

RODRIGO CAETANO COSTA

**PROTÓTIPO DE UM RECUPERADOR DE CALOR PARA RESFRIAMENTO
RÁPIDO DE GASES DE INCINERAÇÃO DE RESÍDUOS PERIGOSOS**

Tese apresentada à Universidade Federal de Viçosa, como parte das exigências do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Agrícola, para obtenção do título de *Doctor Scientiae*.

VIÇOSA
MINAS GERAIS – BRASIL
2012

**Ficha catalográfica preparada pela Seção de Catalogação e
Classificação da Biblioteca Central da UFV**

T

C837p
2012

Costa, Rodrigo Caetano, 1971-

Protótipo de um recuperador de calor para resfriamento
rápido de gases de incineração de resíduos perigosos /
Rodrigo Caetano Costa. – Viçosa, MG, 2012.

xii, 131f. : il. (algumas col.) ; 29cm.

Inclui anexos.

Orientador: Márcio Arêdes Martins.

Tese (doutorado) - Universidade Federal de Viçosa.

Referências bibliográficas: f. 101-107

1. Incineradores. 2. Resíduos perigosos. 3. Calor -
Armazenamento. 4. Combustão. 5. Produtos agrícolas.

I. Universidade Federal de Viçosa. II. Título.


CDD 22. ed. 631.37

RODRIGO CAETANO COSTA

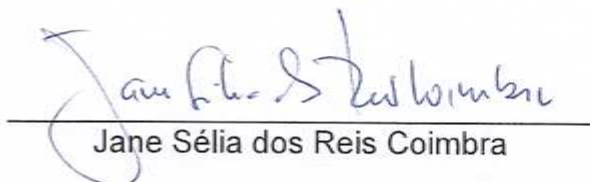
**PROTÓTIPO DE UM RECUPERADOR DE CALOR PARA RESFRIAMENTO
RÁPIDO DE GASES DE INCINERAÇÃO DE RESÍDUOS PERIGOSOS**

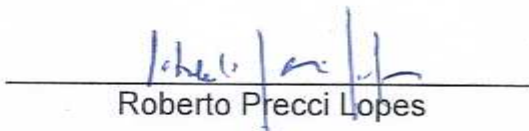
Tese apresentada à Universidade Federal de Viçosa, como parte das exigências do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Agrícola, para obtenção do título de *Doctor Scientiae*.

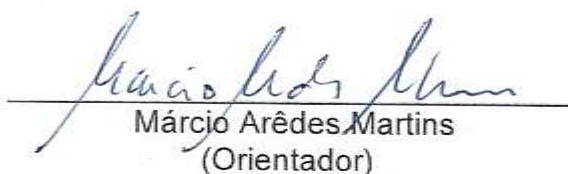
APROVADA: 29 de junho de 2012.


Daniel Camara Barcellos


Rogério Amaro Gonçalves


Jane Sélia dos Reis Coimbra


Roberto Pecci Lopes


Márcio Arêdes Martins
(Orientador)

À minha esposa Natália, pelo amor,
pela paciência e pelo apoio de sempre.
Aos meus filhos Bruno, Caio e Eduardo.

AGRADECIMENTOS

A todos que contribuíram para que esta tese chegasse ao seu final

Ao meu orientador Márcio Arêdes Martins.

Aos coorientadores Daniel Marçal de Queiroz e Paulo Roberto Cecon.

Aos professores do Departamento de Engenharia Agrícola (DEA) que ministraram as disciplinas que cursei.

Ao IFMG Campus Bambuí, na pessoa do professor Flávio Vasconcelos Godinho.

À Universidade Federal de Viçosa, na pessoa da professora Lêda Rita D'Antonino Faroni.

Aos colegas de trabalho do DEA, Marcelo, Ivanildo, Michel e Diego.

Aos meus colegas do Dinter.

Aos meus colegas de trabalho da Mecânica do IFMG Campus Bambuí.

Aos funcionários da UFV, Délio, Graça e Edna.

A todos que me ajudaram de alguma forma, meus sinceros agradecimentos.

BIOGRAFIA

RODRIGO CAETANO COSTA, filho de José Nilson Gontijo Costa e Maria Clara Caetano Costa, nasceu na cidade de Luz, estado de Minas Gerais, em 07 de maio de 1971.

Em agosto de 1990, iniciou o curso de Engenharia Mecânica na Universidade Católica de Minas Gerais (PUC-MG), em Belo Horizonte, MG, graduando-se em agosto de 1996.

Em março de 2003, ingressou no Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Católica de Minas Gerais, em nível de Mestrado, na área de Motores de Combustão Interna Bicom bustíveis, defendendo a dissertação em setembro de 2005.

Em março de 2009, iniciou o curso de Doutorado em Engenharia Agrícola na Universidade Federal de Viçosa (UFV), na área de Racionalização do Uso de Energia, submetendo-se à defesa de tese, requisito indispensável para a obtenção do título de *Doctor Scientiae*, em junho de 2012.

SUMÁRIO

| | |
|---|------|
| LISTA DE QUADROS | vii |
| LISTA DE TABELAS | viii |
| LISTA DE FIGURAS | ix |
| RESUMO | xi |
| ABSTRACT | xii |
| 1. INTRODUÇÃO | 1 |
| 2. REVISÃO DA LITERATURA | 5 |
| 2.1. Tipos de trocadores e recuperadores de calor e suas aplicações | 5 |
| 2.1.1. Trocadores de calor de tubos coaxiais..... | 5 |
| 2.1.2. Trocadores de calor com correntes cruzadas | 7 |
| 2.1.3. Trocadores de calor de casco e tubos | 9 |
| 2.1.4. Trocadores de calor compactos..... | 10 |
| 2.1.5. Trocadores de calor do tipo placas | 12 |
| 2.1.6. Trocadores de calor do tipo regenerador | 13 |
| 2.2. Análise de um volume de controle de um recuperador de calor | 13 |
| 2.2.1. Regime permanente..... | 14 |
| 2.2.2. Regime transiente | 17 |
| 2.3. Recuperador de calor de casco e tubos | 20 |
| 2.3.1. Coeficiente global de transferência de calor | 24 |
| 2.3.2. Método da efetividade NUT | 31 |
| 2.3.3. Perda de carga | 33 |
| 2.4. Dioxinas e furanos | 36 |
| 2.5. Reutilização da energia recuperada | 38 |
| 3. MATERIAIS E MÉTODOS | 42 |
| 3.1. Desenvolvimento e construção do recuperador de calor | 42 |
| 3.1.1. Coeficiente global de transferência de calor | 43 |
| 3.1.2. Método da efetividade NUT | 47 |
| 3.1.3. Construção do recuperador de calor..... | 51 |
| 3.2. Avaliação de desempenho do recuperador de calor..... | 54 |
| 3.2.1. Instrumentação | 61 |
| 3.3. Avaliação das perdas de carga..... | 63 |
| 3.3.1. Perda de carga no interior dos tubos | 64 |
| 3.3.2. Perda de carga externa ao feixe dos tubos..... | 65 |

| | |
|---|-----|
| 3.3.3. Instrumentação | 67 |
| 3.4. Adição de óxido de cálcio no RSS para neutralização do cloro | 68 |
| 3.4.1. Determinação do teor de óxido de cálcio para neutralização de ácidos precursores (cloro)..... | 68 |
| 3.5. Avaliação da utilização da energia recuperada..... | 71 |
| 4. RESULTADOS E DISCUSSÃO | 74 |
| 4.1. Avaliação do desempenho do recuperador de calor | 74 |
| 4.1.1. Temperaturas da câmara de combustão e da chama do queimador secundário | 74 |
| 4.1.2. Temperaturas de entrada e saída dos fluidos quente e frio do recuperador de calor..... | 77 |
| 4.1.3. Comparativo entre as temperaturas preditas e medidas de saída dos fluidos quente e frio do recuperador de calor..... | 80 |
| 4.1.4. Taxa de calor transferida para o fluido frio..... | 82 |
| 4.1.5. Comparativo entre as taxas de calor predita e transferida para o fluido frio | 83 |
| 4.1.6. Efetividade do recuperador de calor | 85 |
| 4.1.7. Comparativo entre a efetividade do recuperador de calor e a efetividade predita..... | 85 |
| 4.2. Avaliação das perdas de carga..... | 88 |
| 4.2.1. Comparativo entre as perdas de carga no interior dos tubos predita e medida | 88 |
| 4.2.2. Comparativo entre as perdas de carga externa ao feixe dos tubos predita e medida | 90 |
| 4.3. Quantificação do cloreto dos gases de incineração com e sem adição de óxido de cálcio | 91 |
| 4.4. Quantificação da energia recuperada | 93 |
| 5. CONCLUSÃO | 99 |
| REFERÊNCIAS..... | 101 |
| ANEXO A - CÁLCULO DO RECUPERADOR DE CALOR..... | 108 |
| ANEXO B - DESENHO DO RECUPERADOR DE CALOR..... | 113 |
| ANEXO C - DESENHO DO EXAUSTOR..... | 115 |
| ANEXO D - DESENHO DA PLATAFORMA MÓVEL | 116 |
| ANEXO E - DADOS DOS TESTES DE DESEMPENHO | 117 |
| ANEXO F - DADOS DOS TESTES DAS PERDAS DE CARGA INTERNA AOS TUBOS..... | 124 |
| ANEXO G - DADOS DOS TESTES DAS PERDAS DE CARGA LADO DO CASCO | 131 |

LISTA DE QUADROS

| | |
|--|----|
| Quadro 1 - Fatores de incrustação representativos | 26 |
| Quadro 2 - Valores representativos do coeficiente global de transferência de calor | 31 |
| Quadro 3 - Resíduos de serviços de saúde de um hospital escola..... | 39 |
| Quadro 4 - Propriedades termofísicas dos gases e do ar | 43 |
| Quadro 5 - Características geométricas do trocador de calor | 55 |
| Quadro 6 - Composição gravimétrica do resíduo simulado | 59 |
| Quadro 7 - Poder calorífico inferior do resíduo simulado | 73 |
| Quadro 8 - Balanço de massa do incinerador piloto | 94 |
| Quadro 9 - Características do GLP | 94 |

LISTA DE TABELAS

| | |
|---|----|
| Tabela 1 - Concentração máxima de emissão de poluentes permitida pela Resolução CONAMA 316 de 2002 para todo e qualquer sistema de tratamento térmico | 3 |
| Tabela 2 - Constantes para escoamento transversal através de um feixe de tubos | 30 |
| Tabela 3 - Número de Reynolds, coeficiente de transferência de calor por convecção e coeficiente global de transferência de calor utilizados | 86 |
| Tabela 4 - Taxa de transferência de calor, taxa de transferência de calor predita, efetividade e efetividade predita dos testes. | 87 |
| Tabela 5 - Valores da vazão volumétrica, perdas de carga previstas e perda de carga medida do lado interno dos tubos | 89 |
| Tabela 6 - Valores médios da vazão volumétrica, perda de carga predita e perda de carga medida do lado do casco | 91 |
| Tabela 7 - Valores de cloreto com e sem adição de CaO | 92 |
| Tabela 8 - Valores de PCI total do resíduo em função do percentual | 95 |
| Tabela 9 - Alternativas para utilização de energia recuperada no incinerador piloto | 96 |
| Tabela 10 - Alternativas para utilização de energia recuperada em uma planta típica de incineração com capacidade de 1000 kg h ⁻¹ | 97 |

LISTA DE FIGURAS

| | |
|---|----|
| Figura 1 - Trocador de calor de tubos coaxiais. | 6 |
| Figura 2 - Arranjo do trocador de calor de tubos coaxiais. | 6 |
| Figura 3 - Trocador de calor com correntes cruzadas aletado. | 8 |
| Figura 4 - Trocador de calor com correntes cruzadas sem aletas. | 8 |
| Figura 5 - Trocador de calor de casco e tubos com um passo no casco e um passo nos tubos. | 9 |
| Figura 6 - Trocador de calor com um passe no casco e dois passes nos tubos. | 9 |
| Figura 7 - Trocador de calor com um passe no casco e dois passes nos tubos. | 10 |
| Figura 8 - Trocador de calor compacto. | 11 |
| Figura 9 - Trocador de calor do tipo placas. | 12 |
| Figura 10 - Representação de um trocador de calor regime permanente. | 16 |
| Figura 11 - Representação de um trocador de calor regime transiente. | 20 |
| Figura 12 - Trocadores de calor de casco e tubos. | 21 |
| Figura 13 - Modelo do recuperador de calor. | 23 |
| Figura 14 - Mecanismos de formação de PCDD/PCDF em sistemas de combustão. | 37 |
| Figura 15 - Arranjo dos tubos passo quadrado alternado 45°. | 45 |
| Figura 16 - Feixe de tubos com defletores. | 48 |
| Figura 17 - Folga entre o casco e o feixe (L_{cf}), diâmetro circunscrito externo (D_{Oti}) e passando pelo centro dos tubos mais externos ao feixe (D_{cti}). | 50 |
| Figura 18 - Sistema de recuperação de calor. | 51 |
| Figura 19 - Processo de conformação mecânico por calandragem. | 52 |
| Figura 20 - Processo de execução dos furos nos defletores e espelhos. | 53 |
| Figura 21 - Rotor e bocal do sistema de exaustão e compressão. | 54 |
| Figura 22 - Esquema em corte do incinerador. | 56 |
| Figura 23 - Recuperador de calor acoplado ao incinerador. | 56 |
| Figura 24 - Queimadores utilizados na (a) primeira e na (b) segunda câmara de queima. | 57 |
| Figura 25 - Alimentação do incinerador: (a) alimentação de resíduos e compartimento de remoção de cinzas; e (b) cargas de 100 g de resíduos. | 58 |
| Figura 26 - Pontos de tomada das temperaturas de entrada e saída dos gases de exaustão e do ar. | 62 |
| Figura 27 - Ponto de medição das temperaturas na câmara de combustão. | 62 |
| Figura 28 - Ponto de coleta da temperatura da chama do queimador da câmara de combustão secundária. | 63 |

| | |
|---|----|
| Figura 29 - Ponto de tomada das diferenças de pressões..... | 67 |
| Figura 30 - Ponto de tomada da diferença de pressão. | 68 |
| Figura 31 - Sistema de absorção do ácido clorídrico. | 69 |
| Figura 32 - Medição da quantidade de cloreto dos gases..... | 71 |
| Figura 33 - Temperaturas da câmara de incineração secundária..... | 75 |
| Figura 34 - Temperaturas da chama do queimador da câmara de incineração. | 75 |
| Figura 35 - Temperaturas de entrada dos gases no recuperador de calor. | 77 |
| Figura 36 - Temperaturas de saída dos gases do recuperador de calor..... | 78 |
| Figura 37 - Temperaturas de entrada do ar no recuperador de calor. | 79 |
| Figura 38 - Temperaturas de saída do ar do recuperador de calor..... | 79 |
| Figura 39 - Comparativo das temperaturas de saída dos gases do recuperador de calor preditas e medidas. | 80 |
| Figura 40 - Comparativo das temperaturas de saída do ar do recuperador de calor preditas e medidas. | 81 |
| Figura 41 - Comparativo das temperaturas de saída dos gases do recuperador de calor preditas corrigidas e medidas..... | 82 |
| Figura 42 - Comparativo das temperaturas de saída do ar do recuperador de calor preditas corrigidas e medidas..... | 82 |
| Figura 43 - Taxa de calor transferida para o fluido frio..... | 83 |
| Figura 44 - Comparativo das taxas de calor transferidas para o fluido frio preditas e medidas..... | 84 |
| Figura 45 - Comparativo das taxas de calor transferidas para o fluido frio preditas corrigidas e medidas. | 84 |
| Figura 46 - Efetividade do recuperador de calor. | 85 |
| Figura 47 - Comparativo das efetividades e efetividades preditas do recupera- dor de calor. | 87 |
| Figura 48 - Comparativo das efetividades preditas e corrigidas do recuperador de calor. | 88 |
| Figura 49 - Comparativo entre perdas de carga preditas usando o fator de atrito de Fox e Mcdonald (2006), Kakaç (1998) e Saunders (1988) e os valores medidos no interior dos tubos do recuperador de calor. | 89 |
| Figura 50 - Valores das perdas de carga preditas e medidas no lado do casco do recuperador de calor. | 90 |
| Figura 51 - Comparativo em moles de cloreto com e sem adição de CaO. | 92 |

RESUMO

COSTA, Rodrigo Caetano, D.Sc., Universidade Federal de Viçosa, junho de 2012. **Protótipo de um recuperador de calor para resfriamento rápido de gases de incineração de resíduos perigosos.** Orientador: Márcio Arêdes Martins. Coorientadores: Daniel Marçal de Queiroz e Paulo Roberto Cecon.

Este trabalho apresenta as fases de desenvolvimento e construção de um protótipo de um recuperador de calor de casco e tubos para reutilizar a energia térmica dos produtos gerados pela combustão de um incinerador de resíduos perigosos classe I. Foi avaliado o desempenho e calculado a energia reaproveitada por este sistema. Foram transportados os valores encontrados para uma planta típica de incineração de 1000 kg h⁻¹. Portanto, para preaquecimento do ar de combustão e secagem de resíduos obteve-se uma redução de consumo de GLP de 46 e 45%, respectivamente. Levando em consideração a complexidade dos processos, verificou-se que o sistema de preaquecimento é mais simples e pode ser implantado em menor tempo e menor custo ao ser comparado a um sistema de secagem de resíduos. Foram avaliadas as perdas de carga interna e externa ao feixe dos tubos e concluiu-se que as perdas de carga do lado interno aos tubos se mostraram próximas às perdas de carga preditas e a média da potência de escoamento máxima do lado do casco foi de 47,9 W. Portanto, foi atingido o objetivo de menor consumo de energia para escoar o fluido. O que demonstrou que a configuração do arranjo dos tubos de 45°, a relação do passo transversal (S_T) com do diâmetro externo (D_o) de 1,9 e a utilização de apenas dois defletores, contribuíram para este resultado satisfatório de perdas de carga. Os resultados mostraram que a adição de óxido de cálcio (CaO) no resíduo foi efetiva para o seqüestro do cloro, que foi incorporado às cinzas na forma de cloreto de cálcio. Contribuindo significativamente para a redução do nível de emissões de dioxinas e furanos. O sistema de recuperação de calor apresentou alto desempenho, em especial na velocidade de resfriamento, apresentando baixas perdas de carga tanto do lado dos gases quanto do lado do fluido frio, contribuindo para a redução de formação dos compostos dioxinas e furanos.

ABSTRACT

COSTA, Rodrigo Caetano, D.Sc., Universidade Federal de Viçosa, June, 2012. **Prototype of a heat exchanger for rapid cooling of gases from incineration of hazardous waste.** Adviser: Márcio Arêdes Martins. Co-advisers: Daniel Marçal de Queiroz and Paulo Roberto Cecon.

This paper presents the stages of development and construction of a prototype of a shell and tube heat recovery for reuse heat energy of the products generated by combustion of a hazardous waste incinerator class I. The performance and energy recovered by this system were calculated. It was transported the values found for a typical plant for the incineration of 1000 kg h^{-1} . Thus, to preheat the combustion air and drying the waste was obtained a reduction in the consumption of LPG 46 and 45% respectively. Considering the complexity of the process, it was found that the preheating system is simpler and can be deployed in a shorter time and lower cost when compared to a drying residue. It was measured the pressure drop inside and outside the beam tube and it was found that the pressure drop inside the tubes are shown close to the the predicted. The average power flow at the shell side was 47.9 W. Therefore, the goal was reached with lower expenditure of energy to flow the fluid. The demonstrated that the configuration of the arrangement of the tubes 45° , the ratio of the transverse step (ST) with the outer diameter (D_o) of 1.9 and using only two baffles, contribute to this result in satisfactory of the pressure drop. The results showed that addition of calcium oxide (CaO) in the residue was effective sequestration of chlorine, which was incorporated into the ash in the form of calcium chloride. Contributing significantly to the reduction of emissions of dioxins and furans. The system of heat recovery showed high performance, especially in cooling rate, resulting in low pressure drop in both, the gas and the cold side of the fluid and contributes to reduce the formation of dioxin and furan compounds.

1. INTRODUÇÃO

O problema dos resíduos sólidos é tema de interesse mundial, e tem sido tratado como prioritário, juntamente com os problemas relativos à água e ao meio ambiente (BRAGA et al., 2006). De acordo com França et al. (2009), o crescimento populacional e o intenso processo de urbanização, aliado ao consumo excessivo dos recursos naturais, são a combinação ideal para o desequilíbrio ambiental, fenômeno que caracteriza a era atual. O Brasil não foge à regra mundial, sendo que na maioria das áreas urbanas a disposição final dos resíduos sólidos urbanos é inadequada. É usual verificar-se o despejo dos resíduos sólidos sem critérios no meio ambiente, interferindo na qualidade do solo, do ar e das águas.

A demanda da sociedade, segundo McKay (2002), gera resíduos e tem a tendência de aumentar a quantidade à medida que o padrão de vida aumenta. O meio mais efetivo de lidar com este problema é reduzir a quantidade de resíduos gerados. Entretanto, a tendência de um contínuo aumento do padrão de vida tem mostrado o contrário. As áreas para a disposição final destes resíduos estão esgotando e sendo utilizadas para atividades mais produtivas e lucrativas. Desta forma, as opções para a redução dos resíduos são a separação, operação unitária conhecida como triagem, a reciclagem e a recuperação dos recursos na forma de calor e produção de energia, além da transformação em novos produtos e em biocombustíveis, como o biogás, pellets, briquetes, carvão, bio-óleo e gás de síntese.

Os descartes dos resíduos de serviço de saúde (RSS) causam severo impacto ambiental se não forem corretamente tratados. Estes possuem características tóxicas e infectantes, portanto, o estoque, tratamento, transporte e destinação final destes resíduos requerem um procedimento de manuseio e tratamento especial. Segundo Jangsawang et al. (2005), historicamente, grande parte dos RSS foram descartados em lixões ou queimados em incineradores rudimentares com controles inadequados. Atualmente existem várias tecnologias de tratamento tais como incineração, autoclavagem, desinfecção química, desinfecção gasosa, microondas e irradiação. Entretanto, o uso destas tecnologias ainda é limitado. Muitas destas tecnologias não reduzem consideravelmente a massa de todos os resíduos e nem sempre

alcançam a desinfecção total, assim como não destroem completamente os produtos químicos tóxicos de alta periculosidade. Das tecnologias disponíveis, a incineração tem sido a mais efetiva na destruição dos componentes tóxicos e na redução da massa e do volume destes resíduos.

Conforme Shaaban (2007), a incineração dos RSS é um processo tecnicamente e economicamente viável, particularmente nos países desenvolvidos. A técnica de incineração destrói todo tipo de carbono orgânico reduzindo a massa dos materiais de 80 a 95%. O calor da combustão pode ser recuperado e usado para gerar vapor ou água quente, ou ainda para secar outros resíduos de baixo poder calorífico, viabilizando sua incineração (MCKAY, 2002). Diferentes categorias de RSS podem ser tratados, tais como agentes infecciosos, resíduos patogênicos, resíduos que contém sangue, agulhas, seringas, carcaças de animais contaminados, resíduos de procedimentos de cirurgias e autópsias, resíduos de laboratórios farmacêuticos, resíduos de diálises, descarte de equipamentos médicos e resíduos biológicos e produtos químicos em geral.

Segundo consta na resolução CONAMA n.º 358 de 2005, os resíduos com a possível presença de agentes biológicos que, por suas características de maior virulência ou concentração, podem apresentar risco de infecção, devem ser submetidos a processos de tratamento com redução de carga microbiana. Os resíduos sólidos são classificados segundo a norma NBR 10004 (ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS – ABNT, 2004), em resíduos de classe I e classe II, conforme a sua periculosidade. Os resíduos de classe I são os resíduos perigosos provenientes do serviço de saúde e da maioria das indústrias. Estes resíduos não podem ser enviados para aterros sanitários comuns e devem ser submetidos a tratamentos especiais visando reduzir o impacto ambiental e à saúde. Neste caso, a incineração é um processo indicado no tratamento destes resíduos sólidos. De acordo com a norma NBR 11175 (ABNT, 1990), incineração é um processo de oxidação à alta temperatura que destrói ou reduz o volume ou recupera materiais ou substâncias. O excesso de ar deve ser usado para garantir a eficiência de destruição, minimizando a formação dos produtos de combustão incompleta, sendo recomendado na norma manter a concentração de oxigênio superior a 7%.

No processo de incineração, os resíduos atingem uma temperatura de cerca de 400 a 600°C na câmara de combustão primária, produzindo monóxido de carbono e hidrocarbonetos. Esta etapa tem a função apenas de queima dos resíduos sólidos (JANGSAWANG et al., 2005). Os efluentes gasosos gerados na câmara de combustão primária, também chamada de câmara de gaseificação, são direcionados à câmara de combustão secundária, onde são aquecidos a temperaturas entre 800 e 1200°C, por meio de queimadores a gás liquefeito de petróleo (GLP). O escoamento dos gases de combustão é turbulento e com excesso de ar, esta turbulência contribui para uma melhor mistura do ar e do combustível resultando em uma combustão mais eficiente.

De acordo com Werther (2007), os principais efluentes gasosos são monóxido de carbono (CO), dióxido de carbono (CO₂), óxidos de nitrogênio (NO_x), ácidos fluorídrico (HF) e clorídrico (HCl), dióxido de enxofre (SO₂) e gases tóxicos como dioxinas (PCDD) e furanos (PCDF).

Neste patamar, limites de emissões são estabelecidos para monitorar o funcionamento destas unidades. A norma NBR 11175 (ABNT, 1990) e a Resolução CONAMA n.º 316 de 2002 estabelecem limites para emissões de gases como óxidos de enxofre e de nitrogênio, monóxido de carbono, compostos clorados inorgânicos, compostos fluorados inorgânicos, dioxinas e furanos (Tabela 1). Além destes gases também são instituídos os limites para material particulado total (MP₁₀), substâncias inorgânicas na forma particulada, agrupadas em conjunto como Classe 1 (cádmio, mercúrio, tálio); Classe 2 (arsênio, cobalto, níquel, telúrio, selênio) e Classe 3 (antimônio, chumbo, cromo, cianetos, cobre, vanádio, dentre outros).

Tabela 1 - Concentração máxima de emissão de poluentes permitida pela Resolução CONAMA 316 de 2002 para todo e qualquer sistema de tratamento térmico

| Valores | SO _x (mg Nm ⁻³) | NO _x (mg Nm ⁻³) | CO (ppm) | Dioxinas e furanos (ng Nm ⁻³) |
|-------------------|--|--|----------|---|
| Limite de emissão | 280 | 560 | 100 | 0,50 |

Segundo Stehlik (2006), a recuperação do calor em um processo térmico utilizando vários tipos de resíduos, além da importância da combustão da biomassa, é de grande importância. Portanto, o desenvolvimento do equipamento para a utilização da energia contida nos gases da combustão proveniente do tratamento térmico é um dos pontos principais do desenvolvimento da tecnologia de incineração, sobretudo na redução do custo operacional. A recuperação de calor representa um dos subsistemas mais viáveis a se considerar em uma unidade de incineração de resíduos. Os processos de incinerações atuais estão cada vez mais submetidos às leis e regulamentações ambientais e ao mesmo tempo buscando a máxima utilização da energia gerada por este processo. É possível determinar a quantidade de energia gerada e reutilizada em qualquer tipo de recuperador de calor utilizando um balanço de entalpia.

Diante do exposto e da existência de uma elevada demanda por projetos de usinas de incineração, principalmente para tratamento dos RSS, faz-se necessário pesquisar um sistema de recuperação do calor gerado em usinas de incineração de resíduos. Portanto, este trabalho teve o objetivo geral de desenvolver um recuperador de calor para reutilizar a energia térmica dos produtos gerados pela combustão de um incinerador de resíduos perigosos de classe I, reduzindo a emissão dos ácidos clorídricos dos gases de exaustão do incinerador. Desde modo, será desenvolvido e avaliado um trocador de calor de casco e tubos. No interior dos tubos do recuperador de calor irá escoar o gás quente proveniente do incinerador e externo aos tubos irá escoar o ar de resfriamento. Os objetivos específicos foram:

- Desenvolver e construir um protótipo de um recuperador de calor para resfriamento rápido;
- Avaliar o desempenho e calcular a energia reaproveitada;
- Propor como poderá ser reutilizada a energia recuperada;
- Reduzir a emissão de dioxinas e furanos dos gases da exaustão pela adição de óxido de cálcio no RSS.

