

CENTRO UNIVERSITÁRIO DA FEI

HELIO HENRIQUE SANTOMO VILLANUEVA

**SIMULAÇÃO TÉRMICA E ESTRUTURAL DE UM TROCADOR DE CALOR
CERÂMICO PARA OPERAÇÃO EM ALTAS TEMPERATURAS**

São Bernardo do Campo

2015

HELIO HENRIQUE SANTOMO VILLANUEVA

**SIMULAÇÃO TÉRMICA E ESTRUTURAL DE UM TROCADOR DE CALOR
CERÂMICO PARA OPERAÇÃO EM ALTAS TEMPERATURAS**

Dissertação de Mestrado apresentada ao Centro Universitário da FEI para obtenção do título de Mestre em Engenharia, orientado pelo Prof. Dr. Paulo E. B. de Mello.

São Bernardo do Campo

2015

Villanueva, Helio Henrique Santomo.

Simulação térmica e estrutural de um trocador de calor cerâmico para operação em altas temperaturas / Helio Henrique Santomo Villanueva. São Bernardo do Campo, 2015.

131 p. : il.

Dissertação - Centro Universitário da FEI.

Orientador: Prof. Dr. Paulo Eduardo Batista de Mello.

1. Trocadores de calor para altas temperaturas. 2. Trocador de calor cerâmico. 3. Mecânica dos fluidos computacional. I. Villanueva, Helio Henrique Santomo. II. de Mello, Paulo Eduardo Batista, orient. III. Título.



APRESENTAÇÃO DE DISSERTAÇÃO ATA DA BANCA EXAMINADORA

Mestrado

Pós-Graduação Stricto Sensu em Engenharia Mecânica

PGM-10

Aluno: Helio Henrique Santomo Villanueva

Matrícula: 213307-2

Título do Trabalho: Simulação térmica e estrutural de um trocador de calor cerâmico para operação em altas temperaturas.

Área de Concentração: Sistemas da Mobilidade

Orientador: Prof. Dr. Paulo Eduardo Batista de Mello

Data da realização da defesa: 26/08/2015

ORIGINAL ASSINADA

Avaliação da Banca Examinadora:

São Bernardo do Campo, 26/08/2015.

MEMBROS DA BANCA EXAMINADORA

Prof. Dr. Paulo Eduardo Batista de Mello

Ass.: _____

Prof. Dr. Gabriel Angelo

Ass.: _____

Prof. Dr. Carlos Eduardo Keutenedjian Mady

Ass.: _____

A Banca Julgadora acima-assinada atribuiu ao aluno o seguinte resultado:

APROVADO

REPROVADO

VERSÃO FINAL DA DISSERTAÇÃO

**APROVO A VERSÃO FINAL DA DISSERTAÇÃO EM QUE
FORAM INCLUÍDAS AS RECOMENDAÇÕES DA BANCA
EXAMINADORA**

Aprovação do Coordenador do Programa de Pós-graduação

Prof. Dr. Rodrigo Magnabosco

aos meus avós.

AGRADECIMENTOS

Primeiramente agradeço ao meu orientador prof. Dr. Paulo E. B. de Mello por confiar à mim a responsabilidade de realizar este trabalho. Pelos incontáveis auxílios nas diversas dificuldades encontradas desde o âmbito técnico até o pessoal, sempre com muito boa vontade e disposição. Também por tornar possível uma realização pessoal de inserção e contribuição para o meio científico sob a forma de artigos científicos.

Aos colegas de mestrado pela amigável convivência e disposição para discussão de ideias que com certeza fizeram desta fase da vida acadêmica um período agradável, produtivo e que lembrarei com alegria.

Aos técnicos do laboratório de motores à combustão interna pelas instruções, auxílios e descontrações durante os ensaios experimentais que certamente fizeram o trabalho mais fácil e divertido.

Ao futuro engenheiro Lucas Duarte pela dedicação e assistência durante a fabricação do protótipo cerâmico e procedimento experimental.

Aos profs. Drs. Gustavo Henrique Bolognesi Donato, Cyro Albuquerque Neto, Fabrizio Leonardi, Marko Ackermann, Fernando dos Santos Ortega, pelas aulas, conhecimentos compartilhados e convivência.

Aos familiares pelo apoio e incentivo constante.

RESUMO

Diversas aplicações que utilizam trocadores de calor alcançariam maiores rendimentos com o uso de temperaturas mais altas em seus processos. No entanto, a temperatura máxima possível de operação do trocador de calor costuma ser o fator limitante, seja por questões estruturais ou de corrosão. A utilização de materiais cerâmicos para fabricação de trocadores de calor é reportada na literatura como uma possibilidade para se conseguir aumentar a temperatura máxima de utilização, porém, poucos estudos específicos estão disponíveis. Visando ampliar os resultados experimentais da literatura, o presente trabalho teve por objetivo discutir aspectos relativos à fabricação, aos ensaios em bancada e ao tratamento dos dados experimentais de um trocador de calor cerâmico, fabricado e testado para operar em contracorrente. O desempenho do trocador de calor cerâmico foi avaliado em regime permanente dentro da faixa de número de Reynolds entre 200 e 2.900. Nessa faixa, o trocador apresentou efetividades entre 0,620 e 0,901 e perda de carga entre 0,13 e 4,67 mbar. Por fim, foram realizados ensaios destrutivos, nos quais a temperatura de operação foi elevada em etapas até a falha do trocador, que ocorreu a 800°C. Como objetivos secundários, foi escopo deste trabalho a modelagem numérica da região aletada do trocador através da Mecânica dos Fluidos Computacional (CFD), com a qual foram obtidas correlações para os fatores f de atrito e j de Colburn em função do número de Reynolds e parâmetros geométricos. Um modelo tridimensional do trocador completo também foi desenvolvido com o objetivo de obter a distribuição de temperatura nas paredes cerâmicas do trocador e utilizá-las como condição de contorno em um modelo de elementos finitos, no qual, o critério de Coulomb-Mohr modificado foi aplicado para fins de previsão de falha em função das temperaturas dos ensaios destrutivos.

Palavras-chave: trocador de calor cerâmico. Mecânica dos fluidos computacional. Trocadores de calor para altas temperaturas

ABSTRACT

Several applications that use heat exchangers could reach higher efficiencies using higher temperatures on their process. However, the maximum temperature that the heat exchanger supports usually is the limiting factor, either by the structural issues or corrosion. The use of ceramic materials to build a heat exchanger is reported on the literature as a possibility to increase the maximum operational temperature, yet, few specific studies are available. Aiming to expand the rare experimental results in the literature, the present work discusses the fabrication, the experimental procedures and the data processing of one ceramic heat exchanger build and tested in counter-flow configuration. The performance of the ceramic heat exchanger was evaluated on a steady-state regime for Reynolds numbers between 200 and 2.900. In this range, the heat exchanger presented effectiveness between 0,620 and 0,90 and pressure drop between 0,13 and 4,67 mbar. Lastly, a structural integrity evaluation has been done increasing the operation temperature in steps until the heat exchanger collapsed, which occurred on 800°C. As secondary objectives, this work modeled numerically the region of the fins of the heat exchanger using Computational Fluid Dynamics (CFD), which generated the correlations for the friction factor f and Colburn factor j as a function of the Reynolds number and geometrical parameters. The modified Coulomb-Mohr criteria was applied on a finite element model of the heat exchanger to model a failure prediction as a function of the wall temperatures obtained using CFD simulations with *Conjugate Heat Transfer* (CHT).

Keywords: ceramic heat exchanger. Computational fluid dynamics. High temperature heat exchanger

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Ilustração 1 – Esquema do ciclo combinado gás vapor convencional	21
Ilustração 2 – Esquema do ciclo <i>Externally Fired Gas Turbine</i> (EFGT) simples	22
Ilustração 3 – Esquema do ciclo <i>Externally Fired Combined Cycle</i> (EFCC)	23
Ilustração 4 – Efeito da temperatura limite do recuperador de calor na micro turbina	28
Ilustração 5 – Trocador de calor cerâmico de geometria de colmeia extrudada.	29
Ilustração 6 – Geometria de aletas tipo dente de serra	30
Ilustração 7 – Placa sinterizada de carbeto de silício de geometria baseada no <i>Offset Strip Fin</i> (OSF)	32
Ilustração 8 – Ilustração do trocador de calor cerâmico proposto por Kee et al. (2011)	34
Ilustração 9 – Resultados experimentais obtidos do primeiro protótipo de Trocador de Calor Cerâmico (TCC) construído na FEI comparados com as correlações calculadas através de CFD dos fatores f de atrito e j de Colburn	36
Ilustração 10 – Esquema das dimensões externas e arranjo das passagens do modelo numérico de um TCC	37
Ilustração 11 – Geometrias de aletas estudadas por Nagarajan et al., 2014a	38
Ilustração 12 – Distribuição da temperatura em um modelo de TCC obtida por CFD.	39
Ilustração 13 – Distribuição do coeficiente de transferência de calor nas paredes em uma passagem de um TCC (em W/m^2K)	40
Ilustração 14 – Comparação dos fatores f e j em função do número de Reynolds obtidos por CFD com dados da literatura	42
Ilustração 15 – TCC separado após ensaio com temperatura de entrada de $850^{\circ}C$	43
Ilustração 16 – Distribuições da tensão principal do TCC estudado por Schulte-Fischedick, Dreißigacker e Tamme (2007).	44
Ilustração 17 – Máxima tensão principal (Pa) para aletas com geometria de dente de serra	46
Ilustração 18 – Solução da distribuição de temperaturas nas paredes sólidas do TCC	47
Ilustração 19 – Campo de tensões principais provenientes dos gradientes de temperaturas no TCC	47
Ilustração 20 – Dimensões externas e arranjo das aletas da placa verde. Após secagem e sinterização há redução de 5% nessas dimensões	48
Ilustração 21 – Geometria do trocador de calor cerâmico construído utilizando placas aletadas cerâmicas	50

Ilustração 22 – Parâmetros geométricos que definem a região aletada	51
Ilustração 23 – Molde utilizado para fabricação das placas cerâmicas	53
Ilustração 24 – Curva de aquecimento utilizada no processo de sinterização	55
Ilustração 25 – Bancada experimental com antigos ventiladores posicionados	57
Ilustração 26 – Esquema da bancada experimental	58
Ilustração 27 – Detalhes de posicionamento dos termopares no interior do TCC	58
Ilustração 28 – Posicionamento de alguns termopares no interior e superfície externa do TCC	59
Ilustração 29 – Modelos da condutividade térmica	67
Ilustração 30 – Domínio destacando as condições de contorno utilizadas nas simula- ções CFD para levantamento das correlações dos fatores f e j	71
Ilustração 31 – Domínio de cálculo para as simulações com transferência de calor con- jugada	72
Ilustração 32 – Volume de controle bidimensional típico da metodologia <i>Element ba- sed Finite Volume Method</i> (EbFVM)	74
Ilustração 33 – Malha hexaédrica típica utilizando metodologia multiblocos	74
Ilustração 34 – Comparação entre correlação e resultados CFD para diferentes núme- ros de Reynolds.	76
Ilustração 35 – Malha hexaédrica gerada para os domínios fluidos das simulações com transferência de calor conjugada	77
Ilustração 36 – Vista frontal do TCC com as entradas de ar	77
Ilustração 37 – Vista posterior do TCC com as saídas de ar e a tampa com placa aletada	78
Ilustração 38 – Detalhes em corte das malhas geradas para os domínios fluidos e sólido para as simulações com transferência de calor conjugada	78
Ilustração 39 – Pontos medidos do coeficiente de expansão térmica em função da tem- peratura e curva ajustada para modelagem no MEF	82
Ilustração 40 – Ilustração do elemento SOLID 187 utilizado na malha para as simula- ções de elementos finitos	82
Ilustração 41 – Vínculos nodais aplicados ao modelo do trocador de calor cerâmico . . .	84
Ilustração 42 – Primeira função de combinação entre os modelos de turbulência $k\omega$ (em vermelho) e $k\varepsilon$ (em azul)	89
Ilustração 43 – Função de combinação entre regiões de transição (em vermelho) e completamente turbulenta (em azul)	89

Ilustração 44 – Comparação entre correlação e resultados CFD para diferentes números de Reynolds	90
Ilustração 45 – Resultados obtidos com a condição central (geometria 2-2-2 nas tabelas 3 e 4)	91
Ilustração 46 – Influência do parâmetro γ	92
Ilustração 47 – Influência do parâmetro λ	92
Ilustração 48 – Influência do parâmetro δ	93
Ilustração 49 – Coeficiente local de transferência de calor (em W/m^2K). Comparação dos resultados com três e seis fileiras de aletas	94
Ilustração 50 – Parede e aleta coloridas pelo coeficiente local de transferência de calor (em W/m^2K) e linhas de corrente em cinza	95
Ilustração 51 – Resultados numéricos da distribuição da pressão nas paredes e aletas (em Pa)	96
Ilustração 52 – Curvas de evolução da temperatura em função do tempo durante um ensaio típico	97
Ilustração 53 – Detalhes da seção de entrada e saída da região aletada colorida pela distribuição de temperatura utilizando CFD	99
Ilustração 54 – Fatores de atrito e Colburn: Comparação entre dados experimentais e correlações obtida através de CFD	100
Ilustração 55 – Perda de carga medida no TCC comparada com a calculada pela da correlação do fator de atrito (obtida através de CFD)	101
Ilustração 56 – Efetividade calculada pelos dados experimentais comparada com a calculada pela correlação do fator de Colburn (obtida através de CFD)	101
Ilustração 57 – Superfícies de pressão constante [em Pa] na passagem fria do TCC para diâmetro da região de entrada de 25 mm	103
Ilustração 58 – vazão mássica em cada passagem do trocador calculada através de CFD para diferentes diâmetros de câmara de entrada	103
Ilustração 59 – Perda de carga calculada através de CFD em cada passagem do escoamento frio do trocador para diferentes diâmetros de câmara de entrada	104
Ilustração 60 – Comparação entre ensaio experimental e simulação CFD da distribuição de temperatura nas paredes do TCC	105
Ilustração 61 – Coeficiente de segurança calculado pelo critério de Coulomb-Mohr modificado para temperatura de entrada quente de 500°C com 1% de probabilidade de falha	108

Ilustração 62 – Vista em corte do CS calculado pelo critério de Coulomb-Mohr modificado para temperatura de entrada quente de 500°C com 1% de probabilidade de falha	109
Ilustração 63 – Célula de aleta considerada nos parâmetros geométricos.	119

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Comparação entre materiais metálicos de um recuperador para micro turbinas de 100 kW	27
Tabela 2 – Propriedades do Carbetto de Silício (SiC) sinterizado (SSiC) comparado com uma típica liga metálica para altas temperaturas (Nimonic 90) e uma cerâmica de óxido (alumina, Al_2O_3)	31
Tabela 3 – Configurações geométricas simuladas numericamente	51
Tabela 4 – Características geométricas de cada geometria simulada	52
Tabela 5 – Proporções dos materiais para a fabricação das placas de alumina	54
Tabela 6 – Características dos instrumentos de medição	59
Tabela 7 – Análise de convergência de malha para as simulações de levantamento das correlações para o caso de número de Reynolds 10.000	75
Tabela 8 – Parâmetros das malhas utilizadas nas simulações de levantamento das correlações	76
Tabela 9 – Parâmetros das malhas e resultados da máxima tensão principal atuante do estudo de refinamento para as simulações estruturais	83
Tabela 10 – Limites de resistência em flexão e tração e do módulo de Weibull m em função da temperatura	85
Tabela 11 – Valores da resistência mecânica em tração da alumina em função da temperatura T em °C e probabilidade de falha P_f	86
Tabela 12 – Valores do parâmetro M do modelo de Coulomb-Mohr em função da temperatura T em °C e probabilidade de falha P_f	86
Tabela 13 – Incerteza dos valores calculados obtida através do procedimento de propagação de incertezas	98
Tabela 14 – Resultados experimentais ilustrando as diferentes eficiências térmicas obtidas devido à perda de calor para o ambiente	98
Tabela 15 – Perdas de carga referentes às passagens das duas placas centrais do lado frio do trocador de calor em função do número de Reynolds	102
Tabela 16 – Resultados do CS aplicando o critério de falha de Coulomb-Mohr modificado para cada temperatura dos ensaios destrutivos. Temperaturas em °C e CS adimensional	106

Tabela 17 – Resumo das medições e resultados obtidos experimentalmente no regime permanente. Vazão volumétrica em m³/h; temperatura em °C ; perda de carga em mbar 131

LISTA DE ABREVIATURAS

AMG	<i>Algebraic Multigrid.</i>
CAD	<i>Computational Aided Design.</i>
CDS	<i>Central Differencing Scheme.</i>
CFD	Mecânica dos Fluidos Computacional.
CHT	<i>Conjugate Heat Transfer.</i>
CLM	Centro de Laboratórios Mecânicos.
EbFVM	<i>Element based Finite Volume Method.</i>
EES	<i>Engineering Equation Solver.</i>
EFCC	<i>Externally Fired Combined Cycle.</i>
EFGT	<i>Externally Fired Gas Turbine.</i>
HTHE	<i>High Temperature Heat Exchanger.</i>
LMTD	<i>Logarithmic Mean Temperature Difference.</i>
MEF	Método dos Elementos Finitos.
MVF	Método dos volumes finitos.
OSF	<i>Offset Strip Fin.</i>
PEG	Polietilenoglicol.
PISO	<i>Pressure Implicit with Splitting of Operators.</i>
RMS	Valor eficaz (do inglês <i>Root Mean Square</i>).
SiC	Carbeto de Silício.
SIMPLE	<i>Semi Implicit Linked Equations.</i>
TCC	Trocador de Calor Cerâmico.
TVD	<i>Total Variation Diminishing.</i>
UDS	<i>Upwind Differencing Scheme.</i>
UFSCar	Universidade Federal de São Carlos.

LISTA DE SÍMBOLOS

A_{ff}	Área de escoamento livre (<i>Free Flow Area</i>).
A_{fr}	Área da seção transversal (Área frontal).
A	Área de transferência de calor total.
a_N	Coefficiente representativo do volume de controle vizinho proveniente do Método dos volumes finitos (MVF).
a_P	Coefficiente representativo do volume de controle proveniente do MVF.
$[A]$	Matriz dos coeficientes provenientes do MVF.
$[B]$	Matriz das funções de forma do elemento finito.
$\{b\}$	Vetor do lado direito das equações algébricas resultantes do MVF.
C	Capacidade térmica.
c_p	Calor específico do fluido.
C_r	Razão entre C_{max} e C_{min} .
CS	Coefficiente de segurança.
D_h	Diâmetro hidráulico.
D_1	Espessura de uma aleta.
$[D]$	Matriz das propriedades do material linear-elástico.
D_2	Passo entre aletas na direção da espessura das aletas.
E	Módulo de elasticidade.
e_{iso}	Espessura do isolante térmico.
e	Espessura das paredes do trocador de calor.
f	Fator de atrito.
G	Velocidade mássica máxima do escoamento.
H	Altura de uma passagem interna do trocador de calor cerâmico.
h_{iso}	Coefficiente de transferência de calor equivalente da manta térmica utilizada como isolante.
h_{local}	Coefficiente de transferência de calor local.
h	Coefficiente de transferência de calor por convecção.
I	Matriz identidade ou delta de Kronecker.
j	Fator de Colburn ou de transferência de calor.
k_{iso}	Condutividade térmica da manta utilizada como isolante.
k	Condutividade térmica.
k_{al}	Condutividade térmica da Alumina.

$[K]$	Matriz de rigidez do elemento.
L	Comprimento de uma aleta.
L_T	Comprimento total da região aletada.
L_2	Passo entre aletas na direção do comprimento de aleta.
M	Parâmetro do critério de Coulomb-Mohr.
m	Parâmetro do modelo de Weibull.
\dot{m}	Vazão mássica.
NUT	Número de Unidades de Transferência.
ΔP	Perda de carga.
P	Pressão.
P_f	Probabilidade de falha.
Pr	Número de Prandtl.
\dot{q}	Taxa de transferência de calor por unidade de área.
Re	Número de Reynolds.
S	Parâmetro da tensão equivalente de Coulomb-Mohr.
St	Número de Stanton.
S_u	Termo fonte volumétrico.
T	Temperatura.
U	Coefficiente global de transferência de calor.
u_x	componente do vetor velocidade na direção x.
u_y	componente do vetor velocidade na direção y.
u_z	componente do vetor velocidade na direção z.
$\{u\}$	Vetor dos deslocamentos nodais.
\mathbf{u}	Vetor velocidade.
\dot{V}	Vazão volumétrica.
V	Velocidade média de escoamento do fluido.
v	Volume específico do fluido.
Y^+	Distância adimensional da parede.

Letras Gregas

α	Coefficiente de expansão térmica.
β	Razão entre áreas A_{ff} e A_{fr} .
δ	parâmetro geométrico que relaciona espessura das aletas com seu comprimento.
ε	Eficiência térmica do trocador.

$\{\varepsilon\}$	Vetor deformação.
η_f	Eficiência de aleta.
γ	parâmetro geométrico que relaciona espessura das aletas com o passo de aletas na direção do seu comprimento.
Λ	Área total de transferência de calor por unidade de volume.
λ	parâmetro geométrico que relaciona espessura das aletas com a altura das passagens do trocador.
μ	Viscosidade dinâmica.
ν	Coefficiente de Poisson.
Ω	Volume.
φ	Variável genérica de interesse de uma propriedade do fluido.
$[r_\varphi]$	Resíduo bruto de uma variável φ .
$[\tilde{r}_\varphi]$	Resíduo normalizado de uma variável φ .
$\Delta\varphi$	Varição de uma variável genérica de uma propriedade do fluido φ .
ϕ	Porosidade do material cerâmico.
ψ	entalpia.
ρ	Massa específica.
$\bar{\sigma}_{CM}$	Tensão equivalente do critério de Coulomb-Mohr.
σ'	Tensão estimada pelo critério de Coulomb-Mohr.
σ	Tensão atuante.
$[\sigma]$	Tensor das tensões no corpo sólido.
τ	Tensão de cisalhamento.
θ_c	Ângulo de fratura do ensaio à compressão uniaxial.

Subscritos

CM	Coulomb-Mohr.
CMM	Coulomb-Mohr Modificado.
c	frio.
fl	flexão.
h	quente.
i	entrada.
max	máximo.
m	médio.
min	mínimo.

<i>N</i>	máxima normal.
<i>o</i>	saída.
<i>tr</i>	tração.
<i>uc</i>	limite de resistência em compressão.
<i>ufl</i>	limite de resistência em flexão.
<i>utr</i>	limite de resistência em tração.
<i>w</i>	parede.

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	21
1.1	OBJETIVOS	23
1.2	ORGANIZAÇÃO DO TRABALHO	24
2	REVISÃO DA LITERATURA	25
2.1	TROCADORES DE CALOR PARA ALTAS TEMPERATURAS: APLICAÇÕES	25
2.2	CONSTRUÇÃO E EXPERIMENTAÇÃO DE TROCADORES DE CALOR CERÂMICOS	30
2.3	SIMULAÇÃO CFD DE TROCADORES DE CALOR	35
2.4	SIMULAÇÕES TERMO ESTRUTURAIS DE TROCADORES DE CALOR	42
3	METODOLOGIA	48
3.1	GEOMETRIA DE UM TROCADOR DO TIPO PLACAS	48
3.2	FABRICAÇÃO DO TROCADOR DE CALOR CERÂMICO	52
3.3	BANCADA EXPERIMENTAL E TESTES	56
3.4	METODOLOGIA DE ANÁLISE DO TROCADOR DE CALOR CERÂMICO	61
3.5	SIMULAÇÃO CFD	64
3.5.1	Equações de conservação	64
3.5.2	Propriedades físicas	66
3.5.3	Modelo de turbulência	68
3.5.4	Esquemas de discretização dos termos advectivos	68
3.5.5	Solução do sistema linear	69
3.5.6	Critério de convergência	70
3.5.7	Condições de contorno	71
3.5.8	Malha computacional	73
3.6	SIMULAÇÃO ESTRUTURAL	79
3.6.1	Modelagem	79
3.6.2	Malha de elementos finitos	81
3.6.3	Vínculos e condições de contorno	83
3.6.4	Pós-Processamento - O critério de Coulomb-Mohr modificado	84
4	RESULTADOS E DISCUSSÃO	88
4.1	CORRELAÇÕES DOS FATORES f DE ATRITO E j DE COLBURN	88
4.2	RESULTADOS EXPERIMENTAIS	94

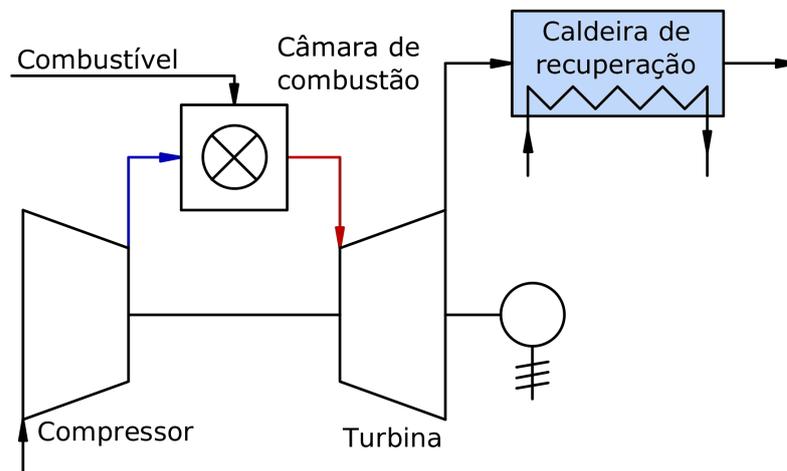
4.3	ESTUDO DA DISTRIBUIÇÃO DA VAZÃO ENTRE PASSAGENS DO TRO- CADOR	99
4.4	INTEGRIDADE ESTRUTURAL	104
5	CONCLUSÕES	110
	REFERÊNCIAS	113
	APÊNDICE A – Parâmetros geométricos	118
	APÊNDICE B – Código EES	121
	APÊNDICE C – Código MATLAB	126
	APÊNDICE D – Resultados Experimentais	130

1 INTRODUÇÃO

Diversas áreas estudam e aplicam trocadores de calor em seus processos. Alguns exemplos são os refrigeradores de alimentos, os radiadores automotivos, usinas termoelétricas, usinas nucleares, processos químicos entre outros. Seu funcionamento basicamente se resume na troca térmica entre dois fluidos escoando separados por paredes sólidas.

Um modelo do processo de geração nas usinas térmicas é mostrado na figura 1. Verifica-se que a energia gerada na turbina, posteriormente convertida em energia elétrica, é proporcional à temperatura na sua entrada (seta vermelha na figura 1), portanto maiores rendimentos, exigem maior temperatura de entrada na turbina.

Figura 1 – Esquema do ciclo combinado gás vapor convencional

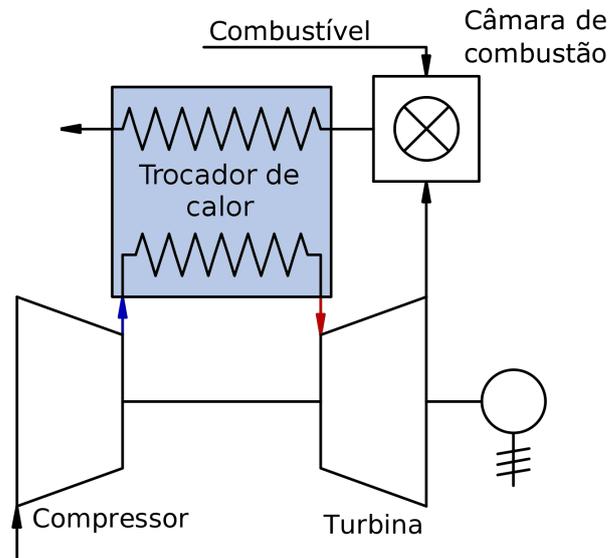


Fonte: Autor

Uma preocupação dessa configuração são os resíduos gerados na câmara de combustão, pois esse material pode causar danos aos componentes ligados na linha principal, principalmente à turbina, que é um dos componentes de elevado valor agregado e alta solicitação mecânica devido às rotações e altas temperaturas de operação. Uma alternativa interessante é a utilização do ciclo denominado *Externally Fired Gas Turbine* (EFGT), esquematizado na figura 2.

O ciclo EFGT elimina a preocupação com os resíduos particulados na linha principal e possibilita também o uso de combustíveis alternativos como a biomassa, que no primeiro modelo não era possível devido à grande quantidade de resíduos da queima. O ciclo EFGT, utilizando biomassa como combustível, apresenta dois grandes destaques positivos: o vantajoso

Figura 2 – Esquema do ciclo EFGT simples



Fonte: Autor

preço da biomassa, comparado ao dos combustíveis fósseis comumente utilizados e a sustentabilidade ambiental, já que a biomassa se trata de um combustível renovável.

Para garantir uma elevada eficiência do ciclo é preciso projetar um trocador de calor que suporte altas temperaturas. Atualmente são fabricados, em larga escala, trocadores de calor metálicos os quais impõem algumas restrições como exemplo: a temperatura máxima de entrada no trocador (por volta de 700°C) e a oxidação do material favorecido pelas altas temperaturas.

Em aplicações de alta tecnologia, como é o caso dos ônibus espaciais, materiais cerâmicos são utilizados no sistema de proteção térmico que precisam suportar temperaturas de aproximadamente 1.648°C . Esse exemplo ilustra o interesse na utilização de materiais cerâmicos para aplicações de engenharia. Dessa maneira, surgiram esforços para se projetar e desenvolver um trocador de calor fabricado em material cerâmico para operar em temperaturas acima de 800°C .

O grande desafio na concepção de um trocador de calor cerâmico está na atual resistência mecânica que os materiais cerâmicos apresentam. Compósitos e ligas cerâmicas são estudadas exaustivamente com a finalidade de mudar o panorama atual.

A solicitação mecânica em um trocador de calor se é fruto da distribuição não uniforme da temperatura nas suas paredes, resultada do escoamento dos fluidos. Grandes gradientes de temperatura causam grandes gradientes de deformações e portanto elevadas tensões localizadas. Essas, combinadas com a baixa resistência que o material cerâmico possui, podem ser a causa da falha do componente.

condições de operação do TCC e avaliar por meio de critérios de falha, adequados à materiais cerâmicos, sua integridade estrutural.

A bancada experimental, utilizada em estudos anteriores, foi aprimorada com a instalação de uma linha de ar comprimido para suprir o escoamento de ar e a instalação de transdutores de pressão com fundo de escala adequados, possibilitando ensaios em uma faixa de número de Reynolds de 200 a 2.900 e avaliações mais precisas da perda de carga em relação aos resultados de Scuotto (2013).

Novas correlações para os fatores f de atrito e j de Colburn serão desenvolvidas utilizando CFD, considerando além do número de Reynolds, fatores geométricos.

1.2 ORGANIZAÇÃO DO TRABALHO

Na seção 2, uma breve revisão da literatura será apresentada, na qual, pesquisas recentes sobre trocadores de calor cerâmicos, tanto no âmbito de seleção de materiais, simulações numéricas, fabricação de trocadores de calor cerâmicos e procedimentos experimentais serão destacadas.

Na seção 3 serão apresentados todos os métodos de cálculo que foram utilizados para concepção deste trabalho, junto com os procedimentos para fabricação de um trocador de calor cerâmico de placas aletadas. Os equipamentos e disposições da bancada experimental e os procedimentos experimentais também são discutidos nessa seção.

Na seção 4, as novas correlações dos fatores f de atrito e j de Colburn, obtidas numericamente, serão apresentadas. Os resultados e avaliações do procedimento experimental serão discutidos e usados para validação dos resultados numéricos. Um estudo da distribuição da vazão entre as passagens do trocador será abordada numericamente e comparada com os resultados experimentais.

Por fim é apresentada uma conclusão sobre os métodos numéricos e a abordagem numérica para avaliação do desempenho de trocadores de calor cerâmicos, a fabricação de trocadores de calor cerâmicos do tipo placas aletadas e sua utilização em operações envolvendo altas temperaturas.

2 REVISÃO DA LITERATURA

Esta seção foi organizado em seções para melhor distribuir os assuntos abordados. A subseção 2.1 apresenta algumas aplicações de trocadores de calor para altas temperaturas e Trocadores de Calor Cerâmicos (TCCs) abordadas na literatura. Na subseção 2.2 algumas experiências com a seleção de materiais e construção de TCCs são destacadas. A subseção 2.3 apresenta alguns resultados direcionados para a modelagem e simulação de trocadores de calor cerâmicos utilizando a Mecânica dos Fluidos Computacional (CFD) e a subseção 2.4 discorre sobre abordagens numéricas para o estudo estrutural de trocadores de calor utilizando o Método dos Elementos Finitos (MEF).

2.1 TROCADORES DE CALOR PARA ALTAS TEMPERATURAS: APLICAÇÕES

Trocadores de calor, por definição, são componentes que realizam a troca térmica entre fluidos separados por paredes sólidas (INCROPERA, 2011). A atual crescente busca por trocadores que suportem temperaturas da ordem de 1000°C criou na literatura a classificação de trocadores de calor para altas temperaturas, do inglês High Temperature Heat Exchangers (HTHEs).

Para o caso de micro turbinas a gás de termoelétricas de até 100 kW, considerações foram apontadas a respeito de se atingir ciclos mais eficientes. Para McDonald (2003) os dois parâmetros capazes de ampliar a eficiência térmica do ciclo consideravelmente são os aumentos da temperatura de entrada na turbina e da eficiência do recuperador de calor, já que a evolução das eficiências dos compressores e turbinas atingiram praticamente um patamar que, mesmo com a utilização de técnicas avançadas como CFD, apenas um pequeno incremento foi notado nos últimos anos. O mesmo ocorre com as eficiências de combustão, geração e mecânica, que também já atingiram valores altos.

A ausência de sistema de resfriamento do rotor em micro turbinas a gás limita o aumento da temperatura de entrada na turbina pela propriedade do material utilizado para sua fabricação. Aumentar a eficiência do recuperador de calor pode ser alcançado simplesmente aumentando seu volume e peso, porém, esta abordagem implicaria no aumento drástico de seu preço. Sendo o recuperador de calor já considerado o componente de maior custo no sistema, esforços estão direcionados para a redução do seu valor.

Baseado na tecnologia e materiais comercialmente disponíveis, a eficiência térmica de termoelétricas de 100 kW utilizando relação de compressão 4 é limitada em aproximadamente 30% (MCDONALD, 2003).

Entre os diversos tipos de trocadores de calor disponíveis, os de superfície primária, placas aletadas e tubular são os mais utilizados como recuperadores de calor em micro turbinas. A grande vantagem do tipo superfície primária é sua alta eficiência de superfície, já que não existem efeitos de superfície secundárias como a eficiência de aletas. O tipo de geometria tubular, embora de maior custo quando comparado aos outros dois tipos, possui capacidade de suportar altas pressões, justificando sua utilização em ciclos com alta relação de compressão.

A tecnologia do tipo placas aletadas já é amplamente conhecida com diversas aplicações aeroespaciais e industriais há décadas. O efeito indesejado da condução longitudinal é pequena em geometrias do tipo *Offset Strip Fin* (OSF) devido à periódica descontinuidade no caminho da condução de calor e, om a tendência de aumento na compacidade das superfícies, este tipo se mantém como uma opção viável para o recuperador de calor.

A seleção do material do recuperador depende das condições do ciclo e preferências do projetista. O aço inoxidável austenítico 347 é muito utilizado devido às suas propriedades e custo, porém apresenta temperatura limite de operação de 675°C, limitando a eficiência térmica do ciclo em 30%. Maiores temperaturas limite são possíveis com o uso de materiais customizados ou ligas de níquel (como exemplo o Inconel 625), com um aumento, porém, considerável no custo do material.

Uma composição bimetálica entre materiais é possível utilizando um material de maior custo apenas em regiões do recuperador que demandam temperaturas limite maiores. Essa solução permite o aumento da temperatura limite suportada pelo componente sem que seu custo se torne proibitivo (MCDONALD, 2003).

Características de interesse de alguns materiais estão relacionados na tabela 1. McDonald (2003) ressalta que a presença da superliga Haynes 214 na tabela tem fins apenas especulativos já que seria necessário a utilização de uma turbina cerâmica (figura 4), item ainda indisponível comercialmente.

Como mostrado na figura 4, um maior rendimento térmico só pode ser obtido utilizando um recuperador de calor customizado fabricado com materiais mais nobres e caros, onde a alternativa mais viável para a indústria no futuro próximo é a composição bi-metálica. Contudo, os maiores rendimentos só podem ser obtidos utilizando um TCC para altas temperaturas como recuperador de calor e esforços devem ser realizados para desenvolvimento dessa tecnologia que ainda apresenta resultados escassos na literatura (MCDONALD, 2003).

Tabela 1 – Comparação entre materiais metálicos de um recuperador para micro turbinas de 100 kW

	Inox 347	Super Inox 347	Inconel 625	Haynes 214	Bi-metálico
Temperatura máx. do material [°C]	675	750	800	900	800/675
Eficiência térmica do sistema [%]	29,5	33	35	38	35
Efetividade do recuperador	0,87	0,91	0,91	0,91	0,91
Temp. de entrada na turbina [°C]	954	1070	1150	1271	1150
Peso da matriz metálica [kg]	82	102	90	72	90
Custo do metal [\$/kg]	12	18	60	108	23
Custo da matriz metálica [\$]	984	1836	5400	7776	2070
Fator do custo do material	1	1,5	5	9	1,92

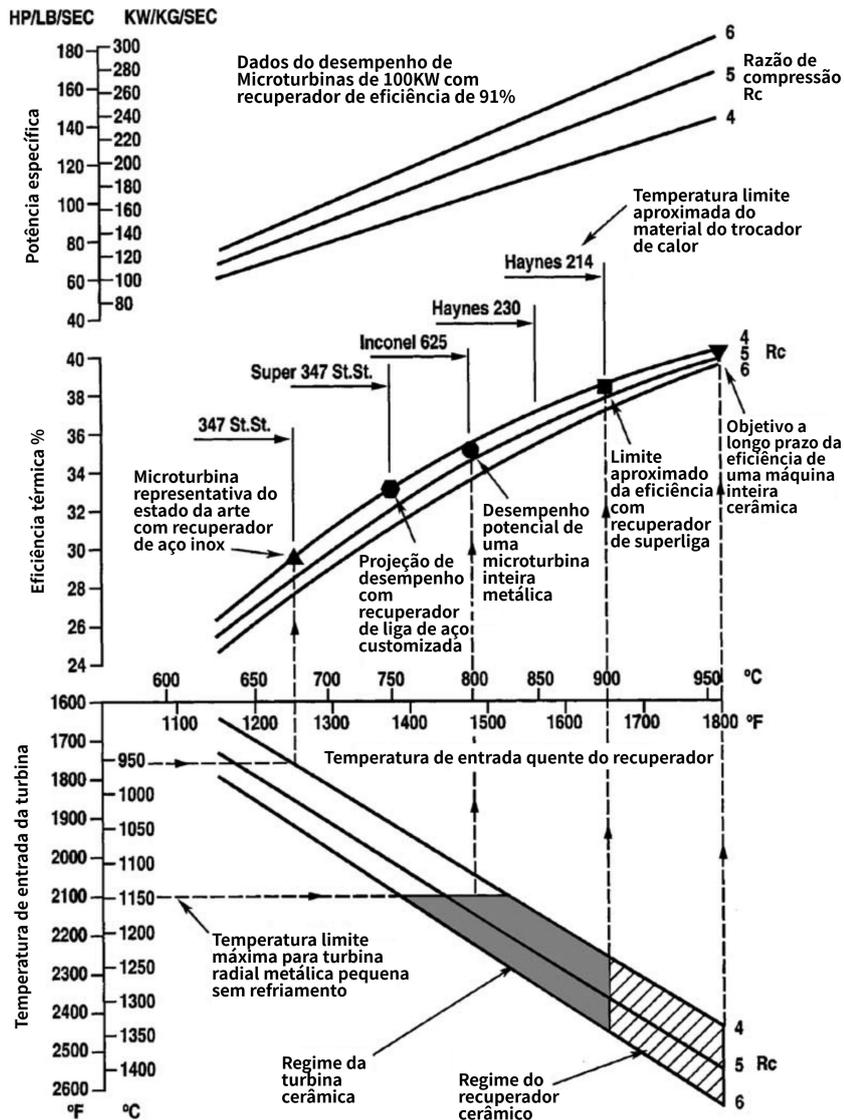
Fonte: Autor "adaptado de"McDonald, 2003

O uso de carvão ou biomassa como combustível em ciclos combinados para geração de energia é impossibilitado devido aos resíduos da queima serem agressivos à turbina a gás tradicional. Uma alternativa é o ciclo *Externally Fired Combined Cycle* (EFCC). O ponto crítico para realização do EFCC é o HTHE, pois esse deve suportar temperaturas da ordem de 1100°C e resistir à oxidação ao ar comprimido e corrosão devido os produtos da combustão (SCHULTE-FISCHEDICK; DREISSIGACKER; TAMME, 2007).

