CENTRO UNIVERSITÁRIO DA FEI

SÉRGIO SCUOTTO

TROCADORES DE CALOR CERÂMICOS PARA APLICAÇÕES EM ALTAS TEMPERATURAS: uma análise experimental

São Bernardo do Campo

2013

SÉRGIO SCUOTTO

TROCADORES DE CALOR CERÂMICOS PARA APLICAÇÕES EM ALTAS TEMPERATURAS: uma análise experimental

Dissertação de Mestrado a ser apresentada ao Centro Universitário da FEI para a obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica, sob orientação do Professor Doutor Paulo Eduardo Batista de Mello

São Bernardo do Campo

2013

Scuotto, Sérgio.
Trocadores de calor cerâmicos para aplicações em altas temperaturas / Sérgio Scuotto. São Bernardo do Campo, 2013.
95 f. : il.

Dissertação - Centro Universitário da FEI.
Orientador: Prof. Dr. Paulo Eduardo Batista de Mello.

1. Trocadores de Calor Cerâmicos. 2. Trocadores de Calor – Altas Temperaturas. I. Mello, Paulo Eduardo Batista de, orient. II. Título.

CDU 66.045

Centro Universitário da **FEI**

APRESENTAÇÃO DE DISSERTAÇÃO
ATA DA BANCA JULGADORA

PGM-10

Programa de Mestrado de Engenharia Mecânica

Aluno: Sérgio Scuotto **Matrícula:** 210130-1

Título do Trabalho: Trocadores de calor cerâmicos para aplicações em altas temperaturas: uma análise experimental.

Área de Concentração: Sistemas da Mobilidade

ORIGINAL ASSINADA

Orientador: Prof. Dr. Paulo Eduardo Batista de Mello

Data da realização da defesa: 27/05/2013

A Banca Julgadora abaixo-assinada atribuiu ao aluno o seguinte:

APROVADO ☒ REPROVADO ☐

São Bernardo do Campo, 27 de Maio de 2013.

MEMBROS DA BANCA JULGADORA

Prof. Dr. Paulo Eduardo Batista de Mello

Ass.: _____

Prof. Dr. Jurandir Itizo Yanagihara

Ass.: _____

Prof. Dr. Marcelo Moreira Ganzarolli

Ass.: _____

VERSÃO FINAL DA DISSERTAÇÃO

ENDOSSO DO ORIENTADOR APÓS A INCLUSÃO DAS RECOMENDAÇÕES DA BANCA EXAMINADORA

_____

Aprovação do Coordenador do Programa de Pós-graduação

_____

Prof. Dr. Agenor de Toledo Fleury

Ao futuro, representado por minhas netas

Isabella, Manuella e Alice.

AGRADECIMENTOS

A Deus.

A meus filhos, Ricardo, Alexandre e Priscilla e às minhas noras e genro, Fernanda, Tatiana e Guilherme, pelo amor, amizade e incentivo com que acompanharam o desenvolvimento deste trabalho.

A meus parentes e amigos, especialmente a meu irmão e cunhada, Armando e Maria, que sempre cercaram este trabalho de carinho e de alegria.

A Marta Höhne.

Ao Professor Doutor Paulo Eduardo Batista de Mello, especialmente, pela ajuda constante e pela orientação paciente e competente durante todo o curso.

Aos Professores Doutores Agenor de Toledo Fleury e Gustavo Henrique Bolognesi Donato, por acreditarem prontamente e pelo incentivo inicial.

Ao Professor Doutor Fernando dos Santos Ortega, especialmente, por sua inestimável ajuda no meu aprendizado de materiais cerâmicos.

Ao Professor Doutor Ronaldo Câmara Cozza, pelas palavras de incentivo e amizade.

Ao Eng^{o} José Carlos Paulino da Silva, pelo aval incontinenti.

À Eng^{a} Silvana Guarnieri e ao Eng^{o} Murilo Celso de Campos Pinheiro, pela pronta demonstração de interesse.

Ao Professor Doutor Devair Aparecido Arrabaça, pelo seu empenho em desenvolver o complemento eletroeletrônico da bancada de testes.

Aos Professores Doutores Cyro Albuquerque Neto, Gilberto José Pereira, Roberto Bortolussi, Rodrigo Condotta, Rodrigo Magnabosco e Sérgio Delijaicov, pela ajuda sempre pronta em esclarecer ensinando.

Aos meus colegas de mestrado, especialmente à MSc Grace Kelly Quarteiro Ganharul, ao MSc Dereck Nills Ferreira Muche e ao mestrando Edson Rodrigues da Silva por seu apoio e sua amizade durante todo o curso.

Ao MSc Felipe Mariano Brandão pela ajuda no campo da Resistência dos Materiais.

Ao Eng^{o} Pedro Cabrino Maida pela assistência no desenvolvimento de formulações cerâmicas.

A Danilo Misura de Oliveira, pela ajuda inestimável no campo da informática.

Aos alunos Guilherme Carlos Alves e Tabata Sanchez Cano, pela ajuda prestada sempre com alegria na fabricação da bancada de ensaios e de peças cerâmicas.

A todos os técnicos dos laboratórios da FEI, pela ajuda inestimável com seus conhecimentos práticos e pela gentileza ímpar com que sempre fui atendido por todos.

Aos funcionários da Secretaria de Pós-graduação, às funcionárias do Centro de Laboratórios Mecânicos da FEI e do Departamento de Química e aos funcionários da Biblioteca, pelo atendimento sempre eficiente e gentil.

Ao Centro Universitário da FEI e à Fundação de Amparo à Pesquisa do Estado de São Paulo, FAPESP, pela disponibilização de todos os meios e pelo suporte financeiro, necessários para a consecução deste trabalho.

RESUMO

Quando se trata de altas temperaturas (acima de 800 ºC), um trocador de calor metálico não é uma alternativa economicamente viável. Uma das opções é se usar trocadores de calor construídos com materiais cerâmicos. O presente trabalho apresenta o desenvolvimento completo de um ensaio experimental em bancada de um trocador de calor cerâmico (TCC). As investigações contemplaram as escolhas do material cerâmico, do tipo de trocador de calor, do sistema de aquecimento para a linha de fluido quente e passaram pela construção da bancada de ensaios e do próprio TCC, culminando com os testes, que alcançaram temperaturas máximas próximas de 1000 °C. Os resultados dos ensaios foram discutidos à luz da metodologia para cálculo de trocadores de calor compactos difundida pelo trabalho de Kays e London (1984). O trocador de calor escolhido é do tipo placas, para operar em contracorrente com ar em ambos os lados, a temperaturas máximas próximas de 1000 °C. A partir da coleta de dados de temperatura e pressão de entrada e saída do ar no TCC foi possível a determinação da efetividade ε do trocador de calor. Com esses parâmetros, determinaram-se os coeficientes *j* de Colburn e *f* de Fanning.

Palavras-chave: trocadores de calor cerâmicos,
trocadores de calor para altas temperaturas,
TCC.

ABSTRACT

Metallic heat exchangers can not be used in processes that require temperatures reaching 800 °C and above. There is an option: the use of heat exchangers built of ceramic material. This work presents the experimental results using a ceramic heat exchanger that operated at highest temperatures close to 1000 °C. Information about the choice of the raw material, the methods used to make the ceramic parts of the heat exchanger, the project of a compact heat exchanger and the construction of the test device is also given. The results were discussed according to the methodology to project heat exchangers developed by Kays and London (1984). The tested heat exchanger is a plate type, operating with air-air in a counter flow arrangement, involving highest temperatures close to 1000 °C. With the outlet and inlet temperature and pressure data obtained during the tests, the effectiveness ε of the heat exchanger was calculated. These parameters allowed obtaining the Colburn coefficient, *j*, and the Fanning factor, *f*, of the heat exchanger.

Keywords: ceramic heat exchangers,
high temperature heat exchangers,
CHE,
HTHE.

LISTA DE SÍMBOLOS

Todas as unidades estão no Sistema Internacional de Unidades (S.I.), a menos das exceções informadas no próprio texto.

A	Área de transferência de calor total
a	Espessura da parede da placa cerâmica
A_a	Área superficial de todas as aletas
A_{ff}	Área de escoamento livre (*free flow area*)
A_{fr}	Área da seção transversal (Área frontal)
A_{sr}	Área da seção reta da aleta
C_f	Taxa da capacidade calorífica da corrente fria
C_q	Taxa da capacidade calorífica da corrente quente
C_{max}	Taxa da capacidade calorífica máxima
C_{min}	Taxa da capacidade calorífica mínima
c_p	Calor específico a pressão constante
$c_{p,f}$	Calor específico a pressão constante para o fluido frio
$c_{p,q}$	Calor específico a pressão constante para o fluido quente
C_r	Razão entre as taxas das capacidades caloríficas
CTE	Coeficiente de expansão térmica
d	Densidade de um composto cerâmico
D_h	Diâmetro hidráulico
E	Módulo de Young
E_{std}	Energia por unidade de área
f	Fator de atrito
G	Velocidade mássica do escoamento
h	Coeficiente de transferência de calor por convecção
j	Fator de Colburn
k	Condutividade térmica do fluido
k_{al}	Condutividade térmica da alumina
k_{cer}	Condutividade térmica da cerâmica
L	Comprimento percorrido na direção do escoamento
L_{al}	Metade da altura da aleta

L_i	Dimensões da região aletada
m	Massa
$\dot{m}$	Vazão mássica
N	Número de paredes
NUT	Número de Unidades de Transferência
p	Pressão
P	Perímetro da seção reta da aleta
Pr	Número de Prandtl
q	Taxa real de transferência de calor
q_{max}	Máxima taxa possível de transferência de calor
Re	Número de Reynolds
r_h	Raio hidráulico
$R''_{i,f}$	Fator de incrustação para o lado frio
$R''_{i,q}$	Fator de incrustação para o lado quente
R_p	Resistência condutiva da parede
R_{tot}	Resistência térmica total
St	Número de Stanton
t	Tempo
T	Temperatura
$T_{f,e}$, T_2	Temperatura do fluido frio na entrada do trocador de calor
$T_{f,s}$, T_4	Temperatura do fluido frio na saída do trocador de calor
T_{max}	Temperatura máxima de operação
$T_{q,e}$, T_1	Temperatura do fluido quente na entrada do trocador de calor
$T_{q,s}$, T_3	Temperatura do fluido quente na saída do trocador de calor
$T_{sup,1}$	Temperatura do lado 1 da parede
$T_{sup,2}$	Temperatura do lado 2 da parede
u	Componente cartesiana da velocidade no eixo x
u_m	Velocidade média de escoamento na entrada do TCC
U	Coeficiente global de transferência de calor
U_f	Coeficiente global de transferência de calor para o fluido frio
U_q	Coeficiente global de transferência de calor para o fluido quente
V	Velocidade média do escoamento a montante do TCC
$\dot{V}$	Vazão volumétrica

SÍMBOLOS EXPRESSOS POR LETRAS GREGAS

α	Difusividade térmica
β	Razão entre a área de superfícies compactas e o volume do trocador de calor
Δp	Queda de pressão entre a entrada e a saída do trocador de calor
ΔT	Diferença global de temperatura
ΔT_{ml}	Média logarítmica das diferenças de temperatura
ΔT_1	Diferença de temperaturas dos fluidos quente, na entrada e frio, na saída
ΔT_2	Diferença de temperaturas entre os fluidos quente, na saída e frio, na entrada
δ	Espessura da camada limite fluidodinâmica
ε	Efetividade do trocador de calor
η_0	Eficiência global da superfície aletada
η_a	Eficiência de uma única aleta
μ	Viscosidade dinâmica do fluido
ν	Viscosidade cinemática do fluido ou difusividade molecular da quantidade de movimento
υ_e	Volume específico na entrada do trocador de calor
υ_m	Volume específico médio
υ_s	Volume específico na saída do trocador de calor
σ	Razão entre as áreas Aff e Afr
σ_{bend}	Tensão de flexão
τ	Tensão de cisalhamento
ρ	Massa específica do fluido
ψ_ζ	Potencial zeta

LISTA DE SIGLAS

AM	Acrilamida
APS	Persulfato de amônia
BEN	Balanço Energético Nacional
CFD	Computational Fluid Dynamics
EFCC	Externally Fired Combined Cycle
EFGT	Externally Fired Gas Turbine
FEM	Finite Elements Method
HEMA	2-Hidroxietil metacrilato
HMAM	N-(Hidroximetil) Acrilamida
IFGT	Indirect Fired Gas Turbine
IGCC	Integrated Gasification Combined Cycle
LMTD	Log Mean Temperature Difference
LOM	Laminated Object Manufacturing
OSF	Offset Strip Fin
PEG	Polietilenoglicol
PLIS	Pressure Laminated Integrated Structures
PVP	Polivinilpirrolidone
SOFC	Solid Oxide Fuel Cells
TCC	Trocador de Calor Cerâmico
TMED	Tetrametiletilenodiamina
tep	Tonelada equivalente de petróleo
toe	Tonne of oil equivalent
V_1	Ventilador 1
V_2	Ventilador 2

LISTA DE FIGURAS

FIGURA 1	Representação de um ciclo gás-vapor convencional	16
FIGURA 2	Representação de um ciclo EFCC	17
FIGURA 3	Tamanho das partículas x eficiência do empacotamento	35
FIGURA 4	Curva comparativa h x E	40
FIGURA 5	Curvas dos fatores f e j em função de Re para uma geometria de TCC.	46
FIGURA 6	Viscosidade x concentração de Dispex N40	52
FIGURA 7	Processo de fabricação de peças cerâmicas	53
FIGURA 8	Curva de sinterização da alumina	55
FIGURA 9	Vista explodida do TCC proposto	56
FIGURA 10	PLACA DO TCC	57
FIGURA 11	Detalhes dimensionais das aletas	58
FIGURA 12	Placa pequena de cerâmica	59
FIGURA 13	Vista explodida do molde pequeno	60
FIGURA 14	Moldes pequeno e grande	63
FIGURA 15	Molde grande desmontável	64
FIGURA 16	Bancada de ensaios	67
FIGURA 17	Posicionamento dos tubos do aquecedor	68
FIGURA 18	Detalhes da bancada de ensaio e do aquecedor	69
FIGURA 19	Alinhamento das linhas quente e fria no TCC	70
FIGURA 20	Gráfico de teste típico	72
FIGURA 21	Esquema da bancada de ensaios	73
FIGURA 22	Fatores *f* e *j* em função do número de Reynolds	82
FIGURA 23	Curvas comparativas CFD x experimental para *f* e *j*	83
FIGURA 24	Curvas comparativas Δp teórica x Δp experimental	84
FIGURA 25	Diferença da distribuição de temperaturas no TCC	85
FIGURA 26	TCC desmontado após ensaios	86

LISTA DE TABELAS

TABELA 1	Comparação entre valores de propriedades de diversos materiais	21
TABELA 2	Comparação entre valores de propriedades de materiais cerâmicos e uma liga metálica	21
TABELA 3	Variação das propriedades da alumina com a variação da temperatura	37
TABELA 4	Propriedades das aluminas	51
TABELA 5	Parâmetros para a fabricação das placas cerâmicas	65
TABELA 6	Características dos instrumentos de medição	71
TABELA 7	Valores medidos nos ensaios	74
TABELA 8	Parâmetros calculados	77
TABELA 9	Parâmetros calculados	79
TABELA 10	Incertezas de variáveis calculadas	80

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO	15
1.1 Objetivos do trabalho	18
1.2 Organização da dissertação	18
2. REVISÃO DA LITERATURA	19
2.1 Limitações dos trocadores de calor metálicos e possíveis aplicações para trocadores de calor cerâmicos	19
2.2 Estágio atual nas pesquisas sobre trocadores de calor cerâmicos	25
2.3 Considerações sobre trocadores de calor compactos	27
2.4 Materiais cerâmicos	29
3. MATERIAIS E MÉTODOS	39
3.1 Metodologia para projeto de um trocador de calor compacto	39
3.2 Processos de fabricação de peças cerâmicas	50
3.3 Construção do trocador de calor cerâmico	56
3.4 Montagem da bancada de ensaios	66
4. RESULTADOS E DISCUSSÃO	72
4.1 Ensaio típico	72
4.1 Aquisição de dados	73
4.3 Tratamento dos dados	75
4.4 Análise de propagação das incertezas	80
4.5 Discussão	81
5. CONCLUSÕES	88
REFERÊNCIAS	90
ANEXO	94

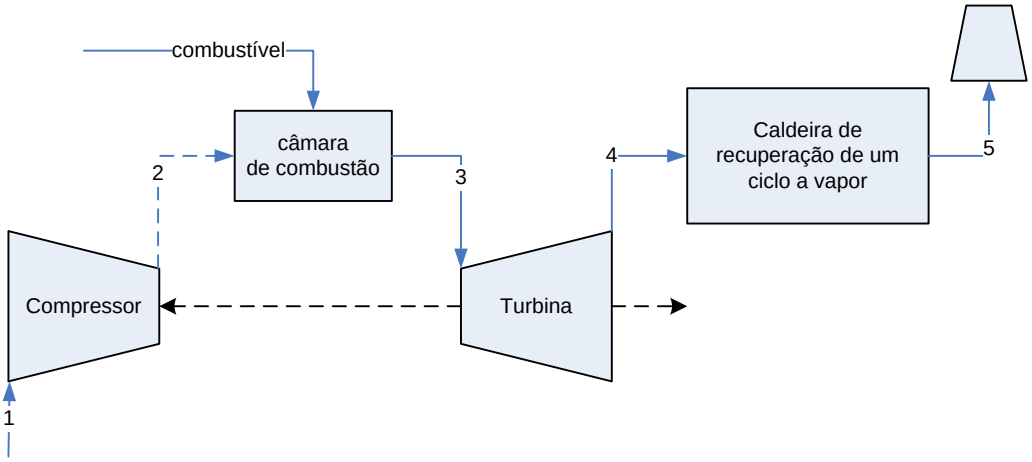
1 INTRODUÇÃO

Energia, considerada nas suas mais variadas formas, sempre pode ser vista como uma fonte de riqueza haja vistas ao seu enorme consumo pela humanidade. De acordo com o Ministério das Minas e Energia do Brasil, a atual matriz de oferta de energia no país, segundo o BEN, Balanço Energético Nacional, 2012 (ano base 2011), equivale a 272,4 milhões de tep (tonelada equivalente de petróleo); em inglês, toe (tonne of oil equivalent), unidade definida pela Agência Internacional de Energia como sendo 10^7 kcal ou 41,868 GJ ou 11,63 MWh. Em 2002, a oferta da matriz brasileira era de 198,6 milhões de tep. Quanto ao consumo, o Brasil usou 178,4 milhões de tep em 2002 e 246,6 milhões de tep em 2011. No mundo, em 2009, a oferta total de energia era de 12,3 bilhões de tep e se consumiu 8,4 bilhões de tep naquele ano.

Portanto, ainda considerando energia de modo amplo, procedimentos para melhor obtê-la ou para evitar seu desperdício são metas intensamente buscadas pela ciência, mais especificamente pela engenharia.

Em se tratando de consumo de energia, uma boa parte do calor necessário para determinados processos industriais é desperdiçada devido à baixa eficiência desses processos. Cita-se aqui, como exemplo, a produção de vidro, na qual somente 10% do calor fornecido a um forno são usados na produção propriamente dita, sendo que 67% se perdem somente nos sistemas de exaustão do forno, segundo Richerson (2006). Por isso, o uso, no processo, de um trocador de calor que permita recuperar uma parte desse calor desperdiçado traria ganhos de eficiência significativos. O calor recuperado poderia ser usado para pré-aquecer o ar necessário para a combustão, aumentando a eficiência do processo.

Quanto à geração de energia, notadamente no caso da geração termelétrica de energia, a figura 1 mostra a disposição dos componentes de uma turbina a gás tradicional operando em um ciclo combinado gás-vapor. A câmara de combustão está posicionada a montante da turbina, o que impede o uso de combustíveis que gerem materiais particulados ou componentes corrosivos nos produtos da combustão; esses materiais ocasionariam um desgaste prematuro das pás da turbina, componentes bastante solicitados em sua estrutura, tanto pela elevada temperatura de operação quanto pela elevada rotação a que estão submetidos. Assim, o uso de combustíveis alternativos, como carvão ou biomassa em turbinas a gás operando segundo esse ciclo fica inexequível.



1 Admissão do ar à temperatura ambiente
2 Ar comprimido
3 Gases oriundos da combustão
4 Exaustão da turbina
5 Exaustão da caldeira de recuperação

Figura 1 - Ciclo combinado gás-vapor convencional
Fonte: adaptado de Bazanelli, 2011

O ciclo denominado *externally fired combined cycle* (EFCC) e o ciclo denominado *externally fired gas turbine* (EFGT) contornam o problema por meio da combustão externa. O processo EFCC permite o uso de uma variedade maior de combustíveis, como carvão e biomassa (que geram material particulado), pois os produtos da combustão deixam de passar pela turbina. A utilização de biomassa para combustão em turbinas a gás tem dois apelos fortes: primeiramente, poderia ocorrer na indústria de produção de álcool e açúcar; em segundo lugar, trata-se de combustível renovável.

Para que o ciclo EFCC seja exequível, é necessário haver no processo um trocador de calor, que utilizaria os gases oriundos da combustão para pré-aquecer o ar a ser injetado na turbina, como mostra a figura 2.

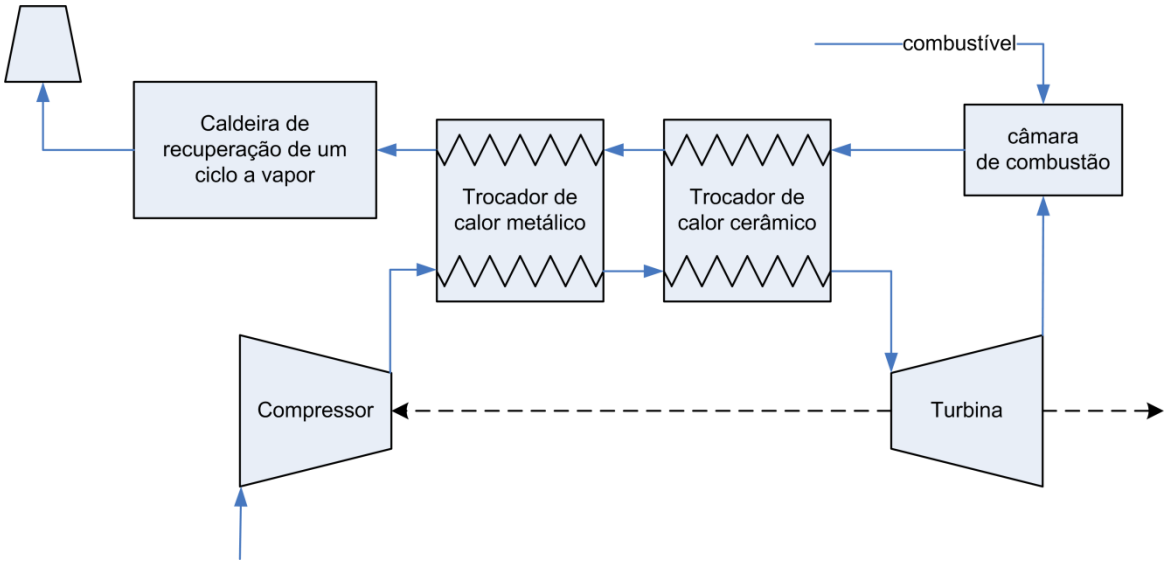


Figura 2 - Ciclo EFCC
Fonte: Mello e Donato, 2010

A revisão da literatura do presente trabalho (capítulo 2) mostra que o estudo de trocadores de calor cerâmicos (TCCs) para operarem em temperaturas superiores a 800 °C pode ser considerado incipiente. Há alguns trabalhos utilizando simulação computacional e apenas alguns raros trabalhos experimentais.

Ocorre que nos exemplos citados, um trocador de calor feito com materiais metálicos não suportaria as temperaturas típicas de operação. Assim, tanto no exemplo do forno de produção de vidro quanto no da turbina a gás operando em um ciclo EFCC, é necessária a utilização de materiais que suportem temperaturas acima de 800 °C. Ciclos de turbinas a gás operam com temperaturas (na entrada da turbina) que variam de 1000 °C a 1400 °C. Surge, então, a opção de se usar materiais cerâmicos para a construção de trocadores de calor que possam operar naquela faixa de temperaturas.

A figura 2 mostra a disposição dos componentes de um ciclo EFCC, onde o trocador de calor cerâmico tem importância fundamental, pois recebe os gases provenientes da combustão na faixa de temperaturas acima referida. Neste caso, os produtos da combustão não passam pela turbina, o que aumenta o número de opções de combustíveis que podem ser usados. É importante frisar que somente é possível e viável economicamente implementar o ciclo EFCC de forma eficiente com o uso de um trocador de calor cerâmico.

1.1 Objetivos do trabalho

Considerando as diversas aplicações potenciais dos TCCs e também o estágio inicial das pesquisas envolvendo estes componentes, o presente trabalho teve por objetivos construir e testar em uma bancada experimental um trocador de calor cerâmico do tipo placas, para operação com ar em ambos os lados, operando em contracorrente, em temperaturas próximas de 1000 °C. A partir da coleta de dados de temperatura e pressão de entrada e saída do ar no trocador de calor cerâmico foi possível a determinação dos coeficientes j de Colburn e f de Fanning. Estes parâmetros são essenciais para o projeto de trocadores de calor e possibilitam a determinação de sua efetividade ε. Foi usada a metodologia para cálculo de trocadores de calor compactos, difundida pelo trabalho de Kays e London (1984).

Por se tratar de material abundante e barato, a alumina foi escolhida para a fabricação das placas de cerâmica com as quais foi montado o TCC. Objetivos secundários foram os desenvolvimentos dos métodos de fabricação dessas placas e de sua união para formar o TCC.

1.2 Organização da dissertação

O texto está dividido em cinco partes. Na seção 2 é feita uma revisão da literatura sobre trocadores de calor cerâmicos; a seção 3 trata de materiais e métodos usados para a construção do TCC e da bancada de testes efetuados neste trabalho; a seção 4 descreve como foram conduzidos os ensaios e a que resultados se chegou; são prestadas informações sobre o processamento dos dados pelo programa EES e, ainda, são feitas análises quanto às incertezas das medições efetuadas. Na seção 5 é feita uma discussão sobre as conclusões e possíveis futuros trabalhos.

