com adaptações (JIANG et al, 2004).

O programa utilizado para se construir a geometria e a malha foi o GAMBIT 2.4.6. Para criação da geometria foram criados os pontos e estes foram ligados entre si. Após esse passo, todas as arestas foram nomeadas de acordo com a necessidade, para que o FLUENT reconhecesse os contornos.

Foram utilizadas as seguintes condições de contorno: velocidade de entrada, pressão de saída e paredes. As velocidades de entrada foram nomeadas como “entrada_gas_comb” e “refrigerante”, pois possuíam diferentes especificações. A “saída” se encontra oposta a entrada de “entrada_gas_comb” e foi classificada como saída de pressão, e todas as outras áreas sem nomeações foram chamadas de paredes. E os meios aonde vão estar o meio poroso e o fluido gás-combustível, devem ser nomeados também para poderem ser configurados no FLUENT, de

acordo com o artigo de referência, que os nomeou de “meio_poroso” e “gas_quente”, respectivamente.

A aresta denominada “entrada_gas_comb” é a aresta estreita em azul na vertical, que se encontra a esquerda na figura 5; já a “refrigerante” é a aresta também em azul, porém é maior, na horizontal, que se encontra na parte inferior da geometria do problema. A parte em vermelho, na vertical, a direita da figura 5 é a “saída”. O restante das linhas em branco, são as linhas chamadas de paredes, que são adiabáticas.

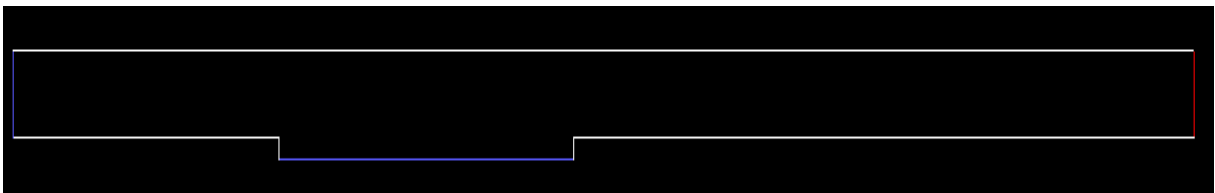


Figura 5: Geometria do problema gerado pelo Gambit.

Após a nomear as arestas, faz-se a malha que será utilizada pelo o programa de simulação de escoamento para fazer as interações e obter um valor convergente para as grandezas que estão incluídas na simulação.

Foram construídas três malhas semelhantes, uma vez que são muito refinadas nas paredes próximas do meio poroso, porém diferentes no espaçamento entre seus nós. Na simulação, é importante que o refinamento ocorra em toda a parede inferior, seja antes ou depois do meio poroso, para que o perfil de temperatura seja bem conhecido, sem aproximações grosseiras. Na tabela 2, constata-se a diferença entre os nós dessas malhas e nas figuras 6, 7 e 8, é possível observar o espaçamento entre os nós.

Depois da criação das malhas, os arquivos são exportados para o FLUENT e são configurados de acordo com as condições de contorno informadas no artigo de referência.

Tabela 2: Malhas utilizadas

Malha	Espaçamento na parede	Espaçamento no meio	Número de nós
Grossa	0,02	0,2	50558
Refinada	0,01	0,1	188109
Mais Refinada	0,008	0,08	288368

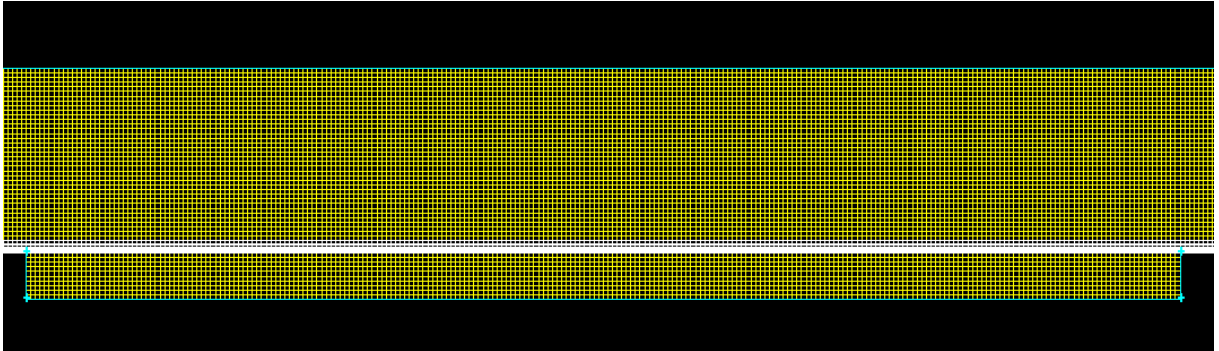


Figura 6: Malha Grossa.