Outra aplicação destacada por Schulte-Fischedick, Dreißigacker e Tamme (2007) são as células de combustível de óxido sólido. Nesta aplicação são desejados trocadores de calor capazes de operar em temperaturas da ordem de 1000°C para remoção de calor proveniente das reações químicas.

Fend et al. (2011) apresentam a aplicação de um TCC no sistema de filtro de escape de motores a diesel, onde utilizaram a geometria tipo colmeia extrudada para criação da geometria do TCC (figura 5). A estrutura extrudada consiste de canais quadrados longitudinais e aberturas de 20 mm transversais feitas de tal forma que o escoamento de ambos lados tem mesma direção e sentidos opostos, o que caracteriza a configuração em contracorrente.

Figura 4 – Efeito da temperatura limite do recuperador de calor na micro turbina



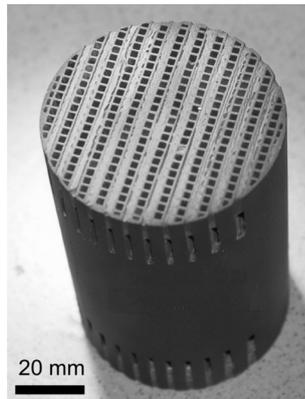
Fonte: Autor "adaptado de"McDonald, 2003

Essa geometria resultou em uma área de transferência de calor por unidade de volume de $995 \text{ m}^2/\text{m}^3$, que segundo Incropera (2011) pode ser classificado como trocador de calor compacto.

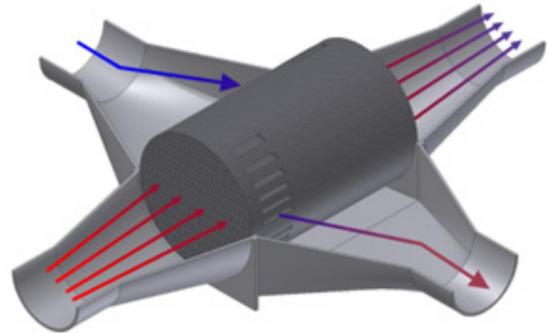
Os experimentos comprovaram a alta confiabilidade do trocador de calor em regime de operação para temperaturas de até 950°C . A geometria proposta apresentou eficiência térmica de até 65%.

Outra aplicação do TCC para altas temperaturas, ainda no segmento de geração de energia, seria em ciclos *Externally Fired Gas Turbine* (EFGT). Um modelo do ciclo EFGT incluindo as correlações para os fatores f de atrito e j de Colburn de um TCC, obtidas por Monteiro e Mello (2012) utilizando CFD, foi desenvolvido. Através do modelo foi possível notar a influên-

Figura 5 – Trocador de calor cerâmico de geometria de colmeia extrudada.



(a) Protótipo fabricado de carbeto de silício extrudado.



(b) Esquema do trocador de calor em operação.

Fonte: Fend et al., 2011

cia da eficiência do TCC e sua perda de carga na eficiência térmica do ciclo, sendo que quanto maior a eficiência do TCC e menor sua perda de carga, maior a eficiência térmica do ciclo.

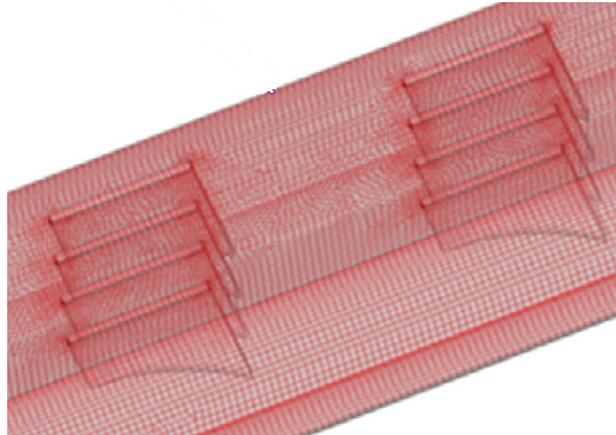
A temperatura de entrada na turbina exerce também grande influência na eficiência de ciclos EFGT. Um estudo modelando essa influência foi realizado por Mello et al. (2012), no qual concluiu-se que aumentando a temperatura de entrada na turbina em conjunto com a redução da perda de carga do HTHE, obtêm-se ciclos mais eficientes.

A elevada capacidade da cerâmica em suportar oxidação permite que através da queima pela adição periódica de oxigênio, alguns resíduos acumulados possam ser removidos do interior de um TCC. Adicionalmente, mesmo quando trocadores de calor metálicos são aplicáveis, os TCCs apresentam uma vantagem econômica significativa e suas aplicações podem ser estendidas além da troca térmica através da adição de catalisadores em pelo menos uma de suas passagens, desenvolvendo reações químicas em seu interior (KEE et al., 2011).

Nagarajan et al. (2015) estudaram o desempenho da reação de decomposição de trióxido de enxofre em um TCC tipo placas aletadas com quatro diferentes geometrias de aletas. Como resultado, a geometria com aletas tipo dentes de serra (figura 6) apresentou melhor desempenho na reação de decomposição, sendo a geometria proposta para futuros estudos.

Os autores destacam também a necessidade de trocadores de calor que suportem temperaturas da ordem de 850°C devido às reações químicas provenientes do processo de decomposição e indicam os materiais cerâmicos para fabricação do trocador.

Figura 6 – Geometria de aletas tipo dente de serra



Fonte: Nagarajan et al., 2015

2.2 CONSTRUÇÃO E EXPERIMENTAÇÃO DE TROCADORES DE CALOR CERÂMICOS

Poucos esforços direcionados à fabricação e experimentação de um TCC podem ser encontrados na literatura recente e a escolha do material a ser utilizado na fabricação de um TCC tem grande relevância no seu processo de desenvolvimento. O comportamento mecânico na temperatura de operação é muito importante para fins de previsão da integridade estrutural do trocador.

Um estudo específico sobre o comportamento mecânico de um compósito cerâmico de carbono e alumina (Al_2O_3) foi realizado por Werner, Aneziris e Schafföner (2014). Através de ensaios experimentais, seguindo a norma ASTM E1876-09, a influência da porosidade no módulo de elasticidade na faixa da temperatura ambiente até 1450°C foi avaliada.

Uma primeira análise em temperatura ambiente foi realizada verificando apenas a influência da porosidade no módulo de elasticidade. Como resultado foi observado que o modelo proposto por SPRIGGS (1961) adere muito bem aos resultados experimentais, com um coeficiente de determinação de 0,9195.

Para os resultados com variação da temperatura, Werner, Aneziris e Schafföner (2014) verificaram que o modelo proposto por Munro (2004) relacionando o módulo de elasticidade com a porosidade e a temperatura descreveu bem os resultados experimentais nas temperaturas entre 25 e 1025°C para o compósito de carbono e alumina. Foi ressaltado também que esses modelos podem ser aplicados em materiais similares considerando apenas as devidas constantes do material em questão, que podem ser obtidas com um número pequeno de ensaios experimentais.

Tabela 2 – Propriedades do SiC sinterizado (SSiC) comparado com uma típica liga metálica para altas temperaturas (Nimonic 90) e uma cerâmica de óxido (alumina, Al_2O_3)

Propriedade	Nimonic 90	Al_2O_3	SiC
k [W/m K] (1000°C)	28,8	6	40
α [$10^{-6} K^{-1}$]	12,7	7,5	4,6
E [GPa]	204	340	410
σ_{fl} [MPa]	1175	300	400
T_{max} [°C]	920	1700	1600

Fonte: Autor "adaptado de" Schulte-Fischedick, Dreißigacker e Tamme, 2007

Visando a seleção do material para fabricação de um trocador de calor para altas temperaturas em ciclos EFCC, Schulte-Fischedick, Dreißigacker e Tamme (2007) apresentaram na forma de uma tabela (tabela 2) algumas propriedades de interesse de três materiais: Nimonic 90 (típica liga metálica comercial para altas temperaturas), alumina (Al_2O_3) e Carbetto de Silício (SiC).

O Nimonic 90, por não suportar as temperaturas desejadas para operação, foi logo descartado. A alumina, por apresentar baixa condutividade térmica e alto coeficiente de expansão térmico, ficaria sujeita à elevadas tensões quando submetida a esforços termomecânicos transitentes, sendo assim, o material escolhido foi o SiC.

Preocupados com efeitos de corrosão e oxidação, Schulte-Fischedick, Dreißigacker e Tamme (2007) utilizaram um revestimento de cordierita ($2MgO*2Al_2O_3*5SiO_2$) para proteção das passagens do trocador expostas aos resíduos de combustão.

Fend et al. (2011) também utilizaram SiC para fabricação de seu TCC, destacando que o SiC apresenta impermeabilidade ao fluido de operação (ar), baixo peso específico e alta resistência à corrosão. Qualidades desejadas em um trocador de calor destinado a operar em altas temperaturas.

Visando aplicações para temperaturas de até 750°C, Kee et al. (2011) desenvolveram e fabricaram um TCC de microcanais utilizando alumina. Os autores destacam que a alumina se mostrou confiável durante os ensaios experimentais, porém, atualmente direcionam esforços para o aperfeiçoamento da técnica de fabricação para uso de SiC.

Uma última preocupação que Schulte-Fischedick, Dreißigacker e Tamme (2007) consideraram sobre materiais cerâmicos é sua característica frágil intrínseca. Os autores destacam que, para projeto estrutural de componentes cerâmicos, essa característica deve ser ponderada através de um elevado coeficiente de segurança ou o uso da mecânica da fratura.

Para projeto térmico do trocador, Schulte-Fischedick, Dreißigacker e Tamme (2007) utilizaram o método *Logarithmic Mean Temperature Difference* (LMTD) para trocadores em contracorrente. Detalhes dessa metodologia podem ser encontrados em Incropera (2011) e Kays e London (1984).

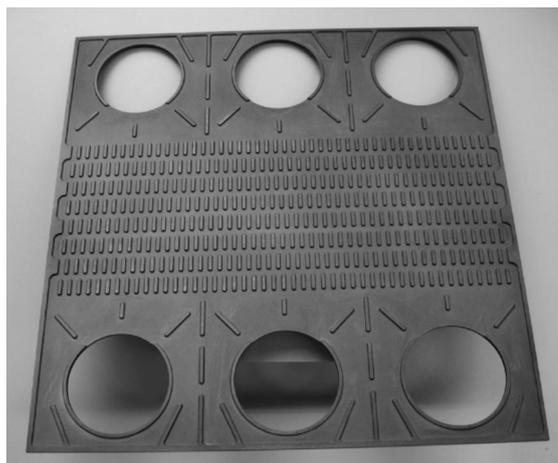
A fabricação de TCCs pode ser generalizada em duas grandes etapas: obtenção da geometria verde (geometria não sinterizada) e sinterização final do componente.

Para o caso de componentes cerâmicos, uma forma de se produzir geometrias complexas é através da moldagem do material cerâmico particulado. É comum o uso de componentes líquidos misturados ao pó cerâmico para que a mistura ganhe propriedade mecânica suficiente para tomar a forma final desejada.

A geometria de colmeia proposta por Fend et al. (2011) foi produzida através da extrusão de uma mistura cerâmica composta por pós de SiC, carbono e aglomerantes. Os detalhes da passagem transversal foram usinados após a secagem da geometria extrudada. A peça usinada foi infiltrada com silício metálico durante a sinterização preenchendo os poros da peça e gerando um compósito (Si-SiC).

O TCC construído por Schulte-Fischedick, Dreißigacker e Tamme (2007) foi baseado no conceito OSF para criação da região aletada, conforme ilustrado na figura 7. Esta geometria resulta na formação de novas camadas limite térmicas a cada nova fileira de aletas, o que aumenta a troca térmica e sua eficiência.

Figura 7 – Placa sinterizada de carbeto de silício de geometria baseada no OSF



Fonte: Schulte-Fischedick, Dreißigacker e Tamme, 2007

Schulte-Fischedick, Dreißigacker e Tamme (2007) organizaram o processo de fabricação de seu TCC em 6 grandes passos: moldagem das placas verdes compactadas, sinterização

de cada placa, combinação das placas em pares, aplicação do revestimento de proteção, sinterização dos pares em um único bloco e montagem final.

As placas verdes (denominação comum para placas antes do processo de sinterização) foram obtidas através da moldagem sob pressão da mistura cerâmica (pós cerâmicos com água e aglutinante) em um molde que é o negativo da placa desejada, obtendo-se assim a placa verde. Essa placa foi sinterizada em temperaturas da ordem de 1800 a 2000 °C e em seguida unida em pares utilizando uma massa de SiC nas regiões de união. Segundo os autores essa união possui cerca de 75-90 % da resistência das placas, podendo ser considerado meio contínuo em relação às tensões normais termomecânicas.

Após sinterizar os pares unidos, a camada de revestimento de cordierita foi aplicada na região aletada exposta utilizando a técnica de pulverização a plasma. Para união de todos os pares de placas, utilizou-se uma massa de cordierita, já que essa possui excelente adesão com o SiC. Finalmente, o trocador foi sinterizado uma última vez e então colocado os flanges e isolantes térmicos e preparado para operação.

Kee et al. (2011) descreveram a obtenção da geometria verde similarmente ao apresentado por Schulte-Fischedick, Dreißigacker e Tamme (2007), utilizando alumina. Os autores ressaltam porém, que no estudo, as placas cerâmicas foram usinadas a partir de blocos de material cerâmico prensados, apenas para reduzir o custo de fabricação dos protótipos.

Quatro placas aletadas idênticas foram fabricadas, além da tampa do trocador. Sua montagem foi realizada de modo a caracterizar a configuração em contracorrente conforme ilustrado na figura 8.

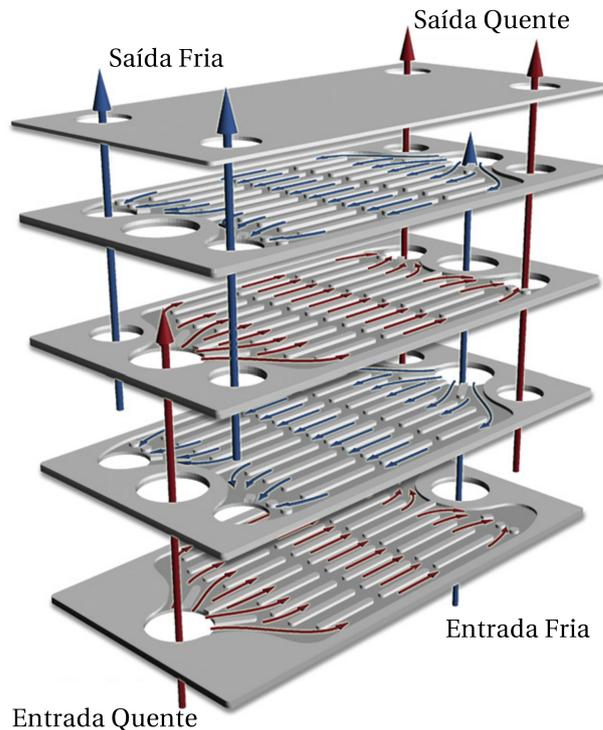
Para sinterizar o TCC, as placas montadas foram pressionadas entre si e levadas ao forno. Segundo uma inspeção por microscopia eletrônica de varredura, o TCC se tornou uma peça única policristalina, sem vestígios das superfícies de contato entre as placas.

Testes com pressão interna de 3 atm confirmaram a estanqueidade do TCC, concluindo assim, que o método proposto de fabricação é muito promissor devido ao seu baixo custo e capacidade de facilmente produzir trocadores com mais passagens (KEE et al., 2011).

Apesar do sucesso de Schulte-Fischedick, Dreißigacker e Tamme (2007) na fabricação de um TCC, apenas os fabricados por Fend et al. (2011) e Kee et al. (2011) foram ensaiados experimentalmente.

Dois protótipos foram construídos por Fend et al. (2011) variando-se parâmetros geométricos. Foi notado que um dos protótipos teve melhor performance térmica devido às características geométricas que proporcionaram maior área de transferência de calor.

Figura 8 – Ilustração do trocador de calor cerâmico proposto por Kee et al. (2011)



Fonte: Autor "adaptado de" Kee et al., 2011

As diferenças entre os valores estimados e medidos experimentalmente, da transferência de calor e eficiência térmica, foram atribuídas às diferenças locais de temperatura e velocidade, comprovadas por imagens térmicas do trocador em operação.

Os resultados experimentais apresentados por Kee et al. (2011) demonstraram a influência da temperatura de entrada quente, das vazões fria e quente balanceadas, das vazões desbalanceadas e da perda de carga do TCC em regime de operação.

O estudo da temperatura de entrada quente foi realizado fixando-se as vazões quente e fria, bem como a temperatura de entrada fria. Foi notado que com o aumento da temperatura de entrada quente, ambas as temperaturas de saída e a taxa de transferência de calor aumentam de maneira praticamente linear. A eficiência térmica, porém, se manteve constante.

Fixando-se as temperaturas de entrada do TCC, ao aumentar a vazão de maneira balanceada no dois lados, observou-se que a temperatura de entrada quente e a taxa de transferência de calor aumentam, ao passo que a temperatura de saída fria e a eficiência térmica diminuem.

Para se avaliar a influência das vazões de maneira desbalanceada, as temperaturas de entrada quente e fria e a vazão quente foram mantidas constantes. Como resultado a taxa de transferência de calor aumentou junto da vazão fria, porém, ambas temperaturas de saída diminuíram. A eficiência térmica apresentou um ponto mínimo justificado pela variação das

propriedades do ar resultarem que para esse ponto de vazão fria a razão entre as capacidades térmicas C_r fosse unitária.

Por fim, a perda de carga foi avaliada em temperatura ambiente para uma faixa de vazões, nas quais observa-se um aumento na perda de carga com o aumento da vazão.

Um TCC visando a aplicação em ciclos EFGT vem sendo estudado no Centro Universitário da FEI nos últimos 5 anos. Os desenvolvimentos iniciais de Mello e Donato (2010), Mello et al. (2012) e Monteiro e Mello (2012), utilizando simulações numéricas, resultaram na fabricação do primeiro protótipo em alumina assim como uma bancada experimental (MELLO et al., 2013; SCUOTTO, 2013).

A geometria do TCC foi baseada no trabalho de Schulte-Fischedick, Dreißigacker e Tamme (2007) sendo, também, de placas aletadas, dispostas de forma a caracterizar um trocador em contracorrente. A fabricação das placas utilizou o processo *Gel Casting*, detalhado na subseção 3.2 mais à frente.

A escolha da alumina como matéria prima foi justificada por Scuotto (2013) devido à sua temperatura de sinterização baixa, resultando assim na necessidade de um forno com custo sensivelmente menor se comparado aos requisitos para utilização do SiC, usado nos trabalhos de Schulte-Fischedick, Dreißigacker e Tamme (2007) e Fend et al. (2011).

Seguindo a metodologia apresentada por Kays e London (1984), o desempenho do TCC referente à perda de carga e transferência de calor foi avaliado através dos fatores f , de atrito, e j , de Colburn, respectivamente, para diferentes números de Reynolds.

Os resultados experimentais foram comparados às correlações obtidas com CFD por Monteiro e Mello (2012) para os fatores f e j na figura 9.

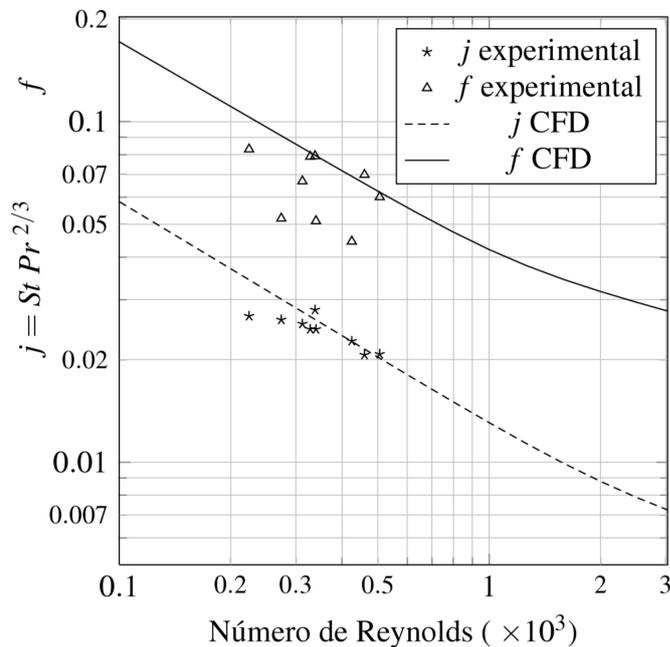
Observa-se a melhor aderência dos resultados experimentais do fator j se comparado ao fator f às correlações. Fato que foi justificado por Scuotto (2013) pelo uso um transdutor de pressão com fundo de escala inadequado para a faixa de pressões observadas durante os ensaios.

2.3 SIMULAÇÃO CFD DE TROCADORES DE CALOR

Uma importante tarefa no desenvolvimento de trocadores de calor de placas aletadas é justamente a definição da geometria das aletas.

Devido à necessidade por trocadores com maior desempenho térmico e menor perda de carga, geometrias complexas para a região aletada se aproximam mais da regra do que da exceção nos componentes atuais. Dessa forma, modelos analíticos do escoamento são extremamente complexos de se deduzir, mesmo no caso de geometrias regulares, quando não impossíveis sem

Figura 9 – Resultados experimentais obtidos do primeiro protótipo de TCC construído na FEI comparados com as correlações calculadas através de CFD dos fatores f de atrito e j de Colburn



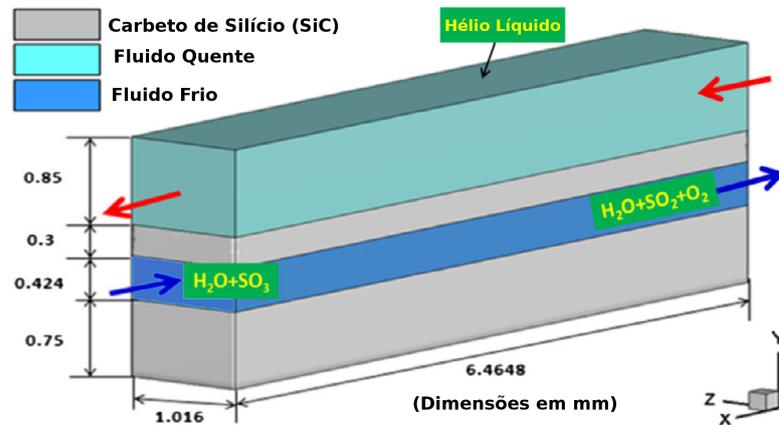
Fonte: Mello et al.; Scuotto, 2013, 2013

uma série de simplificações prejudiciais à sua acurácia. Nesse contexto, os métodos numéricos, CFD em particular, são aplicados de modo a avaliar diferentes geometrias de aletas sem a construção e experimentação de protótipos.

Em extensão ao trabalho realizado por Ponyavin et al. (2008), Nagarajan et al. (2014a) estudaram a performance fluidodinâmica e térmica de nove geometrias de aletas de um TCC em contracorrente para altas temperaturas através de CFD. Utilizando a técnica da transferência de calor conjugada, em regime permanente, o domínio computacional consistiu de uma passagem de fluido quente sem aletas, uma passagem de fluido frio aletado e duas regiões sólidas, sendo uma entre os fluidos e a outra em contato apenas com a passagem fria, como ilustrado na figura 10.

As geometrias de aletas estudadas foram: retangular (caso 2), triangular (caso 3), botão invertido (caso 4), botão (caso 5), elíptica (caso 6) e dente de serra (casos 7-9). O caso 1 foi utilizado como referência e não utilizou nenhum tipo de aleta. O caso 7 foi diferenciado dos casos 8 e 9 pelo posicionamento das aletas de maneira similar a um rotor. Por fim os casos 8 e 9 possuíam espessuras de aleta diferentes, sendo a espessura do caso 9 menor. Em todos os casos as aletas foram posicionadas paralelamente ao fluxo, com exceção do caso 7. A figura 11 ilustra as geometrias de aletas de cada caso.

Figura 10 – Esquema das dimensões externas e arranjo das passagens do modelo numérico de um TCC



Fonte: Nagarajan et al., 2014a

Os autores tomaram o cuidado de não posicionar as aletas próximo das regiões de entrada e saída dos fluxos para evitar influência das condições de contorno sobre a solução.

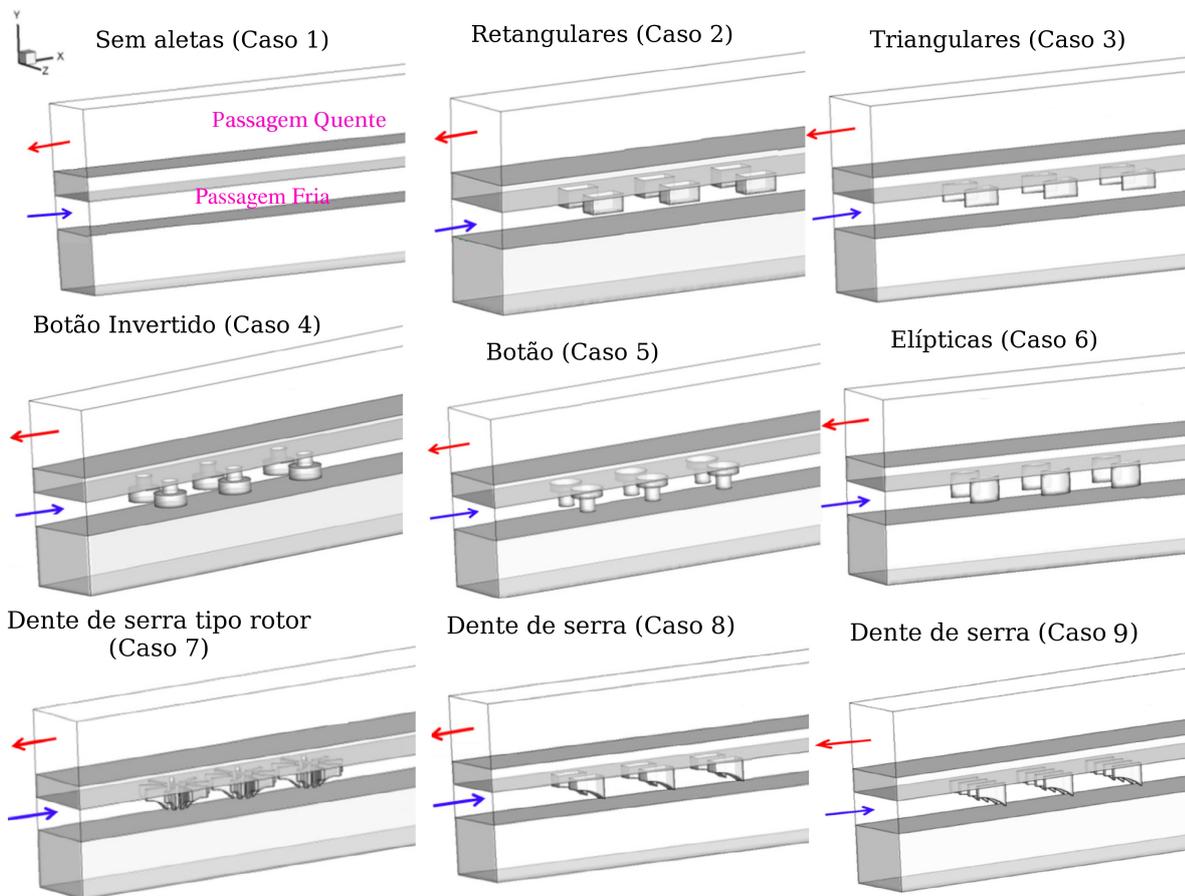
Os fluidos considerados foram hélio na passagem quente e uma mistura de trióxido e dióxido de enxofre, oxigênio e vapor de água na passagem fria. As propriedades físicas dos gases foram consideradas independentes da temperatura na faixa entre 973 a 1223 K estudada. Carbetos de silício foi o material escolhido para a região sólida. Sua densidade e calor específico também foram considerados constantes, diferentemente da sua condutividade térmica, que foi considerada função da temperatura.

Uma malha não estruturada de elementos hexaédricos com refinamento local próximo às paredes foi utilizada para discretizar a geometria. Como resultado do estudo de refinamento realizado em todos os casos, as malhas utilizadas nas análises foram as que apresentaram variação do valor da perda de carga e transferência de calor inferior à 5%.

O esquema *Upwind Differencing Scheme* (UDS) de primeira ordem foi utilizado para discretização dos operadores das equações de conservação e o algoritmo *Semi Implicit Linked Equations* (SIMPLE) foi aplicado para o acoplamento pressão-velocidade. O método de Gauss-Seidel ponto a ponto em conjunto com o *Algebraic Multigrid* (AMG) foram utilizados para solução dos sistemas lineares.

Em todos os casos o número de Reynolds foi mantido constante no valor de 244 e nenhum modelo de turbulência foi utilizado. Nessas condições os autores concluíram que a geometria do caso 9 apresentou melhor desempenho térmico com a menor perda de carga. Esse desempenho foi justificado devido à pequena espessura das aletas e sua maior área de transferência de calor.

Figura 11 – Geometrias de aletas estudadas por Nagarajan et al., 2014a

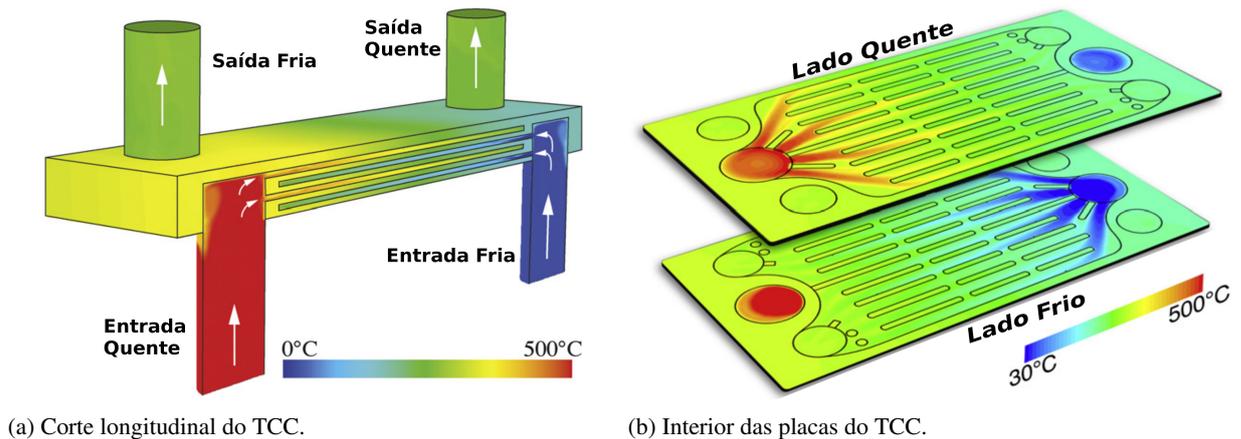


Fonte: Autor "adaptado de" Nagarajan et al., 2014a

Um ponto não levantado por Nagarajan et al. (2014a) foi que a geometria selecionada como ótima tem espessura de aletas de 0,05 mm. Para o caso dos materiais cerâmicos, a fabricação de um trocador de calor com aletas desse tipo não seria trivial. Mesmo com o sucesso na fabricação, o componente apresentaria grande fragilidade impossibilitando seu uso em ambientes com condições menos controladas.

A performance do TCC compacto de micro canais, desenvolvido e experimentado por Kee et al. (2011) utilizando alumina, foi também avaliada numericamente. O modelo CFD considerou o TCC completo. Sem simplificações na geometria ou utilização de simetrias. A transferência de calor entre o meio sólido e fluido (transferência de calor conjugada) também foi incorporada ao modelo, porém, foi considerado isolamento perfeito entre as paredes externas do TCC e o ambiente. As propriedades tanto do fluido (ar) quanto da alumina foram utilizadas considerando sua variação em função da temperatura.

Os resultados das simulações indicaram que a principal variação de temperatura ocorreu na direção do escoamento pelas passagens do TCC, com pouca variação na direção transversal



(a) Corte longitudinal do TCC.

(b) Interior das placas do TCC.

Figura 12 – Distribuição da temperatura em um modelo de TCC obtida por CFD.

Fonte: Kee et al. (2011)

(figura 12). Essa característica mostra que a transferência de calor é similar em todas as placas (KEE et al., 2011).

Os valores de perda de carga calculados nas simulações foram comparados com as medições experimentais realizadas em temperatura ambiente, em função da vazão mássica. Foi observado que ambos resultados concordam até certo valor de vazão, no qual acima, a perda de carga medida experimentalmente é maior que aquela avaliada numericamente. Kee et al. (2011) concluem que essa diferença se dá possivelmente pela ocorrência de transição para o regime turbulento, já que o modelo CFD considerou apenas o regime laminar.

Parte das pesquisas para desenvolvimento de um TCC, realizadas no Centro Universitário da FEI, consistiram no desenvolvimento de modelos numéricos para avaliação do desempenho do TCC.

Um primeiro modelo de TCC para ciclos EFGT foi estudado para operar com ar em corrente cruzada. Com o objetivo de facilitar futuros testes em bancada, o modelo desenvolvido por Mello e Donato (2010) possuía dimensões reduzidas.

As simulações foram conduzidas no código ANSYS CFX[®] em regime permanente, no qual, as equações diferenciais foram discretizadas utilizando o esquema *High Resolution Scheme* e os resíduos da solução controlados em 5×10^{-5} . O estudo contemplou uma faixa de número de Reynolds de 200 à 1000, sem a utilização de modelagem para turbulência. A variação da densidade em função da temperatura foi contabilizada pelo modelo de gás ideal.

Dois casos foram estudados: considerando apenas o domínio fluido de uma passagem do TCC e considerando ambas passagens (quente e fria) inclusive o meio sólido entre elas.

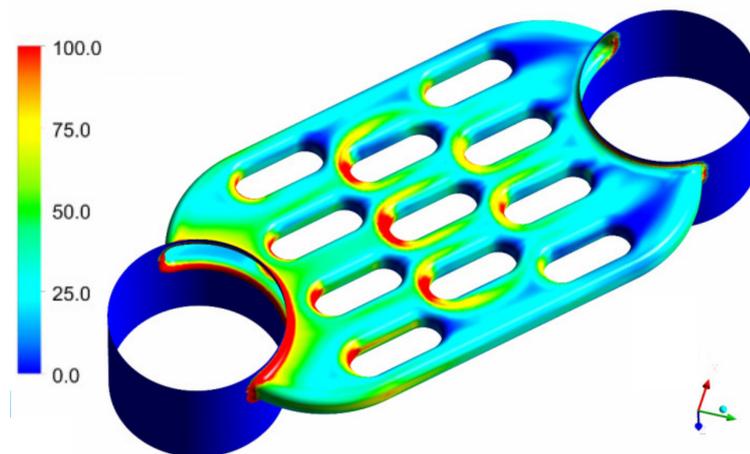
No primeiro caso foram aplicadas condições de contorno ideais, ou seja, temperatura constante nas paredes, no qual foi avaliado o comportamento do fluido e seu desempenho tér-

mico. Já no segundo caso, a interação entre o fluido e a estrutura do trocador, com relação à transferência de calor, foi contabilizada pela técnica de transferência de calor conjugada (*Conjugate Heat Transfer* (CHT)) e condições de contorno próximas da realidade de operação foram utilizadas.

Uma vantagem da primeira abordagem é a necessidade reduzida de recursos computacionais se comparado às simulações que utilizam a técnica da transferência de calor conjugada (MELLO; DONATO, 2010).

Os resultados das simulações em condições ideais mostraram que com a diminuição da vazão ocorre aumento do número de unidades de transferência, que está diretamente ligado à eficiência térmica do trocador. A distribuição do coeficiente local de transferência de calor se mostrou alinhado com a teoria. Foi percebido um aumento local da transferência de calor a cada nova fileira de aletas onde novas camadas limite térmicas se formaram (figura 13).

Figura 13 – Distribuição do coeficiente de transferência de calor nas paredes em uma passagem de um TCC (em W/m^2K)



Fonte: Mello e Donato, 2010

Para o caso ideal, o coeficiente global de transferência de calor se iguala ao coeficiente de transferência de calor por convecção. Já no caso da transferência de calor conjugada, existe um somatório de resistências a ser considerado, resultando um coeficiente global de transferência de calor menor. Os principais fatores responsáveis por essa redução são a configuração em corrente cruzada, a eficiência térmica das aletas e a condução de calor por entre as paredes do trocador. (MELLO; DONATO, 2010).

As simulações com transferência de calor conjugada foram repetidas com a condutividade térmica da alumina 100 vezes maior. Notou-se pouca alteração nos resultados. Dessa forma concluiu-se que o coeficiente de transferência de calor por convecção exerce maior in-

fluência sobre o coeficiente global de transferência de calor do que as propriedades térmicas do material cerâmico. Finalmente, Mello e Donato (2010) propõem que a configuração em contracorrente pode ser uma alternativa para aumentar a parcela convectiva do coeficiente global de transferência de calor.