2 REVISÃO DA LITERATURA

Esta seção foi dividida em subseções de forma que a explanação confira ao texto uma melhor organização. A subseção 2.1 discorre sobre as limitações de trocadores de calor metálicos e fornece informações sobre possíveis aplicações de trocadores de calor cerâmicos (TCCs); a subseção 2.2 informa o estágio atual nas pesquisas sobre TCCs; na subseção 2.3 são feitas considerações sobre trocadores de calor compactos e a subseção 2.4 versa sobre materiais cerâmicos.

2.1 Limitações dos trocadores de calor metálicos e possíveis aplicações para trocadores de calor cerâmicos

Processos industriais modernos exigem cada vez mais energia; portanto, o aumento da eficiência de seu uso, a limitação cada vez maior de seu desperdício e a recuperação em quantidades cada vez maiores de energia não usada são metas estabelecidas pela ciência com uma ambição crescente. Em se tratando da utilização de calor, tais processos, em busca de maior eficiência, operam, a cada dia que passa, com maiores temperaturas. Para atingir as metas citadas, de modo geral, são usados trocadores e recuperadores de calor. No entanto, para processos que exigem temperaturas superiores a 800 °C, os trocadores e recuperadores de calor metálicos não podem operar e a literatura científica demonstra isto proficuamente.

Tentativas de utilização de trocadores e recuperadores metálicos não conseguem superar a barreira dos 800 °C de maneira economicamente viável. Traverso, Massardo e Scarpellini (2006) apresentam um trabalho sobre uma micro-turbina operando em um ciclo EFGT (externally fired gas turbine) onde um dos trocadores de calor, o Recuperador I, foi construído com material metálico, tem grandes dimensões e alto custo, embora o segundo trocador de calor, o Recuperador II, tenha sido descrito como um modelo comercial. De todo modo, os autores informam que, embora o Recuperador I tenha sido construído com uma superliga metálica, a temperatura de entrada no equipamento não pode exceder 800 °C e propõem, no futuro, a substituição do material do Recuperador I para cerâmica, quando, então, o limite da temperatura do ar de entrada subiria para 950 °C. Saliente-se que esta limitação da temperatura máxima de operação reduz a eficiência do ciclo EFGT.

Al-attab e Zainal (2010) construíram e testaram um trocador de calor de aço inoxidável 304 para transferir calor de um combustor de biomassa para o ar de entrada em uma turbina que opera em um ciclo EFGT. A temperatura máxima do ar no TCC foi 694 °C

e a efetividade média conseguida foi 62,5%. Os autores entendem que o aumento das áreas das superfícies de trocas térmicas do trocador de calor permitiria atingir temperaturas máximas de 800 °C. Acima desse limite, é necessário o uso de um TCC.

Também Kanlayasiri e Paul (2004) entendem que, para operar a temperaturas superiores a 650 °C, materiais metálicos convencionais, como aço inoxidável, não são adequados e investigaram a possibilidade de melhorar a performance de trocadores de calor metálicos revestindo seus microcanais com uma liga de níquel-aluminida (NiAl). Concluíram que o revestimento funciona e permite operações acima de 650 °C, mas não especificaram o limite superior de operação.

McDonald (2003) faz considerações sobre o aumento da eficiência térmica de microturbinas com potência até 110kW, que, devido às baixas temperaturas de entrada, apresentavam 30% como eficiência térmica. O autor considera que, para aumentá-la, as temperaturas de entrada têm que ser bem maiores e, mesmo levando em conta as melhores técnicas de fabricação e até o uso da técnica *computational fluid dynamics* (CFD) para auxílio no desenvolvimento de trocadores de calor compactos com técnicas otimizadas de projeto, a eficiência térmica não passaria dos 35% se os materiais empregados fossem metálicos. Somente com temperaturas de entrada muito altas na microturbina é que se pode alcançar uma eficiência de 40%, mas isso somente acontecerá com o uso de materiais cerâmicos no trocador de calor.

Aquaro e Pieve (2007) investigam várias ligas metálicas, mas também citam materiais cerâmicos em seu trabalho. Informam que muitos processos industriais exigem sistemas que operam a altas temperaturas (acima de 650 °C), principalmente os processos de geração de energia. Fazem uma comparação criteriosa entre vários materiais e classificam-nos em três categorias: ligas metálicas Alloy 803 e Alloy HR 120, que são as mais indicadas para operar a temperaturas até 750 °C; superligas de níquel (alloy 625), que podem operar numa faixa entre 800 °C e 850 °C; liga ODS – FeCrAl e materiais cerâmicos, para operar em temperaturas mais altas. Segundo os autores, a liga metálica ODS-FeCrAl pode operar a temperaturas que chegam a 1150 °C, mas é muito difícil de ser fabricada em chapas e tem custos proibitivos. Terminam informando que a cerâmica suporta temperaturas de até 250 °C superiores à liga ODS – FeCrAl e que para alguns casos, como o aumento da eficiência de uma microturbina, a utilização de materiais cerâmicos é mandatória.

Sunden (2005) cita as ligas de níquel e aços ferríticos para trocadores de calor que operem na faixa de 750 °C e ligas carbono-carbono ou fibras de carbono-carbeto de silício para operações acima dos 1000 °C. Materiais cerâmicos também são citados e as

comparações entre as propriedades mecânicas, térmicas, elétricas e físicas de vários materiais são mostradas na tabela 1, segundo Ohadi e Buckley (2001), que observaram que óxidos de alumínio tinham tecnologia de difícil execução (em 2001).

Tabela 1 - Comparação entre valores de propriedades de diversos materiais

Propriedades em função da temperatura	Ligas metálicas de níquel (Inconel 718)	Óxidos cerâmicos de Al, Si, Sr, Ti, Y, Be, Zr e B e SiN, AlN, B4C, BN, WC94/C06	Compostos de C-C	Compostos de fibras de carbono-SiC
Faixa de temperatura (°C)	1200–1250	1500-2500	3300 (ambiente inerte)	1400-1650
Densidade (g/cm^3)	8,19	1,8 – 14,95	2,25	1,7 – 2,2
Resistência mecânica	Adequada, mas limitada à tensão de escoamento e à deformação por expansão térmica.	Não adequada. Baixos limites de tensão. Bons parâmetros térmicos e elétricos.	Baixa resistência. Oxidação inicia aos 300 °C.	É a mais alta, em função das fibras de carbono e do SiC.
Condutividade térmica (W/m K)	11,2	0,05 – 300	80 - 240	Acima de 1200
Comentários	A dilatação térmica das junções metálicas é o elo fraco.	Custos muito altos de fabricação para aplicações convencionais. A tecnologia é de difícil execução.	A vida útil é pequena, mesmo com proteção de uma camada de SiC, pois a adesão desta é fraca.	Comparativamente, é o material de mais barata fabricação e com tecnologia já disponível.

Fonte: Ohadi e Buckley, 2001

Schulte-Fischedick, Dreissigacker e Tamme (2007), comparam as propriedades de uma liga metálica à base de níquel (Nimonic 90) com as de materiais cerâmicos (Al_2O_3 e SiC), conforme mostrado na tabela 2.

Tabela 2 – Comparação entre as propriedades de materiais cerâmicos e liga metálica

Propriedades	Nimonic 90	Al_2O_3	SiC
k [W/mK], 1000 °C	28,8	6	40
CTE [10^{-6} k^{-1}]	12,7	7,5	4,6
E [GPa]	204	340	410
$\sigma_{b,bend}$ [Mpa]	1.175	300	400
T_{max} [°C]	920	1700	1600

Fonte: Schulte-Fishedick, Dreissigacker e Tamme, 2007

Assim, materiais metálicos para a construção de trocadores de calor impõem uma restrição a qualquer processo de trocas térmicas: a limitação da temperatura máxima de operação em 800 °C. Para transpor esse obstáculo, a ciência buscou materiais alternativos e os materiais cerâmicos se mostraram adequados para elevar aquele limite de temperatura para mais de 1000 °C com muita facilidade e a custos relativamente baixos.

Um trocador de calor cerâmico (TCC) tem várias aplicações potenciais: pode ser usado como recuperador de calor em processos onde este é grandemente desperdiçado; para aumentar a eficiência de processos de geração termelétrica de energia; como resfriador para evitar sobreaquecimento de instalações e pode ser usado em processos nos quais produtos ou subprodutos altamente corrosivos impedem o uso de trocadores de calor metálicos.

Além do exemplo citado no capítulo 1 sobre a recuperação de calor no processo de fabricação de vidro, Schulte-Fischedick, Dreissigacker e Tamme (2007) também citam o grande potencial existente na recuperação de calor desperdiçado, usando-se um TCC, em processos sujeitos a temperaturas acima de 1000 °C; neste caso, informam que somente 5% dos fornos de fundição de alumínio são equipados com sistemas de recuperação de calor. No caso de geração de energia termelétrica, o TCC tem sido apontado como solução para alguns problemas que impediam, há cerca de duas décadas, o aumento da eficiência da geração de eletricidade através da utilização de turbinas operando em ciclos combinados, segundo os autores. Dentre estes ciclos, foi proposto o ciclo EFCC, como mostrado na figura 2. Neste ciclo, o ar comprimido é aquecido por trocadores de calor e, então, é direcionado para a turbina. Ocorre que, para operar segundo um ciclo EFCC, o trocador de calor tem que suportar temperaturas acima de 1000 °C que, por sua vez, elevam sensivelmente a oxidação causada pelo ar comprimido e a corrosão a quente causada pela agressividade dos gases de escape. A utilização de um TCC pode eliminar ou diminuir sensivelmente os problemas citados, já que a cerâmica suporta temperaturas muito mais altas que os materiais metálicos e suas resistências à corrosão e à oxidação também são muito superiores. Saliente-se que esta limitação da temperatura máxima de operação reduz a eficiência do ciclo.

Foli et al. (2006) entendem que o desempenho térmico de microcanais de um trocador de calor depende da geometria e das condições de escoamento. Apresentam dois modos de determinar a otimização dos parâmetros geométricos: combinar a análise por CFD com o método analítico de cálculo e, como segundo modo, usar a técnica de algoritmos genéticos multidisciplinares combinada com a análise por CFD. Concluem que o desempenho de trocadores de calor com microcanais depende claramente da geometria; no

entanto, o aumento da periodicidade por mudança na geometria não conduz necessariamente a melhores soluções para o desempenho citado.

Manglik e Bergles (1995) fazem correlações entre a transferência de calor e perda de pressão com a geometria de aletas retangulares; estudaram 18 superfícies cujas razões entre as três dimensões principais eram as variáveis e concluem que a transferência de calor e o fator de atrito são afetados quando essas razões variam.

McDonald e Rodgers (2008) propõem um sistema em que o rotor radial da turbina, um combustor e um recuperador de calor sejam todos de cerâmica, para uma geração de energia até 7,5 kW. Para o recuperador, o material proposto é carbeto de silício (SiC) e o processo, denominado LOM (laminated object manufacturing), em muito se aproxima do processo gel casting discutido adiante.

Takeuchi et al. (2010) fizeram um estudo numérico para desenvolvimento de um TCC cujo material é o carbeto de silício (SiC) para ser usado em processos nos quais o material LiPb líquido, a temperaturas entre 420 °C e 570 °C, transfere calor ao gás hélio (He) que está entre 350 °C e 420 °C e concluíram que a aplicação de um TCC compacto e construído com SiC é exequível.

Li et al. (2011) citam que coletores de energia solar, que são componentes críticos dos sistemas de Energia Solar Concentrada, devem ter em seu processo trocadores de calor e estudaram vários modelos quanto aos tipos de construção e materiais com que foram fabricados. Demonstram que, para temperaturas superiores a 900 °C, a opção por cerâmica é mandatória.

Shah, Thonon e Benforado (2000) chamam à atenção para a importância do uso de trocadores de calor na prevenção da poluição, o que aumenta o número de oportunidades para aplicações de trocadores de calor em sistemas de proteção ao meio ambiente. Segundo os autores, trocadores de calor podem ser usados em sistemas de controle para diminuir as emissões de poluentes orgânicos gasosos, em sistemas que diminuem os poluentes em águas servidas e para recuperar energia em plantas de incineração de lixo. Comentam que TCCs são usados em aplicações que demandam altas temperaturas, necessárias para a conversão em CO_2 e vapor de água de gases e partículas orgânicas, altamente poluentes, emitidos em determinados processos industriais. A eficiência destas conversões chega a 99%, segundo os autores.

Ohadi e Buckley (2001) também citam o uso de trocadores de calor operando a altas temperaturas e citam exemplos na área de controle da poluição do ar pela oxidação a altas temperaturas de gases e partículas orgânicos, o que os transforma em dióxido de carbono e

água. Citam também a recuperação de calor e estimam (em 2001) que nos Estados Unidos 23% do consumo industrial de eletricidade são o que se gasta com calor desperdiçado.

Considere-se, também, que a utilização de processos com ciclo EFCC permite a utilização de combustíveis que geram materiais particulados ou componentes corrosivos nos subprodutos da combustão, que ocasionariam um desgaste prematuro das pás da turbina caso o ciclo de operação fosse o convencional, conforme se vê na figura 1, já que aqueles componentes têm sua estrutura bastante solicitada, tanto pela elevada temperatura de operação quanto pela elevada rotação a que estão submetidos. Assim, dadas as elevadas temperaturas que o trocador de calor tem que suportar no ciclo EFCC, com a consequente elevação dos níveis de oxidação e de corrosão causadas pelo ar comprimido e pelos gases de escape respectivamente, um trocador de calor cerâmico pode complementar o processo, que passa a permitir, também, a queima de combustíveis que geram materiais particulados, como carvão ou biomassa.

Outros exemplos de aplicação para TCCs foram descritos. Schulte-Fischedick, Dreissigacker e Tamme (2007) citam o ciclo combinado de gaseificação integrada (IGCC), no qual combustíveis gasosos a temperaturas entre 1350 °C e 1600 °C são resfriados a 900 °C para evitar sobreaquecimento da instalação. Citam, também, as células combustíveis de óxido sólido (SOFC), que precisam de trocadores de calor aptos a operar em torno de 1000 °C, de modo a diminuir o calor gerado no processo.

Murphy et al. (2011) descrevem um processo no qual um reator de cerâmica foi desenvolvido combinando as funções de trocador de calor e reator catalítico para sistemas que usam células de combustíveis sólidos, *solid oxide fuel cells* (SOFC). A construção do sistema usou a tecnologia *pressure laminated integrated structures* (PLIS).

Trocadores de calor (construídos com vários tipos de materiais cerâmicos) para altas temperaturas (até 1500 °C) podem ser usados em muitas aplicações, segundo Luzzatto et al. (1997). Para uma pressão máxima de 2,5 Mpa e uma máxima diferença de pressão de 0,6 Mpa, as aplicações citadas são: uso na indústria química (produção de gases sintéticos), recuperação de calor na produção de alumínio e vidro e na incineração de lixo.

Kee et al. (2011) citam os processos de produção de oxigênio por aquecimento do ar (temperaturas de operação em torno de 900 °C) e o resfriamento de reatores nucleares, cujo refrigerante é o gás hélio, que sai do reator a 950 °C. Também registram os processos de recuperação de calor em sistemas que operam com células de calor para aplicações em processos que operam a altas temperaturas ou nos quais ocorrem reações corrosivas e observam, ainda, que os materiais cerâmicos oferecem significativas vantagens comparados

com materiais metálicos, sendo a maior dentre elas a capacidade de operar a temperaturas muito altas. Observam, também, que o desempenho de trocadores de calor que operam com escoamentos em contracorrente pode ser melhorado se o trocador de calor for construído com materiais que tem baixa condutividade térmica, como as cerâmicas, pois eles reduzem a condução de calor axialmente através das paredes.

2.2 Estágio atual nas pesquisas sobre trocadores de calor cerâmicos

A procura de materiais substitutos dos metais para uso em trocadores de calor que operam a temperaturas superiores a 800 °C conduziu as investigações para os materiais cerâmicos. No entanto, a literatura científica demonstra que os trabalhos são incipientes e, na área experimental, muito raros.

Monteiro (2010) conduziu um estudo sobre trocadores de calor cerâmicos usando simulação CFD e conclui que é possível construir um TCC para operar a altas temperaturas com um bom desempenho térmico.

Mello e Monteiro (2012) investigam o uso de um TCC no processo EFGT e observam que a efetividade do TCC tem uma forte influência na obtenção da eficiência elétrica daquele processo; que muitas variações do projeto do TCC ainda mantêm a eficiência elétrica do ciclo EFGT e que algumas dessas variações reduzem o volume do TCC e, provavelmente, seu custo. A investigação foi feita em modelos detalhados do TCC e do ciclo EFGT e apresenta uma validação comparando resultados de simulações CFD encontrados na literatura para trocadores de calor compactos com geometrias e regimes de escoamento similares em trocadores de calor cerâmicos tipo placas.

Schulte-Fischedick, Dreissigacker e Tamme (2007) propõem um TCC operando em contracorrente num sistema de produção de energia através de um ciclo EFCC. Para assegurar a integridade termomecânica em casos de choques térmicos (provocados por uma parada de emergência), foram feitas investigações pelo método dos elementos finitos (FEM). O TCC é do tipo placas aletadas e uma nova geometria foi proposta, denominada OSF (offset strip fin), pelo qual as aletas são interrompidas e arranjadas em fileiras; cada fileira é deslocada em relação à subsequente, de modo que o arranjo das aletas fique interrompido intermitentemente tanto longitudinal como transversalmente, o que conduz a um reinício periódico das camadas-limite: isso aumenta substancialmente a transferência de calor. O TCC foi construído com carbeto de silício, com técnicas de conformação obtidas por pressão. Não foram efetuados ensaios experimentais.

Sunden (2005) alerta para a restrição ao uso de aletas em trocadores de calor que operam a altas temperaturas, pois alega que os fluxos de gases geralmente carregam partículas que podem preencher os espaços entre as aletas, o que pode estrangular a passagem dos mesmos.

Kim, Kang e Kim (2009) conduzem medições de condutividade térmica, testes de resistência à corrosão e medições de dureza, comparativamente, em placas de trocador de calor construídas com alumínio e recobertas com camadas de nanocerâmica com 20 μm e 40 μm de espessura. Concluem que essas coberturas têm pouca influência na condutividade térmica; a dureza Vickers na placa com maior cobertura chega a ser quatro vezes maior que na placa sem cobertura e que a resistência à corrosão é altamente aumentada com a cobertura cerâmica.

Kee et al. (2011) construíram e testaram um TCC de pequenas dimensões (50 mm x 100mm) de alumina AD-94, da CoorsTek, composta por 93% de óxido de alumínio Al_2O_3, 4% de óxido de silício SiO_2 e pequenas porcentagens de óxidos de: ferro, cálcio, magnésio, bário, sódio, e zircônio, para operar em contracorrente com ar em ambos os sentidos. Previamente, foi feita uma simulação usando a técnica de CFD. O processo de fabricação do TCC é denominado PLIS, que faz as misturas dos componentes semelhantemente ao processo gel casting, mas, para moldar, usa uma prensa hidráulica de alta pressão. As peças a verde, a seguir, são novamente prensadas conjuntamente, formando o TCC inteiro a verde, que, por último, é sinterizado já completo. Apesar da fragilidade inerente do material, o TCC se comportou de maneira robusta sob as temperaturas de 750 °C e 30 °C (entrada dos gases) e foi alcançada uma efetividade de 70%.

Mello e Donato (2010) usam simulações CFD para projetar um TCC de alumina e apresentam uma análise termoestrutural feita com modelo de elementos finitos elástico-linear.

Fend et al. (2011) construíram e testaram um trocador de calor compacto tipo colmeia, operando em escoamentos cruzados com ar em ambos os escoamentos. O material usado foi um composto de matriz cerâmica SiSiC. O composto de matriz cerâmica tem como base uma cerâmica à qual é adicionado um reforço para melhorar determinadas características do material. No caso, à matriz carbeto de silício (SiC) foi adicionado silício metálico. O processo de fabricação foi por extrusão. Os autores informam que o aquecedor operou à máxima potência e as temperaturas dos gases na entrada do TCC foram da ordem de 930 °C a 950 °C e observam que os dados sobre a efetividade são função do número de unidades de transferência NUT e a gama de resultados variou de 48% a 65%.

Alm et al. (2008) comparam as efetividades obtidas através dos valores de temperaturas medidas experimentalmente com as efetividades calculadas teoricamente. Dado que somente um canal foi considerado para o cálculo, a efetividade teórica foi menor que a experimentalmente obtida. Também os valores do coeficiente global de transferência de calor (U) obtidos experimentalmente (variaram de 7 a 22 kW/m^2K) foram maiores que os calculados teoricamente (variaram de 5 a 14 kW/m^2K). Esta variação foi atribuída à montagem do trocador de calor, pois durante o processo de colagem das placas usando uma solda vítrea, este material acabou entrando ocasionalmente em alguns canais. Em consequência, certos canais ficaram com a altura reduzida e outros ficaram completamente preenchidos pela solda vítrea. Isso fez com que os valores do coeficiente global de transferência de calor obtidos experimentalmente ficassem alterados. Os autores também comparam experimentalmente os escoamentos em contracorrente com o de fluxos cruzados. Os fluidos quente e frio eram água. A efetividade ε para pequenas vazões (aproximadamente 20 kg/h) atingiu 0,22 para o arranjo em contracorrente contra 0,18 para o arranjo com fluxos cruzados (isolado) e 0,16 para o arranjo com fluxo cruzado (não isolado), o que comprova que, para baixas vazões, um arranjo com escoamento em contracorrente apresenta melhor desempenho que um arranjo com escoamento com fluxos cruzados.

Monteiro e Mello (2012) apresentam uma simulação CFD para um TCC tipo placas aletadas com geometria OSF que operou em contracorrente com ar em ambos os escoamentos em condições de altas temperaturas (a temperatura máxima observada no material cerâmico, foi de 877 °C). Foram obtidas correlações entre os fatores de Colburn e de atrito para uma faixa do número de Reynolds variando de 500 a 1500. Ao simular uma configuração similar para a qual existem resultados publicados por Kays e London (1984), foi verificado que os resultados obtidos por simulação foram coerentes com os resultados obtidos por Kays e London, com erros da ordem de 5% para o fator de Colburn e menos de 10% para o fator de atrito.

2.3 Considerações sobre trocadores de calor compactos

Trocadores de calor compactos são utilizados quando se deseja uma elevada área de transferência de calor por unidade de volume e pelo menos um dos fluidos é um gás. A elevada área de transferência é obtida com a utilização de aletas estreitamente espaçadas nas paredes que separam os fluidos. O conceito de uso de trocadores de calor compactos é

descrito por Kays e London (1984), por Hesselgreaves (2001), por Incropera e DeWitt (1998) e por Çengel (2009), entre outros.

Segundo Kays e London (1984), o projeto de um trocador de calor deve considerar tanto a taxa de transferência de calor entre os fluidos quanto a energia dispendida para vencer o atrito gerado pela sua movimentação através do trocador de calor. Se os fluidos tem alta densidade, o dispêndio de energia para vencer o atrito é, geralmente, pequeno em relação à taxa de transferência de calor. No entanto, para fluidos de baixa densidade, como os gases, a energia dispendida para vencer o atrito é muito maior que a taxa de transferência de calor obtida. Esta comparação feita entre gases e líquidos diz respeito ao mesmo volume considerado e explica-se porque, nos gases, o espaçamento intermolecular é muito maior que nos líquidos e o movimento das moléculas dos gases é mais aleatório. Por isso, nos gases, o transporte de energia térmica é menos efetivo (Incropera e DeWitt (1998)). Há que ser lembrado que, na maioria dos sistemas que utiliza energia térmica, o custo da energia mecânica é de 4 a 10 vezes superior ao seu equivalente em calor.

Kays e London (1984) lembram preliminarmente que se pode elevar a taxa de transferência de calor elevando-se a velocidade do escoamento dos fluidos. Nesse caso, a taxa de transferência de calor variará quase que linearmente (um pouco menos) com a variação da velocidade. No entanto, a energia necessária para vencer o atrito variará com o cubo da velocidade e nunca menos que com o seu quadrado. Portanto, aumentar as velocidades do escoamento dos fluidos não é uma solução para se aumentar a taxa de transferência de calor, mormente para gases. Ao contrário, reduzindo-se a velocidade, ter-se-á uma redução da energia necessária para vencer o atrito bem maior que a redução inerente da taxa de transferência de calor. Há, porém, um modo de se elevar a taxa de transferência de calor operando-se com baixas velocidades: trata-se de aumentar a área das superfícies por onde passam os fluidos, embora a energia para vencer o atrito também cresça, mas desta vez de forma linear em relação ao aumento da velocidade. Os autores lembram, também, que gases tem baixo coeficiente de transferência de calor por convecção h em relação à maioria dos líquidos e essa característica aliada à baixa velocidade do escoamento induz a uma baixa taxa de transferência de calor por unidade de área considerada. É por isso que trocadores de calor para gases tem a área das superfícies de trocas térmicas grandemente aumentada (comparando-se as taxas de transferência de calor, um trocador de calor líquido-líquido tem a área citada cerca de dez vezes menor).

As considerações citadas acima levaram ao desenvolvimento de trocadores de calor (para gases) cujas superfícies de trocas térmicas são muito grandes, embora o volume do

trocador de calor não o seja. Essas superfícies passaram a ser conhecidas como superfícies compactas de transferência de calor e os trocadores de calor que usam esse conceito são chamados de trocadores de calor compactos. A razão entre a área daquelas superfícies e o volume do trocador de calor foi denominada de densidade β e, para trocadores de calor compactos, segundo Kays e London (1984), Incropera e DeWitt (1998) e Çengel (2009), β deve ser maior que 700 m^2/m^3. Já Hesselgreaves (2001) sugere que um valor comumente aceito para β é de 300 m^2/m^3 e entende que um trocador de calor pode ser construído de forma compacta somente com superfícies primárias (tubos ou placas), enquanto Kays e London (1984), Incropera e DeWitt (1998), Çengel (2009) e o próprio Hesselgreaves (2001) citam que, para se conseguir grandes áreas de transferência de calor, às superfícies primárias podem ser acrescentadas superfícies secundárias, denominadas aletas.

Kee et a.l (2011) alegam que, apesar de operarem em escoamentos laminares e apresentarem coeficientes de transferência de calor prontamente disponíveis, detalhes a respeito do escoamento e da transferência de calor na região dos microcanais dependem das geometrias dos canais e da região de escoamento.

Ciofalo (2007) investiga a transferência de calor em trocadores de calor tipo placas e afirma que essa ação representa um problema, na qual a condução de calor longitudinal entre as paredes tem um papel importante.