2. REVISÃO DA LITERATURA

2.1. Tipos de trocadores e recuperadores de calor e suas aplicações

Trocadores de calor, segundo Baehr e Stephan (2006), são dispositivos usados para transferir calor entre dois fluidos em diferentes temperaturas, separados por uma superfície sólida. Esse processo de troca térmica é bastante utilizado e com muitas aplicações na engenharia. Dentre estas aplicações destacam-se o aquecimento e resfriamento de ambientes, usinas de geração de energia, evaporação ou condensação de um fluxo de fluido, recuperação ou rejeição de calor de um sistema. Na maioria dos trocadores de calor, os fluidos são separados por uma superfície de transferência de calor e, idealmente, eles não se misturam (SHAH, 2003). Esses trocadores de calor são conhecidos como de transferência direta. Por outro lado, trocadores em que há troca de calor intermitente entre os fluidos quente e frio através de armazenamento de energia térmica e rejeição através do permutador de superfície, ou matriz são referidos como o modelo de transferência indireta de armazenamento ou regeneradores. Os trocadores de calor podem ser classificados de acordo com a disposição das correntes dos fluidos, tipo de construção, processo de transferência e superfície de transferência. A seguir será descrito alguns tipos e aplicações dos trocadores de calor.

2.1.1. Trocadores de calor de tubos coaxiais

Trocador de calor relativamente simples no qual os fluidos se movem em uma mesma direção ou em direções oposta, também denominado de trocador de calor de tubo duplo. Podendo ser concebido de correntes paralelas, onde os fluidos quente e frio entram na mesma extremidade, deslocam na mesma direção e saem pela outra. Na configuração de contracorrentes, os fluidos entram em extremidades opostas, fluem em direções opostas e saem por extremidades opostas extremidade (ÇENGEL, 2009). Este tipo de trocador de calor pode ser agrupado para atender as exigências do projeto, conforme Figuras 1 e 2.

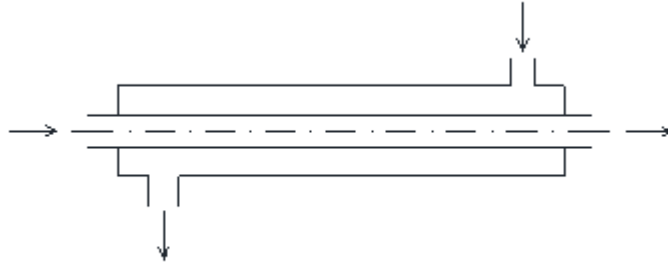


Figura 1 - Trocador de calor de tubos coaxiais.

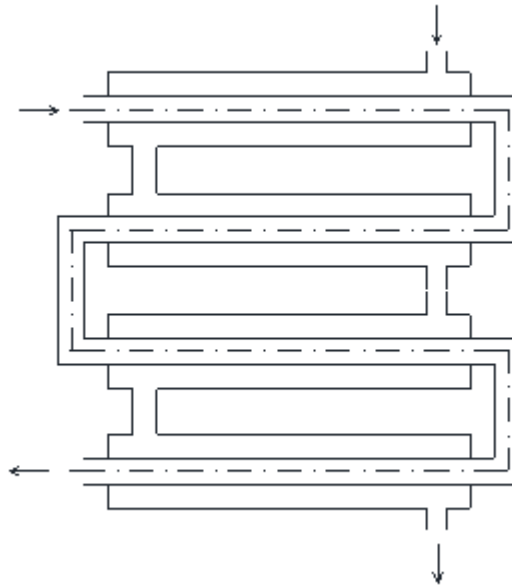


Figura 2 - Arranjo do trocador de calor de tubos coaxiais.

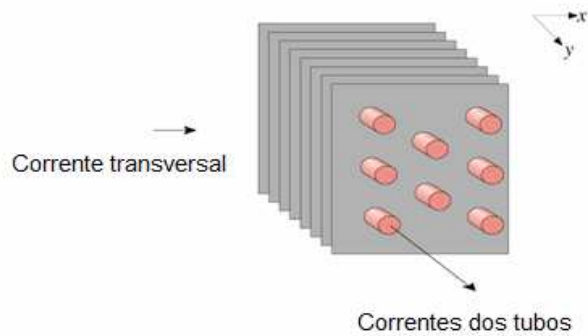
Estes tipos de trocadores de calor são utilizados em processos que requerem menores áreas de transferência de calor entre os fluidos, podendo ser empregados em um processo com vazões menores, de condensação ou vaporização, bombas de água quente, unidades de refrigeração de água fria, trocadores de calor em série, dispositivos de controle de temperatura. A maior vantagem destes trocadores de calor é a grande flexibilidade da aplicação e de configurações das tubulações.

Atualmente, trocadores de calor coaxiais são componentes fundamentais empregados em sistemas de aquecimento que utilizam a técnica de transferência de calor da fonte de energia contida no magma através de perfuração. Com o objetivo de pesquisar a influência da condutividade do

material e do diâmetro do tubo interno na eficiência de transferência de calor de um tubo coaxial de 100 m, Zanchini et al. (2010) utilizaram a técnica de elementos finitos para prever as temperaturas de saída no verão e inverno, e com solo de alta e baixa condutividade. Neste experimento foram simulados diâmetros internos dos tubos e condutividades térmicas variadas. Os resultados apontaram que ocorreu uma perda de eficiência significativa ao simular um solo de maior condutividade na estação de verão e que o emprego de um material com uma menor condutividade no conduto interno reduz esse efeito. Verificou ainda que, com o acréscimo do diâmetro do conduto interno, mantendo o diâmetro do conduto externo inalterado, a eficiência da transferência de calor do sistema aumentou.

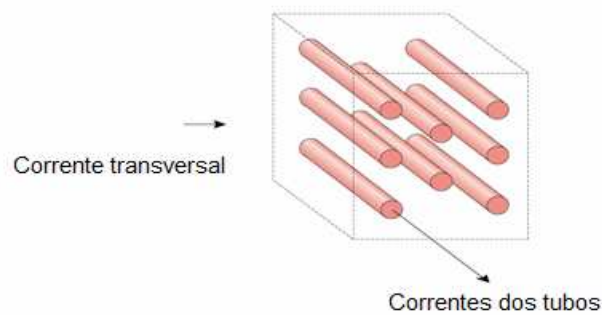
2.1.2. Trocadores de calor com correntes cruzadas

Nestes trocadores de calor o deslocamento dos fluidos é em correntes cruzadas, sendo uma perpendicular à outra. Conforme ocorrem nos trocadores aletados e sem aletas (INCROPERA et al., 2008). As duas configurações diferem pelos fluidos estarem misturados ou não misturados, que escoam transversalmente sobre os tubos. Como é mostrado na Figura 3, o fluido está não misturado, pois as aletas impedem o movimento na direção y , transversal à direção principal da corrente x . Neste caso, a temperatura do fluido varia com x e com y . Por outro lado, no feixe dos tubos mostrado na Figura 4, é possível o movimento do fluido, portanto ocorre a mistura na direção transversal, e as variações da temperatura ocorrem principalmente na direção principal da corrente. Uma vez que a corrente dentro do tubo não está misturada, os dois fluidos escoam sem que ocorra mistura, enquanto um fluido está misturado e o outro não, no trocador sem aletas. A natureza da condição de mistura influencia significativamente o desempenho do trocador de calor.



Fonte: Incropera (2008).

Figura 3 - Trocador de calor com correntes cruzadas aletado.



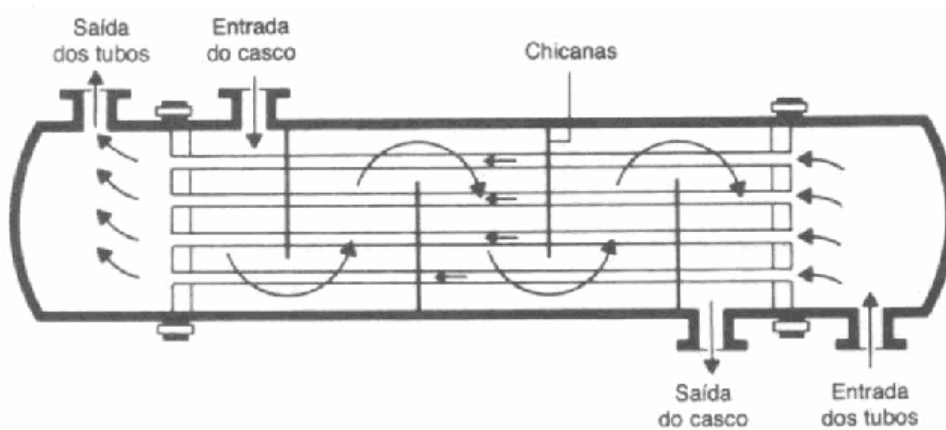
Fonte: Incropera (2008).

Figura 4 - Trocador de calor com correntes cruzadas sem aletas.

Os trocadores de calor de correntes cruzadas, segundo Kotcioglu et al. (2009), têm ampla aplicação na engenharia de acordo com o tamanho, peso, forma, padrão de escoamento, dentre outros. Portanto, esta classificação de trocadores de calor é geralmente usada quando se deseja uma troca de calor entre ar e gás, recuperação de calor, evaporadores, resfriamento a ar de condensadores de equipamentos de ar condicionado e em sistema de resfriamento de motores de combustão interna.

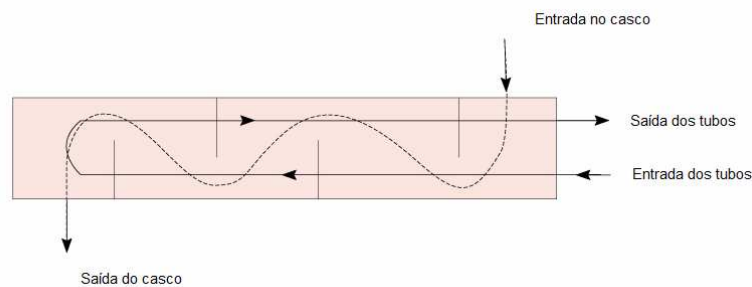
2.1.3. Trocadores de calor de casco e tubos

Os trocadores de calor de casco e tubos são fabricados de forma que os feixes de tubos se situam dentro de um casco. As formas específicas são diferentes de acordo com o número de passes no casco e no tubo e a forma mais simples, que envolve um passe nos tubos em um passe no casco, conforme mostra a Figura 5. Existem defletores para aumentar o coeficiente de convecção do fluido no lado do casco, provocando turbulência e uma componente transversal da velocidade (SERTH, 2007). Como pode ser visto nas Figuras 6 e 7, respectivamente representam trocadores de calor com defletores e com um passe no casco e dois passes nos tubos, e com dois passes no casco e quatro passes nos tubos.



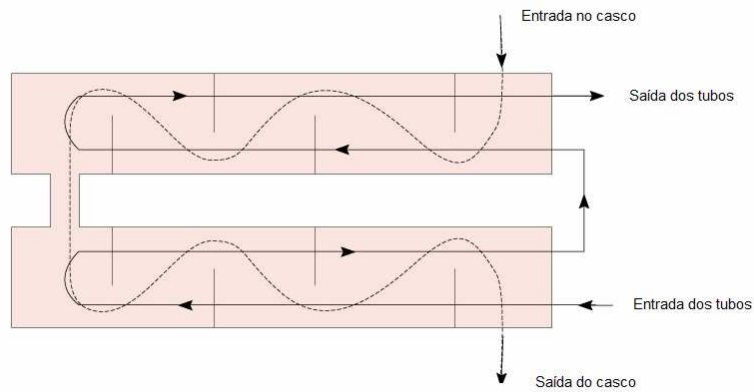
Fonte: Incropera (2008).

Figura 5 - Trocador de calor de casco e tubos com um passo no casco e um passo nos tubos.



Fonte: Incropera (2008).

Figura 6 - Trocador de calor com um passe no casco e dois passes nos tubos.



Fonte: Incropera (2008).

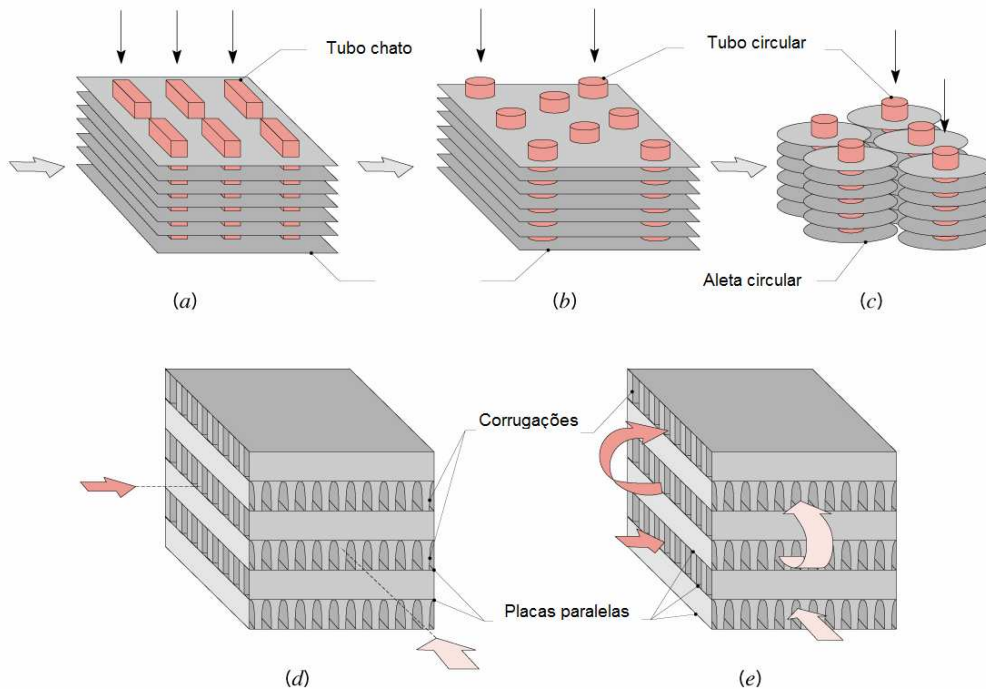
Figura 7 - Trocador de calor com um passe no casco e dois passes nos tubos.

Este tipo de trocador de calor, segundo Wang e Wen (2009), é comumente usado em processos de troca de calor em refinarias de petróleo e em indústrias químicas, como geradores de vapor, condensadores, aquecedores de água de alimentação da caldeira, como condensadores e evaporadores em ar-condicionado em sistemas de refrigeração e em aplicações de recuperação de calor de resíduos. Os trocadores de calor do tipo casco e tubo possuem uma fabricação relativamente simples e adaptabilidade às diferentes condições de operação. Embora não seja uma solução mais compacta, a sua robustez permite operações com pressões mais elevadas.

2.1.4. Trocadores de calor compactos

Os trocadores de calor compactos são desenvolvidos para se obter uma área superficial de troca de calor muito grande por unidade de volume, segundo Incropera et al. (2008), superior a $700 \text{ m}^2/\text{m}^3$. Estes dispositivos apresentam uma montagem densa de tubos ou placas aletadas. Por sua vez, estes trocadores de calor são usados em casos típicos, quando pelo menos um dos fluidos é um gás, que é caracterizado por ter um coeficiente de convecção pequeno. Os tubos podem ser chatos ou circulares, como pode visto nas Figuras 8a e 8b, respectivamente. As aletas podem ser planas ou circulares, conforme Figuras 8a, 8b e 8c. Os trocadores de calor de placas paralelas podem ser aletados ou corrugados, podendo ser usados com modos de

operação de passe simples ou passes múltiplos, conforme as Figuras 8d e 8e respectivamente. Os canais da corrente, nos trocadores de calor compactos, são tipicamente pequenos, inferior a 5 mm, e o escoamento é usualmente laminar.



Fonte: Incropera (2008).

Figura 8 - Trocador de calor compacto.

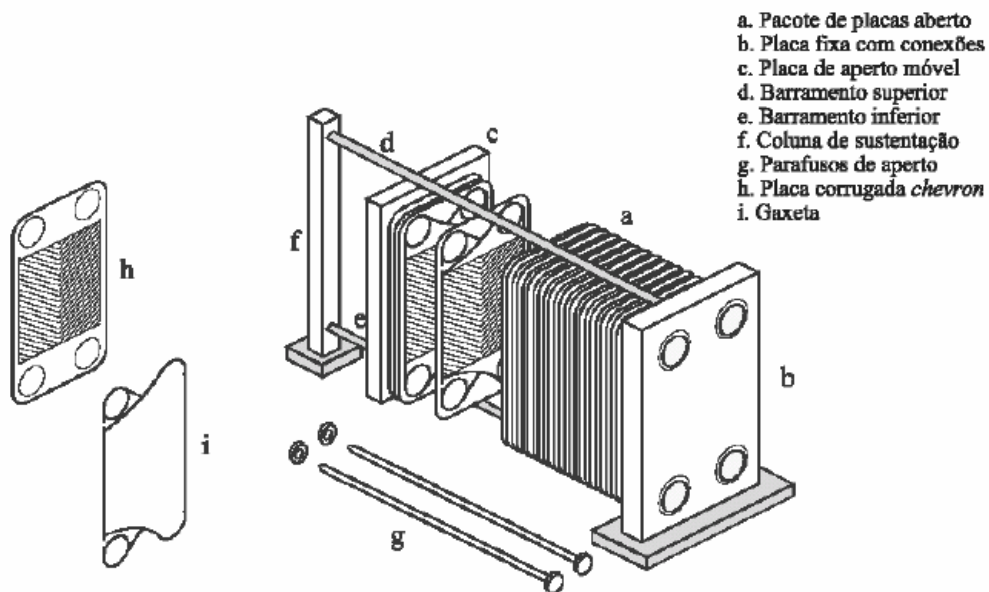
Por apresentar as características uma grande área superficial de troca de calor, este tipo de trocadores de calor são largamente utilizados, por exemplo, na produção de amônia, em sistema de arrefecimento de motores à combustão interna, condensador e evaporador de ar condicionado, liquefação de gás natural e engenharia nuclear.

Tan et al. (2009) utilizaram modelos de redes neurais para simular o desempenho térmico de um trocador de calor compacto de tubos aletados, sendo os fluidos frio o ar e o fluido quente uma solução de água com etileno glicol. Concluíram em seu trabalho que utilizando o conceito de redes neurais foi capazes de prever a taxa global de transferência de calor no trocador com

um elevado grau de precisão ao comparar com os modelos convencionais de regressão não-linear.

2.1.5. Trocadores de calor do tipo placas

Este tipo de trocador normalmente é construído com placas lisas ou corrugadas, como mostra a Figura 9. Geralmente, este trocador não pode suportar pressões muito altas, temperaturas e diferenciais de temperatura e pressão (WANG et al., 2007). Estes trocadores são relativamente compactos e suas superfícies de transferência de calor são relativamente leves, tornando-os atrativos para o uso em locais confinados ou sensíveis a peso, tais como navios e plataformas de produção de petróleo. Pressões e temperaturas são limitadas a valores relativamente baixos por causa da vedação e materiais de construção.



Fonte: Shah e Focke (1988).

Figura 9 - Trocador de calor do tipo placas.

Eles são normalmente utilizados para troca de calor entre dois fluxos líquidos em escoamentos turbulentos. São freqüentemente usados como condensadores de vapor bastante denso. Por exemplo, amônia. São bastante

usados na indústria de processamento de alimentos, pois podem ser desmontados para limpeza e esterilização.

2.1.6. Trocadores de calor do tipo regenerador

Em um sistema de troca térmica, quando há um fluxo contínuo de calor do fluido quente para o fluido frio através de uma parede que os separa, não há mistura entre eles, pois cada corrente permanece em passagens separadas. Esse trocador é designado como um trocador de calor de recuperação ou um recuperador de calor. Entretanto, em um trocador de armazenamento, os ambos fluidos percorrem as mesmas passagens de troca de calor de forma alternada. A superfície de transferência de calor geralmente é de uma estrutura chamada matriz. Em caso de armazenamento de calor, o fluido quente atravessa a superfície de transferência de calor e a energia térmica é armazenada na matriz. Posteriormente, quando se deseja utilizar o calor armazenado, o fluido frio passa pelas mesmas passagens, assim a matriz fornece a energia térmica a esse fluido. Este trocador também é chamado regenerador.

A transferência de calor do regenerador, segundo Natarajan e Pitchandi (2009), é proporcional ao tempo em que cada fluido escoar sobre a matriz. A combinação destes tempos de residência entre os fluidos quente e frio, após um número suficiente de alterações, o regenerador entra em equilíbrio dinâmico. Portanto, a variação cronológica entre os fluidos e a matriz sólida será idêntica pelos ciclos sucessivos. Este tipo de trocador de calor, os regeneradores, são amplamente utilizados na metalurgia, na indústria de produção de vidros e indústrias de processamento químico.

2.2. Análise de um volume de controle de um recuperador de calor

Um tipo comum de trocador de calor é, portanto, quando um gás ou um líquido é separado de outro gás ou líquido por uma superfície através da qual energia flui por condução. Esses trocadores de calor são conhecidos como recuperadores de calor. A única interação em termos de trabalho com a fronteira de um volume de controle englobando um trocador de calor é o

trabalho devido às tensões do escoamento, cuja consequência é a queda de pressão entre as entradas e saídas de massa do volume de controle (WYLEN et al., 2009). Embora altas taxas de transferência de energia possam ser alcançadas de corrente para corrente, a transferência de calor a partir da superfície externa do trocador de calor para a vizinhança é usualmente pequena o suficiente para ser desprezadas. No entanto, estas devem ser sempre avaliadas no dimensionamento e projeto de trocadores de calor.

2.2.1. Regime permanente

Para análise de um volume de controle de um recuperador de calor operando em regime permanente, será desenvolvido um modelo analítico adequado para abordar os períodos de operação estável, (WYLEN et al., 2009).

Serão consideradas algumas hipóteses para este tipo de processo:

1. O volume de controle não se move em relação ao sistema das coordenadas;
2. O estado da substância, em cada ponto do volume de controle, não varia com o tempo;
3. O fluxo de massa e o estado desta massa em cada área discreta de escoamento na superfície de controle não variam com o tempo. As taxas nas quais o calor e o trabalho cruzam a superfície de controle permanecem constantes.

Com relação à hipótese 1, todas as velocidades medidas em relação aquele sistema são também velocidades relativas à superfície de controle e não há trabalho associado com a aceleração do volume de controle.

Para a segunda hipótese, se a massa em cada ponto do volume de controle não varia ao longo do tempo, então:

$$\frac{dm_{VC}}{dt} = 0 \quad \text{e} \quad \frac{dE_{VC}}{dt} = 0 \quad (1)$$

Nestas condições, em processo de regime permanente, a equação da continuidade pode ser escrita como:

$$\frac{dm_c}{dt} = \sum \dot{m}_e - \sum \dot{m}_s \Rightarrow \sum \dot{m}_e = \sum \dot{m}_s \quad (2)$$

em que:

\dot{m}_e = taxa de massa que entra no volume de controle (kg s^{-1}).

\dot{m}_s = taxa de massa que sai no volume de controle (kg s^{-1}).

A primeira lei da termodinâmica pode ser descrita:

$$\dot{Q}_{VC} + \sum \dot{m}_e \left(h_e + \frac{1}{2} V_e^2 + gZ_e \right) = \sum \dot{m}_s \left(h_s + \frac{1}{2} V_s^2 + gZ_s \right) + \dot{W}_{VC} \quad (3)$$

em que:

\dot{Q}_{VC} = taxa de calor que atravessa o volume de controle (W).

h_e = entalpia específica que entra no volume de controle (J kg^{-1}).

V_e = velocidade de entrada no volume de controle (m s^{-1}).

g = aceleração da gravidade (m s^{-2}).

Z_e = posição de entrada no volume de controle (m).

h_s = entalpia específica que entra no volume de controle (J kg^{-1}).

V_s = velocidade de saída do volume de controle (m s^{-1}).

Z_s = posição de saída do volume de controle (m).

\dot{W}_{VC} = trabalho que atravessa o volume de controle (W).

Para a terceira hipótese, de que as várias taxas de massa, estados e taxas, nas quais calor e trabalho atravessam a superfície de controle, para esse processo pode escrever a equação da continuidade da seguinte forma:

$$\dot{m}_e = \dot{m}_s = \dot{m} \quad (4)$$

E a primeira lei da termodinâmica:

$$\dot{Q}_{VC} + \dot{m} \left(h_e + \frac{1}{2} V_e^2 + gZ_e \right) = \dot{m} \left(h_s + \frac{1}{2} V_s^2 + gZ_s \right) + \dot{W}_{VC} \quad (5)$$

A entropia específica em qualquer ponto do volume de controle (Figura 10), não varia com o tempo, então a equação da taxa de variação de entropia para um volume de controle e segunda lei da termodinâmica pode ser descrita da forma:

$$\frac{dS_{VC}}{dt} = 0 \quad (6)$$

em que:

$$\frac{dS_{VC}}{dt} = \text{taxa de variação de entropia no volume de controle (J k}^{-1}\text{)}.$$

Portanto,

$$\sum \dot{m}_e s_e - \sum \dot{m}_s s_s = \sum \frac{\dot{Q}_{VC}}{T} + \dot{S}_{ger} \quad (7)$$

em que:

$$\dot{S}_{ger} = \text{taxa de geração de entropia no volume de controle (J k}^{-1}\text{)}.$$

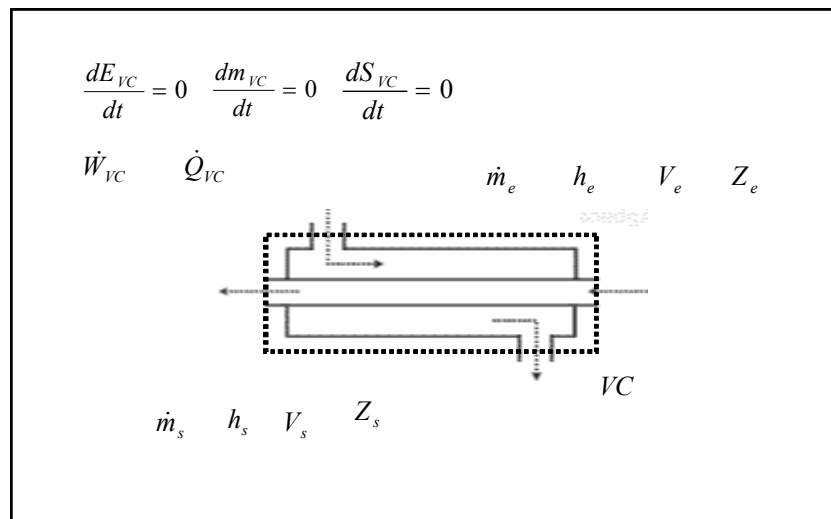


Figura 10 - Representação de um trocador de calor regime permanente.

2.2.2. Regime transiente

Massa, calor e trabalho podem atravessar a superfície de controle, e a massa contida no volume de controle, bem como suas propriedades, podem variar ao longo do tempo, estas são características de um processo que opera em regime transiente (MORAN et al., 2005). Para análise de um volume de controle de um recuperador de calor operando neste regime, serão consideradas algumas hipóteses:

1. O volume de controle permanece fixo em relação ao sistema de coordenadas;
2. O estado da massa contido no volume de controle pode variar com o tempo. Porém, em qualquer instante, o estado é uniforme em todo o volume de controle (ou sobre as várias regiões que compõem o volume de controle total);
3. O estado da massa que atravessa cada uma das áreas de fluxo na superfície de controle é constante com o tempo, embora as vazões possam variar com o tempo.