O dimensionamento da região aletada de um trocador de calor, segundo a metodologia de Kays e London (1984), utiliza dois fatores dependentes da geometria. Os fatores f de atrito e j de Colburn. Esses fatores podem ser considerados representantes da perda de carga e transferência de calor do trocador e, para cada geometria e disposição de aletas, apresentam diferentes resultados, em função do número de Reynolds.

Através de simulações CFD, Monteiro e Mello (2012) obtiveram correlações para os fatores f de atrito e j de Colburn de uma configuração de aletas baseada na geometria OSF. O estudo considerou apenas a região aletada com número de Reynolds variando de 500 à 1500. Simulações utilizando transferência de calor conjugada foram comparadas com a metodologia analítica de trocadores de calor compactos em contracorrente proposta por Kays e London (1984).

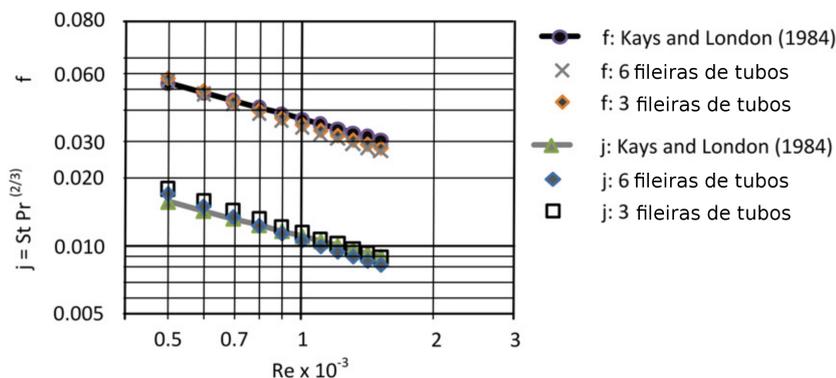
Devido à falta de resultados experimentais para a geometria específica proposta, Monteiro e Mello (2012) realizaram a validação do código computacional para uma geometria similar com resultados experimentais disponíveis em Kays e London (1984). Modelos de três e seis aletas dessa geometria também foram simulados para comparação com os resultados experimentais.

Utilizando o software ANSYS CFX[®], as equações diferenciais foram discretizadas pelo esquema *High Resolution Scheme* e a solução respeitou o critério de convergência do Valor eficaz (do inglês *Root Mean Square*) (RMS) dos resíduos inferior a $1,0 \times 10^{-5}$.

O estudo de refinamento de malha realizado foi baseado na geometria com resultados disponíveis em Kays e London (1984) e erros abaixo de 10% e 5% para o fator f de atrito e j de Colburn, respectivamente, foram observados em relação aos resultados experimentais. Um estudo de refinamento para a geometria proposta não foi realizado pois, segundo os autores, o padrão e regime do fluxo são essencialmente os mesmos (MONTEIRO; MELLO, 2012).

Os resultados das simulações com três e seis fileiras de aletas não apresentaram diferença significativa nos coeficientes de atrito f e Colburn j , dentro da faixa de número de Reynolds simulado, conforme mostra a figura 14. Embora tenha ocorrido um pequeno decréscimo nos fatores f e j com o aumento do número de fileiras, esse resultado está de acordo com as investigações experimentais de Halıcı, Taymaz e Gündüz (2001).

Figura 14 – Comparação dos fatores f e j em função do número de Reynolds obtidos por CFD com dados da literatura



Fonte: Monteiro e Mello, 2012

Aletas ideais com temperatura constante nas paredes foram estipuladas como condição de contorno e as propriedades do fluido, no caso ar, foram consideradas constantes para obtenção das correlações. Os resultados foram duas correlações que descrevem a variação dos fatores f e j em função do número de Reynolds com erros de 1% dos valores numéricos para o fator j e 3% para o fator f .

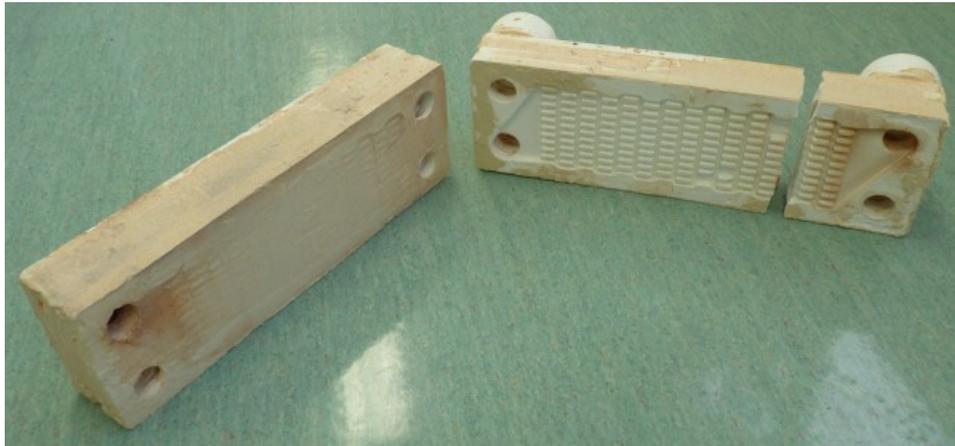
As simulações utilizando a técnica de transferência de calor conjugada consideraram a influência da temperatura sobre as propriedades termo físicas do ar e a vazão mássica foi considerada igual em ambos escoamentos, frio e quente. A concordância observada entre os resultados numéricos e os previstos com as correlações para f e j sugeriu que é suficiente considerar as propriedades termo físicas médias para fins de projeto do TCC.

Os cálculos analíticos utilizaram as propriedades do fluido avaliadas na temperatura média de operação sem prejudicar a qualidade dos resultados. Porém, o uso dos resultados do CFD para fins de verificações de integridade estrutural foi destacado como uma vantagem com relação à metodologia analítica.

2.4 SIMULAÇÕES TERMO ESTRUTURAIS DE TROCADORES DE CALOR

Durante os ensaios experimentais do primeiro protótipo de TCC, fabricado no Centro Universitário da FEI por Mello et al. (2013), a temperatura de entrada quente, em regime de operação, foi elevada a cada ensaio. Ao final do ensaio com temperatura quente de 890°C, percebeu-se que o trocador poderia ser facilmente separado simplesmente manuseando-o. A figura 15 mostra o trocador após ser separado.

Figura 15 – TCC separado após ensaio com temperatura de entrada de 850°C



Fonte: Mello et al., 2013

Segundo Scuotto (2013), o processo de colagem entre as placas do trocador deve ser aprimorado pois o cimento utilizado na colagem não resistiu às solicitações térmicas. No entanto, a separação na direção transversal, próximo da região de entrada quente, ocorreu onde foram notadas trincas geradas após os ensaios. Dessa forma fica evidente que uma análise estrutural prévia à fabricação se faz necessária para garantir a integridade estrutural do TCC dentro da faixa de temperaturas de operação desejada.

Uma abordagem encontrada na literatura técnica para esse problema é a apresentada por Schulte-Fischedick, Dreißigacker e Tamme (2007) que realizaram uma análise numérica estrutural utilizando o MEF, na qual através da distribuição da temperatura e pressão, as tensões normais principais foram calculadas. Os autores fizeram uso de planos de simetria para gerar um modelo computacionalmente econômico para as regiões aletada e de entrada do escoamento (figura 16).

Dois condições foram simuladas: regime permanente de operação e regime transiente durante uma parada de emergência. A parada de emergência parte da situação de regime permanente com redução abrupta da temperatura de entrada proveniente da câmara de combustão para a temperatura de saída da turbina.

Os resultados indicaram que para regime permanente de operação na região aletada, um coeficiente de segurança maior que 110 foi atingido. Para a situação de parada de emergência, foi obtido um coeficiente de segurança de 4,9. Na região de entrada, após a adição de aletas para fins estruturais, chegou-se a um coeficiente de segurança de 8,5.

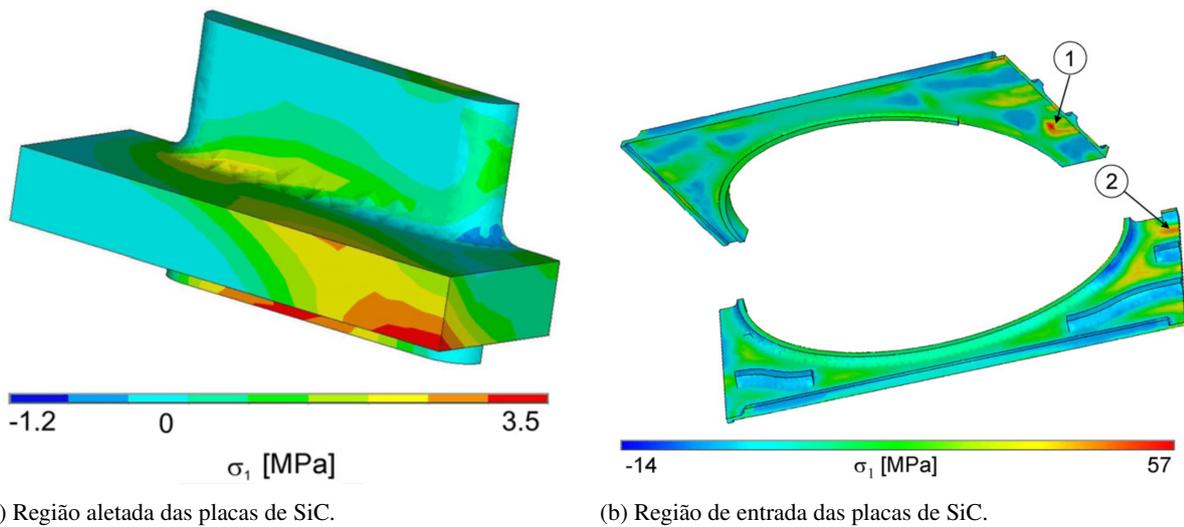


Figura 16 – Distribuições da tensão principal do TCC estudado por Schulte-Fischedick, Dreißigacker e Tamme (2007).

Fonte: Schulte-Fischedick, Dreißigacker e Tamme (2007)

Schulte-Fischedick, Dreißigacker e Tamme (2007) ressaltam que os modelos desenvolvidos não consideram a transferência de calor do TCC com o ambiente por considerá-la irrelevante se utilizado isolamento térmico externo ao trocador.

Com uma abordagem similar, Nagarajan et al. (2014b) estudaram numericamente o comportamento termomecânico de diferentes tipos e configurações de aletas de um TCC do tipo placas aletadas operando em 950°C. Os autores estudaram as configurações alinhada, intercalada e topo e fundo e os tipos de aletas retangular, triangular, botão invertido e dente de serra.

Os fluidos de operação considerados no trocador foram hélio na passagem quente e uma mistura de trióxido e dióxido de enxofre, oxigênio e vapor de água na passagem fria. O material escolhido para a região sólida foi o carbetto de silício. Em adição à abordagem de Schulte-Fischedick, Dreißigacker e Tamme (2007), Nagarajan et al. (2014b) consideraram as propriedades mecânicas utilizadas como função da temperatura.

O modelo consistiu de uma geometria simplificada do TCC onde apenas uma parte da região aletada foi simulada. Os autores ressaltam que em aplicações reais, o trocador pode expandir e contrair em diferentes regiões durante a operação e, por isso, os vínculos do modelo devem restringir o mínimo possível os deslocamentos.

Para avaliação estrutural, Nagarajan et al. (2014b) comentam que o critério de Coulomb-Mohr, que utiliza as tensões principais e não a tensão equivalente de Von Mises, é o mais adequado devido ao comportamento frágil do carbetto de silício. As simulações avaliaram o

comportamento mecânico de todas as configurações geométricas em regime permanente de operação e transiente na partida e parada.

Utilizando CFD e a técnica da transferência de calor conjugada, foram obtidas as distribuições de pressão e temperatura nas regiões sólidas de interesse, para assim, serem usadas no modelo de elementos finitos como condições de contorno. Três casos foram estudados. Importação da solução de temperaturas e aplicação de pressão uniforme nas aletas, importação da solução de temperaturas e pressões e importação apenas das pressões do modelo CFD.

A malha foi criada automaticamente no software ANSYS[®] WORKBENCH[™] utilizando o elemento SOLID 186, hexaédrico, de 20 nós. A malha foi refinada próximo às interfaces entre os meios sólidos e fluidos. Um estudo de refinamento foi conduzido verificando a variação da máxima tensão principal em função do número de nós.

Dos três casos de condições de contorno estudados, Nagarajan et al. (2014b) concluíram que as tensões térmicas exercem maior influência na tensão principal a ponto de as tensões mecânicas provenientes da distribuição de pressão na superfície de contato entre sólido e fluido poder ser negligenciada.

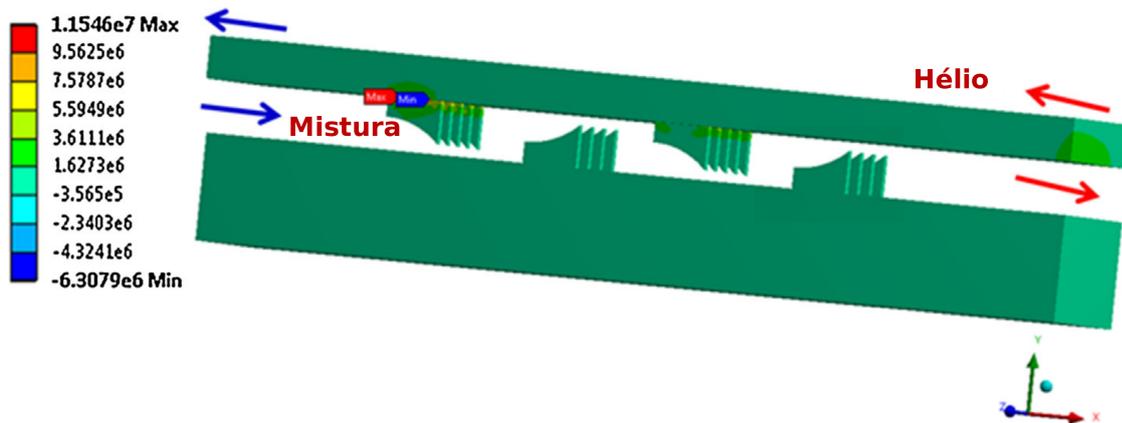
Os resultados para o regime permanente de temperaturas e pressões importadas do CFD indicaram que aletas tipo botão invertido e retangular apresentaram menor máxima tensão principal e maior coeficiente de segurança, seguida do tipo dente de serra e finalmente a triangular. Dentre as configurações estudadas a intercalada foi que apresentou maior coeficiente de segurança em todos os casos.

A combinação escolhida pelos autores como sendo ótima foi a de dente de serra em configuração intercalada, pois apresentou maior coeficiente de transferência de calor com mínima perda de carga, em conjunto com tensões não muito elevadas (figura 17), gerando um coeficiente de segurança de 21,95.

As análises transientes consistiram na utilização dos resultados de temperatura e pressão do modelo CFD para 0, 10, 50, 80 e 100 segundos no modelo de elementos finitos como condições de contorno. Novamente, os resultados indicaram que aletas tipo botão invertido apresentaram maior coeficiente de segurança e as aletas tipo triangular o menor coeficiente de segurança. Similarmente ao caso de regime permanente, Nagarajan et al. (2014b) escolheram as aletas tipo dente de serra em configuração intercalada como combinação ótima.

Uma deficiência que as abordagens de Schulte-Fischedick, Dreißigacker e Tamme (2007) e Nagarajan et al. (2014b) apresentam é a avaliação de regiões do TCC de maneira segregada por meio de diversas simplificações geométricas (simetrias). Como estudado por Chu et al. (2014) é comum trocadores de placas apresentarem distribuição desigual da vazão entre as pas-

Figura 17 – Máxima tensão principal (Pa) para aletas com geometria de dente de serra



Fonte: Nagarajan et al., 2014b

sagens. Dessa forma, grandes gradientes de temperatura podem surgir em diferentes direções, invalidando modelos com simetrias.

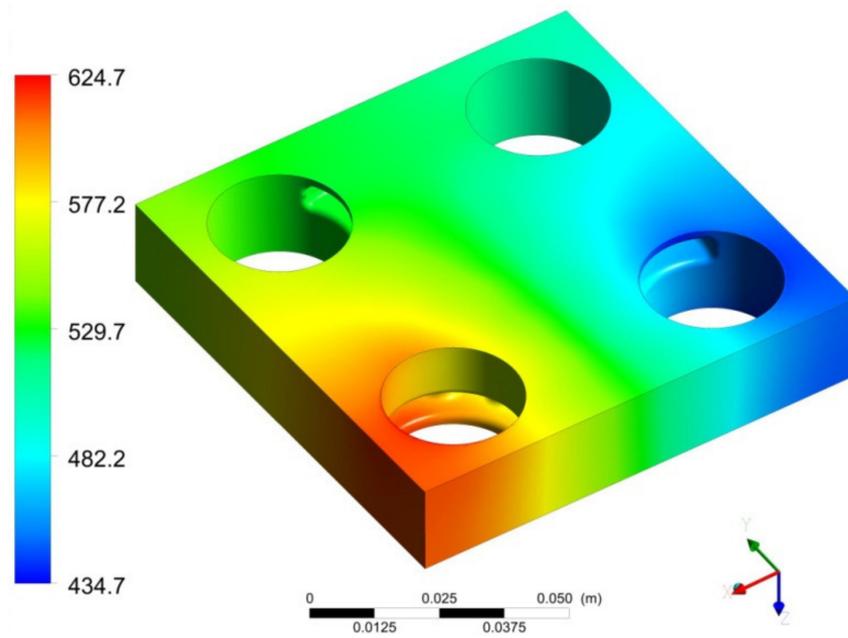
Uma abordagem mais robusta foi adotada por Mello e Donato (2010) simulando o comportamento mecânico de um bloco de TCC constituído de uma passagem fria e uma quente.

Os critérios de máxima tensão normal e Coulomb-Mohr foram aplicados no modelo de elementos finitos de um TCC de alumina com dimensões reduzidas. O modelo constitutivo linear elástico foi aplicado através da utilização de elementos tetraédricos de dez nós que, com um estudo de refinamento de malha conduzido refinando-se as regiões de variação geométrica acentuada, garantiu a independência dos resultados em relação à malha.

Partindo da distribuição de temperaturas obtidas através de CFD como condição de contorno (figura 18), as tensões principais foram obtidas devido ao campo de deformações gerado pelos gradientes de temperaturas. A região de entrada quente apresentou as maiores tensões, chegando a 111 MPa como ilustrado na figura 19.

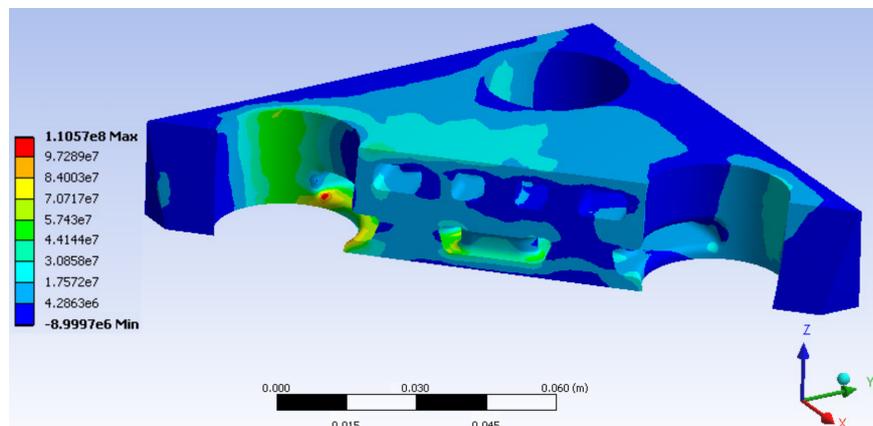
Foi observado que ambos os critérios de falha apresentaram a mesma região crítica com coeficiente de segurança de 2,41, podendo assim ser utilizado para estudo em bancada em condições ideais. Mello e Donato (2010) ressaltam porém que em TCCs para aplicações reais, carregamentos térmicos transientes e pressões de operação devem ser considerados além de um estudo da vida em fadiga do componente.

Figura 18 – Solução da distribuição de temperaturas nas paredes sólidas do TCC



Fonte: Mello e Donato, 2010

Figura 19 – Campo de tensões principais provenientes dos gradientes de temperaturas no TCC



Fonte: Mello e Donato, 2010

3 METODOLOGIA

Nessa seção é apresentado o desenvolvimento da geometria do Trocador de Calor Cerâmico (TCC), seu processo de fabricação, os procedimentos de cálculo para avaliação experimental em bancada e tópicos relacionados à modelagem computacional do TCC.

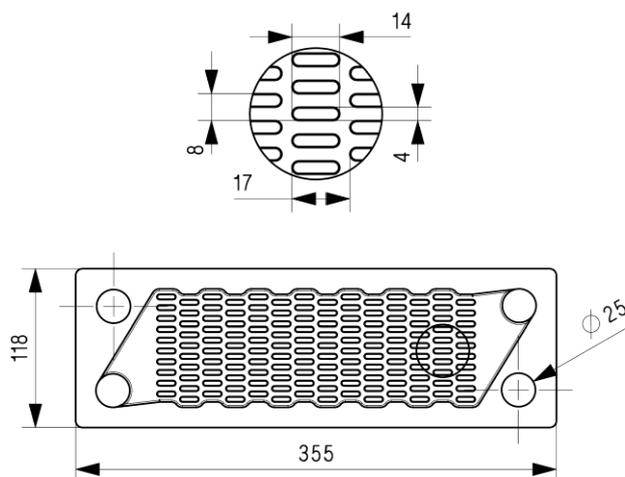
3.1 GEOMETRIA DE UM TROCADOR DO TIPO PLACAS

Em um projeto de um trocador de calor, uma das primeiras etapas é a definição do tipo do trocador de calor. Existem duas grandes classificações: disposição das correntes dos fluidos e o tipo de construção. As disposições das correntes dos fluidos mais comuns são contracorrente, corrente paralela e corrente cruzada. Os tipo de construções comuns são duplo tubo, placas, aletados (aleta plana, circular, corrugada, recortada, ondulada) e casco e tubos.

Inspirado pelo trabalho de Schulte-Fischedick, Dreißigacker e Tamme (2007) a região aletada do trocador também se baseou no conceito *Offset Strip Fin* (OSF) com geometria de aletas similares. Buscando uma eficiência térmica de 70% para número de Reynolds 1000, o número de fileiras de aletas pôde ser definido através das correlações obtidas por Monteiro e Mello (2012).

Este procedimento foi realizado no software *Engineering Equation Solver* (EES), com o código disponível em Monteiro (2011), de forma que a geometria final de uma placa do trocador segue a figura 20.

Figura 20 – Dimensões externas e arranjo das aletas da placa verde. Após secagem e sinterização há redução de 5% nessas dimensões



A quantidade de placas foi definida baseado na capacidade dos equipamentos instalados na bancada experimental. Para um mesmo número de Reynolds, mais passagens no trocador, significa aumentar a vazão mássica na alimentação. A capacidade da resistência elétrica está também diretamente ligada à vazão de ar e portanto maiores vazões requerem potências elétricas maiores.

Scuotto (2013) fabricou e testou experimentalmente um primeiro protótipo de TCC com as mesmas características geométricas da figura 20. Seus ensaios experimentais resultaram em dados para os fatores f de atrito e j de Colburn para uma faixa de número de Reynolds entre 200 e 500.

Buscando ampliar a faixa de número de Reynolds dos dados obtidos por Scuotto (2013), um novo protótipo de TCC foi construído mantendo as características geométricas o mais próximo possível do protótipo anterior.

Uma quantidade par de passagens garante uma periodicidade ao trocador na direção transversal, dessa maneira algumas simplificações geométricas poderiam ser feitas aos modelos numéricos. Nessa situação, porém, ocorre o empenamento das placas devido à dilatação térmica e portanto, o material cerâmico teria que suportar maiores tensões.

O presente trabalho utiliza uma quantidade ímpar de passagens. Com essa configuração, as temperaturas na cerâmica se aproximam de uma distribuição com plano de simetria em uma seção transversal, o que reduz o empenamento e conseqüentemente as tensões térmicas de operação do TCC. Uma vista isométrica explodida do TCC esquematizado pode ser vista na figura 21.

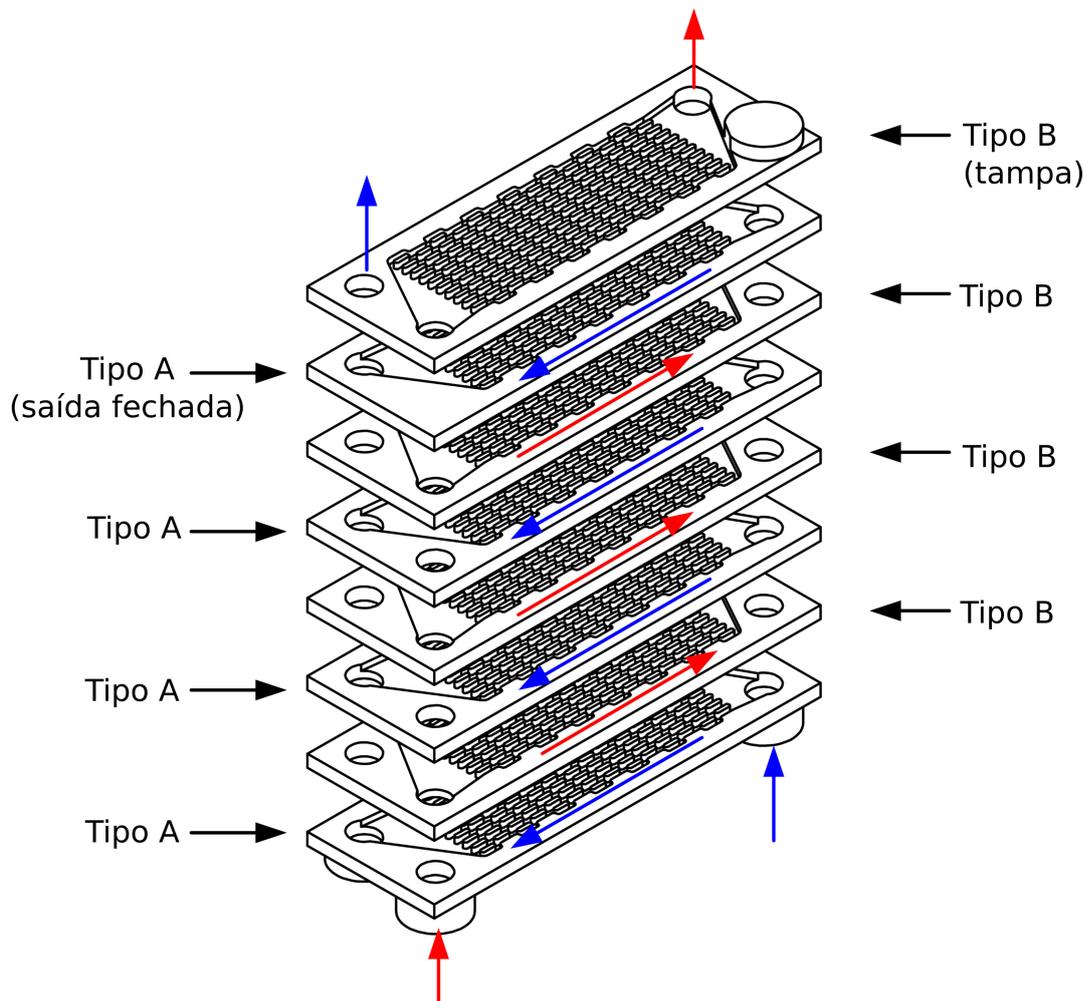
Foi realizado um estudo paramétrico para avaliar o desempenho do TCC em função de parâmetros geométricos, criados relacionando-se variáveis geométricas da região aletada. Esses parâmetros foram definidos conforme as equações 1, 2 e 3 e as variáveis provenientes da geometria das aletas são destacadas na figura 22. A variável H representa a altura das passagens no TCC.

$$\lambda = \frac{D_1}{H} \quad (1)$$

$$\delta = \frac{D_1}{L} \quad (2)$$

$$\gamma = \frac{D_1}{D_2} \quad (3)$$

Figura 21 – Geometria do trocador de calor cerâmico construído utilizando placas aletadas cerâmicas



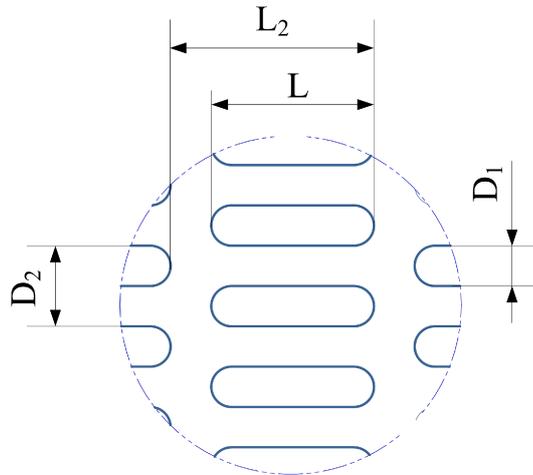
Fonte: Autor

O estudo consistiu em variar os valores da altura das passagens H , o comprimento das aletas L e o passo das aletas na direção da espessura D_2 , no qual as geometrias geradas foram nomeadas em função de cada variação.

As variáveis D_1 e L_2 foram fixadas em 4 e 17 mm, respectivamente, uma vez que esses valores se mostraram factíveis sob o ponto de vista de fabricação das placas cerâmicas, conforme apresentado por Mello et al. (2013). As geometrias geradas, com suas variáveis geométricas e respectivos parâmetros resultantes, estão relacionados na tabela 3.

As equações 4, 5 e 6 definem o diâmetro hidráulico D_h , a Área total de transferência de calor por unidade de volume Λ e a razão entre a área de escoamento livre e a área frontal β , em função dos parâmetros definidos pelas equações 1, 2 e 3. Esta abordagem é conveniente no processo de projeto de um trocador de calor o qual utiliza as correlações obtidas em função dos

Figura 22 – Parâmetros geométricos que definem a região aletada



Fonte: Autor

Tabela 3 – Configurações geométricas simuladas numericamente

Geometria	H (mm)	L (mm)	D_2 (mm)	λ	δ	γ
1-2-2	4	12	9	1,000	0,333	0,444
2-1-2	6	10	9	0,667	0,400	0,444
2-2-1	6	12	8	0,667	0,333	0,500
2-2-2	6	12	9	0,667	0,333	0,444
2-2-3	6	12	10	0,667	0,333	0,400
2-3-2	6	14	9	0,667	0,286	0,444
3-2-2	8	12	9	0,500	0,333	0,444

Fonte: Autor

parâmetros geométricos adimensionais. As deduções completas das equações 4, 5 e 6 podem ser vistas no apêndice A.

$$D_h = 2L_2(1 - \gamma) \left[\lambda \gamma \left(\frac{L_2}{\gamma D_1} - \frac{1}{\delta} + 1 - \frac{\pi}{4} + \left(\frac{\pi}{2} + \frac{1}{\delta} - 1 \right) \frac{1}{\lambda} \right) \right]^{-1} \quad (4)$$

$$\Lambda = 2\lambda \gamma \left[\frac{L_2}{\gamma D_1} - \frac{1}{\delta} + 1 - \frac{\pi}{4} + \left(\frac{\pi}{2} + \frac{1}{\delta} - 1 \right) \frac{1}{\lambda} \right] L_2^{-1} \quad (5)$$

$$\beta = \frac{A_{ff}}{A_{fr}} = 1 - \gamma \quad (6)$$

A tabela 4 apresenta os valores das equações 4, 5 e 6 bem como outras características geométricas das geometrias simuladas.

Tabela 4 – Características geométricas de cada geometria simulada

Geometria	D_h (mm)	β	Λ (m^2/m^3)	A_{fr} (mm^2)	A_{ff} (mm^2)	A (mm^2)
1-2-2	4,1071	0,556	541,07	9,0	5,0	82,78
2-1-2	5,3647	0,556	414,23	13,5	7,5	95,07
2-2-1	4,6067	0,500	434,15	12,0	6,0	88,57
2-2-2	5,2541	0,556	422,95	13,5	7,5	97,07
2-2-3	5,7973	0,600	413,99	15,0	9,0	105,57
2-3-2	5,1481	0,556	431,66	13,5	7,5	99,07
3-2-2	6,1069	0,556	363,89	18,0	10,0	111,35

Fonte: Autor

3.2 FABRICAÇÃO DO TROCADOR DE CALOR CERÂMICO

O procedimento de fabricação do novo protótipo do TCC foi semelhante ao apresentado por Scuotto (2013), de modo que apenas os pontos relevantes serão ressaltados a seguir.

O molde utilizado para fabricação das placas cerâmicas não sofreu alteração para o novo protótipo. Esse foi usinado no Centro de Laboratórios Mecânicos (CLM) da FEI de modo a ser desmontado e facilitar a retirada das placas cerâmicas. A figura 23 mostra o molde com a tampa desmontada, onde é possível observar uma das partes intercambiáveis para a região aletada. As partes intercambiáveis são similares, porém espelhadas, e permitiram a fabricação das placas do tipo A e tipo B da figura 21.

A tabela 5 relaciona as proporções de cada componente utilizado para a fabricação do TCC. Para a fabricação de cada placa cerâmica, o volume obtido do modelo *Computational Aided Design* (CAD) foi utilizado com um pequeno acréscimo devido a prévia verificação da ocorrência de pequenos vazamentos no molde durante o início da moldagem.

O processo de fabricação das placas cerâmicas, denominado *Gel Casting* se iniciou com a mistura do HMAM e Dispex N40 na água. Os pós cerâmicos foram então acrescentados à mistura com a ajuda de um misturador elétrico, que facilitou e acelerou o processo.

A suspensão então passou por um agitador mecânico responsável por separar as partículas de material cerâmico e garantir a homogeneidade em toda a solução.

Figura 23 – Molde utilizado para fabricação das placas cerâmicas



Fonte: Scuotto, 2013

Em seguida, a suspensão passou por uma câmara de vácuo, processo denominado de-saeração. Este procedimento se mostrou de grande relevância na qualidade final das placas. Algumas placas foram fabricadas como teste não utilizando o procedimento e foi verificado que a placa final apresentou excesso de regiões com ausência de material cerâmico. Considerando a aplicação termo estrutural, a presença de regiões vazias no TCC podem ser encaradas como concentradores de tensão e diminuem a capacidade do TCC de suportar tensões térmicas.

Antes da moldagem, foram acrescentados o inicializador e o catalisador. A temperatura ambiente se mostrou uma variável relevante neste processo. Foi observado que em dias com temperaturas acima de 25°C, a solução se solidificou mais rapidamente em algumas regiões e em situações extremas, a moldagem foi interrompida com a solução solidificada ainda no béquer.

A moldagem foi realizada vertendo-se a suspensão no molde metálico. Após aproximadamente três horas as placas se encontraram rígidas o suficiente para serem desmoldadas. Durante esse processo foi notado também a redução de volume das placas obrigando a desmoldagem em tempo não maior do que as três horas previstas devido à possibilidade de ocorrência de trincas. Foi notado mais uma vez a grande influência da temperatura ambiente durante esse processo, visto que as três horas previstas foram estendidas até aproximadamente cinco horas em dias com temperaturas próximas dos 10°C. Em condições com temperatura ambiente de

Tabela 5 – Proporções dos materiais para a fabricação das placas de alumina

Parâmetro	Quantidades
Pó cerâmico CT 3000 SG (ALMATIS)	10% da massa total de pós
Pó cerâmico TPF II (ELFUSA)	90% da massa total de pós
Porcentagem em massa de sólidos na solução	58%
Densidade considerada para ambos os pós	3,95 g/cm ³
Porcentagem em massa do dispersante Dispex N40 (BASF) em relação à massa total de pós	1,8%
Porcentagem em volume do monômero HMAM (N-Hidroximetil) acrilamida 98% W (SIGMA-ALDRICH) na solução	34,66%
Porcentagem em volume de água na solução	57,78%
Porcentagem em volume do Dispex N40 na solução	7,56%
Quantidade de iniciador persulfato de amônia APS (ACROS) obtida experimentalmente, diluído em água a 10% em volume	1,75 $\mu\text{l}/\text{ml}$ de solução
Quantidade de catalisador tetrametiletilenodiamina TMED (ALDRICH) obtida experimentalmente	0,575 $\mu\text{l}/\text{ml}$ de solução
Quantidade de Polietilenoglicol (PEG) ULTRAPEG 8000F (OXITENO) em solução a 40% em volume com água	Três litros de solução para fabricar 12 placas definitivas

Fonte: Scuotto, 2013

aproximadamente 30°C, um tempo aproximado de duas horas foi o suficiente para solidificação da mistura no molde.

Após desmoldada, a placa dita verde foi submersa durante três horas numa solução de PEG diluída em água (40% PEG, 60% água, em peso) para o processo de secagem osmótica. Esse procedimento garantiu que a secagem das placas ocorresse de maneira controlada e homogênea em todo seu volume, reduzindo assim o empenamento proveniente de diferentes taxas de secagem, característica comum em secagens ao ar. É importante nesta fase apoiar a peça cerâmica em uma superfície plana para que a placa não se deforme e adquira a curvatura de uma superfície irregular qualquer.

A placa verde, parcialmente seca, foi aquecida em estufa à 150°C durante três horas, finalizando o processo de secagem. Esse procedimento se mostrou necessário para evitar que as placas trinquem durante o início da sinterização devido à expansão da água remanescente ao evaporar.

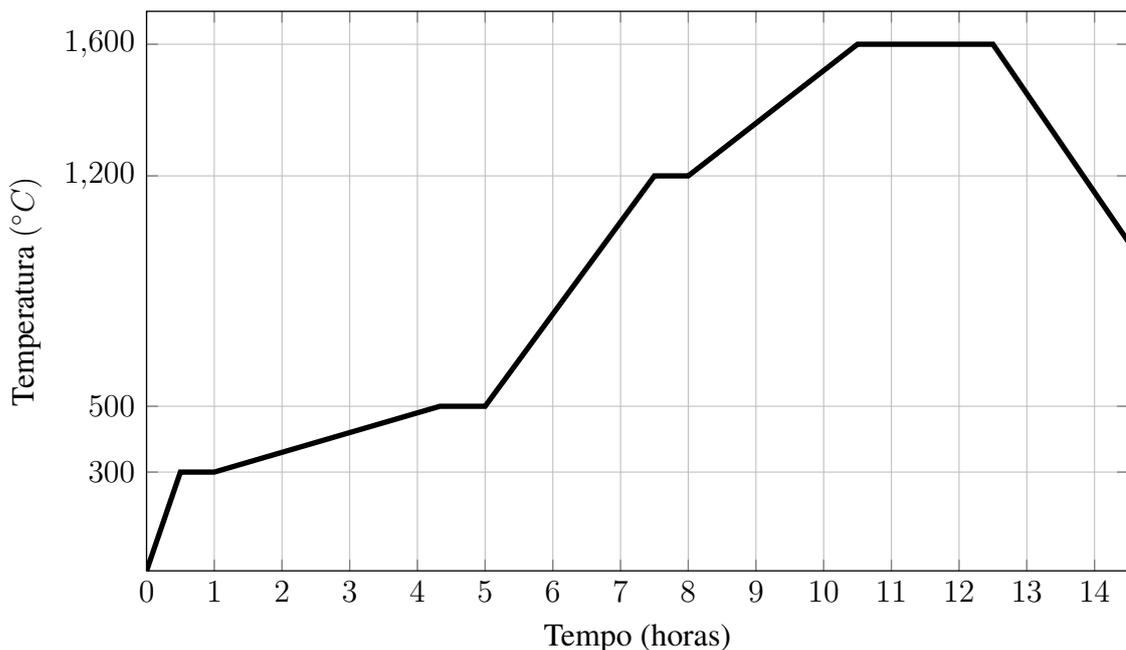
Por fim, a placa seca foi levada ao forno com capacidade para 1.700°C, onde três patamares foram programados. A temperatura foi elevada a velocidade de 1°C /min até 500°C onde

o primeiro patamar foi realizado durante 30 minutos. A baixa velocidade foi necessária para que qualquer umidade presente na placa, tivesse tempo suficiente para evaporar sem danificar as peças. Durante esse primeiro patamar, o material orgânico ligante foi queimado.