Uma série de exemplos de trocadores de calor compactos foi apresentada por Kays e London (1984) e Incropera e DeWitt (1998) no que concerne à forma: tubulares, tubos planos com aletas em placas, tubos circulares com aletas em placas, tubos circulares com aletas circulares e placas com aletas.

2.4 Materiais cerâmicos

Quando em determinados processos as trocas térmicas atingem temperaturas de operação acima de 800 °C, materiais metálicos não podem ser usados para a construção de trocadores de calor. Também, a necessidade de suportar ambientes agressivos causados por fluidos corrosivos desautoriza o uso de materiais metálicos naqueles equipamentos. Os materiais cerâmicos surgem como boa alternativa nesses casos. Nesta seção as informações teóricas básicas sobre materiais cerâmicos foram obtidas de dois textos: Oliveira et al (2000) e Richerson (2006).

Um material pode ser classificado como cerâmico quando for inorgânico, não metálico, constituído atomicamente por ligações químicas primárias (iônicas ou covalentes)

e quando for obtido geralmente após tratamento térmico em temperaturas elevadas. Os materiais cerâmicos têm configuração eletrônica estável, alto ponto de fusão (com exceção da maioria dos vidros), comportamento mecânico frágil, elevada dureza, baixa condutividade elétrica, baixa condutividade térmica e grande inércia química. Por serem fortes e direcionais, as ligações químicas primárias requerem temperaturas elevadas para serem rompidas e dificultam o deslocamento relativo entre átomos vizinhos, reduzindo drasticamente sua capacidade de deformação.

A *American Society for Testing and Materials* (ASTM) define um produto cerâmico como "um artigo cuja estrutura é produzida essencialmente por substâncias inorgânicas, não-metálicas que eventualmente formam uma pasta que solidifica ao perder água ou é finalizada simultânea ou subsequentemente pela ação do calor", segundo Sommers et al. (2010). Estes autores também descrevem os materiais compostos de matriz cerâmica, que são constituídos por dois ou mais materiais (os constituintes) e têm características derivadas dos constituintes individuais. O constituinte que está continuamente presente e geralmente em maior quantidade no composto é denominado matriz. O segundo constituinte é referido como fase de reforço, ou simplesmente reforço, pois acentua ou melhora as propriedades da matriz. Combinando-se matrizes cerâmicas com reforços com alta condutividade térmica, por exemplo, partículas de SiC ou fibras de carbono ou partículas de diamante, é possível criar materiais com alta condutividade térmica e uma gama variada de coeficientes de expansão térmica.

Em vista das características citadas, os materiais cerâmicos passaram a ser procurados para ocupar espaços de utilização onde produtos metálicos e poliméricos não cabem. Há muitos usos atualmente para materiais cerâmicos, principalmente na área de trocas térmicas quando as temperaturas do processo ficam acima de 800 °C. As cerâmicas apresentam, porém, desvantagens nos processos de fabricação: certas técnicas convencionais de processamento utilizadas para produtos metálicos ou poliméricos são economicamente inviáveis (ou até inexequíveis) para produtos cerâmicos; portanto, o desenvolvimento de produtos cerâmicos voltou-se para a fabricação de peças através de matérias-primas particuladas, utilizando-se a chamada tecnologia do pó. Nesse processamento, o formato final desejado da peça cerâmica pode ser obtido através da movimentação e organização espacial das partículas conforme o molde onde são introduzidas. Dos vários métodos de conformação de peças cerâmicas destaca-se o conhecido por gel casting, que permite a fabricação de peças de baixo custo e com geometria complexa. Resumidamente, as partículas do material cerâmico são adicionadas a

líquidos, formando uma suspensão. Esta, devidamente tratada como descrito mais à frente, deve ser compactada num molde e, depois, submetida a elevadas temperaturas (processo conhecido por sinterização), quando adquire as características finais, acima citadas, de uma peça cerâmica. A peça antes de ser sinterizada é denominada peça a verde. Torna-se necessário descrever com mais detalhes o processo de gel casting, já a partir da escolha da matéria prima para a confecção das peças cerâmicas devido a certos obstáculos que devem ser transpostos.

O processo de gel casting foi desenvolvido em 1991 por M.A. Janney e O.O. Omatete no Oak Ridge National Laboratory , em Oak Ridge, Estados Unidos (Method for molding ceramic powders using a water-based gel casting), conforme citado por Yang et al (2011), para a conformação de peças complexas de cerâmica (devido ao sucesso do método, o mesmo foi inclusive estendido para a metalurgia do pó). Para a conformação de peças cerâmicas durante as primeiras investigações feitas naquele laboratório, a suspensão contendo as partículas cerâmicas apresentava um monômero monofuncional para formar uma cadeia polimérica linear e outro monômero difuncional, cuja função era tornar a cadeia polimérica espacial. Inicialmente, usou-se acrilamida (AM) como monômero monofuncional e poli(etilenoglicol 1000)dimetilacrilato (PEGDMA) ou metileno bisacrilamida (MBAM) como monômeros formadores de cadeia polimérica espacial, mas visto que a acrilamida é uma neurotoxina, a indústria relutou em usá-la. Depois de pesquisas exaustivas, a acrilamida foi substituída por metacrilamida (MAM). Mais tarde, um novo monômero foi usado no processo gelcasting: a hidroximetilacrilamida (HMAM), que é monofuncional, mas funciona também como formadora de cadeia polimérica espacial, dispensando, portanto, os monômeros difuncionais. Além disso, suspensões formadas somente com HMAM têm viscosidades mais baixas e características de moldagem superiores em relação a suspensões formadas por dois monômeros (Omatete (1996-1998)).

Young et al. (1991) descrevem o processo de gel casting para a alumina e usaram partículas de dois tamanhos diferentes da Reynolds Metals Company (cada tamanho foi testado separadamente, com a eventual adição, não especificada, de MgO). Usaram AM e MBAM como monômeros formadores de cadeias poliméricas e concluem que o processo permite fabricar placas de alta complexidade e que a viscosidade da solução pode ser controlada variando a concentração de monômeros. Registram, também, que o tempo necessário para se completar a moldagem pode ser controlado variando-se as quantidades do iniciador e do catalisador, bem como os gradientes de temperatura do processo. Por último,

verificam que a contração de uma solução com 60% de alumina em volume é de 0,53% durante a secagem a verde e 16% a 17% durante a sinterização.

Yang, Yu e Huang (2011) descrevem sucintamente o processo de gel casting, enfatizando o baixo custo relativamente a equipamentos de fabricação, o pequeno tempo necessário para a formação da peça, o alto rendimento do processo e o seu uso para produção de peças de alta qualidade e de complexa relação densidade/porosidade. Os autores relatam uma solução para os problemas da baixa resistência da microestrutura do material, bem como da falta de resistência de homogeneização da mesma. Propõem a adoção de dois polímeros: o 2 – hidroxietil metacrilato (HEMA) com o polivinil pirrolidone (PVP). Análises da interação entre HEMA e PVP mostraram que aqueles problemas foram minimizados e, também, foi eliminada a desagregação superficial nas peças, fenômeno comum quando se usa acrilamida (AM) como dispersante. Ainda segundo os autores, as tensões internas em peças verdes se originam principalmente pela contração não uniforme destas durante o processo de solidificação, ainda na suspensão, bem como na secagem das peças verdes. Os fatores que regem estes fenômenos são os gradientes de temperatura, a concentração dos iniciadores e a umidade. Os autores citam Huang et al. (2004), que registram que o controle das tensões internas durante a fase de formação do composto é crítico para o sucesso das fases seguintes de secagem e densificação (sinterização).

Gilissen et al. (2000) descrevem o processo de gel casting e informam que peças gelificadas são mais homogêneas e têm maior resistência mecânica a verde do que peças produzidas pelo processo slip casting. Informam quantidades exatas de materiais a serem misturados para a confecção de peças de alumina; no seu trabalho também são informados os tempos de adequação de cada processo intermediário.

Portanto, inicialmente, para formação da suspensão cerâmica, adiciona-se às partículas sólidas da matéria prima cerâmica um monômero, cuja função é tornar a suspensão cerâmica um polímero. Nessa primeira mistura de componentes, há, geralmente, a adição de água, que molha as partículas cerâmicas e torna o meio viscoso, facilitando a movimentação e a acomodação das mesmas e contribuindo para a homogeneização da mistura.

Porém, partículas cerâmicas adicionadas a um líquido formando uma suspensão estão sujeitas a um fenômeno de aglomeração. Quanto menores são as partículas, maior é a sua área superficial específica e isso acentua a ação dessas forças de atração, de origem eletrostática, que provocam os aglomerados, estruturas porosas que, por sua vez, modificam o comportamento reológico da suspensão (aumentam a viscosidade, o que dificulta os

processos de transporte e conformação) e afetam diretamente a estrutura do material cerâmico processado (diminuem a densidade e pioram as propriedades inerentes à resistência mecânica). Dessas forças de atração, as mais importantes são as forças de van der Waals, que são sempre atuantes e deve-se tentar anulá-las por alguma força de repulsão. Controlar essas forças que levam à aglomeração das partículas é, portanto, muito importante para o processamento cerâmico, pois esse controle promove a estabilização da suspensão. Suspensões estabilizadas são consideradas suspensões dispersas, que apresentam baixa viscosidade e têm maior concentração de sólidos, o que reduz os custos das etapas posteriores de eliminação de água no processamento cerâmico. Suspensões dispersas geram compostos com alta densidade e microestrutura homogênea a verde, graças a um bom empacotamento de partículas. Isso possibilita baixas retrações na secagem e na sinterização, diminuindo sensivelmente a concentração de defeitos, conforme Oliveira et al. (2000).

Para controlar as forças de van der Waals há vários mecanismos, mas este trabalho focará o mecanismo eletrostático, que gera forças de repulsão entre as partículas através da adição de um dispersante à suspensão cerâmica. Esse dispersante permite o desenvolvimento de cargas elétricas nas superfícies das partículas sólidas da suspensão. Como as cargas são de mesmo sinal, as partículas passam a se repelir e isso evita a formação de aglomerados, estabilizando a suspensão. Essas forças de repulsão geradas entre as partículas formam um campo elétrico. A medição desse campo é um indicador bastante exato da atividade de repulsão entre as partículas na suspensão e o número que dá essa indicação é denominado potencial zeta, cujo símbolo é ψ_ζ. Quanto maior é o potencial zeta, maior é a dispersão da suspensão, não interessando se o mesmo é positivo ou negativo, já que as partículas ficam sempre carregadas com o mesmo sinal, o que as faz se repelirem.

Oliveira e Pandolfelli (2009) comentam sobre o efeito dos dispersantes em concretos refratários preparados com alumina hidratável, utilizada como ligante hidráulico naqueles produtos. O trabalho relacionou o tipo de aditivo utilizado na produção de concretos refratários com seu comportamento de secagem e com sua resistência mecânica.

Durante a fase de preparação de uma suspensão, deve-se focar o que se chama empacotamento das partículas sólidas na mesma. Um bom empacotamento de partículas diminui os espaços vazios que existem entre as partículas, de modo que as características físicas da peça cerâmica como resistência mecânica, principalmente, tenham sua eficiência maximizada. No entanto, à medida que se acrescenta partículas sólidas à uma suspensão, sua viscosidade aumenta e suspensões muito viscosas aumentam as dificuldades de moldagem da peça cerâmica. A viscosidade pode ser considerada a principal propriedade

reológica de um fluido, pois indica sua facilidade de escoar continuamente sob a ação de uma tensão de cisalhamento externa. Quanto menor for a viscosidade do fluido, menor é a tensão necessária para submeter o fluido a uma determinada taxa de cisalhamento constante. Do ponto de vista físico, a viscosidade é um indicador da coesão entre as moléculas que constituem as lâminas adjacentes do fluido em movimento. Fluidos com maior viscosidade têm moléculas mais coesas. A adição de partículas a um líquido para a formação de uma suspensão produz um fluido cujas características reológicas desviam-no do comportamento newtoniano. À medida que a concentração de partículas sólidas se eleva, estas passam a interagir entre si e o comportamento reológico da solução passa a depender das características físicas das partículas (distribuição granulométrica, densidade, formato, área superficial, rugosidade superficial, entre outras) e do tipo de interação entre elas (repulsão ou atração). O comportamento reológico das suspensões fica ainda mais complexo quando nelas são adicionados dispersantes, cujas moléculas se adsorvem à superfície das partículas de modo a impedir a formação de aglomerados. Então, novas variáveis podem influenciar as características da suspensão: concentração de moléculas de dispersante no meio líquido, peso molecular e conformação espacial da molécula do dispersante e espessura da camada de moléculas do dispersante adsorvidas em torno das partículas. Por isso, o controle da viscosidade quando se elabora uma suspensão cerâmica é muito importante e, em resumo, essa característica da suspensão deve ser levada aos menores valores possíveis através da diminuição das tensões de cisalhamento.

A distribuição granulométrica também tem influência no processamento de uma suspensão. As partículas que podem formar um material cerâmico são nominadas segundo a intensidade de sua força inercial em relação às forças superficiais que agem sobre elas. Assim, as partículas são denominadas grãos ou grânulos quando a força inercial é predominante (os grânulos escoam sob a ação da gravidade); são denominadas pós se a tensão superficial é equivalente à força imposta pela gravidade e são denominadas colóides quando são tão finas que a força inercial é insignificante e as forças de superfície determinam seu comportamento. Partículas que se ligam podem se comportar como uma grande partícula. Se forem fracamente ligadas, formam um aglomerado; se fortemente ligadas, formam um agregado. Partículas maiores que 44 μm são consideradas granulares; se menores que 1 μm são consideradas colóides; os pós, portanto, tem tamanho entre 1μm e 44μm. A análise dos tamanhos das partículas é crucial para a escolha das matérias primas, pois, após o processamento para a produção da peça cerâmica, os espaços que se formam entre as partículas podem gerar altas tensões internas à peça (diferentemente das tensões que

existem entre íons na rede cristalina). Assim, quanto menores forem esses espaços não preenchidos pelas partículas cerâmicas, menores serão as probabilidades de ocorrência de tensões, que gerarão trincas ou deformações. Algumas propriedades de materiais cerâmicos estão relacionadas ao empacotamento das partículas de que são formados. Concretos e cerâmicas estruturais exigem um empacotamento denso, enquanto revestimentos isolantes térmicos necessitam de empacotamentos com baixa densidade.

Na figura 3 veem-se os diversos efeitos que concorrem para a eficiência de empacotamento.

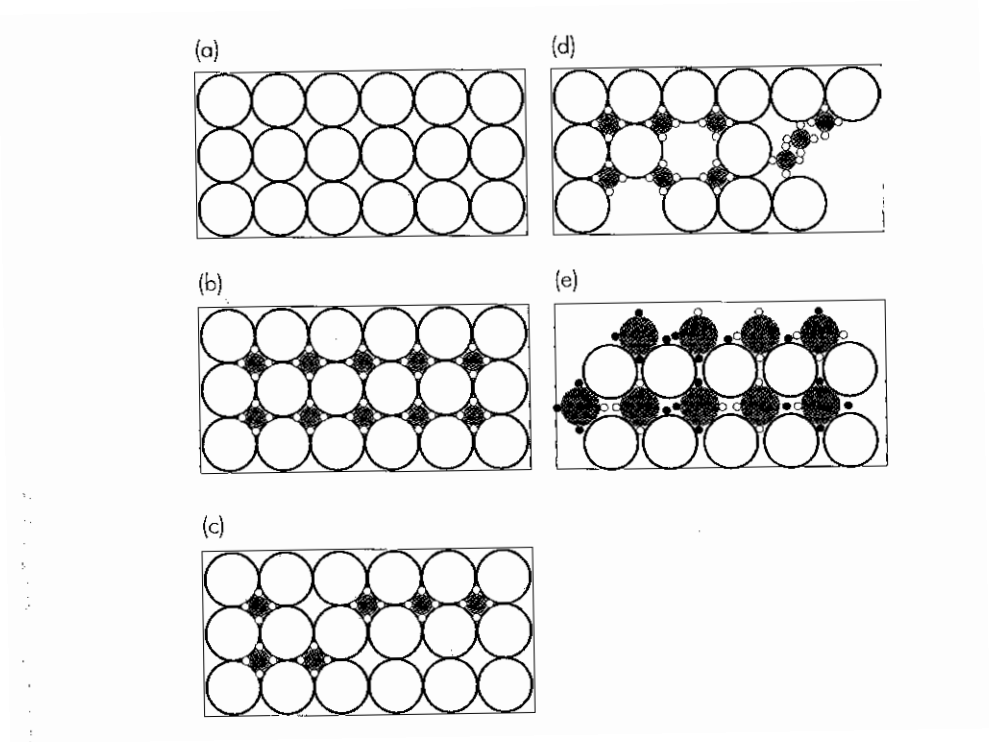


Figura 3 - Efeito da quantidade e do tamanho das partículas na eficiência do empacotamento: (a) sistema monodisperso; (b) máxima quantidade teórica de empacotamento; (c) deficiência de partículas pequenas; (d) deficiência de partículas grandes; (e) distribuição inadequada dos tamanhos das partículas
Fonte: Oliveira e Pandolfelli, 2000

Ortega et al. (1999) investigam o empacotamento de partículas buscando sua otimização; para tanto, consideram que a distribuição do tamanho das partículas pode ser formulada para minimizar o volume de líquido que fica entre as partículas numa suspensão cerâmica. Usaram alumina EC31R, da ALCOA e compararam três técnicas diferentes de conformação: slip casting, prensagem a seco e prensagem isostática, além de compararem os modelos de Alfred e Andreasen (modelos de distribuição de partículas que leva em consideração seus tamanhos relativos). Dentre as conclusões, destacam que métodos de

processamento envolvendo baixa mobilidade de partículas (como prensagem), tendem a apresentar resultados que se aproximam mais dos modelos teóricos. O módulo de distribuição usado foi 0,37 (variável presente nas equações de Alfred e Andreasen). Dentre as sugestões, propuseram novas investigações com outros valores de módulo.

Subanna, Kapur e Pradip (2002) descrevem o papel de algumas variáveis que influenciam o processamento de materiais cerâmicos (tamanho da partícula, fração de sólidos e a dispersão da suspensão). Citam que Smith e Haber (1995) prepararam várias suspensões de alumina contendo uma mistura de partículas grossas (6 μm) e partículas finas (0,6 μm); informam que o melhor empacotamento foi conseguido com a mistura contendo 85% em volume de partículas grossas, o que resultou numa densidade relativa a verde de 60%. Velamakanni e Lange (1991), também citados pelos autores, através de experiências empíricas com alumina, chegaram à conclusão que composições com 60% em volume de partículas grossas obtiveram a melhor densidade a verde quando as suspensões eram formadas pela técnica de filtragem pressurizada. Por outro lado, experiências conduzidas pelos autores indicaram que composições contendo 63% de partículas grossas foram as que chegaram mais perto da distribuição de Andreasen.

Schmidt e Nettleship (2004) estudam a porosidade da alumina obtida da mistura de uma grande quantidade de pó grosso com pó fino. A adição de partículas grossas aumentou a densidade das peças verdes, mas diminuíram severamente a densidade após o processo de sinterização.

Uma suspensão bem elaborada deve ser submetida a um processo de desaeração para diminuir ao máximo o volume de ar que foi adsorvido por agitação da suspensão durante as várias etapas de adição de compostos. Tal operação é imprescindível, uma vez que o ar contido na suspensão contribui para aumento de sua porosidade e, portanto, para a diminuição da resistência mecânica da peça a verde e, consequentemente, podendo ocasionar trincas na peça sinterizada. Em um passo seguinte, à suspensão são adicionados iniciadores do processo de polimerização e catalizadores para que a gelificação ocorra numa velocidade ótima. Em seguida, a suspensão é desmoldada e as peças são submersas em polietilenoglicol (PEG), de modo a sofrerem uma secagem osmótica, durante seis horas. A secagem osmótica elimina a água da peça cerâmica por igual, independentemente de sua geometria. Assim, não há deformações da peça a verde durante a secagem.

Trunec (2011) investiga a secagem osmótica com PEGs cujos pesos moleculares variaram de 1000 a 80000 g/mol. Mais de 30% da água contida em peças gelificadas foi removida quando as mesmas ficaram imersas em uma solução de PEG 80000 a 43% em

peso. No entanto, observam que as moléculas de PEG que penetram na peça gelificada podem afetar sua estrutura a verde, o que influenciará o comportamento da peça na sinterização.

Depois da secagem osmótica, as peças, após a remoção de todo o PEG presente em sua superfície (pode-se usar água), devem ser colocadas em estufa a 150 °C durante três horas de modo a perderem toda a água ainda restante em sua estrutura. Por último, são sinterizadas. Essencialmente, segundo Richerson (2006), sinterizar uma peça cerâmica é remover os poros presentes na peça verde. Essa remoção é acompanhada da contração da peça, combinada com um aumento muito forte das forças de união entre as partículas.

Munro (1997) faz uma avaliação das propriedades de uma α-alumina, que é um óxido cuja porcentagem em massa do Al_2O_3 é maior que 99,5%; cuja relação entre a densidade real do material e sua densidade teórica é maior que 98% e cujo tamanho nominal da partícula é menor que 5 µm. A avaliação foi feita para uma α-alumina sinterizada e conclui que algumas propriedades variam sensivelmente com a temperatura. A tabela 3 destaca algumas propriedades em função da temperatura.

Tabela 3 - Propriedades da alumina em função da temperatura

Propriedade/Temperatura (°C)	20	500	1000	1200	1400	1500
Tensão de compressão (GPa)	3,0	1,6	0,7	0,4	0,3	0,28
Tensão de flexão (Mpa)	380	375	345	300	210	130
Tensão de tração (Mpa)	267	267	243	140	22	13
Dureza Vickers (1 kg, GPa)	15	8,5	4,6	3,7	2,9	2,5
Módulo elástico (GPa)	416	390	364	354	343	338
Calor específico (J/(Kg K))	755	1165	1255	1285	1315	1330

Fonte: Munro (1997)

Zanotto e Migliore Jr. (1991) demonstram o comportamento frágil dos materiais cerâmicos com a consequente baixa resistência ao impacto; a fadiga estática (perda de resistência mecânica com o tempo) sob aplicação de carga, devida ao crescimento de trincas e entendem que os materiais cerâmicos têm pouca confiança mecânica. Por outro lado, citam que a fácil disponibilidade de materiais cerâmicos, sua inércia química e sua alta

dureza são propriedades que os tornam substitutos vantajosos dos metais nobres e dos polímeros. Preveem, por fim, que motores cerâmicos serão construídos em breve.

3 MATERIAIS E MÉTODOS

Neste capítulo será descrito o desenvolvimento da construção do trocador de calor cerâmico (TCC) testado em bancada experimental. Para melhor organização do texto, este capítulo foi dividido em seções: a seção 3.1 informa sobre a metodologia de projeto usada para a construção de um trocador de calor compacto; a seção 3.2 discorre sobre as técnicas de fabricação utilizadas para a obtenção do TCC e a seção 3.3 detalha a construção do TCC.

3.1 Metodologia para projeto de um trocador de calor compacto

A metodologia para cálculo de trocadores de calor compactos aqui apresentada tem como referência os trabalhos pioneiros de Kays e London (1984). Estão presentes contribuições de Kays feitas em 1950, segundo Kays e London (1984), Incropera e DeWitt (1998), Hesselgreaves (2001), e Çengel (2009). A nomenclatura utilizada para os parâmetros e variáveis apresentados segue a orientação de Incropera e DeWitt (1998).

Utilizando-se o conceito amplo expresso por Kays e London (1984), para o desenvolvimento de um trocador de calor deve-se sempre comparar a taxa de transferência de calor que se consegue obter com a energia necessária para vencer o atrito gerado na movimentação dos fluidos através do trocador de calor. Segundo estes autores, a taxa de transferência de calor, por unidade de área, é o coeficiente de transferência de calor por convecção h, que pode ser obtido através de uma relação dependente das propriedades do fluido e de características geométricas do trocador de calor, conforme a equação (1).

$$h = \frac{c_p \mu}{\mathrm{Pr}^{2/3}} \frac{1}{4r_h} \left(St \ \mathrm{Pr}^{2/3} \right) \mathrm{Re} \tag{1}$$

na qual c_p é o calor específico do fluido a pressão constante, μ é a viscosidade dinâmica do fluido, Pr é o número de Prandtl, r_h é o raio hidráulico, St é o número de Stanton e Re é o número de Reynolds.

Para a obtenção de E, energia dispendida (por unidade de área) para vencer o atrito, Kays e London usam a relação dada pela equação (2).

$$E = \frac{\mu^3}{2\rho^2} \left(\frac{1}{D_h} \right)^3 f \mathrm{Re}^3 \tag{2}$$

sendo que ρ é a densidade do fluido e f é o fator de atrito, definido relativamente como função da tensão de cisalhamento. A Figura 4 compara o coeficiente de transferência de calor h e a energia E dispendida para vencer o atrito. Nesse gráfico representado na figura 4, considerou-se:

a) ar a 1 atm e a 500 °F;

b) h medido em BTU/(ft^2 °F) e E medido em hp/ft^2;

c) três superfícies compactas desenvolvidas por Kays e London, as quais têm números de identificação *1/8 – 20.06 (D)*, *46,45 T* e *16,96 T*;

d) que as diferenças quantitativas que as três curvas representativas das superfícies apresentam uma em relação às outras não vêm ao caso. O interessante é verificar que, qualquer que seja a curva considerada, a energia dispendida E aumenta muito mais rapidamente que o coeficiente de transferência de calor h quando o número de Reynolds (e, portanto, a velocidade do escoamento V) aumenta.