Todo processo ocorre durante um tempo t qualquer. Em qualquer instante do processo a equação da continuidade pode ser representada, segundo Wylen et al. (2009), por:

$$\frac{dm_{VC}}{dt} = \sum \dot{m}_e - \sum \dot{m}_s \quad (8)$$

Integrando a equação acima com relação ao tempo, obtém-se a variação de massa no volume de controle durante todo o processo:

$$\int_0^t \left(\frac{dm_{VC}}{dt} \right) dt = (m_2 - m_1)_{VC} \quad (9)$$

A massa total que sai do volume de controle durante o tempo t é:

$$\int_0^t (\sum \dot{m}_s) dt = \sum m_s \quad (10)$$

A massa total que entra no volume de controle durante o tempo t é:

$$\int_0^t (\sum \dot{m}_e) dt = \sum m_e \quad (11)$$

Portanto, para o intervalo de tempo t , a equação da continuidade para o processo em regime transiente pode ser descrita como:

$$(m_2 - m_1)_{VC} + \sum m_s - \sum m_e = 0 \quad (12)$$

Para a primeira lei da termodinâmica, aplicável em regime transiente, tem-se:

$$\dot{Q}_{VC} + \sum \dot{m}_e \left(h_e + \frac{1}{2} V_e^2 + gZ_e \right) = \frac{dE_{VC}}{dt} + \sum \dot{m}_s \left(h_s + \frac{1}{2} V_s^2 + gZ_s \right) + \dot{W}_{VC} \quad (13)$$

Como o estado no interior do volume de controle é uniforme em qualquer instante, então esta equação pode ser escrita:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{VC} + \sum \dot{m}_e \left(h_e + \frac{1}{2} V_e^2 + gZ_e \right) &= \sum \dot{m}_s \left(h_s + \frac{1}{2} V_s^2 + gZ_s \right) \\ + \frac{d}{dt} \left[m \left(u + \frac{V^2}{2} + gZ \right) \right]_{VC} &+ \dot{W}_{VC} \end{aligned} \quad (14)$$

Integrando essa expressão em relação a t :

$$\int_0^t \left[\sum \dot{m}_s \left(h_s + \frac{1}{2} V_s^2 + gZ_s \right) \right] dt = \sum m_s \left(h_s + \frac{1}{2} V_s^2 + gZ_s \right) \quad (15)$$

$$\int_0^t \left[\sum \dot{m}_e \left(h_e + \frac{1}{2} V_e^2 + gZ_e \right) \right] dt = \sum m_e \left(h_e + \frac{1}{2} V_e^2 + gZ_e \right)$$

$$\int_0^t \dot{W}_{VC} dt = W_{VC} \quad (16)$$

$$\int_0^t \frac{d}{dt} \left[m \left(u + \frac{V^2}{2} + gZ \right) \right]_{VC} dt = \left[m_2 \left(u_2 + \frac{V_2^2}{2} + gZ_2 \right) - m_1 \left(u_1 + \frac{V_1^2}{2} + gZ_1 \right) \right]_{VC} \quad (17)$$

Portanto para esse intervalo t , a primeira lei da termodinâmica pode, então, ser escrita como:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{VC} + \sum m_e \left(h_e + \frac{1}{2} V_e^2 + gZ_e \right) &= \sum m_s \left(h_s + \frac{1}{2} V_s^2 + gZ_s \right) \\ + \left[m_2 \left(u_2 + \frac{V_2^2}{2} + gZ_2 \right) - m_1 \left(u_1 + \frac{V_1^2}{2} + gZ_1 \right) \right]_{VC} &+ \dot{W}_{VC} \end{aligned} \quad (18)$$

Levando em consideração a segunda lei da termodinâmica, a equação do balanço de entropia num volume de controle estabelece que a taxa de variação total de entropia no volume de controle (Figura 11) é igual à soma da taxa líquida de transporte de entropia para o volume de controle, que ocorre através da superfície de controle, com a taxa de criação de entropia devida à transferência de calor ao volume de controle e com a taxa de geração de entropia no volume de controle, então:

$$(\text{Taxa de variação}) = (\text{entradas}) + (\text{saídas}) + (\text{taxa de calor}) + (\text{geração})$$

isto é:

$$\frac{dS_{VC}}{dt} = \sum \dot{m}_e s_e - \sum \dot{m}_s s_s + \sum \frac{\dot{Q}_{VC}}{T} + \dot{S}_{ger} \quad (19)$$

$$\frac{d}{dt} (ms)_{VC} = \sum \dot{m}_e s_e - \sum \dot{m}_s s_s + \sum \frac{\dot{Q}_{VC}}{T} + \dot{S}_{ger} \quad (20)$$

Integrando ao longo de um intervalo de tempo t,

$$\int_0^t \frac{d}{dt} (ms)_{VC} dt = \int_0^t (\sum \dot{m}_e s_e) dt - \int_0^t (\sum \dot{m}_s s_s) dt + \int_0^t \sum \frac{\dot{Q}_{VC}}{T} dt + \int_0^t \dot{S}_{ger} dt \quad (21)$$

$$(m_2 s_2 - m_1 s_1) = \sum m_e s_e - \sum m_s s_s + \int_0^t \frac{\dot{Q}_{VC}}{T} dt + S_{2ger} \quad (22)$$

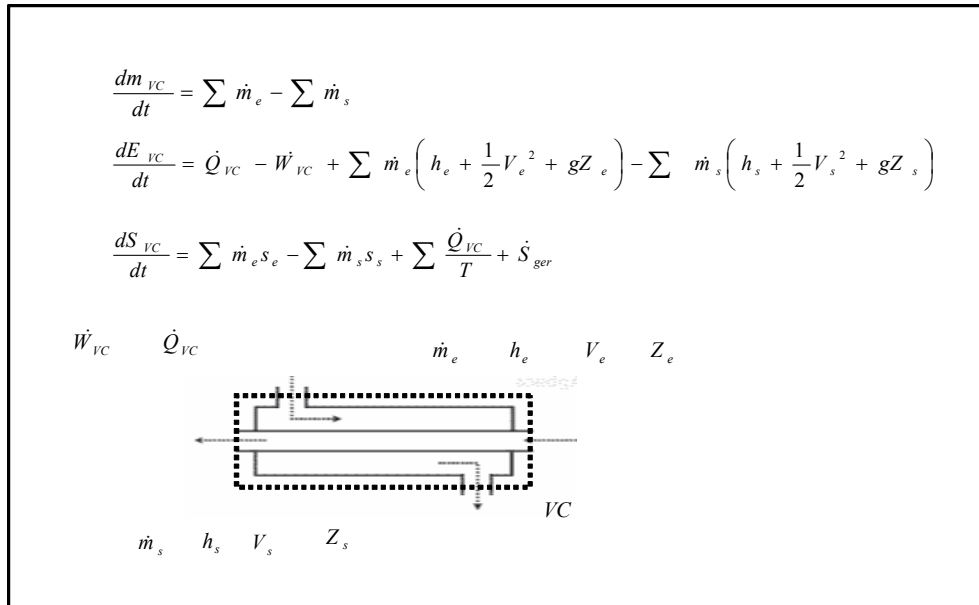
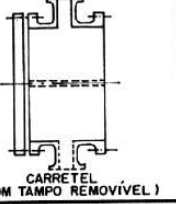
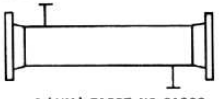
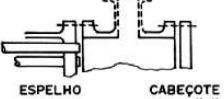
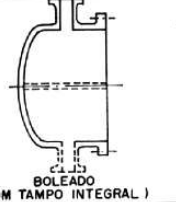
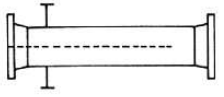
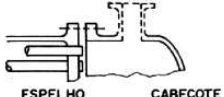
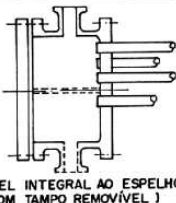
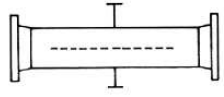
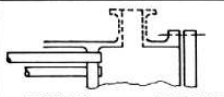
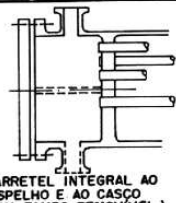
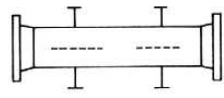
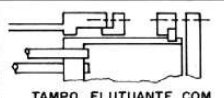
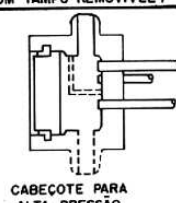
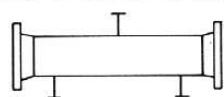
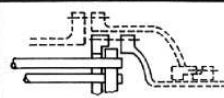
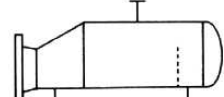
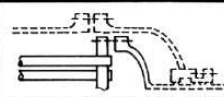
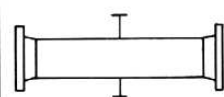
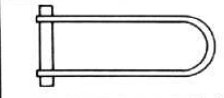



Figura 11 - Representação de um trocador de calor regime transiente.

2.3. Recuperador de calor de casco e tubos

Os componentes principais do recuperador de calor de casco e tubos são representados pelo cabeçote de entrada e o cabeçote de retorno ou saída, o casco e o feixe de tubos (THEODOR, 2011). O cabeçote de entrada, também chamado de estacionário, é ligado ao feixe de tubos e serve para a admissão e/ou descarga do fluido dos tubos e dá acabamento ao casco. O feixe de tubos pode ser reto ou em forma de U e são presos por suas extremidades a discos metálicos chamados espelhos, que servem para manter os tubos na posição desejada. Vários tipos de cabeçotes de entrada e de retorno ou saída e tipos de cascos foram padronizados pelas normas como mostra a Figura 12 (TUBULAR EXCHANGER MANUFACTURERS ASSOCIATION – TEMA, 2007).

| | TIPOS DE CABEÇOTE DE ENTRADA | | TIPOS DE CASCO | | TIPOS DE FEIXE E CABEÇOTE DE RETORNO |
|----------|---|----------|---|----------|---|
| A |  CARRETEL (COM TAMPO REMOVÍVEL) | E |  1 (UM) PASSE NO CASCO | L |  ESPELHO FIXO CABEÇOTE TIPO "A" |
| B |  BOLEADO (COM TAMPO INTEGRAL) | F |  2 (DOIS) PASSES NO CASCO | M |  ESPELHO FIXO CABEÇOTE TIPO "B" |
| C |  CARRETEL INTEGRAL AO ESPELHO (COM TAMPO REMOVÍVEL) | G |  FLUXO BIPARTIDO | N |  ESPELHO FIXO CABEÇOTE TIPO "N" |
| N |  CARRETEL INTEGRAL AO ESPELHO E AO CASCO (COM TAMPO REMOVÍVEL) | H |  DUPLO FLUXO BIPARTIDO | P |  TAMPO FLUTUANTE COM VEDAÇÃO POR PREME-GAXETA |
| D |  CABEÇOTE PARA ALTA PRESSÃO | J |  FLUXO DIVIDIDO | S |  TAMPO FLUTUANTE COM ANEL BIPARTIDO |
| | | K |  TIPO REFERVEDOR (KETTLE) | T |  TAMPO FLUTUANTE COM LIGAÇÃO APARAFUSADA NO ESPELHO |
| | | X |  FLUXO CRUZADO | U |  FEIXE DE TUBOS EM "U" |
| | | | | W |  ESPELHO FLUTUANTE COM VEDAÇÃO POR PREME-GAXETA |

Fonte: TEMA (2007).

Figura 12 - Trocadores de calor de casco e tubos.

Ehwany et al. (2009) pesquisaram os efeitos de diferentes tipos de arranjos geométricos de um banco de tubos de 6,35 mm de diâmetro externo com espessura de 0,4 mm e comprimento de 120 mm, na eficiência da transferência de calor, simulando um trocador de calor compacto de fluxo cruzado. Para realizar os experimentos foi utilizada uma bancada de testes em que o ar é aquecido e escoado transversalmente e externamente aos feixes de tubos e a água em seu interior. Os autores verificaram que a geometria do banco de tubos com arranjo circular alternados foi a que resultou em uma

transferência de calor mais eficiente. Com este trabalho concluiu-se também que a queda de pressão aumenta com a redução do passo dos tubos na transversal e decresce com o aumento da distância entre os tubos na longitudinal.

O desenvolvimento de um recuperador de calor tem como objetivo reaproveitar a energia térmica contida nos gases da exaustão de um incinerador. Portanto, inicialmente, é calculada a área superficial necessária para esta transferência de calor, para se obter a taxa estipulada. Assim como, a efetividade e as temperaturas de saída desejadas dos fluidos quente e frio, para uma determinada condição de escoamento. Para tal, um parâmetro imprescindível para o desenvolvimento e análise térmica de um recuperador de calor é o coeficiente global de transferência de calor. Este coeficiente é determinado em função da resistência térmica total à transferência de calor entre os dois fluidos, quente e frio, escoando no trocador. Ele engloba as resistências convectivas associadas ao escoamento de cada fluido e a resistência condutiva na superfície de separação entre os fluidos. Assim, para determiná-lo é necessário calcular os coeficientes convectivos médios relacionados ao escoamento dos fluidos quente e frio e a geometria do recuperador (THEODORE, 2011).

Na análise de volume de controle para o escoamento de fluidos, frequentemente ocorre a combinação de grandezas termodinâmicas tais como energia interna (U), pressão (p) e volume (V). Onde o produto pV representa a energia do escoamento do fluido, também denominada como trabalho devido às tensões normais, que é a energia necessária para impulsionar um fluido e manter o escoamento. Na análise da energia contida nos fluidos escoando pelo recuperador de calor, é conveniente tratar a energia do escoamento com parte da energia do fluido e representar a energia microscópica do fluido escoando por entalpia H , definida como a soma da energia interna (U) mais o produto pV . Portanto, a energia interna (U) representa a energia microscópica de um fluido em repouso, enquanto a entalpia H representa a energia microscópica de um fluido em movimento (ÇENGEL, 2007).

O modelo para o projeto de um recuperador de calor (Figura 13) é idealizado ao se relacionar a taxa global de transferência de calor com as grandezas como as temperaturas de entrada e de saída, o coeficiente global de

transferência de calor e a área superficial total da transferência de calor (JUNG; ASSANIS, 2006).

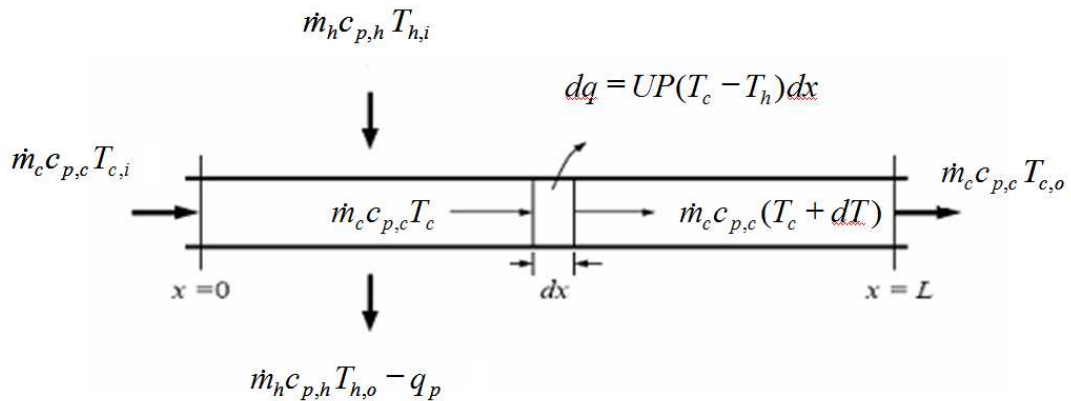


Figura 13 - Modelo do recuperador de calor.

A relação com as temperaturas poderá ser determinada pela aplicação de balanços globais de energia entre os fluidos quente e frio. Considerando desprezível a transferência de calor entre o recuperador e as vizinhanças e as variações da energia potencial e cinética, podem ser determinados pela equação (23):

$$q = [\dot{m}_h c_{p,h} (T_{h,i} - T_{h,o})] - q_p = \dot{m}_c c_{p,c} (T_{c,o} - T_{c,i}) \quad (23)$$

em que:

q = taxa total de transferência de calor entre os fluidos quente e frio (W).

\dot{m}_h = vazão mássica do fluido quente (kg s^{-1}).

$c_{p,h}$ = calor específico do fluido quente ($\text{J kg}^{-1} \text{K}^{-1}$).

$T_{h,i}$ = temperatura de entrada do fluido quente (K).

$T_{h,o}$ = temperatura de saída do fluido quente (K).

\dot{m}_c = vazão mássica do fluido frio (kg s^{-1}).

$c_{p,c}$ = calor específico do fluido frio ($\text{J kg}^{-1} \text{K}^{-1}$).

$T_{c,o}$ = temperatura de saída do fluido frio (K).

$T_{c,i}$ = temperatura de entrada do fluido frio (K).

q_p = perda de calor (W).

2.3.1. Coeficiente global de transferência de calor

Uma correlação em particular a ser usada para o cálculo dos coeficientes de transferência de calor dentro de tubos depende do regime de escoamento do fluido, o qual pode ser laminar, turbulento ou de transição. Os principais adimensionais que influenciam a transferência de calor e a perda de carga para o lado dos tubos são os números de Reynolds, Prandtl e Nusselt. O melhoramento ou desenvolvimento de um projeto eficiente de um trocador de calor, segundo Stehlik (2006), pode ser obtido por meio de modelagem e simulações. O desenvolvimento inicial deve ser baseado na simulação do balanço de massa e energia, cálculos térmicos e fluidodinâmicos de trocadores de calor, otimização do sistema e uma análise deste recuperador de calor projetado com relação ao processo integrado de uma usina de incineração.

Para determinar o coeficiente global de transferência de calor em termos da resistência térmica total, a taxa total de transferência de calor é formulada como a razão entre a variação de temperaturas e a soma das resistências térmicas (INCROPERA et al., 2008). Em geral pode-se escrever:

$$R_{total} = \sum R_t = \frac{\Delta T}{q} = \frac{1}{UA} \quad (24)$$

em que a resistência térmica na convecção é descrita como:

$$R_{t,conv} = \frac{1}{hA} \quad (25)$$

E a resistência térmica na condução de uma parede cilíndrica pode ser descrita da seguinte forma:

$$R_{t,cond} = \frac{\ln(D_o / D_i)}{2\pi kL} \quad (26)$$

A equação para determinação do coeficiente global de transferência de calor, considerando os efeitos das incrustações, pode ser expressa pela equação:

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{U_i A_i} = \frac{1}{U_o A_o} \quad (27)$$

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{R_{f,i}''}{A_i} + \frac{\ln(D_o / D_i)}{2\pi kL} + \frac{R_{f,o}''}{A_o} + \frac{1}{h_o A_o} \quad (28)$$

em que:

U = coeficiente global de transferência de calor ($W m^{-2} K^{-1}$).

U_i = coeficiente global de transferência de calor interno ($W m^{-2} K^{-1}$).

U_o = coeficiente global de transferência de calor externo ($W m^{-2} K^{-1}$).

A = área superficial total (m^2).

h_i = coeficiente de transferência de calor por convecção interno ($W m^{-2} K^{-1}$).

A_i = área da superfície interna (m^2).

$R_{f,i}''$ = fator de incrustação interno ($m^2 W^{-1}$).

D_o = diâmetro da superfície externa (m).

D_i = diâmetro da superfície interna (m).

k = condutividade térmica ($W m^{-1} K^{-1}$).

L = comprimento do conduto (m).

$R_{f,o}''$ = fator de incrustação externo ($m^2 W^{-1}$).

A_o = área da superfície externa (m^2).

h_o = coeficiente de transferência de calor por convecção externo ($W m^{-2} K^{-1}$).

Portanto, o coeficiente global de transferência de calor é determinado por meio do cálculo dos coeficientes convectivos de transferência de calor

interno e externo, sendo estes referentes à mesma área de transferência de calor. Contudo, deve-se adotar uma área como referência, usualmente a área externa, resultando na equação 29.

$$U = \frac{1}{\frac{D_o}{h_i D_i} + R_{f,i}'' \frac{D_o}{D_i} + D_o \frac{\ln\left(\frac{D_o}{D_i}\right)}{2K} + R_{f,o}'' + \frac{1}{h_o}} \quad (29)$$

Um trocador de calor irá desenvolver durante sua operação uma película de incrustação sobre a superfície de troca térmica, tanto na superfície interna quanto externa aos tubos, podendo ser devido à corrosão ou a depósitos do próprio fluido. Esta película age como uma resistência adicional à transferência de calor. Estas incrustações em trocadores de calor representam a maior fonte de redução no desempenho, e não só contribuem para o decréscimo da eficiência térmica, como também para uma redução na eficiência hidráulica, devido ao aumento da rugosidade das superfícies. O desenvolvimento do trocador de calor deve levar em consideração estas incrustações, pois podem aumentar a perda de carga devido à redução da área de escoamento. Em muitos casos a diminuição da eficiência hidráulica é superior à eficiência térmica, o qual se faz necessário à limpeza do trocador de calor periodicamente. Os valores destes fatores de incrustação seguem descritos no Quadro 1 (TEMA, 2007).

Quadro 1 - Fatores de incrustação representativos

| Fluido | R_f'' ($m^2 \text{ kW}^{-1}$) |
|------------------------|-----------------------------------|
| Amônia líquida | 0,000176 |
| Fluido hidráulico | 0,000176 |
| Fluido refrigerante | 0,000176 |
| Gases de exaustão | 0,001761 |
| Vapor d'água | 0,00018 |
| Ar | 0,00035 |
| Óleo de motor | 0,001761 |
| Solução etileno glicol | 0,000352 |

O cálculo do coeficiente de transferência de calor por convecção do lado interno aos tubos, dentro dos quais escoam os gases quentes da exaustão proveniente do incinerador, depende do regime de escoamento. O regime de escoamento no interior dos tubos pode ser determinado por meio do número de Reynolds, o qual é expresso por:

$$\text{Re} = \frac{4\dot{m}_h}{\pi D_i \mu_h} \quad (30)$$

em que:

Re = número de Reynolds (adimensional).

μ_h = viscosidade dinâmica do fluido quente (N s m^{-2}).

Os valores do número de Reynolds indicam as características de escoamento do fluido (RAJU, 2011). Para tubos lisos de seção circular, os valores de Re inferiores a 2300 caracterizam o escoamento como laminar, isso implica em uma velocidade no interior do tubo baixa, não há mistura macroscópica entre as partículas fluidas mais quentes e mais frias, sendo a transferência de calor somente por condução na direção normal à superfície. Portanto, os coeficientes de transferência de calor são relativamente baixos. Quando o número de Reynolds se situa entre 2300 e 4000 o coeficiente de transferência de calor por convecção está entre os valores de regime laminar e turbulento. Este regime é denominado regime de transição e é caracterizada por um aumento na velocidade do escoamento, uma maior turbulência nas partículas fluidas (ABRAHAM et al., 2009). Para os valores do número de Reynolds superiores a 4000, o fluido encontra-se em regime turbulento, exceto em uma fina subcamada próxima à parede do tubo em que os turbilhões são amortecidos em consequência das forças viscosas que predominam próximas à superfície. Nesta subcamada viscosa, o calor é transmitido por condução e atua como controladora da taxa de calor. A partir da subcamada, o calor é transportado e misturado ao fluido rapidamente devido à grande turbulência do fluido em escoamento. Portanto se o regime do escoamento for caracterizado

com laminar, segundo Çengel (2009), adotam-se as seguintes equações para a determinação do número de Nusselt e coeficiente de convecção:

$$N_{uD} = \frac{h_i D_i}{k_h} = 4,36 \quad (31)$$

em que N_{UD} = número de Nusselt (adimensional).

Portanto,

$$h_i = 4,36 \frac{k_h}{D_i} \quad (32)$$

em que:

k_h = condutividade térmica do fluido quente ($W m^{-1} K^{-1}$).

D_i = diâmetro interno (m).

Segundo Sharma (2009), em condições em que o escoamento do fluxo interno for caracterizado por um número de Reynolds superior a 2300 e inferior a 5×10^6 e número de Prandtl superior a 0,5 e inferior a 2000, o número de Nusselt, para escoamento tanto para regime transitório quanto para turbulento, pode ser obtido pela equação descrita abaixo (GNIELINSKI, 1976):

$$N_{uD} = \frac{\left(\frac{f}{2}\right)(Re D - 1000)Pr}{1 + 12,7\left(\frac{f}{2}\right)^{0,5}\left(Pr^{\frac{2}{3}} - 1\right)} \quad (33)$$

em que:

Pr = número de Prandtl (adimensional).

f = fator de atrito (adimensional).

Portanto, o coeficiente de transferência de calor por convecção pode ser obtido pela equação (34):

$$h_i = \frac{\left(\frac{f}{2}\right)(\text{Re } D - 1000)\text{Pr}}{1 + 12,7\left(\frac{f}{2}\right)^{0,5}\left(\text{Pr}^{\frac{2}{3}} - 1\right)} \frac{k_h}{D_i} \quad (34)$$

Na equação 34, o coeficiente de transferência de calor por convecção está relacionado, além do número de Reynolds, a mais dois parâmetros adimensionais que são o número de Prandtl, que relaciona as espessuras relativas das camadas limite hidrodinâmica e térmica. O número de Nusselt ($h_i D/k$) é uma função dos números adimensionais de Reynolds e de Prandtl, pois o processo de troca térmica depende tanto do campo de escoamento dado pelo número de Reynolds, quanto das propriedades físicas do fluido representadas pelo número de Prandtl (THIRUMALESHWAR, 2009).

O número de Nusselt para escoamento externo através de um feixe de tubos pode ser determinado pela equação:

$$\bar{N}_{UD} = 1,13 C_1 \text{Re}_{D,\max}^m \text{Pr}^{1/3} \quad (35)$$

em que:

C_1 e m = constantes em função do escoamento através dos tubos (adimensionais).

$\text{Re}_{D,\max}$ = número de Reynolds máximo (adimensional).

em que:

$$\text{Re}_{D,\max} = \frac{V_{\max} D_o}{\nu} \quad (36)$$

em que:

ν = viscosidade cinemática $\text{m}^2 \text{s}^{-1}$.

V_{\max} = velocidade máxima do fluido através dos tubos (m s^{-1}).

D_o = diâmetro externo dos tubos (m).

Para determinação das constantes C_1 e m é levado em consideração o arranjo do feixe de tubos e a relação do passe longitudinal com o diâmetro externo do tubo, como mostra a Tabela 2 (INCROPERA et al., 2008).

Tabela 2 - Constantes para escoamento transversal através de um feixe de tubos

| S_T/D_o Alternados | S_T/D_o | | | | | |
|-------------------------|-----------|-------|-------|-------|-------|-------|
| | 1,25 | | 1,50 | | 2,00 | |
| | C_1 | m | C_1 | m | C_1 | m |
| 1,25 | 0,518 | 0,556 | 0,505 | 0,554 | 0,519 | 0,556 |
| 1,50 | 0,451 | 0,568 | 0,460 | 0,562 | 0,452 | 0,568 |
| 2,00 | 0,404 | 0,572 | 0,416 | 0,568 | 0,482 | 0,556 |

Fonte: Incropera et al. (2008).

O coeficiente de transferência de calor por convecção externo é determinado pela seguinte equação:

$$h_o = \bar{N}_{uD} \cdot \frac{k_c}{D_o} \quad (37)$$

em que k_c = condutividade térmica do fluido frio ($W m^{-1} K^{-1}$).

Alguns valores típicos do coeficiente global de transferência de calor seguem no Quadro 2 (INCROPERA et al., 2008; SHAH, 2003).

Quadro 2 - Valores representativos do coeficiente global de transferência de calor

| Combinações de fluidos | U (W m ⁻² K ⁻¹) |
|---|--|
| Condensador de amônia (água nos tubos) | 800 – 1.400 |
| Condensador de vapor de água (água nos tubos) | 1.000 – 6.000 |
| Condensador de álcool (água nos tubos) | 250 - 700 |
| Trocador de calor água - água | 850 – 1.700 |
| Trocador de calor gás - água | 5 - 35 |
| Trocador de calor água - óleo | 110 - 350 |
| Trocador de calor gás - gás | 5 - 35 |

2.3.2. Método da efetividade NUT

Para definir a efetividade de um trocador de calor, é necessário determinar inicialmente a taxa máxima possível de transferência de calor no trocador. Esta taxa máxima pode ser determinada, em princípio, em um trocador de calor em contracorrente de comprimento infinito. Neste trocador, um dos fluidos estaria sujeito à diferença de temperatura máxima possível. Esta efetividade máxima pode ser expressa, para um escoamento em contracorrente, pela seguinte equação (INCROPERA et al., 2008):

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NUT(1 - C_r)]}{1 - C_r \exp[NUT(1 - C_r)]} \quad (38)$$

em que:

ε = efetividade do trocador de calor (adimensional).

NUT = número de unidades de transferência (adimensional).

C_r = razão entre as capacidades caloríficas das correntes (adimensional).