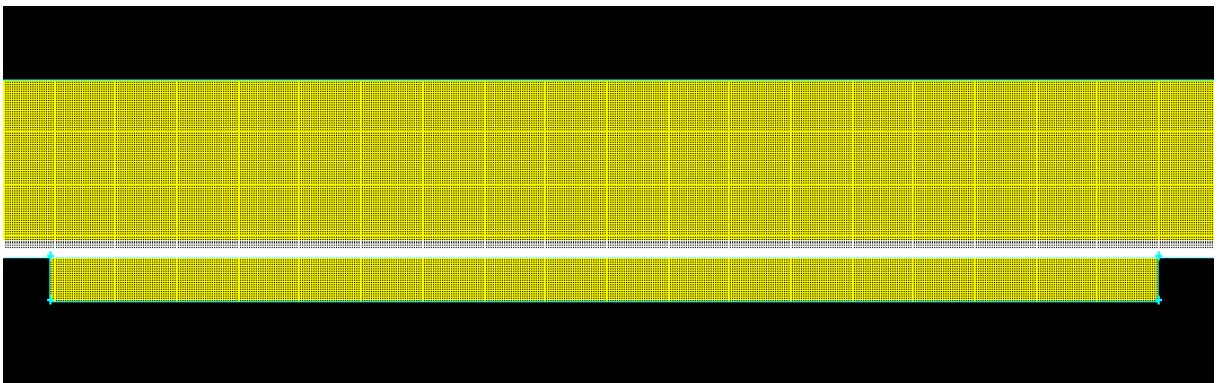


Figura 7: Malha Refinada.

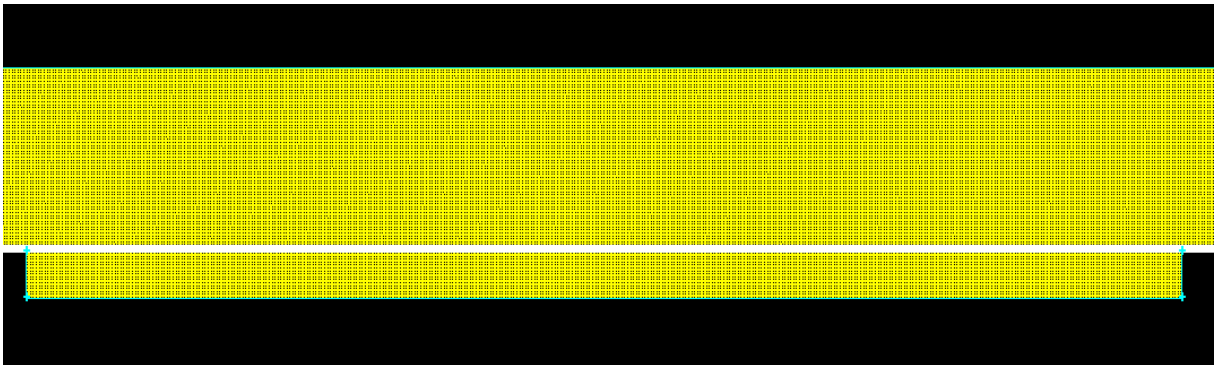


Figura 8: Malha Mais Refinada.

4.2. AJUSTE DO CASO DE REFERÊNCIA NO FLUENT

Inicia-se o ajuste com a habilitação da função “*energy equation*”, que foi comentada no item 3.5, que define as temperaturas dos fluidos utilizados no problema, e logo após, inserir as propriedades do ar, que foi assumido como gás perfeito, de acordo com a sua temperatura que são descritas pelas seguintes

equações termodinâmicas (ÇENGEL, 2009) e os valores de cada constante utilizado se encontram na tabela 3.

$$\rho(T) = 352,43648 \cdot T^{-0,99995} \quad (16)$$

$$c_p(T) = 1,2265 \times 10^{-10}T^4 - 5,8145 \times 10^{-7}T^3 + 9,0458 \times 10^{-4}T^2 - 3,5186 \times 10^{-1}T + 1,0151 \times 10^3 \quad (17)$$

$$k(T) = 1,3228 \times 10^{-11}T^3 - 4,6304 \times 10^{-8}T^2 + 1,0241 \times 10^{-4}T - 9,3851 \times 10^{-4} \quad (18)$$

$$\nu(T) = 8,6357 \times 10^{-16}T^3 + 5,7116 \times 10^{-11}T^2 + 7,3145 \times 10^{-8}T - 1,2936 \times 10^{-5} \quad (19)$$

Tabela 3: Propriedades do ar de acordo com a temperatura

Propriedades do ar de acordo com a temperatura		
Temperatura (K)	573	293
Densidade (kg/m ³)	0,6153	1,2032
Calor específico (J/kg.K)	1014,65	975,96
Condutividade térmica (W/m.K)	0,0450	0,0254
Viscosidade cinemática (kg/m.s)	4,79 x 10 ⁻⁵	1,34 x 10 ⁻⁵

Em seguida, configuram-se as arestas, que anteriormente foram nomeadas de “entrada_gas_comb” e “refrigerante”, e os meios “meio_poroso” e “gas_quente”, conforme as tabelas 4, 5, 6 e 7. A velocidade do fluido refrigerante é dada em função da velocidade do ar quente, que em todo artigo de referência, é dita em porcentagem e é representada pela letra *f*.