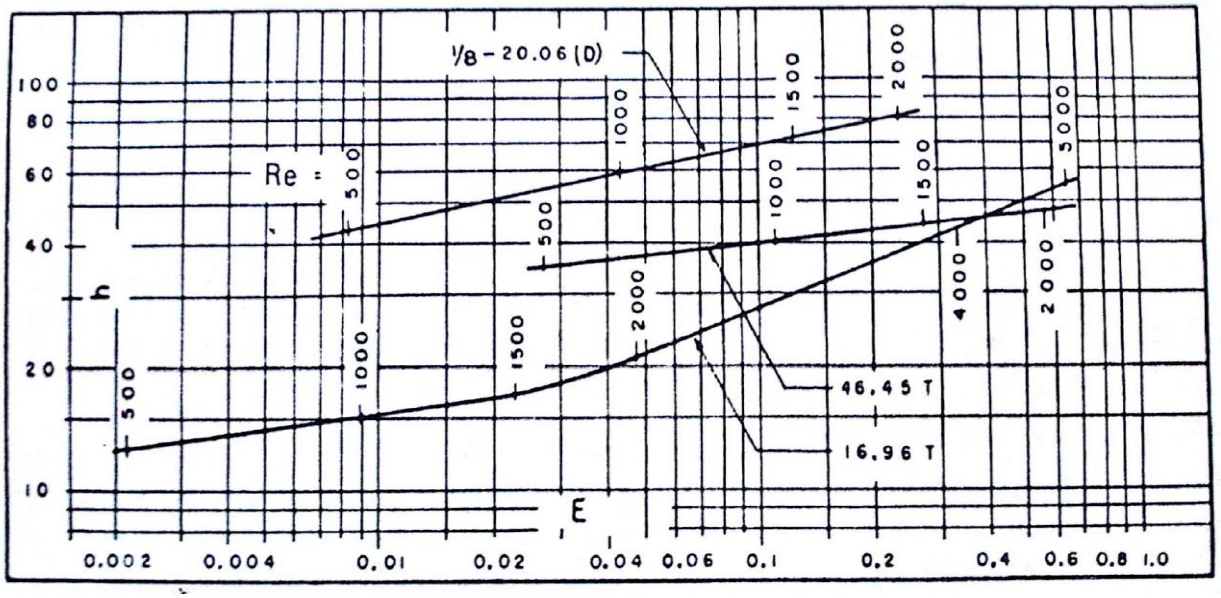


Figura 4 - Comparação entre as características do coeficiente de transferência de calor e as da energia dispendida por atrito quando se aumenta a velocidade do escoamento
Fonte: Kays e London (1984)

Segundo essa ótica, Kays e London (1984) propuseram o caminho para se calcular um trocador de calor, sempre se comparando a transferência de calor possível com a energia

necessária para vencer o atrito. As equações (3) a (8), escritas mais a seguir, também são citadas por Kays e London (1984), embora a nomenclatura dos termos siga as informações de Incropera e DeWitt (1998).

Segue uma exposição sobre o significado de alguns dos termos daquelas equações. Inicialmente devem-se citar as camadas limite na convecção. São elas a camada limite fluidodinâmica, a camada limite térmica e a camada limite de concentração. As duas primeiras serão explanadas rapidamente a seguir; a última, por envolver transferência de massa por convecção, que ocorre em escoamentos com misturas de espécies químicas e foge ao escopo deste trabalho, foi somente citada.

O conceito de camada limite fluidodinâmica remete a considerações sobre o escoamento de um fluido que se move a uma velocidade u numa determinada direção x e que, em dado momento, entra em contato com uma placa plana, cuja superfície de contato com o fluido é paralela a x. As partículas do fluido que entram em contato com a placa passam a ter velocidade zero. Estas partículas retardam o movimento da camada de partículas imediatamente superior, que por sua vez retardam o movimento das partículas da camada seguinte e assim sucessivamente, até uma distância δ da placa, onde os efeitos do retardamento não se fazem mais sentir. Essa grandeza δ é conhecida como espessura da camada limite fluidodinâmica e, a essa distância δ da placa, considera-se que a velocidade do fluxo é igual a $0{,}99u$. Como a distância é medida perpendicularmente à placa, δ situa-se na direção y. O retardamento do movimento do fluido que ocorre no interior da camada limite está associado a tensões de cisalhamento que atuam nas superfícies paralelas a x e, portanto, aos efeitos do atrito nessas superfícies. A tensão de cisalhamento τ é proporcional ao gradiente de velocidade observado na camada limite fluidodinâmica e, para um fluido newtoniano, esta relação é linear como mostra a equação (3).

$$\tau = \mu \left.\frac{\partial u}{\partial y}\right|_{y=0} \tag{3}$$

na qual a constante de proporcionalidade μ é a viscosidade dinâmica do fluido.

A razão entre a viscosidade dinâmica e a densidade do fluido é a viscosidade cinemática v (equação (4)), também chamada difusividade molecular da quantidade de movimento de um fluido, usada com frequência em estudos sobre escoamento.

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \tag{4}$$

Cite-se aqui que as viscosidades dos líquidos diminuem e as dos gases aumentam com o aumento da temperatura.

Uma camada limite térmica se desenvolve quando há uma diferença entre as temperaturas da placa e do fluido. As partículas do fluido que entram em contato com a placa atingem o equilíbrio térmico, ficando à mesma temperatura da superfície da placa. Essas partículas trocam energia com as partículas da camada imediatamente superior e assim sucessivamente, causando gradientes de temperatura no interior do fluido. A região do fluido onde existem esses gradientes é chamada camada limite térmica. A velocidade com que o calor se difunde através de um material é chamada de difusividade térmica α e é definida como a razão entre o calor conduzido pelo material e o calor por ele armazenado. A difusividade térmica α é dada pela equação (5).

$$\alpha = \frac{k}{\rho c_p} \tag{5}$$

sendo k a condutividade térmica do fluido.

O número de Prandtl que consta na equação (1) é um parâmetro adimensional que relaciona as camadas limite fluidodinâmica e térmica e é definido como sendo a razão entre a difusividade molecular da quantidade de movimento e a difusividade molecular do calor. O número de Prandtl é dado pela equação (6).

$$\mathrm{Pr} = \frac{\nu}{\alpha} \tag{6}$$

O regime de escoamento de um fluido pode ser laminar ou turbulento. A caracterização do tipo de regime depende da geometria da superfície, da rugosidade superficial, da velocidade de escoamento, da temperatura da superfície e do próprio fluido, principalmente. O número de Reynolds, Re, quantidade adimensional, caracteriza o tipo de

escoamento através da razão entre as forças de inércia e as forças viscosas, conforme a equação (7).

$$\mathrm{Re} = \frac{\left(forças\ de\ inércia\right)}{\left(forças\ vis\cos as\right)} = \left[\frac{\left(\frac{\rho V^2}{L}\right)}{\left(\frac{\mu V}{L^2}\right)}\right] = \frac{\rho V L}{\mu} = \frac{V L}{\nu} \tag{7}$$

sendo V a velocidade a montante da placa e L o comprimento característico da geometria, segundo Çengel (2009).

Kays e London (1984) escrevem o número de Reynolds conforme a equação (8), forma mais adequada para escoamento interno em trocadores de calor.

$$\mathrm{Re} = \frac{G D_h}{\mu} \tag{8}$$

na qual G é a velocidade mássica máxima de escoamento e D_h é o diâmetro hidráulico, que depende da área de escoamento livre A_{ff} (free flow área), conforme se vê na equação (9). Por definição, o diâmetro hidráulico vale quatro vezes a razão entre a área da seção atravessada pelo fluido e o perímetro molhado. Para o caso particular de um tubo de seção circular, o diâmetro hidráulico é o próprio diâmetro interno do tubo, o qual é exatamente quatro vezes a área interna do tubo dividida pelo seu perímetro interno, que é o perímetro molhado.

$$D_h = 4\frac{A_{ff}}{A} L \tag{9}$$

sendo L o comprimento do fluxo, ou o comprimento do trocador de calor na direção do escoamento e A a área total de troca térmica. O diâmetro hidráulico se relaciona com o raio hidráulico, r_h, segundo a equação (10).

$$D_h = 4 r_h \tag{10}$$

A velocidade mássica *G* é dada pelas equações (11), na qual u_m é a velocidade média do escoamento na entrada do trocador de calor e A_{fr} é a área frontal e (12), na qual $\dot{m}$ é a vazão mássica.

$$G = \frac{\rho u_m A_{fr}}{A_{ff}} \tag{11}$$

$$G = \frac{\dot{\mathrm{m}}}{A_{ff}} \tag{12}$$

O número de Stanton pode expressar adimensionalmente o coeficiente de transferência de calor como se vê na equação (13). O fator *j*, de Colburn, relaciona os números de Stanton e de Prandtl e também expressa adimensionalmente e indiretamente o coeficiente de transferência de calor *h* como se vê na equação (14)

$$St = \frac{h}{Gc_p} \tag{13}$$

$$j = St\,\mathrm{Pr}^{2/3} \tag{14}$$

Nos trocadores de calor compactos, geralmente ocorre uma contração do fluxo na entrada dos mesmos e uma expansão do fluxo na saída. Frequentemente a contração e a expansão são abruptas, causadas por construções feitas com ângulos retos. Isso introduz no sistema uma queda adicional de pressão, que Kays estudou analítica e experimentalmente em 1950, segundo Kays e London (1984). Assim, há quatro efeitos que concorrem para a perda de pressão num trocador de calor:

a) o efeito gerado pela entrada abrupta do fluxo no trocador de calor;

b) o efeito causado pela aceleração do fluxo;

c) o efeito causado pelo atrito e

d) o efeito causado pela saída abrupta do fluxo.

A equação (15) relaciona os vários parâmetros envolvidos na queda de pressão num trocador de calor. Os coeficientes k_c e k_e foram introduzidos por Kays em 1950, segundo Kays e London (1984), e fazem parte das parcelas da equação que respondem pelos efeitos

causados pela entrada e saída do fluxo, respectivamente. A parcela da equação que contem o fator de atrito f é, evidentemente, a parcela que responde pelo efeito do atrito e a última parcela é a responsável pelo efeito da aceleração do fluxo.

$$\Delta p = \frac{G^2 v_e}{2}\left[\left(k_c + 1 - \sigma^2\right) - \left(1 - \sigma^2 - k_e\right)\frac{v_s}{v_e} + f\,\frac{A}{A_{ff}}\,\frac{v_m}{v_e} + 2\left(\frac{v_s}{v_e} - 1\right)\right] \tag{15}$$

Embora, a rigor, se deva levar em consideração os coeficientes k_c e k_e , já que os efeitos causados pela entrada e pela saída do fluxo no núcleo do trocador de calor existem, tais efeitos, segundo Kays e London (1984), contribuem de modo pouco significativo para a perda de pressão considerada globalmente porque, desde que a razão entre A e A_{ff} seja relativamente grande, o efeito causado pelo atrito controla a magnitude de Δp. Assim, considerando $k_c = k_e = 0$, a equação para a perda de pressão resulta como escrita na equação (16)

$$\Delta p = \frac{G^2 v_e}{2}\left[\left(1 + \sigma^2\right)\left(\frac{v_s}{v_e} - 1\right) + f\,\frac{A}{A_{ff}}\,\frac{v_m}{v_e}\right] \tag{16}$$

sendo que v_e é o volume específico do fluido na entrada do trocador de calor, v_s é o volume específico do fluido na saída do trocador de calor, v_m é o volume específico médio e σ é a razão entre as áreas A_{ff} e A_{fr}, dada por (17).

$$\sigma = \frac{A_{ff}}{A_{fr}} \tag{17}$$

O fator de atrito *f*, para uma dada configuração básica, é uma função do número de Reynolds. Kays e London (1984) compilaram dados obtidos diretamente de testes para cento e vinte tipos de superfícies de trocadores de calor e em seu trabalho o fator de atrito *f* pode ser obtido em função do número de Reynolds, usando-se tabelas ou gráficos. A figura 5, vista a seguir, mostra as curvas de *f* e *j* em função de *Re*, para uma configuração particular de trocador de calor.

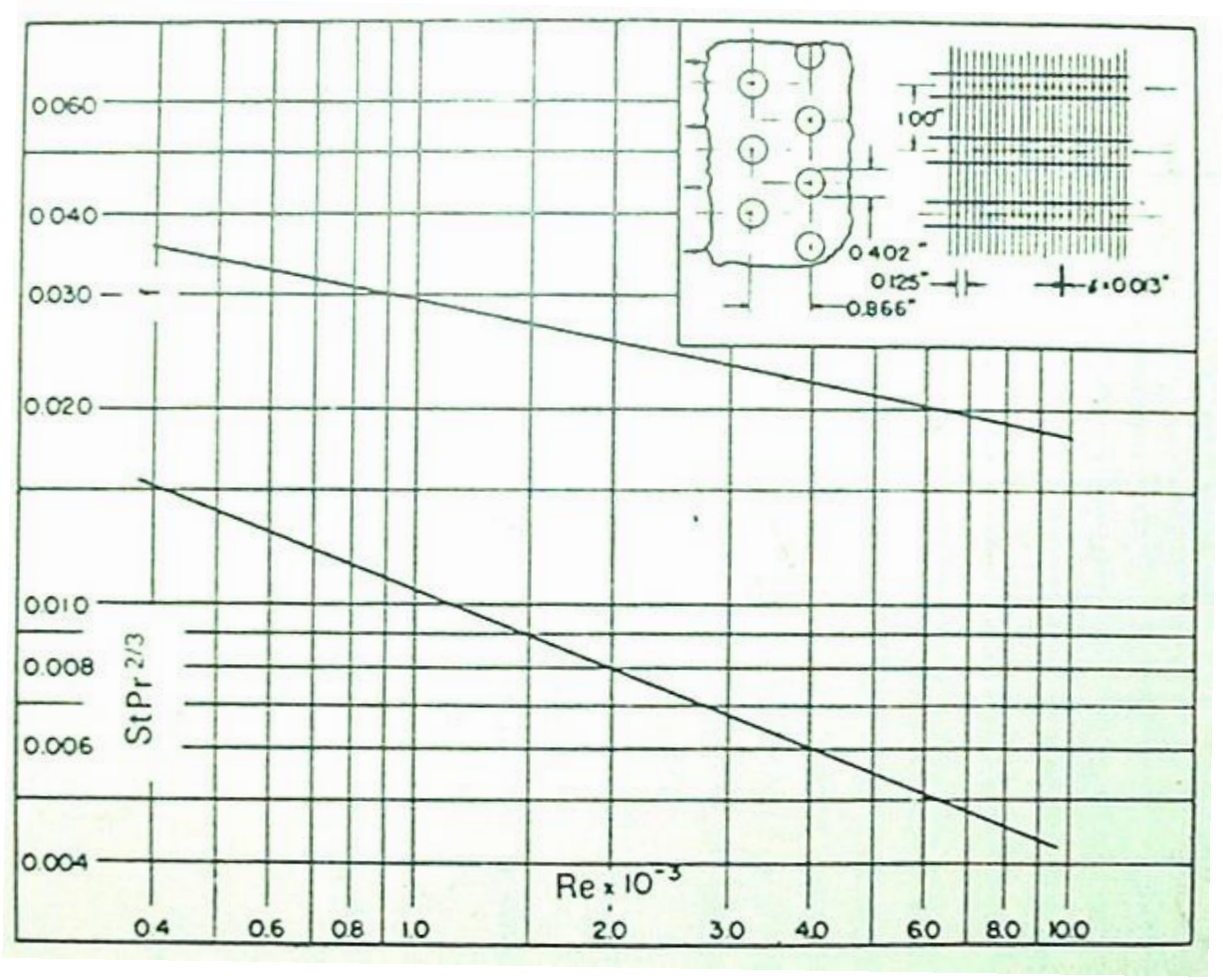


Figura 5 - Fatores f e j em função de Re para um trocador de calor com tubos aletados
Fonte: Kays e London (1984)

Segundo Kays e London (1984), os parâmetros relativos ao desempenho da transferência de calor em trocadores de calor são: o coeficiente global de transferência de calor U, a área de transferência de calor A, a temperatura de entrada do fluido quente $T_{q,e}$, a temperatura de saída do fluido quente $T_{q,s}$, a temperatura de entrada do fluido frio $T_{f,e}$, a temperatura de saída do fluido frio $T_{f,s}$, as capacidades caloríficas das correntes quente e fria, C_q e C_f, respectivamente e o tipo de fluxo (cruzado, contracorrente, paralelo ou combinado).

Segundo Incropera e DeWitt (1998), U é um parâmetro definido em função da resistência térmica total à transferência de calor entre dois fluidos, levando-se em conta as resistências condutiva, convectiva e as relativas a incrustações e a superfícies secundárias (aletas). O que foi exposto é governado pelas equações (18) e (19).

$$R_{tot} = \frac{\Delta T}{q} \tag{18}$$

$$q = U\,A\Delta T \tag{19}$$

sendo R_{tot} a soma de todas as resistências térmicas à transferência de calor, ΔT a diferença global de temperatura e q a taxa de transferência de calor do sistema.

Segundo Incropera e DeWitt (1998), o desempenho de um trocador de calor pode ser previsto utilizando-se a equação (19). Contudo, como ΔT varia em função da posição no trocador de calor, aquela equação evolui para a equação (20), onde ΔT_{ml} é uma média de diferenças de temperaturas obtida por integração das equações diferenciais dos balanços de energia de cada elemento diferencial. Após a integração ao longo do trocador de calor, verifica-se que essa média, mais apropriada, é a média logarítmica das diferenças de temperatura.

$$q = U\,A\Delta T_{ml} \tag{20}$$

sendo ΔT_{ml} dada pela equação (21)

$$\Delta T_{ml} = \frac{\left(\Delta T_2 - \Delta T_1\right)}{\ln\left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}\right)} \tag{21}$$

Para o escoamento em contracorrente, temos as equações (22) e (23)

$$\Delta T_2 = T_{q,s} - T_{f,e} \tag{22}$$

$$\Delta T_1 = T_{q,e} - T_{f,s} \tag{23}$$

O método acima descrito é denominado método da média logarítmica das diferenças de temperatura (LMTD – log mean temperature difference) e é facilmente aplicável quando todas as temperaturas são conhecidas ou podem ser facilmente determinadas.

Quando isso não acontece, usa-se o método da efetividade - NUT, ou ε – NUT. A efetividade ε de um trocador de calor pode ser obtida pela equação (24).

$$\varepsilon = \frac{q}{q_{\max}} \tag{24}$$

sendo q a taxa real de transferência de calor em um trocador de calor e q_{max} a máxima taxa de transferência de calor possível nesse trocador de calor. A equação (25) conduz à obtenção de q_{max}.

$$q_{\max} = C_{\min}\left(T_{q,s} - T_{f,s}\right) \tag{25}$$

sendo que C é a taxa da capacidade térmica (ou capacidade calorífica) de uma corrente, dada pela equação (26), e C_{min} é o menor dos valores ao se comparar C_q e C_f, taxas das capacidades calorífica das correntes quente e fria, respectivamente. Embora não apareça nas equações acima, C_{max} é o maior daqueles dois valores.

$$C = \dot{m} c_p \tag{26}$$

O parâmetro adimensional NUT (número de unidades de transferência) é muito utilizado na análise de trocadores de calor e é dado por (27).

$$NUT = \frac{U\,A}{C_{\min}} \tag{27}$$

Para qualquer trocador de calor pode ser mostrado que vale a relação (28).

$$\varepsilon = f\left(NUT, \frac{C_{\min}}{C_{\max}}\right) \tag{28}$$

Essa função pode ser expressa de várias maneiras, dependendo da configuração do escoamento. No caso do escoamento em contracorrente, Kays e London (1984) expressam a função acima segundo a equação (29).

$$\varepsilon = \frac{1-\exp\left[-NUT\left(1-C_r\right)\right]}{1-C_r\exp\left[-NUT\left(1-C_r\right)\right]} \tag{29}$$

onde C_r é a razão entre C_{min} e C_{max}, conforme a equação (30)

$$C_r = \frac{C_{\min}}{C_{\max}} \tag{30}$$

Para o caso particular em que C_r = 1, Incropera e DeWitt (1998) simplificaram a equação (29) conforme escrito em (31)

$$\varepsilon = \frac{NUT}{1+NUT} \tag{31}$$

Quando C_r tende a zero, a efetividade ε passa a ser obtida pela equação (32).

$$\varepsilon = 1-e^{NUT} \tag{32}$$

Neste caso, todos os trocadores de calor possuem a mesma efetividade, independentemente da configuração do escoamento. Ainda segundo Incropera e DeWitt (1998), quando NUT < 0,25, todos os trocadores de calor possuem a mesma efetividade, independentemente do valor de C_r e da configuração do escoamento. Quando $C_r > 0$ e NUT > 0,25, o trocador de calor com escoamento em contracorrente é o que apresenta maior efetividade.

As equações a seguir complementam o roteiro para cálculo de um trocador de calor compacto. Os subscritos f e q referem-se aos fluidos frio e quente, respectivamente.

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{U_f\ A_f} = \frac{1}{U_q\ A_q} \tag{33}$$

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{(\eta_0 h A)_f} + \frac{R''_{i,f}}{(\eta_0 A)_f} + \frac{a}{kA} + \frac{R''_{i,q}}{(\eta_0 A)_q} + \frac{1}{(\eta_0 h A)q} \quad (34)$$

sendo a a espessura da parede, η_0 a eficiência global da superfície aletada, R''_i o fator de incrustação, resistência térmica oriunda da formação de películas ou incrustações nas superfícies de troca térmica (tabelado) e η_0 obtido pela equação (35), onde A_a é a área superficial englobando todas as aletas e η_a é a eficiência de uma única aleta, que é obtida pela equação (36).

$$\eta_0 = 1 - \frac{A_a}{A}(1 - \eta_a) \quad (35)$$

$$\eta_a = \frac{tanh(mL_{al})}{mL_{al}} \quad (36)$$

Na equação (36), L_{al} é a metade da altura da aleta e m é dado pela equação (37), válida para aletas com seção reta uniforme, que têm área A_{sr} e perímetro P.

$$m^2 = \frac{hP}{k_{cer} A_{sr}} \quad (37)$$

3.2 Processos de fabricação de peças cerâmicas

Nesta subseção serão descritos todos os fatores que influenciam a fabricação de peças cerâmicas, principalmente aqueles relativos à alumina e ao processo gel casting.

3.2.1 Materiais

A matéria prima escolhida para a construção do TCC analisado por este trabalho foi o óxido de alumínio (alumina), por ser de fácil aquisição e por permitir temperaturas menores na etapa de densificação (sinterização). A alumina pode ser sinterizada em temperaturas a partir de 1500 °C, enquanto o carbeto de silício, outro material excelente para a construção de peças cerâmicas que trabalharão a altas temperaturas, somente pode ser sinterizado a partir de 1850 °C. Observe-se que o custo de um forno que permite alcançar temperaturas maiores (no

caso, para a sinterização do carbeto de silício) aumenta em escala não linear em relação a um forno que trabalha com temperaturas menores.

A alumina pode ser obtida através do mineral bauxita, formada por hidróxidos de alumínio e de ferro e por impurezas. Através da reação com soda cáustica, o hidróxido de alumínio é purificado e depois é termicamente convertido em óxido de alumínio em pó. Esse processo, descrito aqui de forma simplificada, chama-se processo Bayer e é usado para a produção em larga escala de alumina em pó, que é usada em muitos processos para a fabricação de peças cerâmicas.

O TCC estudado neste trabalho foi construído com peças produzidas com duas matérias primas que diferiram no tamanho dos grãos: a alumina CT 3000, da ALMATIS e a alumina TPF II, da ELFUSA. A tabela 4 informa as características desses dois materiais.

Tabela 4 - Propriedades das aluminas CT 3000 e TPF II

ALUMINA		CT 3000	TPF II
Propriedades/Composição	Unidade		
Área superficial específica	(m^2/g)	7,5	1,35
Tamanho de partícula (médio)	μm	0,5	45
Na_2O	%	0,08	-
Fe_2O_3	%	0,02	0,2
SiO_2	%	0,03	0,15
CaO	%	0,02	0,1
MgO	%	0,07	0,05
TiO_2	%	-	0,05
K_2O	%	-	0,05
Al_2O_3	%	99,78	99,4
Temperatura de sinterização (mín.)	(°C)	1540	1550

Fontes: ALMATIS e ELFUSA

Como agente dispersante, foi usado um poliacrilato de sódio orgânico, Dispex N40, da BASF. A concentração deste agente foi obtida através de testes. Usou-se alumina CT 3000 como matéria prima cerâmica e quatro frações volumétricas de sólidos na suspensão para comparação: 40%, 45%, 50% e 55%. A concentração ótima obtida para este agente foi de

0,95 mg/m^2 (área superficial específica da partícula), números estudados por Maida (2012) como mostra a figura 6.

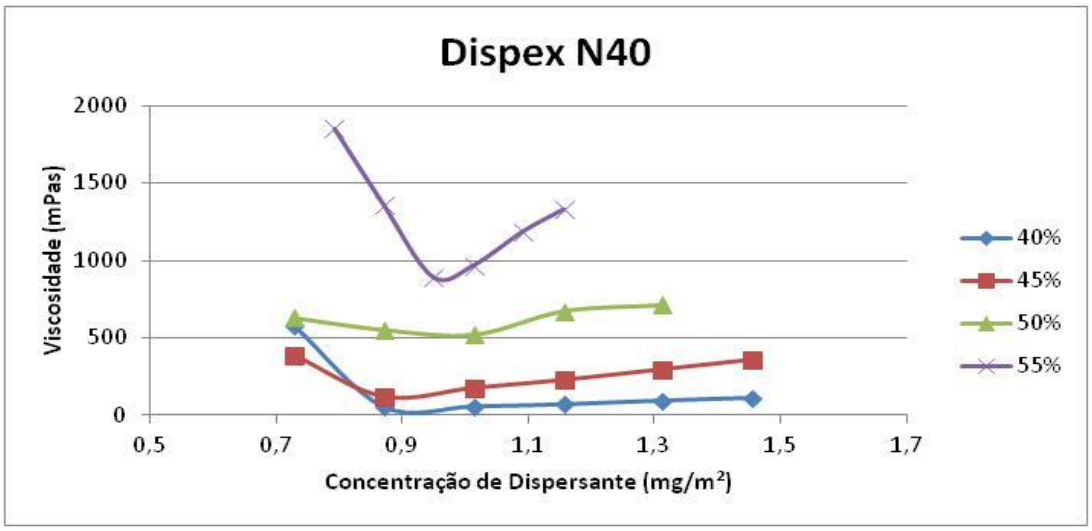


Figura 6 - Viscosidade x concentração de dispersante Dispex N40
Fonte: Maida (2012)

Aquela concentração ótima estabelecida para a área superficial específica da partícula equivale a uma quantidade de dispersante (em massa) calculada em relação à massa do pó cerâmico; tal relação usada foi de 1,8% (em massa) de Dispex N40 em relação à massa do pó cerâmico da solução (58% = fração de sólidos), o que equivale a 8,4% em volume de líquido da solução.

As quantidades dos demais materiais que compuseram a suspensão bem como suas concentrações serão descritas na seção que trata da fabricação das peças cerâmicas componentes do TCC.

3.2.2 Processo de conformação das peças cerâmicas

O processo de fabricação das peças cerâmicas que formaram o TCC analisado por este trabalho obedeceu aos passos mostrados na figura 7. As descrições a seguir dizem respeito à fabricação de uma única peça para facilitar a explanação.