O número de unidades de transferência (NUT) é um parâmetro adimensional que pode ser utilizado para análise e desenvolvimento de trocadores de calor (THEODORE, 2011), sendo definido como:

$$NUT = \frac{UA}{C_{\min}} \quad (39)$$

em que:

NUT = número de unidades de transferência (adimensional).

A = área superficial total (m^2).

C_{\min} = taxa de capacidade calorífica mínima ($W K^{-1}$).

A efetividade real de um recuperador de calor pode ser expressa também pela seguinte equação:

$$\varepsilon = \frac{q}{q_{\max}} \quad (40)$$

em que:

q = taxa total de transferência de calor entre os fluidos quente e frio (W).

q_{\max} = taxa máxima possível de transferência de calor entre os fluidos quente e frio (W).

A taxa máxima possível de transferência de calor pode ser escrita como:

$$q_{\max} = C_{\min} (T_{h,i} - T_{c,i}) \quad (41)$$

A taxa de capacidade calorífica dos fluidos quente e frio pode ser expressa pelas equações 42 e 43:

$$C_h = \dot{m}_h c_{p,h} \quad (42)$$

$$C_c = \dot{m}_c c_{p,c} \quad (43)$$

em que:

C_c = taxa de capacidade calorífica do fluido frio ($W K^{-1}$).

C_h = taxa de capacidade calorífica do fluido quente ($W K^{-1}$).

O número de unidades de transferência (NUT) é um parâmetro adimensional que pode ser utilizado para análise e desenvolvimento de trocadores de calor (THEODORE, 2011), sendo definido como:

$$NUT = f\left(\varepsilon, \frac{C_{\min}}{C_{\max}}\right) \quad (44)$$

2.3.3. Perda de carga

A perda de carga é um fator importante no dimensionamento de um trocador de calor, uma vez que em um escoamento significa a energia mecânica dissipada. Em geral, um aumento da perda de carga resulta em um aumento dos coeficientes convectivos e, conseqüentemente, aumentando a taxa de transferência de calor. Portanto, é necessária uma avaliação entre a energia a ser gasta para movimentar os fluidos e a vantagem obtida com as taxas de transferência de calor maiores (ALBANAKIS, 2009).

As perdas de carga do lado do casco em trocadores de calor tipo casco e tubos podem de maneira geral, ser representadas pela seguinte relação (KAKAÇ, 1998):

$$\Delta P_s = \frac{f_s G_s^2 (N_b + 1) D_s}{2 \rho_s D_o \phi_s} \quad (45)$$

em que:

ΔP_s = perda de carga lado do casco (Pa).

f_s = fator de atrito lado do casco (adimensional).

G_s = vazão mássica por unidade de área no lado do casco ($\text{kg m}^{-2} \text{s}^{-1}$).

N_b = número de chicanas (adimensional).

D_s = diâmetro interno do casco (m).

ρ_s = massa específica do fluido do lado do casco (kg m^{-3}).

D_o = diâmetro externo do tubo (m).

ϕ_s = fator de correção da viscosidade dinâmica (adimensional).

A vazão mássica por unidade de área no lado do casco é dada por:

$$G_s = \frac{\dot{m}_s}{A_s} \quad (46)$$

em que:

\dot{m}_s = vazão mássica do fluido do lado do casco (kg s^{-1}).

A_s = área de escoamento lado do casco (m^2).

Para determinar a área de escoamento lado do casco:

$$A_s = \frac{D_s CB}{P} \quad (47)$$

em que:

C = afastamento entre os tubos (m).

B = comprimento do passo (m).

P = afastamento entre as chicanas (m).

O fator de atrito do lado do casco é calculado pela expressão (KAKAÇ, 1998):

$$f_s = \exp(0,576 - 0,19 \ln(\text{Re } D)) \quad (48)$$

que é válida para:

$$400 < \text{Re } D \leq 10^6$$

O fator de correção da viscosidade dinâmica da perda de carga é determinado por:

$$\phi_s = \left(\frac{\mu_b}{\mu_w} \right)^{0,14} \quad (49)$$

em que:

μ_b = viscosidade dinâmica na temperatura média do escoamento (N s m⁻²).

μ_w = viscosidade dinâmica na temperatura da parede do tubo (N s m⁻²).

A perda de carga do lado do tubo, levando em consideração o número de passes dos tubos pode ser calculada por (SAUNDERS, 1988):

$$\Delta P_t = \frac{2 f_t L N_t \rho_t V_t^2}{D_i \phi_i} \quad (50)$$

em que:

f_t = fator de atrito do lado do tubo (adimensional).

L = comprimento do tubo (m).

N_t = número de passe dos tubos (adimensional).

ρ_t = massa específica do fluido (kg m⁻³).

V_t = velocidade do fluido (m s⁻¹).

D_i = Diâmetro interno do tubo (m);

ϕ_i = Fator de correção da viscosidade dinâmica (adimensional).

Para o escoamento laminar o fator de atrito é dado por:

$$f_t = \frac{64}{Re} \quad (51)$$

Para o escoamento turbulento:

$$f_t = 0,0035 + \frac{0,264}{Re^{0,42}} \quad (52)$$

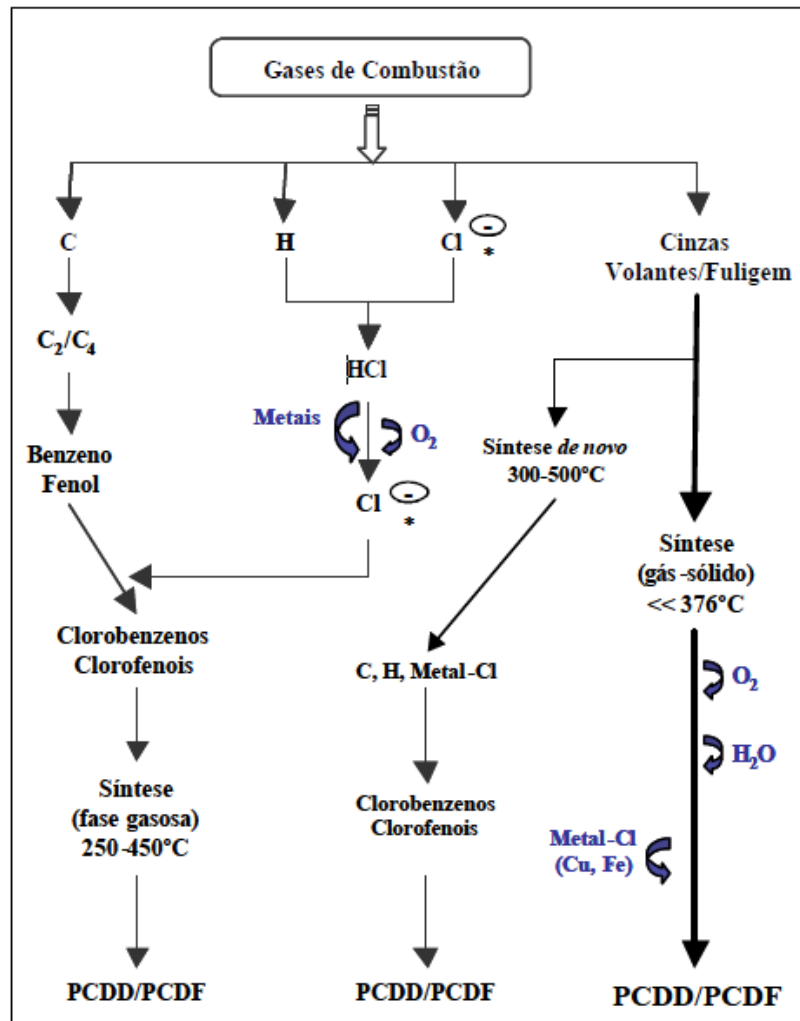
Para o regime de transição:

$$f_t = 0,0122 \quad (53)$$

2.4. Dioxinas e furanos

As dibenzo-p-dioxinas policloradas (PCDD – polychlorinated-p-dibenzodioxins) e os dibenzofuranos policlorados (PCDF - polychlorinated-pdibenzofurans), comumente chamadas de dioxinas e furanos, são duas classes de compostos aromáticos tricíclicos, de função éter, e que possuem propriedades físicas e químicas semelhantes. Os átomos de cloro se ligam aos anéis benzênicos possibilitando a formação de um grande número de compostos (CUNLIFFE; WILLIAMS, 2009). Pesquisas têm mostrado que esses compostos não ocorrem naturalmente, são frutos principalmente da era industrial, formados como subproduto não intencional de vários processos envolvendo cloro, substâncias e materiais que o contenham, como a produção de diversos produtos químicos. Nesta classe de produtos, destacam-se os pesticidas, os resíduos do processo de branqueamento de papel e celulose, a incineração de resíduos, incêndios e processos de combustão.

As emissões de dioxinas e furanos tendem a aumentar com o acréscimo da presença de cloro no material de combustão, sobretudo ligado a moléculas orgânicas, e na ausência de sistemas de controle de poluição efetivos. Em condições controladas é verificada uma dependência clara entre o conteúdo de cloro e a emissão de dioxinas e furanos, em que tal relação é direta (CABRITA et al., 2003). A Figura 14 ilustra os principais mecanismos de formação de PCDD/PCDF em sistemas de combustão.



Fonte: Cabrita et al. (2003).

Figura 14 - Mecanismos de formação de PCDD/PCDF em sistemas de combustão.

Mckay (2002) pesquisou e evidenciou aspectos que possuem uma correlação direta com a formação de dioxinas, dibenzo-p-dioxinas policloradas (PCDDs) e furanos, dibenzofuranos policlorados (PCDFs) em sistemas de incineração, que são substâncias tóxicas provenientes do processo de incineração. Experimentalmente, foi identificada que a máxima formação de PCDDs e PCDFs ocorre em uma faixa de temperatura entre 300 a 400°C. Naqueles estudos, concluiu-se que, para minimizar a formação de furanos e dioxinas, a combustão deverá ser superior a 1000°C com escoamento turbulento na câmara de combustão com número de Reynolds (Re) superior a 50000. Assim como o tempo de residência deve ser acima de 2 s. Observou-se

que na exaustão deverá ser adotado um sistema de resfriamento rápido utilizando aspensão de água para reduzir bruscamente a temperatura. Quanto mais rápida for a taxa de resfriamento nesta faixa de temperatura, menores serão os níveis de dioxinas e furanos formados. Este método de resfriamento brusco é conhecido como “quenching”, onde os gases atravessam uma cortina de líquido (MUCCIACITO, 2010). A desvantagem do processo de incineração quando utiliza um resfriador “quenching” é a dificuldade de recuperação do calor.

Segundo Cabrita et al. (2003), fatores operacionais são importantes na prevenção da formação de PCDD/PCDF em processos de combustão, tais como: alimentação do material combustível deve ser contínua e o material deverá estar com uma granulometria adequada, uma composição homogênea e com uma umidade adequada para assegurar-se uma combustão efetiva. Temperaturas superiores a 850°C são responsáveis pela destruição dos PCDD/PCDF, para a combustão completa e efetiva do conteúdo em carbono do material particulado devem ser atingidas temperaturas superiores a 1000°C. Para temperatura de combustão em torno de 850 °C é recomendável um tempo de residência maior que 2 s e para temperaturas da ordem dos 1000°C o tempo de residência dos gases na zona de combustão deverá ser superior a 1s. Por último, o favorecimento de condições turbulentas na câmara de combustão promove uma maior eficiência de combustão.

2.5. Reutilização da energia recuperada

Dentro das últimas décadas, um dos principais argumentos com relação à incineração de resíduos tem sido a energia produzida a partir destes, que potencialmente economiza combustíveis fósseis e os custos de produção de energia. Consequentemente impacta em uma redução do aquecimento global. Grande parte dos incineradores possui um sistema de recuperação de energia. A maioria destes produz calor em combinação com eletricidade, enquanto alguns só produzem (FRUERGGAARD et al., 2010).

Dias et al. (2009) realizaram um estudo para identificar a ociosidade de um incinerador de resíduos de serviço de saúde de um hospital escola, bem como seu potencial de trabalho e oportunidade de renda para o mesmo, já que

a legislação atual é rigorosa quanto à destinação dos resíduos de serviços de saúde (RSS). Os estudos foram realizados em um incinerador para lixo hospitalar com capacidade de incineração de 50 kg h⁻¹. Os queimadores do incinerador funcionam com GLP, possuindo três câmaras de incineração atingindo a temperatura de 1200°C. Esta temperatura possibilita a destruição térmica de quaisquer organismos patogênicos. Cada câmara conta com um maçarico que insere a chama sobre o resíduo, sendo que a primeira recebe o material a ser queimado e as demais são para queima de particulados e gases provenientes da primeira câmara. O incinerador é utilizado toda sexta feira por aproximadamente 8 horas, esse tempo é suficiente para a incineração de todo o resíduo hospitalar gerado, conforme o Quadro 3. Ao ser ligado é necessário aguardar aproximadamente 1 hora até que a primeira câmara interna atinja a temperatura de 1200°C. Os resíduos são separados por tipo e inseridos no equipamento, levando sempre em conta a distribuição física do material para uma incineração eficiente. Após a incineração dos resíduos, as cinzas, são retiradas, armazenadas em um tambor e encaminhadas para um aterro classe I. É importante destacar que as cinzas, apesar de não apresentar atividade biológica, possuem metais pesados em sua composição, o que justifica sua destinação a aterro controlado de classe I.

Quadro 3 - Resíduos de serviços de saúde de um hospital escola

| Item | Tipo de resíduo | Quantidade/semana | Quantidade/mês |
|------|-----------------------------|-------------------|----------------|
| 1 | Peças anatômicas | 48 kg | 216 kg |
| 2 | Perfuro cortante | 136 kg | 612 kg |
| 3 | Lixo hospitalar contaminado | 85 kg | 383 kg |
| 4 | Carcaça de animais | 97 kg | 441 kg |
| | Total | 367 kg | 1652 kg |

No estudo, Dias et al. (2009) concluíram que utilizando 18% da capacidade de incineração, o custo de operação é de R\$ 1,10/kg de resíduo. Se utilizar 41% da capacidade do incinerador, o que iria representar a

incineração de todo o RSS gerado pela cidade, o custo da incineração seria menor e ainda incinerando seu próprio RSS a um custo zero.

Com o objetivo de pesquisar o fluxo de energia útil assim como o a eficiência de recuperação de calor de um incinerador de RSS, Bujak (2009), utilizou uma unidade de incineração que incorporava um sistema de recuperação de calor, que consistia de uma unidade de carregamento, câmara de combustão, uma câmara de reação térmica e um recuperador com boiler. O combustível principal era composto de resíduos hospitalares e o gás natural usado como combustível secundário. Para a determinação da eficiência energética foi utilizado o método direto que envolve medições do fluxo de energia fornecido para o sistema e o fluxo de calor útil transferido para o receptor de vapor. As perdas de energia constituem a diferença entre o fluxo de energia fornecida ao sistema e o calor útil produzido por este sistema

A partir dos resultados obtidos, os estudos mostraram que é possível obter aproximadamente 660 a 800 kW de energia útil de 100 kg de RSS. O que representa em 1.000 a 1.200 kg de vapor saturado, considerando o incinerador operando com a capacidade acima de 65%. A eficiência térmica foi aproximadamente 47 a 62%, dependendo do carregamento do incinerador e da limpeza da superfície do recuperador de calor. Os testes mostraram que o fluxo de energia útil e a eficiência térmica aumentam proporcionalmente com o aumento da carga do incinerador. A energia útil na forma de vapor saturado produzida durante o processo é totalmente consumida no próprio hospital. Esta situação resulta em uma diminuição do consumo de gás natural e conseqüentemente uma redução do custo operacional do incinerador, resultando em maiores lucros para o hospital.

A biomassa pode ser utilizada como uma forma de energia renovável, gerando energia por meio de tratamentos termo-químicos, tais como a combustão ou gaseificação. Biomassa refere-se à matéria orgânica de origem biológica para ser utilizada como fonte de combustível, podendo ser também resíduos e subprodutos, tais como os resíduos florestais, resíduos sólidos municipais, resíduos agrícolas, comerciais e industriais que podem ser utilizados para a produção de energia. Contudo, quanto maior o percentual de umidade desta biomassa, maior será a energia gasta para evaporar a água existente, conseqüentemente ocorrerá um maior consumo de combustível. O

resíduo seco proporciona benefícios consideráveis para a combustão, tais como um aumento na eficiência térmica do sistema e redução do nível de emissões de gases de exaustão, em relação aos resíduos com alta umidade. A secagem é, no entanto, uma utilização intensiva de energia pré-tratamento. Utilizando o calor que está disponível em grande parte dos processos industriais poderia reduzir significativamente o consumo de energia reduzindo os custos operacionais (LI et al., 2012).

3. MATERIAIS E MÉTODOS

3.1. Desenvolvimento e construção do recuperador de calor

O projeto foi realizado na Universidade Federal de Viçosa, na área de Energia do Departamento de Engenharia Agrícola. O recuperador de calor foi construído pela empresa RISAM Indústria Metalúrgica Ltda. Para o desenvolvimento do recuperador de calor foram consideradas as condições operacionais de um incinerador piloto de resíduos de serviços de saúde do laboratório de Energia do departamento de Engenharia Agrícola da Universidade Federal de Viçosa (UFV). Neste presente trabalho foi desenvolvido um recuperador de calor de casco e tubo com um passe no casco do tipo TEMA E, por apresentar um custo de construção reduzido e uma perda de carga relativamente inferior ao ser comparado com os demais tipos de casco. Ainda, por este tipo de trocador de calor ser bastante utilizado em indústrias devido à sua robustez, facilidade de manutenção e limpeza, possui uma fabricação relativamente simples e boa adaptabilidade às diferentes condições de operação (WANG; WEN, 2009). Optou-se por projetar o feixe de tubos, assim como os cabeçotes superiores e inferiores removíveis, para ser possível sua manutenção, limpeza e, ou, substituição. O fluido que escoar pelo lado interno ao feixe de tubos são os gases de exaustão do incinerador por possuir maior impureza que o ar atmosférico. Neste caso, existe uma maior facilidade da remoção das impurezas impregnadas do lado interno aos tubos com o uso de dispositivos específicos em forma de varetas. Por outro lado, o fluido que escoar no lado do casco, externo ao feixe de tubos, é o ar atmosférico.

Os dados iniciais, assim como as propriedades termofísicas dos gases e do ar, para o dimensionamento do recuperador de calor foram obtidos por meio de revisões bibliográficas, tais como Shaaban (2007), Incropera (2009), Çengel (2009), Shah (2003) e parâmetros de projeto do incinerador piloto. As propriedades termofísicas, a uma temperatura de 350 K estão no Quadro 4.

Quadro 4 - Propriedades termofísicas dos gases e do ar

| Propriedades termofísicas | Valor |
|---------------------------------|--|
| Calor específico dos gases | 1083 J kg ⁻¹ K ⁻¹ |
| Calor específico do ar | 1009 J kg ⁻¹ K ⁻¹ |
| Condutividade térmica dos gases | 0,0346473 W m ⁻¹ K ⁻¹ |
| Condutividade térmica do ar | 0,03 W m ⁻¹ K ⁻¹ |
| Condutividade térmica dos tubos | 52,9 W m ⁻¹ K ⁻¹ |
| Viscosidade dinâmica dos gases | 235,2529 x 10 ⁻⁷ kg s ⁻¹ m ⁻¹ |
| Viscosidade dinâmica do ar | 208,2 x 10 ⁻⁷ kg s ⁻¹ m ⁻¹ |
| Viscosidade cinemática do ar | 20,92 x 10 ⁻⁶ m ² s ⁻¹ |
| Número de Prandtl dos gases | 0,73 |
| Número de Prandtl do ar | 0,70 |
| Massa específica dos gases | 0,7951 kg m ⁻³ |
| Massa específica do ar | 0,995 kg m ⁻³ |

3.1.1. Coeficiente global de transferência de calor

A área da superfície de transferência de calor foi calculada a partir da determinação do coeficiente global de transferência de calor (U) levando em consideração a resistência térmica das paredes dos tubos, os coeficientes de transferência de calor por convecção do lado dos gases e do lado do ar, assim como os fatores de incrustação do lado interno aos tubos e do lado do casco, a partir da equação 54 (INCROPERA et al., 2008). Foram adotados tubos comerciais de aço carbono SAE 1020 com diâmetro externo e interno de 21,05 e 19,05 mm respectivamente.

$$U = \frac{1}{\frac{D_o}{h_i D_i} + R_{f,i}'' \frac{D_o}{D_i} + D_o \frac{\ln\left(\frac{D_o}{D_i}\right)}{2K} + R_{f,o}'' + \frac{1}{h_o}} \quad (54)$$

em que:

U = coeficiente global de transferência de calor ($\text{W m}^{-2} \text{K}^{-1}$).

h_i = coeficiente de transferência de calor por convecção interno ($\text{W m}^{-2} \text{K}^{-1}$).

$R_{f,i}''$ = fator de incrustação interno ($\text{m}^2 \text{W}^{-1}$).

D_o = diâmetro da superfície externa (m).

D_i = diâmetro da superfície interna (m).

k = condutividade térmica ($\text{W m}^{-1} \text{K}^{-1}$).

$R_{f,o}''$ = fator de incrustação externo ($\text{m}^2 \text{W}^{-1}$).

h_o = coeficiente de transferência de calor por convecção externo ($\text{W m}^{-2} \text{K}^{-1}$).

Para o cálculo do coeficiente de transferência de calor por convecção interno aos tubos foi utilizada a equação de Gnielinski (1976) válida para o número de Reynolds superior a 2300 e inferior a 5×10^6 e número de Prandtl superior a 0,5 e inferior a 2000:

$$h_i = \frac{\left(\frac{f}{2}\right)(\text{Re } D - 1000)\text{Pr}}{1 + 12,7\left(\frac{f}{2}\right)^{0,5}\left(\text{Pr}^{\frac{2}{3}} - 1\right)} \frac{k_h}{D_i} \quad (55)$$

em que o fator de atrito é definido por:

$$f = (1,58 \ln \text{Re } D - 3,82)^{-2} \quad (56)$$

O número de Reynolds foi calculado por:

$$\text{Re } D = \frac{4\dot{m}_h}{\pi D_i \mu_h} \quad (57)$$

em que:

$\text{Re } D$ = número de Reynolds (adimensional).

\dot{m}_h = vazão mássica do fluido quente (kg s^{-1}).

μ_h = viscosidade dinâmica do fluido quente (N s m^{-2}).

O arranjo dos tubos é definido pelo ângulo característico e determina o número de tubos que podem ser adotados no casco. Além de desejar acomodar o maior número possível de tubos numa dada seção transversal, deve-se prover espaço suficiente para o escoamento do fluido, de forma a não aumentar excessivamente a perda de carga no interior ao feixe de tubos. Portanto, quando aumenta a densidade de tubos, aumenta a velocidade máxima no interior destes. Conseqüentemente, a perda de carga que varia com o quadrado da velocidade. Neste projeto foi adotado o arranjo quadrado alternado de 45° por apresentar fácil limpeza externa aos tubos e uma perda de carga relativamente baixa ao ser comparado com o arranjo alternado de 30° de passo triangular e melhores coeficientes de transferência de calor ao ser comparado com o arranjo de quadrado de 90° , como mostra na Figura 15.

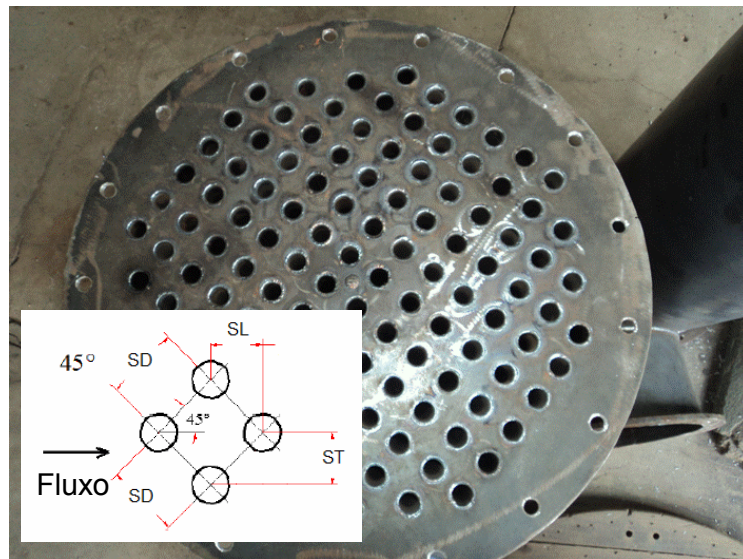


Figura 15 - Arranjo dos tubos passo quadrado alternado 45° .

Para o cálculo do coeficiente de transferência de calor por convecção externo aos tubos foi utilizada a equação 3.5, sendo esta válida para o número de Reynolds maior que 2000 e menor que 4×10^4 e número de Prandtl maior ou

igual a 0,7 e com um feixe de tubos com um número de fileiras maior ou igual a 10.

$$\bar{N}_{UD} = 1,13C_1 \text{Re}^m_{D,\max} \text{Pr}^{1/3} \quad (58)$$

em que:

C_1 e m = constantes em função do escoamento atreves dos tubos.

em que:

$$\text{Re}_{D,\max} = \frac{V_{\max} D_o}{\nu} \quad (59)$$

em que:

V_{\max} = velocidade máxima no interior dos tubos (m s^{-1}).

ν = viscosidade cinemática $\text{m}^2 \text{s}^{-1}$.

A velocidade máxima no interior dos tubos para a configuração alternada ocorreu no plano transversal à área de escoamento, portanto a velocidade máxima foi determinada pela equação:

$$V_{\max} = \frac{S_T}{S_T - D_o} V \quad (60)$$

em que:

V_{\max} = velocidade máxima no interior dos tubos (m s^{-1}).

S_T = passo transversal (m).

D_o = diâmetro externo (m).

V = velocidade de entrada no recuperador de calor (m s^{-1}).

3.1.2. Método da efetividade NUT

A partir das temperaturas e vazões mássicas dos fluidos quente e frio e do coeficiente global de transferência de calor, foi utilizado o método da efetividade NUT para determinar a área de transferência de calor:

$$NUT = -\frac{1}{C_r - 1} \ln\left(\frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon C_r - 1}\right) \quad (61)$$

em que:

ε = efetividade do trocador de calor (adimensional).

C_r = razão entre as capacidades caloríficas das correntes (adimensional).

Portanto,

$$A = -\frac{1}{C_r - 1} \ln\left(\frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon C_r - 1}\right) \frac{C_{\min}}{U} \quad (62)$$

em que:

A = área superficial total (m²).

C_{\min} = taxa de capacidade calorífica mínima (W K⁻¹).

A taxa de capacidade calorífica mínima é o menor valor entre os fluidos quente e frio, pode ser expressa pelas equações:

$$C_h = \dot{m}_h c_{p,h} \quad (63)$$

$$C_c = \dot{m}_c c_{p,c} \quad (64)$$

em que:

C_c = taxa de capacidade calorífica do fluido frio (W K⁻¹).

C_h = taxa de capacidade calorífica do fluido quente (W K⁻¹).

O comprimento dos tubos foi determinado a partir da área externa de transferência de calor:

$$L = \frac{A}{N\pi D_o} \quad (65)$$

em que:

N = número de tubos (adimensional).

L = comprimento dos tubos (m).

D_o = diâmetro externo (m).

Os defletores possuem a função de conduzir o escoamento do fluido de forma ora cruzado, ora contra corrente, o que ocasiona certa turbulência e um maior tempo de residência do fluido no casco, elevando a transferência de calor. Além disso, auxiliam a suportar os tubos no interior do casco evitando danos causados pelas flexões dos mesmos. Portanto, para uma melhor eficiência de transferência de calor foi utilizado defletores com altura da janela 25% do diâmetro, com espaçamento uniforme entre os defletores para haver uma melhor distribuição de fluxo. Com espaçamento mínimo de 20% do diâmetro interno do casco, conforme Figura 16 (TEMA, 2007),



Figura 16 - Feixe de tubos com defletores.

A folga entre os tubos e o defletor foi de 1/32 polegadas acima do diâmetro externo do tubo, o que é recomendado quando o comprimento máximo dos tubos sem apoio for menor ou igual a 36 polegadas. Por outro lado, a folga entre o casco e o defletor é dada em função do diâmetro do casco e calculada pela equação (66):

$$L_{cd} = 1,6 + 0,004D_s \quad (66)$$

em que:

L_{cd} = folga entre o casco e o defletor (m).