Tabela 4: Condições de contorno da aresta “entrada_gas_comb”

Aresta	“entrada_gas_comb”	
Condições de Contorno	Velocidade do fluido 66,43 m/s	Temperatura 573 K

Tabela 5: Condições de contorno da aresta refrigerante

Aresta	refrigerante		
Condições de Contorno	Porcentagem da velocidade de entrada	Velocidade do fluido	Temperatura
	0,5%	0,33 m/s	293 K
	1%	0,66 m/s	
	2%	1,33 m/s	
	3%	1,99 m/s	

Tabela 6: Condições de contorno da aresta meio_poroso

Meio	"meio_poroso"			
Condições de Contorno	Tipo de Material	Porosidade	Resistência Inercial	Resistência Viscosa
	Ar a 293K	0,45	1000000	7233

Tabela 7: Condições de contorno da aresta "entrada_gas_comb"

Meio	"gas_quente"
Condições de Contorno	Tipo de Material
	Ar a 573 K

5. RESULTADOS E DISCUSSÃO

Foram feitas quatro simulações para cada tipo de malha, mudando apenas o valor da velocidade do ar refrigerante, para verificar em cada caso, a influência da velocidade do gás refrigerante, ou seja, a influência do fluxo mássico no resfriamento do sólido, e a influência da malha no resultado obtido. Em todos os casos, o critério de parada absoluto do FLUENT foi de 10^{-3} , para qualquer resíduo normalizado, quando se alcançava esse número, as interações eram interrompidas.

5.1. VERIFICAÇÃO DO PERFIL DE TEMPERATURA NO SÓLIDO DEVIDO AO USO DE DIFERENTES MALHAS

O tempo necessário para se obter um resultado varia por duas condições: o tamanho da malha utilizada e a velocidade do fluido refrigerante. Quanto mais refinada a malha e menor a velocidade do fluido refrigerante, mais tempo foi necessário para que se chegasse a um resultado final. No caso mais crítico, utilizando a malha mais refinada e com a velocidade do fluido mais baixa, foram necessárias cerca de 3 horas para que se convirja em resultado, chegando próximo a 2000 interações. O número de interações necessárias para cada simulação, está representada na tabela a seguir.

Tabela 8: Número de interações necessárias para convergir

Velocidade do fluido refrigerante	Tipo de malha		
	Grossa	Refinada	Mais Refinada
f=0,03	346	523	700
f=0,02	421	705	988
f=0,01	514	877	1240
f=0,005	647	1291	1934

Depois de feita a simulação dos casos, foram obtidos 12 gráficos que demonstram a variação da temperatura da parede inferior externa do sólido, no meio poroso e nas paredes adiabáticas, que se encontram antes e após o meio poroso,

em função da posição. Os resultados obtidos foram organizados de acordo com a malha utilizada para produzi-los e foram colocados junto com os outros obtidos por essa mesma malha, porém, com a variação da velocidade do fluido refrigerante para cada caso, como foi anteriormente explicado. As figuras 9, 10 e 11 mostram os resultados obtidos.

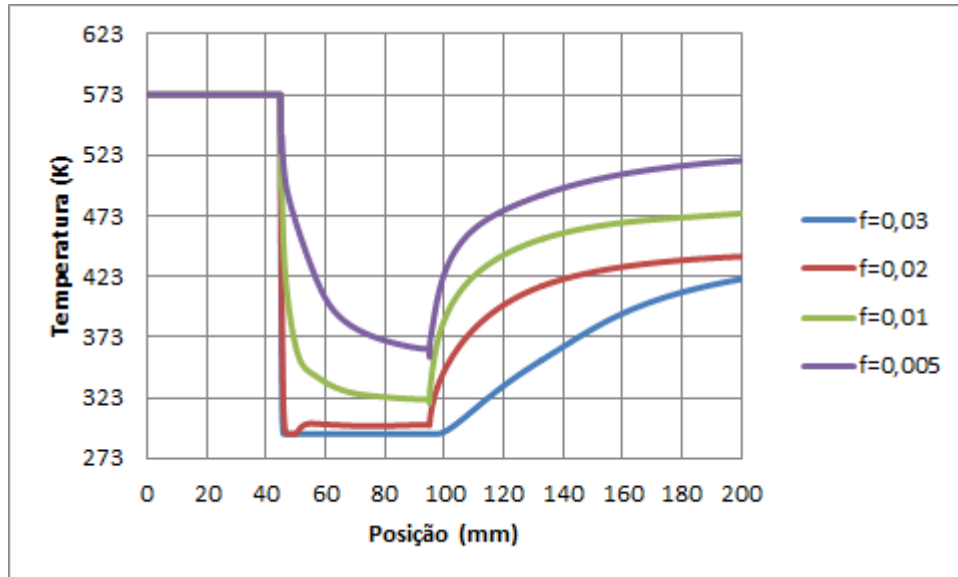


Figura 9: Gráfico comparando o perfil de temperatura no sólido utilizando a malha grossa.