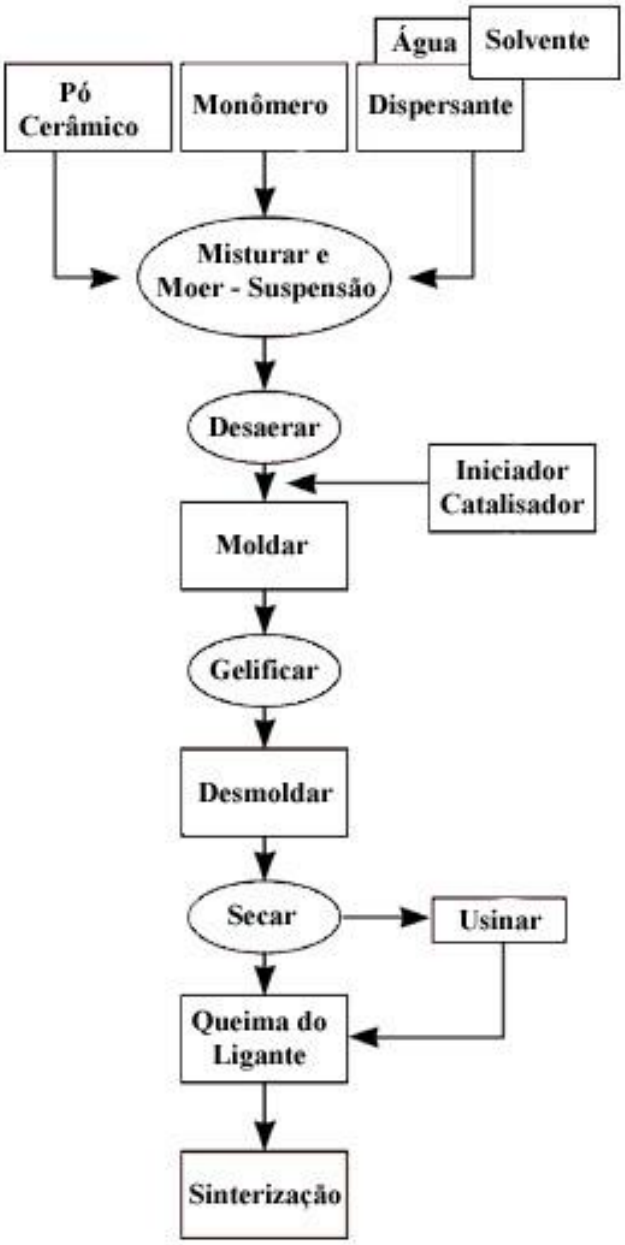


Figura 7 - Processo de fabricação das peças cerâmicas
Fonte: Ortega et al. (1999)

Deve-se observar que após a mistura dos componentes da suspensão, esta passou por uma operação de agitação mecânica com a finalidade de se diminuir as tensões de cisalhamento e, com isso, a viscosidade. Após a desaeração, a suspensão foi vertida no molde, que recebera previamente uma camada de desmoldante. As partículas ficaram unidas conforme o esperado, mas ainda havia muita água nos espaços existentes entre elas. A suspensão, já com o formato da peça cerâmica continuou a perder água e se transformou em gel. Depois de três horas, a peça foi desmoldada. Essa peça, dita verde, foi imersa em

polietilenoglicol (PEG) diluído em água (40% PEG, 60% água, em peso), líquido que retirou água da peça cerâmica por secagem osmótica. O tempo de contato com o PEG foi muito bem controlado (três horas), pois se a peça cerâmica ficasse imersa mais que isso, o risco de absorção do PEG pela cerâmica passaria a existir e aumentaria com o tempo, prejudicando a microestrutura da cerâmica tanto quanto a água. Nesta fase a peça deve ficar apoiada numa superfície plana enquanto imersa, para não correr o risco de se deformar adquirindo a curvatura do apoio durante a perda de água. A seguir, a peça foi colocada em estufa a 150 °C por mais três horas, de modo a ser retirado o máximo possível da água restante na peça verde. Operações de usinagem não foram necessárias nesta fase. No passo seguinte, a peça passou por um aquecimento pelo qual foram queimados os ligantes num primeiro patamar de temperatura e terminou o processo de fabricação com a densificação máxima possível num segundo patamar de temperatura, quando ocorreu a sinterização. Por fim, a peça sofreu um processo de resfriamento natural dentro do forno. Frise-se que principalmente nesta etapa a peça teve que ficar apoiada numa superfície plana, pois testes prévios com peças menores mostraram que as mesmas adquiriram a curvatura do apoio (chão do forno). Para evitar isto, o chão do forno onde foram sinterizadas as peças definitivas recebeu uma placa plana confeccionada com carbeto de silício, SiC. Também nesta última fase não foram necessárias operações de usinagem, pois as placas sinterizadas não apresentaram deformações ao final do processo. A figura 8 mostra, em função do tempo, as curvas de aquecimento e os tempos de espera em cada patamar de temperatura.

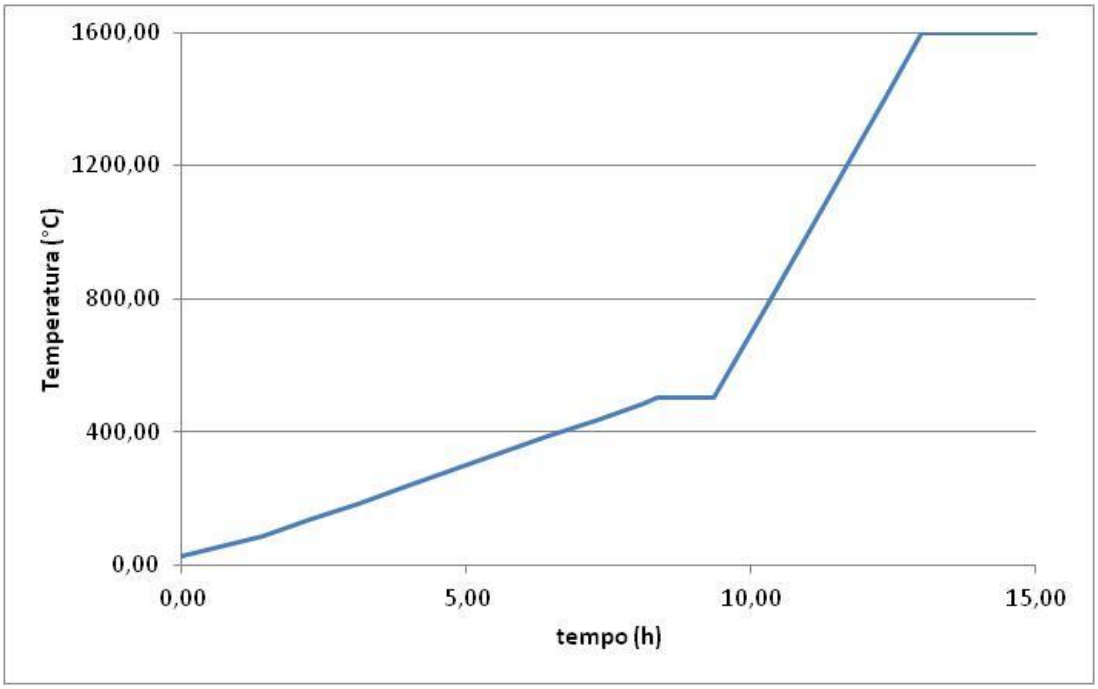


Figura 8 - Curva de sinterização da alumina
Fonte: Maida (2012)

Ao término deste processo, a peça foi finalizada em termos estruturais, tendo aumentadas a resistência mecânica e a dureza.

É necessário acrescentar uma informação relevante: após os processos de secagem e sinterização, a peça pode sofrer deformações. Portanto, para determinadas geometrias, ainda há um processo de eliminação daquelas deformações, através da usinagem das peças. Para peças planas, é comum se usar o processo de retificação, que é caro (o rebolo tem que ser adiamantado), lento (deve-se usar a menor velocidade do avanço vertical do rebolo, pois a peça, muito frágil, deve ser submetida ao menor esforço possível, traduzido pela força vertical que o rebolo aplica à peça) e tem um índice de refugo de cerca de 20% (as peças, já sinterizadas e, portanto, extremamente frágeis, podem trincar ou quebrar durante esse processo). As técnicas acima descritas (secagens sobre superfícies planas) foram desenvolvidas para se evitar as operações de retífica nas placas planas que compõem o TCC objeto deste trabalho e deram bons resultados.

3.3 Construção do trocador de calor cerâmico

Esta subseção trata da construção do TCC (moldes e peças) e da bancada de testes.

3.3.1 Geometria escolhida

O TCC é formado por quatro pares de placas de uma mesma geometria, montadas intercaladamente com uma versão espelhada das mesmas. Em quatro delas circula ar proveniente da linha fria e nas outras quatro, ar proveniente da linha quente, em contra-corrente, como se vê na figura 9.

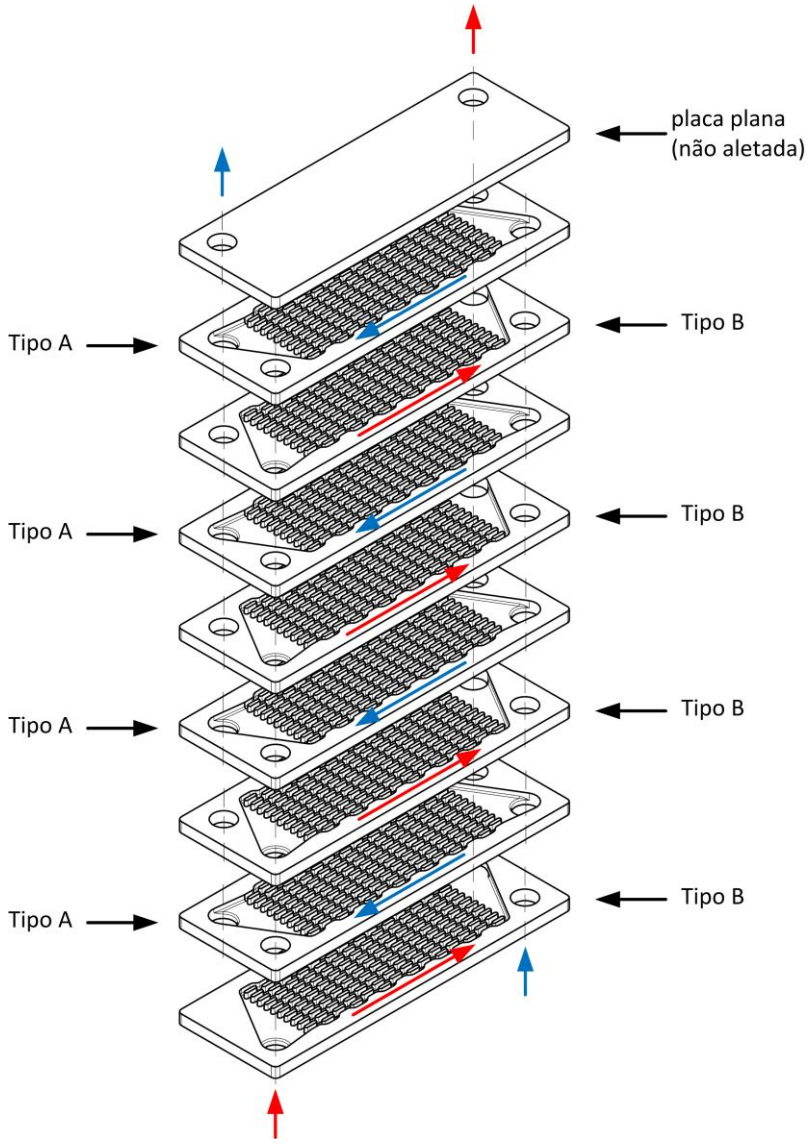


Figura 9 - Vista explodida sem escala do TCC

Fonte: autor

A figura 9 mostra também uma nona placa, não aletada, usada para o fechamento do TCC.

Cada placa tem geometria cujo desenho esquemático está mostrado na figura 10 e apresenta as seguintes dimensões externas (mm): 118 x 355 x 12. Os detalhes construtivos das aletas estão mostrados na figura 11. Após os processos de perda de água até a densificação final, as placas tiveram suas dimensões reduzidas em 5%. Todas ficaram com o mesmo tamanho nos detalhes principais (diâmetros dos furos e distâncias relativas entre os mesmos), embora não fossem exatamente iguais. A montagem das placas entre si para formar o TCC ocorreu sem nenhum problema. A figura 10 mostra uma placa em desenho sem escala.

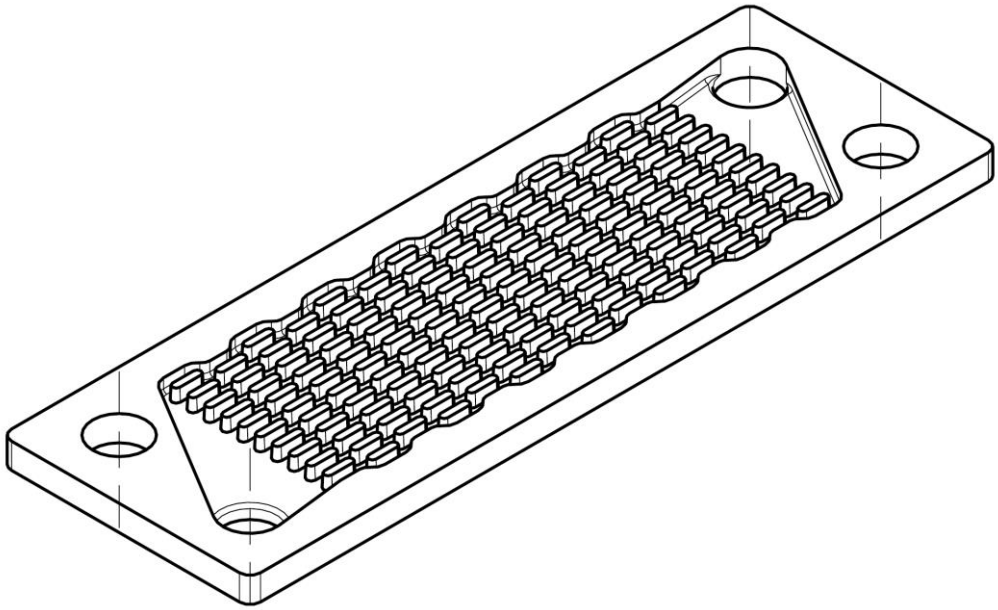


Figura 10 - Placa de cerâmica do TCC proposto, sem escala
Fonte: autor

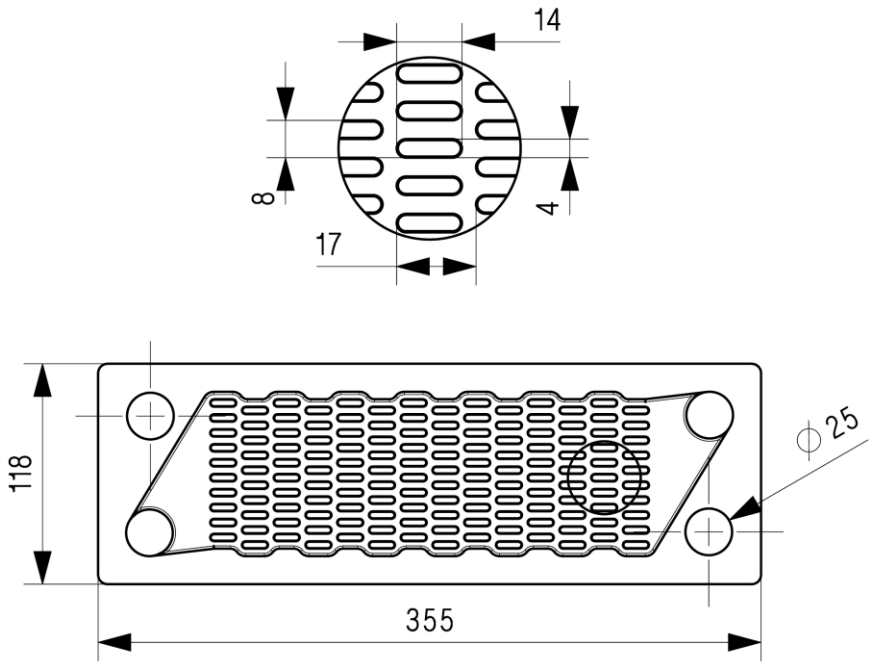


Figura 11 - Detalhes dimensionais das aletas
Fonte: autor

Na fase inicial dos trabalhos, porém, foram construídas peças de cerâmica menores, para os testes preliminares de formulação do composto cerâmico. Nesta fase, o objetivo era a obtenção de uma formulação ótima para a função precípua do protótipo a ser testado (trocar calor a temperaturas próximas de 1000 °C) e que fosse fácil de processar (processo gel casting). Portanto, por economia, as primeiras peças fabricadas tinham as dimensões sensivelmente menores: 110 x 155 x 10, em mm. A figura 12 mostra o formato das placas produzidas inicialmente.

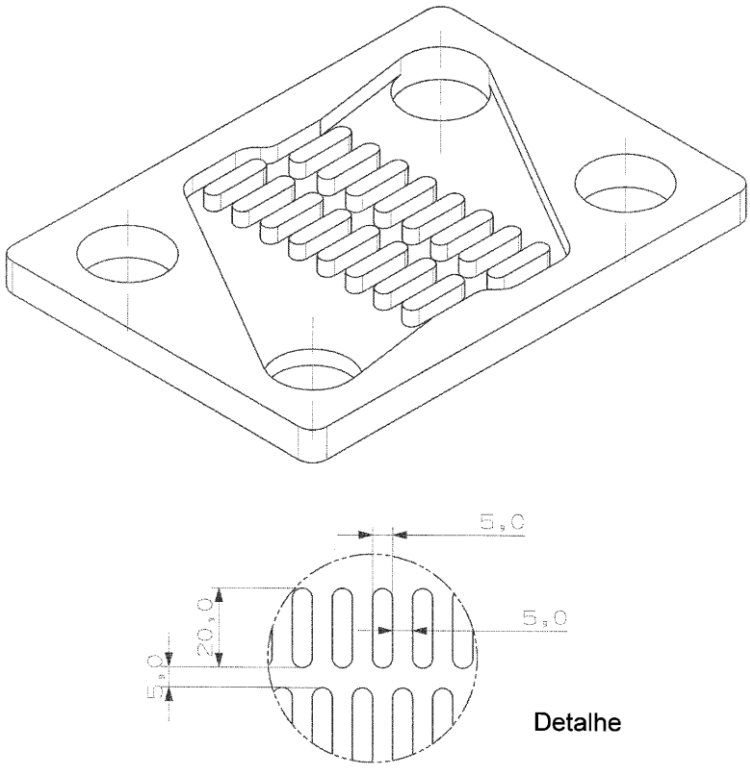


Figura 12 - Formato das placas de cerâmica usadas para estudos iniciais
Fonte: autor

As peças menores foram usadas para as investigações iniciais: verificação da exequibilidade da técnica de fabricação denominada gel casting, observação e levantamento de problemas e suas soluções durante a desmoldagem, a secagem das peças verdes (ainda não sinterizadas) e durante e após o processo de sinterização. Foram, também, feitos testes de usinagem (retífica), para eliminar as deformações causadas nos processos de secagem referidos. Para a montagem do TCC propriamente dito, as placas foram unidas e estas peças menores serviram, também, para os primeiros testes com adesivos cerâmicos. Tais componentes tiveram que suportar altas temperaturas (tanto de operação do TCC quanto de uma segunda sinterização para o adesivo) sem perder a função de elemento selante.

As circunstâncias descritas a seguir induziram à escolha de aletas com espessura relativamente grande: alta fragilidade do material (inerente a compostos cerâmicos); significativas forças de atrito geradas pelo processo de desmoldagem; aparecimento de tensões internas durante a secagem da peça verde; aparecimento de tensões internas durante o processo de sinterização; baixa resistência das peças durante o processo de usinagem (retífica)

da peça sinterizada, devida às características do material; aparecimento de tensões geradas durante o processo de trocas térmicas.

Ações foram tomadas durante o desenvolvimento do trabalho para minimizar determinadas circunstâncias: para minimizar as forças geradas no processo de desmoldagem, a geometria das aletas foi alterada (as aletas passaram a ter uma inclinação total de 5° no segundo molde construído, ainda de dimensões menores). As peças que compõem um jogo de molde, conforme se vê na figura 13, passaram a ser anodizadas, de modo a se diminuir a rugosidade das superfícies e, portanto, o coeficiente de atrito e, por fim, as forças de atrito geradas durante a desmoldagem. Mesmo assim, a retirada das peças do molde não foi satisfatória e as superfícies internas destes passaram a ser teflonizadas, o que melhorou bastante o processo de desmoldagem.

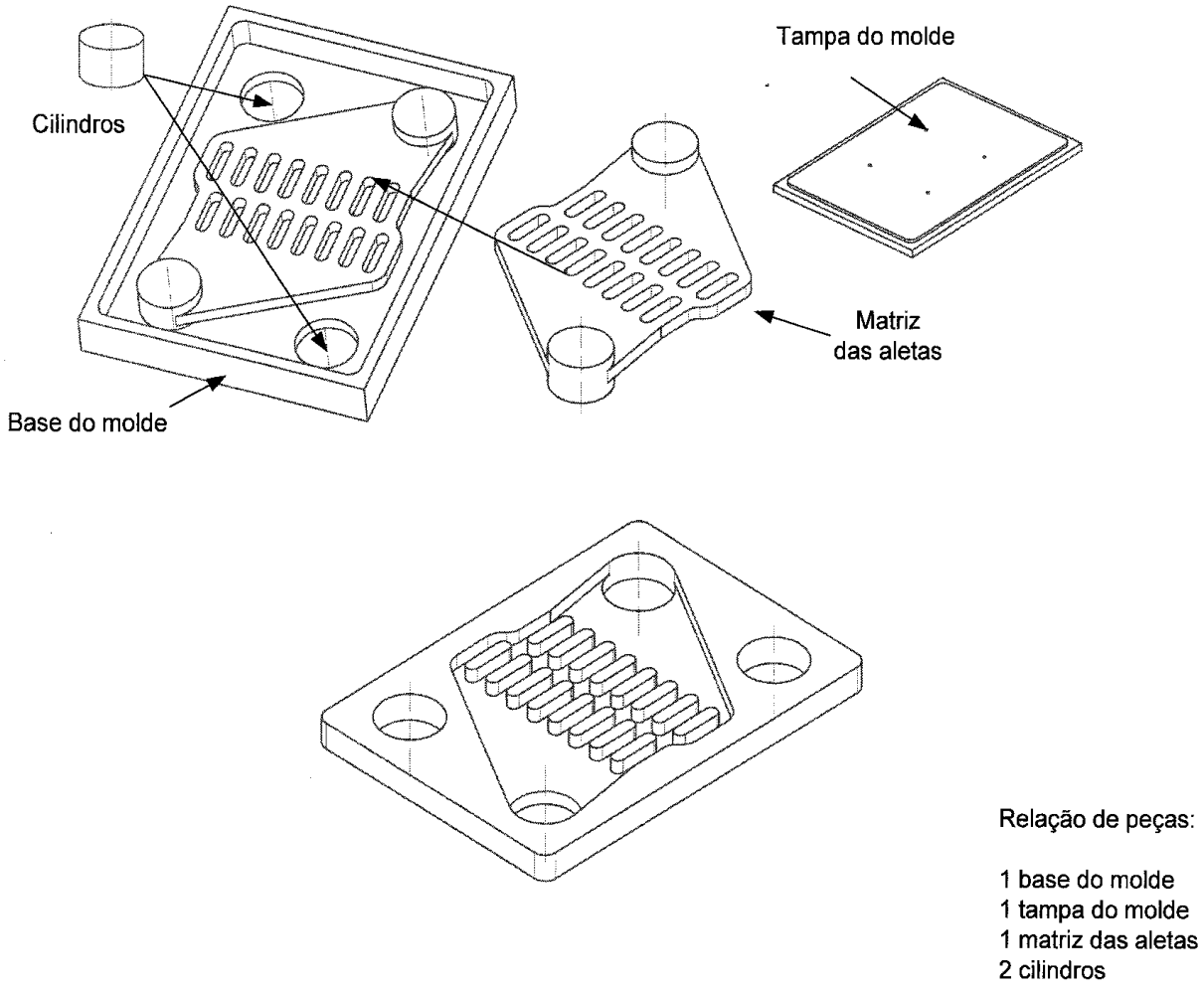


Figura 13 - Vista explodida do molde de alumínio usado para a confecção das primeiras peças
Fonte: autor

Quanto às tensões internas que surgiram durante a secagem das peças verdes, sua presença foi observada indiretamente tendo como indicadores o aparecimento de trincas durante a secagem daquelas peças à temperatura da sala. As primeiras amostras produzidas também sofreram grandes deformações (empenamentos). As causas do aparecimento dessas tensões internas foram diagnosticadas como sendo a atração desequilibrada entre as partículas de cerâmica que ocorreram quando a água que ocupava grandes espaços entre elas foi eliminada no processo de secagem. Portanto, para minimizar o problema, buscou-se diminuir os espaços preenchidos por água, de modo a homogeneizar as forças de atração entre as partículas cerâmicas após a secagem. Para tanto, cada amostra foi tendo sua formulação modificada em relação à anterior e passou-se a usar o processo de secagem osmótica. Detalhes são descritos na seção 3.3. O mesmo vale para as tensões surgidas durante o processo de sinterização: a diminuição dos espaços entre partículas nas peças verdes é altamente benéfica durante o processo de sinterização. Quando se verificou que as peças se deformavam tomando a forma da superfície onde estavam apoiadas nos vários processos de retirada de água e de ligantes, elas passaram a ser apoiadas em superfícies planas durante esses processos após a desmoldagem: secagem osmótica, estufa a 150 °C e sinterização.

Nos testes de usinagem (retífica) das peças sinterizadas , todas as amostras se comportaram bem desde que o avanço vertical do rebolo fosse de 0,003 mm por passe, no máximo. Esse cuidado foi tomado devido às grandes deformações (empenamentos) que as peças apresentaram após a sinterização. Assim, a força vertical imprimida pelo rebolo tinha que ser relativamente pequena, de modo a não provocar uma trinca total na peça, cujo assentamento na mesa da máquina se dava em pequenas áreas devido ao empenamento. Porém, quando se verificou que as peças se deformavam tomando a forma da superfície onde estavam apoiadas nos vários processos de retirada de água e de ligantes, elas passaram a ser apoiadas em superfícies planas durante esses processos após a desmoldagem: secagem osmótica, estufa a 150 °C e sinterização. Com isso, deixaram de empenar e a operação de retífica não foi mais necessária.