Com uma velocidade de aquecimento de $5^{\circ}\text{C}/\text{min}$, chegou-se ao segundo patamar, à temperatura de 1.200°C , onde a peça permaneceu por mais 30 minutos com o objetivo de homogeneizar a temperatura do material cerâmico e reduzir as chances que a peça trinque durante a sinterização.

Após um aquecimento à $3^{\circ}\text{C}/\text{min}$, durante o último patamar, à 1.600°C , ocorreu a sinterização das placas. Após o patamar programado para duas horas, uma rampa de resfriamento até 1.000°C foi realizada a uma velocidade de $3^{\circ}\text{C}/\text{min}$, o que garantiu um resfriamento controlado e evitou ocorrência de um transiente abrupto de temperatura. Finalmente o forno foi desligado e resfriado naturalmente até a temperatura ambiente, quando as placas cerâmicas sinterizadas foram retiradas. A figura 24 ilustra a curva de aquecimento programada para a sinterização.

Figura 24 – Curva de aquecimento utilizada no processo de sinterização



Fonte: Autor

O forno utilizado no presente trabalho não responde com precisão às temperaturas abaixo de 300°C e independente da programação realizada, seu sistema de controle eleva a temperatura até esse valor a uma velocidade definida internamente. Foi observado que essa velocidade é maior que as presentes na programação desejada. Por isso, um patamar à 300°C foi programado

apenas para se controlar efetivamente o ponto de partida onde a velocidade de aquecimento programada foi aplicada.

Neste ponto se observou a grande importância do processo de secagem das placas cerâmicas na estufa, pois devido à alta velocidade de aquecimento, algumas placas testes, que não passaram pela estufa, trincaram. Também foi tomado o cuidado de apoiar as placas cerâmicas em uma superfície plana, para evitar empenamento durante o processo de sinterização.

As placas cerâmicas sinterizadas foram organizadas e dispostas da maneira que mostra a figura 21 e utilizando um cimento cerâmico, as placas foram coladas, formando o TCC. Após 36 horas da aplicação do cimento cerâmico, o trocador montado foi levado novamente ao forno, onde a mesma programação até 1.200°C foi realizada e o cimento cerâmico foi sinterizado.

3.3 BANCADA EXPERIMENTAL E TESTES

A bancada experimental consiste de duas linhas de ar alimentando o trocador de calor cerâmico instrumentado. A linha quente utiliza uma resistência elétrica para aquecer o ar que escoar pelas passagens quentes do trocador. A linha fria alimenta as passagens frias com ar à temperatura ambiente.

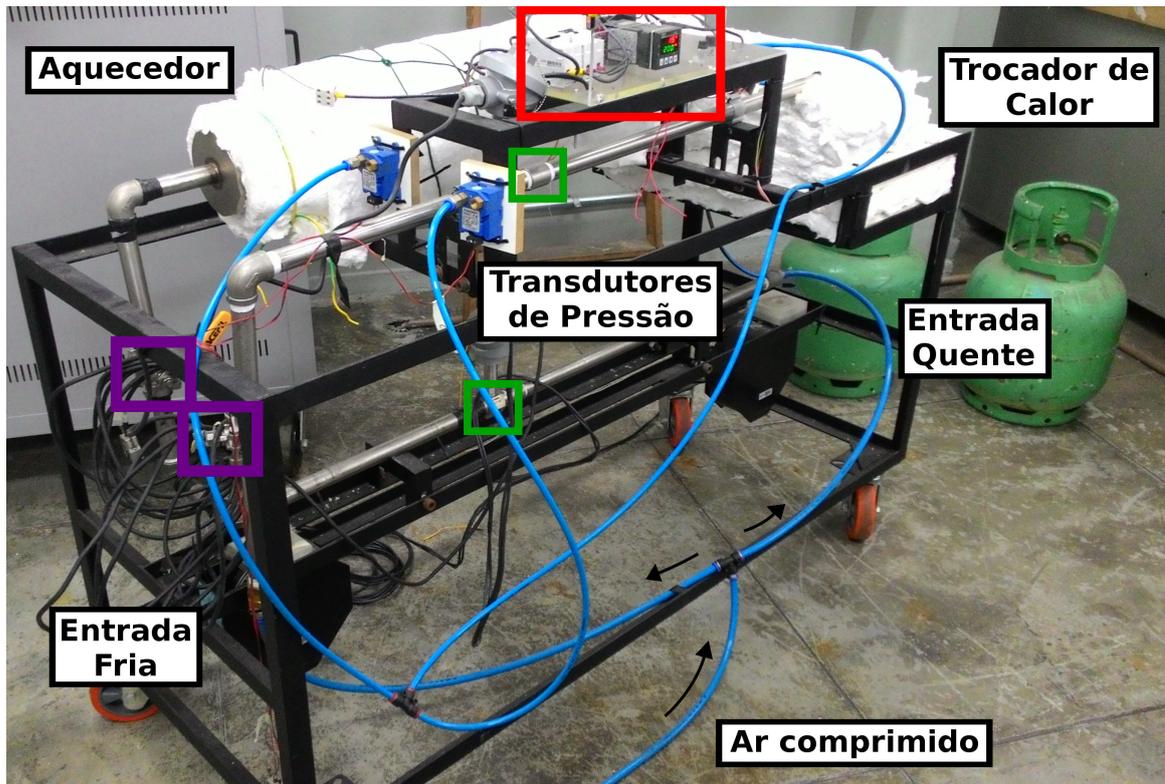
O presente trabalho aprimorou a bancada construída por Scuotto (2013) visando ampliar a faixa de número de Reynolds ensaiada por Mello et al. (2013). Para isso, a tomada de ar passou a ser realizada por uma linha de ar comprimido no lugar dos ventiladores utilizados anteriormente.

A figura 25 ilustra a bancada experimental aprimorada neste trabalho, na qual os componentes destacados em cores são: o controlador PID em vermelho, válvulas reguladoras de vazão em roxo e medidores de vazão em verde. Maiores detalhes sobre os componentes serão abordados a seguir.

Como mostrado esquematicamente na figura 26, a linha de ar comprimido possui uma válvula reguladora de pressão, já que, o objetivo é garantir apenas o escoamento do ar e não pressurizá-lo. A maior pressão medida durante os ensaios foi de 4,67 mbar. Essa linha é dividida entre as linhas quente e fria (setas em preto na figura 25), onde a vazão de ar de cada uma pode ser regulada através de válvulas reguladoras de vazão (destacadas em roxo na figura 25), garantindo que o número de Reynolds resultante nas passagens do trocador possa ser ajustado.

Os medidores de vazão, que são do tipo turbina da marca CONTECH, modelo G19, disponível comercialmente, foram instalados afastados de singularidades a fim de evitar a influên-

Figura 25 – Bancada experimental com antigos ventiladores posicionados



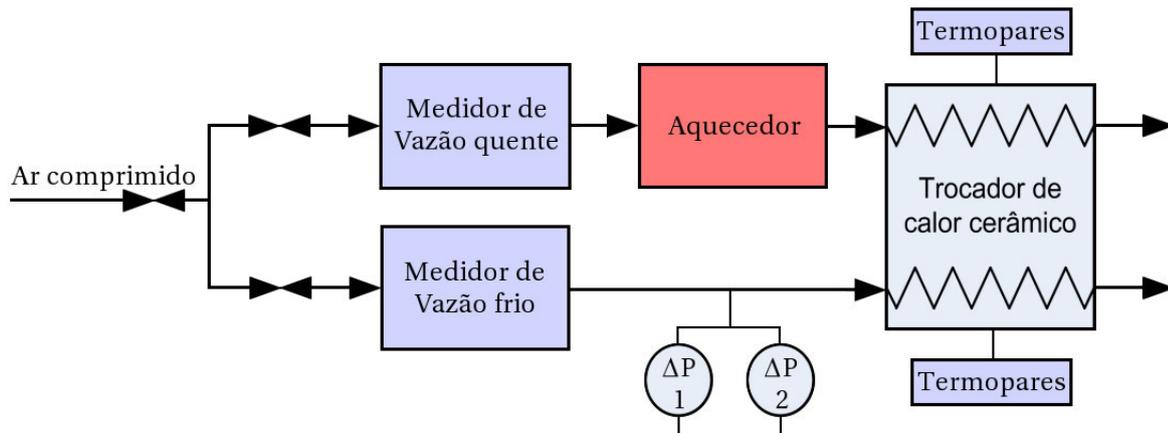
Fonte: Scuotto, 2013

cia de possíveis instabilidades do escoamento nas medições. Suas posições estão destacadas em verde na figura 25.

Como notado por Scuotto (2013), o transdutor de pressão anterior possuía fundo de escala (70 mbar) inadequado para as pressões observadas (entre 0,3 e 0,9 mbar) nos ensaios na faixa de número de Reynolds entre 200 e 500. Dois novos transdutores de pressão foram instalados em paralelo substituindo o anterior e estão esquematizados por círculos na figura 26. Os novos transdutores de pressão são da marca ASHCROFT[®] modelo CXLdp diferencial, disponíveis comercialmente.

O transdutor de pressão um, possui fundo de escala de 2,49 mbar e o transdutor de pressão dois possui 12,45 mbar de fundo de escala. Para os ensaios com número de Reynolds até 1200, o transdutor de pressão um foi utilizado. Esse limite, com o objetivo de preservar o equipamento, foi definido durante ensaios preliminares, sem aquecimento, onde pressões da ordem de 1,8 mbar foram observadas para número de Reynolds 1200. Foi observado também que próximo desse limite, os transdutores de pressão apresentavam diferenças muito pequenas nas medidas, assim, apenas o transdutor dois foi utilizado para os ensaios com números de Reynolds maiores.

Figura 26 – Esquema da bancada experimental

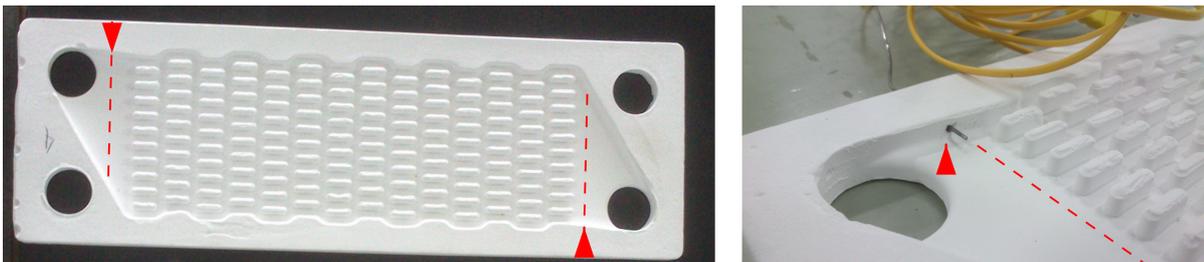


Fonte: Autor "adaptado de" Villanueva e Mello, 2015

Para medição das temperaturas, termopares do tipo K foram utilizados em diversos pontos do TCC. Em algumas placas, antes da sinterização, foram usinados furos suficientemente grandes em sua lateral para que pudesse ser posicionado um termopar de modo a coletar dados no interior do TCC, próximo da região aletada, sem ocorrência de vazamentos.

A figura 27 ilustra as seções, destacadas em vermelho, onde os termopares foram introduzidos no interior de uma placa cerâmica. Procurou-se posicionar os termopares aproximadamente no meio da seção.

Figura 27 – Detalhes de posicionamento dos termopares no interior do TCC



Fonte: Autor

Desta forma, ao todo, oito termopares foram posicionados no interior do TCC, sendo igualmente divididos em quatro grupos: entrada quente, entrada fria, saída quente, saída fria.

Mais seis termopares mediram as temperaturas nas superfícies externas do TCC. Três posicionados no topo do trocador e três na superfície frontal. Essas temperaturas foram utilizados para validação dos modelos da Mecânica dos Fluidos Computacional (CFD) que utilizaram a técnica de transferência de calor conjugada.

Tabela 6 – Características dos instrumentos de medição

Instrumentos	Termopar tipo K	Medidor de vazão	Transdutor de pressão
Faixa	0 - 50 ($^{\circ}C$) / 51 - 1250 ($^{\circ}C$)	3,4 - 34,0 (m^3/h)	0 - 2,49 (mbar) / 0 - 12,45 (mbar)
Incerteza	$\pm 0,35^{\circ}C$ / $\pm 2,2^{\circ}C$	$\pm 1,0\%$	$\pm 0,01992$ mbar / $\pm 0,0996$ mbar

Fonte: Hagen, 1999

O posicionamento de alguns dos termopares pode ser visto na figura 28. As marcas vermelhas ilustram as posições dos termopares externos que não estão visíveis na figura.

Figura 28 – Posicionamento de alguns termopares no interior e superfície externa do TCC



Fonte: Autor

As faixas de operação e as incertezas dos termopares, medidores de vazão e transdutores de pressão estão apresentados na tabela 6.

Alguns ensaios foram realizados com a temperatura de entrada quente do trocador controlada em $50^{\circ}C$. Por estar próximo do limite inferior de medição dos termopares, uma calibração à $50^{\circ}C$ foi realizada nos termopares. Como resultado, uma incerteza de $0,35^{\circ}C$ foi observada e uma correção foi obtida, representada pela equação 7.

$$T_{corrigida} = T_{medido} - 0,09233 + 0,020861 (T_{medido} - 25,217) \quad (7)$$

Dessa forma, para temperaturas de até $50^{\circ}C$, medidas durante os experimentos, a correção foi aplicada ao valor medido assim como a incerteza de $0,35^{\circ}C$ foi considerada. Para as

demais medições, a incerteza especificada pelo fabricante de $2,2^{\circ}\text{C}$ foi utilizada sem correções ao valor medido.

Os ensaios de Scuotto (2013) foram interrompidos devido à queima da resistência elétrica do aquecedor durante o ensaio com temperatura de 890°C na entrada quente do TCC. O controle era realizado monitorando-se a temperatura de entrada quente medida pelo termopar e regulando-se manualmente a tensão elétrica que passava pela resistência através de um circuito eletrônico desenvolvido no Departamento de Engenharia Elétrica da FEI. O aquecedor foi desmontado e limpo e o isolante interno antigo e a resistência elétrica queimada foram substituídos sem alteração de suas especificações.

O antigo sistema de controle manual exigia acompanhamento constante dos ensaios e não garantia uma curva de aquecimento segura a fim de evitar transientes abruptos de temperatura, ou seja, com velocidade de subida constante e conhecida, além de dificultar a obtenção de um patamar das temperaturas medidas pelos termopares.

Este sistema foi substituído por um controlador do tipo PID com ação via relé de estado sólido (destacados em vermelho na figura 25). O controlador foi realimentado com dados do termopar interno no trocador mais próximo da entrada quente, controlando assim a tensão elétrica, para que a temperatura seguisse uma curva de aquecimento de $5^{\circ}\text{C}/\text{min}$. Esta velocidade se mostrou segura durante os ensaios realizados por Scuotto (2013).

Devido à restrição programada na velocidade de aquecimento, os parâmetros do controlador PID foram responsáveis apenas pela estabilidade e acurácia do sistema de aquecimento do escoamento na entrada quente.

Para os ensaios com temperatura controlada em até 300°C , o ganho proporcional, tempo de integral e tempo de derivada utilizados, foram os padrões de fábrica 60, 100 e 5. Foi observado que, nesses casos, o controlador atuou de maneira satisfatória mesmo para altas vazões com número de Reynolds elevado, já que para esses ensaios a temperatura quente programada foi apenas 50°C .

Já para os ensaios com temperaturas maiores que 300°C , os parâmetros do controlador foram ajustados para 10, 200 e 1. A diminuição no ganho proporcional e tempo de derivada foi necessária para que a resposta ao erro gerado entre a medição e o valor programado fosse menor e o tempo de atuação do relé maior. O aumento no tempo de integral reduziu as oscilações quando a temperatura medida se aproximava do valor programado.

Estes ajustes se mostraram de grande importância uma vez que, utilizando os parâmetros iniciais, o sistema de controle se mostrou instável e a resistência elétrica superaqueceu,

ganhando uma coloração rubra, caminhando para sua queima, assim como ocorrido no trabalho de Scuotto (2013).

Os ensaios experimentais ocorreram em duas fases: levantamento de dados do trocador em operação e ensaios destrutivos.

A primeira fase pode ser dividida em duas etapas. Na primeira etapa, o trocador foi ensaiado sem o aquecimento do ar (ensaios a frio) e na segunda etapa a resistência elétrica foi utilizada para aquecer o escoamento na entrada quente do trocador de forma controlada com auxílio de um controlador PID (ensaios com aquecimento).

Em ambas etapas, a vazão de ar nas passagens do trocador foi variada de modo a obter dados para a faixa de número de Reynolds entre 200 à 2.900, para os ensaios à frio, e 200 à 2.000, para os ensaios com aquecimento. As faixas diferem pois não foi possível controlar a temperatura de entrada quente no trocador para números de Reynolds acima de 2000, devido às altas vazões e capacidade limitada da resistência elétrica, que havia sido projetada, anteriormente, para ensaios com número de Reynolds próximos à 500 (MELLO et al., 2013).

A temperatura foi elevada partindo da condição ambiente até o valor programado no controlador PID. Através dos recursos gráficos do software Catman Easy[®], as demais temperaturas foram monitoradas para que se garantisse um patamar em todas, caracterizando assim o regime permanente.

Devido às alterações nas propriedades do ar com o aumento da temperatura, pequenos ajustes nas vazões foram realizados esporadicamente para garantir que os números de Reynolds das passagens quente e fria permanecessem o mais próximo possível. Para isso, o código desenvolvido no software EES[®] foi utilizado para o cálculo do número de Reynolds nas passagens de maneira rápida e conveniente.

A perda de carga foi medida apenas na linha fria para não danificar os transdutores de pressão, já que esses são adequados para temperaturas entre $-17,78^{\circ}\text{C}$ e $71,11^{\circ}\text{C}$.

A segunda fase, de ensaios destrutivos, foi realizada em um total de 6 ensaios. Sempre partindo da condição inicial sem escoamento e temperatura nas paredes igual à ambiente.

Da mesma maneira que os ensaios da primeira fase, os destrutivos garantiram o regime permanente.

3.4 METODOLOGIA DE ANÁLISE DO TROCADOR DE CALOR CERÂMICO

O dimensionamento do TCC do presente trabalho seguiu a metodologia desenvolvida por Kays e London (1984) para trocadores de calor compactos. Apesar de o TCC do presente

trabalho não estar dentro do limite para ser considerado compacto, a metodologia para projeto de um trocador do tipo placas aletadas não difere em relação a essa classificação.

A performance do TCC foi caracterizada através da eficiência térmica e perda de carga. A eficiência térmica foi calculada através da equação 8, onde a capacidade térmica C é igual à $\dot{m} \cdot c_p$.

$$\varepsilon = \frac{\dot{q}}{\dot{q}_{max}} = \frac{\dot{q}}{C_{min}(T_{h,i} - T_{c,i})} \quad (8)$$

Seguindo recomendação feita por Kays e London (1984), as propriedades termo físicas foram avaliadas para a temperatura média do escoamento. No entanto, o cálculo da taxa da transferência de calor \dot{q} não é trivial, devido à transferência de calor entre o trocador e o ambiente.

Para um caso ideal, no qual não ocorrem perdas para o ambiente, a taxa de transferência de calor quente é igual à fria. Nos ensaios realizados, apesar do isolante térmico (fibra cerâmica), a taxa de transferência de calor do lado quente \dot{q}_h deveria ser um pouco maior que a taxa de transferência de calor \dot{q}_c , calculadas conforme equações 9 e 10.

$$\dot{q}_h = C_h(T_{h,i} - T_{h,o}) \quad (9)$$

$$\dot{q}_c = C_c(T_{c,o} - T_{c,i}) \quad (10)$$

A eficiência térmica calculada pela equação 8 gera diferentes resultados dependendo de qual taxa de transferência de calor é usada, ε_h para \dot{q}_h e ε_c para \dot{q}_c .

Segundo discussões na subseção 4.2, com os resultados experimentais, essa diferença não afetou as conclusões deste trabalho, sendo assim, a eficiência térmica do trocador ε foi calculada como a média aritmética entre ε_h e ε_c . Os resultados dos ensaios podem ser vistos no apêndice D.

Outros parâmetros importantes para descrever a performance do trocador são os fatores de atrito e Colburn, que dependem do número de Reynolds e da geometria do trocador. O fator f de atrito, segundo Kays e London (1984) para trocadores de calor compactos, pode ser obtido pela equação 11, sendo que, a área total de transferência de calor A e área frontal das passagens do trocador A_{fr} decorrem da geometria do trocador.

$$\Delta P = \frac{G^2 v_i}{2} \left[(1 + \beta^2) \left(\frac{v_o}{v_i} - 1 \right) + f \frac{A}{\beta A_{fr}} \frac{v_m}{v_i} \right] \quad (11)$$

O parâmetro β definido, pela equação 12, como a razão entre as áreas de escoamento livre A_{ff} e frontal A_{fr} , vale 0,5 para a geometria da figura 20.

$$\beta = \frac{A_{ff}}{A_{fr}} \quad (12)$$

O volume específico na entrada, saída e médio (v_i , v_o e v_m respectivamente), foram avaliados através das condições de pressão e temperatura, medidos localmente nas regiões específicas.

A máxima velocidade do escoamento G foi calculada conforme a equação 13, na qual V é a velocidade do escoamento, ρ a densidade e \dot{m} a vazão em massa.

$$G = \rho V_{max} = \frac{\rho V}{\beta} = \frac{\rho V A_{fr}}{\beta A_{fr}} = \frac{\dot{m}}{\beta A_{fr}} \quad (13)$$

O número de Reynolds definido por Kays e London (1984) segue a equação 14, sendo que a viscosidade dinâmica μ foi avaliada para a temperatura média do escoamento.

$$Re = \frac{GD_h}{\mu} \quad (14)$$

O diâmetro hidráulico, seguindo a metodologia de Kays e London (1984) foi calculado utilizando o comprimento total da região aletada L_T conforme a seguir. Para a geometria apresentada na figura 20 o D_h resultante é de 4,5 mm.

$$D_h = \frac{4A_{ff}}{A} L_T \quad (15)$$

A transferência de calor pode ser caracterizada através do fator j de Colburn, equação 16, onde St é o número de Stanton, Pr o número de Prandtl, h o coeficiente de transferência de calor convectivo e c_p o calor específico do fluido.

$$j = St \cdot Pr^{2/3} = \frac{h}{G \cdot c_p} \cdot Pr^{2/3} \quad (16)$$

Para trocadores de calor com arranjo em contracorrente, o número de unidades de transferência NUT pode ser calculado conforme a equação 17.

$$NUT = -\frac{1}{C_r - 1} \ln \left(\frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon C_r - 1} \right) \quad (17)$$

Usando a definição do número de unidades de transferência, o coeficiente global de transferência de calor pode ser calculado conforme a equação 18.

$$NUT = \frac{UA}{C_{min}} \quad (18)$$

A equação 19 fecha um sistema de equações e torna possível sua solução para determinar o fator de Colburn j , onde η_f é a eficiência de aleta, e a espessura da parede do trocador e k_{al} a condutividade térmica da alumina.

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{(h\eta_f A)_h} + \frac{e}{k_{al}A} + \frac{1}{(h\eta_f A)_c} \quad (19)$$

3.5 SIMULAÇÃO CFD

O desempenho de trocadores de calor compactos pode ser previsto através do uso de correlações levantadas experimentalmente para geometrias específicas. Assim, para cada geometria, deve-se obter experimentalmente suas correlações. É de grande interesse poder reduzir o caro e demorado processo experimental através da modelagem matemática do trocador de calor. Para uma simulação do desempenho térmico e da perda de carga do TCC, deve-se modelar o escoamento e a transferência de calor entre os fluidos e as paredes. A Mecânica dos Fluidos Computacional (CFD) é capaz de simular este tipo de situação física.

3.5.1 Equações de conservação

Para modelagem CFD de um trocador de calor, primeiramente são especificadas as equações governantes do processo físico. O modelo a ser desenvolvido deve respeitar a conservação da massa, quantidade de movimento e energia.

O trocador de calor estudado opera com número de Mach muito menor que 0,3, sendo assim, o escoamento foi considerado incompressível. Entretanto, para as simulações com transferência de calor conjugada entre os meios sólido e fluidos, as propriedades físicas foram consideradas função da temperatura, conforme será discutido na próxima subseção 3.5.2. Sendo assim, as propriedades físicas não são constantes, e as equações apresentadas a seguir irão considerar este caso mais geral.

Como os cálculos foram realizados considerando regime permanente, a equação de conservação da massa, segundo o manual do software ANSYS CFX[®], pode ser escrita como na equação abaixo, onde \mathbf{u} é o vetor velocidade.

$$\nabla \cdot (\rho \mathbf{u}) = 0 \quad (20)$$

As equações de conservação da quantidade de movimento derivam da segunda lei de Newton e para o regime permanente, podem ser escritas de forma compacta como na equação 21, onde o tensor das tensões cisalhantes τ é relacionado à taxa de deformação pela equação 22, que é a lei da viscosidade de Newton generalizada.

$$\nabla \cdot (\rho \mathbf{u} \otimes \mathbf{u}) = -\nabla P + \nabla \cdot \tau \quad (21)$$

$$\tau = \mu \left(\nabla \mathbf{u} + (\nabla \mathbf{u})^T - \frac{2}{3} I \nabla \cdot \mathbf{u} \right) \quad (22)$$

O produto tensorial $\mathbf{u} \otimes \mathbf{u}$ pode ser escrito na forma matricial abaixo.

$$\mathbf{u} \otimes \mathbf{u} = \begin{bmatrix} u_x u_x & u_x u_y & u_x u_z \\ u_y u_x & u_y u_y & u_y u_z \\ u_z u_x & u_z u_y & u_z u_z \end{bmatrix} \quad (23)$$

Assim, substituindo a equação 23 no termo advectivo da equação 21, temos a equação a seguir. A forma da equação 24 gera as equações de conservação da quantidade de movimento em cada direção, no caso de coordenadas cartesianas, x, y e z, comumente apresentadas na literatura como em Versteeg e Malalasekera (2007) e Bird, Stewart e Lightfoot (2007).

$$\nabla \cdot (\rho \mathbf{u} \otimes \mathbf{u}) = \begin{bmatrix} \frac{\partial}{\partial x} (\rho u_x u_x) + \frac{\partial}{\partial y} (\rho u_x u_y) + \frac{\partial}{\partial z} (\rho u_x u_z) \\ \frac{\partial}{\partial x} (\rho u_y u_x) + \frac{\partial}{\partial y} (\rho u_y u_y) + \frac{\partial}{\partial z} (\rho u_y u_z) \\ \frac{\partial}{\partial x} (\rho u_z u_x) + \frac{\partial}{\partial y} (\rho u_z u_y) + \frac{\partial}{\partial z} (\rho u_z u_z) \end{bmatrix} \quad (24)$$

A conservação da energia é diretamente relacionada à primeira lei da termodinâmica. A equação de conservação da energia para o meio fluido, em termos da entalpia ψ , desprezando a dissipação viscosa, pode ser escrita como a seguir.

$$\nabla \cdot (\rho \mathbf{u} \psi) = \nabla \cdot (k \nabla T) \quad (25)$$

Para o meio sólido do TCC, onde não há advecção (velocidades nulas), a equação de conservação da energia se reduz à lei de Fourier da condução de calor.

$$\nabla \cdot (k \nabla T) = 0 \quad (26)$$

A técnica de transferência de calor conjugada é realizada acoplando as equações 25 e 26 através de condições de contorno na interface entre os domínios de cálculo do fluido e do sólido. Nessa interface, o calor trocado localmente no meio fluido é considerado igual à transferência de calor local no meio sólido.

3.5.2 Propriedades físicas

Para fechamento do sistema de equações, as propriedades físicas do fluido, no caso ar, e do sólido, no caso alumina, foram especificadas.

Segundo a metodologia desenvolvida por Kays e London (1984), as correlações dos fatores f de atrito e j de Colburn devem ser dependentes apenas da geometria do trocador e do número de Reynolds, já que as propriedades físicas do fluido e do material do trocador são consideradas pelas equações apresentadas na subseção 3.4 durante a fase de projeto de um trocador de calor para uma aplicação específica na qual os fatores f de atrito e j de Colburn são conhecidos.

Já para as simulações utilizando a metodologia de transferência de calor conjugada, foram utilizadas as propriedades do ar à pressão de 1 atm em função da temperatura segundo dados disponíveis em Incropera (2011).

A condutividade térmica da alumina foi modelada em função da temperatura e porosidade segundo Živcová et al. (2009) que utilizaram a alumina CT3000 SG para levantamento de dados experimentais. Os autores obtiveram dois modelos: um por ajuste de curvas polinomial, obtendo um coeficiente de determinação maior que 0,99, e outro baseado na teoria de materiais cristalinos, obtendo um coeficiente de determinação entre 0,98 e 0,99. Vista a boa concordância do modelo com base na teoria de materiais cristalinos com os dados experimentais, o presente trabalho fez uso dessa abordagem.

A condutividade térmica relativa segue a equação 27, onde k é a condutividade térmica da alumina porosa e k_0 é a condutividade térmica da alumina com a máxima densidade teórica.

$$k_r = \frac{k}{k_0} \quad (27)$$

A condutividade térmica da alumina com a máxima densidade teórica foi considerada função da temperatura, em graus Celsius, segundo o modelo proposto por Munro (1997), onde uma porosidade de 0,5% foi obtida, conforme a equação 28.

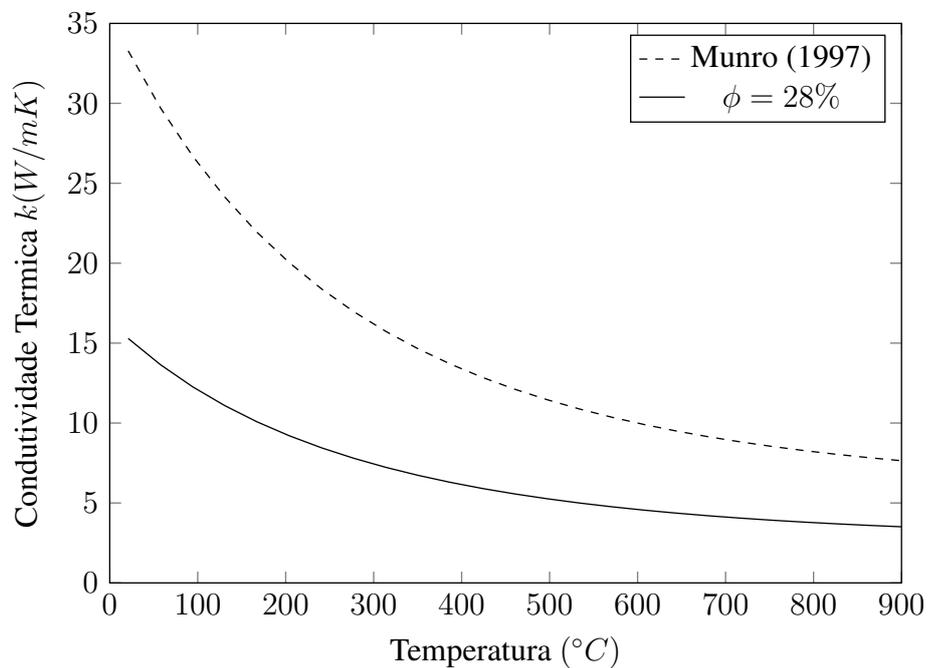
$$k_0 = 5,85 + \frac{15360 \times \exp(-0,002T)}{T + 516} \quad (28)$$

A condutividade térmica relativa em função da porosidade segundo Živcová et al. (2009), baseado na teoria de materiais cristalinos, é descrita pela equação 29, onde ϕ é a porosidade do material cerâmico.

$$k_r = \exp\left(\frac{(-3/2)\phi}{1-\phi}\right) \quad (29)$$

O gráfico 29 ilustra a diferença entre os modelos de condutividade térmica de Munro (1997) e de Živcová et al. (2009) com porosidade de 28% para a alumina do TCC utilizado neste trabalho, obtido conforme norma ASTM C373-06 por Donato et al. (2014).

Figura 29 – Modelos da condutividade térmica



Fonte: Autor

3.5.3 Modelo de turbulência

As simulações para levantamento das correlações dos fatores f de atrito e j de Colburn cobriram uma faixa de número de Reynolds entre 200 e 30.000. Dessa forma, a transição entre os regimes laminar e turbulento teve que ser considerada e modelada.

O software ANSYS CFX[®] tem implementado o modelo $k\omega - SST$ de transição desenvolvido por Menter et al. (2005). Esse modelo adiciona duas equações ao modelo $k\omega - SST$ convencional totalizando quatro equações de conservação apenas para modelagem da turbulência.

Abraham, Sparrow e Tong (2009) apresentam detalhes e uma validação do modelo $k\omega - SST$ de transição para escoamentos em dutos prismáticos, onde foi comprovada a boa aderência dos resultados calculados com os experimentais em todos os regimes de escoamento.

3.5.4 Esquemas de discretização dos termos advectivos

As equações de conservação da maneira que foram apresentadas na subsubseção 3.5.1 descrevem um campo espacial contínuo. Para realização de simulações CFD, as equações devem ser discretizadas de modo a descreverem o campo espacial de maneira discreta através de uma malha computacional. O Método dos volumes finitos (MVF) realiza esse procedimento.

Os dois esquemas de discretização mais simples são o *Central Differencing Scheme* (CDS) e o esquema *Upwind Differencing Scheme* (UDS). O esquema CDS calcula o valor de uma variável de interesse φ em uma face como a média entre os valores de φ dos volumes de controle adjacentes à face.

Para simulações com malhas refinadas, pequenos fatores de expansão de malha e pouca não linearidade na solução de φ esse esquema resulta em grande precisão. Para simulações com elevados gradientes e não linearidades, esse esquema pode resultar em oscilações fisicamente inconsistentes de φ .

O esquema UDS considera o valor da variável de interesse φ em uma face igual ao valor de φ do volume de controle à montante da face. Esse esquema aplicado à simulações com grandes não linearidades resulta na solução de φ sem oscilações fisicamente inconsistentes. O esquema UDS resulta, porém, na solução de φ com elevada difusão numérica nas regiões com grandes gradientes, se afastando da solução exata.

O esquema de discretização dos termos advectivos, implementado no software ANSYS CFX[®], denominado *High Resolution Scheme* foi utilizado em todas as simulações. Segundo

o manual do ANSYS CFX[®], esse esquema utiliza um algoritmo que limita o valor de φ no volume de controle baseado nos valores de seus vizinhos. Comparativamente, se aplicado a casos unidimensionais, esse esquema pode ser reduzido à classe de esquemas *Total Variation Diminishing* (TVD).

Versteeg e Malalasekera (2007) discorrem detalhadamente sobre os esquemas CDS, UDS e TVD. Em resumo, o esquema *High Resolution Scheme* tem como vantagem a redução da difusão numérica característica do esquema UDS sem as oscilações fisicamente inconsistentes do esquema CDS.

3.5.5 Solução do sistema linear

Após a discretização das equações diferenciais parciais por meio da malha computacional (detalhada mais à frente na subseção 3.5.8) e de esquemas de discretização numéricos como os comentados na subseção anterior 3.5.4, uma equação algébrica é gerada para cada volume de controle na forma da equação 30, onde cada volume de controle P, com seu respectivo coeficiente a_P , possui volumes de controle vizinhos N de coeficientes a_N .

$$a_P \varphi_P - \sum a_N \varphi_N = Su \quad (30)$$

O lado direito da equação 30, representado por Su , é nomeado termo fonte independente da variável φ a ser calculada. Este termo é utilizado para modelar efeitos volumétricos que ocorrem no interior do volume de controle bem como a aplicação das condições de contorno em alguns códigos computacionais.

Os detalhes de implementação do processo de discretização variam para cada abordagem escolhida referente à malha e esquemas de discretização e está fora do escopo do presente trabalho. Diversos livros abordam o tema como Maliska (2004), Versteeg e Malalasekera (2007), Ferziger e Perić (1996) e maiores detalhes sobre a implementação do processo de discretização em malhas de volumes poliédricos irregulares, por exemplo, são descritos por Chow, Cross e Pericleous (1996), Jasak (1996).

As equações de todos os volumes de controle da malha para cada variável φ podem ser escritas na forma matricial como na equação 31.

$$[A] \cdot \{\varphi\} = \{b\} \quad (31)$$

A solução do sistema linear descrito pela equação 31 resulta na distribuição da variável φ no domínio de cálculo delimitado pela malha computacional. Dessa forma é possível obter variáveis de interesse como a velocidade, descrita pelas equações de conservação.

Devido à forte dependência de algumas variáveis entre si, se torna necessário a utilização de uma estratégia de cálculo para que a solução de todas as variáveis seja fisicamente consistente.

Diversos algoritmos foram desenvolvidos com o objetivo de acoplar a solução entre as variáveis, como é o caso dos algoritmos *Semi Implicit Linked Equations* (SIMPLE) (Patankar e Spalding (1972)) e *Pressure Implicit with Splitting of Operators* (PISO) (Issa (1986)) por exemplo, que realizam o acoplamento pressão-velocidade através de correções iterativas de forma a garantir a conservação da massa.

O software ANSYS CFX[®] utiliza a metodologia de solução acoplada, onde um único sistema linear contendo as equações para a pressão e velocidade de maneira acoplada é solucionado. Essa metodologia demanda maior esforço computacional no que diz respeito à capacidade de memória e tempo para cada iteração, porém uma quantidade menor de iterações é necessária para se atingir um mesmo critério de convergência se comparado aos algoritmos segregados (DARWISH; SRAJ; MOUKALLED, 2009; CHEN; PRZEKWAS, 2010).