Observando as curvas geradas da figura 9 é nota-se que a variação do tamanho da malha interfere na apresentação dos resultados obtidos. Avaliando a figura 21, que demonstra os perfis de temperatura quando foi utilizada a malha grossa, praticamente não há oscilações presentes nas funções dos gráficos, porém no caso com $f=0,03$, o aumento da temperatura no sólido, após o meio poroso, é praticamente linear, mas, na realidade, sabe-se que não é dessa forma, pois essa parte demonstra que é necessário se utilizar mais pontos, ou seja, refinar mais a malha para descrever melhor essa curva.

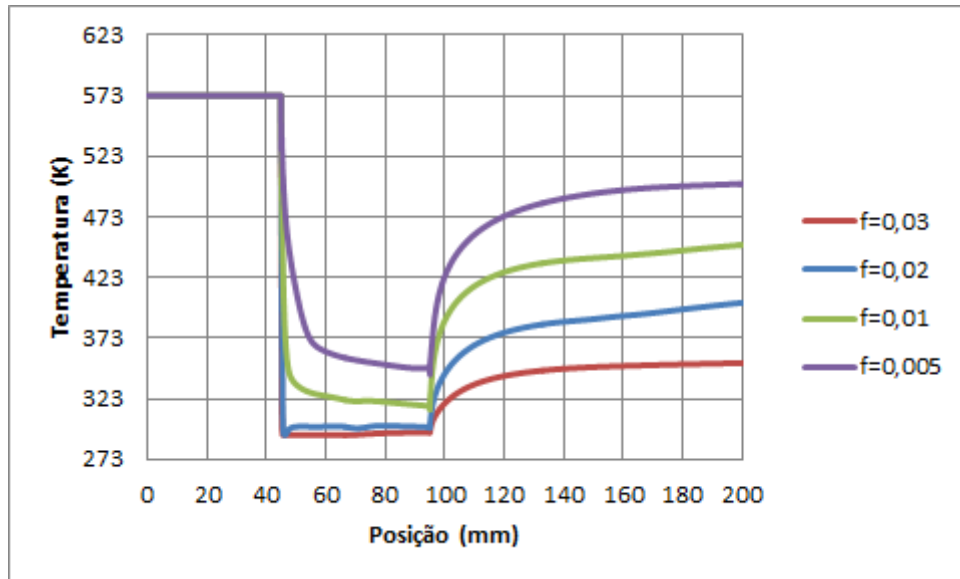


Figura 10: Gráfico comparando o perfil de temperatura no sólido utilizando a malha refinada.

Na figura 10 é perceptível que a curva que aparentava uma reta, com o aumento da temperatura do sólido na simulação com $f=0,03$, na figura 11, neste gráfico já não se apresenta com essa característica e, apesar do aumento em 272% o número de nós, no perfil de temperatura, independente da velocidade do fluido refrigerante, não há modificação.

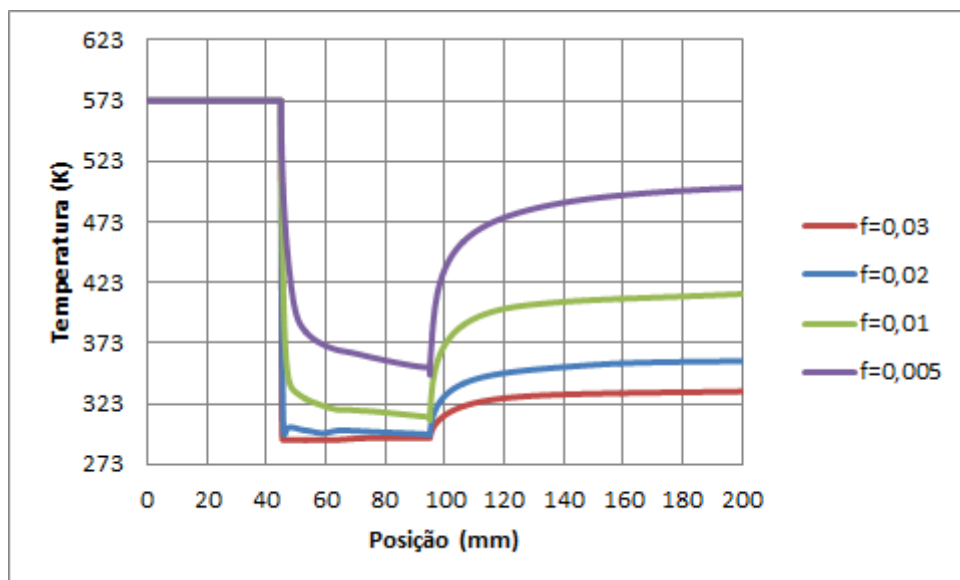


Figura 11: Gráfico comparando o perfil de temperatura no sólido utilizando a malha mais refinada.

E na figura 11 observa-se mais uma vez, que mesmo com o aumento do número de nós, 53% maior, o perfil de temperatura não se modifica, validando a simulação presente.

Portanto, é possível observar que o resultado obtido nas figuras 9, 10 e 11 são muito próximos ao resultado demonstrado no artigo estudado (figura 12), portanto, dá para inferir que as simulações feitas são semelhantes.