D_s = diâmetro interno do casco (m).

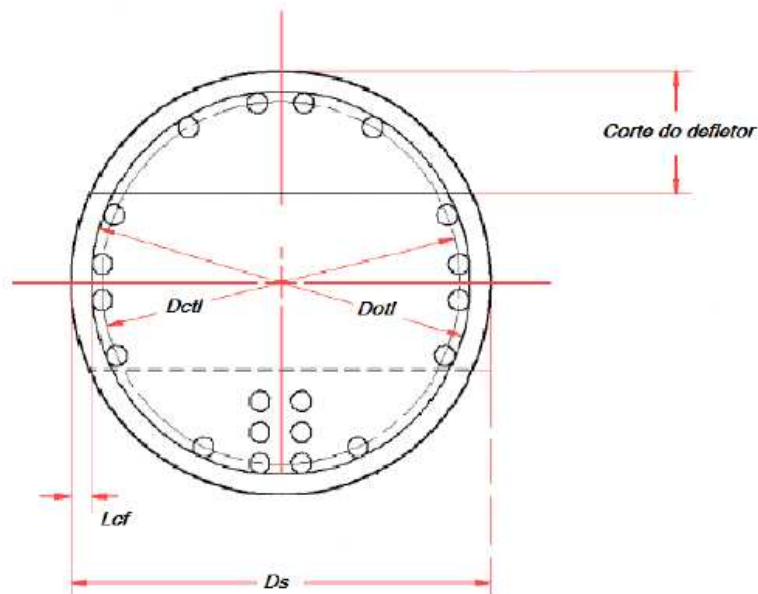
O cálculo da folga entre o casco e o feixe de tubos é determinada a partir do diâmetro interno do casco e do diâmetro do círculo circunscrito aos tubos mais externos do feixe de tubos. É determinada pela equação 3.14 e pode ser observada na Figura 17 (BELL; MUELLER, 2001).

$$L_{cf} = D_s - D_{out} \quad (67)$$

em que:

L_{cf} = folga entre o casco e o feixe (m).

D_{out} = diâmetro circunscrito aos tubos mais externos do feixe (m).



Fonte: Bell e Muller (2001).

Figura 17 - Folga entre o casco e o feixe (L_{cf}), diâmetro circunscrito externo (D_{oti}) e passando pelo centro dos tubos mais externos ao feixe (D_{cti}).

Para o funcionamento do recuperador de calor, assim como os sistemas de exaustão dos gases do incinerador e do sistema de recuperação de calor utilizando o ar atmosférico, foi projetado e construído uma plataforma móvel com dois inversores de frequência, um exaustor e um compressor com rotores centrífugos. Para o desenvolvimento do recuperador, dos sistemas de movimentação de fluxo e da plataforma móvel, para realização dos cálculos, assim como o modelo computacional, foi utilizada a ferramenta computacional Mathcad 14. Após o desenvolvimento dos cálculos e determinação das dimensões dos equipamentos, foram desenvolvidos os desenhos no AutoCAD 2012 que seguem em anexo e conforme a Figura 18.



Figura 18 - Sistema de recuperação de calor.

3.1.3. Construção do recuperador de calor

O recuperador de calor, os sistemas de exaustão e compressão de fluido, assim como a plataforma móvel, foram construídos pela empresa RISAM Indústria Metalúrgica Ltda. Para a construção do casco, primeiramente foi calculado a sua área interna como sendo o produto do perímetro interno pelo comprimento do feixe de tubos. Logo após, foi cortada a chapa de 1/8" de aço carbono SAE 1020 nestas dimensões utilizando um maçarico de oxiacetileno. A partir deste momento a chapa foi submetida a um processo de conformação a frio, calandragem, como mostra a Figura 19. Para a união das extremidades longitudinais do casco foi usado o processo de soldagem com eletrodo revestido.



Figura 19 - Processo de conformação mecânico por calandragem.

Para a construção do feixe de tubos foi usado uma serra circular policorte para adquirir os comprimentos dos tubos desejados. Então estes foram soldados em suas extremidades aos espelhos. A solda utilizada para esta união foi do tipo TIG (tungsten inert gas), por resultar em um melhor acabamento superficial evitando excesso de material e tendo como consequência uma menor perda de carga do fluido ao escoar para o interior dos tubos. Os espelhos e defletores foram agrupados e realizado o processo de furação em conjunto por meio de uma furadeira de coluna, Figura 20. Esse processo foi executado em quatro fases, na primeira fase foi feita a marcação na peça superior de acordo com o projeto do arranjo alternado do feixe de tubos. Logo após foi feito a furação dos 120 tubos com uma broca com o diâmetro menor. Em seguida, foi adotada uma broca com diâmetro intermediário e por fim, executou o furo final com a broca com o diâmetro definitivo. Esse processo garantiu uma perfeita montagem do feixe de tubos, assim como, possibilitou um alinhamento entre os passes de acordo com o projeto.



Figura 20 - Processo de execução dos furos nos defletores e espelhos.

Os flanges foram construídos com chapas de 3/8". Já os defletores e os espelhos com chapas de 3/16". O recuperador de calor foi montado na plataforma móvel de forma que o empuxo causado pelas diferenças das densidades dos fluidos, em função do gradiente de temperatura, venha a favorecer o movimento dos fluidos e facilita a remoção do cabeçote superior para limpeza dos tubos internos.

No projeto do exaustor e do compressor, foi mantido a mesma área transversal ao escoamento do fluido, desde a saída da máquina de fluxo que possui a área transversal retangular até à tubulação do recuperador de calor, que possui 200 mm de diâmetro. Portanto, foi mantida a área de 0,0314 m² para que não houvesse nenhuma restrição acrescida ao escoamento do fluido. Contudo, foi desenvolvido um bocal do tipo cone, tanto para o exaustor quanto para o compressor com uma interposição de 10 mm para dentro do rotor, resultando em uma maior eficiência volumétrica do sistema, conforme Figura 21.

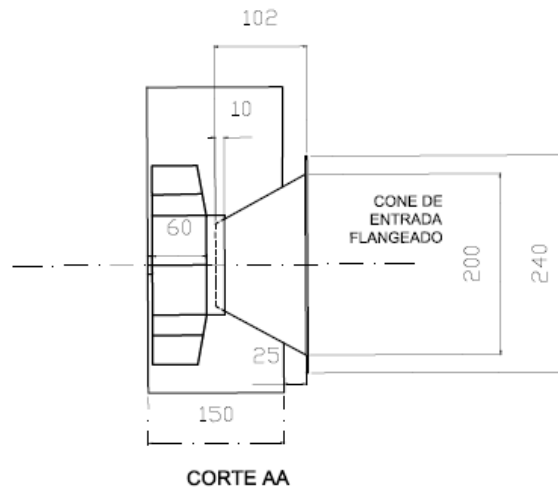


Figura 21 - Rotor e bocal do sistema de exaustão e compressão.

As características geométricas dos parâmetros de projeto do recuperador de calor seguem no Quadro 5.

3.2. Avaliação de desempenho do recuperador de calor

Para avaliar o desempenho do recuperador de calor foi utilizado o incinerador piloto do laboratório de energia do departamento de engenharia agrícola que foi projetado com capacidade para incinerar $0,6 \text{ kg h}^{-1}$ de resíduos e possui duas câmaras, a primária de 14880 cm^3 e a secundária de 9920 cm^3 (Figuras 22 e 23).

O incinerador de resíduos desenvolvido segue todos os preceitos pertinentes à decomposição térmica dos resíduos preconizada na norma ABNT NBR 11175.

A câmara de incineração possui um “design” destinado a criar instabilidades no escoamento, produzindo recirculações. Com isso, há geração de zonas de mistura entre o gás e o oxigênio de maior intensidade de turbulência. Independente da utilização deste dispositivo, o volume da câmara de incineração foi dimensionado para garantir um tempo de residência médio de no mínimo dois segundos para os gases de combustão, conforme recomendado na ABNT NBR 11175.

Quadro 5 - Características geométricas do trocador de calor

| Parâmetro | Descrição |
|--|------------------------|
| Diâmetro interno da tubulação de entrada e saída | 200 mm |
| Arranjo do feixe dos tubos | Quadrado alternado 45° |
| ST - Passo transversal dos tubos | 28 mm |
| SL - Passo longitudinal dos tubos | 28 mm |
| SD - Passo diagonal dos tubos | 40 mm |
| Relação SD/Do | 1,9 |
| Relação SD/SL | 1,4 |
| Área de transferência de calor | 11 m ² |
| N.º de passes nos tubos | 1 |
| N.º de passes no casco | 1 |
| Comprimento do feixe de tubos | 1386 mm |
| N.º de defletores | 2 |
| Distância entre os defletores | 462 mm |
| Tipos de cabeçote | Removível |
| Tipo do feixe | Removível |
| Diâmetro interno do casco | 500 mm |
| Folga entre os tubos e defletor | 0,71 mm |
| Folga entre o defletor e casco | 3,4 mm |
| Diâmetro interno dos tubos | 19,05 |
| Diâmetro externo dos tubos | 21,05 |
| N.º de tubos no feixe de tubos | 120 |
| N.º de filas de tubos | 13 |
| Comprimento total do recuperador | 1960 mm |
| Altura do cabeçote | 287 mm |
| Folga entre o casco e o feixe de tubos | 40 mm |
| Diâmetro dos defletores | 493,2 mm |
| Altura da janela dos defletores | 123,3 mm |

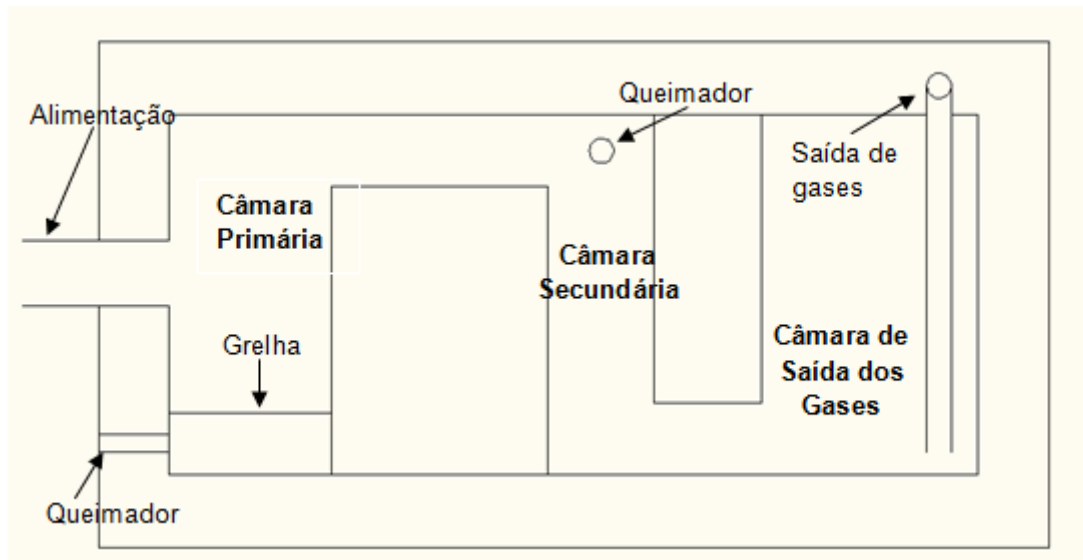


Figura 22 - Esquema em corte do incinerador.



Figura 23 - Recuperador de calor acoplado ao incinerador.

As câmaras do incinerador são construídas com tijolos refratários. As paredes refratárias são revestidas por uma camada de tijolos isolantes e esta última é totalmente recoberta em aço carbono. Este tipo de construção garante que o incinerador opere com pressão manométrica negativa, o que impede quaisquer emissões de gases, desde a alimentação até a chaminé do incinerador.

A câmara primária é aquecida por meio de um queimador (marca Jackwall, modelo n.º 2) (Figura 24a). Os gases resultantes da combustão primária são oxidados a temperaturas controladas na segunda câmara, por meio de um segundo queimador (marca Jackwall, modelo n.º 3) (Figura 24b).



Figura 24 - Queimadores utilizados na (a) primeira e na (b) segunda câmara de queima.

As vazões de gás foram ajustadas em função da temperatura da segunda câmara (900 °C). Todas as temperaturas foram medidas por meio de termopares do tipo K.

O resíduo é inserido pelo compartimento de alimentação (Figura 25a) e desce até uma grelha. Esta está localizada acima do primeiro queimador, mantendo o resíduo suspenso durante a gaseificação. Isto possibilita melhor controle de queima, uma vez que o ar de combustão, já aquecido, percola toda a carga introduzida no incinerador.

A alimentação do incinerador com resíduos foi efetuada a cada 10 minutos com cargas de 100 g (Figura 25b), acondicionadas em sacolas, a forma usual de disposição dos resíduos do sistema de saúde.



Figura 25 - Alimentação do incinerador: (a) alimentação de resíduos e compartimento de remoção de cinzas; e (b) cargas de 100 g de resíduos.

Devido ao potencial toxicológico dos resíduos de saúde, optou-se pela não utilização deste resíduo na pesquisa, evitando a contaminação da equipe. Desta maneira, o resíduo incinerado foi proveniente de uma simulação de resíduos de saúde a partir da composição gravimétrica descrita no Quadro 6 conforme Ferreira (1999), Soares et al. (2001) e Salomão et al. (2004).

Para avaliação do recuperador de calor foram realizados seis testes de forma aleatória em horários diferenciados. Cada experimento foi iniciado após a estabilização da temperatura da câmara de combustão, este tempo de aquecimento devido à inércia térmica, foi aproximadamente de 40 min, logo após iniciou a coleta dos dados a cada cinco minutos. Foi medida a temperatura da câmara de combustão, as temperaturas de entrada e saída dos fluidos quente e frios no recuperador de calor, assim como as velocidades destes fluidos. A alimentação do incinerador com a carga conforme o Quadro 6 foi realizado a cada dez minutos, sendo as medições realizadas logo em seguida e após cinco minutos. A duração total de cada teste, desconsiderando a inércia térmica, foi de duas horas.

Quadro 6 - Composição gravimétrica do resíduo simulado

| Material | Porcentagem |
|--|-------------|
| Papel | 32,0 |
| Plástico | 31,0 |
| Borracha (luvas) | 8,0 |
| Tecido (gazes e algodão) | 12,5 |
| Vidro | 2,5 |
| Metal (agulha de seringa, latas, bisturi, limalha) | 5,5 |
| Matéria Orgânica (pedaços de carne) | 8,5 |

Fonte: Ferreira (1999), Soares et al. (2001) e Salomão et al. (2004).

Para verificar o desempenho do recuperador de calor inicialmente foi comparado as temperaturas de saída dos dois fluidos predita e medida a partir das temperaturas de entrada dos fluidos quente e frio. Ainda, utilizando vazões mássicas medidas e as temperaturas de entrada no recuperador de calor, foi comparada à taxa de calor recuperada real com a taxa de calor recuperada predita, por meio da equação abaixo:

$$q_p = \varepsilon_p q_{máx} \quad (68)$$

em que:

q_p = taxa predita de calor entre os fluidos quente e frio (W).

ε_p = efetividade predita do trocador de calor (adimensional).

O número de unidades de transferência é um parâmetro adimensional que foi utilizado para análise e desenvolvimento do recuperador de calor, (THEODORE, 2011), como segue:

$$NUT = \frac{UA}{C_{\min}} \quad (69)$$

em que:

NUT = número de unidades de transferência (adimensional).

A = área superficial total (m^2).

C_{\min} = taxa de capacidade calorífica mínima ($W K^{-1}$).

Portanto, a taxa máxima de transferência de calor foi calculada por:

$$q_{\max} = C_{\min} (T_{h,i} - T_{c,i}) \quad (70)$$

A efetividade predita foi calculada pela seguinte equação:

$$\varepsilon_p = \frac{1 - \exp[-NUT(1 - C_r)]}{1 - C_r \exp[NUT(1 - C_r)]} \quad (71)$$

em que:

ε_p = efetividade predita do trocador de calor (adimensional).

C_r = razão entre as capacidades caloríficas das correntes (adimensional).

Por outro lado, a taxa de calor recuperada real pelo o fluido frio (ar atmosférico) foi determinada pela equação:

$$q_R = \dot{m}_c c_{p,c} (T_{c,o} - T_{c,i}) \quad (72)$$

em que q_R = taxa real de calor entre os fluidos quente e frio (W).

A efetividade real de um recuperador de calor foi calculada pela equação 73 e comparada com a efetividade predita.

$$\varepsilon_R = \frac{q_R}{q_{\max}} \quad (73)$$

em que ε_R = efetividade real do trocador de calor (adimensional).

Portanto, as temperaturas de saída preditas dos fluidos quente e frio foram calculadas pelas equações 74 e 75, respectivamente:

$$T_{coP} = \frac{q_p + \dot{m}_c c_{pc} T_{ci}}{\dot{m}_c c_{pc}} \quad (74)$$

em que T_{coP} = temperatura predita de saída do fluido frio (K).

$$T_{hoP} = \frac{q_p + \dot{m}_h c_{ph} T_{hi}}{\dot{m}_h c_{ph}} \quad (75)$$

em que T_{hoP} = temperatura predita de saída do fluido quente (K).

3.2.1. Instrumentação

Para a medição das temperaturas da câmara de combustão do incinerador, temperaturas de entrada e saída dos gases de exaustão no recuperador de calor, assim como a temperatura de saída do ar, foram utilizados termopares tipo K com elemento positivo de chomel e elemento negativo alumel, com escala de temperatura de -199,9 a 1.370°C, resolução de 0,1°C e erro máximo de 0,7%. Para leitura das medições foi utilizado um termômetro digital portátil de quatro canais marca Instruterm modelo TH-096, conforme Figuras 26 e 27.

A temperatura na chama do queimador da câmara secundária foi medida utilizando um termopar tipo K com escala de temperatura de -199,9 a 1.600°C, resolução de 0,1°C e erro máximo de 0,7%. Para leitura das medições foi utilizado um termômetro digital portátil de dois canais marca Icel modelo TD-880, conforme Figura 28.

Para a medição da temperatura do ar de entrada no recuperador de calor, assim como a velocidade dos gases de exaustão e a velocidade de entrada do ar no sistema de recuperação de calor foi utilizado um termomômetro digital Instruterm modelo TAD-500. Para medição de velocidade, a resolução é de 0,1 m s⁻¹, erro máximo de 3% e escala de medição de 0,3 a 45 m s⁻¹. Já para medição de temperatura, a resolução é de 0,1°C, erro máximo de 2% e escala de medição de 0 a 60°C.



Figura 26 - Pontos de tomada das temperaturas de entrada e saída dos gases de exaustão e do ar.

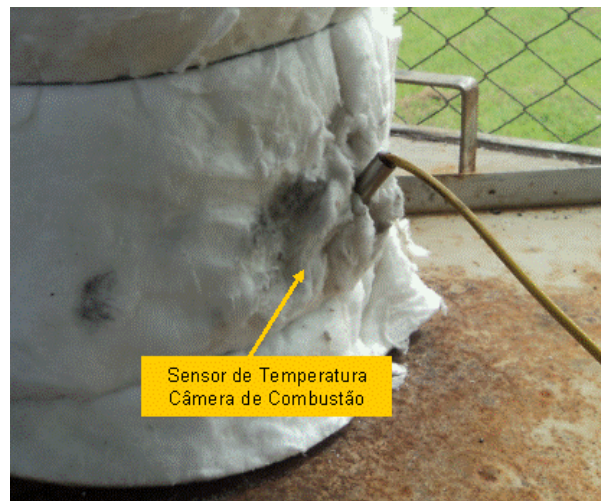


Figura 27 - Ponto de medição das temperaturas na câmara de combustão.



Figura 28 - Ponto de coleta da temperatura da chama do queimador da câmara de combustão secundária.

Os resultados das comparações entre as propriedades avaliadas foram analisados estatisticamente. Para tabulação dos dados foi utilizado o software EXCEL 2003 e para a confecção dos gráficos e análise estatística foi utilizado o software OriginPro8.

3.3. Avaliação das perdas de carga

Para avaliação das perdas de carga do sistema de recuperação de calor desenvolvido, foi verificado o efeito das perdas de carga, variando a vazão do exaustor por meio de um inversor de frequência que por sua vez varia a rotação do motor elétrico. Esta avaliação foi realizada tanto para as perdas de carga no interior dos tubos, quanto para as perdas de carga externa ao feixe de tubos. Para realizar esta avaliação foram comparados os valores de perdas de carga preditos com os medidos. Foram realizados três experimentos para determinação das perdas de carga interna e três experimentos para determinação das perdas de carga externa. Para cada experimento foram realizadas 10 medidas da diferença de pressão imediatamente nas entradas e saídas do recuperador de calor para cada faixa de frequência. As medições foram realizadas por meio de um manômetro de coluna em U. As faixas de

freqüência utilizadas para realização dos testes foram 30, 35, 40, 45, 50, 55 e 60 Hz.

3.3.1. Perda de carga no interior dos tubos

As perdas de carga previstas do lado dos tubos foram determinadas pela equação (76) usando três fatores de atrito distintos, sendo eles fator de atrito de Fox e Mcdonld (2006), fator de atrito segundo Kakaç (1998) e fator de atrito de Saunders (1988).

$$\Delta P_{ip} = \frac{2f_t L N_t \rho_t V_t^2}{D_i \phi_i} \quad (76)$$

em que:

f_t = fator de atrito do lado do tubo (adimensional).

L = comprimento do tubo (m).

N_t = número de passe dos tubos (adimensional).

ρ_t = massa específica do fluido (kg m^{-3}).

V_t = velocidade do fluido (m s^{-1}).

D_i = diâmetro interno do tubo (m).

ϕ_i = fator de correção da viscosidade dinâmica (adimensional).

ΔP_{ip} = perda de carga prevista lado dos tubos (Pa).

O fator de atrito de Fox e Mcdonld (2006) foi calculado por:

$$\frac{1}{f_t} = -2 \log_{10} \left(\frac{\varepsilon}{D_i} + \frac{2,51}{\text{Re} \sqrt{f_t}} \right) \quad (77)$$

O fator de atrito de Kakaç (1998) foi calculado por:

$$f_t = (1,58 \ln(\text{Re}) - 3,28)^{-2} \quad (78)$$

O fator de atrito de Saunders (1988) foi calculado por:

$$f_t = 0,0035 + \frac{0,264}{\text{Re}^{0,42}} \quad (79)$$

3.3.2. Perda de carga externa ao feixe dos tubos

As perdas de carga previstas para o lado do casco, externa aos feixes de tubos, foram calculadas pela equação 80 (KAKAÇ, 1998):

$$\Delta P_{sP} = \frac{f_s G_s^2 (N_b + 1) D_s}{2 \rho_s D_o \phi_s} \quad (80)$$

em que:

ΔP_{sP} = perda de carga prevista para o lado do casco (Pa).

f_s = fator de atrito lado do casco (adimensional).

G_s = vazão mássica por unidade de área no lado do casco ($\text{kg m}^{-2}\text{s}^{-1}$).

N_b = número de chicanas (adimensional).

D_s = diâmetro interno do casco (m).

ρ_s = massa específica do fluido do lado do casco (kg m^{-3}).

D_o = diâmetro externo do tubo (m).

ϕ_s = fator de correção da viscosidade dinâmica (adimensional).

A vazão mássica por unidade de área no lado do casco é dada por:

$$G_s = \frac{\dot{m}_s}{A_s} \quad (81)$$

em que:

\dot{m}_s = vazão mássica do fluido do lado do casco ($\text{kg m}^{-2}\text{s}^{-1}$).

A_s = área de escoamento lado do casco (m^2).

Para determinar a área de escoamento lado do casco, foi usada a equação:

$$A_s = \frac{D_s C B}{P} \quad (82)$$

em que:

C = afastamento entre os tubos (m).

B = comprimento do passo (m).

P = afastamento entre as chicanas (m).

O fator de atrito do lado do casco foi calculado pela expressão (KAKAÇ, 1998):

$$f_s = \exp(0,576 - 0,19 \ln(\text{Re } D)) \quad (83)$$

Que é aplicável para a seguinte faixa do número de Reynolds:

$$400 < \text{Re } D \leq 10^6$$

O fator de correção da viscosidade dinâmica da perda de carga foi determinado por:

$$\phi_s = \left(\frac{\mu_b}{\mu_w} \right)^{0,14} \quad (84)$$

em que:

μ_b = viscosidade dinâmica na temperatura média do escoamento (N s m^{-2}).

μ_w = viscosidade dinâmica na temperatura da parede do tubo (N s m^{-2}).

3.3.3. Instrumentação

Para avaliar as diferenças de pressão no interior dos tubos e externa ao feixe de tubos do recuperador de calor, foi utilizado um manômetro de coluna em U. Com escala de pressão de (0 a 100) mmca e resolução de 1 mmca. Para a medição das perdas de carga do sistema do fluido frio, perda de carga do lado do casco, os tubos do manômetro foram conectados ao conduto de 200 mm de diâmetro interno imediatamente na entrada e na saída do recuperador de calor, diferença de pressão ente os pontos P4 e P3. Assim como, para a medição das perdas de carga do sistema do fluido quente, gases da exaustão, os tubos do manômetro foram conectados ao conduto de 200 mm imediatamente na entrada e saída do recuperador de calor, diferença de pressão ente os pontos P1 e P2 conforme mostrado nas Figuras 29 e 30.

Os resultados das comparações entre as perdas de carga interna aos tubos, assim como as perdas de carga no lado do casco e externa aos tubos foram analisados estatisticamente. Para tabulação dos dados foi utilizado o software EXCEL 2003 e para a confecção dos gráficos e análise estatística foi utilizado o software OriginPro8.

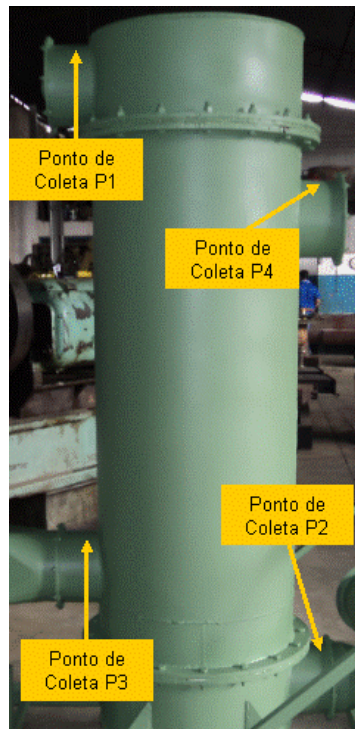


Figura 29 - Ponto de tomada das diferenças de pressões.



Figura 30 - Ponto de tomada da diferença de pressão.

3.4. Adição de óxido de cálcio no RSS para neutralização do cloro

Com o objetivo de reduzir a quantidade de cloro contido nos gases provenientes da incineração dos resíduos de serviços de saúde, sabendo que este cloro é proveniente do plástico PVC, foi calculada a quantidade de óxido de cálcio necessário para ser adicionado em cada carga de 100 g de alimentação do incinerador para que ocorra uma reação entre o ácido clorídrico (HCl) e o óxido de cálcio (CaO) formando sal, cloreto de cálcio (CaCl₂), e água (H₂O).

3.4.1. Determinação do teor de óxido de cálcio para neutralização de ácidos precursores (cloro)

Neste trabalho para avaliar o efeito da adição de óxido de cálcio na formação de ácido clorídrico durante o processo de queima na incineração de resíduos, foram realizados testes com adição e sem adição deste composto nas cargas de alimentação do incinerador e realizada a comparação entre as duas situações.

O experimento consistiu em um delineamento inteiramente casualizado com três repetições. Representando sem e com a adição de óxido de cálcio (CaO) e realizado em triplicata. Ao adicionar os resíduos no incinerador foram colocados a cada 10 minutos sacos contendo 32 g de papel, 31 g de plástico (PVC), 8 g de borracha, 13 g de tecido, 2 g de vidro, 5 g de metal, 9 g de

matéria orgânica (carne bovina) totalizando 12 sacos em um período de 120 minutos de queima.

Assim, a montagem do sistema para absorção do ácido clorídrico emitido foi disposta através de um acoplamento entre dois frascos lavadores ligados a um compressor marca LS Logen – Modelo 131B com potência de $\frac{1}{4}$ CV e vazão volumétrica de 37 L min^{-1} , assim esse conjunto foi conectado ao duto de saída dos gases de incineração do trocador de calor através de uma mangueira conforme mostra a Figura 31.