3.3.2 Construção dos moldes

O molde para as peças menores visto na figura 12 foi usinado em fresadora CNC em alumínio 7075 e inicialmente não recebeu tratamento superficial. As aletas apresentavam ângulo de 90° com as paredes das placas, sem ângulo de saída para facilitar a desmoldagem. Assim, houve, para as primeiras amostras fabricadas, dificuldades na desmoldagem (mesmo

com o uso de desmoldantes) que contribuíram para a formação de trincas ao redor dos furos das placas (principalmente), já nas peças verdes, por causa de forças excessivas para a extração das peças do molde. Para contornar essas dificuldades, uma nova matriz das aletas foi projetada, na qual estas passaram a ter uma inclinação de 5° em relação às placas. Este ângulo tem o objetivo de facilitar a desmoldagem, minimizando as forças geradas neste processo. As dimensões dessa nova matriz são exatamente as mesmas da anterior (molde pequeno). Além disso, as peças componentes dos moldes receberam um acabamento superficial (anodização), com uma camada de 20 μm para diminuir a rugosidade das superfícies, de modo a minimizar as forças de atrito e facilitar a desmoldagem. A anodização não melhorou o processo de desmoldagem; assim, os peças que compõem os moldes receberam uma camada de teflon nas superfícies que ficam em contato com a cerâmica no processo de fabricação. Esta teflonização foi altamente benéfica no processo de desmoldagem.

Tanto o primeiro molde como o segundo (que tinha a matriz com aletas inclinadas) foram projetados para a fabricação de peças pequenas, para os testes preliminares: verificação empírica da resistência estrutural das peças durante seu processo de fabricação (gel casting, desmoldagem, secagem, sinterização, usinagem); eficiência do adesivo de união das placas umas às outras; resistência termo-estrutural após os primeiros testes de aquecimento. Vencidas as primeiras dificuldades, foi construído o molde maior, também de alumínio, que serviu para a fabricação das peças definitivas, usadas na construção do TCC testado. A figura 14 mostra os dois moldes e dá uma ideia da diferença de dimensões entre ambos.

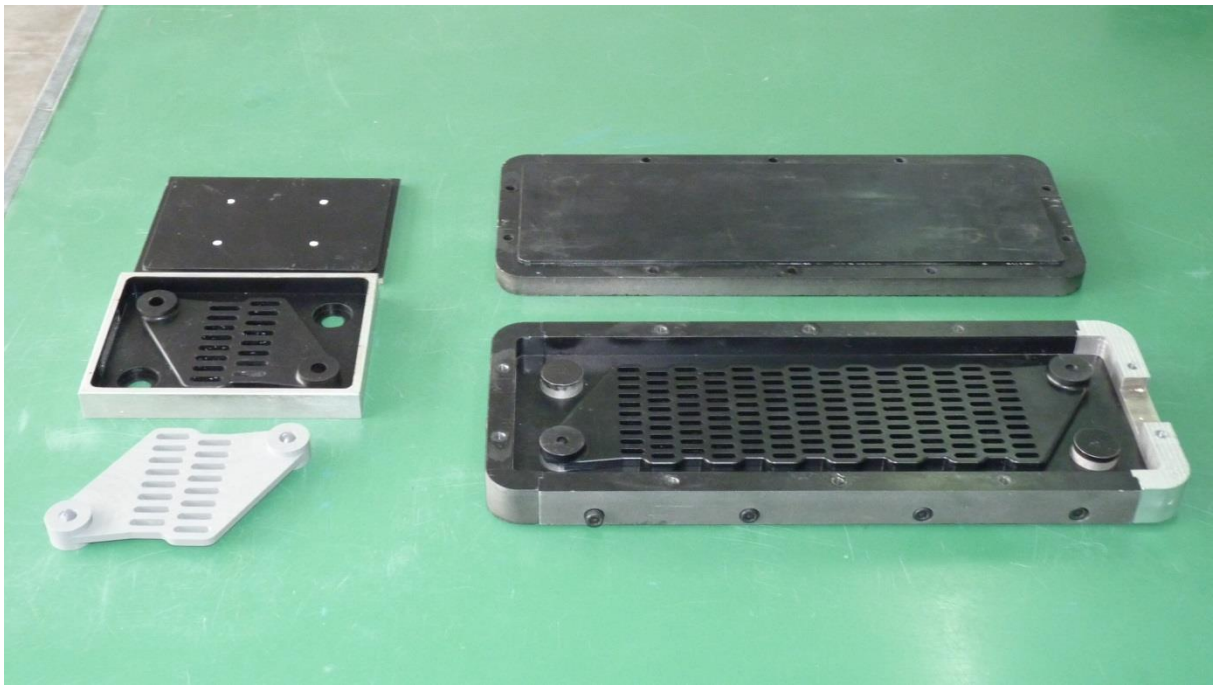


Figura 14 - Vista dos moldes pequeno e grande; as superfícies escuras estão teflonizadas
Fonte: autor

Os moldes foram desenhados no sistema CAD Siemens NX7; os desenhos foram transferidos no formato Parasolid para o centro de usinagem CNC modelo Discovery 4022 (ROMI) do Centro de Laboratórios Mecânicos (CLM) da FEI.

O molde pequeno visto na figura 14 à esquerda apresenta uma base inteiriça, o que dificultou as desmoldagens. O molde grande mostrado na figura 15 apresenta uma base desmontável, o que eliminou todos os problemas de desmoldagem.

Figura 15 - Vista do molde grande, desmontável; a peça mais clara não tem teflon e apresenta um rasgo para a alimentação do molde
Fonte: autor

3.3.3 Fabricação das peças de cerâmica

Os protótipos das peças do TCC foram fabricados no CLM, nos Laboratórios de Cerâmica, de Areia, de Materiais, de Resistência dos Materiais e de Refrigeração e Ar Condicionado do Centro Universitário da FEI. As peças fabricadas tinham que: ter alta densidade (pouca porosidade); permitir a fabricação sem trincar; permitir a fabricação pelo processo gel casting; permitir densificação (sinterização) a baixas temperaturas (abaixo de 1.700 °C, limite do forno EDG usado na FEI); ser fabricadas a partir de matérias primas de fácil obtenção.

Os primeiros dezenove protótipos foram fabricados com o molde pequeno, até que ficassem acertados todos os parâmetros para a formulação da solução cerâmica (proporção e quantidades de pós e líquidos).

3.3.4 Fabricação das peças definitivas e montagem do TCC

Com o acerto dos parâmetros de fabricação das placas cerâmicas após 19 testes feitos com o molde pequeno, as peças de cerâmica maiores e definitivas, com as quais foi construído o TCC, passaram a ser fabricadas. Em resumo, os parâmetros de fabricação, definidos após aqueles testes, estão listados na tabela 5.

Tabela 5: Parâmetros para a fabricação das placas de alumina

Parâmetro	Quantidades
Pó cerâmico CT 3000 SG, da ALMATIS	10% da massa total de pós
Pó cerâmico TPF II, da 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, da BASF, em relação à massa total de pós	1,8%
Porcentagem em volume do monômero HMAM (N-(Hidroximetil) acrilamida 48% W, da 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, da ACROS, obtida experimentalmente, diluído em água a 10% em volume	1,75 microlitros por mililitro de solução
Quantidade de catalisador tetrametiletilenodiamina TMED, da ALDRICH, obtida experimentalmente	0,575 microlitros por mililitro de solução
Quantidade de PEG (polietilenoglicol) ULTRAPEG 8000F da OXITENO, em solução a 40% em volume com água	Três litros de solução para fabricar doze placas definitivas

Fonte: autor

O TCC foi montado unindo-se as peças de cerâmica com um adesivo encontrado no mercado, o CP 234, da CEROX, o qual tem 75,1% de Al_2O_3, 23,3 % de SiO_2 e 0,5% de Fe_2O_3. A pega adesiva, química, foi obtida aquecendo-se as peças a 1.200 °C após a aplicação de adesivo com espátula. O adesivo CEROX suporta temperatura operacional máxima de 1.500 °C. Os testes iniciais de adesivação feitos com Alphabond 300 e com aluminato de cálcio CA 25 R, ambos da ALMATIS, não apresentaram resultados satisfatórios.

Os equipamentos utilizados para fabricação das peças cerâmicas pertencem ao Centro de Laboratórios Mecânicos da FEI.

3.4 Montagem da bancada de ensaios, das linhas de ar e do sistema de aquisição de dados

A bancada de ensaios foi projetada e construída no Centro Universitário da FEI e é vista na figura 16. É feita com cantoneiras de ferro e apoia-se em rodízios de nylon. As linhas de ar frio e quente foram construídas com tubos de aço inoxidável 304, usinados conforme projeto. Componentes de união (cotovelos e luvas) são todos de aço inoxidável 304 e são produtos disponíveis no mercado. Os ventiladores radiais são da marca VENTISILVA e têm uma potência de 200 W para uma vazão máxima de 85 l/s.

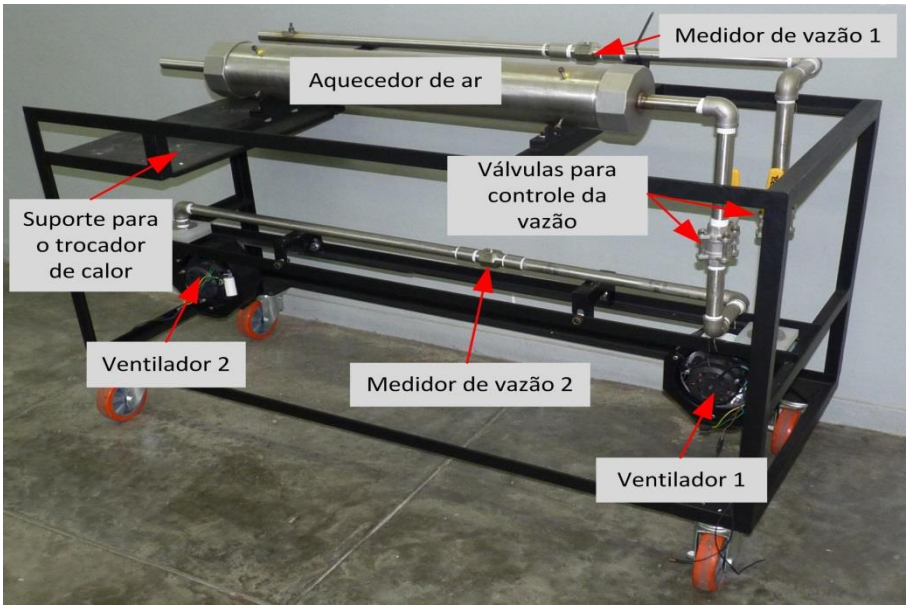


Figura 16 - Bancada experimental com linhas de ar quente e ar frio, ainda sem o TCC. Além dos acessórios descritos, existe um medidor de pressão na extremidade da linha fria. Na linha quente, devido às altas temperaturas ocorridas durante os testes, não foi possível instalar um medidor de pressão
Fonte: autor

O aquecedor de ar é constituído de uma resistência elétrica de 1,8 Ω, de Kantal A1, fabricada pela Energy Resistências Industriais especialmente para este projeto. Essa resistência fica dentro de um tubo de cerâmica (alumina) sinterizada de 25 mm de diâmetro interno, 36 mm de diâmetro externo e 700 mm de comprimento, fabricado com essas medidas padronizadas pela CEROX. Esse conjunto (resistência elétrica mais o tubo de cerâmica) fica envolvido por um tubo de aço inoxidável 304, de 100 mm de diâmetro interno, disponível no mercado em barras de 6 metros e que foi usinado no Centro de Laboratórios Mecânicos da FEI com o comprimento de 800 mm, com roscas BSP nas duas extremidades, com dois furos longitudinais de diâmetro 16,2 mm para encaixe dos isoladores de cerâmica e com oito furos roscados para montagem de oito parafusos M6 que centralizaram o tubo de cerâmica com o tubo de 100 mm de diâmetro interno, o qual é fechado com duas tampas roscadas e furadas no centro. Nesses furos foram soldados os dois tubos de aço inoxidável de ¾ ” que conduziram o ar frio para o aquecedor e o ar já aquecido diretamente para o TCC. A figura 17 mostra esquematicamente a montagem aqui descrita.

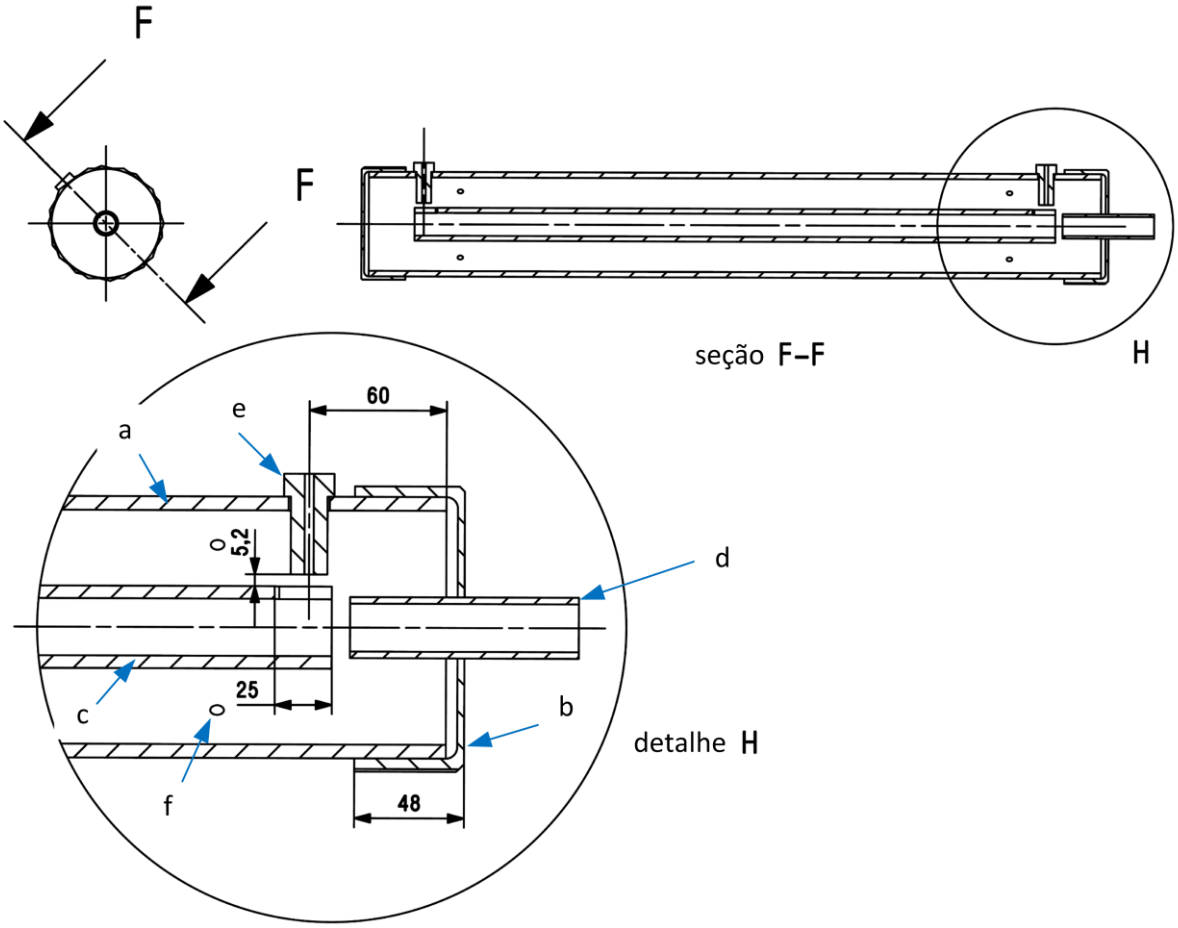


Figura 17 - Posicionamento dos tubos que compõem o aquecedor. (a) tubo de aço de 100 mm; (b) tampa roscada; (c) tubo de cerâmica (sem a resistência internamente); (d) tubo de aço de ¾ ” soldado na tampa roscada ; (e) isolante de cerâmica; (f) furos roscados para fixação dos 8 parafusos M6 de centralização do tubo cerâmico. Lado direito desenhado, lado esquerdo simétrico
Fonte: autor

Entre o tubo de cerâmica e o tubo de aço inoxidável, há um enchimento com material isolante térmico (manta de fibra cerâmica silico-aluminosa da CEROX), conforme se vê na figura 18.

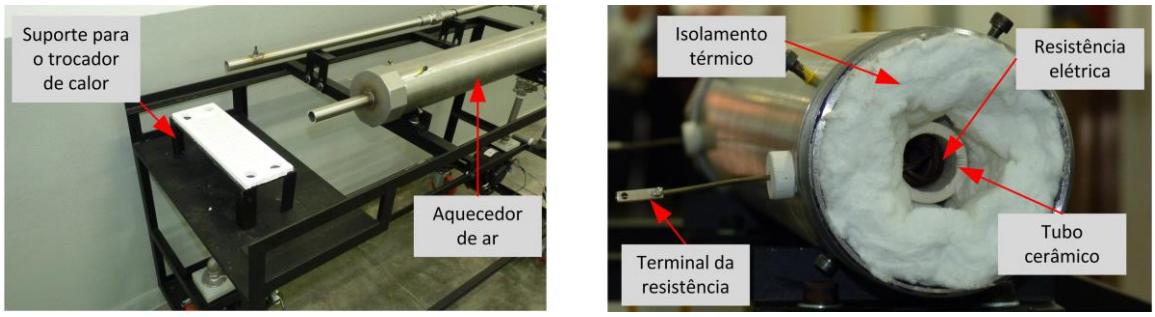


Figura 18 - Esquerda: final das linhas quente e fria e suporte para o TCC
Direita: aquecedor, com a resistência elétrica, o tubo cerâmico, o isolamento de fibra cerâmica, o tubo de 100 mm, os dois isoladores de cerâmica, os terminais da resistência elétrica e três dos oito parafusos centralizadores do tubo cerâmico
Fonte: autor

O alinhamento das linhas quente e fria com os tubos de admissão dos gases para o TCC foi feito já com todos os componentes fixados definitivamente na bancada de ensaios. Devido às altas temperaturas envolvidas e por causa dos efeitos de dilatação dos materiais, o TCC não foi fixado com travamento à bancada de ensaios, mas somente apoiado na mesma, já que sua massa é considerável em vista da densidade do composto cerâmico (3,95 g/cm^3) e se entendeu que o mesmo não se movimentaria em consequência das dilatações e contrações dos materiais. Após o correto posicionamento das linhas de ar, a região que fica entre os tubos de aço das linhas quente e fria e os tubos de cerâmica do TCC foi preenchida com lã de cerâmica. Testes prévios com vazão máxima foram executados e verificou-se que, com a montagem descrita, não ocorreram vazamentos nem problemas de interferência por dilatação térmica dos tubos de aço. A figura 19 mostra o posicionamento relativo entre os tubos das linhas de ar e os tubos de admissão do TCC.

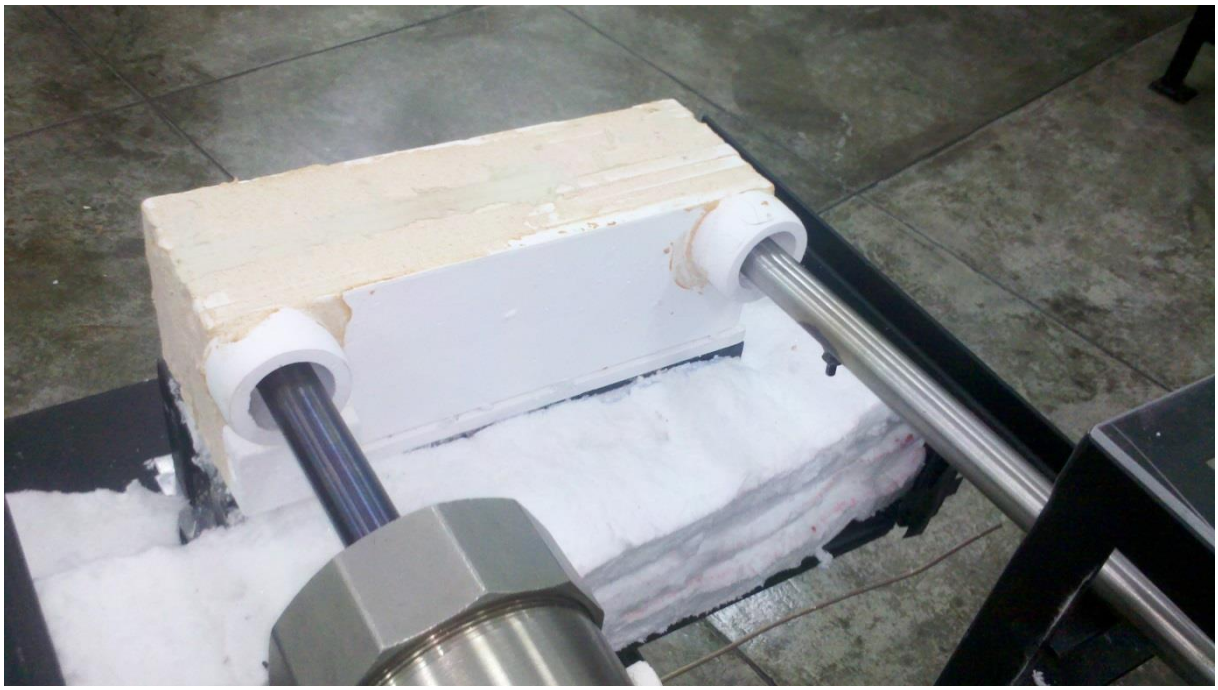


Figura 19 - Alinhamento entre os tubos das linhas quente e fria e os tubos de admissão dos gases para o TCC, já posicionado na bancada de ensaios. Prevendo-se uma dilatação térmica dos tubos de aço durante os ensaios, o espaço entre aqueles e a primeira placa do TCC foi estimado com bastante folga; não se observaram vazamentos por causa disso, visto que o espaço entre os tubos foi preenchido com manta cerâmica
Fonte: autor

Os terminais da resistência passam por rasgos nas extremidades do tubo cerâmico e por furos no tubo de aço inoxidável do aquecedor. Para isolar esses terminais do tubo de aço, foram fabricadas duas peças isolantes de alumina com a mesma formulação das peças que compõem o TCC no Centro Universitário da FEI, conforme se vê na figura 18 (direita).

Os terminais da resistência foram ligados num controlador de tensão, pois foi com a variação de tensão elétrica que a resistência aumentou ou diminuiu a temperatura do ar na linha quente durante os ensaios. O controlador de tensão foi projetado e construído no Departamento de Engenharia Elétrica da FEI, especialmente para este aquecedor.

Durante os ensaios, tanto a tensão elétrica como a corrente alternada foram monitoradas por multímetro e alicate amperímetro MINIPA. Os dados sobre as vazões foram obtidos em medidores de vazão do tipo turbina, marca CONTECH, modelo G19, disponível no mercado. Os dados sobre as temperaturas foram obtidos através de termopares do tipo K. Os dados sobre pressão foram adquiridos através de um transdutor de pressão marca GE, modelo UNIK serie 5000. Todos os dados obtidos foram processados através de um módulo de aquisição de dados HBM MX 840, que foi usado para obter os sinais dos medidores de vazão e do transdutor de pressão, e de um módulo HBM MX 1609, que foi usado para obter

os dados de temperatura enviados pelos termopares. A tabela 6 informa as características dos instrumentos usados.

Tabela 6 - Características dos instrumentos de medição

Instrumento	Termopares tipo K	Medidores de vazão	Transdutor de pressão
Faixa de medição	0 a 1100 (°C)	3,4 a 34,0 (m^3/h)	0 a 70 (mbar)
Incerteza	± 2 °C ou ± 0,75% (o que for maior)	± 1,0%	± 0,028 mbar (± 0,04% do fundo de escala)

Fontes: Hagen, 1999; CONTECH; GE

4 RESULTADOS E DISCUSSÃO

Esta seção mostra os resultados dos ensaios experimentais e faz uma discussão comparando-os com resultados obtidos por outros autores e disponíveis na literatura.

A exposição está dividida em cinco subseções. Na primeira, é descrito e comentado um ensaio típico. Na segunda é apresentado um resumo dos testes com a respectiva aquisição de dados. A terceira descreve o tratamento dos dados; na quarta se discorre sobre a propagação das incertezas e na quinta se faz uma discussão dos resultados.

4.1 Ensaio típico

A figura 20 mostra os resultados de um ensaio típico, informando a evolução dos valores das temperaturas em função do tempo. A temperatura ambiente foi assumida como a de entrada no TCC do fluido frio, $T_{f,e}$, e seus valores durante todo o trabalho não oscilaram mais que dois graus.