A solução propriamente dita do sistema linear no software ANSYS CFX[®] é realizada através da técnica *Algebraic Multigrid* (AMG). Basicamente o método realiza a solução do sistema linear da malha fornecida e iterativamente realiza a solução de um sistema linear equivalente em malhas menos refinadas de forma a reduzir os erros provenientes de cada tamanho de malha. Apesar da aparente complexidade do método, ele se mostra robusto e eficiente em diversos casos (GRIEBEL; NEUNHOEFFER; REGLER, 1998).

3.5.6 Critério de convergência

O software ANSYS CFX[®] nomeia o resíduo da solução do sistema linear para uma variável φ como resíduo bruto (*raw residual control volume imbalance*) $[r_\varphi]$ e utiliza em seu critério de convergência um resíduo normalizado $[\tilde{r}_\varphi]$. Essa normalização é feita segundo a equação 32, onde a_P é o coeficiente representativo do volume de controle obtido pela discretização das equações de conservação pelo MVF e $\Delta\varphi$ é o valor da variação da variável φ no interior do domínio.

$$[\tilde{r}_\varphi] = \frac{[r_\varphi]}{a_P \Delta \varphi} \quad (32)$$

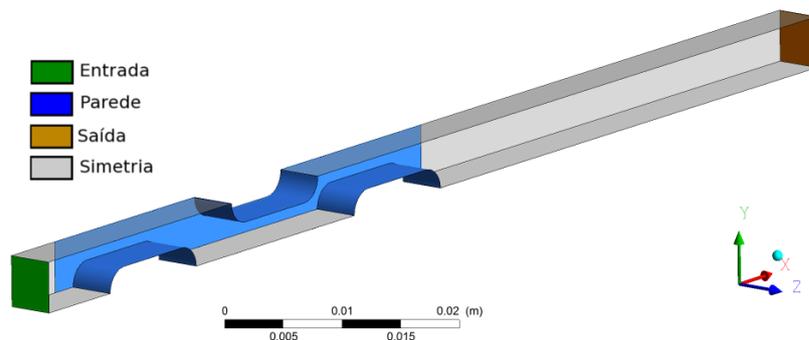
Para as simulações de obtenção das correlações do fator f de atrito e j de Colburn, o critério de convergência estipulado foi o Valor eficaz (do inglês *Root Mean Square*) (RMS) dos resíduos normalizados menor que $1,0 \times 10^{-8}$ para todas as variáveis.

Para as simulações com transferência de calor conjugada, o critério de convergência estipulado foi o RMS dos resíduos normalizados menor que $1,0 \times 10^{-6}$.

3.5.7 Condições de contorno

A figura 30 ilustra as superfícies nomeadas para aplicação das condições de contorno utilizadas nas simulações para levantamento das correlações dos fatores f de atrito e j de Colburn em função do número de Reynolds.

Figura 30 – Domínio destacando as condições de contorno utilizadas nas simulações CFD para levantamento das correlações dos fatores f e j



Fonte: Autor

Na entrada, a vazão mássica foi estipulada em função do número de Reynolds desejado na região aletada. Manipulando-se as equações 13 e 14, a equação 33 é obtida. Dessa forma as simulações foram parametrizadas em função do número de Reynolds. Em todos os casos a intensidade da turbulência na entrada foi estipulada em 5%.

$$\dot{m} = \frac{\mu \beta A_{fr}}{D_h} Re \quad (33)$$

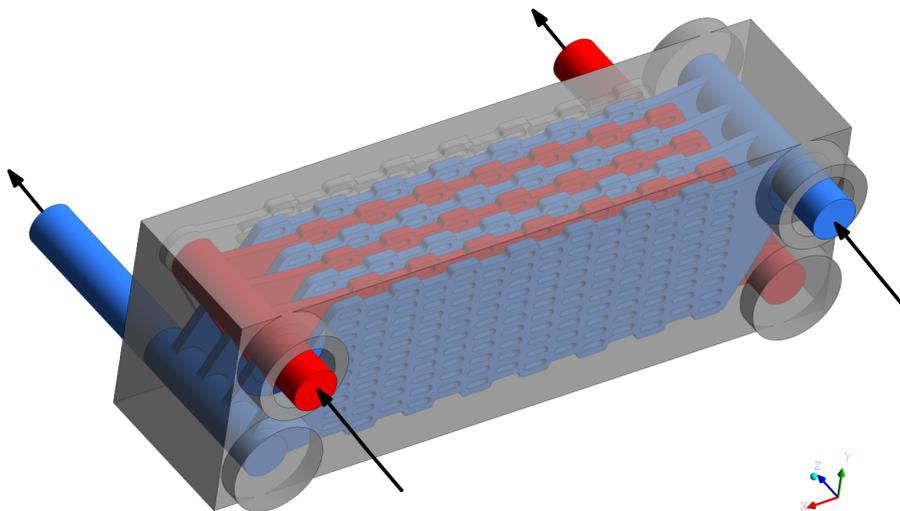
Na saída, o gradiente nulo foi estipulado, significando que não há alteração das variáveis da solução na direção normal à superfície. Somado ao gradiente nulo, uma pressão relativa de zero Pa foi estabelecida.

Nas paredes, as velocidades foram mantidas nulas segundo o princípio da aderência e para a pressão, novamente, o gradiente nulo foi estabelecido. Nas demais superfícies, a condição de simetria foi aplicada.

Como já discutido na subseção 3.5.2, as simulações para levantamento das correlações devem considerar apenas a influência da geometria e número de Reynolds, dessa forma, as temperaturas aplicadas nas condições de contorno devem ser apenas constantes quaisquer, já que suas magnitudes não exercem influência na eficiência térmica do modelo do trocador da figura 30, como pode ser observado na equação 8 na página 62. Sendo assim, na entrada, a temperatura adimensional foi estipulada em zero e nas paredes um.

Para as simulações utilizando a técnica de transferência de calor conjugada, uma malha foi gerada para cada domínio (quente, frio e sólido). A figura 31 ilustra as direções de entrada e saída dos escoamentos no interior do TCC, onde os domínios quente, frio e sólido estão representados nas cores vermelha, azul e cinza, respectivamente.

Figura 31 – Domínio de cálculo para as simulações com transferência de calor conjugada



Fonte: Autor

Todas as simulações com transferência de calor conjugada foram realizadas estipulando-se as vazões do ensaio 8, que resultou aproximadamente em um número de Reynolds 200. Dados completos dos ensaios se encontram no apêndice D.

A temperatura de entrada fria foi considerada constante no valor de 21°C e a temperatura de entrada quente variou de 200 à 700°C em intervalos de 100°C e de 700 à 850°C em intervalos de 50°C.

Nas superfícies externas do TCC, uma resistência térmica equivalente foi utilizada como um meio de se modelar o isolante térmico presente nos ensaios experimentais. Conforme ma-

nual do software ANSYS CFX[®], essa condição de contorno aplica a equação 34 nas superfícies selecionadas. Por se tratar de um meio considerado sólido, a condutividade térmica do isolante (manta térmica), fornecida pelo fabricante, foi utilizada para determinação do coeficiente h_{iso} segundo a equação 35, com a espessura de isolante e_{iso} aplicado ao trocador, no caso 100 mm. A temperatura ambiente (21°C) foi especificada para T_{∞} .

$$\dot{q} = h_{iso} (T - T_{\infty}) \quad (34)$$

$$h_{iso} = \frac{k_{iso}}{e_{iso}} \quad (35)$$

Finalmente, o acoplamento entre o meio fluido e sólido foi realizado igualando-se as temperaturas e o calor trocado entre sólido e fluido nas superfícies onde há contato entre os meios.

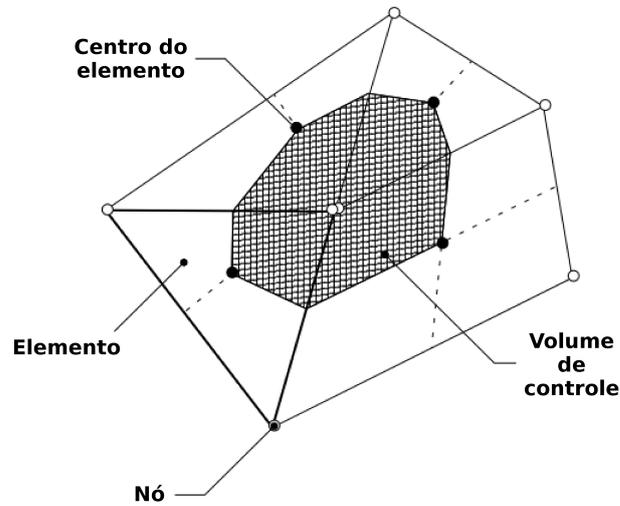
3.5.8 Malha computacional

O software ANSYS CFX[®] utiliza o Método dos volumes finitos (MVF) baseado em elementos (*Element based Finite Volume Method* (EbFVM)) para discretização espacial do domínio de cálculo. Esse método faz uso do conceito de elemento, clássico do Método dos Elementos Finitos (MEF), onde cada elemento possui um sistema de coordenadas local e por meio de transformações de coordenadas e cálculo tensorial, é relacionado ao sistema global de coordenadas do domínio. Essa abordagem proporciona uma grande versatilidade na geração da malha que pode ser estruturada ou não e ter elementos de formatos mistos.

O software ANSYS CFX[®] utiliza a classe *cell vertex* na qual o volume de controle é definido ao redor dos nós da malha através do método das medianas, sendo o centroide do volume de controle coincidente com o nó. Dessa forma, todas as variáveis da solução e propriedades físicas são armazenadas nos nós da malha. A figura 32 ilustra uma malha não estruturada típica dessa metodologia simplificada para o caso bidimensional. Detalhes da implementação do EbFVM podem ser encontrados em Maliska (2004).

Em todas as simulações o meio fluido foi discretizado utilizando elementos hexagonais. Para as simulações com transferência de calor conjugada, o meio sólido foi discretizado utilizando elementos tetraédricos devido à complexidade da geometria e a facilidade de refinamento local que esse tipo de elemento proporciona.

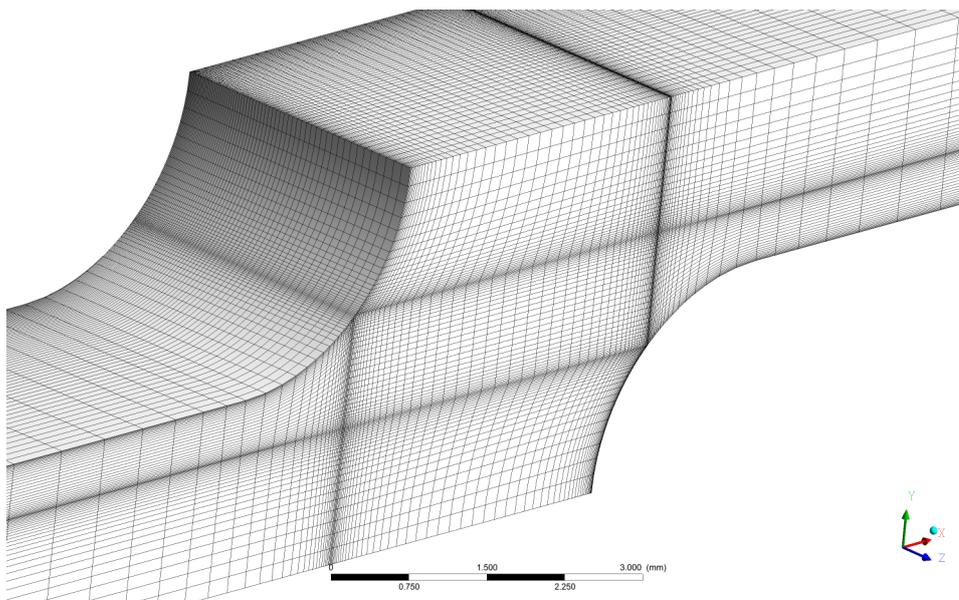
Figura 32 – Volume de controle bidimensional típico da metodologia EbFVM



Fonte: Adaptado do manual ANSYS CFX®

Nas simulações para levantamento das correlações dos fatores f de atrito e j de Colburn, uma típica malha é mostrada na figura 33. O esquema multiblocos do software ANSYS ICEM CFD™ foi utilizado para sua construção garantindo o controle dos parâmetros da malha e possibilitando um estudo de refinamento baseado na distância adimensional da parede Y^+ dentro das recomendações do modelo de turbulência.

Figura 33 – Malha hexaédrica típica utilizando metodologia multiblocos



Fonte: Autor

Tabela 7 – Análise de convergência de malha para as simulações de levantamento das correlações para o caso de número de Reynolds 10.000

$Elementos \times 10^3$	Y^+	j	+ - %	f	+ - %
106	3,09	0,00407	-7,71	0,01968	-3,15
195	3,10	0,00403	-8,62	0,01946	-4,23
456	3,11	0,00417	-5,44	0,01984	-2,36
1.669	3,13	0,00421	-4,54	0,01979	-2,61
2.146	3,16	0,00417	-5,44	0,01990	-2,07
3.039	3,22	0,00440	-0,23	0,02028	-0,20
4.515	3,23	0,00441	-	0,02032	-

Fonte: Autor

A distância adimensional da parede é definida, segundo Versteeg e Malalasekera (2007) para a subcamada laminar, pela equação 36, onde y é a distância entre a parede e o primeiro nó adjacente e τ_w é a tensão cisalhante na parede.

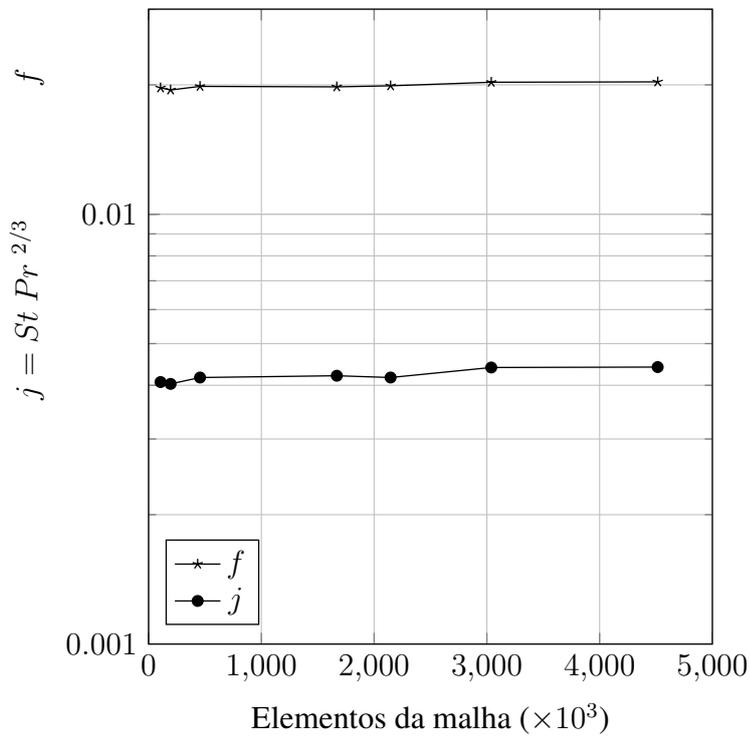
$$Y^+ = \frac{\rho y}{\mu} \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}} \quad (36)$$

Como discutido na subseção 3.5.3, o modelo $k\omega - SST$ de transição foi utilizado nas simulações. A documentação do software ANSYS CFX[®] apresenta estudos destacando boas práticas para utilização desse modelo. É destacado na documentação que a distância adimensional à parede Y^+ deve estar dentro da faixa entre 0,0001 e 8, onde o valor ótimo é a unidade e o fator de expansão deve estar dentro da faixa entre 1,05 e 1,4, onde o valor ótimo é 1,1.

O estudo de refinamento de malha foi realizado para o caso de número de Reynolds 10.000 e resultou na tabela 7. As colunas 4 e 6 relacionam a variação percentual dos resultados de j e f , respectivamente, de cada malha com os resultados da malha com maior número de elementos, considerada arbitrariamente como referência. Os resultados de f e j para cada malha da tabela 7 estão ilustrados na figura 34.

Nota-se que, seguindo as recomendações do modelo de turbulência, há pouca variação nos resultados dos fatores f de atrito e j de Colburn em função do número de elementos da malha. Dessa forma, três malhas foram criadas, uma para as simulações em regime laminar, outra para número de Reynolds 10.000 e uma última para número de Reynolds 30.000. Alguns parâmetros de interesse estão relacionados na tabela 8.

Figura 34 – Comparação entre correlação e resultados CFD para diferentes números de Reynolds.



Para as simulações com transferência de calor conjugada a malha para todos os casos foi a mesma já que apenas a temperatura de entrada quente no trocador foi variada. As malhas geradas para os meios fluidos são apresentadas na figura 35.

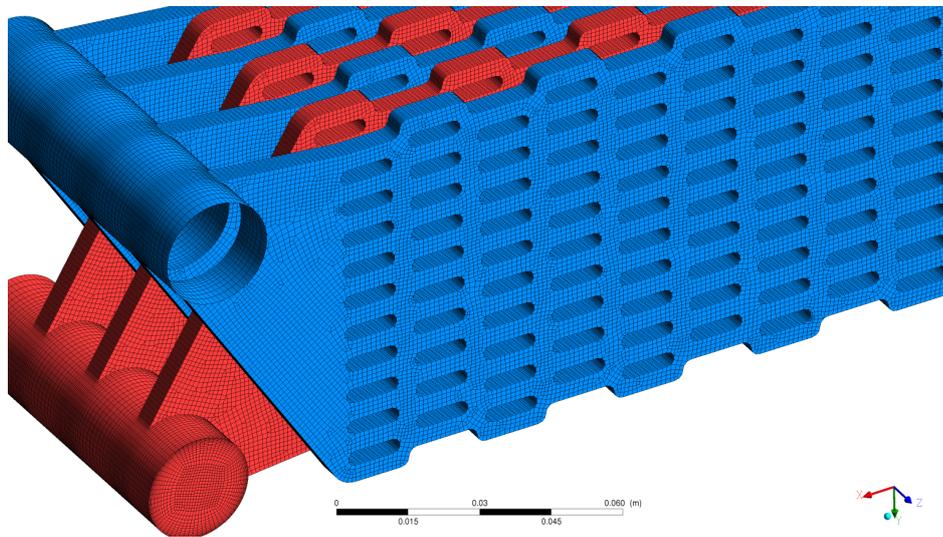
Buscou-se modelar de maneira fiel a geometria do TCC utilizado nos ensaios experimentais. Dessa forma, as tampas utilizadas para direcionar o ar para a saída desejada no trocador foram incluídas nas simulações. Os tubos cerâmicos nas entradas, utilizados para conexão do TCC com as linhas de suprimento de ar, também foram incluídos no modelo.

Tabela 8 – Parâmetros das malhas utilizadas nas simulações de levantamento das correlações

Reynolds	Limites	Elementos $\times 10^3$	Y^+
200/500	Max	447	0,99
	Min	384	0,76
10.000	Max	502	4,45
	Min	475	2,50
30.000	Max	1.240	3,84
	Min	1.233	2,82

Fonte: Autor

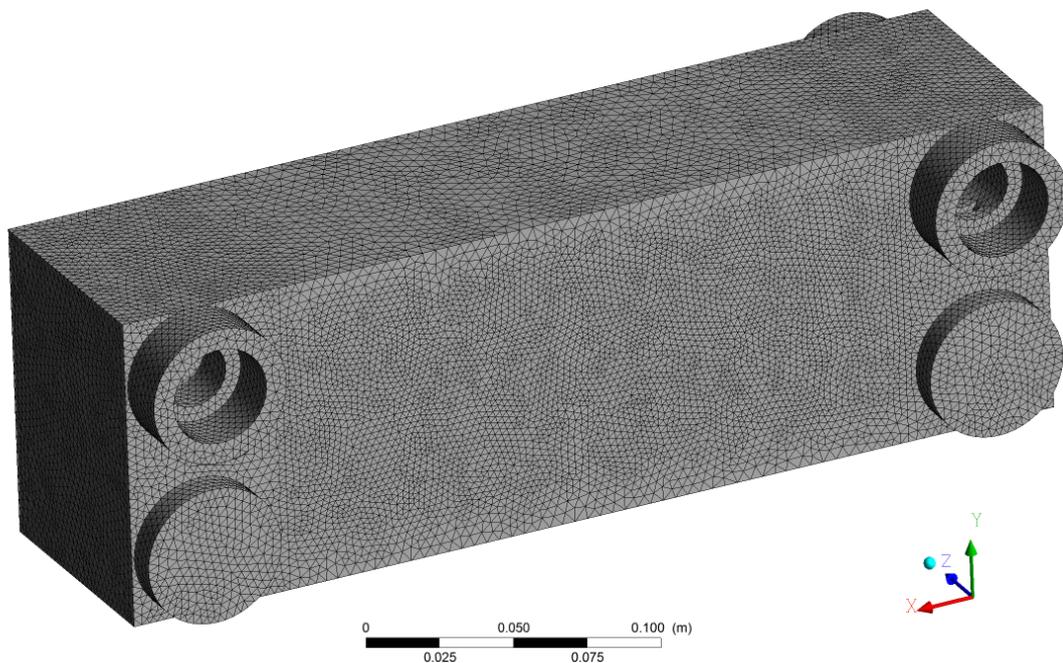
Figura 35 – Malha hexaédrica gerada para os domínios fluidos das simulações com transferência de calor conjugada



Fonte: Autor

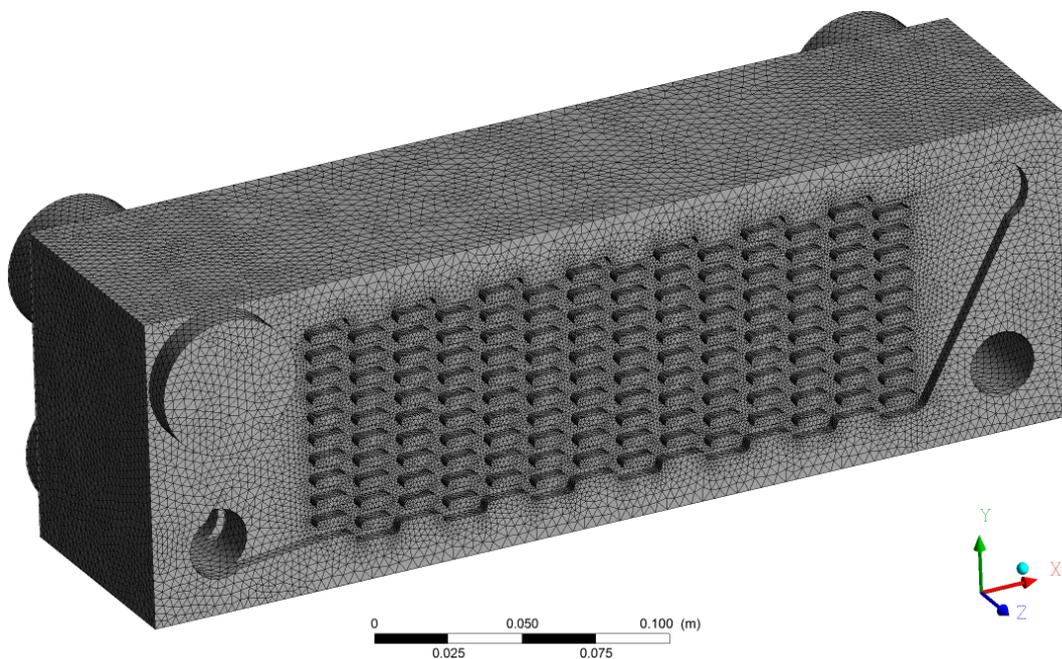
A placa utilizada como tampa possuía a região aletada, diferentemente do trocador construído por Scuotto (2013), e para fins de avaliação estrutural, foram consideradas nos modelos já que as aletas poderiam ser a causa da falha do trocador se consideradas como concentradores de tensão. As figuras 36 e 37 ilustram a malha utilizada nas simulações com transferência de calor conjugada para o meio sólido do TCC.

Figura 36 – Vista frontal do TCC com as entradas de ar



Fonte: Autor

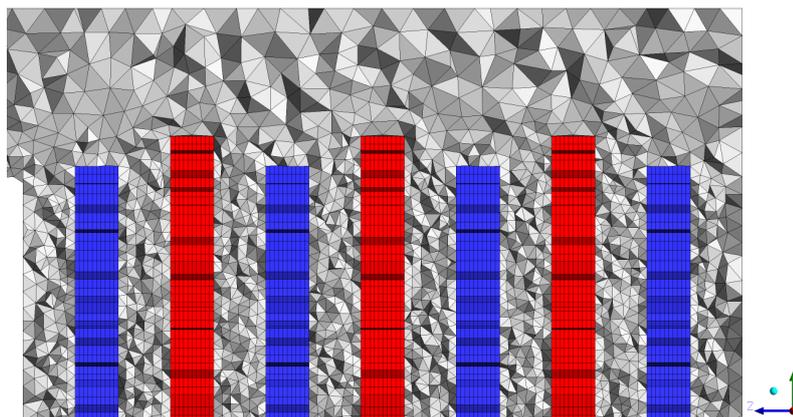
Figura 37 – Vista posterior do TCC com as saídas de ar e a tampa com placa aletada



Fonte: Autor

A figura 38 mostra um detalhamento em corte, na região próxima da entrada quente, das malhas dos três domínios posicionadas.

Figura 38 – Detalhes em corte das malhas geradas para os domínios fluidos e sólido para as simulações com transferência de calor conjugada



Fonte: Autor

3.6 SIMULAÇÃO ESTRUTURAL

3.6.1 Modelagem

O Método dos Elementos Finitos (MEF) foi utilizado para o cálculo do campo de tensões nas paredes do trocador cerâmico. Essas tensões são geradas pelas deformações provenientes da distribuição de temperatura na alumina, visto que a pressão interna de operação do TCC não exerce influência significativa do ponto de vista de integridade estrutural.

No presente trabalho, a distribuição de temperatura na alumina foi obtida a partir de simulações CFD por meio da técnica de transferência de calor conjugada, descrita na subseção 3.5, e importada no modelo de elementos finitos por meio da interpolação das temperaturas nos nós da malha de elementos finitos. Finalmente, realizando o cálculo das tensões térmicas de forma segregada do CFD. Essa metodologia é conhecida como interação fluido estrutura de uma via (*One-way Fluid-Structure Interaction*), na qual os deslocamentos do meio sólido não influenciam significativamente o escoamento.

O MEF utiliza o princípio do trabalho virtual. Esse estabelece que uma pequena alteração na energia de deformação interna deve ser compensada por uma alteração idêntica no trabalho externo:

$$\delta U = \delta V \quad (37)$$

A energia de deformação interna é modelada pelo software ANSYS MechanicalTM segundo a equação 38, onde $\{\varepsilon\}^{th}$ é o vetor das deformações térmicas devido à distribuição de temperatura no corpo, descrito pela equação 39.

$$\delta U = \int_{\Omega} \{\delta\varepsilon\}^T [D] \{\varepsilon\} - \{\delta\varepsilon\}^T [D] \{\varepsilon\}^{th} d\Omega \quad (38)$$

$$\{\varepsilon\}^{th} = \{\alpha T, \alpha T, \alpha T, 0, 0, 0\}^T \quad (39)$$

As deformações $\{\varepsilon\}$ são relacionadas aos deslocamentos nodais por meio da matriz $[B]$ conforme a equação 40. A matriz $[B]$ é construída a partir das funções de forma do elemento utilizado na malha para discretização espacial. Devido sua extensão e variações dependentes do tipo de elemento utilizado na malha, a matriz $[B]$ não será apresentada. Para o caso do elemento

SOLID 187 utilizado neste trabalho, descrito na subseção 3.6.2, a matriz $[B]$ tem dimensão 6×30 .

$$\{\varepsilon\} = [B]\{u\} \quad (40)$$

Substituindo a equação 40 na equação 38, resulta para a energia interna de deformação:

$$\delta U = \{\delta u\} \int_{\Omega} [B]^T [D] [B] d\Omega \{u\} - \{\delta u\} \int_{\Omega} [B]^T [D] \{\varepsilon\}^{th} d\Omega \quad (41)$$

Segundo o manual do software ANSYS MechanicalTM, a equação 42 representa a matriz de rigidez de cada elemento da malha computacional e a equação 43 representa os esforços provenientes da distribuição de temperatura no corpo.

$$[K] = \int_{\Omega} [B]^T [D] [B] d\Omega \quad (42)$$

$$\{F_e\}^{th} = \int_{\Omega} [B]^T [D] \{\varepsilon\}^{th} d\Omega \quad (43)$$

No caso do trocador de calor, apenas os esforços provenientes da distribuição de temperatura foram considerados, já que o trocador foi apenas apoiado na bancada experimental e nenhuma restrição à sua deformação foi aplicada. Sendo assim, o trabalho externo no trocador é nulo. Nota-se que os deslocamentos virtuais, $\{\delta u\}$, estão presentes em todos os termos da equação 41, portanto o sistema linear reduz-se à:

$$[K]\{u\} = \{F_e\}^{th} \quad (44)$$

Com os deslocamentos nodais calculados resolvendo o sistema linear da equação 44, as deformações de cada elemento podem ser calculadas utilizando a equação 40.

A generalização da lei de Hooke para as três direções cartesianas resulta na equação 45, onde a matriz de elasticidade isotrópica $[D]$ é formada pelas propriedades do material e é descrita pela equação 46.

$$[\sigma] = [D]\{\varepsilon\} \quad (45)$$

$$[D] = \frac{E}{(1 + \nu)(1 - 2\nu)} \begin{bmatrix} 1 - \nu & \nu & \nu & 0 & 0 & 0 \\ \nu & 1 - \nu & \nu & 0 & 0 & 0 \\ \nu & \nu & 1 - \nu & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0,5 - \nu & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0,5 - \nu & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0,5 - \nu \end{bmatrix} \quad (46)$$

Finalmente o tensor das tensões para cada elemento da malha é calculado por meio da equação 45. O critério de Coulomb-Mohr Modificado aplicado neste trabalho (subseção 3.6.4) utiliza as tensões principais de cada elemento para previsão da ocorrência de falha. As tensões principais em cada elemento são obtidas a partir dos autovalores do tensor das tensões $[\sigma]$.

O módulo de elasticidade E e o coeficiente de Poisson ν da alumina utilizada na fabricação do TCC foram obtidos por meio de ensaios acústicos de alta precisão em temperatura ambiente. O Centro Universitário da FEI não possui os equipamentos necessários para esse tipo de ensaio e por isso foram realizados nos laboratórios da Universidade Federal de São Carlos (UFSCar). O módulo de elasticidade E resultou num valor de 20,17 GPa e o coeficiente de Poisson ν em 0,12.

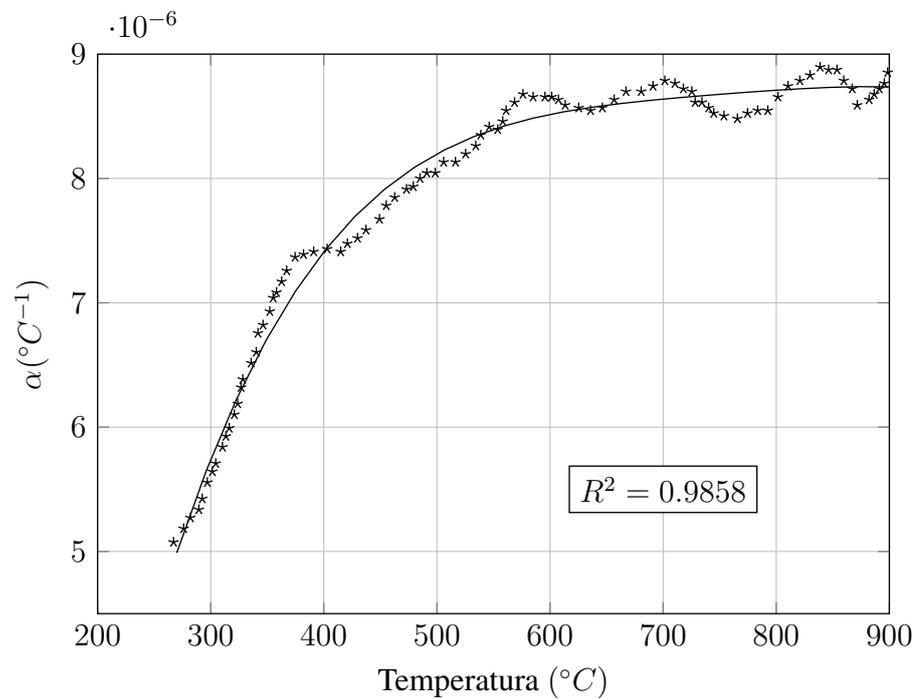
Já o coeficiente de expansão térmica α foi avaliado no Centro de Laboratórios Mecânicos (CLM) da FEI pelo departamento de Engenharia de Materiais. A propriedade foi avaliada em função da temperatura gerando os pontos da figura 39. Um polinômio de quarto grau foi ajustado (equação 47), representado pela curva na figura 39, e valores de α para temperaturas abaixo de 270°C foram considerados constantes no valor de $5,07 \times 10^{-6} (^\circ C^{-1})$.

$$\alpha = -5,61 \cdot 10^{-17} \cdot T^4 + 1,7 \cdot 10^{-13} \cdot T^3 - 1,93 \cdot 10^{-10} \cdot T^2 + 9,9 \cdot 10^{-08} \cdot T - 1,07 \cdot 10^{-05} \quad (47)$$

3.6.2 Malha de elementos finitos

Para as simulações termo estruturais, foi utilizado o gerador de malhas ANSYS Meshing™. Essa ferramenta discretiza o domínio da solução e escolhe automaticamente o elemento a ser utilizado nos cálculos. Para o caso do trocador, o elemento SOLID 187 foi utilizado. Esse elemento consiste em um elemento tetraédrico de 10 nós com descrição quadrática dos deslo-

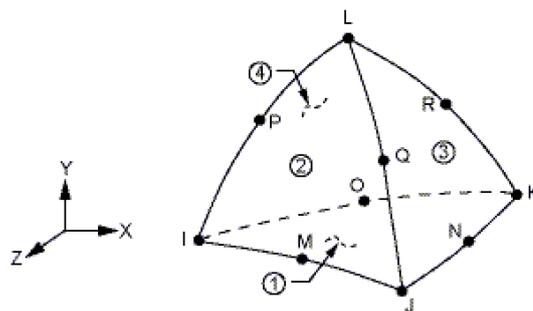
Figura 39 – Pontos medidos do coeficiente de expansão térmica em função da temperatura e curva ajustada para modelagem no MEF



Fonte: Autor

camentos nodais e descrição linear das tensões e deformações no interior do elemento. A figura 40 ilustra o elemento SOLID 187.

Figura 40 – Ilustração do elemento SOLID 187 utilizado na malha para as simulações de elementos finitos



Fonte: Manual ANSYS Mechanical™

Um estudo de refinamento de malha foi realizado verificando a variação da máxima tensão principal atuante no TCC para os resultados da distribuição de temperatura nas paredes com temperatura de entrada quente no trocador de 800°C. Os resultados podem ser vistos na tabela 9.

Tabela 9 – Parâmetros das malhas e resultados da máxima tensão principal atuante do estudo de refinamento para as simulações estruturais

Malha	Nós	Elementos	Razão de aspecto	Máxima tensão principal (MPa)	+ - %
1	479.357	296.436	2,5102	15,329	-1,64
2	507.659	313.318	2,4259	15,946	2,32
3	675.171	416.672	2,3568	16,159	3,69
4	1.916.961	1.261.993	1,8911	15,672	0,56
5	3.118.048	2.125.031	1,8477	15,584	–

Fonte: Autor

Os resultados da máxima tensão principal sofrem pouca variação em relação à quantidade de nós da malha e oscilam entre 15,329 e 16,159 MPa. A variação percentual dos resultados da máxima tensão de cada malha foram relacionados com a malha mais refinada, resultando na coluna 6 na tabela 9. Dessa forma, a malha número 4 foi escolhida para as simulações estruturais e é apresentada na figura 41.

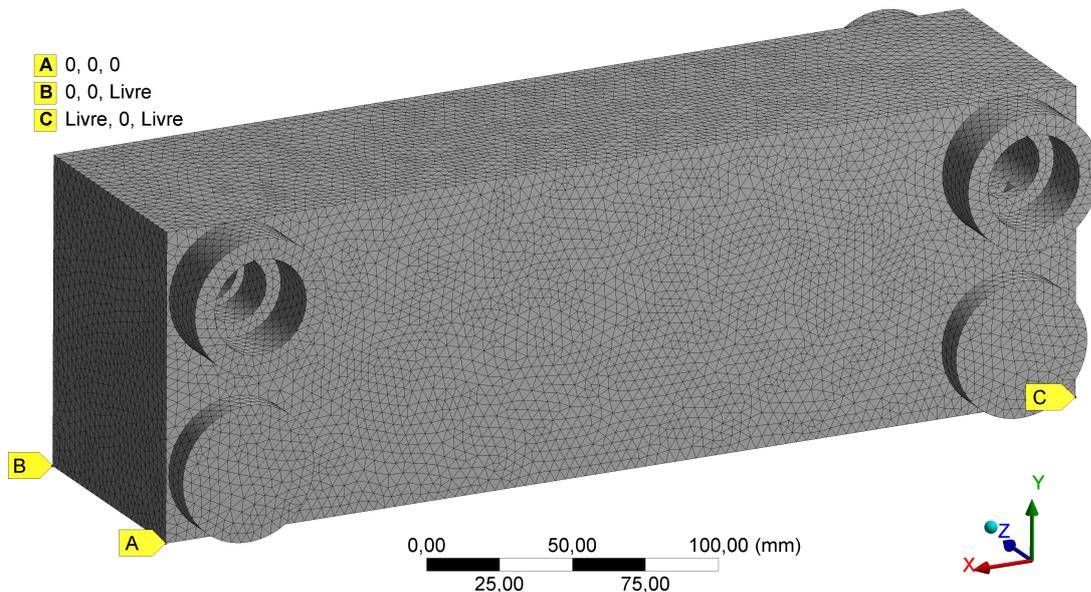
3.6.3 Vínculos e condições de contorno

Os vínculos e condições de contorno aplicados ao modelo de elementos finitos do TCC devem restringir o mínimo possível as deformações das paredes do trocador, já que o trocador encontra-se apenas apoiado na bancada experimental. Com esse objetivo os vínculos aplicados ao trocador estão apresentados na figura 41.

O vínculo A restringe os deslocamentos nas três as direções cartesianas x, y e z. O vínculo B, restringe o deslocamento nas direções x e y, permitindo deslocamento livre na direção z e o Vínculo C restringe o deslocamento apenas na direção y.

As temperaturas de cada volume de controle da malha utilizada no CFD foram interpoladas nos nós da malha gerada para o MEF e assim aplicadas como condição de contorno. Como demonstrado por Nagarajan et al. (2014a), as pressões provenientes do fluxo no interior do trocador não exercem influência significativa ao coeficiente de segurança final e portanto não foram consideradas no presente trabalho.