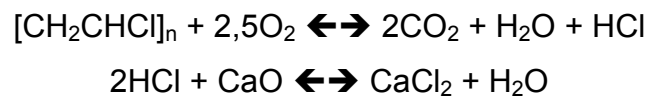


Figura 31 - Sistema de absorção do ácido clorídrico.

Dessa forma no primeiro caso ao adicionar os resíduos não houve presença de CaO, denominando a testemunha. O segundo sistema constituído pelo mesmo esquema do anterior, porém ao alimentar o incinerador com os resíduos foi adicionado uma quantidade fixa de CaO. A intenção seria de que com a adição de CaO, a emissão de HCl seria reduzida bruscamente, pois ocorreria a reação entre a base e o ácido formando sal e água.

Segundo Tooge (2004) relata-se que através desse processo com a menor emissão de HCl, garantiria conseqüentemente menor emissão de dioxinas e furanos.

Para a determinação da massa de um elemento básico, neste caso, o óxido de cálcio em função da formação de ácido clorídrico proveniente da incineração de plástico (PVC) na qual apresenta fórmula molecular $[\text{CH}_2\text{CHCl}]_n$ foi utilizado o seguinte cálculo; estabelecendo primeiramente as reações químicas:



Sabe-se que com a queima de 100 g de resíduo é produzido $1,638 \times 10^{-5} \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$ de gás de incineração o qual corresponde a $5,46 \times 10^{-6} \text{ Kg s}^{-1}$ de ácido clorídrico gasoso em 10 minutos de queima com 9% de oxigênio (O_2). O cloro é proveniente do plástico (PVC) o qual sua massa é constituída em 56%. Dessa forma para garantir o excesso da reação foi colocado 8 g de CaO em cada saco, pois em cada mol de HCl é necessário 0,5 mol de CaO. No tempo determinado através da taxa mássica do ácido, estimou uma produção de 6,5 g de HCl o qual o excesso de CaO em 8 gramas seria suficiente para reagir todo o gás emitido. Para a medição da quantidade de cloreto nos gases de exaustão do incinerador foi utilizado o método de titulação, que foi realizado no Laboratório de Biocombustíveis do Departamento de Engenharia Agrícola da Universidade Federal de Viçosa, conforme Figura 32. Estes dados foram comparados estatisticamente utilizando teste t para verificar o efeito da adição de óxido de cálcio na quantidade de cloreto existente nos gases de exaustão do incinerador.



Figura 32 - Medição da quantidade de cloreto dos gases.

3.5. Avaliação da utilização da energia recuperada

Para determinar a energia recuperada, foi calculado o ganho de entalpia do ar atmosférico na saída do recuperador de calor. Para determinar a energia total contida no ar atmosférico após a recuperação, foi calculada a entalpia utilizando a equação (85) (MASTERTON; HURLEY, 2009):

$$H = \dot{m}_c c_{p,c} T_{co} \quad (85)$$

em que H = entalpia do ar de saída do recuperador de calor (W).

Para quantificar a redução de energia, GLP, consumida no processo de incineração ao ser retornado este ar aquecido para ser reutilizado pelos queimadores foi levado em consideração à entalpia do ar de saída produzida pelo recuperador no período de um mês, levando em consideração este incinerador operando 24 horas por dia. Esta entalpia total equivale à quantidade de energia em Joules recuperada no período de um mês. Portanto, o valor economizado neste período foi calculado pela razão da entalpia total pelo poder calorífico do GLP multiplicado pelo preço do GLP, conforme equação (86):

$$E_{cm} = \frac{H_m}{PCI_{GLP}} P_{GLP} \quad (86)$$

em que:

E_{cm} = energia economizada em um mês (R\$).

H_m = entalpia produzida (J mês⁻¹).

PCI_{GLP} = poder calorífico inferior do GLP (J kg⁻¹).

P_{GLP} = preço do GLP (R\$ kg⁻¹).

Por outro lado, esta energia recuperada pode ser utilizada para elevar o PCI dos resíduos de sistema de saúde incinerados, reutilizando esta entalpia do ar aquecido para secagem destes resíduos. Para tal, foi calculada a quantidade de energia necessária para secagem de 100 g destes resíduos com umidade de 20%. A energia necessária para retirar toda esta umidade foi determinada pela equação (87) (GONÇALVES et al., 2009).

$$PCU = -x_{H_2O} h_{LV} + (1 - x_{H_2O}) PCI_R \quad (87)$$

em que:

PCU = poder calorífico útil do resíduo (J kg⁻¹).

PCI_R = poder calorífico inferior do resíduo (J kg⁻¹).

x_{H_2O} = fração em massa de umidade (adimensional).

h_{LV} = calor latente de vaporização da água (J kg⁻¹).

Portanto a energia necessária para a secagem de 100 g de RSS foi calculada pela diferença do poder calorífico seco e do poder calorífico de cada resíduo úmido, conforme Quadro 7. Da mesma forma, pela entalpia total mensal produzida foi calculada a quantidade de resíduo possível de secar.

Quadro 7 - Poder calorífico inferior do resíduo simulado

| Material | PCI (kcal kg ⁻¹) |
|--|------------------------------|
| Papel | 4.200 |
| Plástico | 5.000 |
| Borracha (luvas) | 4.000 |
| Tecido (gazes e algodão) | 4.200 |
| Vidro | 0 |
| Metal (agulha de seringa, latas, bisturi, limalha) | 0 |
| Matéria orgânica (pedaços de carne) | 1.900 |

4. RESULTADOS E DISCUSSÃO

Neste capítulo são apresentados os resultados e discussão dos experimentos realizados, segundo a metodologia descrita no Capítulo 3. O objetivo deste capítulo foi verificar o desempenho do sistema de recuperação de calor, avaliar as perdas de carga envolvidas neste sistema, pesquisar os efeitos da adição de óxido de cálcio no resíduo do sistema de saúde incinerado sobre quantidade de cloreto dos gases de exaustão do incinerador e por fim, quantificar e estudar a possibilidade de utilização da energia produzida por este sistema de recuperação de calor.

4.1. Avaliação do desempenho do recuperador de calor

4.1.1. Temperaturas da câmara de combustão e da chama do queimador secundário

A temperatura da câmara de combustão é um parâmetro chave para o processo de incineração de resíduos. Temperaturas na ordem de 400 a 600°C na câmara primária garantem a gaseificação dos resíduos, promovendo uma redução de aproximadamente 70% em massa e 90% em volume (SHI et al., 2008).

Temperaturas na ordem de 800 a 1200°C são necessárias na câmara de combustão secundária para transformar os vapores orgânicos em dióxido de carbono, água, oxigênio e nitrogênio (JANGSAWANG et al., 2005).

As temperaturas da câmara de combustão secundária, assim como as temperaturas da chama do queimador secundário obtidas nos seis testes realizados foram agrupadas e seguem nas Figuras 33 e 34. A coleta das temperaturas foi iniciada após a estabilização das mesmas na câmara de combustão. Assim, a injeção de resíduos só foi efetuada quando o sistema atingiu o regime de funcionamento permanente, ou seja, o sistema ter passado pelo período transitório superando a inércia térmica inicial de aquecimento, que caracteriza a resistência oferecida pelos sistemas térmicos a alterar o seu estado termodinâmico (LU et al., 2009).

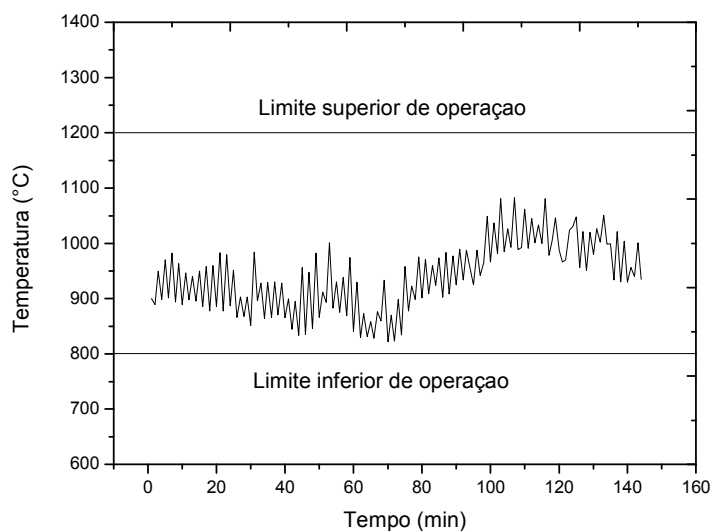


Figura 33 - Temperaturas da câmara de incineração secundária.

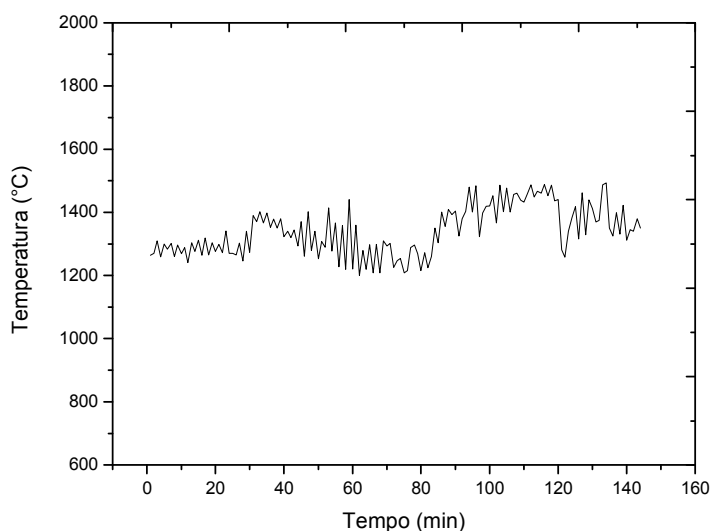


Figura 34 - Temperaturas da chama do queimador da câmara de incineração.

Na câmara de combustão secundária os valores das temperaturas medidas apresentaram um coeficiente de variação de 6,6%. As temperaturas durante os testes resultaram em uma temperatura máxima da câmara de combustão de 1083,0°C e mínima de 822,1°C. As temperaturas mantiveram uma média de 940,4°C com um desvio padrão de 62,2°C.

Segundo Jangsawang et al. (2005), temperaturas na câmara de incineração inferiores de 800°C e acima de 1200°C são indesejadas. Pois, as

temperaturas devem ser acima de 800°C para realizar com eficiência a desintegração de qualquer organismo patogênico. Por outro lado, temperaturas acima de 1200°C contribuem para a formação de NOx, que além de contribuir para o aumento da emissão dos gases tóxicos, proporcionam aumento do consumo de energia para a oxidação do N₂. No entanto, de acordo com Dvorak et al. (2010), NOx além das dioxinas e furanos, são fatores importantes a serem observados, pois apresentam um problema sério. Considerando uma reação de um determinado combustível, participa-se da combustão o N₂, que constitui aproximadamente 78% do ar atmosférico. Esta combustão a altas temperaturas forma o NOx em que a maioria deste gás é representado pelo óxido nítrico (NO), contendo também dióxido nítrico (NO₂) e óxido nitroso (N₂O). O NO é um gás tóxico incolor que reage rapidamente com o oxigênio (O₂) na atmosfera para formar NO₂. A legislação normalmente expressa como concentração de NOx. Os gases NO e NO₂ criam ozônio indesejado na atmosfera inferior (o qual é desejado na atmosfera superior), bem como poluição e chuva ácida, onde NO₂ reage com água (H₂O) e forma ácidos, tais como ácido nitroso (HNO₂) e ácido nítrico (HNO₃). Um dos fatores que influencia a quantidade de NOx formada é a alta temperatura de combustão (BAUKAL, 2004).

As temperaturas na chama do queimador secundário mantiveram um valor médio de 1340,9°C com desvio padrão de 77,5°C. Apresentaram temperaturas máxima e mínima de 1493,0°C e 1200,0°C respectivamente e um coeficiente de variação de 5,8%.

As oscilações de temperatura ocorrem por causa das variações durante o processo de incineração. A variação na composição do resíduo e a abertura do incinerador que promove a entrada de ar e resfria a câmara. As elevadas temperaturas dos gases na câmara de combustão evidenciam uma melhor queima dos mesmos e, portanto, decomposição dos compostos orgânicos voláteis. Em sistemas térmicos maiores esta oscilação de temperatura na câmara de combustão tende a diminuir devido o fato de haver uma maior inércia térmica.

4.1.2. Temperaturas de entrada e saída dos fluidos quente e frio do recuperador de calor

A temperatura média de entrada no recuperador de calor dos gases provenientes do incinerador foi de 300,6°C com um desvio padrão de 24,9°C. Sendo a temperatura mínima média 255,1°C e a máxima de 358,1°C (Figura 35). O coeficiente de variação calculado foi de 8,3%. A vazão da massa de gás na entrada do recuperador de calor foi em média de 0,18 kg s⁻¹ com um desvio padrão de 0,01 kg s⁻¹. Sendo as vazões da massa mínima e máxima de gás 0,17 e 0,22 kg s⁻¹, respectivamente, com coeficiente de variação de 5,35%. Para determinar a energia total disponível nos gases provenientes do incinerador, levando em consideração a temperatura média e a vazão média da massa dos gases de combustão, foi calculada a entalpia média que resultou em um valor de 111,8 kW, este valor representa a taxa de energia fornecida ao trocador de calor pelo incinerador.

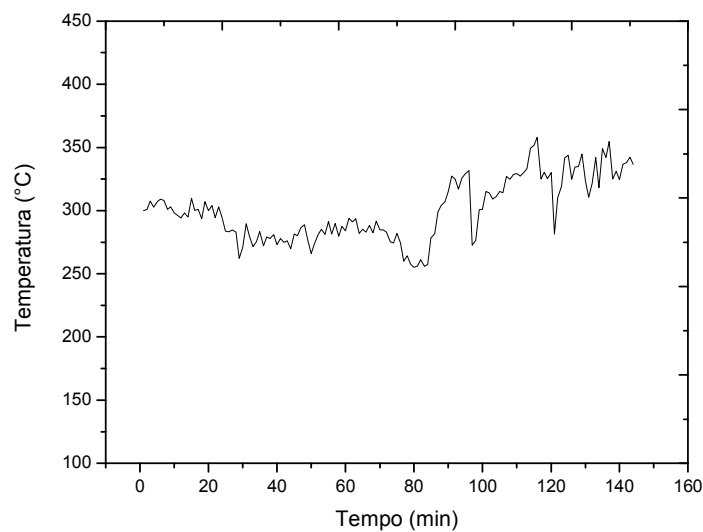


Figura 35 - Temperaturas de entrada dos gases no recuperador de calor.

As temperaturas coletadas dos gases na saída do recuperador de calor apresentaram um coeficiente de variação de 6,2%, valor médio de 123,3°C e desvio padrão de 7,7°C. Com temperatura mínima de 110,6°C e máxima de 142,4°C, como está mostrando na Figura 36. Portanto, a queda de energia dos gases quentes foi de 35,5 kW.

Werther (2007) afirma que dioxinas e furanos podem ser destruídas pelas próprias condições da combustão ou minimizadas por processos de adsorção ou processos catalíticos. De acordo com Mckay (2002), a resposta para minimizar a formação destes compostos é manter elevadas temperaturas de combustão, garantir elevada turbulência, manter o tempo de residência maior que dois segundos na câmara de combustão secundária (câmara de incineração) e resfriar rapidamente os gases pós-combustão. Segundo Mckay (2002), a formação de compostos tóxicos como dioxinas e furanos ocorrem em zonas de temperatura entre 300 e 400°C. Desta forma, um resfriador que promova rápido resfriamento dos gases garante a minimização da formação destes compostos (PHAN et al., 2012). No gráfico de temperatura da saída do recuperador de calor observam-se temperaturas efetivamente abaixo da zona crítica de formação de dioxinas e furanos, logo, o resfriamento foi rápido levando em consideração as diferenças de temperaturas da câmara de incineração e as temperaturas de saída dos gases do recuperador de calor. O tempo de residência de resfriamento foi de 0,2 s. O qual foi determinado pela razão do volume do gás em um tubo pela vazão volumétrica. Para evitar formação de dioxinas e furanos, é necessário um sistema de resfriamento rápido com um tempo de residência de resfriamento abaixo de 5 segundos (CERON, 2010). Quanto mais rápido for este resfriamento menor a formação de dioxinas e furanos, portanto este processo contribui para a redução de formação de compostos tóxicos pertencentes à classe das dioxinas e furanos.

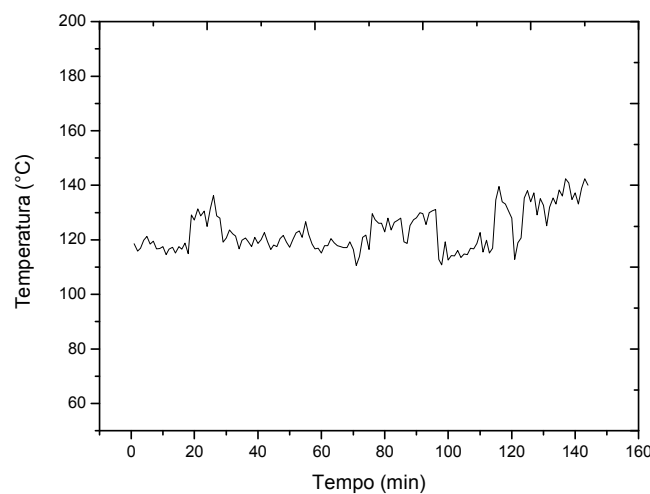


Figura 36 - Temperaturas de saída dos gases do recuperador de calor.

O ar atmosférico, na entrada do recuperador de calor, apresentou temperaturas mínimas e máximas de 24,7°C e 35,4°C respectivamente, com coeficiente de variação de 8,1%. A temperatura média foi de 30,1 com desvio padrão de 2,5°C, conforme mostrado na Figura 37.

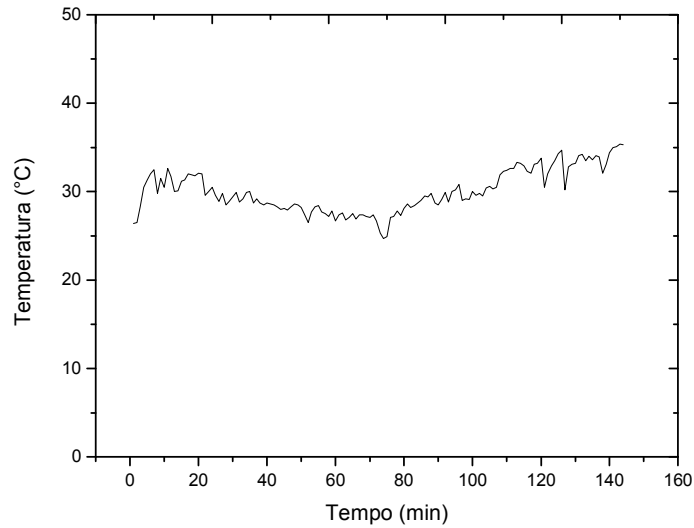


Figura 37 - Temperaturas de entrada do ar no recuperador de calor.

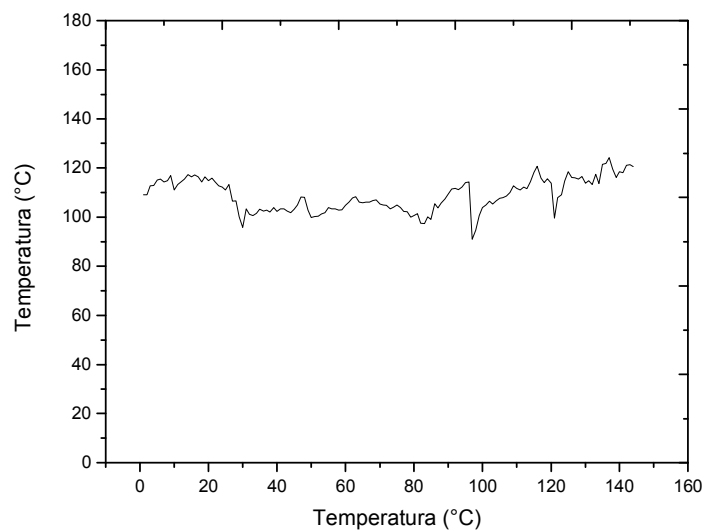


Figura 38 - Temperaturas de saída do ar do recuperador de calor.

4.1.3. Comparativo entre as temperaturas preditas e medidas de saída dos fluidos quente e frio do recuperador de calor

A partir da temperatura de entrada do fluido quente no recuperador de calor, da vazão da massa dos gases e da taxa de transferência de calor predita, foi determinada a temperatura esperada de saída dos gases do recuperador de calor. Esta temperatura predita permaneceu com a média de 140,9°C, sendo a mínima de 119,6°C e a máxima de 167,8°C, com desvio padrão de 11,7°C. O comparativo das temperaturas dos gases quente de saída do recuperador de calor preditas e medidas segue na Figura 39.

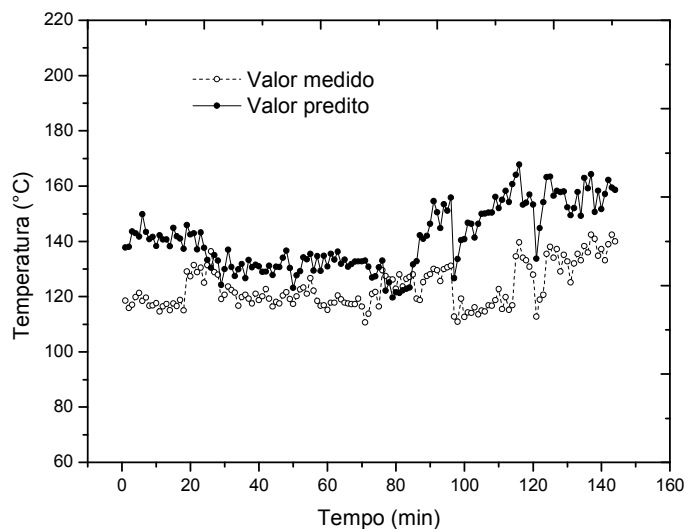


Figura 39 - Comparativo das temperaturas de saída dos gases do recuperador de calor preditas e medidas.

Ao comparar estas temperaturas, foi observado que na maioria dos pontos as temperaturas médias medidas dos gases permaneceram abaixo das temperaturas preditas. Este efeito pode ser explicado pelo fato do fluido quente, além de fornecer calor para o fluido frio de trabalho, ocorreu uma transferência de calor para o meio externo em forma de perdas térmicas por convecção e radiação devido à área exposta dos cabeçotes superiores e inferiores e também pela área do casco.

Da mesma forma, as temperaturas preditas do fluido frio foram determinadas pelas taxas de calor transferidas ao fluido frio preditas, vazões da massa de ar frio que fluíram pelo trocador de calor e pelas temperaturas

medidas de entrada do ar no recuperador de calor. A média das temperaturas preditas foi de 135,9°C, sendo a máxima predita de 170,3°C e a mínima de 111,8°C, com um desvio padrão de 13,7°C (Figura 40). Ao realizar esta comparação pode ser verificado que as temperaturas medidas permaneceram abaixo das temperaturas preditas de saída do fluido frio. Um fator que contribui para ocorrer esta diferença são as perdas térmicas provenientes do sistema de recuperação de energia.

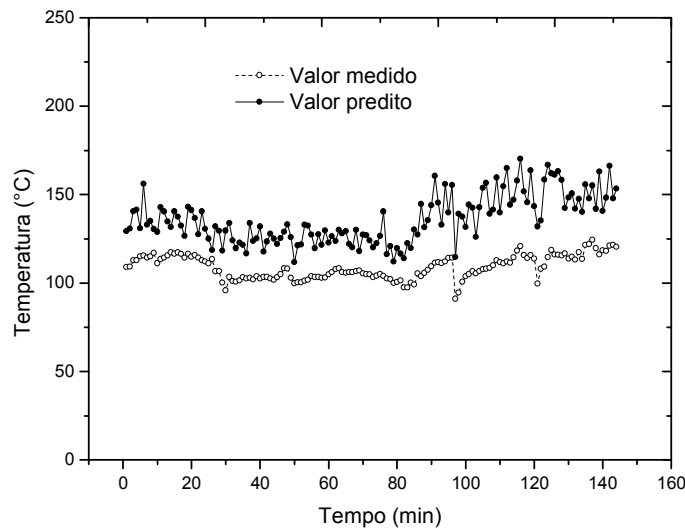


Figura 40 - Comparativo das temperaturas de saída do ar do recuperador de calor preditas e medidas.

Para estimar as perdas de calor antes da troca de calor entre os fluidos quente e frio ao passar pelo feixe de tubos, foi calculado as perdas de calor do fluido ao fluir pelo cabeçote superior que foi de 6 kW. Para o fluido quente ceder esta quantidade de calor para o meio ambiente considerando a vazão mássica do fluido quente 0,185 kg s⁻¹ e calor específico de 1.083 J kg⁻¹ K⁻¹ esta teve um decréscimo de temperatura média de 29,9 °C. Portanto, considerando estas perdas, foi recalculado as temperaturas preditas corrigidas médias dos fluidos quente e frio, as quais foram 128,7 ± 11,7°C e 124,3 ± 13,4°C, respectivamente como apresentado nas Figuras 41 e 42.

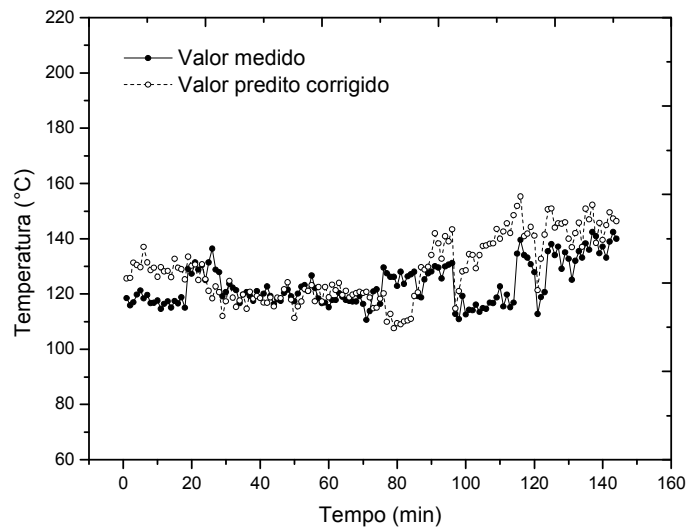


Figura 41 - Comparativo das temperaturas de saída dos gases do recuperador de calor preditas corrigidas e medidas.

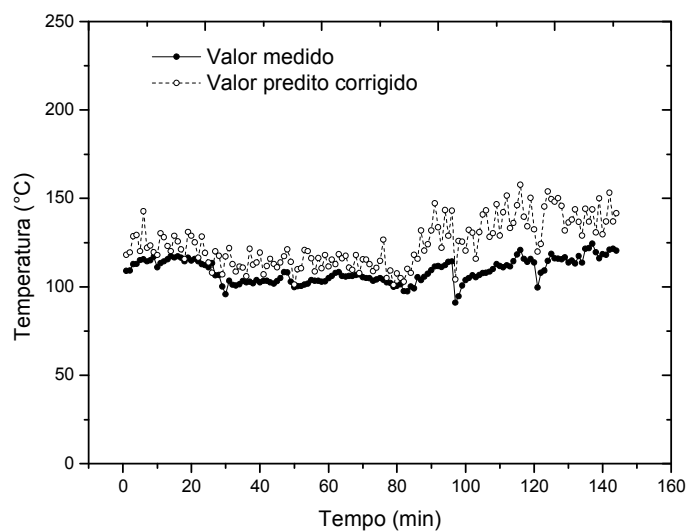


Figura 42 - Comparativo das temperaturas de saída do ar do recuperador de calor preditas corrigidas e medidas.

4.1.4. Taxa de calor transferida para o fluido frio

A taxa de calor transferida para o fluido frio foi determinada por meio das vazões da massa do fluido frio medidas, do calor específico do fluido frio e das diferenças de temperaturas em que este fluido foi submetido. Esta taxa de

calor significa a energia recuperada pelo fluido frio neste sistema de troca térmica. Esta taxa ou potência recuperada pode ser interpretada com sendo a energia recuperada pelo tempo. Os valores desta energia recuperada são apresentados na Figura 43. Portanto, a taxa de calor recuperada média foi de 23,7 kW, com valores máximos e mínimos de 18,8 kW e 27,9 kW respectivamente e desvio padrão de 1,8 kW. O coeficiente de variação foi de 7,8%.