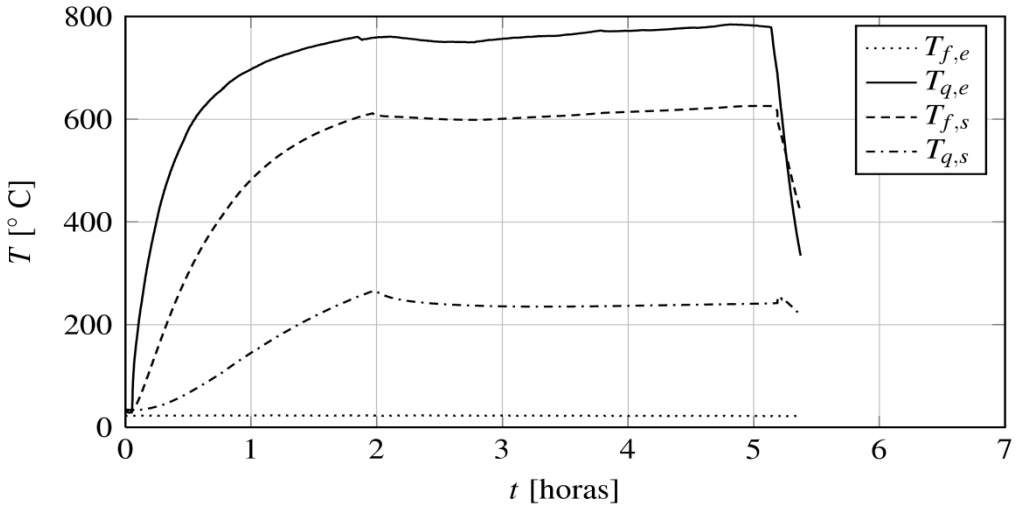


Figura 20 - Gráfico de um teste típico feito neste trabalho

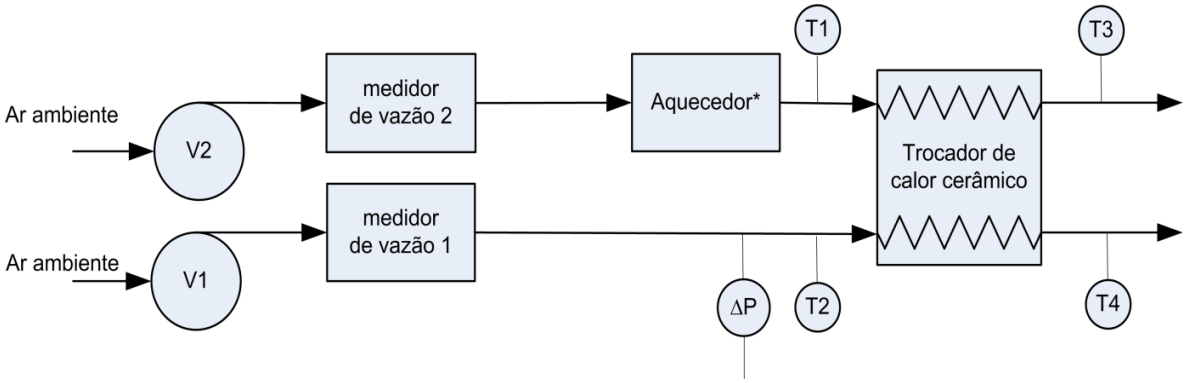
Fonte: autor

Neste teste escolhido como típico, até t = 2 horas a vazão do fluido frio foi mantida em valor relativamente baixo (2 m^3/h) de modo a aquecer as paredes do TCC e atingir o regime permanente mais rapidamente. Após aquele tempo, a vazão do fluido frio foi aumentada para 5,05 m^3/h. Para o fluido quente, a vazão foi mantida sem variação em 6,1 m^3/h, de modo a se

obter o mesmo número de Reynolds para os respectivos escoamentos. Se a vazão variasse, a temperatura $T_{q,e}$ variaria juntamente com o número de Reynolds Re_q.

4.2 Aquisição de dados

Os ensaios foram conduzidos no Laboratório de Refrigeração e Ar Condicionado da FEI na bancada de ensaio mostrada nas figuras 17 e 19 e esquematizada na figura 21, cujo foco é mostrar como foi feita a aquisição de dados.



V1: ventilador da linha fria
V2: ventilador da linha quente
ΔP: transdutor de pressão da linha fria
T1 a T4: termopares

Figura 21 - Esquema da bancada de testes focando a aquisição de dados
Fonte: autor

Foram executados nove ensaios, os quais exigiram cerca de sessenta horas de funcionamento do TCC, que iniciou cada ensaio à temperatura ambiente.

Os parâmetros usados para a obtenção dos resultados dos ensaios executados seguem a metodologia exposta no capítulo 3. Observe-se que aquela metodologia tem uma evolução voltada para o projeto. Neste trabalho, solidamente baseado em experimentos, a obtenção dos parâmetros não seguiu a ordem do capítulo 3. Para melhor organização do texto, algumas equações mostradas no capítulo 3 foram repetidas neste capítulo e novas equações foram acrescentadas ao texto. Parâmetros dados (obtidos pela geometria projetada), assumidos (referentes a situações ambientais), avaliados pelo programa EES (como a densidade do ar), medidos (durante os ensaios) e calculados (em função dos demais) estão apresentados a seguir

de maneira condensada. O tratamento dos dados foi feito pelo programa EES e as tabelas 7, 8 e 9 apresentadas neste capítulo informam os resultados dos parâmetros de interesse.

As temperaturas de saída dos fluidos frio e quente, $T_{f,s}$ e $T_{q,s}$ respectivamente, foram medidas (cada uma delas) em duas placas distintas do TCC. Os valores encontrados foram diferentes. A causa desse comportamento é discutida na seção 4.4. A temperatura de saída do aquecedor (a de entrada no TCC) não foi controlada durante os ensaios (no sentido de se evitar oscilações), mas era determinada pela vazão do ar e pela potência elétrica fornecida ao aquecedor, mantidas constantes durante cada ensaio. Portanto, não foi possível evitar pequenas variações durante os testes, como se pode observar na figura 20.

Cada ensaio durou cerca de seis horas; as temperaturas, as vazões volumétricas e a perda de pressão foram registradas no decorrer de cada teste. A tabela 7 apresenta os valores medidos (média dos valores medidos para as temperaturas) quando cada ensaio atingiu o regime permanente.

Tabela 7 - Valores medidos na condição de regime permanente

Ensaio	$\dot{V}_q$ m^3/h	$\dot{V}_f$ m^3/h	$T_{q,e}$ °C	$T_{q,s}$ °C	$T_{f,e}$ °C	$T_{f,s}$ °C	Δp mbar
1	5,45	5,01	386,2	91,6	23,5	288,4	0,37
2	5,66	5,11	487,6	119,0	24,5	346,7	0,41
3	9,63	7,83	498,6	158,4	22,1	352,3	0,76
4	8,95	7,80	770,0	260,5	23,3	607,0	0,75
5	7,91	6,40	823,0	275,1	22,7	656,8	0,60
6	6,10	5,06	784,2	240,0	22,5	623,6	0,37
7	6,96	5,94	840,9	259,9	23,7	668,5	0,66
8	4,99	4,35	890,4	255,5	23,6	708,0	0,45
9	9,04	7,58	596,9	193,2	23,6	430,8	0,89

Fonte: autor

A figura 20 mostra o gráfico representativo do ensaio número 6 mostrado na tabela 7.

4.3 Tratamento dos dados

Observe-se que todas as propriedades dos fluidos (ar quente e ar frio) são calculadas pelo programa EES a partir das temperaturas (e pressões, quando necessário) medidas. Isto trará vantagens para o procedimento de análise das incertezas descrito na seção 4.4.

Com os valores medidos das vazões volumétricas $\dot{V}$, da temperatura ambiente e da pressão ambiente e utilizando os valores avaliados pelo programa EES para a densidade do ar ρ, foram obtidos os valores das vazões mássicas $\dot{m}$ através da equação (38), aqui apresentada pela primeira vez. Observe-se que as vazões volumétricas foram medidas à temperatura ambiente nos lados quente e frio, como esquematizado na figura 21.

$$\dot{m} = \rho \dot{V} \tag{38}$$

Com os valores da vazão mássica calculados e os valores (avaliados pelo programa EES) dos calores específicos a pressão constante dos fluidos (c_p), foram obtidos os valores das suas taxas de capacidade calorífica *C* através da equação (26).

$$C = \dot{m} c_p \tag{26}$$

Com os menores valores das taxas de capacidade calorífica obtidos para cada ensaio, C_{min}, e com as temperaturas de saída dos fluidos quente e frio medidas, foram calculadas as máximas taxas de transferência de calor q_{max} através da equação (25).

$$q_{\max} = C_{\min}\left(T_{q,s} - T_{f,s}\right) \tag{25}$$

As taxas de transferência de calor para os fluidos q_f e q_q foram calculadas através das equações (39) e (40), apresentadas pela primeira vez, usando-se os valores medidos das temperaturas de entrada e de saída dos fluidos frio e quente $T_{f,e}$, $T_{f,s}$, $T_{q,e}$ e $T_{q,s}$, dos valores dos calores específicos a pressão constante dos fluidos $c_{p,f}$ e $c_{p,q}$ e dos valores já calculados das vazões mássicas $\dot{m}_f$ e $\dot{m}_q$.

$$q_f = \dot{m}_f c_{p,f}\left(T_{f,s} - T_{f,e}\right) \tag{39}$$

$$q_q = \dot{m}_q c_{p,q}\left(T_{q,e} - T_{q,s}\right) \tag{40}$$

Com os valores de todas as taxas de transferência de calor, foram obtidos os valores das efetividades para os lados frio e quente do TCC através da equação (24)

$$\varepsilon = \frac{q}{q_{\max}} \tag{24}$$

O diâmetro hidráulico D_h depende de valores conhecidos da geometria do TCC (A, A_{ff} e L) e é calculado pela equação (9); a velocidade mássica G é calculada através da equação (12) e os valores da viscosidade dinâmica μ são avaliados pelo programa EES em função da temperatura. O número de Reynolds foi obtido através da equação (8).

$$D_h = 4\frac{A_{ff}}{A}L \tag{9}$$

$$G = \frac{\dot{m}}{A_{ff}} \tag{12}$$

$$\mathrm{Re} = \frac{G D_h}{\mu} \tag{8}$$

Através da equação (16) foi obtido o fator de atrito f. Nessa equação, $v_{e,s,m}$ representam os valores dos volumes específicos dos fluidos (calculados pelo programa EES a partir das temperaturas medidas) na entrada do TCC, na saída do TCC e média aritmética das duas primeiras. O valor adimensional σ é o quociente entre as áreas de escoamento livre A_{ff} e frontal A_{fr}.

$$\Delta p = \frac{G^2 v_e}{2}\left[(1+\sigma^2)\left(\frac{v_s}{v_e} - 1\right) + f\frac{A}{A_{ff}}\frac{v_m}{v_e}\right] \tag{16}$$

Os dados acima tratados têm seus valores representados na tabela 8.

Tabela 8 - Parâmetros calculados

Ensaio	C_f J/s-K	C_q J/sK	C_{min} J/s-K	ε_f	ε_q	Re_f	Re_q	f
1	1,507	1,663	1,507	0,7304	0,8961	338	326	0,0793
2	1,539	1,744	1,539	0,6957	0,9019	328	311	0,0790
3	2,378	3,008	2,378	0,6930	0,9031	505	519	0,0601
4	2,420	2,902	2,420	0,7817	0,8185	425	403	0,0445
5	2,000	2,589	2,000	0,7923	0,8861	340	348	0,0511
6	1,577	1,982	1,577	0,7892	0,8983	274	276	0,0520
7	1,853	2,271	1,853	0,7890	0,8714	312	305	0,0669
8	1,363	1,636	1,363	0,7896	0,8790	224	215	0,0830
9	2,307	2,852	2,307	0,7103	0,8705	460	452	0,0699

Fonte: autor

Nota-se que os valores de C_f são iguais aos valores de C_{min} em todos os testes. Isto decorre da tentativa de impor uma igualdade entre Re_q e Re_f . A tabela 8 mostra que essa igualdade foi conseguida com boa aproximação nos ensaios efetuados.

Observe-se que as efetividades calculadas apresentam diferenças de valores relativamente pequenas (os valores ficaram entre 0,7 e 0,9, aproximadamente) e não comprometem as conclusões deste trabalho.

O desempenho do trocador de calor pode ser avaliado pelo fator de Colburn, *j*. Para a obtenção dos valores desse fator para cada ensaio, são calculados alguns outros parâmetros para melhor demonstração da análise em andamento.

O número de unidades de transferência *NUT* é obtido utilizando-se as equações (26), (29) e (30).

$$C = \dot{m} c_p \tag{26}$$

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp\left[-NUT\left(1 - C_r\right)\right]}{1 - C_r \exp\left[-NUT\left(1 - C_r\right)\right]} \tag{29}$$

$$C_r = \frac{C_{\min}}{C_{\max}} \tag{30}$$

Obtido *NUT*, o coeficiente global de transferência de calor *U* é calculado através da equação (27)

$$NUT = \frac{U\,A}{C_{\min}} \tag{27}$$

A eficiência global da superfície aletada, $\eta_{0,}$ é calculada conforme equação (35) e a eficiência de uma única aleta, η_a, é obtida pelas equações (36) e (37). Nesta última, *P* é o perímetro da seção reta da aleta, A_{sr} é a área de sua seção reta e k_{Al} é a condutividade térmica da alumina, assumida como sendo 11,4 W/mK, conforme Munro (1997). Na equação (36), L_{al} é a metade da altura da aleta em relação à base da placa de alumina componente do TCC.

$$\eta_0 = 1 - \frac{A_a}{A}\left(1 - \eta_a\right) \tag{35}$$

$$\eta_a = \frac{\tanh(mL_{al})}{mL_{al}} \tag{36}$$

$$m^2 = \frac{hP}{k_{Al}A_{sr}} \tag{37}$$

A eficiência de uma aleta foi calculada em separado; visto que é função do coeficiente de transferência de calor por convecção *h* como se vê nas equações (36) e (37) e tendo em vista que aquele coeficiente variou entre 57,0 e 102,0 W/m^2- °C, como se vê na tabela 9, a eficiência da aleta ficou entre 0,982 e 0,992 após o tratamento dos dados.

Considerando-se iguais as áreas de escoamento quente e fria e o fator de incrustação R'' nulo para ambos os lados, a equação (34) pode ser reescrita como a equação (41).

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{(\eta_0\, h\, A)_f} + \frac{R''_{i,f}}{(\eta_0\, A)_f} + \frac{a}{kA} + \frac{R''_{i,q}}{(\eta_0\, A)_q} + \frac{1}{(\eta_0\, h\, A)q} \tag{34}$$

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_f \eta_{0,f}} + \frac{a}{k} + \frac{1}{h_q \eta_{0,q}} \tag{41}$$

Os ensaios foram conduzidos de forma que o número de Reynolds fosse o mesmo para os lados frio e quente. Sob essa condição, é possível considerar que o fator j também é o mesmo para os lados quente e frio. Nesse caso, a equação (41), a equação (13), escrita para h_q e h_f , e a equação (14) formam um sistema de equações que pode ser resolvido quando se considera os fatores de Colburn j_q e j_f como sendo iguais.

$$St = \frac{h}{\rho V c_p} \tag{13}$$

$$j = St \, \mathrm{Pr}^{2/3} \tag{14}$$

De acordo com essas considerações foi montada a tabela 9.

Tabela 9 - Parâmetros calculados

Ensaio	U W/m^2- °C	h_f W/m^2- °C	h_q W/m^2- °C	j
1	33,45	65,1	72,4	0,0280
2	30,48	58,6	66,7	0,0246
3	41,61	76,4	97,3	0,0208
4	45,11	85,4	102,0	0,0227
5	41,82	76,5	98,3	0,0246
6	34,84	64,3	80.4	0,0262
7	39,26	73,5	89,4	0,0255
8	30,28	57,0	67,9	0,0269
9	39,81	74,0	91,6	0,0207

Fonte: autor

4.4 Análise de propagação das incertezas

Os procedimentos necessários para a condução da análise de incertezas estão disponíveis no software EES e se baseiam nas orientações disponíveis nas Diretrizes para Avaliação e Representação das Incertezas em Resultados de Medições, do NIST, National Institute of Standards and Technology, da Administração da Tecnologia do Departamento de Comércio dos EUA, coligidas por Taylor e Kuyatt (1994).

Assim, o programa obteve as incertezas absolutas para cada variável calculada, a partir das incertezas das variáveis medidas, obtidas conforme características dos instrumentos de medição mostradas na tabela 6.

Da análise dos valores calculados pelo programa EES foram retirados os valores que compõem a tabela 10, que mostra as incertezas dos principais parâmetros calculados usados neste trabalho. Valores de incertezas para variáveis medidas encontram-se na tabela 6.

Tabela 10: incerteza de variáveis calculadas obtidas pelos procedimentos de propagação das incertezas

Parâmetro	Incerteza
Vazão mássica ($\dot{m}$)	1,4%
Velocidade mássica do escoamento (G)	1,4%
Número de Reynolds (Re)	1,5%
Efetividade (ε)	1,7%
Número de unidades de transferência (NTU)	3,3%
Coeficiente global de transferência de calor (U)	3,0%
Coeficiente de transferência de calor por convecção (h)	3,3%
Eficiência da aleta (η_a)	0,2%
Fator de Colburn (j)	3,2%
Fator de atrito (f)	9,4%

Fonte: autor

4.5 Discussão

Em primeiro lugar, uma comparação de resultados se impõe: é a relativa ao trabalho de simulação CFD feito por Mello et al (2012), visto que a o TCC analisado por aquele trabalho é muito parecido com o testado neste trabalho, pois têm a geometria das placas e as dimensões iguais, o que conduz a mesmos valores para o diâmetro hidráulico D_h e para a razão entre a área das superfícies compactas e o volume do trocador de calor, β. As diferenças existentes entre os dois trabalhos são três.

Primeiramente, no trabalho experimental, as aletas têm ângulo de 5° para facilitar a desmoldagem e no trabalho numérico esse ângulo não existe.

Em segundo lugar, há um efeito de borda no trabalho experimental que não foi considerado no trabalho numérico (entre as aletas laterais de cada placa e a própria placa, há uma condição de escoamento que não foi considerada no trabalho numérico).

Por último, o efeito de entrada e saída no escoamento pelas aletas é diferente nos dois trabalhos, pois o trabalho numérico fez as considerações para duas aletas consecutivas somente, o que difere da condição real, onde cada fileira tem dez aletas.

A figura 22 mostra as curvas obtidas para os fatores de atrito f e de Colburn j em função do número de Reynolds por aquele trabalho de simulação CFD. Para essas correlações foram utilizadas as equações (42) e (43), constantes no trabalho de Mello et al (2012). Os pontos no gráfico da figura 22 representam os resultados obtidos com simulações CFD para cada número de Reynolds imposto como condição de contorno.

$$j = 1{,}183Re^{-0{,}654}(1 + 1{,}15 * 10^{-10} * Re^{3})^{0{,}1} \quad (42)$$

$$f = 3{,}138Re^{-0{,}631}(1 + 3{,}94 * 10^{-11} * Re^{3{,}4})^{0{,}1} \quad (43)$$

Pode-se observar na figura 22 que o formato das correlações (42) e (43) é apropriado para a descrição dos pontos obtidos por simulação em toda a faixa de números de Reynolds estudada.

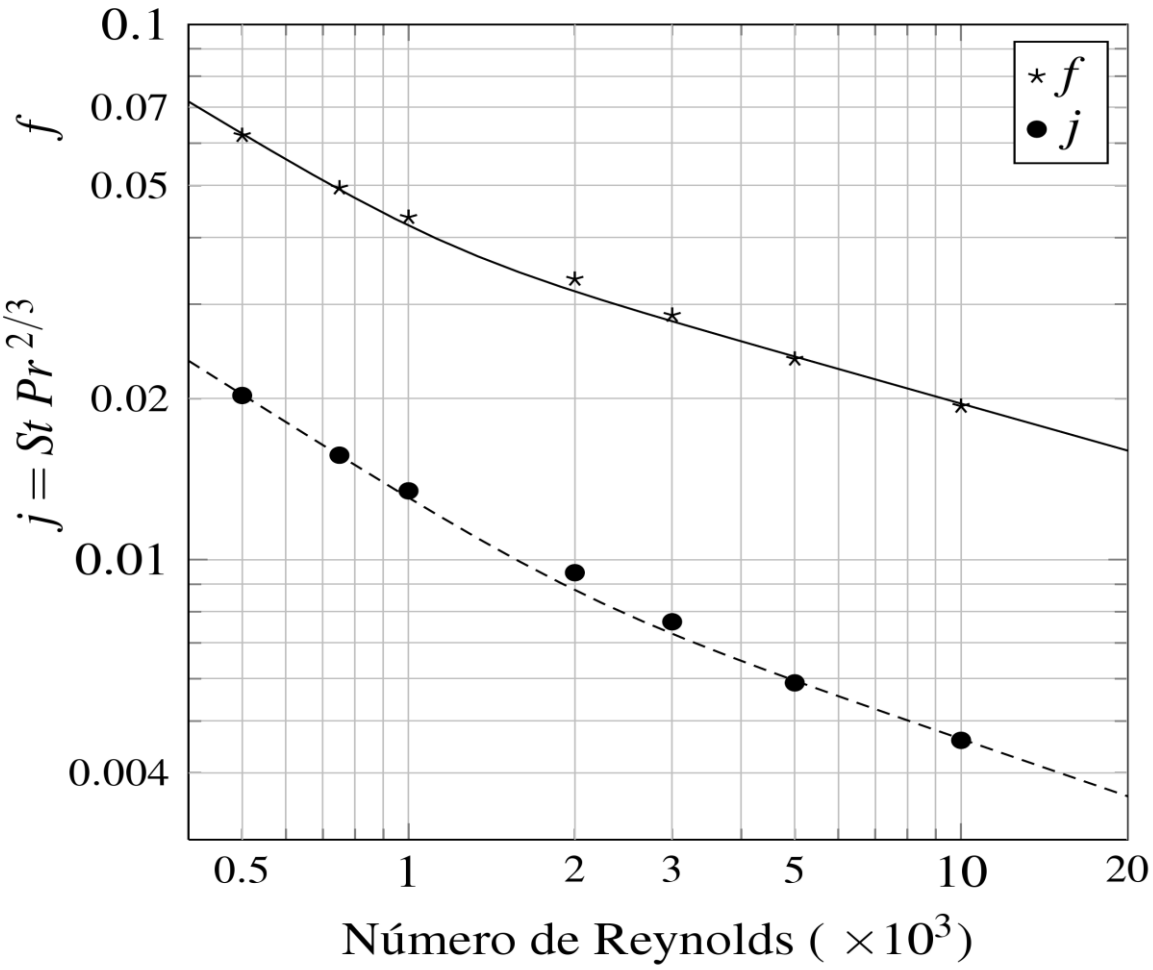


Figura 22 - Curvas para os fatores *f* e *j* em função do número de Reynolds em trabalho de simulação CFD
Autor: Mello et al. (2012)

A seguir é apresentada a figura 23, na qual se veem os pontos obtidos pelos ensaios conduzidos por este trabalho comparados às curvas da figura 22.

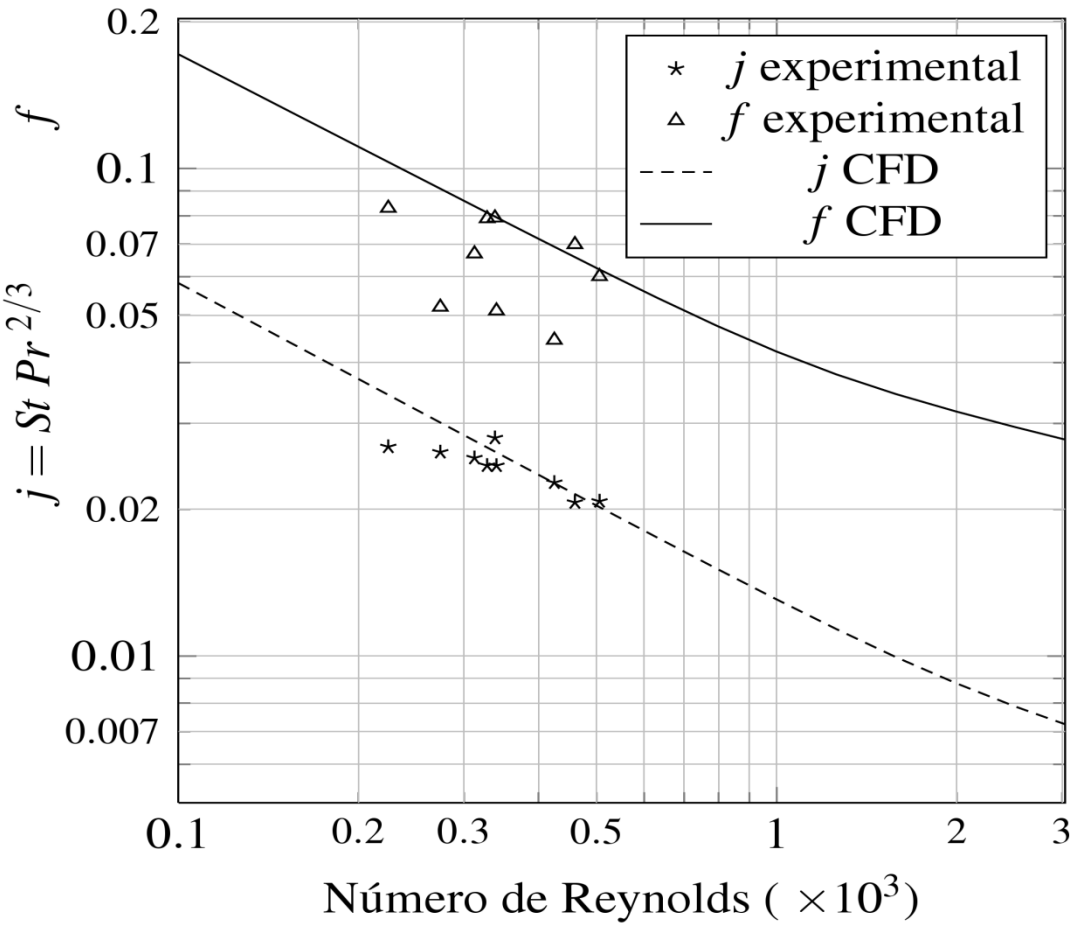


Figura 23 – Curvas comparativas entre os resultados numéricos (CFD) obtidos por Mello et al, 2012, e os resultados experimentais obtidos por este trabalho
Fonte: autor

O comportamento do fator *j* de Colburn, como esperado, apresentou uma nítida redução com o aumento do número de Reynolds e apresenta excelente concordância com os resultados numéricos apresentados por Mello et al (2012).

Já o comportamento do fator de atrito *f* não foi o esperado nem com relação à concordância entre pontos experimentais e curva numérica e nem a respeito das distribuições dos pontos no gráfico. Esperava-se que no modelo experimental a perda de carga fosse maior que no modelo numérico, já que as simulações CFD não apresentaram os trechos de entrada e saída das linhas de escoamento. No entanto, não foi o que se observou. Uma das causas possíveis desse comportamento inesperado do fator *f* é a incerteza do medidor de pressão a qual, conforme catálogo do fabricante, é de ± 0,04% do fundo de escala. O fundo de escala é 70 mbar, o que dá uma incerteza de ± 0,028 mbar. Nos experimentos, a menor medida de Δp foi 0,37 mbar. Com a incerteza verificada, o valor de Δp pode conter uma incerteza relativa de

± 7,6%. Os termopares apresentam uma incerteza da ordem de ± 0,75% ou ± 2,2 °C (o que for maior), conforme Hagen (1999). A incerteza na medição da temperatura influencia a avaliação de vários parâmetros, entre eles a vazão e o número de Reynolds. A vazão tem influência no cálculo da velocidade mássica máxima *G*, que influencia diretamente os valores do fator *f*. É isso que permite explicar por que os valores dos fatores de atrito obtidos experimentalmente são menores que os valores dos mesmos fatores obtidos numericamente e por que a distribuição dos pontos não os aproxima de uma curva característica.