Figura 41 – Vínculos nodais aplicados ao modelo do trocador de calor cerâmico



Fonte: Autor

3.6.4 Pós-Processamento - O critério de Coulomb-Mohr modificado

As simulações de elementos finitos tem como um dos resultados o campo de tensões principais atuantes no corpo do TCC. A alumina utilizada na fabricação do TCC apresenta comportamento frágil, característico dos materiais cerâmicos, nos quais ocorre a falha dentro do regime linear elástico. Um critério de falha apropriado para esse tipo de material é o de Coulomb-Mohr (DOWLING, 1993).

Para se verificar a falha segundo o critério de Coulomb-Mohr uma tensão efetiva é calculada considerando as tensões limites de resistência em tração σ'_{utr} e compressão σ'_{uc} , estimadas pelo critério, e as tensões principais $\sigma_{1,2,3}$ atuantes. O parâmetro M relaciona as tensões limites de resistência estimadas através da equação abaixo e é utilizado para simplificar a expressão da tensão efetiva.

$$\frac{1 - M}{1 + M} = \frac{\sigma'_{utr}}{|\sigma'_{uc}|} \quad (48)$$

Os parâmetros σ'_{utr} e σ'_{uc} idealmente são determinados a partir do ajuste de uma curva aos resultados de diversos ensaios de fratura em compressão com diferentes estados triaxiais de tensão. Uma alternativa indicada por Dowling (1993) é a consideração de σ'_{uc} igual ao limite de resistência obtido por ensaio uniaxial em compressão σ_{uc} e cálculo do M utilizando o ângulo de fratura θ_c dos ensaios em compressão por meio da expressão $M = \text{sen}(90^\circ - 2\theta_c)$.

Tabela 10 – Limites de resistência em flexão e tração e do módulo de Weibull m em função da temperatura

Temperatura	23°C	210°C	425°C	700°C	850°C
σ_{ufl} [MPa]	25,80	29,18	31,01	26,42	21,45
m	3,93	3,93	7,68	7,46	3,21
σ_{utr} [MPa]	12,66	14,32	19,82	16,73	9,52

Fonte: Donato et al., 2014

Apenas ensaios em flexão foram realizados no Centro de Laboratórios Mecânicos (CLM) da FEI por Donato et al. (2014). Seguindo as normas ASTM C1161-09 e ASTM C1211-09 a resistência mecânica em flexão da alumina do TCC foi determinada para a faixa de temperatura entre 23 à 850°C.

A transferibilidade para o limite de resistência à tração foi realizado através da equação 49, deduzida por Parra (2014) utilizando a equivalência das probabilidades de falha, onde m é o módulo de Weibull, Ω_{fl} o volume do corpo de provas dos ensaios em flexão e Ω_{tr} o volume do corpo de provas dos ensaios em tração.

$$\sigma_{utr} = \sigma_{ufl} \left[\frac{\Omega_{fl}}{2\Omega_{tr}} \left(\frac{1}{(m+1)^2} + \frac{1}{(m+1)} \right) \right]^{\frac{1}{m}} \quad (49)$$

Simplesmente rearranjando a equação e considerando $\Omega_{fl} = 0,5 \Omega_{tr}$, obtêm-se a equação 50 apresentada por Munro (1997).

$$\frac{\sigma_{ufl}}{\sigma_{utr}} = \left[\frac{4(m+1)^2}{m+2} \right]^{\frac{1}{m}} \quad (50)$$

Os resultados dos ensaios de Donato et al. (2014) estão disponíveis na tabela 10.

Meille et al. (2012) avaliaram o comportamento mecânico da alumina em compressão para diferentes níveis de porosidade. Para a alumina do TCC o nível de porosidade foi determinado segundo a norma ASTM C373-06 por Donato et al. (2014), resultando em 28%. Segundo os resultados de Meille et al. (2012), a tensão limite de resistência em compressão σ_{uc} é 160 MPa. Não foi registrado o ângulo de fratura θ_c dos corpos de provas.

Como não foi encontrado estudos sobre o limite de resistência em compressão para a alumina com porosidade de 28% em função da temperatura, σ_{uc} foi considerada constante na faixa de temperatura entre 23 à 850°C.

Tabela 11 – Valores da resistência mecânica em tração da alumina em função da temperatura T em °C e probabilidade de falha P_f

$T \setminus P_f$	σ_{utr} [MPa]				
	1%	10%	63%	90%	99%
23	3,93	7,14	12,66	15,66	18,68
210	4,44	8,08	14,32	17,71	21,12
425	10,89	14,79	19,82	22,09	24,18
700	9,03	12,37	16,73	18,71	20,53
850	2,27	4,72	9,52	12,34	15,31

Fonte: Autor

Tabela 12 – Valores do parâmetro M do modelo de Coulomb-Mohr em função da temperatura T em °C e probabilidade de falha P_f

$T \setminus P_f$	M				
	1%	10%	63%	90%	99%
23	0.9521	0.9145	0.8533	0.8217	0.7910
210	0.9460	0.9039	0.8357	0.8007	0.7668
425	0.8726	0.8308	0.7796	0.7573	0.7374
700	0.8932	0.8564	0.8107	0.7906	0.7726
850	0.9720	0.9427	0.8877	0.8568	0.8253

Fonte: Autor

Dessa forma o parâmetro M foi calculado através da equação 48, em função da temperatura, estimando-se $\sigma'_{utr} = \sigma_{utr}$.

Os resultados de σ_{ufl} e m obtidos por Donato et al. (2014) utilizaram a distribuição bi-paramétrica de Weibull (1951), e portanto representam 63% de probabilidade de falha. Aplicando-se a equação de Weibull (equação 51), pode-se estimar a resistência mecânica da alumina para diferentes probabilidades de falha.

A resistência mecânica em tração e o parâmetro M foram calculados para probabilidade de falha entre 1% à 99% e se encontram nas tabelas 11 e 12.

$$\ln(\ln(1/(1 - P_f))) = m \ln(\sigma_{utr}) - \sigma_{utrc-63\%} \quad (51)$$

Como esperado, é possível notar que uma menor resistência mecânica é resultado de uma probabilidade de falha menor. Para aplicação nas formulações dos coeficientes de segurança, um ajuste polinomial foi realizado nos pontos das tabelas 11 e 12.

A tensão efetiva de Coulomb-Mohr é definida segundo a equação 52, onde os parâmetros S_{12} , S_{23} e S_{31} são descritos pela equação 53 de maneira generalizada.

$$\bar{\sigma}_{CM} = \max(S_{12}, S_{23}, S_{31}) \quad (52)$$

$$S_{ab} = \frac{1}{1-M} [|\sigma_a - \sigma_b| + M(\sigma_a + \sigma_b)] \quad (53)$$

Já considerando $\sigma'_{uc} = \sigma_{uc}$, o coeficiente de segurança pelo critério de Coulomb-Mohr é definido pela equação 54 abaixo.

$$CS_{CM} = \frac{|\sigma_{uc}|}{\bar{\sigma}_{CM}} \quad (54)$$

Como destacado por Dowling (1993), o critério de Coulomb-Mohr apenas não representa adequadamente as regiões com tensões mistas, como torção e uma modificação no modelo se faz necessária, gerando o critério de Coulomb-Mohr modificado.

O critério de Coulomb-Mohr modificado limita o critério puro através do critério da máxima tensão normal, definido pela equação 55 abaixo.

$$CS_N = \frac{\sigma_{utr}}{\max(\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3)} \quad (55)$$

Finalmente, o coeficiente de segurança do critério de Coulomb-Mohr modificado é expressado pela equação 56.

$$CS_{CMM} = \min(CS_{CM}, CS_N) \quad (56)$$

4 RESULTADOS E DISCUSSÃO

Os resultados numéricos do estudo paramétrico da geometria do Trocador de Calor Cerâmico (TCC) são abordados na subseção 4.1. Em seguida, os resultados experimentais do protótipo ensaiado são analisados na subseção 4.2. Uma discussão referente à distribuição da vazão entre as placas do TCC é feita na subseção 4.3 bem como uma análise numérica. Por fim, na subseção 4.4 os resultados da aplicação do critério de Coulomb-Mohr modificado no modelo de elementos finitos são apresentados juntamente com avaliações experimentais da integridade estrutural.

4.1 CORRELAÇÕES DOS FATORES F DE ATRITO E J DE COLBURN

Para cada geometria, definida nas tabelas 3 e 4 nas páginas 51 e 52 respectivamente, e número de Reynolds, foi obtido através da Mecânica dos Fluidos Computacional (CFD) o valor do fator f de atrito e j de Colburn aplicando-se as condições de contorno ilustradas na figura 30. Para toda a faixa de número de Reynolds simulada, o modelo de turbulência $k\omega - SST$ de transição foi utilizado.

Como resultado do estudo de refinamento de malha, apresentado na tabela 9 da subseção 3.5.8, a geometria 3-2-2 com escoamento com número de Reynolds 10.000 foi considerada o caso crítico sob o ponto de vista da modelagem da turbulência, já que a distância adimensional até a parede Y^+ é 4,45.

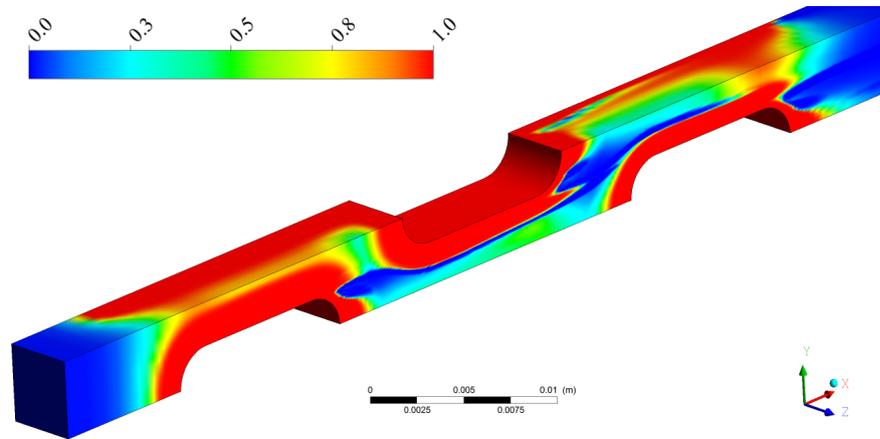
Como discutido na subseção 3.5.3, o modelo de turbulência $k\omega - SST$ de transição usa os modelos $k\varepsilon$ e $k\omega$ em posições distintas no domínio de cálculo. Para o caso apresentado acima, dois parâmetros do modelo $k\omega - SST$ de transição foram analisados: a primeira função de combinação do modelo $k\omega - SST$ e a função de combinação do modelo $k\omega - SST$ de transição.

A figura 42 apresenta a distribuição da primeira função de combinação (*First Blending Function*) do modelo $k\omega - SST$. Essa função é responsável por identificar localmente onde o modelo $k\omega$ e o modelo $k\varepsilon$ foram utilizados (MENTER et al., 2005).

Como pode ser visto, o modelo $k\omega$ foi aplicado nas regiões próximas às paredes, com no mínimo 10 elementos contidos nessa região, e o modelo $k\varepsilon$ nas demais. Esse comportamento é desejado já que o modelo $k\omega$ é capaz de descrever melhor os gradientes próximos às paredes.

A figura 43 ilustra a distribuição da função de combinação do modelo $k\omega - SST$ de transição. Essa função distingue as regiões do domínio onde o modelo de turbulência considera

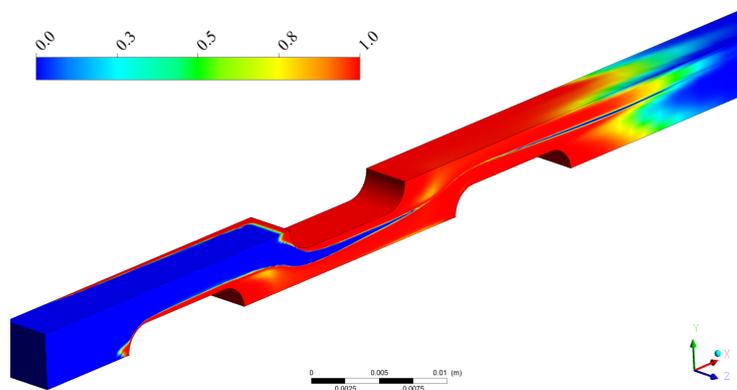
Figura 42 – Primeira função de combinação entre os modelos de turbulência $k\omega$ (em vermelho) e $k\varepsilon$ (em azul)



Fonte: Autor

escoamento laminar (em vermelho) e completamente turbulento (em azul) (MENTER; ESCH; KUBACKI, 2002). Próximo às paredes, com no mínimo 8 elementos contidos na região, o modelo considerou escoamento laminar.

Figura 43 – Função de combinação entre regiões de transição (em vermelho) e completamente turbulenta (em azul)



Fonte: Autor

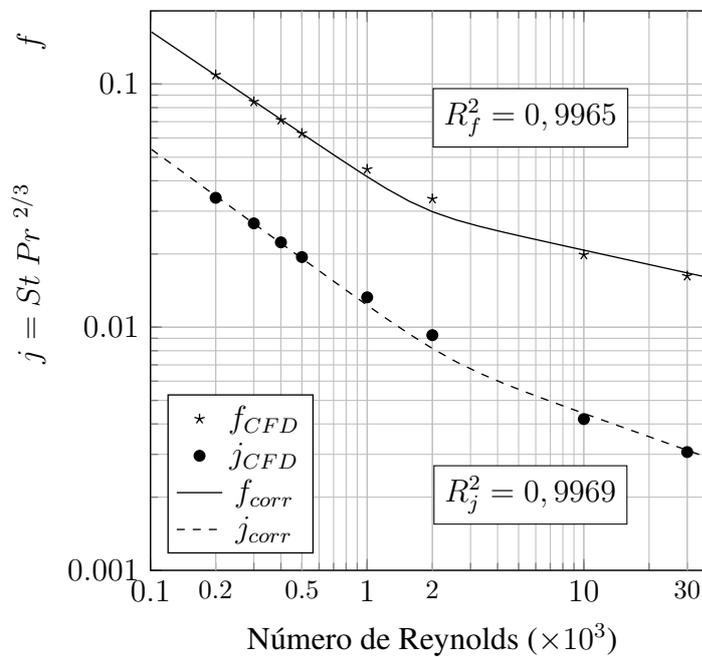
Inicialmente algumas simulações foram feitas utilizando a geometria 2-3-2 variando-se o número de Reynolds entre 200 e 30.000. Para os resultados dos fatores f e j na forma de pontos, correlações na forma das equações 57 e 58 foram ajustadas conforme proposto por Manglik e Bergles (1995). O uso da lei de potência é justificado pois tanto no regime laminar quanto completamente turbulento, os fatores f de atrito e j de Colburn variam linearmente na escala log-log (MANGLIK; BERGLES, 1995).

$$f = a1 \cdot Re^{a2} \cdot (1 + c1 \cdot Re^{c2})^{0.1} \cdot \lambda^{a3} \cdot \delta^{a4} \cdot \gamma^{a5} \quad (57)$$

$$j = b1 \cdot Re^{b2} \cdot (1 + d1 \cdot Re^{d2})^{0.1} \cdot \lambda^{b3} \cdot \delta^{b4} \cdot \gamma^{b5} \quad (58)$$

A figura 44 ilustra os resultados numéricos obtidos com as correlações ajustadas. Foi possível notar que as correlações descrevem bem os resultados numéricos nos regimes laminar, turbulento e de transição, dentro da faixa de número de Reynolds simulado já que os coeficientes de determinação R^2 são maiores que 0,99. Para obtenção das correlações, apenas dados dos regimes laminar e turbulento são utilizados, sendo assim, menor a quantidade de simulações necessárias para caracterizar a faixa de número de Reynolds, reduzindo o custo computacional.

Figura 44 – Comparação entre correlação e resultados CFD para diferentes números de Reynolds



Fonte: Villanueva e Mello (2015)

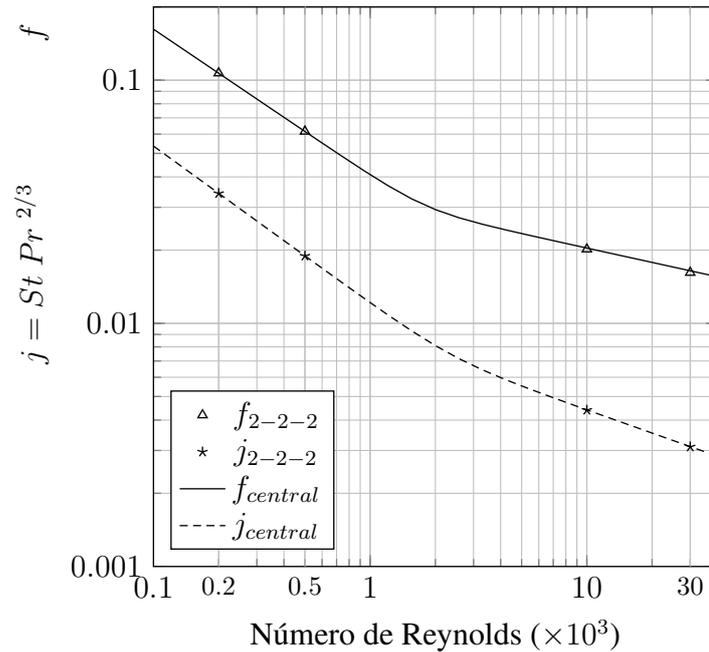
A geometria nomeada 2-2-2 nas tabelas 3 e 4 foi escolhida como referência devido aos seus parâmetros a colocarem na condição central em relação às outras geometrias.

A figura 45 mostra os resultados para número de Reynolds 200, 500, 10.000 e 30.000 simulados para a geometria 2-2-2. Duas correlações foram ajustadas, resultando nas equações 59 e 60.

$$f_{central} = 2.5922 \cdot Re^{-0.602} \cdot (1 + 6.3 \times 10^{-14} \cdot Re^{4.06})^{0.1} \quad (59)$$

$$j_{central} = 1.0495 \cdot Re^{-0.646} \cdot (1 + 7.4 \times 10^{-12} \cdot Re^{3.29})^{0.1} \quad (60)$$

Figura 45 – Resultados obtidos com a condição central (geometria 2-2-2 nas tabelas 3 e 4)



Fonte: Villanueva e Mello (2015)

Partindo dessa condição central, os parâmetros geométricos foram avaliados separadamente. O parâmetro γ foi avaliado primeiro através das geometrias 2-2-1 e 2-2-3. Os resultados dos fatores f e j para essa geometria foram comparados à condição central e estão ilustrados na figura 46.

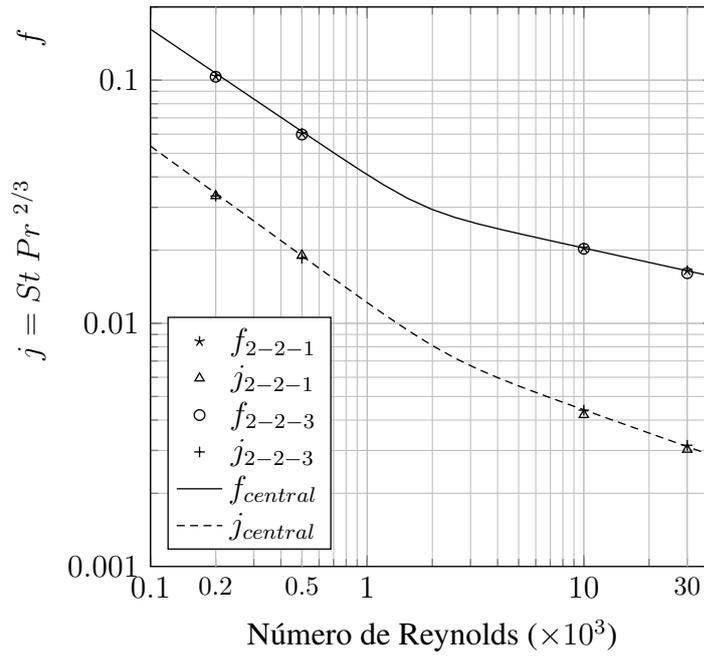
Como pode ser notado, a influência do parâmetro γ sobre os fatores f de atrito e j de Colburn é muito pequena se comparada às influências dos outros parâmetros discutidos a seguir, já que os resultados para as geometria 2-2-1 e 2-2-3 se confundem com a condição central. Por esse motivo, o parâmetro γ não foi incluído nas correlações finais.

Seguindo o mesmo procedimento, a influência dos parâmetros λ e δ pode ser vista nas figuras 47 e 48 respectivamente.

Fica claro que ambos parâmetros exercem influência significativa no fator f de atrito porém o fator j de Colburn é mais influenciado pelo parâmetro λ .

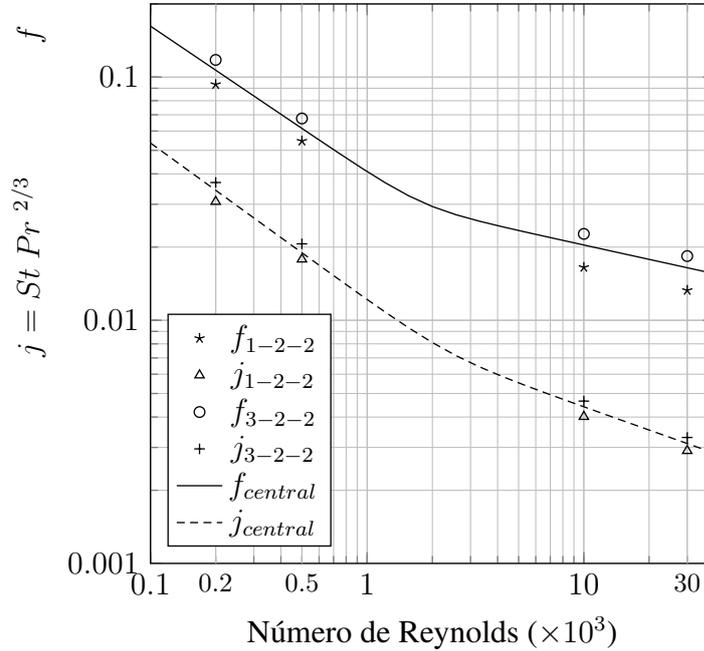
Dessa forma, as correlações obtidas considerando os parâmetros λ e δ são expressas pelas equações 61 e 62. O parâmetro geométrico λ exerce maior influência em ambos fatores como já avaliado graficamente pela figura 47, podendo ser notado também nas correlações através do seu expoente (-0.40 para o fator f e -0.22 para o fator j).

Figura 46 – Influência do parâmetro γ



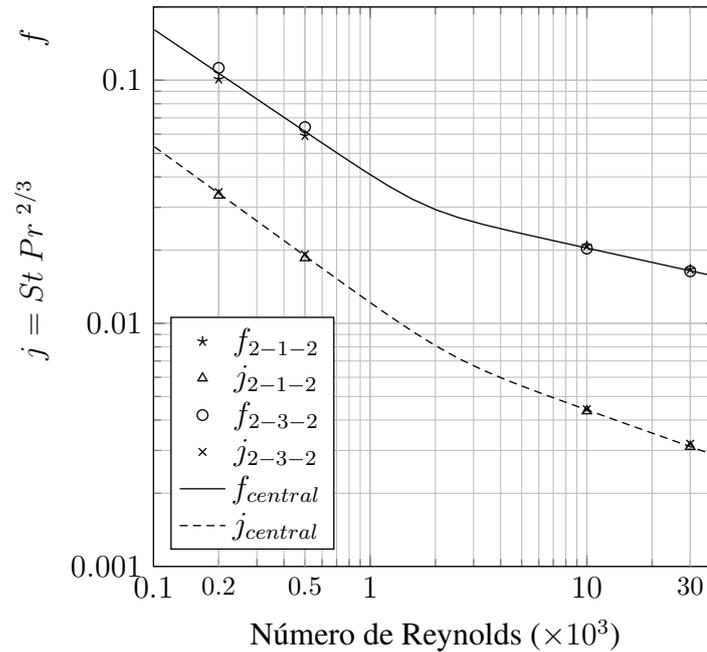
Fonte: Villanueva e Mello (2015)

Figura 47 – Influência do parâmetro λ



Fonte: Villanueva e Mello (2015)

$$f = 2.5922 \cdot Re^{-0.602} \cdot \left(1 + 6.3 \times 10^{-14} \cdot Re^{4.06}\right)^{0.1} \cdot \left(\frac{\lambda}{0.667}\right)^{-0.40} \cdot \left(\frac{\delta}{0.333}\right)^{-0.11} \quad (61)$$

Figura 48 – Influência do parâmetro δ 

Fonte: Villanueva e Mello (2015)

$$j = 1.0495 \cdot Re^{-0.646} \cdot \left(1 + 7.4 \times 10^{-12} \cdot Re^{3.29}\right)^{0.1} \cdot \left(\frac{\lambda}{0.667}\right)^{-0.22} \cdot \left(\frac{\delta}{0.333}\right)^{-0.08} \quad (62)$$

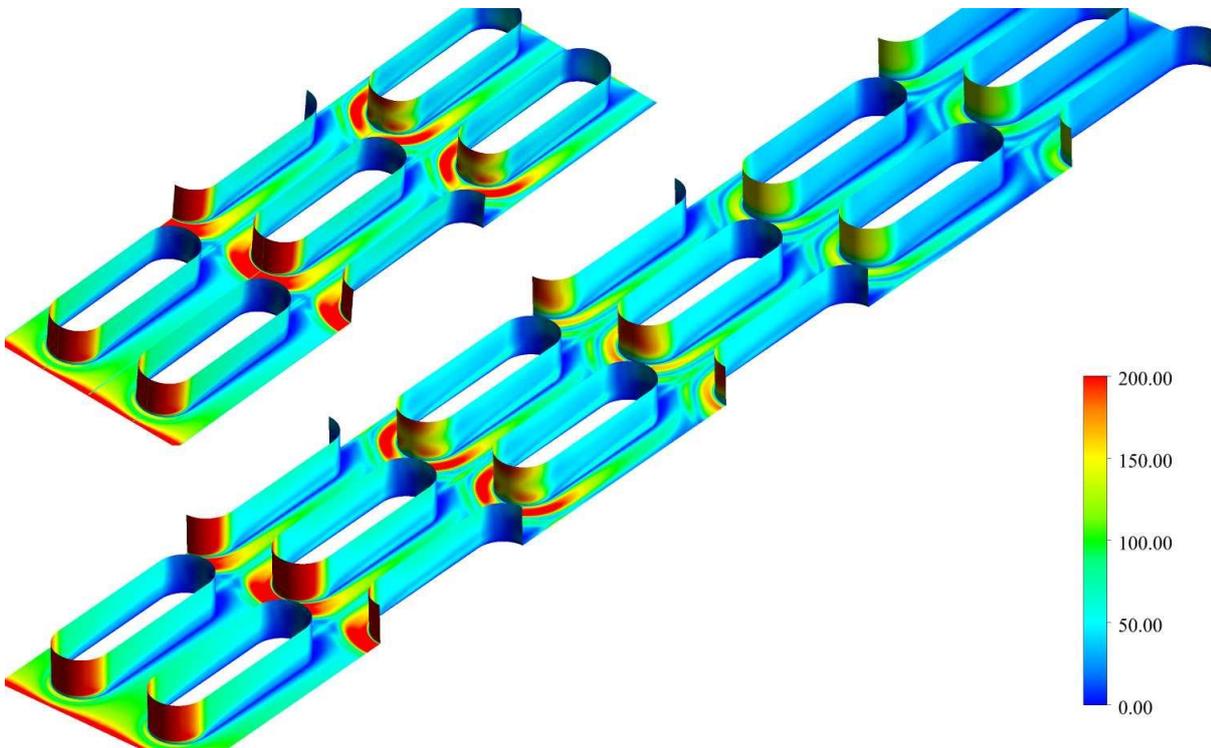
O coeficiente local de transferência de calor, definido pela equação 63, pode ser visto na figura 49. Como esperado, o coeficiente local de transferência de calor é maior próximo da região de entrada e diminui na direção do fluxo a medida que a temperatura do fluido se aproxima da temperatura da parede, já que o calor trocado \dot{q}_w também diminui e o denominador da equação 63 é constante pois é composto pelas condições de contorno com a temperatura na parede T_w constante.

$$h_{local} = \frac{\dot{q}_w}{T_w - T_i} \quad (63)$$

É possível notar na figura 49 que após a primeira fileira de aletas, o coeficiente local de transferência de calor sofre um aumento local na frente das aletas. Embora a distribuição do coeficiente local de transferência de calor seja diferente entre as aletas, nota-se que não há diferença significativa ao variar o número de fileiras de aletas entre três e seis nos modelos simulados.

A figura 50 mostra as linhas de corrente na região frontal de uma aleta, onde o aumento no coeficiente local de transferência de calor foi notado. O vórtice formado nessa região

Figura 49 – Coeficiente local de transferência de calor (em W/m^2K). Comparação dos resultados com três e seis fileiras de aletas



Fonte: Villanueva e Mello, 2015

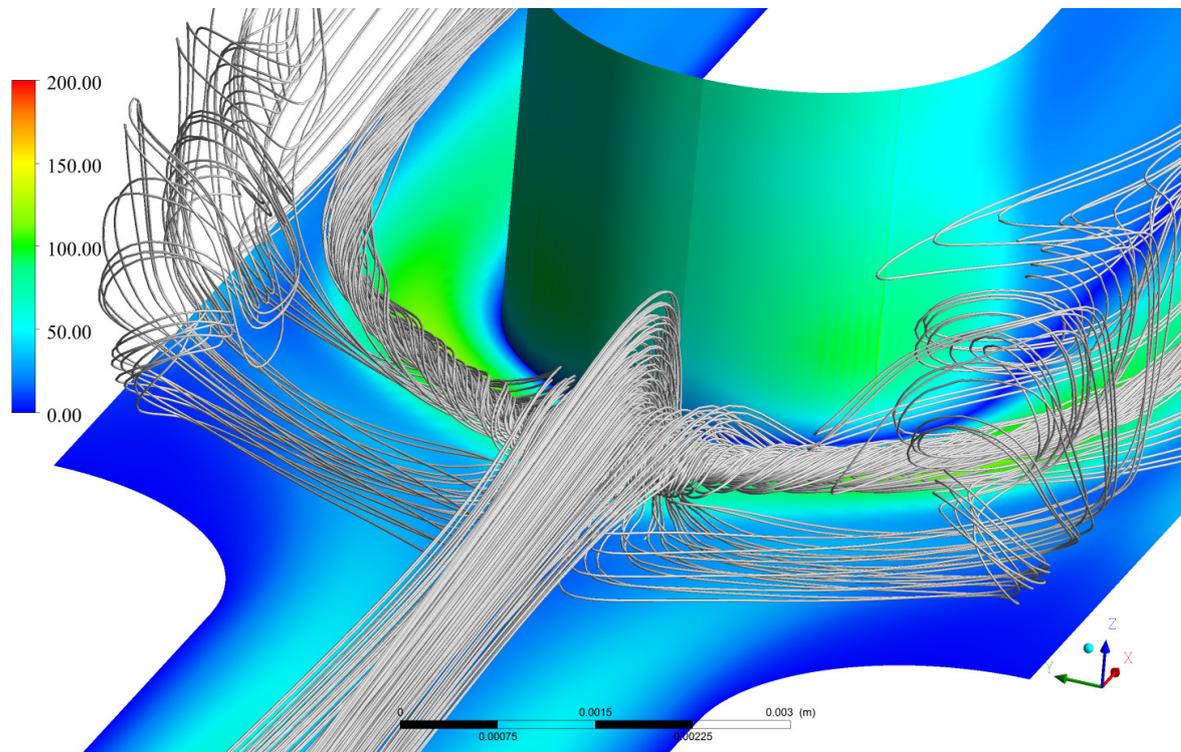
aumenta a transferência de calor local e explica o formato característico da distribuição do coeficiente local de transferência de calor. Esse fenômeno é conhecido na literatura como vórtice ferradura (*horse shoe vortex*) e estudos sobre a sua utilização para aumento da transferência de calor local em diferentes geometrias foram realizados por Hemida, Spehr e Krajnović (2008) e Vintrou et al. (2013).

A distribuição da pressão nas paredes pode ser vista na figura 51, onde observa-se que a pressão diminui em cada fileira de aletas. É possível observar também um gradiente adverso de pressão (pressão aumentando na direção do escoamento) nas regiões frontais das aletas. Esse gradiente adverso de pressão forma um vórtice na parte frontal de cada aleta, gerando o vórtice ferradura observado na figura 50.

4.2 RESULTADOS EXPERIMENTAIS

Os resultados experimentais foram calculados a partir das medições utilizando um código desenvolvido no software *Engineering Equation Solver* (EES)[®], mostrado no apêndice

Figura 50 – Parede e aleta coloridas pelo coeficiente local de transferência de calor (em W/m^2K) e linhas de corrente em cinza



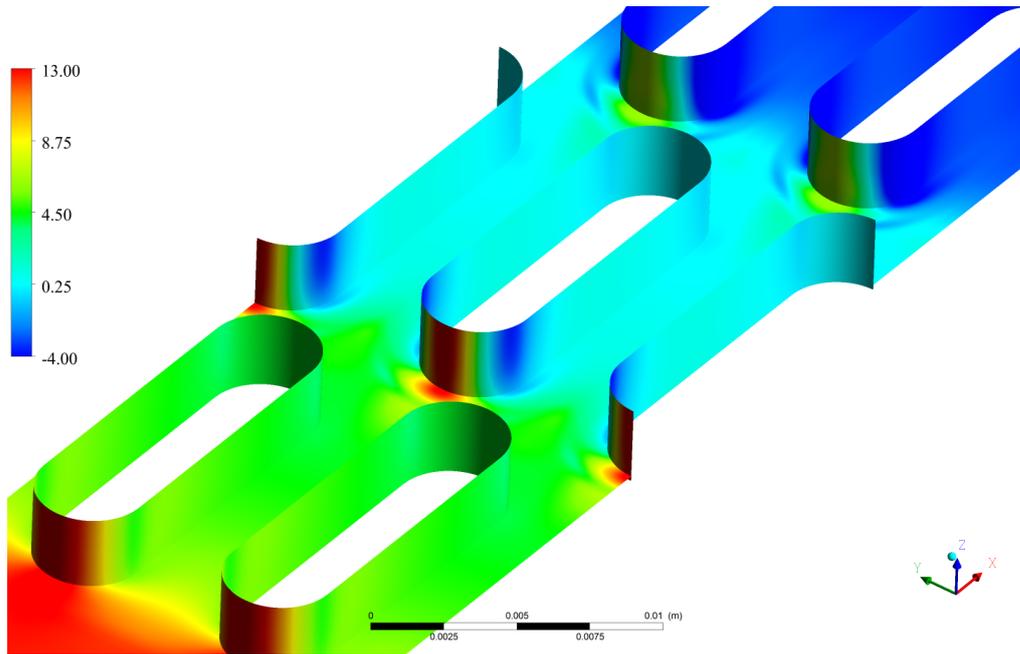
Fonte: Villanueva e Mello, 2015

B. Durante os testes, as medições de temperatura, vazão e perda de carga foram inseridas no software EES[®] para avaliação das variáveis descritas na subseção 3.4. Dessa maneira, foi possível controlar com facilidade, e com a ajuda do controlador eletrônico e das válvulas reguladoras de vazão, a temperatura de entrada quente e o número de Reynolds para ambos os escoamentos quente e frio. A figura 52 ilustra um típico teste com aquecimento, onde observa-se a configuração de regime permanente através da formação dos patamares das temperaturas dos escoamentos nas passagens do TCC.

Utilizando um código desenvolvido no MATLAB[®] (apêndice C), os dados coletados dos ensaios completos em função do tempo foram tratados de forma a obter os valores representativos do regime permanente (após o patamar). Com as medições do regime permanente, novamente o código EES[®] foi utilizado para, agora, obtenção dos resultados finais do procedimento experimental. O apêndice D contém, na forma de uma tabela, os ensaios com suas respectivas medições e resultados finais em regime permanente.

Uma análise de incertezas dos resultados experimentais calculados foi realizada utilizando a equação 64 para cálculo das incertezas relativas segundo Beckwith, Marangoni e Lienhard (2007), onde $\tilde{\varphi}$ representa o valor da incerteza de uma variável φ .

Figura 51 – Resultados numéricos da distribuição da pressão nas paredes e aletas (em Pa)



Fonte: Villanueva e Mello, 2015

$$\frac{\tilde{\varphi}}{\varphi} = \sqrt{\frac{\left(\frac{\partial \varphi}{\partial x_1} \tilde{x}_1\right)^2 + \left(\frac{\partial \varphi}{\partial x_2} \tilde{x}_2\right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial \varphi}{\partial x_n} \tilde{x}_n\right)^2}{f(X_1, X_2, \dots, X_n)}} \quad (64)$$

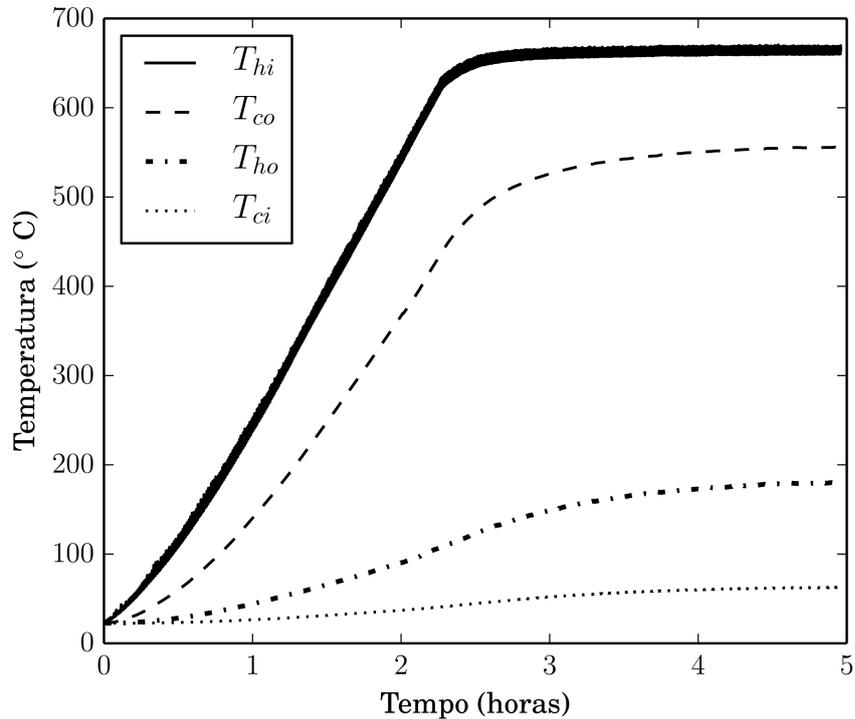
Essa equação facilita a avaliação das incertezas de variáveis provenientes de funções multiplicativas, de forma que, para a máxima velocidade de escoamento G , por exemplo, sua incerteza relativa resulta da equação abaixo.

$$\frac{\tilde{G}}{G} = \sqrt{\left(\frac{\tilde{m}}{\dot{m}}\right)^2 + \left(\frac{\tilde{\beta}}{\beta}\right)^2 + \left(\frac{\tilde{A}_{fr}}{A_{fr}}\right)^2} \quad (65)$$

O software EES[®] tem implementado essa metodologia, de forma que, é possível fornecer as incertezas das medições experimentais e juntamente com os resultados finais obtidos pelo código do apêndice C, o valor da incerteza relativa de cada variável é calculada. O resultado da análise de incertezas está relacionado na tabela 13.