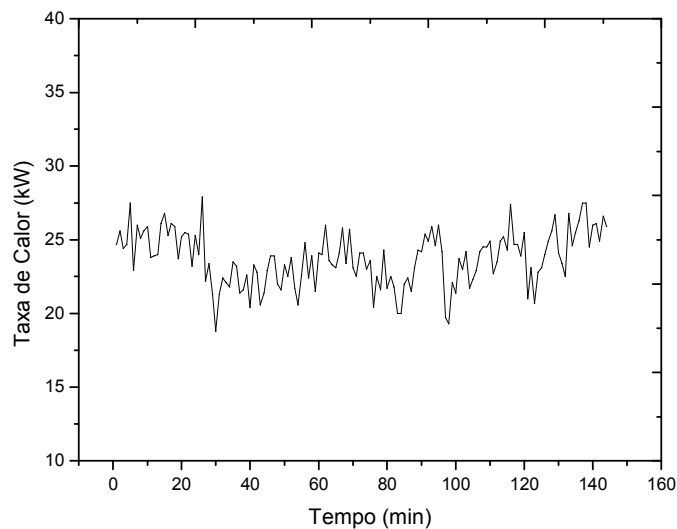


Figura 43 - Taxa de calor transferida para o fluido frio.

4.1.5. Comparativo entre as taxas de calor predita e transferida para o fluido frio

As taxas de transferência de calor preditas e preditas corrigidas foram determinadas em função da efetividade máxima possível com esta área útil de transferência de calor deste recuperador de calor e da taxa máxima possível de transferência de calor entre dois fluidos submetidos a estas diferenças de temperaturas. O resultado desta comparação segue nas Figuras 44 e 45. Neste caso pode-se observar que a taxa de calor efetivamente transmitida para o fluido frio, de trabalho, se situa abaixo da taxa de calor prevista. Esta taxa de calor que não foi transmitida para o fluido frio é considerada como perda térmica para a vizinhança que ultrapassou a fronteira do sistema. Portanto esta

perda térmica é considerada energia desperdiçada que não é capaz de se transformar em trabalho. Quanto menor for esta perda energética, mais eficiente será o sistema. Outro indicador desta comparação é a quantificação de quanto este sistema de troca térmica poderá ser submetido a um ganho de eficiência térmica. Portanto esta diferença entre a taxa de calor predita e a taxa de calor trocada é a quantidade em potencial de ganho energético deste sistema de recuperação de calor.

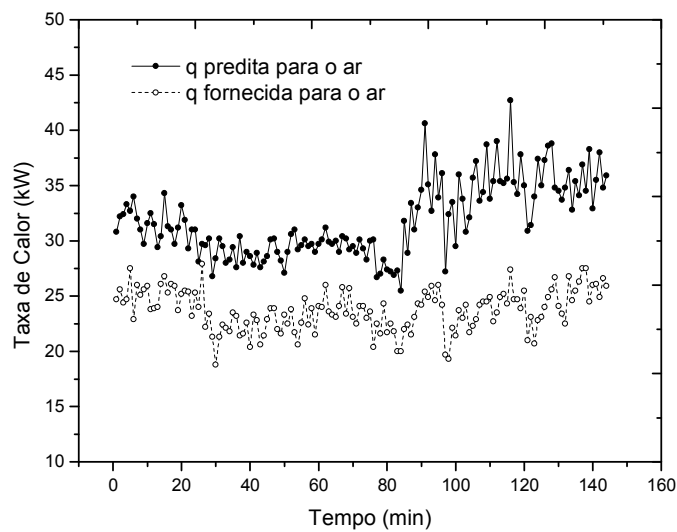


Figura 44 - Comparativo das taxas de calor transferidas para o fluido frio previstas e medidas.

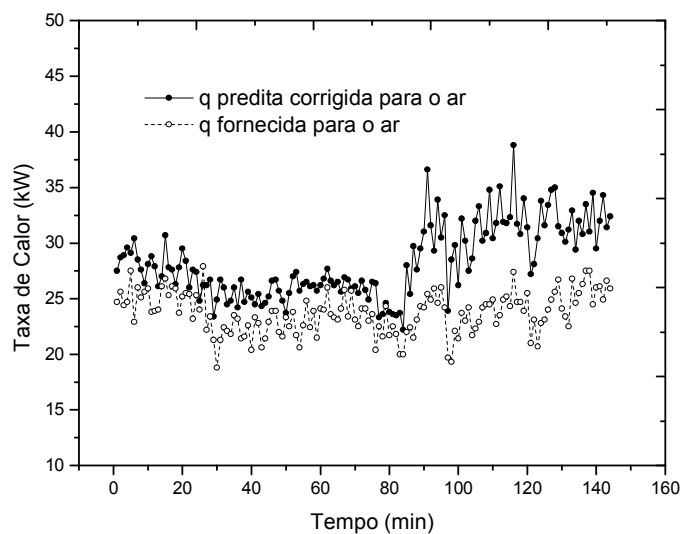


Figura 45 - Comparativo das taxas de calor transferidas para o fluido frio previstas corrigidas e medidas.

4.1.6. Efetividade do recuperador de calor

Para definir a efetividade deste trocador de calor foi determinada a taxa máxima possível de transferência de calor neste trocador. Esta taxa máxima foi conseguida considerando um trocador de calor ideal de comprimento infinito em que os fluidos quente e frio estariam submetidos à diferença de temperatura máxima possível, isto é, as diferenças de temperaturas de entrada dos fluidos quente e frio. A efetividade obtida, relação entre a taxa de transferência de calor e a taxa máxima possível é mostrada na Figura 46. A efetividade média deste recuperador de calor apresentou valor de 0,443 com valor mínimo de 0,343 e máximo de 0,566. O coeficiente de variação foi de 10,020 % e o desvio padrão foi de 0,044.

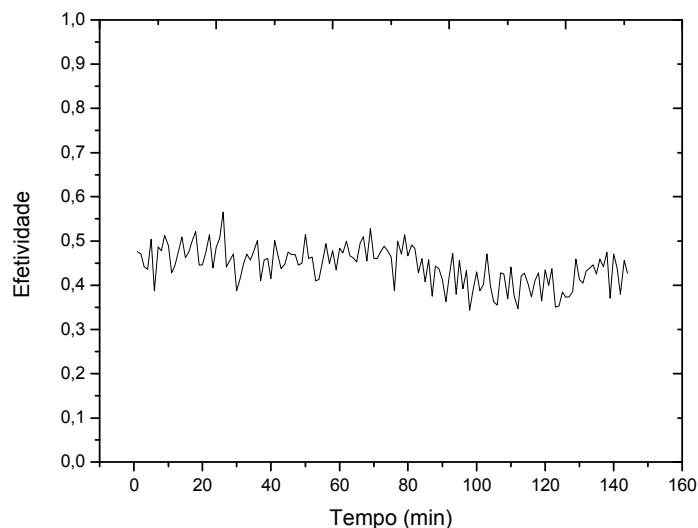


Figura 46 - Efetividade do recuperador de calor.

4.1.7. Comparativo entre a efetividade do recuperador de calor e a efetividade predita

Para determinar a efetividade predita do recuperador de calor foi adotado o método ϵ - NUT, em que NUT é o número de unidades de transferência de calor. Para determinar o coeficiente global de transferência de calor, necessário para se determinar o NUT foram determinados os coeficientes de transferência de calor por convecção interno e externo ao feixe

de tubos. Sendo estes em função do escoamento dos fluidos frio e quente. Portanto, a intensidade de transferência de calor está diretamente relacionada com o número de Reynolds interno aos tubos e ao número de Reynolds máximo calculado quando o fluido frio atravessa o feixe dos tubos, o que pode ser observado na Tabela 3 os resultados destas grandezas considerando os dados dos testes.

Tabela 3 - Número de Reynolds, coeficiente de transferência de calor por convecção e coeficiente global de transferência de calor utilizados

| | Re_D | Re_D max | h_i (W m ⁻¹ K ⁻¹) | h_o (W m ⁻¹ K ⁻¹) | U (W m ⁻¹ K ⁻¹) |
|---------------|--------|------------|--|--|--|
| Média | 4357,0 | 15130,7 | 30,6 | 156,2 | 21,3 |
| Mínimo | 4018,7 | 13354,8 | 28,0 | 145,7 | 19,1 |
| Máximo | 5141,5 | 16786,4 | 35,6 | 165,5 | 25,5 |
| Desvio padrão | 231,1 | 672,8 | 1,5 | 3,9 | 1,3 |
| CV (%) | 5,3 | 4,4 | 4,9 | 2,5 | 5,9 |

O valor médio de NUT calculado foi de 1,174 sendo o valor mínimo de 1,161 e valor máximo de 1,191 com o coeficiente de variação de 0,578 e desvio padrão de 0,006.

O comparativo entre a efetividade predita e a real se é apresentado na Figura 47 e os valores das efetividades e das taxas seguem na Tabela 4. É possível observar que a efetividade predita possui um coeficiente de variação de 1,054. Esta pequena variação é justificada pois a efetividade predita (ε_p) é calculada em função do NUT e da razão das taxas de capacidade calorífica. Por outro lado, a efetividade do trocador de calor leva em consideração as temperaturas de entrada dos fluidos quente e frio, o que pode ser relatado como a causa de uma maior variação dos resultados. Ao comparar a efetividade do recuperador com a efetividade predita, pode-se definir o quanto é possível tornar o sistema mais eficiente. Comparando os valores de efetividade, verifica-se que este recuperador de calor pode ter um ganho de 25% na eficiência de transferência de calor.

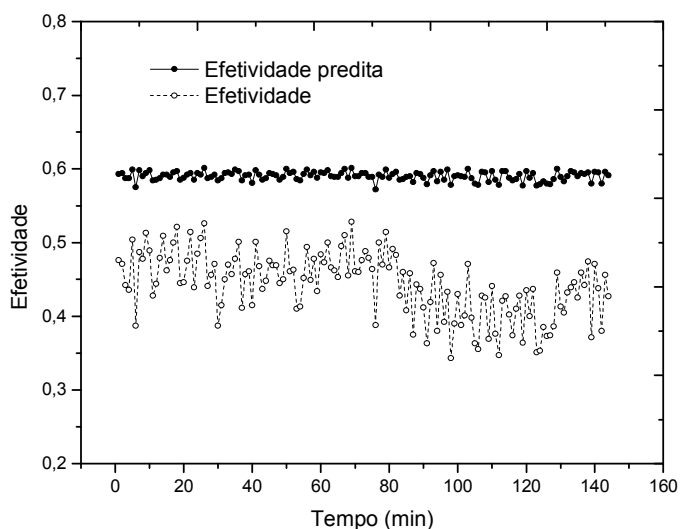


Figura 47 - Comparativo das efetividades e efetividades preditas do recuperador de calor.

Tabela 4 - Taxa de transferência de calor, taxa de transferência de calor predita, efetividade e efetividade predita dos testes.

| | q_p (W) | q (W) | ε_p | ε |
|---------------|-----------|---------|-----------------|---------------|
| Média | 31839,6 | 23725,8 | 0,590 | 0,443 |
| Mínimo | 25509,3 | 18830,5 | 0,572 | 0,343 |
| Máximo | 42699,5 | 27949,9 | 0,601 | 0,566 |
| Desvio padrão | 3375,1 | 1855,7 | 0,006 | 0,044 |
| CV (%) | 10,6 | 7,8 | 1,054 | 10,020 |

Considerando as perdas de calor do fluido quente ao fluir pelo cabeçote superior, a efetividade predita foi recalculada e corrigida, com valor final de $0,499 \pm 0,053$ (Figura 48). Observa-se então que houve um ganho de efetividade média de 9,5%. Com o exposto, verifica-se que em trocadores de pequeno porte é importante que haja isolamento do cabeçote para aumentar a sua efetividade.

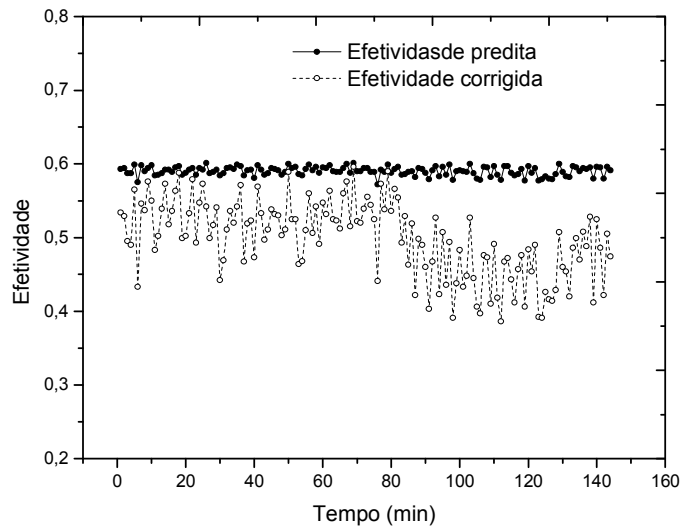


Figura 48 - Comparativo das efetividades preditas e corrigidas do recuperador de calor.

4.2. Avaliação das perdas de carga

4.2.1. Comparativo entre as perdas de carga no interior dos tubos predita e medida

Os resultados médios dos valores medidos e preditos usando três fatores de atrito distintos, sendo eles fator de atrito de Fox e McDonald (2006), fator de atrito segundo Kakaç (1998) e fator de atrito de Saunders (1988), das perdas de carga no interior dos tubos do recuperador de calor referentes aos três testes são apresentados na Tabela 5 e na Figura 49 em função da vazão variando a frequência do motor elétrico de 30 a 60 Hz com intervalos de 5 Hz. Nota-se que os valores das perdas de carga medidas seguem o mesmo comportamento das curvas que utilizaram os três fatores de atritos preditos. Com estes valores é possível realizar uma análise da quantidade de energia gasta para escoar um fluido através dos tubos em função da vazão do escoamento. Considerando a perda de carga média na frequência máxima do motor elétrico, 60 Hz, foi determinada a potência necessária para escoamento deste fluido do lado interno aos tubos do recuperador de calor, que resultou em 44,5 W. Quanto menor esta energia gasta para transportar este fluido maior será a eficiência energética do sistema.

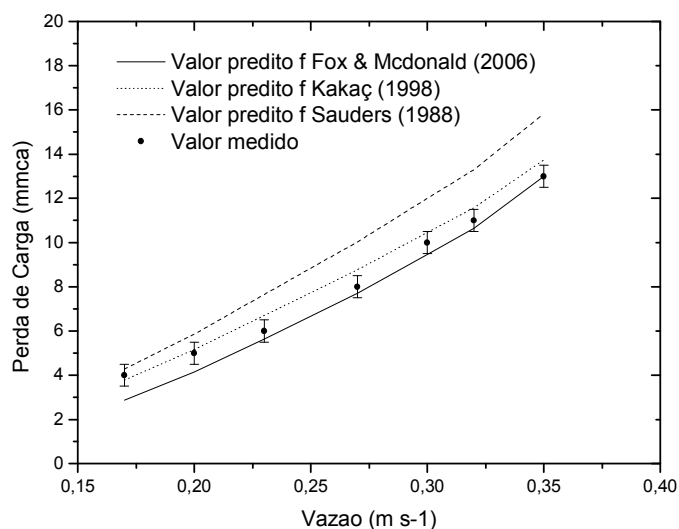


Figura 49 - Comparativo entre perdas de carga preditas usando o fator de atrito de Fox e McDonald (2006), Kakaç (1998) e Saunders (1988) e os valores medidos no interior dos tubos do recuperador de calor.

Tabela 5 - Valores da vazão volumétrica, perdas de carga preditas e perda de carga medida do lado interno dos tubos

| Frequência (Hz) | Vazão (m ³ s ⁻¹) | ΔP_i predita fator de atrito Fox e Macdonld (mmca) | ΔP_i predita fator de atrito Kakaç (mmca) | ΔP_i predita fator de atrito Saunders (mmca) | ΔP_i medida (mmca) |
|-----------------|---|--|---|--|----------------------------|
| 30 | 0,17 | 2,9 | 3,8 | 4,2 | 4±0,5 |
| 35 | 0,20 | 4,1 | 5,1 | 5,9 | 5±0,5 |
| 40 | 0,23 | 5,6 | 6,7 | 7,6 | 6±0,5 |
| 45 | 0,27 | 7,7 | 8,8 | 10,0 | 8±0,5 |
| 50 | 0,30 | 9,4 | 10,5 | 12,0 | 10±0,5 |
| 55 | 0,32 | 10,6 | 11,6 | 13,3 | 11±0,5 |
| 60 | 0,35 | 12,9 | 13,7 | 15,8 | 13±0,5 |

Para os valores preditos das perdas de carga no interior dos tubos foi adotado três fatores de atrito. Foram eles, o fator de atrito de Fox e McDonald (2006), fator de atrito de Kakaç (1998) e fator de atrito de Saunders (1988). Pode-se observar que os valores que mais se aproximam dos valores medidos

são os valores de perda de carga preditos calculados pelo fator de atrito de Kakaç (1998) e Fox e Mcdonald (2006).

4.2.2. Comparativo entre as perdas de carga externa ao feixe dos tubos predita e medida

Os valores médios dos três testes das perdas de carga medidos e preditos, quando o fluido escoava externamente aos feixes dos tubos, lado do casco, são apresentados na Tabela 6 e na Figura 50. Da mesma forma, foi realizado um comparativo das perdas de carga medidas e preditas em função da vazão volumétrica. A potência média de escoamento máxima do lado do casco foi de 47,9 W. Verifica-se também que as curvas das perdas de carga interna, assim como as curvas das perdas de carga externa ao feixe de tubos seguem a mesma tendência de comportamento.

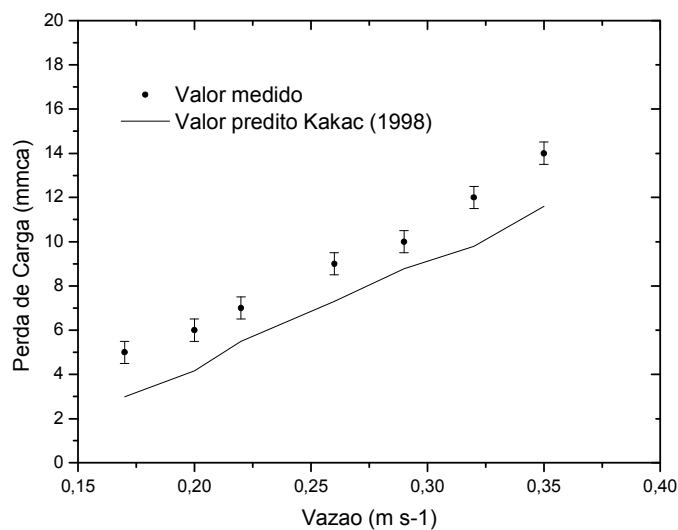


Figura 50 - Valores das perdas de carga preditas e medidas no lado do casco do recuperador de calor.

Tabela 6 - Valores médios da vazão volumétrica, perda de carga predita e perda de carga medida do lado do casco

| Frequência (Hz) | Vazão ($\text{m}^3 \text{s}^{-1}$) | ΔPi predita (mmca) | ΔPi medida (mmca) |
|-----------------|--------------------------------------|----------------------------------|---------------------------------|
| 30 | 0,17 | 3,0 | 5±0,5 |
| 35 | 0,20 | 4,2 | 6±0,5 |
| 40 | 0,22 | 5,5 | 7±0,5 |
| 45 | 0,26 | 7,3 | 9±0,5 |
| 50 | 0,29 | 8,8 | 10±0,5 |
| 55 | 0,32 | 9,8 | 12±0,5 |
| 60 | 0,35 | 11,6 | 14±0,5 |

4.3. Quantificação do cloreto dos gases de incineração com e sem adição de óxido de cálcio

Os resultados da quantidade de cloro emitido na forma de cloreto nos gases de combustão, quantificado por titulação, das repetições dos três testes adicionando óxido de cálcio (CaO) no resíduo incinerado são apresentados na Tabela 7. Seguem também (Tabela 7), para ser verificado se houve algum efeito significativo, os resultados dos três testes da quantidade de cloreto nos gases de combustão sem adição de óxido de cálcio (CaO) nos resíduos incinerados. O comparativo da quantidade de cloreto dos testes com adição e sem adição de óxido de cálcio (CaO) é apresentado na Figura 51. Segundo Cabrita et al. (2003), as emissões de dioxinas e furanos aumentam com a presença de cloro no material de combustão e na ausência de sistemas de controle de poluição efetivos. Em condições controladas é verificada uma dependência clara entre o conteúdo de cloro e a emissão de dioxinas e furanos, em que tal relação é direta. Portanto, quanto maior a quantidade de cloreto no resíduo maior a quantidade de cloro radicalar disponível para a de dioxinas e furanos. Os resultados mostraram que com a adição de óxido de cálcio no resíduo foi efetiva para o seqüestro do cloro, que é incorporado às cinzas na forma de cloreto de cálcio. Ao analisar estatisticamente aplicando o teste t aos dados com e sem adição de CaO no resíduo, constatou-se que a

média dos valores diferem entre si e tiveram efeito significativo em nível de 5% de probabilidade.

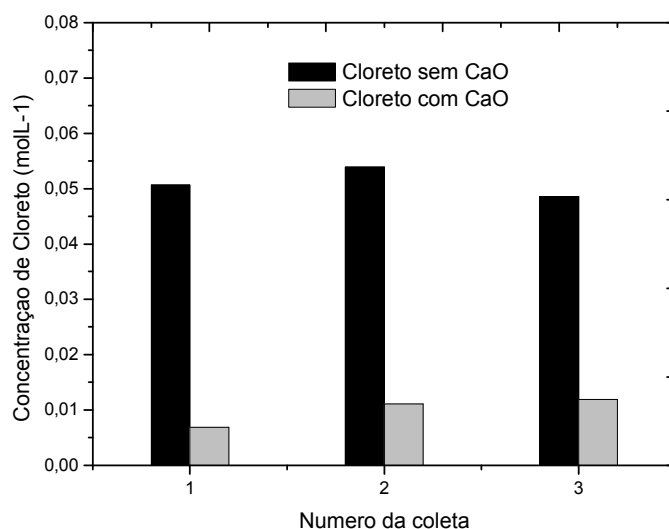


Figura 51 - Comparativo em moles de cloreto com e sem adição de CaO.

Tabela 7 - Valores de cloreto com e sem adição de CaO

| Repetição | Com CaO | | Sem CaO | |
|-----------|--------------------------------|------------------------------|--------------------------------|------------------------------|
| | Cloreto (mol L ⁻¹) | Cloreto (g L ⁻¹) | Cloreto (mol L ⁻¹) | Cloreto (g L ⁻¹) |
| 1 | 0,0069 | 0,2451 | 0,0501 | 1,8005 |
| 2 | 0,0111 | 0,3931 | 0,0539 | 1,9121 |
| 3 | 0,0119 | 0,4222 | 0,0486 | 1,7252 |
| Média | 0,0100±0,0027 | 0,3535 ± 0,09 | 0,0511±0,0026 | 1,8126 ± 0,09 |

A formação de dioxinas e furanos tem sido estudado há várias décadas, especialmente em países desenvolvidos. Pesquisas nesta área tornaram-se importantes uma vez que há um grande número de incineradores de resíduos sólidos urbanos (RSU) e resíduos de serviço de saúde (RSS) em funcionamento. Constata-se que a presença de cloreto catalisa a formação de dioxinas e furanos (FUJIMORI et al., 2010). No entanto, o dióxido de enxofre (SO₂) aparece como um bom inibidor. A transferência de átomos de cloro para

o cloreto de hidrogênio em fase gasosa tem sido sugerido como mecanismo de inibição (SHAO et al., 2010). Entretanto, poucos estudos foram relatados com os compostos de enxofre como inibidores de formação de dioxinas em incineradores de serviço de saúde, que utilizam diferentes condições de funcionamento e são menores em capacidade do que os incineradores de resíduos sólidos urbanos. Samaras et al. (2000) constataram que o enxofre inorgânico é significativo na redução de formação de dioxinas e furanos com eficiência de redução de 98%. Outros estudos relataram a inibição de dioxinas e furanos por meio de mais de 20 compostos de enxofre. Os que mostraram inibidores mais eficazes foram $(\text{NH}_4)_2\text{SO}_4$ e $(\text{NH}_4)_2\text{S}_2\text{O}_3$ com uma redução de 90% de dioxinas e furanos (PANDELOVA et al., 2007). O enxofre é um inibidor eficaz da formação de dioxinas e furanos e tem sido aplicado em incineradores de resíduos sólidos urbanos ou sendo injectando como um gás supressor (SO_2) (WU et al., 2012). Segundo Yan et al. (2012), compostos de nitrogênio e ureia podem inibir eficazmente a formação de dioxinas e furanos. Portanto eles testaram lodo de esgoto como inibidores destes compostos adicionando em incineradores de resíduo de serviço de saúde. O lodo de esgoto acumula tanto enxofre quanto nitrogênio durante o tratamento de águas. Os autores concluíram que o lodo é eficaz na redução de formação de dioxinas e furanos. Os resultados obtidos mostraram que a utilização de óxido de cálcio (CaO) nos resíduos do sistema de saúde (RSS) incinerados reduziu significativamente a concentração de cloreto e que esta medida é de fácil adoção e com um custo reduzido.

4.4. Quantificação da energia recuperada

A energia média recuperada pelo fluido de trabalho na recuperação de calor foi 23,7 kW. Portanto, esta energia poderá ser retornada para os queimadores tendo como conseqüência a redução de consumo de GLP. Por outro lado, esta energia poderá ser utilizada para secagem de resíduos aumentando o PCI destes antes de serem introduzidos no incinerador, o que resultará em uma planta de incineração mais eficiente no que diz respeito aos custos operacionais. Os dados do incinerador seguem no Quadro 8.

Quadro 8 - Balanço de massa do incinerador piloto

| Entradas | Elemento | Taxa de massa (kg s ⁻¹) |
|----------|--------------------|-------------------------------------|
| | | Resíduo |
| | GLP | 0,00108 |
| | Ar | 0,17874 |
| Saídas | Gás de incineração | 0,18 |
| | Cinzas | 0,00001 |

Ao analisar a hipótese desta energia recuperada retornar para os queimadores na forma de entalpia para o ar de combustão, considerando este incinerador trabalhando em capacidade máxima em três turnos de trabalho (24 horas por dia) a energia recuperada em um dia seria de 2.047.680 kJ. A energia economizada em termos de redução do consumo de GLP em um dia de trabalho foi calculada como o produto do preço do GLP pela razão da energia recuperada pelo PCI, como mostra no Quadro 9. Portanto, em um dia de trabalho seria economizado o equivalente a 45,5 kg de GLP, o que iria reduzir um custo operacional desta planta em R\$ 86,45 por dia. Ao final do mês considerando trinta dias de trabalho custo operacional iria reduzir em R\$ 2593,5. Portanto, se o incinerador for operado com a entalpia recuperada retornando para os queimadores, a nova vazão da massa de GLP seria de 0,00058 kg s⁻¹, o resultaria em uma redução de 46% do consumo de GLP.

Quadro 9 - Características do GLP

| | PCI (kcal kg ⁻¹) | PCI (kcal Nm ⁻³) | Massa específica (kg m ⁻³) | Preço (R\$ kg ⁻¹) |
|-----|------------------------------|------------------------------|--|-------------------------------|
| GLP | 11.000,00 | 27.500,00 | 2,5 | 1,90 |

Por outro lado, esta energia recuperada perderá ser utilizada para secagem dos resíduos, aumentando o PCI. Portanto, foi determinada a quantidade de resíduo que esta energia seria capaz de secar. Sabendo que o calor latente de vaporização da água é de $2,26 \text{ MJ kg}^{-1}$ e o resíduo têm 20% de umidade foi calculada a quantidade de energia necessária para vaporizar esta umidade contida no resíduo. A composição gravimétrica dos resíduos e seus respectivos valores de PCI's são apresentados na Tabela 8 (FERREIRA, 1999; SOARES et al., 2001; SALOMÃO et al., 2004).