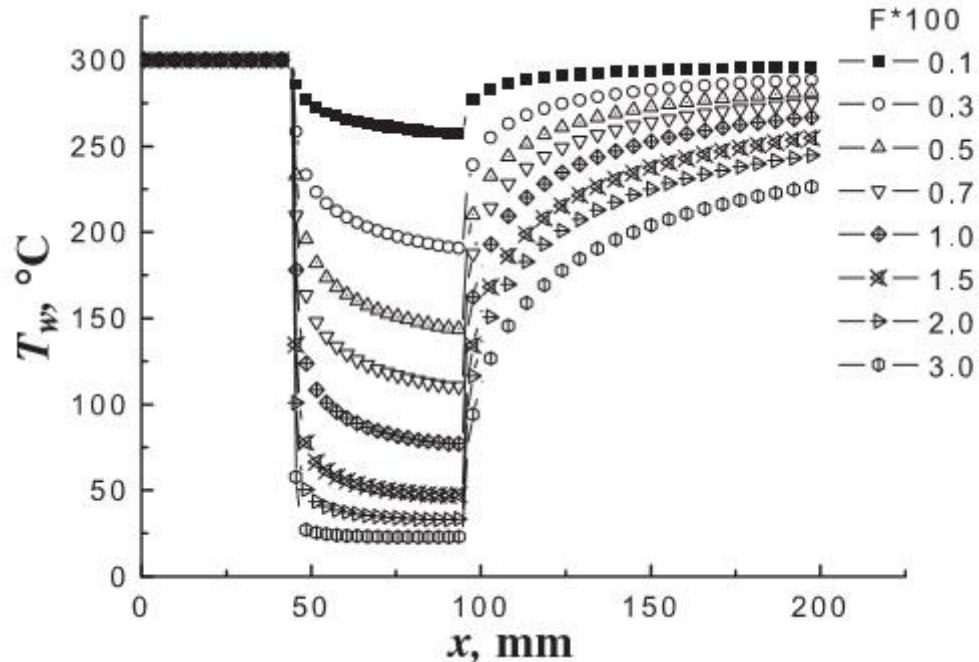


Figura 12: Gráfico do artigo de referência (JIANG et al, 2004)

Para verificar a proximidade entre os gráficos produzidos e o gráfico disponibilizado pelo artigo de referência, será verificada a queda da temperatura no final da parte da sólida, comparando com o valor inicial, que em todos os casos, é 573 K, conforme se verifica na tabela 9.

Tabela 9: Queda de temperatura comparando o valor inicial com o valor final

Velocidade do fluido refrigerante	Referência	Malha Grossa	Malha Refinada	Malha Mais Refinada
f=0,03	33,33%	36,18%	62,62%	72,08%
f=0,02	25%	30,45%	42,52%	60,04%
f=0,01	15%	20,69%	27,40%	38,62%
f=0,005	10%	10,51%	14,56%	14,36%

Observa-se que os valores obtidos na malha grossa foram os que mais se aproximaram dos valores da referência, pois a malha que é utilizada na simulação

numérica feita no artigo possui cerca de 5600 nós, justificando ser a malha grossa que mais se aproxima da referência. Porém outra possibilidade para tal discrepância entre as malhas refinada, mais refinada e de referência é o fato de não haver a discriminação da resistência viscosa e inercial no meio poroso que é utilizada pelo o artigo.

5.2. CORREÇÃO DO COEFICIENTE DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR POR CONVECÇÃO (h) DEVIDO AO RESFRIAMENTO POR TRANSPIRAÇÃO

Em todas as simulações feitas nas três malhas, o fluxo mássico de gás quente, que entra no sistema através da entrada “entrada_gas_comb”, foi de 0,327 kg/s. Já o fluxo mássico de gás refrigerante, que entra no sistema pela entrada “refrigerante”, varia de acordo com a velocidade do fluido refrigerante. Os valores desses fluxos estão demonstrados na tabela 10.

Tabela 10: Valores do fluxo mássico refrigerante e comparação com os valores de fluxo mássico do gás quente.

Velocidade do fluido “refrigerante”	f=0,03	f=0,02	f=0,01	f=0,005
Fluxo do gás “refrigerante” (\dot{m}_r)	0,1079 kg/s	0,0719 kg/s	0,0360 kg/s	0,0180 kg/s

O próprio FLUENT informa o valor do coeficiente de transferência de calor por convecção (h) em cada aresta. Assim, com o auxílio do software, foi verificado o valor do coeficiente de transferência de calor por convecção (h), antes do fenômeno do resfriamento por transpiração, cujos valores se encontram na tabela 11.

Tabela 11: Coeficiente de transferência de calor por convecção (h) antes do resfriamento por transpiração.

Velocidade do fluido refrigerante	f=0,03	f=0,02	f=0,01	f=0,005	Média
Grossa	79,04	79,31	79,52	79,62	79,37
Refinada	86,99	88,17	86,21	85,21	86,74
Mais Refinada	84,73	86,17	82,97	85,71	84,90

A correção do coeficiente de calor por convecção pode ser feita de duas formas: utilizando a equação 6, que está no item 3.3 ou utilizando as temperaturas em cada nó, para descobrir o coeficiente de transferência de calor por convecção (h_0) em cada ponto e depois integrando para descobrir o valor do novo coeficiente de transferência de calor por convecção (h), demonstrado pela equação 5, do item 3.2. O coeficiente de transferência de calor por convecção (h) será calculado utilizando as duas abordagens e depois serão comparados os resultados.