Também foram feitas comparações entre as diferenças de pressão Δp (valores medidos x valores calculados usando-se a correlação da equação (43)), de acordo com o gráfico mostrado na figura 24. Conforme já explanado sobre o comportamento inesperado dos valores medidos, aqui também se verifica que, nem mesmo dentro de uma variação de ± 20%, há uma boa concordância entre valores medidos e a correlação. Alguns pontos apresentam desvios maiores que 20% em relação ao valor previsto pela correlação.

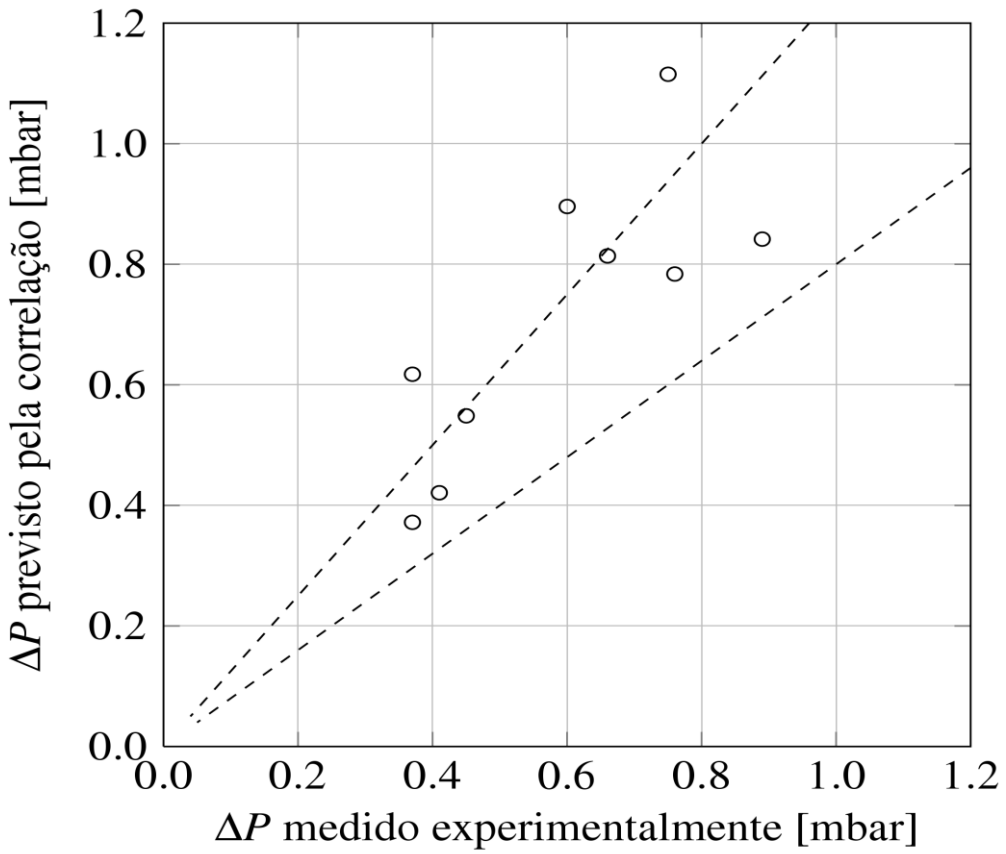


Figura 24 - Comparação entre as diferenças de pressão teóricas (CFD) e obtidas experimentalmente; as linhas pontilhadas definem uma variação de ± 20%
Fonte: autor

As temperaturas de saída dos fluidos frio e quente, $T_{f,s}$ e $T_{q,s}$ respectivamente, foram medidas (cada uma delas) em duas placas distintas do TCC e as medições apresentaram valores distintos. No gráfico mostrado pela figura 20, os termopares instalados (em placas diferentes) para medição das temperaturas de saída do fluido frio ($T_{f,s}$) mostraram uma diferença nos valores de até 30 °C; os termopares que mediram as temperaturas de saída do fluido quente ($T_{q,s}$) indicaram diferenças de registro de até 17 °C. Para compor aquele gráfico, assim como para todas as análises feitas, foram usados os valores médios das temperaturas registradas pelos termopares em cada placa distinta. A causa dessas diferenças é a distribuição assimétrica das temperaturas nas placas componentes do TCC, como pode se ver na figura 25.

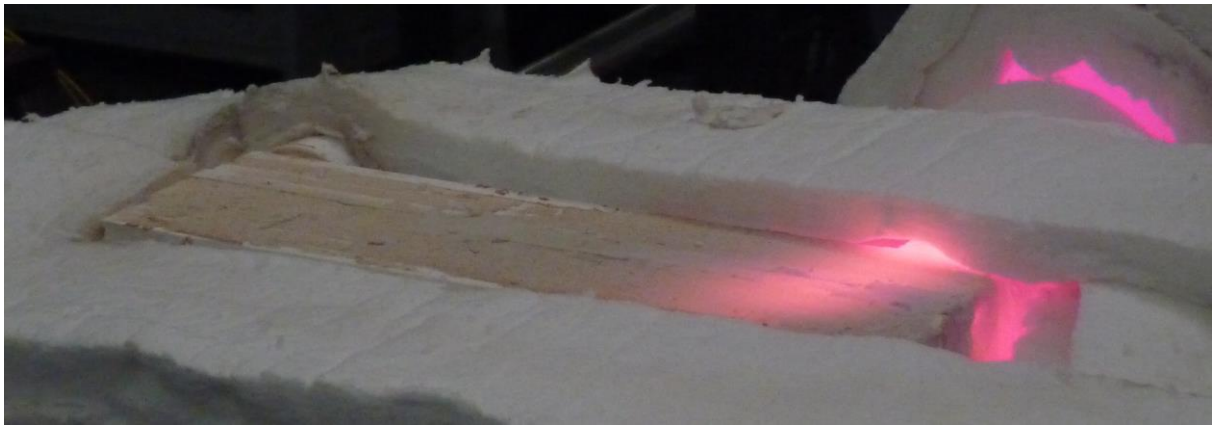


Figura 25 - Foto do TCC em operação, mostrando a diferença da distribuição de temperaturas em seu corpo
Fonte: autor

Durante os ensaios, houve um monitoramento constante do TCC quanto a vazamentos, tanto em seu corpo quanto nas junções com as linhas de ar quente e frio. Esse monitoramento foi sensorial e também, o que é muito mais importante, verificado indiretamente através da análise constante dos valores dos dados adquiridos durante os ensaios, como a diferença de pressão, que em nenhum momento apresentou valores não conformes com o desempenho esperado do TCC.

Após os ensaios, o TCC foi retirado da bancada de testes e conduzido do Laboratório de Ar Condicionado para uma sala de exames mais apropriada. Durante a remoção da bancada de testes e após o transporte entre salas, o TCC permaneceu íntegro.

Durante os exames, trincas muito pequenas foram notadas transversalmente ao corpo do TCC, possivelmente causadas por tensões originadas a partir do comportamento

termoestrutural do TCC devido aos gradientes de temperatura a que foi submetido durante os ensaios. Não foram observados vazamentos pelas trincas durante os ensaios, dado serem seus tamanhos muito pequenos e também porque a pressão de operação foi muito pequena (0,9 mbar no máximo).

Após o exame visual, uma força foi aplicada no TCC de modo a avaliar a função do adesivo. Sem o uso de ferramentas, foi possível separar a quarta placa da quinta placa, indicando que a adesivação tem que ser melhorada.

Depois de ocorrer a separação do TCC em dois blocos, um deles foi submetido a um pequeno esforço manual; uma das trincas já relatadas originou um colapso na estrutura daquele bloco, que teve uma parte separada conforme mostrado na figura 26.

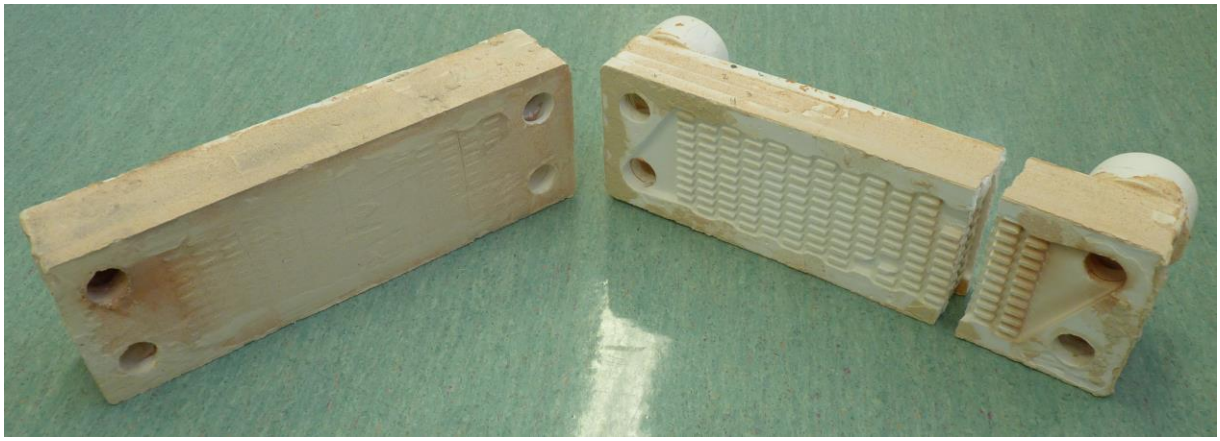


Figura 26: TCC desmontado para análises
Fonte: autor

Não se verificou excesso de adesivo na região entre as aletas, o que poderia alterar as condições de escoamento. O excesso de adesivo ocasionou modificações no escoamento em testes conduzidos por Alm et al (2008), quando a solda vítrea utilizada penetrou em alguns canais, comprometendo o escoamento na região.

Algumas aletas quebraram durante a desmontagem, como se vê na figura 26. As demais estavam em perfeito estado, não apresentando deformações nem micro-trincas (possivelmente oriundas das solicitações termoestruturais impostas pela severidade dos ensaios) em suas bases junto à placa. Observe-se que nessa região as estruturas das aletas apresentam cantos vivos, concentradores naturais de tensões mecânicas.

O material com o qual foi construído o TCC se comportou como o esperado, mas ainda pode ficar mais denso se o empacotamento de partículas e as quantidades relativas de cerâmicas de grânulos finos e de grânulos grossos forem posteriormente investigados.

O aquecedor da bancada de ensaios apresentou limitações quanto às temperaturas máximas possíveis (aproximadamente 900 °C em regime permanente), visto que gerava calor através de uma resistência elétrica, feita do material Kantal A1. A tentativa de conseguir um escoamento em regime permanente com temperaturas próximas de 1000 °C resultou na queima da resistência. Um novo aquecedor que gere calor através da queima de combustíveis certamente permitirá alcançar temperaturas próximas do limite para os materiais cerâmicos: de 1500 °C a 2500 °C, possibilitando uma avaliação mais rigorosa quanto à função do material cerâmico em face de altas temperaturas.

O TCC funcionou, intermitentemente, por cerca de setenta horas, sendo que sessenta para os ensaios. Cada ensaio sempre iniciou com a linha quente à temperatura ambiente. Portanto o TCC suportou variações de temperatura que oscilaram da temperatura ambiente à temperatura máxima de cada ciclo, demonstrando que a alumina de que foi construído teve um comportamento termomecânico satisfatório, apesar das trincas citadas e embora setenta horas seja um número muito pequeno para qualquer análise sobre fadiga.

5 CONCLUSÕES

O que foi analisado e discutido neste trabalho permite concluir que um TCC para operar a temperaturas próximas de 1000 °C apresenta elevada efetividade e baixa perda de pressão quando operando em regime laminar. O uso da alumina para a construção do TCC resultou em baixo custo, mas há dúvidas sobre a adequação deste material, já que o TCC apresentou trincas.

O TCC foi fabricado com alumina por ser material de fácil aquisição; as peças foram modeladas em moldes de alumínio, segundo um projeto de fácil fabricação. O processo de confecção das placas cerâmicas componentes do TCC, o gel casting, não exige nenhum equipamento especial para introdução da matéria prima no molde, como prensas, injetoras ou extrusoras e o acabamento das peças por aquele processo é de boa qualidade, além de permitir a moldagem de peças com geometria complexa. A finalização da fabricação das placas pela operação de sinterização é uma ação que exige altas temperaturas relativas e, portanto, uma quantidade de energia relativamente considerável, mas isso é necessário para todos os materiais cerâmicos componentes de trocadores de calor. E, dentre esses materiais, a alumina é um dos que menos energia consome para aquela operação; inclusive o forno necessário para atingir a temperatura de sinterização da alumina tem o custo inicial sensivelmente menor que o de um forno para sinterizar carbeto de silício, SiC, por exemplo.

O TCC testado neste trabalho apresentou resultados de ensaios coerentes com a literatura técnica disponível e muito próximos dos resultados de validação numérica obtidos por Mello et al (2012) em um TCC com as características geométricas semelhantes. Nos ensaios efetuados o número de Reynolds ficou entre 200 e 550 e a efetividade do TCC variou numa faixa de valores próximos a 0,7 e 0,9. Estes valores traduzem um comportamento que está de acordo com os resultados obtidos em simulações CFD para o fator de Colburn, j, que apresentou uma redução condizente com o aumento do número de Reynolds. No entanto, os resultados obtidos experimentalmente para o fator de atrito f não concordam com os obtidos em simulações CFD e também não apresentam, no gráfico mostrado na figura 23, a distribuição conforme uma curva bem definida. Essa falta de concordância se deve, em parte, às diferenças de pressão medidas, cujos valores diferem em mais de 20% em relação aos obtidos em simulações CFD. As medições em questão apresentam uma alta incerteza porque o transdutor de pressão que foi usado nos ensaios demonstrou ser inadequado à faixa de pressões obtida nos testes.

Este trabalho abre uma gama de propostas para trabalhos futuros. Em primeiro lugar, o desenvolvimento de materiais cerâmicos que tenham um comportamento termoestrutural melhor, de modo a não apresentar trincas ao final dos ensaios, que deverão ocorrer sob temperaturas maiores que 1000 °C. Dentre estes materiais, deve haver uma investigação sobre adesivos de melhor eficiência. Para alcançar aquelas temperaturas, o aquecedor elétrico usado poderia ser substituído por outro que gere calor através da queima de um combustível.

Em segundo lugar, o TCC construído com essa cerâmica melhorada poderia ser ensaiado sob pressão interna. Nesse caso, o ar soprado pelos ventiladores usados neste trabalho poderia ser substituído por ar comprimido.

Depois, em vista da utilização de ar comprimido, os ensaios poderiam ser executados com vazões maiores, de modo a que o número de Reynolds fique próximo de Re = 2000. Conforme discutido por Mello et al (2012), possivelmente a condição de operação destes trocadores de calor seria otimizada naquela faixa de Reynolds, na qual as perdas de carga não são elevadas, mas a transferência de calor é satisfatória.

Ainda, para se diminuir a incerteza observada nas medições de perda de pressão, um transdutor de pressão com escala mais adequada poderia ser adquirido em substituição do transdutor usado nos testes conduzidos no presente trabalho.

Também poderiam ser feitas, no futuro, comparações de desempenho térmico com novas geometrias na construção das aletas.

Por último, ensaios de fadiga poderiam ser investigados futuramente, visto que, segundo Schulte-Fishedick, Dreissigacker e Tamme (2007), um TCC deve ter uma vida útil de 100.000 horas de operação.

REFERÊNCIAS

AL-ATTAB, K.A.; ZAINAL, Z.A. Performance of high-temperature heat exchangers in biomass fuel powered externally fired gas turbine systems. **Renewable Energy**, 35, 913-920, 2010.

ALM, B.; IMKE, U.; KNITTER, R.; SCHYGULLA, U.; ZIMMERMANN, S. Testing and simulation of ceramic micro heat exchangers. **Chemical Engineering Journal**, 135S, S179 – S184, 2008.

AQUARO, D.; PIEVE, M. High temperature heat exchangers for power plants: Performance of advanced metallic recuperators. **Applied Thermal Engineering**, 27, 389 – 400, 2007.

BAZANELLI, J.A.O. **Modelo Termodinâmico de uma Turbina a Gás com Combustão Externa**. 2011. 36 f. Monografia (Graduação em Engenharia Mecânica) - Centro Universitário da FEI, São Bernardo do Campo.

ÇENGEL, Y.A. **Transferência de Calor e Massa:** uma abordagem prática, 3. ed., McGraw-Hill, 2009.

CIOFALO, M. Local effects of longitudinal heat conduction in plate heat exchangers. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, 50, 3019 – 3025, 2007.

EMPRESA DE PESQUISA ENERGÉTICA – EPE. **Balanço Energético Nacional 2012 – Ano Base 2011.** Ministério das Minas e Energia do Brasil. Disponível em www.mme.gov.br/publicações/balançoenergéticonacional2012, p.21 – oferta brasileira; p.23 – consumo brasileiro; p.178 – oferta mundial; p.180 – consumo mundial. Acesso em: 30 mai. 2012, 20:30.

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

FOLI, K. et al. Optimization of micro heat exchanger: CFD, analytical approach and multi-objective evolutionary algorithms. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, 49, 1090-1099, 2006.

GILISSEN, R. et al. Gelcasting, a near net shape technique, **Materials and Design**, Volume 21, issue 4, p. 251 – 257, 2000.

HAGEN, K. D. **Heat Transfer with Applications**. Prentice-Hall, 1999.

HESSELGREAVES, J. E. **Compact Heat Exchangers: Selection, Design and Operation**. 1. ed., Pergamon, 2001.

INCROPERA F. P.; DEWITT, D.P. **Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa**, 4. ed., LTC, 1998.

KANLAYASIRI, K.; PAUL, B.K. A Nickel Aluminide Microchannel Array Heat Exchanger for High-Temperature Applications. **Journal of Manufacturing Processes**, v.6, n.1, 2004.

KAYS, W. M.; LONDON, A. L. **Compact Heat Exchangers**, 3. ed., McGraw-Hill, 1984.

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

KIM, J.; KANG, T.; KIM, I. Surface treatment to improve corrosion resistance of Al plate heat exchangers. **Transactions of Nonferrous Metals Society of China**, 19, s28-s31, 2009.

LI, Q. et al. Compact heat exchangers: A review and future applications for a new generation of high temperature solar receivers. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, 15, 4855 – 4875, 2011.

LUZZATTO, C. et al. **Applied Thermal Engineering**, 17, 8-10, pp 789-797, 1997.

MAIDA, P.C. **Conformação fluida dos elementos de um trocador de calor de alumina**. 2012. 76 f. Monografia (Graduação em Engenharia de Materiais) - Centro Universitário da FEI, São Bernardo do Campo.

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**; 10, 171 – 180, 1995.

MCDONALD, C. F. Recuperator considerations for future higher efficiency microturbines. **Applied Thermal Engineering**, 23, 1463-1487, 2003.

MCDONALD, C. F.; RODGERS, C. Small recuperated ceramic microturbine demonstrator concept. **Applied Thermal Engineering**, 28, 60 -74, 2008.

MELLO, P. E. B.; DONATO, G. H. B. Design of a ceramic heat exchanger for high temperature applications using simulation techniques. **Proceedings of International Heat Transfer Conference**, IHTC14 – 22379, Washington D.C., USA, 2010.

MELLO, P. E. B.; MONTEIRO, D. B. Thermodynamic Study of an EFGT (Externally Fired Gas Turbine) Cycle with One Detailed Model for the Ceramic Heat Exchanger. **Energy**, 45, 497-502, 2012.

MELLO, P.E.B. et al. Influence of Turbine Inlet Temperature on the Efficiency of Externally Fired Gas Turbines. **11th International Conference on Sustainable Energy Technologies, Vancouver, Canada**, 2012.

MONTEIRO, D.B. **Trocadores de calor cerâmicos para aplicações envolvendo altas temperaturas: um estudo numérico através de simulação com dinâmica dos fluidos computacional**. 2010. 124f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Centro Universitário da FEI, São Bernardo do Campo.

MONTEIRO, D. B.; MELLO, P. E. B. Thermal Performance and Pressure Drop in a Ceramic Heat Exchanger Evaluated Using CFD Simulations. **Energy**, 45, 489 – 496, 2012.

MUNRO, R.G. Evaluated Material Properties for a Sintered α – Alumina. **Journal of American Ceramic Society**, 80 [8], 1919 – 1928, 1997.

MURPHY, D.M.; SULLIVAN, N.P.; KEE, R.J.; HARTMANN, M.; MCGUIRE, N.E. Ceramic microchannel reactor for SOFC applications. **The Electrochemical Society**, Abstract #854, 219th ECS Meeting, 2011.

OHADI, M. M.; BUCKLEY, S. G. High temperature heat exchangers and microscale combustion systems: applications to thermal system miniaturization. **Experimental Thermal and Fluid Science**, 25, 207-217, 2001.

OMATETE, O. O. Improved Gelcasting Systems, Visiting Scientist at AlliedSignal Ceramic Components. **The American Ceramic Society**, 1996 – 1998.

OLIVEIRA I.R. et al. **Dispersão e Empacotamento de Partículas. Princípios e Aplicação em Processamento Cerâmico.** Fazendo Arte Editorial, 2000.

OLIVEIRA, I. R.; PANDOLFELLI, V. C. Concretos refratários preparados com alumina hidratável: efeito dos dispersantes (Refractory castables prepared with hydratable alumina: the dispersant effect). **Cerâmica,** 55, 33 – 39, 2009.

ORTEGA, F. S. et al. Optimizing Particle Packing in Powder Consolidation. **The American Ceramic Society Bulletin**, (August 1999).

RICHERSON, D. W. **Modern Ceramic Engineering: Properties, Processing and Use in Design** 3. ed., CRC, 2006.

SCHMIDT, S. A.; NETTLESHIP, I. The effect of coarse particles on the microstructural evolution of porous alumina sintered at 1375 °C. **Journal of the European Ceramic Society**, 24, 2741-2747, 2004.

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

SHAH, R.K.; THONON, B.; BENFORADO, D.M. Opportunities for heat exchanger applications in environmental systems. **Applied Thermal Engineering**, 20, 631 – 650, 2000.

SOMMERS, A. et al. Ceramics and ceramic matrix composites for heat exchangers in advanced thermal systems – A review. **Applied Thermal Engineering**, 30, 1277 – 1291, 2010.

SUBBANNA, M.; KAPUR, P.C.; PRADIP. Role of powder size, packing, solid loading and dispersion in colloidal processing of ceramics. **Ceramics International**, 28, 401 – 405, 2002.

SUNDEN, B. High Temperature Heat Exchangers (HTHE). **Proceedings of Fifth International Conference on Enhanced, Compact and Ultra-compact Heat Exchangers: Science, Engineering and Technology**, CHE2005 – 29, Hoboken, NJ, USA, 2005.

TAKEUCHI, Y. et al. Heat transfer in SiC compact heat exchanger. **Fusion Engineering and Design,** 85, 1266-1270, 2010.

TAYLOR, B. N., KUYATT, C. E. Guidelines for Evaluating and Expressing Uncertainty of NIST Measurement Results, technical note 1297, **National Institute of Standards and Technology, Technology Administration of the United States Department of Commerce**, 1994.

TRAVERSO, A.; MASSARDO, A. F.; SCARPELLINI, R. Externally Fired micro-Gas Turbine: Modeling and experimental performance. **Applied Thermal Engineering**, 26, p 1935 – 1941, 2006.

TRUNEC, M. Osmotic drying of gelcast bodies in liquid desiccant. **Journal of the European Ceramic Society,** 31, 2519 – 2524, 2011.

YANG, J.; YU, J.; HUANG, Y. Recent developments in gelcasting of ceramics. **Journal of the European Ceramic Society,** article in press, doi: 10.1016/j.jeurceramsoc.2010.12.035, 2011.

YOUNG, A. C. et al. Gelcasting of alumina. **Journal of American Ceramic Society**, 74 [3], 612 – 18, 1991.

ZANOTTO E.D.; MIGLIORE JR., A.R. Propriedades mecânicas de materiais cerâmicos: uma introdução. **Cerâmica**, 37 [247], 1991.

ANEXO

Este anexo traz a listagem do arquivo EES (Engineering Equation Solver) utilizado no tratamento dos dados experimentais.

```
//Parâmetros geométricos
D_h=0.004505 [m]
A_fr=0.005*0.082*4 [m^2]
sigma=0.5
L_1=0.226 [m]
L_2=0.082 [m]
L_3=0.005 [m]
V=L_1*L_2*L_3
// área de trasnferência por volume entre placas
beta=444 [1/m]
A=4*V*beta
A_f/A=0.539
//espessura da parede
b=0.0055 [m]
//condutividade térmica da alumina a 500°C
k_al=11.4

// Densidade do ar
T_amb=T_c_i
P_amb=680*convert(mmHg,bar)
rho=Density(Air,T=T_amb,P=P_amb)

// Medida da vazão volumétrica
V_dot_h=9.63
V_dot_c=7.83
DELTAP=0.76

//Medida de temperatura
T_c_i=22.1 [C]
T_c_o=352.3 [C]
T_h_i=498.6 [C]
T_h_o=158.4 [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)

//Reynolds e outras grandezas
Re_h=(D_h/(sigma*A_fr))*(m_dot_h/mu_h)
```

```
Re_c=(D_h/(sigma*A_fr))*(m_dot_c/mu_c)
cp_h=Cp(Air,T=T_h_m)
cp_c=Cp(Air,T=T_c_m)
Pr_h=Prandtl(Air,T=T_h_m)
Pr_c=Prandtl(Air,T=T_c_m)
C_h=m_dot_h*cp_h
C_c=m_dot_c*cp_c
C_min=min(C_h,C_c)
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

//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*A/C_min

//Coeficiente global de transferência de calor
1/(U*A)=1/(ETA_o*h_h*A)+R_w+1/(ETA_o*h_c*A)
R_w=b*(1/k_al)*(1/A)

//Efetividade das aletas
ETA_f=0.985

//Eficiência superficial global
ETA_o=1-(A_f/A)*(1-ETA_f)

//fator de Colburn
j_h=j_c
j_h=(h_h*sigma*A_fr*Pr_h^(2/3))/(m_dot_h*cp_h)
j_c=(h_c*sigma*A_fr*Pr_c^(2/3))/(m_dot_c*cp_c)

//Perda de carga
G=m_dot_c/(sigma*A_fr)
(DELTAP*100)=(G^2*v_i/2)*((1+sigma^2)*(v_o/v_i-
1)+(f*A*v_m)/(sigma*A_fr*v_i))
```