Foi percebida uma imprecisão proveniente da estratégia de medição das temperaturas dos escoamentos. Conforme a tabela 14, percebe-se que \dot{q}_c é maior que \dot{q}_h , caracterizando uma inconsistência física. Porém, nota-se a proximidade entre seus valores, bem como da eficiência térmica (diferença de aproximadamente 12,3% para todos os ensaios).

Figura 52 – Curvas de evolução da temperatura em função do tempo durante um ensaio típico



Fonte: Autor

Como os termopares utilizados são capazes de medir apenas um ponto da temperatura do escoamento, para que essa medição seja representativa da região, toda a região deve ter a mesma temperatura. Como observado na figura 53, tanto para a região de entrada das passagens quanto na saída, após a última fileira de aletas, não ocorre uma distribuição uniforme da temperatura ao longo da seção transversal considerada para posicionamento dos termopares internos (linhas tracejadas vermelhas).

Foi observado experimentalmente, também, uma distribuição desigual das vazões entre as passagens do trocador, conforme detalhado na próxima subseção 4.3, que em conjunto com as temperaturas medidas internamente em apenas algumas e diferentes placas, em ambos lados quente e frio, não representaram a variação da temperatura exata de cada passagem. Sendo assim, um segundo fator relevante para o entendimento da inconsistência física observada.

Fica evidente que a metodologia utilizada para medição das temperaturas dos escoamentos, descrita na subseção 3.3, não é ideal para este caso e uma solução poderia ser obtida através da utilização de um extensor das câmaras de saída do TCC, no qual ocorra a mistura completa do escoamento de saída das aletas uniformizando sua temperatura.

Para que esta solução seja válida, deve-se garantir que não ocorra transferência de calor significativa entre as paredes do extensor com o ambiente, já que o calor transferido faria com

Tabela 13 – Incerteza dos valores calculados obtida através do procedimento de propagação de incertezas

Parâmetro	Incerteza
Vazão mássica (\dot{m})	1,23%
Velocidade mássica máxima do escoamento (G)	1,01%
Número de Reynolds (Re)	1,14%
Efetividade (ε)	1,10%
Número de unidades de transferência (NUT)	3,44%
Coefficiente global de transferência de calor (U)	3,25%
Coefficiente de transferência de calor por convecção (h)	3,51%
Eficiência de aleta (η_f)	1,02%
Fator de Colburn (j)	3,35%
Fator de Atrito (f)	3,53%

Fonte: Autor

Tabela 14 – Resultados experimentais ilustrando as diferentes eficiências térmicas obtidas devido à perda de calor para o ambiente

Teste	Medido						Calculado				
	\dot{V}_c	\dot{V}_h	$T_{c,i}$	$T_{c,o}$	$T_{h,i}$	$T_{h,o}$	\dot{q}_c	\dot{q}_h	ε_c	ε_h	ε
9	3,73	3,32	38,4	226,0	289,2	90,1	205	196	0,833	0,794	0,814
10	4,25	3,56	36,7	217,3	292,6	86,6	226	218	0,836	0,805	0,821

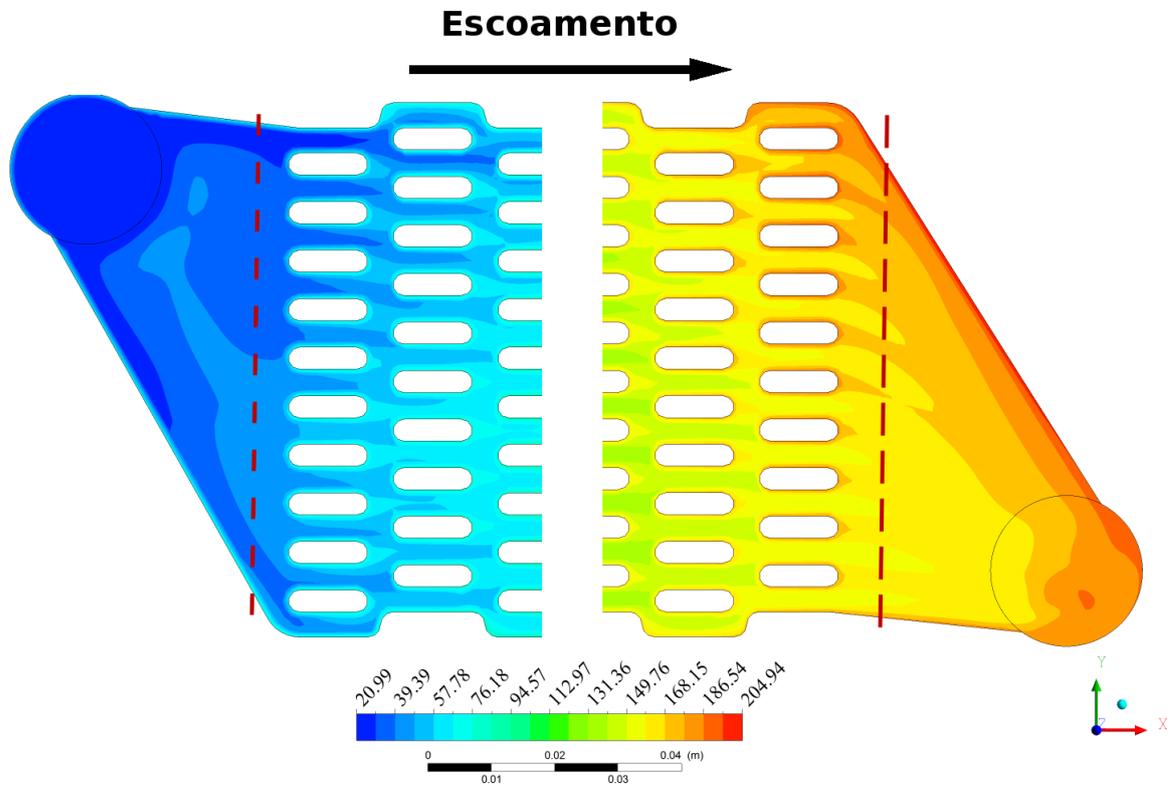
Fonte: Autor

que as temperaturas ao final do extensor deixem de representar a média das temperaturas logo após a região aletada.

Os resultados finais, juntamente com a barra de incertezas de cada ponto, podem ser vistos na figura 54. Para a geometria do trocador fabricado, os parâmetros λ , δ e γ são iguais à 0,667, 0,286 e 0,5 respectivamente. Utilizando as equações 61 e 62, as correlações para os fatores f de atrito e j de Colburn foram obtidas. Nota-se na figura 54 a boa aderência das correlações obtidas numericamente com os resultados experimentais e os respectivos coeficientes de determinação de 0,8283 para o fator f e 0,8778 para o fator j de Colburn.

Uma outra forma de se comparar os resultados numéricos e experimentais é através das figuras 55 e 56 que mostram as perdas de carga e eficiências térmicas obtidas experimentalmente comparadas com as perdas de carga e eficiências térmicas previstas utilizando as correlações das equações 61 e 62 respectivamente. Linhas de $\pm 15\%$ de desvio desenhadas mostram que todos os resultados se encontram dentro desses limites.

Figura 53 – Detalhes da seção de entrada e saída da região aletada colorida pela distribuição de temperatura utilizando CFD



Fonte: Autor

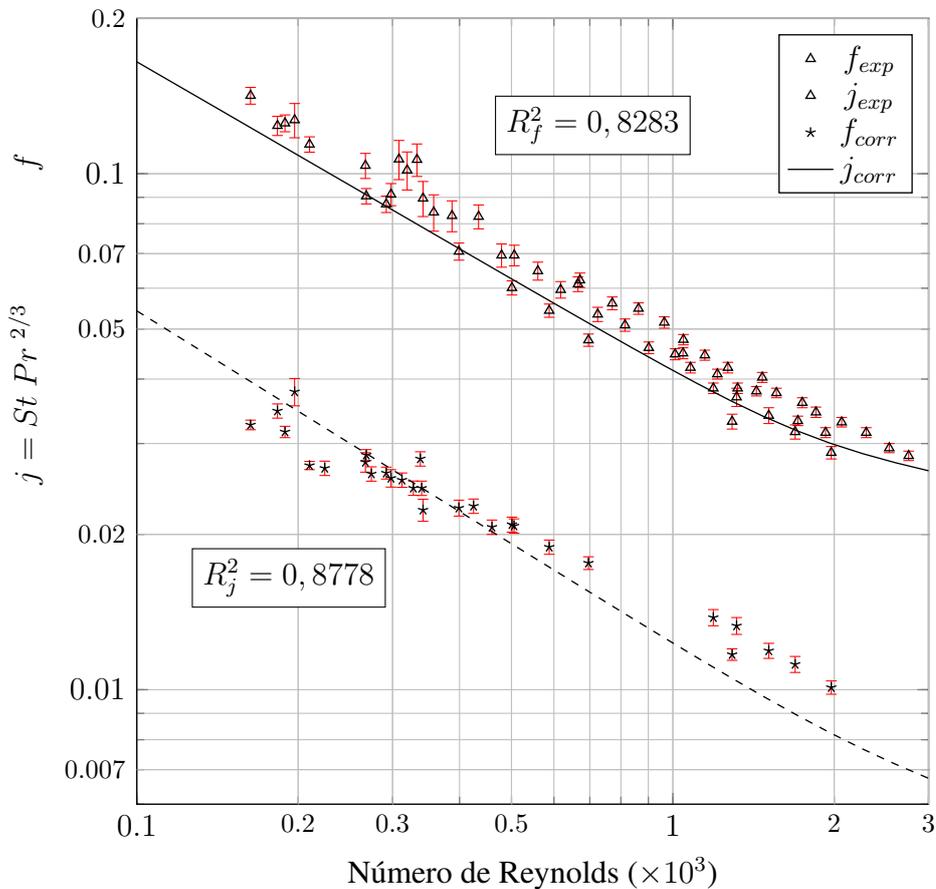
4.3 ESTUDO DA DISTRIBUIÇÃO DA VAZÃO ENTRE PASSAGENS DO TROCADOR

Os resultados apresentados na subseção 4.1 utilizando CFD fazem uso de diversas simplificações geométricas através da utilização de planos de simetrias. Dessa forma, a vazão em massa é considerada constante em todas as passagens do TCC. Como apresentado através de resultados numéricos por Chu et al. (2014) e experimentais por Baek, Lee e Jeong (2014), essa presunção deve ser analisada com maior rigor, já que a má distribuição da vazão entre as placas é altamente prejudicial para a eficiência térmica do trocador, conforme discutido nos estudos citados.

Foram realizadas medições, em temperatura ambiente, da perda de carga nas placas centrais da passagem fria do TCC, através dos furos laterais usinados antes do processo de sinterização (figura 27 na pagina 58). Os resultados estão organizados na tabela 15.

Como é possível notar, a perda de carga não é a mesma nas placas centrais da passagem fria e essa diferença pode ser explicada pela distribuição desigual da vazão entre as placas.

Figura 54 – Fatores de atrito e Colburn: Comparação entre dados experimentais e correlações obtida através de CFD



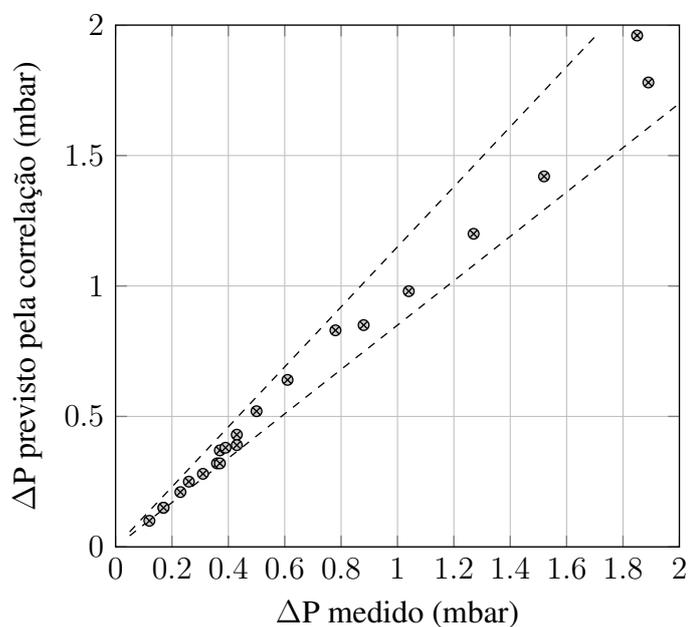
Fonte: Autor

A geometria do TCC ensaiado experimentalmente possui diâmetro da câmara de entrada de 25 mm, conforme ilustrado na figura 20 na subseção 3.1. Para esse caso, apenas o lado frio foi simulado, considerando escoamento incompressível e isotérmico para um número de Reynolds 300.

A figura 57 ilustra algumas superfícies de pressão constantes, onde é possível notar que, principalmente na direção do escoamento na região aletada, as superfícies de pressão constantes se encontram em diferentes posições em cada passagem. Este resultado está de acordo com o observado experimentalmente (tabela 15) e foi utilizado como referência para a comparação com as geometrias propostas.

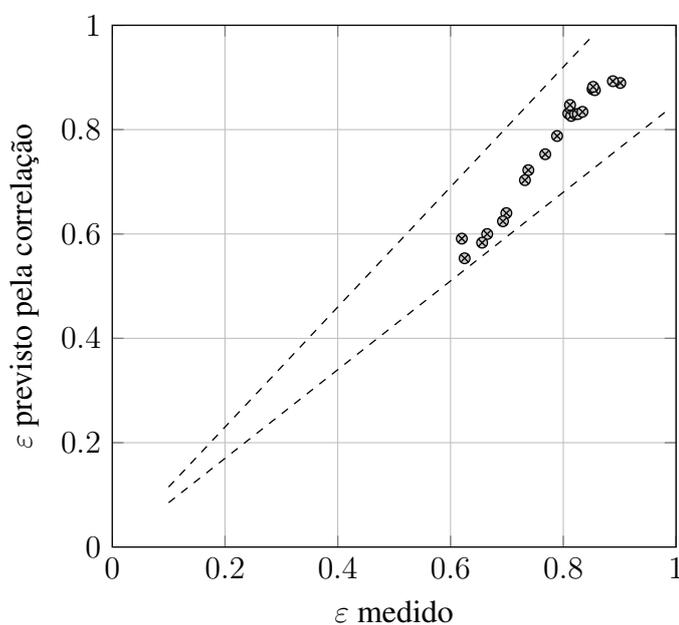
A figura 58 ilustra as vazões mássicas em cada passagem obtidas para diâmetros de 25 à 40 mm da câmara de entrada. É possível notar que dentro dessa faixa de diâmetros, não se consegue uniformizar completamente as vazões em todas as passagens, porém, uma redução de 80,68 % da desigualdade foi observada comparando os diâmetros de 25 e 40 mm.

Figura 55 – Perda de carga medida no TCC comparada com a calculada pela da correlação do fator de atrito (obtida através de CFD)



Fonte: Autor

Figura 56 – Efetividade calculada pelos dados experimentais comparada com a calculada pela correlação do fator de Colburn (obtida através de CFD)



Fonte: Autor

Semelhante à vazão mássica, os resultados de perda de carga em cada passagem (figura 59) seguem a mesma tendência com redução de 76,49 % da desigualdade, também para o diâmetro de 40 mm comparado ao de 25 mm.

Tabela 15 – Perdas de carga referentes às passagens das duas placas centrais do lado frio do trocador de calor em função do número de Reynolds

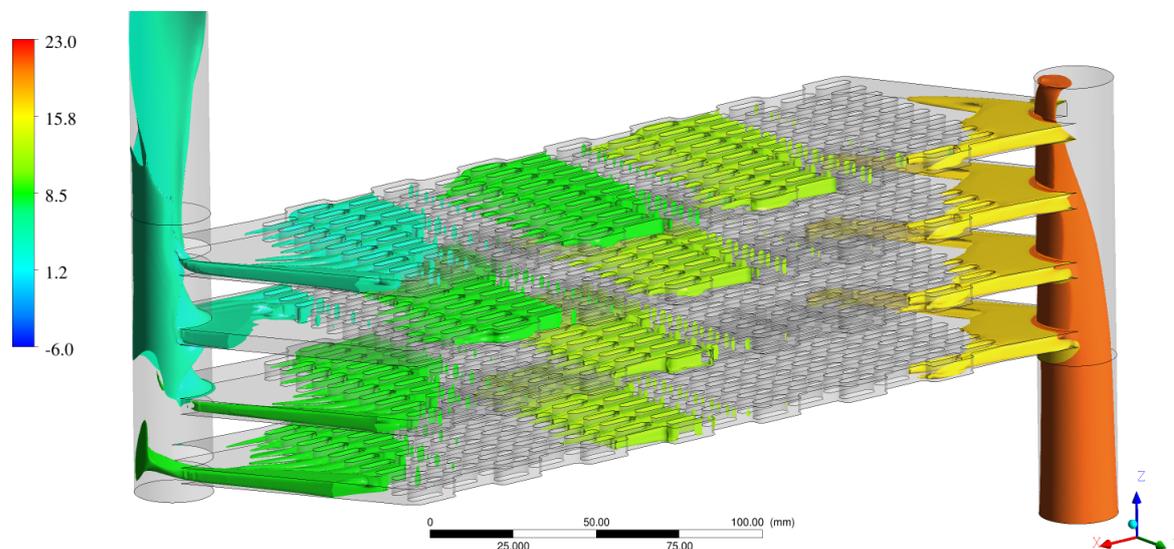
Re	$\Delta P1$	$\Delta P2$	Re	$\Delta P1$	$\Delta P2$	Re	$\Delta P1$	$\Delta P2$
	mbar			mbar			mbar	
339	0,141	0,176	1.022	0,570	0,830	1.849	1,320	1,850
411	0,172	0,216	1.109	0,660	0,880	1.961	1,510	2,130
508	0,218	0,283	1.216	0,720	1,030	2.189	1,790	2,480
594	0,275	0,345	1.343	0,870	1,110	2.433	2,120	3,110
711	0,350	0,455	1.557	1,050	1,460	2.686	2,300	3,500
817	0,460	0,570	1.654	1,130	1,610	2.919	2,750	4,010
915	0,480	0,667	-	-	-	-	-	-

Fonte: Autor

Observa-se que simplesmente aumentando o diâmetro da câmara de entrada é possível reduzir consideravelmente a diferença entre as vazões mássicas em cada passagem e deve ser considerado como uma solução devido à facilidade de aplicação com mínima alteração do processo de fabricação.

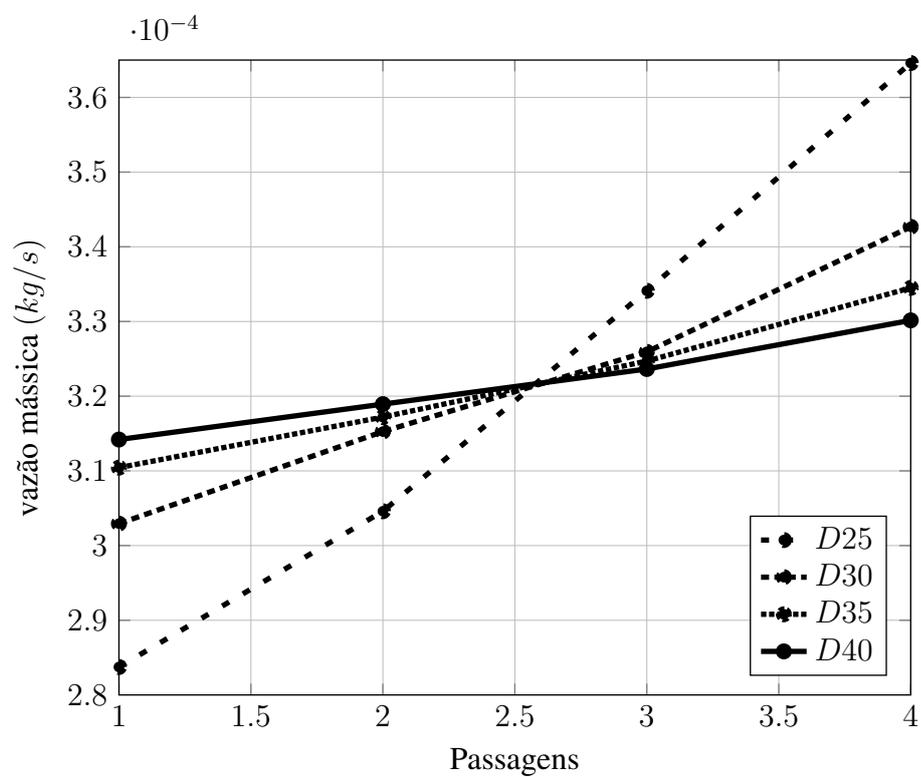
Apesar dos resultados positivos com relação à distribuição da vazão entre as passagens, sua influência na eficiência térmica do trocador não foi quantificada.

Figura 57 – Superfícies de pressão constante [em Pa] na passagem fria do TCC para diâmetro da região de entrada de 25 mm



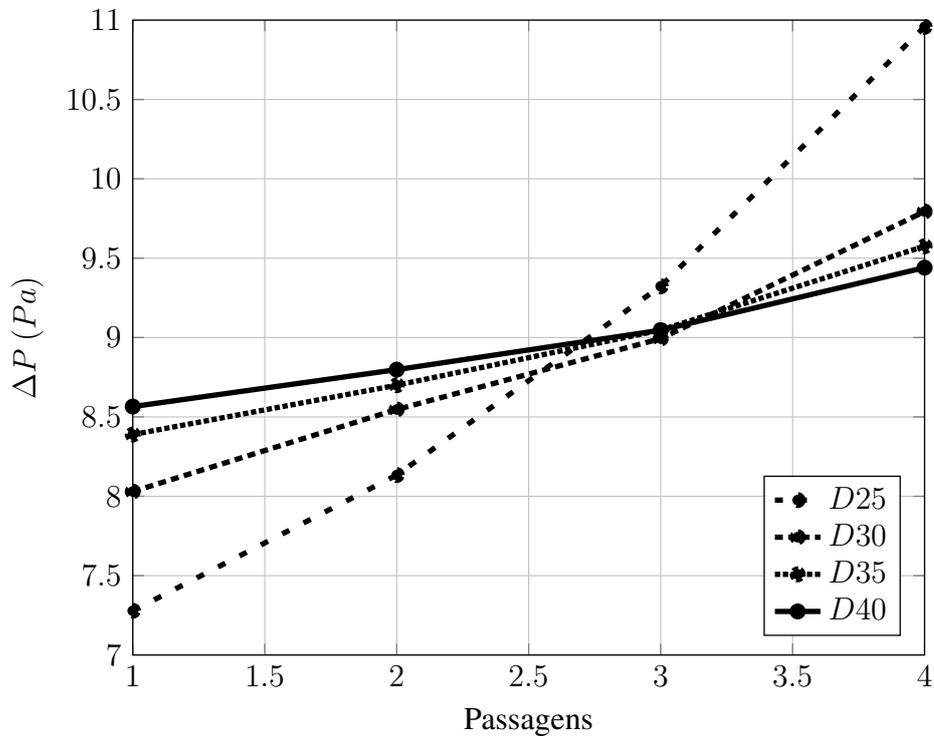
Fonte: Autor

Figura 58 – vazão mássica em cada passagem do trocador calculada através de CFD para diferentes diâmetros de câmara de entrada



Fonte: Autor

Figura 59 – Perda de carga calculada através de CFD em cada passagem do escoamento frio do trocador para diferentes diâmetros de câmara de entrada



Fonte: Autor

4.4 INTEGRIDADE ESTRUTURAL

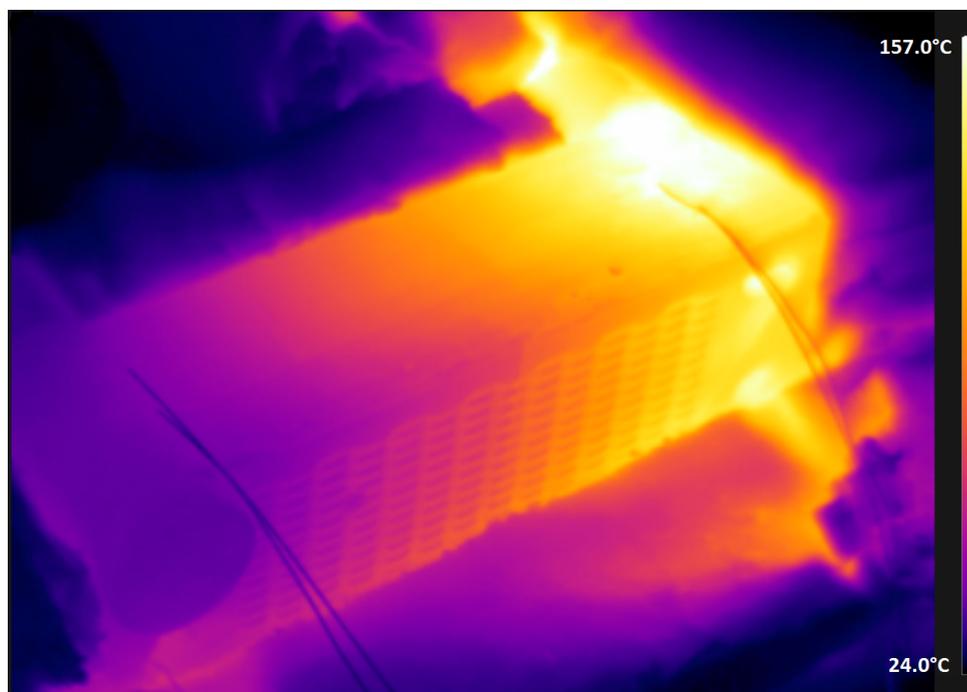
Uma câmera infravermelho foi utilizada para capturar a distribuição de temperatura nas paredes externas do TCC durante um ensaio com aquecimento. A figura 60a é uma foto do trocador em operação com a temperatura de entrada quente controlada em 200°C. A câmera infravermelho só foi disponibilizada após a finalização dos ensaios com aquecimento, quando a falha estrutural já havia sido observada.

A figura 60b é a solução numérica da distribuição de temperatura nas paredes do trocador sob as mesmas condições de contorno, simulada utilizando a transferência de calor conjugada. Comparando as duas imagens da figura 60 fica evidente que o trocador apresentou descontinuidades sutis na distribuição de temperatura nas paredes.

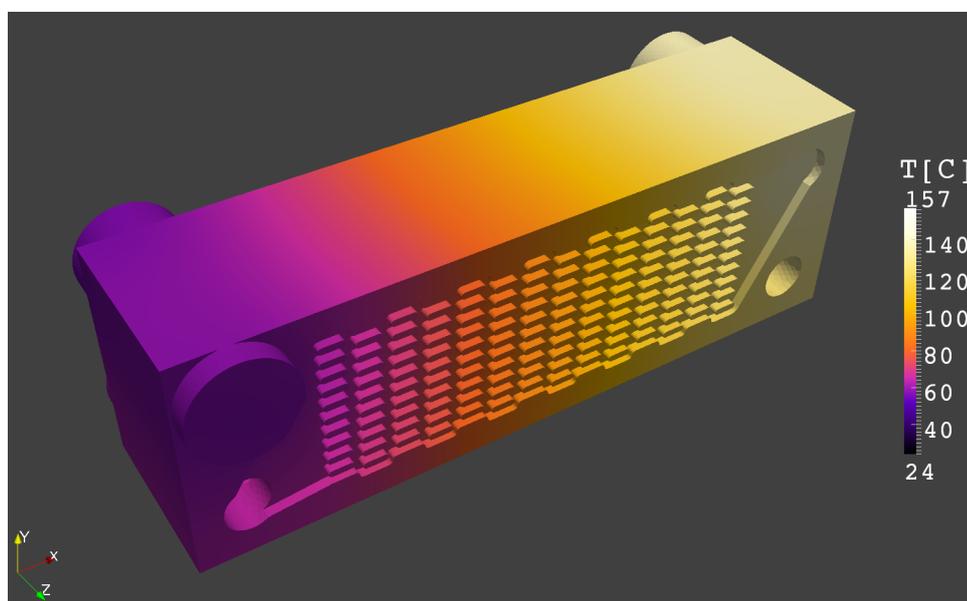
Conforme inspeções visuais rigorosas na região entre as placas centrais, foi observado que uma trinca no cimento cerâmico, utilizado na colagem das placas, se tornou visível após o ensaio com temperatura quente de 800°C. A presença da trinca gerou uma resistência térmica de contato entre as suas superfícies, sendo assim, sutilmente perceptível através das desconti-

nuidades presentes na figura 60a. O mesmo não ocorre na figura 60b, já que o modelo numérico considera o TCC como um meio contínuo.

Figura 60 – Comparação entre ensaio experimental e simulação CFD da distribuição de temperatura nas paredes do TCC



(a) Imagem térmica do trocador operando a 200°C.



(b) Simulação CFD do trocador operando a 200°C.

Fonte: Autor

Tabela 16 – Resultados do CS aplicando o critério de falha de Coulomb-Mohr modificado para cada temperatura dos ensaios destrutivos. Temperaturas em °C e CS adimensional

$T \setminus P_f$	CS_{CMM}				
	1%	10%	63%	90%	99%
300	2,93	4,56	7,06	8,33	9,58
500	0,96	1,38	1,97	2,24	2,51
600	0,69	0,99	1,39	1,58	1,76
650	0,66	0,93	1,29	1,47	1,63
700	0,62	0,87	1,21	1,37	1,52
750	0,59	0,83	1,15	1,30	1,43
800	0,57	0,80	1,09	1,23	1,36

Fonte: Autor

Como discutido na subseção 3.6, um modelo utilizando o Método dos Elementos Finitos (MEF) foi desenvolvido, no qual a distribuição da temperatura nas paredes do TCC, obtidas através do CFD, foram aplicadas como condição de contorno.

As equações do critério de falha de Coulomb-Mohr modificado, descritas na subseção 3.6.4, foram implementadas no software ANSYS APDL™ através do uso de macros, de forma que foi possível realizar os cálculos para propriedades dependentes da temperatura e para diferentes probabilidades de falha.

A tabela 16 apresenta os resultados do coeficiente de segurança pelo critério de falha de Coulomb-Mohr modificado CS_{CMM} para probabilidades de falha P_f variando entre 1% e 99%.

Os resultados para diferentes probabilidades de falha podem ser interpretados como o percentual do volume do trocador no qual, segundo o critério adotado, a falha ocorre. Em outras palavras, para uma dada distribuição não uniforme de tensões atuantes no trocador, espera-se que essa atinja valores altos e próximos do limite de resistência primeiro em uma região pequena do trocador.

Sob o ponto de vista do coeficiente de segurança, é importante lembrar que sua definição é a razão entre a tensão atuante e a tensão limite de resistência do material. Observa-se na tabela 16 a concordância dos resultados do modelo de elementos finitos com o esperado. Coeficiente de segurança CS menor para probabilidades de falha menores.

Conforme discutido na literatura como em Rösler, Harders e Bäker (2007), Richerson e Lee (2005) e Barsoum (2002), materiais cerâmicos como a alumina, apresentam muito pouca movimentação de discordâncias, quando não tratadas como inexistentes. Sendo assim, a deformação plástica da alumina é desprezível se comparada à deformação elástica. Carter e Nor-

ton (2007) quantificam que temperaturas próximas de 1.300°C precisam ser atingidas para que possa ser observado o início do comportamento plástico na alumina.

No caso do TCC operando com temperatura máxima de 800°C , é coerente considerar a ausência de regime plástico e portanto ao final do regime elástico, espera-se que a alumina fracture.

É evidente que materiais cerâmicos apresentam descontinuidades provenientes do método de fabricação (sinterização), como é o caso dos poros entre os grãos (RÖSLER; HARDERS; BÄKER, 2007). No caso de uma tensão atuante próxima do limite de resistência, localmente ocorre a nucleação e propagação de trincas partindo desses micro defeitos.

A geometria, tamanho e quantidade de defeitos, diferencia a resistência mecânica global (obtida através de ensaios mecânicos) de uma resistência mecânica local e influencia diretamente as características de propagação das trincas. Porém, em um dado volume de material, sua natureza é estatística, uma vez que não existem métodos capazes de mensurar todas as escalas de defeitos. Sendo assim, a extrapolação dos resultados numéricos da tabela 16 para o meio real deve ser conduzido com cautela, atentando para a possibilidade de uma pequena variação.

Na tabela 16 observa-se que um CS próximo da unidade é atingido primeiramente no ensaio com temperatura de 500°C , para probabilidade de falha P_f de 1%. Segundo esse resultado, espera-se que aproximadamente 1% do volume do TCC tenha gerado trincas.

A figura 61 ilustra a distribuição do CS_{CMM} no TCC nessa condição.

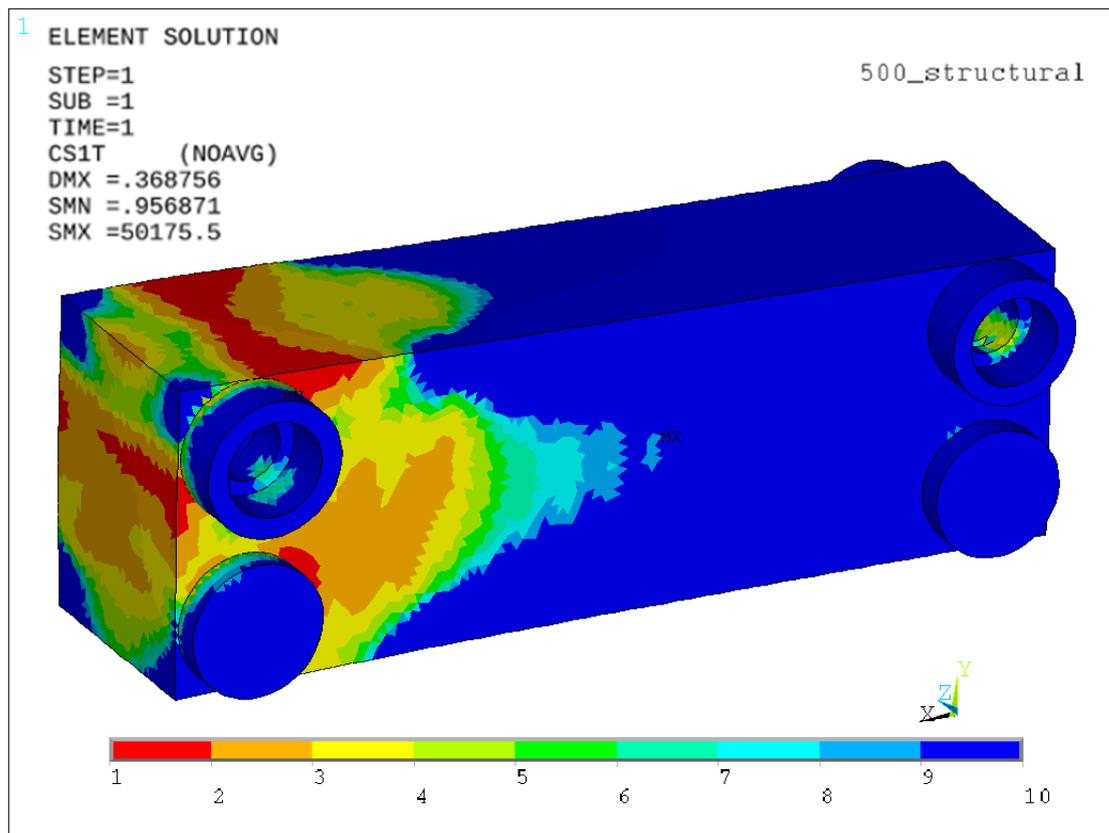
Como apresentado na subseção 3.6, a tensão atuante é proveniente do gradiente de temperatura nas paredes do trocador, que gera deformações devido ao coeficiente de expansão térmica α . Na mecânica da fratura esse carregamento é conhecido como controlado por deslocamento (ANDERSON, 2005).

O processo de fratura do material cerâmico, devido à pequena se não ausente plasticidade, ocorre basicamente pela quebra de ligações atômicas e formação de novas superfícies. No caso de carregamento controlado por deslocamento, a geração de novas superfícies dissipa a energia que havia sido acumulada localmente na forma de deformação elástica. Desta forma, uma trinca nucleada ou que propaga atinge um determinado tamanho, no qual a tensão atuante localmente não ultrapasse o limite de resistência do material.

Isto explica o motivo pelo qual as trincas geradas no ensaio à 500°C não foram detectadas durante as inspeções, tampouco causaram a falha do TCC.

A figura 62 ilustra o modelo do ensaio à 500°C em corte na região de entrada quente para probabilidade de falha P_f de 1%. É interessante notar que a distribuição do CS resulta

Figura 61 – Coeficiente de segurança calculado pelo critério de Coulomb-Mohr modificado para temperatura de entrada quente de 500°C com 1% de probabilidade de falha



Fonte: Autor

em valores mais próximos da unidade nas placas externas do TCC bem como nas superfícies externas, principalmente nas regiões do modelo sem raios de arredondamento.

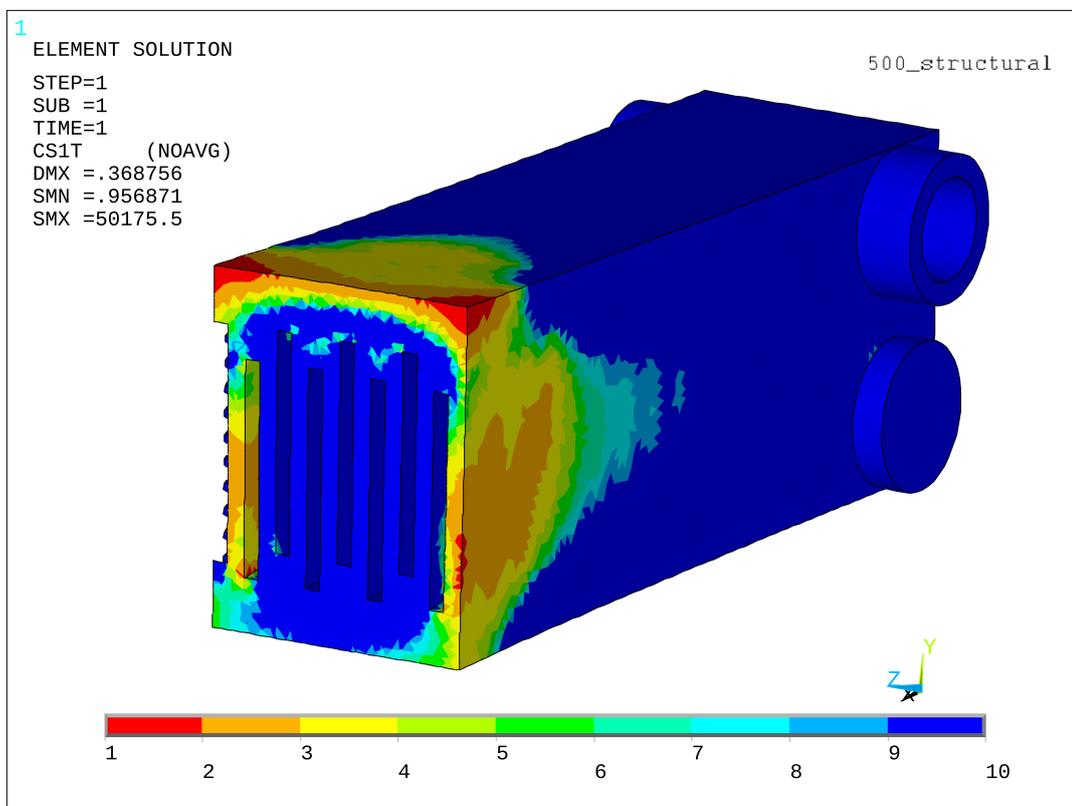
Apesar da variação nos valores do coeficiente de segurança calculado pelo critério de falha de Coulomb-Mohr modificado CS_{CMM} , a distribuição se manteve muito similar, com os menores valores próximos da região de entrada quente do TCC.