5.2.1. CORREÇÃO DO COEFICIENTE DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR POR CONVECÇÃO (h) UTILIZANDO A LEI DE RESFRIAMENTO DE NEWTON

O FLUENT nos informa que o calor do gás combustível é aproximadamente 456 kW, dessa forma, para descobrir o valor do coeficiente de transferência de calor por convecção local ($h(x)$), basta aplicar a equação 5 e, após, saber o valor do coeficiente para cada ponto, é feito a integral para saber o novo coeficiente de transferência de calor global (h_0). Este procedimento foi feito para todas as 12 simulações realizadas. Os novos coeficientes globais de transferência de calor por convecção (h) obtidos e a redução do novo coeficiente, comparando com o antigo em porcentagem, estão demonstrados nas tabelas 12 e 13.

Tabela 12: Novo coeficiente de transferência de calor por convecção (h) variando a malha e a velocidade do fluido refrigerante

Velocidade do fluido refrigerante	f=0,03	f=0,02	f=0,01	f=0,005
Grossa	37,63	40,98	47,36	62,90
Refinada	40,59	44,71	53,04	66,69
Mais Refinada	39,78	44,08	52,77	63,96
Média	39,34	43,26	51,06	64,52
Maior diferença	7,29%	8,34%	10,70%	5,69%
Menor diferença	2,01%	1,40%	0,50%	4,10%

Tabela 13: Redução do coeficiente de transferência de calor por convecção (h) variando a malha e a velocidade do fluido refrigerante

Velocidade do fluido refrigerante	f=0,03	f=0,02	f=0,01	f=0,005
Grossa	52,59%	48,37%	40,33%	20,75%
Refinada	53,20%	48,46%	38,86%	23,11%
Mais Refinada	53,15%	48,07%	37,84%	24,66%
Média	52,98%	48,30%	39,01%	22,84%

Ao observar a tabela 12, verifica-se que não há grande variação no novo coeficiente global de transferência de calor por convecção (h), independente da variação da velocidade do fluido refrigerante, e da malha em que o resultado foi obtido, sendo que a maior diferença entre os resultados é de aproximadamente 11%, demonstrando que todos os valores estão coerentes.

Na tabela 13 é demonstrado que não é necessário ter uma velocidade do fluido refrigerante muito alta. Basta uma velocidade baixa, para que a redução do coeficiente de transferência de calor por convecção (h) seja de aproximadamente de 23% e com um pequeno acréscimo, podendo-se alcançar uma grande redução no h chegando próximo a 53%.

5.2.2. CORREÇÃO DO COEFICIENTE DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR POR CONVECÇÃO (h) UTILIZANDO A EQUAÇÃO DE BIRD

Após descobrir o novo valor do coeficiente global de transferência de calor por convecção (h), que foram utilizados os valores da temperatura da parede obtidos pelo o FLUENT, agora será utilizado o coeficiente de transferência de calor por convecção inicial (h_0), o fluxo mássico e o calor específico do gás refrigerante para o cálculo do novo coeficiente global de transferência de calor por convecção (h), aplicados na equação 6.

Os valores utilizados no coeficiente global de transferência de calor por convecção inicial (h_0) são os médios calculados que estão apresentados na tabela 11, os fluxos mássicos e o calor específico do gás refrigerante utilizados se encontram na tabela 10 e tabela 3, respectivamente. Os novos coeficientes globais de transferência de calor por convecção (h) obtidos e a redução do novo coeficiente,

comparando com o antigo em porcentagem, estão demonstrados nas tabelas 14 e 15.

Tabela 14: Novo coeficiente de transferência de calor por convecção (h) utilizando a equação 6

Fluxo do gás refrigerante (kg/s)	0.1079	0.0719	0.0360	0.0180
Grossa	38,03	49,39	63,10	70,91
Refinada	44,49	56,34	70,36	78,26
Mais Refinada	42,86	54,59	68,54	76,41
Média	41,79	53,44	67,33	75,19

Tabela 15: Redução do coeficiente de transferência de calor por convecção (h) utilizando a equação 6

Fluxo do gás refrigerante (kg/s)	0.1079	0.0719	0.1222	0.0611
Grossa	52,08%	37,78%	20,51%	10,66%
Refinada	48,71%	35,05%	18,89%	9,78%
Mais Refinada	49,52%	35,70%	19,27%	9,99%
Média	50,10%	36,18%	19,56%	10,14%

Ao observar as tabelas 14 e 15, verifica-se que, quando o fluxo mássico do gás refrigerante é aproximadamente 0,1 kg/s, há uma redução de aproximadamente 50% no coeficiente de transferência de calor por convecção (h) e com um fluxo mássico do gás refrigerante mínimo de 0,06 kg/s, há uma redução de 10% no coeficiente de transferência de calor por convecção (h), demonstrando que mesmo com um fluxo baixo, há uma redução no coeficiente de transferência de calor por convecção (h).

5.2.3 COMPARAÇÃO DAS DUAS FORMAS DE CORREÇÃO DO COEFICIENTE DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR POR CONVECÇÃO (h)

Ao comparar os valores dos coeficientes de transferência de calor por convecção (h) vistos nas duas maneiras demonstradas por esse trabalho, verifica-se que há uma diferença entre os valores que foram encontrados utilizando a lei de resfriamento de Newton (equação 5) e os valores obtidos pela utilização da equação de BIRD (2002) (equação 6), porém essa diferença entre as abordagens é de aproximadamente 16%. A comparação entre os valores obtidos nas duas abordagens estão representados na tabela 16.

Tabela 16: Comparação entre as duas formas de correção do coeficiente de transferência de calor por convecção (h)

Fluxo do gás refrigerante (kg/s)	0,1079	0,0719	0,036	0,018
Grossa	1,05%	17,03%	24,94%	11,30%
Refinada	8,76%	20,64%	24,62%	14,77%
Mais Refinada	7,19%	19,24%	23,00%	16,30%
Média	5,88%	19,05%	24,17%	14,20%

Na figura 13 é representado o comportamento da equação 6 utilizando todas as propriedades do gás refrigerante usadas nas simulações com o FLUENT e o comportamento do coeficiente de transferência de calor por convecção (h) encontrado utilizando a lei de resfriamento de Newton, com uma projeção do seu comportamento.

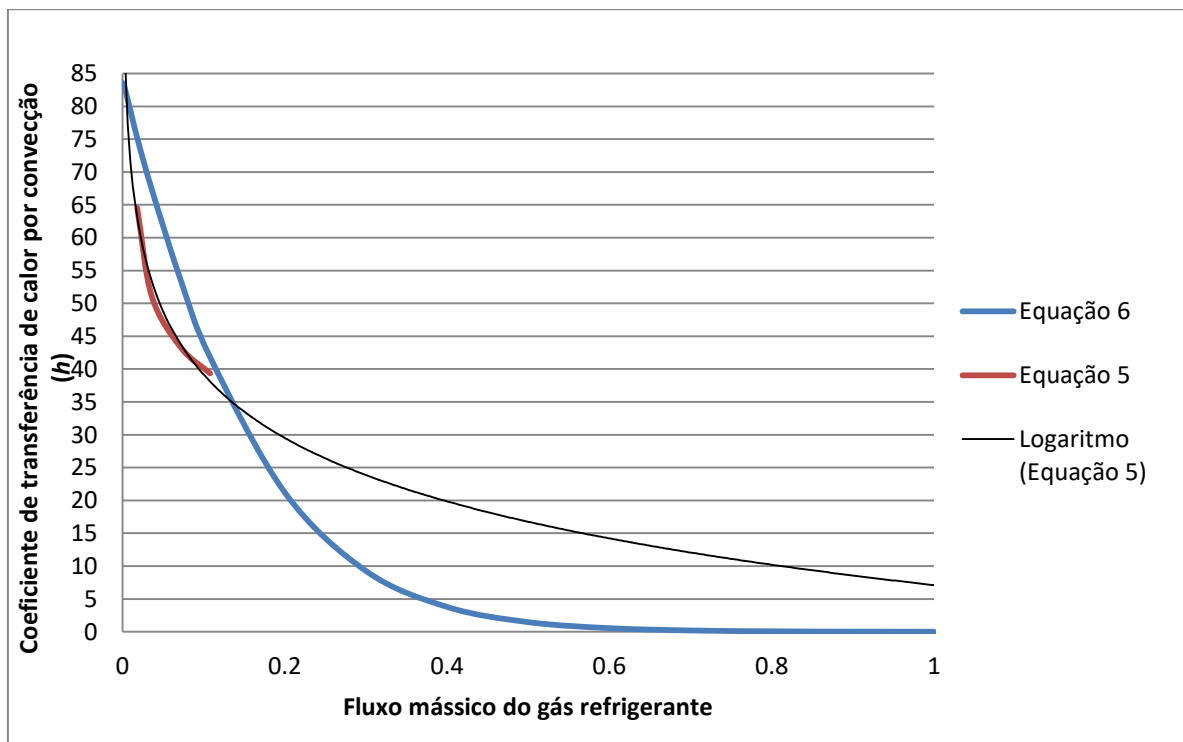


Figura 13: Comparação entre coeficiente de transferência de calor por convecção (h) utilizando a equação 6 e a partir da lei de resfriamento de Newton

Observa-se mesmo que a curva vermelha, que representa o comportamento do coeficiente de transferência de calor por convecção (h) encontrado a partir da lei de resfriamento de Newton (equação 5), não esteja sobre a curva azul, que representa o comportamento da equação de 6, seu comportamento é bem próximo

do que é esperado o coeficiente de transferência de calor por convecção (h), quando aumenta o fluxo mássico do gás refrigerante através do meio poroso. Com um fluxo mássico de 0,1 kg/s do gás refrigerante, há um queda de aproximadamente 50% no coeficiente de transferência de calor por convecção (h), demonstrando que o resfriamento por transpiração de um sólido poroso é um método muito promissor.