Relembrando a figura 15 na página 43, que ilustra a falha do trocador cerâmico fabricado por Scuotto (2013), observa-se que a falha transversal ocorre dentro da região com os menores coeficientes de segurança, calculados pelo modelo de elementos finitos.

A falha observada por Scuotto (2013) ocorreu após o ensaio com temperatura de entrada quente de 890°C. Apesar de não haver sido calculado o CS_{CMM} para essa temperatura no presente trabalho, observa-se na tabela 16 que à 800°C, em aproximadamente 63% do trocador, novas trincas seriam geradas ou iriam se propagar.

Observa-se também que para esta temperatura de 800°C, conforme a tabela 16, ao menos 10% do trocador apresenta CS_{CMM} menor que um, ou seja, a tensão atuante seria maior que

Figura 62 – Vista em corte do CS calculado pelo critério de Coulomb-Mohr modificado para temperatura de entrada quente de 500°C com 1% de probabilidade de falha



Fonte: Autor

a resistência mecânica da alumina. Como isso seria fisicamente inconsistente, o que realmente acontece é uma propagação para tamanhos cada vez maiores de trincas conforme a diminuição do valor do CS_{CMM} .

Fica entendido então que, com o aumento na temperatura de entrada quente, ocorre um aumento na densidade de trincas, bem como a propagação das mesmas, o que fatalmente culmina na fratura de toda uma seção do TCC, conforme observado na figura 15.

5 CONCLUSÕES

Como apresentado na revisão da literatura, muitos processos que utilizam trocadores de calor poderiam se beneficiar com o aumento da temperatura de operação do processo, porém, o material do trocador de calor limita esse aumento. A utilização de materiais cerâmicos é apontada como uma solução em potencial.

Baseado em resultados apresentados na literatura e estudos prévios realizados por Scuto (2013), um novo protótipo de Trocador de Calor Cerâmico (TCC) foi fabricado no Centro Universitário da FEI, utilizando a técnica *Gel Casting* para fabricação das placas cerâmicas. Aspectos relativos ao processo de fabricação do trocador, montagem da bancada experimental, aquisição e tratamento dos dados experimentais, realizados neste trabalho, foram detalhados.

O protótipo foi ensaiado dentro da faixa de número de Reynolds entre 200 e 2.900, na qual as efetividades calculadas resultaram entre 0,620 e 0,901. A perda de carga registrada durante os ensaios permaneceu dentro da faixa entre 0,13 e 4,67 mbar. Por fim, ensaios destrutivos foram conduzidos, nos quais verificou-se que o TCC suportou as tensões provenientes de operação em temperatura de até 800°C, quando trincas se tornaram visíveis. Através de uma inspeção manual, verificou-se que seria possível separar as placas cerâmicas coladas utilizando cimento cerâmico.

Uma análise paramétrica da região aletada do TCC foi realizada utilizando Mecânica dos Fluidos Computacional (CFD). Correlações para os fatores f de atrito e j de Colburn em função do número de Reynolds e parâmetros geométricos foram obtidas. Resultados experimentais validaram os modelos numéricos desenvolvidos para avaliar a performance do TCC, nos quais verificou-se um coeficiente de determinação R^2 de 0,8283 para o fator f de atrito e 0,8778 para o fator j de Colburn.

Como discutido na subseção 4.2, os valores calculados para a transferência de calor apresentaram inconsistência física decorrente da técnica de medição de temperatura nas saídas do TCC. Foram observadas diferenças na transferência de calor quando calculada à partir da variação de temperatura medida nos lados quente e frio de aproximadamente 12,3%. Apesar dessas diferenças, considerando a boa concordância entre resultados numéricos e prévios aos deste trabalho, considera-se que essa inconsistência não altera significativamente a qualidade dos resultados ou as conclusões do trabalho.

De toda maneira, observa-se a possibilidade de melhoria na estratégia de medição em trabalhos futuros. Sugere-se medir a temperatura externamente ao trocador de calor, em uma

câmara de mistura, estrategicamente posicionada de forma a que o escoamento esteja bem misturado, sem gradientes de temperatura.

Foi notado, através dos resultados de perda de carga em bancada, a distribuição desigual das vazões entre as passagens do lado frio do TCC. Como demonstrado na literatura, essa má distribuição da vazão é prejudicial para a eficiência térmica do trocador.

Apesar de algumas soluções terem sido investigadas na literatura, a aplicação em um trocador cerâmico não é trivial por conta da geometria e dificuldades envolvendo o material cerâmico. Uma solução simples foi apresentada neste trabalho utilizando CFD, na qual verificou-se que com o simples aumento do diâmetro da câmara de entrada, pode-se reduzir até 80,68% da desigualdade das vazões entre as passagens. Da mesma forma para a perda de carga, 76,49% de redução da desigualdade foi notada.

A utilização das temperaturas obtidas através de CFD como condição de contorno no modelo de elementos finitos utilizando propriedades do material dependentes da temperatura se mostrou uma abordagem robusta com resultados dentro do esperado. A aplicação do critério de falha de Coulomb-Mohr modificado resultou em um coeficiente de segurança de acordo com as observações de falha dos ensaios experimentais. Conclui-se por fim que, a metodologia numérica aplicada para avaliação da integridade estrutural consegue estimar de maneira satisfatória as observações experimentais de bancada, bem como identificar alterações em potencial para a geometria do trocador.

Fica claro que as técnicas para desenvolvimento e modelagem de um TCC estão disponíveis e apresentam boa aderência aos resultados experimentais, visto o coeficiente de determinação próximo de 0,9 entre as correlações e os resultados experimentais para os fatores f de atrito e j de Colburn e a proximidade dos resultados numéricos de avaliação da integridade estrutural pelo critério de Coulomb-Mohr modificado com a falha observada experimentalmente.

O grande desafio na concepção de um TCC para aplicação industrial se encontra na seleção e desenvolvimento do material utilizado como matéria prima para sua fabricação. Campo esse contemplado pela Engenharia de Materiais. Desta forma, futuros trabalhos devem ser direcionados para o estudo de materiais capazes de suportar elevados gradientes de temperatura, seja pelo aumento da resistência mecânica ou pela redução do coeficiente de expansão térmica α .

O uso de Carbetto de Silício (SiC) no lugar da alumina poderia ser uma alternativa. Considerando as propriedades apresentadas por Schulte-Fischedick, Dreißigacker e Tamme (2007), a maior condutividade térmica atenuaria os gradientes de temperaturas, reduzindo por consequência as tensões atuantes no TCC. Apesar da preocupação pela redução da eficiência tér-

mica devido à condução longitudinal, Mello e Donato (2010) demonstraram por meio de simulações que mesmo para um material com condutividade térmica 100 vezes maior que da alumina considerada neste trabalho, seu desempenho não apresenta alterações significativas.

REFERÊNCIAS

- ABRAHAM, J.; SPARROW, E.; TONG, J. Heat transfer in all pipe flow regimes: laminar, transitional/intermittent, and turbulent. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 52, n. 3–4, p. 557 – 563, 2009.
- ANDERSON, T. L. **Fracture mechanics: fundamentals and applications**. [S.l.]: CRC press, 2005.
- ASTM C1161-09. **Standard test method for flexural strength of advanced ceramics at ambient temperature**, ASTM International, West Conshohocken, PA. 2009. Disponível em: <www.astm.org>. Acesso em: 07 outubro 2014.
- ASTM C1211-09. **Standard test method for flexural strength of advanced ceramics at elevated temperatures**, ASTM International, West Conshohocken, PA. 2009. Disponível em: <www.astm.org>. Acesso em: 07 outubro 2014.
- ASTM C373-06. **Standard test method for water absorption, bulk density, apparent porosity, and apparent specific gravity of fired whiteware products, ceramic tiles, and glass tiles**, ASTM International, West Conshohocken, PA. 2006. Disponível em: <www.astm.org>. Acesso em: 07 outubro 2014.
- ASTM E1876-09. **Standard test method for dynamic young's modulus, shear modulus, and poisson's ratio by impulse excitation of vibration**, ASTM International, West Conshohocken, PA. 2009. Disponível em: <www.astm.org>. Acesso em: 07 outubro 2014.
- BAEK, S.; LEE, C.; JEONG, S. Effect of flow maldistribution and axial conduction on compact microchannel heat exchanger. **Cryogenics**, v. 60, p. 49 – 61, 2014.
- BARSOUM, M. **Fundamentals of ceramics**. [S.l.]: CRC press, 2002.
- BECKWITH, T. G.; MARANGONI, R. D.; LIENHARD, J. H. **Mechanical measurements**. [S.l.]: Pearson Prentice Hall, 2007.
- BIRD, R. B.; STEWART, W. E.; LIGHTFOOT, E. N. **Transport phenomena**. [S.l.]: John Wiley & Sons, 2007.
- CARTER, C. B.; NORTON, M. G. **Ceramic materials: science and engineering**. [S.l.]: Springer Science & Business Media, 2007.
- CHEN, Z.; PRZEKWAS, A. A coupled pressure-based computational method for incompressible/compressible flows. **Journal of Computational Physics**, v. 229, n. 24, p. 9150 – 9165, 2010.
- CHOW, P.; CROSS, M.; PERICLEOUS, K. A natural extension of the conventional

finite volume method into polygonal unstructured meshes for CFD application . **Applied Mathematical Modelling**, v. 20, n. 2, p. 170 – 183, 1996.

CHU, W. xiao et al. Improvements on maldistribution of a high temperature multi-channel compact heat exchanger by different inlet baffles. **Energy**, v. 75, n. 0, p. 104 – 115, 2014.

DARWISH, M.; SRAJ, I.; MOUKALLED, F. A coupled finite volume solver for the solution of incompressible flows on unstructured grids. **Journal of Computational Physics**, v. 228, n. 1, p. 180 – 201, 2009.

DONATO, G. H. B. et al. Determinação da resistência à flexão da alumina (Al_2O_3) entre 23°C e 850°C utilizando dispositivo autocompensador. **69º congresso ABM**, 2014.

DOWLING, N. E. **Mechanical behavior of materials: engineering methods for deformation, fracture, and fatigue**. [S.l.]: Prentice hall, 1993.

FEND, T. et al. Experimental investigation of compact silicon carbide heat exchangers for high temperatures. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 54, n. 19–20, p. 4175 – 4181, 2011.

FERZIGER, J. H.; PERIĆ, M. **Computational methods for fluid dynamics**. [S.l.]: Springer Berlin, 1996. v. 3.

GRIEBEL, M.; NEUNHOEFFER, T.; REGLER, H. Algebraic multigrid methods for the solution of the navier-stokes equations in complicated geometries. **International Journal for Numerical Methods in Fluids**, Citeseer, v. 26, n. 3, p. 281–301, 1998.

HAGEN, K. D. **Heat transfer with applications**. [S.l.]: Prentice Hall, 1999.

HALİCİ, F.; TAYMAZ İmdat; GÜNDÜZ, M. The effect of the number of tube rows on heat, mass and momentum transfer in flat-plate finned tube heat exchangers. **Energy**, v. 26, n. 11, p. 963 – 972, 2001.

HEMIDA, H.; SPEHR, F.; KRAJNOVIĆ, S. Local heat transfer enhancement around a matrix of wall-mounted cubes using passive flow control: Large-eddy simulations. **International Journal of Heat and Fluid Flow**, v. 29, n. 5, p. 1258 – 1267, 2008.

INCROPERA, F. P. **Fundamentals of heat and mass transfer**. [S.l.]: John Wiley & Sons, 2011.

ISSA, R. Solution of the implicitly discretised fluid flow equations by operator-splitting. **Journal of Computational Physics**, v. 62, n. 1, p. 40 – 65, 1986.

JASAK, H. **Error analysis and estimation for the finite volume method with applications to fluid flows**. 1996. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) — Imperial College, Londres,

Inglaterra, 300 f.

KAYS, W. M.; LONDON, A. L. **Compact heat exchangers**. [S.l.]: McGraw-Hill, New York, NY, 1984.

KEE, R. J. et al. The design, fabrication, and evaluation of a ceramic counter-flow microchannel heat exchanger. **Applied Thermal Engineering**, v. 31, n. 11–12, p. 2004 – 2012, 2011.

MALISKA, C. R. **Transferência de calor e mecânica dos fluidos computacional: fundamentos e coordenadas generalizadas**. [S.l.]: Livros Técnicos e Científicos, 2004.

MANGLIK, R. M.; BERGLES, A. E. Heat transfer and pressure drop correlations for the rectangular offset strip fin compact heat exchanger. **Experimental Thermal and Fluid Science**, v. 10, n. 2, p. 171 – 180, 1995. Aerospace Heat Exchanger Technology.

MCDONALD, C. F. Recuperator considerations for future higher efficiency microturbines. **Applied Thermal Engineering**, v. 23, n. 12, p. 1463 – 1487, 2003.

MEILLE, S. et al. Mechanical properties of porous ceramics in compression: On the transition between elastic, brittle, and cellular behavior. **Journal of the European Ceramic Society**, v. 32, n. 15, p. 3959 – 3967, 2012. Fracture and Reliability of Ceramics and Hybrid Materials.

MELLO, P. de; DONATO, G. **Design of a ceramic heat exchanger for high temperature applications using simulation techniques**. Uberlândia, Brasil: [s.n.], 2010. In: PROCEEDINGS OF THE 13TH BRAZILIAN CONGRESS OF THERMAL SCIENCES AND ENGINEERING.

MELLO, P. E. B. de et al. **Influence of turbine inlet temperature on the efficiency of externally fired gas turbines**. Vancouver, Canada: [s.n.], 2012. 996 - 1007 p. In: 11TH INTERNATIONAL CONFERENCE ON SUSTAINABLE ENERGY TECHNOLOGIES.

_____. **Heat transfer and pressure drop in a plate and fin ceramic heat exchanger**. Lisboa, Portugal: [s.n.], 2013. 16 - 20 p. In: 8TH WORLD CONFERENCE ON EXPERIMENTAL HEAT TRANSFER, FLUID MECHANICS AND THERMODYNAMICS.

MENTER, F.; ESCH, T.; KUBACKI, S. **Transition modelling based on local variables**. Oxford, Inglaterra: Elsevier Science Ltd, 2002. 555 - 564 p. ENGINEERING TURBULENCE MODELLING AND EXPERIMENTS 5.

MENTER, F. et al. **Transition modelling for general purpose CFD codes**. Amsterdã, Holanda: Elsevier Science B.V., 2005. 31 - 48 p. ENGINEERING TURBULENCE MODELLING AND EXPERIMENTS 6.

MONTEIRO, D. B. **Trocadores de calor cerâmicos para aplicações envolvendo altas temperaturas: um estudo numérico através de simulação com dinâmica dos fluidos computacional**. 2011. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) — Centro

Universitário da FEI, São Bernardo, 125 f.

MONTEIRO, D. B.; MELLO, P. E. B. de. Thermal performance and pressure drop in a ceramic heat exchanger evaluated using CFD simulations . **Energy**, v. 45, n. 1, p. 489 – 496, 2012. The 24th International conference on efficiency, cost, optimization, simulation and environmental impact of energy, ECOS 2011 .

MUNRO, R. G. Evaluated material properties for a sintered alpha-alumina. **Journal of the American Ceramic Society**, Wiley Online Library, v. 80, n. 8, p. 1919–1928, 1997.

_____. Analytical representations of elastic moduli data with simultaneous dependence on temperature and porosity. **Journal of Research-National Institute of Standards and Technology**, UNITED STATES DEPT OF COMMERCE NIST, v. 109, n. 5, p. 497, 2004.

NAGARAJAN, V. et al. Hydraulic and thermal performances of a novel configuration of high temperature ceramic plate-fin heat exchanger. **Applied Energy**, v. 113, p. 589 – 602, 2014.

_____. Numerical analysis of steady state and transient analysis of high temperature ceramic plate-fin heat exchanger. **Nuclear Engineering and Design**, v. 277, p. 76 – 94, 2014.

_____. CFD modeling and simulation of sulfur trioxide decomposition in ceramic plate-fin high temperature heat exchanger and decomposer. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 80, n. 0, p. 329 – 343, 2015.

PARRA, L. B. Relatório final de Iniciação Científica, **Determinação experimental das propriedades mecânicas monotônicas da alumina (Al_2O_3) utilizando ensaios de flexão entre 23°C e 850°C**. São Bernardo: [s.n.], 2014. 98 f.

PATANKAR, S.; SPALDING, D. A calculation procedure for heat, mass and momentum transfer in three-dimensional parabolic flows. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 15, n. 10, p. 1787 – 1806, 1972.

PONYAVIN, V. et al. Parametric study of sulfuric acid decomposer for hydrogen production. **Progress in Nuclear Energy**, v. 50, n. 2–6, p. 427 – 433, 2008. Innovative Nuclear Energy Systems for Sustainable Development of the World. Proceedings of the Second COE-INES International Symposium, INES-2, November 26-30, 2006, Yokohama, Japan.

RICHERSON, D.; LEE, W. E. **Modern ceramic engineering: properties, processing, and use in design**. [S.l.]: CRC press, 2005.

RÖSLER, J.; HARDERS, H.; BÄKER, M. **Mechanical behaviour of engineering materials: metals, ceramics, polymers, and composites**. [S.l.]: Springer, 2007.

SCHULTE-FISCHEDICK, J.; DREISSIGACKER, V.; TAMME, R. An innovative ceramic high temperature plate-fin heat exchanger for EFCC processes. **Applied Thermal Engineering**, v. 27, n. 8–9, p. 1285 – 1294, 2007.

SCUOTTO, S. **Trocadores de calor cerâmicos para aplicações em altas temperaturas: uma análise experimental**. 2013. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) — Centro Universitário da FEI, São Bernardo, 95 f.

SPRIGGS, R. M. Expression for effect of porosity on elastic modulus of polycrystalline refractory materials, particularly aluminum oxide. **Journal of the American Ceramic Society**, Blackwell Publishing Ltd, v. 44, n. 12, p. 628–629, 1961.

VERSTEEG, H. K.; MALALASEKERA, W. **An introduction to computational fluid dynamics: the finite volume method**. [S.l.]: Pearson Education, 2007.

VILLANUEVA, H. H. S.; MELLO, P. E. B. de. Heat transfer and pressure drop correlations for finned plate ceramic heat exchangers. **Energy**, v. 88, p. 118 – 125, 2015.

VINTROU, S. et al. Quantitative infrared investigation of local heat transfer in a circular finned tube heat exchanger assembly. **International Journal of Heat and Fluid Flow**, v. 44, n. 0, p. 197 – 207, 2013.

WEIBULL, W. Wide applicability. **Journal of Applied Mechanics**, 1951.

WERNER, J.; ANEZIRIS, C. G.; SCHAFFÖNER, S. Influence of porosity on young's modulus of carbon-bonded alumina from room temperature up to 1450°C. **Ceramics International**, v. 40, n. 9, Part A, p. 14439 – 14445, 2014.

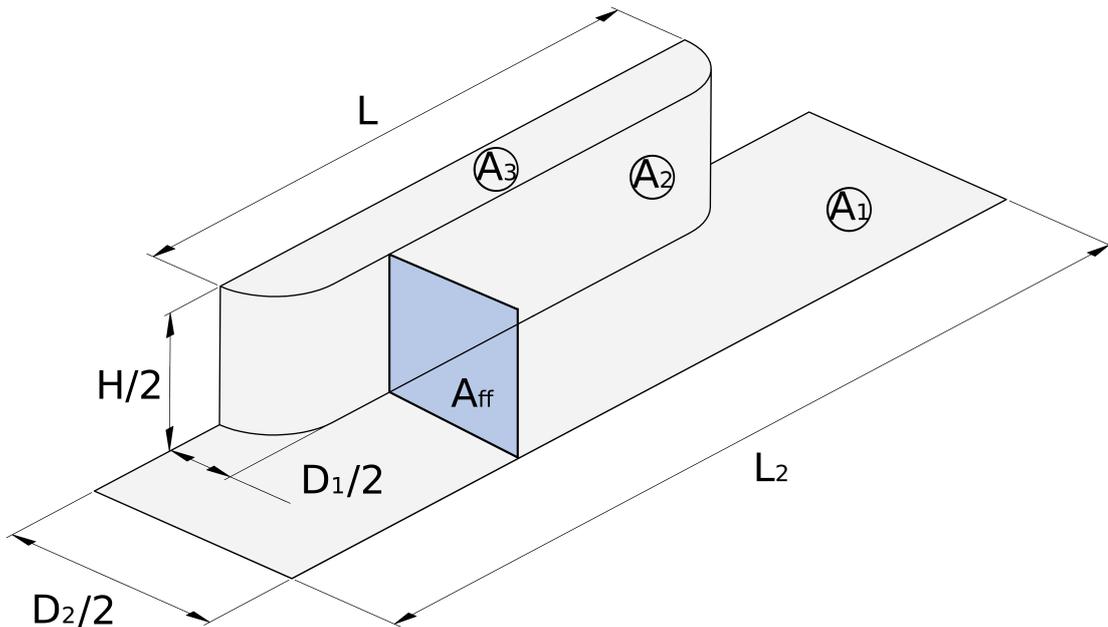
ŽIVCOVÁ, Z. et al. Thermal conductivity of porous alumina ceramics prepared using starch as a pore-forming agent. **Journal of the European Ceramic Society**, v. 29, n. 3, p. 347 – 353, 2009.

APÊNDICE A – PARÂMETROS GEOMÉTRICOS

Para fins de projeto de um trocador de calor que utiliza as correlações dos fatores f de atrito e j de Colburn em função de parâmetros geométricos, como as correlações desenvolvidas neste trabalho, é conveniente a obtenção do diâmetro hidráulico D_h , a área total de transferência de calor por unidade de volume Λ e a razão entre área de escoamento livre e área frontal β em função dos mesmos parâmetros geométricos.

A figura 63 ilustra uma célula de aleta baseada na geometria da figura 22 da página 51.

Figura 63 – Célula de aleta considerada nos parâmetros geométricos.



A área total de transferência de calor de uma célula de aleta é dada pela equação 66.

$$A = A_1 + A_2 = L_2 \frac{D_2}{2} - A_3 + A_2 \quad (66)$$

Descrevendo as áreas A_2 e A_3 conforme a figura 63 resulta a equação 67.

$$A = L_2 \frac{D_2}{2} - \left[(L - D_1) \frac{D_1}{2} + \frac{\pi D_1^2}{4} \frac{1}{2} \right] + \left[\left(\frac{\pi D_1}{2} + L - D_1 \right) \frac{H}{2} \right] \quad (67)$$

Manipulando-se a equação 67 e substituindo os parâmetros geométricos definidos pelas equações 1, 2 e 3 na página 49, resulta a equação 68.

$$A = \left[\frac{L_2}{\gamma D_1} - \frac{1}{\delta} + 1 - \frac{\pi}{4} + \left(\frac{\pi}{2} + \frac{1}{\delta} - 1 \right) \frac{1}{\lambda} \right] \frac{D_1^2}{2} \quad (68)$$

A área de escoamento livre A_{ff} destacada na figura 63 é dada pela equação 69.

$$A_{ff} = (D_2 - D_1) \frac{H}{4} \quad (69)$$

Segundo Kays e London (1984) o diâmetro hidráulico para trocadores de calor de placas aletadas é dado pela equação 15 na página 63, repetida abaixo por conveniência.

$$D_h = 4 \frac{A_{ff}}{A} L_T \quad (70)$$

Para a célula de aleta $L_T = L_2$. Substituindo as equações 68 e 69 na equação 70 resulta a equação 71.

$$D_h = \frac{2L_2 (D_2 - D_1) H}{\left[\frac{L_2}{\gamma D_1} - \frac{1}{\delta} + 1 - \frac{\pi}{4} + \left(\frac{\pi}{2} + \frac{1}{\delta} - 1 \right) \frac{1}{\lambda} \right] D_1^2} \quad (71)$$

Manipulando-se a equação 71 e substituindo novamente os parâmetros das equações 1, 2 e 3 na página 49, resulta a equação 72 já apresentada na página 51, onde as dimensões L_2 e D_1 , lembrando, foram mantidas constante devido o sucesso na fabricação das placas cerâmicas conforme observado por Scuotto (2013).

$$D_h = 2L_2 (1 - \gamma) \left[\lambda \gamma \left(\frac{L_2}{\gamma D_1} - \frac{1}{\delta} + 1 - \frac{\pi}{4} + \left(\frac{\pi}{2} + \frac{1}{\delta} - 1 \right) \frac{1}{\lambda} \right) \right]^{-1} \quad (72)$$

Para obtenção da área total de transferência de calor por unidade de volume Λ é necessário o cálculo do volume da célula de aleta, facilmente obtido multiplicando as três dimensões $D_2/2$, L_2 e $H/2$ da passagem. Dessa forma, Λ é expresso pela equação 73.

$$\Lambda = \frac{A}{L_2 \frac{D_2}{2} \frac{H}{2}} = \frac{2 \left[\frac{L_2}{\gamma D_1} - \frac{1}{\delta} + 1 - \frac{\pi}{4} + \left(\frac{\pi}{2} + \frac{1}{\delta} - 1 \right) \frac{1}{\lambda} \right] D_1^2}{L_2 D_2 H} \quad (73)$$

Simplesmente substituindo os parâmetros geométricos na equação 73, obtêm-se a equação 74 também já apresentada na página 51.

$$\Lambda = 2\lambda\gamma \left[\frac{L_2}{\gamma D_1} - \frac{1}{\delta} + 1 - \frac{\pi}{4} + \left(\frac{\pi}{2} + \frac{1}{\delta} - 1 \right) \frac{1}{\lambda} \right] L_2^{-1} \quad (74)$$

A razão entre a área de escoamento livre e área frontal é facilmente obtida em função dos parâmetros geométricos conforme a equação 75.

$$\beta = \frac{A_{ff}}{A_{fr}} = \frac{(D_2 - D_1) \frac{H}{4}}{\frac{D_2}{2} \frac{H}{2}} = \frac{D_2 - D_1}{D_2} = 1 - \gamma \quad (75)$$

APÊNDICE B – CÓDIGO EES


```

//-----

// Medida da vazão volumétrica - Re 215 ex
V_dot_h=3,83
V_dot_c=4,38
DELTAP=0,5695*DELTAP_TAP^0,78
DELTAP_TAP=0,68

// Medida de temperatura - Re 215 ex
T_c_i=65 [C]
T_c_o=597,3 [C]
T_h_i=720 [C]
T_h_o=180 [C]

//-----

// Vazão em massa
m_dot_h=rho*V_dot_h/3600
m_dot_c=rho*V_dot_c/3600

// Temperatura média para avaliação de propriedades
T_c_m=(T_c_i+T_c_o)/2
T_h_m=(T_h_i+T_h_o)/2

// Viscosidade dinâmica do ar
mu_c=Viscosity(Air;T=T_c_m)
mu_h=Viscosity(Air;T=T_h_m)

// Número de Reynolds
Re_h=(D_h/(beta*A_fr_h))*(m_dot_h/mu_h)
Re_c=(D_h/(beta*A_fr_c))*(m_dot_c/mu_c)

```

```
// Calor específico
cp_h=Cp(Air;T=T_h_m)
cp_c=Cp(Air;T=T_c_m)

// Número de Prandt
Pr_h=Prandtl(Air;T=T_h_m)
Pr_c=Prandtl(Air;T=T_c_m)

// Capacidade calorífica
C_h=m_dot_h*cp_h
C_c=m_dot_c*cp_c
C_min=min(C_h;C_c)
C_max=max(C_h;C_c)

// Volume específico
v_i=Volume(Air;P=P_amb;T=T_c_i)
v_o=Volume(Air;P=P_amb;T=T_c_o)
v_m=(v_i+v_o)/2

// Taxa de transferência de calor
Q_dot_h=m_dot_h*cp_h*(T_h_i-T_h_o)
Q_dot_c=m_dot_c*cp_c*(T_c_o-T_c_i)
Q_dot_max=C_min*(T_h_i-T_c_i)

// Efetividade
epsilon_h=Q_dot_h/Q_dot_max
epsilon_c=Q_dot_c/Q_dot_max
epsilon=(epsilon_h+epsilon_c)/2

// NTU
NTU=HX('counterflow'; epsilon; C_c; C_h; 'NTU')
NTU=U_c*A_c/C_min
NTU=U_h*A_h/C_min
```

```

// Coeficiente global de transferência de calor
//  $1/(U_c \cdot A_c) = 1/(ETA_o \cdot h_h \cdot A_h) + R_w + 1/(ETA_o \cdot h_c \cdot A_c)$ 
 $1/(U_h \cdot A_h) = 1/(ETA_o \cdot h_h \cdot A_h) + R_w + 1/(ETA_o \cdot h_c \cdot A_c)$ 

R_w = b * (1/k_al) * (1/A_c)

// Eficiência das aletas
ETA_f = 0,985

// Eficiência superficial global
ETA_o = 1 - (A_f_h/A_h) * (1 - ETA_f)

// Fator j de Colburn
j_h = j_c
j_h = (h_h * beta * A_fr_h * Pr_h^(2/3)) / (m_dot_h * cp_h)
j_c = (h_c * beta * A_fr_c * Pr_c^(2/3)) / (m_dot_c * cp_c)

// Perda de carga/ Fator f de atrito
G = m_dot_c / (beta * A_fr_c)
(DELTA P * 100) = (G^2 * v_i / 2) * ((1 + beta^2) * (v_o / v_i - 1) + ...
... (f * A_c * v_m) / (beta * A_fr_c * v_i))

```

APÊNDICE C – CÓDIGO MATLAB

```
clear
close all

DADOS_pq=dlmread([mfilename,'_pq.csv'],'\t');
DADOS_pq(:,1)=DADOS_pq(:,1)/3600;
xaxis=1:size(DADOS_pq(:,1));

figure
hold on
plot(xaxis,DADOS_pq(:,2),'r')
plot(xaxis,DADOS_pq(:,3),'b')
legend('p5','p1')
hold off

figure
hold on
plot(xaxis,DADOS_pq(:,4),'b')
plot(xaxis,DADOS_pq(:,5),'r')
legend('Qfrio','Qquente')
hold off

inicio_pq=input('inicio de patamar: ')*10^5;
patamar=DADOS_pq(inicio_pq,1);
for i=1:5
    pressoes_finais(:,i)=DADOS_pq(inicio_pq:end,i);
end

figure
hold on
plot(pressoes_finais(:,1),pressoes_finais(:,2),'r')
plot(pressoes_finais(:,1),pressoes_finais(:,3),'b')
legend('p5','p1')
hold off
```

```

figure
hold on
plot(pressoes_finais(:,1),pressoes_finais(:,4),'r')
plot(pressoes_finais(:,1),pressoes_finais(:,5),'b')
legend('Qfrio','Qquente')
hold off

```

```

DADOS_temp=dlmread([mfilename,'_temp.csv'],'\t');
DADOS_temp(:,1)=DADOS_temp(:,1)/3600;
xaxis=1:size(DADOS_temp(:,1));

```

```

figure
hold on
plot(DADOS_temp(:,1),DADOS_temp(:,9),'r')
plot(DADOS_temp(:,1),DADOS_temp(:,12),'r')
plot(DADOS_temp(:,1),DADOS_temp(:,11),'g')
plot(DADOS_temp(:,1),DADOS_temp(:,13),'g')
plot(DADOS_temp(:,1),DADOS_temp(:,14),'b')
plot(DADOS_temp(:,1),DADOS_temp(:,10),'b')
legend('t9','t12','t11','t13','t14','t10')
hold off

```

```

patamar_temp=find(DADOS_temp>=patamar-0.0001 & ...
DADOS_temp<=patamar+0.0001);
inicio_temp=patamar_temp(1);
for i=1:16
    temp_finais(:,i)=DADOS_temp(inicio_temp:end,i);
end

```

```

figure
hold on
plot(temp_finais(:,1),temp_finais(:,2),'y')
plot(temp_finais(:,1),temp_finais(:,3),'y')
plot(temp_finais(:,1),temp_finais(:,4),'g')

```

```

plot(temp_finais(:,1),temp_finais(:,16),'g')
plot(temp_finais(:,1),temp_finais(:,5),'b')
plot(temp_finais(:,1),temp_finais(:,6),'b')
plot(temp_finais(:,1),temp_finais(:,7),'r')
plot(temp_finais(:,1),temp_finais(:,8),'g')
plot(temp_finais(:,1),temp_finais(:,15),'y')
legend('t1_c_o','t2_c_o','t3_h_o','t4_h_o','t5_c_i',...
       't6_c_i','t7_h_i','t8_h_o','t15_c_o')
hold off

p5pol=mean(pressoes_finais(:,2));
p1pol=mean(pressoes_finais(:,3));
Qfrio=mean(pressoes_finais(:,4));
Qquente=mean(pressoes_finais(:,5));
t1=mean(temp_finais(:,2));
t2=mean(temp_finais(:,3));
t3=mean(temp_finais(:,4));
t4=mean(temp_finais(:,16));
t5=mean(temp_finais(:,5));
t6=mean(temp_finais(:,6));
t7=mean(temp_finais(:,7));
t8=mean(temp_finais(:,8));
t9=mean(temp_finais(:,9));
t10=mean(temp_finais(:,10));
t11=mean(temp_finais(:,11));
t12=mean(temp_finais(:,12));
t13=mean(temp_finais(:,13));
t14=mean(temp_finais(:,14));
t15=mean(temp_finais(:,15));

Resumo=table(p5pol,p1pol,Qfrio,Qquente,t1,t2,t3,t4,...
            t5,t6,t7,t8,t9,t10,t11,t12,t13,t14,t15)
writetable(Resumo,[filename,'.dat'])

```

APÊNDICE D – RESULTADOS EXPERIMENTAIS

Tabela 17 – Resumo das medições e resultados obtidos experimentalmente no regime permanente. Vazão volumétrica em m³/h; temperatura em °C ; perda de carga em mbar

Teste	Medido							Calculado											
	\dot{V}_c	\dot{V}_h	$T_{c,i}$	$T_{c,o}$	$T_{h,i}$	$T_{h,o}$	ΔP	Re_c	Re_h	\dot{q}_c	\dot{q}_h	ε_c	ε_h	ε	f	j	h_c	h_h	U
1	2,74	2,10	20,9	41,5	50,4	27,1	0,13	245,9	246	17	15	0,914	0,79	0,852	0,1186	0,0262	33,40	34,20	8,17
2	3,74	2,96	20,6	40,7	50,5	27,5	0,21	336,7	348	23	21	0,849	0,77	0,809	0,0896	0,0223	38,80	41,00	9,64
3	13,12	10,22	20,0	39,4	52,9	31,8	1,75	1185,3	1195	79	67	0,756	0,642	0,699	0,0384	0,0138	84,50	88,20	20,63
4	14,53	11,18	19,1	38,5	52,4	31,4	2,17	1319,8	1311	87	73	0,754	0,631	0,693	0,0369	0,0133	90,40	93,10	21,88
5	16,71	12,80	18,7	38,0	52,6	32,7	2,80	1521,8	1501	100	79	0,741	0,589	0,665	0,034	0,0119	93,40	95,70	22,53
6	18,94	14,12	18,6	37,3	52,3	33,1	3,52	1727,1	1656	110	84	0,745	0,568	0,656	0,0316	0,0113	99,90	99,70	23,72
7	22,18	16,66	19,2	38,5	54,6	36,0	4,67	2013,4	1938	133	96	0,726	0,525	0,625	0,0288	0,0102	105,30	105,90	25,08
8	2,91	2,32	37,9	234,0	292,6	78,1	0,22	199,1	195	168	147	0,96	0,842	0,901	0,1271	0,0377	49,6	53,4	12,41
9	3,73	3,32	38,4	226,0	289,2	90,1	0,32	256,5	277	205	196	0,833	0,794	0,814	0,1037	0,0275	46,3	55,8	12,32
10	4,25	3,56	36,7	217,3	292,6	86,6	0,37	296,6	299	226	218	0,836	0,805	0,821	0,0912	0,0256	49,3	55,9	12,69
11	5,66	4,81	36,0	216,2	294,9	96,2	0,57	396,3	401	301	285	0,811	0,767	0,789	0,0707	0,0225	57,7	66,6	14,96
12	7,09	6,09	35,9	217,3	295,6	105,3	0,84	496	505	380	347	0,804	0,733	0,768	0,0601	0,0208	66,9	78,1	17,42
13	8,24	7,25	35,2	216,8	298,5	113,4	1,09	578,2	598	443	403	0,774	0,703	0,738	0,0543	0,0188	70,5	84,5	18,59
14	9,92	8,48	35,0	215,6	301,7	119,9	1,50	698,2	694	532	463	0,783	0,682	0,732	0,0476	0,0176	79,4	92,4	20,58
15	18,31	16,20	36,1	206,1	299,8	161,5	4,53	1293,3	1286	919	673	0,716	0,524	0,62	0,0331	0,0117	97	117,7	25,58
16	4,87	4,04	41,5	362,5	477,8	136,7	0,62	296,9	287	459	413	0,869	0,782	0,826	0,0873	0,0263	58,2	66	14,96
17	4,87	4,10	49,1	453,2	576,0	165,6	0,69	271,1	265	570	500	0,888	0,779	0,834	0,0905	0,0284	62,3	71,8	16,14
18	3,56	2,80	53,3	490,8	622,9	153,6	0,46	190,7	176	447	387	0,952	0,824	0,888	0,1239	0,0346	55,1	59,3	13,77
19	3,82	3,16	62,2	539,3	664,7	193,6	0,56	192,4	186	513	431	0,931	0,782	0,856	0,1253	0,0315	52,7	59,6	13,54
20	4,28	3,72	63,5	570,1	722,0	216,0	0,69	210,7	210	609	548	0,855	0,768	0,812	0,114	0,0272	50,8	60,8	13,46
21	3,54	2,99	71,1	633,3	787,4	209,5	0,57	164,1	162	552	495	0,899	0,807	0,853	0,1417	0,0325	49,6	57,5	12,92