6. CONCLUSÃO

Neste trabalho foi analisado o resfriamento por transpiração de um sólido poroso. A descrição desta forma de resfriamento, de transferência de calor, foi realizada de maneira teórica. As equações que aproximam o fenômeno físico foram obtidas da literatura especializada. Tais equações governantes, associadas a fluidodinâmica e transferência de calor, foram resolvidas no software FLUENT.

A partir dos resultados de fluidodinâmica computacional verificou-se o efeito de refrigeração da parede porosa para diferentes velocidades do fluido refrigerante.

Também foi apresentado um método de correção do coeficiente de troca de calor convectivo em função do fluxo mássico de fluido refrigerante. A validade de tal método de correção foi verificada por meio de comparação com valores obtidos através da simulação computacional. Comparando os valores obtidos pelos dois métodos, figura (13), observou-se que com um fluxo mássico de 0,1 kg/s, havia uma redução de 50% no coeficiente de transferência de calor por convecção (h) em ambas abordagens, apesar de suas variações.

Diante dos resultados obtidos por simulação conclui-se que o resfriamento por transpiração é bastante efetivo e consegue resfriar de forma expressiva um meio poroso, que poderia representar a pá de uma turbina, por exemplo. Quanto maior o fluxo refrigerante, menor será a temperatura externa do sólido, possibilitando uma maior durabilidade, ao meio exposto a alta temperatura.

7. BIBLIOGRAFIA

- ANSYS. **FLUENT**. Versão 6.3.26. Canonsburg, Pensilvânia, Estados Unidos da América. Disponível em: < <http://www.ansys.com/Products/Fluids/ANSYS-Fluent>>.
- ANSYS. **FLUENT 6.3 User's Guide**.2006. Canonsburg, Pensilvânia, Estados Unidos da América. Disponível em: < <https://www.sharcnet.ca/Software/Fluent6/index.htm>>
- BIRD, R. Byron; STEWART, Warren E. e LIGHTFOOT, Edwin N. **Transport Phenomena**. 2ª ed. Nova York. John Wiley & Sons, Inc., 2002.
- CERRI et al. **Advances in effusive cooling techniques of gas turbines**. Applied Thermal Engineering, v. 27, n. 4, p. 692-698, Mar 2007. ISSN 1359-4311. Disponível em: < <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1359431106003577> >
- ÇENGEL, Yunus A.; GHAJAR, Afshin J. **Transferência de Calor e Massa: Uma Abordagem Prática**. 4ª ed. Nova York. McGrawHill, 2009.
- DAHMEN, Wolfgang; GOTZEN, Thomas; MÜLLER, Siegfried. **Numerical Simulation of Transpiration Cooling through Porous Material**. 2013. Institut für Geometrie und Praktische Mathematik, RWTH Aachen, Alemanha.
- HUANG et al. **Investigation of transpiration cooling with local thermal non-equilibrium model: effects of different thermal boundary conditions at the porous-fluid interface**. 5th International Conference on Porous Media and Their Applications in Science, Engineering and Industry, Eds, ECI Symposium Series, 2014. Disponível em: < http://dc.engconfintl.org/porous_media_V/37 >
- JIANG et al. **Experimental and numerical investigation of convection heat transfer in transpiration cooling**. Applied Thermal Engineering, v. 24, n. 8-9, p. 1271-1289, Jun 2004. ISSN 1359-4311. Disponível em: < <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1359431104000225>>.
- LANDIS, Jay A. **Numerical Study of a Transpiration Cooled Rocket Nozzle**. 1995. 92 f. Tese (Mestrado em Engenharia Astronáutica) – Instituto de Tecnologia da Força Aérea, Dayton, Ohio, Estados Unidos da América.
- LAUNDER, B.E.; SPALDING, D. B. **The numerical computation of turbulent flows**. 1973. Imperial College of Science and Technology, Department of Mechanical Engineering, Exhibition Road, Londres, Reino Unido. Disponível em: < <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/0045782574900292>>.

KREITH, F. et al. **Heat and Mass Transfer**: Mechanical Engineering Handbook. 1ª Ed. Boca Raton. CRC Press LLC, 1999.

ROTT, N. **Note on the history of the Reynolds number**. Annual Review of Fluid Mechanics, Vol 22, 1990.

STEINGRIMSSON, A. et al. **Towards Prediction of Transpiration Cooling**. 48th AIAA Aerospace Sciences Meeting Including the New Horizons Forum and Aerospace Exposition, Orlando, Florida, US. 2010.

STOKES. **On the Effect of the Internal Friction of Fluids on the Motion of Pendulums**. Transactions of the Cambridge Philosophical Society. 1851.

WHITAKER, S. **Flow in porous media I**: A theoretical derivation of Darcy's Law. Transport in Porous Media. 1986.

WHITE, Frank M. **Mecânica dos Fluidos**. 6ª Ed. Nova York. McGrawHill, 2011.