Tabela 8 - Valores de PCI total do resíduo em função do percentual

| Material | Composição (%) em base seca | PCI (kcal kg^{-1}) |
|--|-----------------------------|-------------------------------|
| Papel | 32,0 | 4.200,0 |
| Plástico | 31,0 | 5.000,0 |
| Borracha (luvas) | 8,0 | 4.000,0 |
| Tecido (gazes e algodão) | 12,5 | 4.200,0 |
| Vidro | 2,5 | 0 |
| Metal (agulha de seringa, latas, bisturi, limalha) | 5,5 | 0 |
| Matéria orgânica (pedaços de carne) | 8,5 | 1.900,0 |
| Média | | 3.905,5 |

O PCI do resíduo foi calculado como sendo o PCI médio ponderado ($3.905,5 \text{ kcal kg}^{-1}$) menos a energia necessária para retirar a umidade existente neste resíduo. Que é o produto do teor de água pelo calor latente de vaporização da água. Desta forma, o PCI útil calculado foi de $3.033,3 \text{ kcal kg}^{-1}$. Constata-se então que a energia necessária para secar um kg de resíduos do sistema de saúde com esta composição gravimétrica é de $107,96 \text{ kcal}$ ou $0,45 \text{ MJ}$. Sabendo que este sistema recupera $23,7 \text{ kW}$ e considerando este incinerador trabalhando em capacidade máxima em três turnos de trabalho, 24 horas por dia, a energia recuperada por um dia seria de $2.047,680 \text{ MJ}$. Portanto em um dia de operação a energia recuperada seria capaz de secar $4550,4 \text{ kg}$ de resíduos. Ao final do mês considerando trinta dias de trabalho a energia recuperada seria capaz de secar o equivalente a $136512,0 \text{ kg}$ de resíduos, o que resultaria em uma redução de consumo de combustível,

consequentemente a planta de incineração iria reduzir os custos operacionais se tornando mais sustentável. Ao analisarmos este incinerador utilizar somente resíduos secos, foi calculado o novo consumo de combustível utilizando o PCI seco. Portanto a nova vazão da massa de GLP foi de $0,00106 \text{ kg s}^{-1}$, o que resultaria em uma redução de consumo de GLP de 2%.

Os estudos da utilização da energia recuperada para retornar aos queimadores em forma de entalpia, para secagem de resíduos e geração de energia elétrica, são comparados na Tabela 9.

Tabela 9 - Alternativas para utilização de energia recuperada no incinerador piloto

| Alternativas | Consumo de GLP (kg s^{-1}) | Redução de energia (%) |
|-----------------------------------|---------------------------------------|------------------------|
| Incineração sem recuperação | 0,00108 | 0 |
| Preaquecimento do ar de combustão | 0,00058 | 46 |
| Secagem de resíduo | 0,00106 | 2 |

Pode-se observar que o preaquecimento do ar de combustão mostrou uma maior redução de consumo de GLP, 46 %. Ao ser comparado com o sistema de secagem de resíduos que apresentou uma redução de 2%. Considerando a complexidade dos processos, verifica-se que o sistema de preaquecimento é mais simples e pode ser implantado em menor tempo e menor custo, quando comparado a um sistema de secagem de resíduo. Nota-se que a secagem de resíduo apresentou uma redução de apenas 2% devido à vazão da massa de resíduo ser muito baixa no incinerador piloto. Por outro lado, o poder calorífico do resíduo aumentou em 29%.

Transportando os valores encontrados neste estudo realizado para verificar as alternativas de utilização da energia recuperada para uma planta típica de incineração de 1000 kg h^{-1} , onde se gasta em média 5 kg de resíduo por kg de GLP e com um custo operacional de R\$ $0,70 \text{ kg}^{-1}$, as opções de reuso de energia e equivalências são apresentadas na Tabela 10.

Tabela 10 - Alternativas para utilização de energia recuperada em uma planta típica de incineração com capacidade de 1000 kg h⁻¹

| Alternativas | Consumo de GLP (kg s ⁻¹) | Redução de energia (%) | Custo operacional estimado (R\$ kg ⁻¹) |
|-----------------------------------|--------------------------------------|------------------------|--|
| Incineração sem recuperação | 0,0560 | 0 | 0,70 |
| Preaquecimento do ar de combustão | 0,0302 | 46 | 0,38 |
| Secagem de resíduo | 0,0308 | 45 | 0,39 |

Nas últimas décadas, a combinação de um número de questões fez com que o desenvolvimento sustentável, a renovação de fontes de energia e o melhoramento da eficiência dos sistemas que utilizam energia térmica se tornassem cada vez mais importante. O esgotamento dos recursos naturais, devido ao consumo de combustível fóssil e questões ambientais, como a mudança climática e chuva ácida, contribuem para estes problemas. A biomassa pode ser utilizada como uma forma de energia renovável para calor e geração de energia através de processos termo-químicos, tais como a combustão ou gaseificação. O termo biomassa refere-se tanto para as culturas de energia (plantas cultivadas para ser utilizado como um combustível) quanto para os resíduos (subprodutos florestais, resíduos agrícolas, comerciais e industriais) que podem ser utilizados para a produção de energia (LI et al., 2012). Biomassa com menor umidade pode também minimizar ou eliminar os problemas de controle de combustão causada por flutuações na umidade do combustível. Consequentemente, em muitos processos industriais de secagem, uma grande fração da energia é desperdiçada (OGURA et al., 2005). O processo de secagem dos resíduos é, portanto, uma parte essencial de qualquer processo de geração de energia, podendo reduzir significativamente o custo operacional (HO et al., 2001).

Há uma necessidade mundial de redução das emissões de dióxido de carbono por causa do aquecimento global. Portanto, a combustão utilizando altas temperaturas do ar é uma tecnologia promissora para a reutilização da energia para reduzir a necessidade de combustíveis fósseis auxiliares e para diminuir a emissão de dióxido de carbono (WU et al., 2011). Este ar de

combustão com temperaturas elevadas pode reduzir o consumo de combustíveis fósseis em até 40% e, conseqüentemente, contribuir para a redução de emissão de dióxido de carbono. A alta temperatura do ar de combustão pode ser eficaz para facilitar a combustão de combustíveis com baixo poder calorífico (KATSUKI; HASEGAWA, 1998; TSUJI et al., 2003).

Portanto, nas alternativas apresentadas na Tabela 10 com os resultados das duas opções de utilização da energia recuperada em termos de custo de operação de uma planta típica de incineração, pode-se observar que as duas opções influenciaram na redução do consumo de combustível. A opção que possui um melhor custo benefício foi a de preaquecimento do ar de combustão. Reduzindo o custo operacional em R\$ 0,32 por kg de resíduo incinerado, resultando em um aumento do lucro e tornando esta planta de incineração mais competitiva.

5. CONCLUSÃO

A temperatura de saída dos gases quentes contribuiu para redução da emissão dos compostos dioxinas e furanos, tendo em vista que as temperaturas ficaram abaixo da faixa de temperatura crítica de formação destes compostos. A adição de óxido de cálcio (CaO) no resíduo foi efetiva para o seqüestro do cloro, que foi incorporado às cinzas na forma de cloreto de cálcio, contribuindo também para a redução do nível de emissões de dioxinas e furanos.

A efetividade do recuperador de calor se situou abaixo da efetividade predita devido às perdas de calor do fluido quente para o meio ambiente, fazendo-se necessário o isolamento do trocador de calor.

As perdas de carga do lado interno aos tubos se mostraram próximas às perdas de carga previstas. Os valores de perdas de carga previstas que mais se aproximaram dos medidos ocorreram quanto o fator de atrito descrito por Kakaç (1998) e Fox e McDonald (2006) foi utilizado.

A média da potência de escoamento máxima do lado do casco foi de 47,9 W. Portanto, foi atingido o objetivo de menor consumo de energia para escoar o fluido. Na configuração do arranjo dos tubos de 45°, a relação do passo transversal (S_T) com do diâmetro externo (D_o) de 1,9 e a utilização de apenas dois defletores.

A energia recuperada por este sistema, para preaquecimento do ar de combustão e secagem de resíduos levou a uma equivalência de redução de consumo de GLP de 46 e 45%, respectivamente. Considerando a complexidade dos processos, verificou-se que o sistema de preaquecimento é mais simples e pode ser implantado em menor tempo e menor custo ao ser comparado a um sistema de secagem de resíduos.

O sistema de recuperação de calor apresentou alto desempenho, em especial na velocidade de resfriamento de 0,2 s, apresentando baixas perdas de carga tanto do lado dos gases quanto do lado do fluido frio, contribuindo para a redução de formação dos compostos dioxinas e furanos e baixa energia necessária para escoamento dos fluidos. Tanto para os gases quanto para o fluido frio de trabalho.

Sugere-se, como trabalho futuro, a reprodução desta pesquisa para quantificar as emissões de dioxinas e furanos dos gases da exaustão por cromatografia gasosa.

Sugere-se também, reproduzir na unidade de incineração piloto as duas possibilidades de recuperação de calor para verificar qual será a mais efetiva.

REFERÊNCIAS

ABRAHAM, J.P.; SPARROW, E.M.; TONG, J.C.K. Heat transfer in all pipe flow regimes: laminar, transitional/intermittent and turbulent **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 52, p. 557-563, 2009.

AGÊNCIA NACIONAL DE VIGILÂNCIA SANITÁRIA – ANVISA. **Manual de gerenciamento de resíduos de serviços de saúde**. Brasília, 2006. 182 p.

ALBANAKIS, C.; YAKINTHOS, K.; KRITIKOS, K.; MISSIRLIS, D.; GOULAS, A.; STORM, P.; ALBANAKIS, C.; YAKINTHOS, K.; KRITIKOS, K.; MISSIRLIS, D.; GOULAS, A.; STORM, P. The effect of heat transfer on the pressure drop through a heat exchanger for aero engine applications. **Applied Thermal Engineering**, v. 29, p. 634-644, 2009.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS – ABNT. **NBR-10.004**: resíduos sólidos - classificação. 2.ed. Rio de Janeiro, 2004. 77 p.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS – ABNT. **NBR-11175**: Incineração de resíduos sólidos perigosos - padrões de desempenho. Rio de Janeiro, 1990. 5 p.

ASSUNÇÃO, J.V.; PESQUERO, C.R. Dioxinas e furanos: origens e riscos. **Rev. Saúde Pública**, v. 33, n. 5, p. 523-530, 1999.

BAEHR, H.D.; STEPHAN, K. **Heat and mass transfer**. 2.ed. Heidelberg: Springer, 2006.

BAUKAL, C.E. **Industrial combustion pollution and control**. New York: Marcel Dekker, 2004.

BEJAN, A. **Heat transfer handbook**. New York: John Wiley & Sons, 2003.

BELL, K.J.; MUELLER, A.C. **Wolverine engineering data book II**. S.I., 2001.

BRAGA, M.C.B.; RAMOS, S.I.P. Desenvolvimento de um modelo de banco de dados para sistematização de programas de gerenciamento integrado de resíduos sólidos em serviços de limpeza pública. **Eng. Sanit. Ambient.**, Rio de Janeiro, v. 11, n. 2, 2006.

BUJAK, J. Experimental study of the energy efficiency of an incinerator for medical waste. **Applied Energy**, v. 86, p. 2386-2393, 2009.

CABRITA, I.; GULYURTLU, I.; PINTO, F.; BOAVIDA, D.; COSTA, P.; RACHA, L. Formação e destruição de dioxinas em processos de combustão e co-combustão. **Revista Faculdade de Medicina de Lisboa**, 2003.

CARTAXO, S.J.M.; FERNANDES F.A.N. Counterflow logarithmic mean temperature difference is actually the upper bound: a demonstration **Applied Thermal Engineering**, v. 31, p. 1172-1175, 2011.

ÇENGEL, Y.A. **Heat and mass transfer: a practical approach**. 3.ed. New York: McGraw-Hill, 2007.

ÇENGEL, Y.A. **Transferência de calor e massa uma abordagem prática**. 3.ed. New York: McGraw-Hill, 2009.

CERON, L.P. **Manga cerâmica renner pyrotex para filtração de dioxinas e furanos**. 2010. (Meio Filtrante, 46).

COELHO, R.L. One the concept of energy: history and philosophy for science teaching. **Procedia Social and /behavioral Sciences**, 2009.

CONSELHO NACIONAL DO MEIO AMBIENTE – CONAMA. Resolução CONAMA n.º 316. **Dispõe sobre procedimentos e critérios para o funcionamento de sistemas de tratamento térmico de resíduos**. DOU n.º 224, seção 1, p. 92-95, 2002.

CUNLIFFE, A.M.; WILLIAMS, P.T. De-novo formation of dioxins and furans and the memory effect in waste incineration flue gases. **Waste Management**, v. 29, p. 739-748, 2009.

DIAS, L.M.A.; FARIA, R.C.; CARVALHO, T.A.H.; LEITE, B.A.M.P.; OLIVEIRA, S.F. Incineração de resíduos de serviços de saúde-lixo hospitalar: uma oportunidade de receita para o hospital escola de Itajubá. **Seget**, 2009.

DVORAK, R.; CHLAPEK, P.; JECHA, D.; PUCHYR, R.; STEHLIK; P. New approach to common removal of dioxins and NO_x as a contribution to environmental protection. **Journal of Cleaner Production**, v. 18, p. 881-888, 2010.

EHWANY, A.A.E.; HENNES, G.M.; EID, E.I.; KENANY, E.E. Performance of elbow-bend heat exchangers having air side and water tube bank with different arrangements. **Word Applied Sciences Journal**, v. 6, p. 129-143, 2009.

FAKHERI, A. Alternative approach for determining long mean temperature difference correction factor and number of shells of shell and tube heat exchangers. **Jounal of Enhanced Heat Transfer**, v. 10, p. 407-420, 2003.

FERREIRA, J.A. Lixo domiciliar e hospitalar: semelhanças e diferenças. In: CONGRESSO BRASILEIRO DE ENGENHARIA SANITÁRIA E AMBIENTAL, 20, 1999, Rio de Janeiro. **Anais...** Rio de Janeiro: ABES, 1999. p. 1-7.

FOX, R.W.; McDONALD, A.T. **Introdução à mecânica dos fluidos**. 6.ed. Rio de Janeiro: LTC, 2006.

FRANCA, R.G.; RUARO, E.C.R. Diagnóstico da disposição final dos resíduos sólidos urbanos na região da Associação dos Municípios do Alto Irani (AMAI), Santa Catarina. **Ciênc. Saúde Coletiva**, Rio de Janeiro, v. 14, n. 6, 2009.

FRUERGAAARD, T; CHRISTENSEN, T.H.; ASTRUP, T. Energy recovery from waste incineration: Assessing the importance of district heating networks. **Waste Management**, v. 30, p.1264–1272, 2010.

FUJIMORI, T.; TAKAOKA, M.; MORISAWA, S. Chlorinated aromatic compounds in a thermal process promoted by oxychlorination of ferric chloride. **Environ. Science and Technology**, v. 44, p. 1974-1979, 2010.

GNIELINSKI, V. New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow. **International Chemical Engineering**, v. 16, p. 359-368, 1976.

GONÇALVES, J.E.; SARTORI, M.M.P.; LEÃO, A.L. Energia de briquetes produzidos com rejeitos de resíduos sólidos urbanos e madeira de *Eucalyptus grandis*. **Revista Brasileira de Engenharia Agrícola e Ambiental**, v. 13, n. 5, p. 657-661, 2009.

HO, J.C.; CHOU, S.K.; MUJUMDAR, A.S.; HAWLADER, M.N.A.; CHUA, K.J.; An optimization framework for drying of heat sensitive products. **Appl. Therm. Eng**, v. 21, p. 1779-1798, 2001.

INCROPERA, F.; DEWITT, D.P.; BERGMAN, T.L.; LAVINE, A.S. **Fundamentos de transferência de calor e massa**. 6.ed. Rio de Janeiro: LTC, 2008.

JANGSAWANG, W.; FUNGTAMMASAN, B.; KERDSUWAN, S. Effects of operating parameters on the combustion of medical waste in a controlled air incinerator. **Energy Conversion and Management**, Tungkru, Thailand, v. 46, n. 20, p. 3137- 3149, 2005.

JUNG D., ASSANIS, D.N. **Numerical modeling of cross flow compact heat exchanger with louvered fins using thermal resistance concept**. 2006. (SAE Paper, 726).

KAKAÇ, S. **Heat exchangers selection, rating, and thermal design**. New York: CRC Press, 1998.

KAKAÇ, S.; BERGLES, A.E.; MAYINGER, F. **Heat exchangers: thermal hydraulic fundamentals and design**. New York: McGraw-Hill, 1981.

KATSUKI, M.; HASEGAWA, T. The science and technology of combustion in highly preheated air. **Proc. Combust. Inst.**, v. 27, p. 3135-3146, 1998.

KOTÇIOĞLU, I.; CALISKAN, S.; ZIRZAKIRAN, M. Heat transfer in a cross-flow heat recovery ventilator with fin. **Erciyes Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Dergisi**, v. 25, p. 272-286, 2009.

KRUSE, M.K.G.; MILLER, H.G.; PLASTINO, A.; PLASTINO, A.R. Thermodynamics' third law and quantum phase transitions. **Physica A**, p. 2533-2540, 2010.

LI, H.; CHEN, Q.; ZHANG, X.; FINNEY, K.N.; SHARIFI, V.N.; SWITENBANK, J. Evaluation of a biomass drying process using waste heat from process industries: a case study. **Applied Thermal Engineering**, v. 35, p. 71-80, 2012.

LU, S.; JU, Z.; REN, T.; HORTON, R.T. A general approach to estimate soil water content from thermal inertia. **Agricultural and Forest Meteorology**, v. 149, p. 1693-1698, 2009.

MASTERTON, W.L.; HURLEY, C.N. **Chemistry principles and reactions**. 6.ed. Brooks Cole, 2009.

MCKAY, G. Dioxin characterization, formation and minimization during municipal solid waste (MSW) incineration: review. **Chemical Engineering Journal**, v. 86, p. 343-368, 2002.

MORAN, M.J.; SHAPIRO, H.N. **Princípios de termodinâmica para engenharia**. 4.ed. Rio de Janeiro: LTC, 2002.

MORAN, M. J.; SHAPIRO, H.N.; MUNSON, B.R.; DEWITT, D.P. **Introdução à engenharia de sistemas térmicos**. Rio de Janeiro: LTC, 2005.

MORENO-PIRAJAN, J.C. Evaluation of the dioxin and furan formation thermodynamics in combustion processes of urban solid wastes. **Eclet. Quím.**, v. 32, n. 1, p. 15-18, 2007.

MUCCIACITO, J.C. **Incineração de resíduos perigosos: uma solução definitiva**. 2007. (Meio Filtrante, 29).

NATARAJAN, E.; PITCHANDI, K. Thermodynamic optimization of periodic regenerative heat exchanger. **World Academy of Science, Engineering and Technology**, v. 56, p. 509-517, 2009.

NIESSEN, W.R. **Combustion and incineration processes**. 3.ed. Marcel Dekker, 2005.

OGURA, H.; YAMAMOTO, T.; OTSUBO, Y.; ISHIDA, H.; KAGE, H.; MUJUMDAR, A.S. A control strategy for chemical heat pump dryer, **Dry Technology**, v. 23, p. 1189-1203, 2005.

PANDELOVA, M.; LENOIR, D.; SCHRAMM, K.W. Inhibition of PCDD/F and PCB formation in co-combustion. **J. Hazard. Mater**, v. 149, p. 615-618, 2007.

PHAN, D.N.C.; WEIDEMANN, E.; LUNDIN, L.; MARKLUND, S.; JANSSON, S. Accurate sampling of PCDD/F in high temperature flue-gas using cooled sampling probes. **Chemosphere**, 2012.

PIHL, E.; HEYNE, S.; THUNMAN, H.; JOHNSON, F. Highly efficient electricity generation from biomass by integration and hybridization with combined cycle gas turbine (CCGT) plants for natural gas. **Energy**, v. 35, p. 4042-4052, 2010.

RAJU, K.S. **Fluid mechanics, heat transfer, and mass transfer: chemical engineering practice**. New York: John Wiley & Sons, 2011.

SALOMÃO, I.S.; TREVIZAN, S.P.; GÜNTHER, W.M.R. Segregação de resíduos de serviços de saúde em centros cirúrgicos. **Revista Engenharia Sanitária e Ambiental**, Rio de Janeiro, v. 9, n. 2, p. 108-111, 2004.

SAMARAS, P.; BLUMENSTOCK, M.; LENOIR, D.; SCHRAMM, K.W.; KETTRUP, A. PCDD/F prevention by novel inhibitors: addition of inorganic S- and N-compounds in the fuel before combustion. **Environ. Sci. Technol.**, v. 34, p. 5092-5096, 2000.

SHARMA, K.V.; SUNDAR, L.S.; SARMA, P.K. Estimation of heat transfer coefficient and friction factor in the transition flow with low volume concentration of Al₂O₃ nanofluid flowing in a circular tube and with twisted tape insert. **International Communications in Heat and Mass Transfer**, v. 36, p. 503-507, 2009.

SAUNDERS, E.A.D. **Heat exchangers: selection, design and construction**. New York: Longman Scientific & Technical, 1988.

SERTH, R.W. **Process heat transfer principals and applications**. Elsevier, 2007.

SHAABAN, A.F. Process engineering design of pathological waste incinerator with an integrated combustion gases treatment unit. **Journal of Hazardous Materials**, v. 145, p. 195-202, 2007.

SHAH, R.K.; FOCKE, W.W. **Plate heat exchangers and their design theory, in heat transfer equipment design**. Hemisphere, 1988.

SHAH, R.K.; SEKULIC, D.P. **Fundamental of heat exchanger design**. New York: John Wiley & Sons, 2003.

SHAO, K.; YAN, J.; LI, X.; LU, S.; WEI, Y.; FU, M. Inhibition of de novo synthesis of PCDD/Fs by SO₂ in a model system. **Chemosphere**, v. 78, p. 1230-1235, 2010.

SHI, D.Z.; WU, W.X.; LU, S.Y.; CHEN, T.; HUANG, H.L.; CHEN, Y.X.; YAN, J.H. Effect of MSW source-classified collection on the emission of PCDDs/Fs and heavy metals from incineration in China. **Journal of Hazardous Materials**, Hangzhou, China, v. 153, p. 685-694, 2008.

SOARES, S.R.; BENETTI, L.B.; OLIVEIRA, C.; MIRANDA, A.R.; BARRELLA, K.M.; ALVES, K.C.G. Avaliação microbiológica do percolado nos resíduos hospitalares infecciosos. In: CONGRESSO BRASILEIRO DE ENGENHARIA SANITÁRIA E AMBIENTAL, 26, 2001, João Pessoa. **Anais...** Rio de Janeiro: ABES, 2001. p. 1-9.

SOUZA, E.L. **Medidas para prevenção e minimização da contaminação ambiental e humana causada pelos resíduos de serviços de saúde gerados em estabelecimento hospitalar**: estudo de caso. 2005. Dissertação (Mestrado em Engenharia Ambiental) – Universidade de São Paulo, São Paulo, SP.

STEHLIK, P. Key role of heat recovery in waste and biomass processing. ASSEMBLY FOR INTERNATIONAL HEAT TRANSFER CONFERENCE, 13, 2006. **Annals...** IHTC, 2006. p. 30-70.

TAN, C.K.; WARD, J.; WILCOX, S.J.; PAYNE, R. Artificial neural network modelling of the thermal performance of a compact heat exchanger. **Applied Thermal Engineering**, v. 29, p. 3609-3617, 2009.

THEODOR, L. **Applications for the practicing engineer**. New York: John Wiley & Sons, 2011.

THIRUMALESHWAR M. **Fundamentals of heat and mass transfer**. 2.ed. Dorling Kindersley, 2009.

TOOGE, C.A.B. **Uso do reagente fenton como oxidante secundário em sistemas de destruição de resíduos através da oxidação térmica**. São Paulo, 2004. 157 p.

TSUJI, H.; GUPTA, A.; HASEGAWA, T.; KATSUKI, M.; KISHIMOTO, K.; MORITA, M. **High temperature air combustion**. New York: CRC Press, 2003.

TUBULAR EXCHANGER MANUFACTURES ASSOCIATION – TEMA. **Standards of the tubular exchanger manufacturers association**. 9.ed. New York, 2007.

VAN, L.S.; KOPPEJAN, J. **The handbook of biomass combustion and co-firing**. Earthscan, 2008.

ZANCHINI, E.; LAZZARI, S.; PRIARONE, A. Improving the thermal performance of coaxial borehole heat exchangers. **Energy**, v. 35, p. 657-666, 2010.

WANG, S.; WEN, J.; LI, Y. An experimental investigation of heat transfer enhancement for a shell-and-tube heat exchanger. **Applied Thermal Engineering**, v. 29, p. 2433–2438, 2009.

WANG, L.; SUNDEN, B.; MANGLIK, R.M. **Plate heat exchangers: design, applications and performance**. Wit Press, 2007.

WERTHER J. Gaseous emissions from waste combustion. **Journal of Hazardous Materials**, v. 144, p. 604-613, 2007.

WU, H.; LU, S.Y.; LI, X.; JIANG, X.; YAN, J.; ZHOU, M.; WANG, H. Inhibition of PCDD/F by adding sulphur compounds to the feed of a hazardous waste incinerator. **Chemosphere**, v. 86, p. 361-367, 2012.

WU, S.; CHEN, C.; CHUNG, I.; LEE, H. Combustion of low-calorific waste liquids in high temperature air. **Fuel**, v. 90, p. 2639-2644, 2011.

WYLEN, V.; BORGNAKKE, C.; SONNTAG, R.E. **Fundamentos da termodinâmica**. 7.ed. Edgard Blucher, 2009.

YAN, M.; LI, X.; YANG, J.; CHEN, T.; LU, S.; BUEKENS, A.G.; OLIE, K.; YAN, J. Sludge as dioxins suppressant in hospital waste incineration. **Waste Management**, 2012.

ANEXO A

CÁLCULO DO RECUPERADOR DE CALOR

Cálculo de um trocador de calor de casco e tubo.

Considerações:

1. Fluido quente, gases da exaustão do incinerador;
2. Fluido frio, ar atmosférico;
3. Lado interno aos tubos escoo o fluido quente;
4. Lado externo aos tubos e dentro do casco escoo o fluido frio;
5. Material do casco utilizado: Aço carbono SAE 1020;
6. Material dos tubos utilizado: Aço carbono SAE 1020;

| | |
|--|---|
| $T_{hi} := 300.6\text{ }^{\circ}\text{C}$ | T_{hi} = Temperatura de entrada do fluido quente; |
| $T_{ho} := 123.3\text{ }^{\circ}\text{C}$ | T_{ho} = Temperatura de saída do fluido quente; |
| $T_{ci} := 30.0\text{ }^{\circ}\text{C}$ | T_{ci} = Temperatura de entrada do fluido frio; |
| $T_{co} := 108.8\text{ }^{\circ}\text{C}$ | T_{co} = Temperatura de saída do fluido frio; |
| $v_h := 7.4 \cdot \frac{\text{m}}{\text{s}}$ | v_h = Velocidade do fluido quente; |
| $v_c := 9.6 \cdot \frac{\text{m}}{\text{s}}$ | v_c = Velocidade do fluido frio; |
| $Dec := 320\text{-mm}$ | Dec = Diâmetro da entrada do fluido frio no casco; |
| $\rho_c := 0.995 \cdot \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$ | ρ_c = massa específica do fluido frio; |
| $\rho_h := 0.7951 \cdot \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$ | ρ_h = massa específica do fluido quente; |
| $c_{ph} := 1083 \cdot \frac{\text{J}}{\text{kg}\cdot\text{K}}$ | c_{ph} = Calor específico do fluido quente; |
| $c_{pc} := 1009 \cdot \frac{\text{J}}{\text{kg}\cdot\text{K}}$ | c_{pc} = Calor específico do fluido frio; |
| $Do := 21.05\text{-mm}$ | Do = Diâmetro externo dos tubos; |
| $Di := 19.05\text{-mm}$ | Di = Diâmetro interno dos tubos; |
| $Dt := 200\text{mm}$ | Dt = Diâmetro interno dos tubos de entrada no cabeçote; |
| $N_{\text{tubos}} := 120$ | N = Número de tubos; |
| $NL := 13$ | NL = Número de filas de tubos; |
| $\mu_h := 235.3 \cdot 10^{-7} \frac{\text{kg}}{\text{m}\cdot\text{s}}$ | μ_h = Viscosidade dinâmica do fluido quente; |
| $\mu_c := 208.2 \cdot 10^{-7} \frac{\text{kg}}{\text{m}\cdot\text{s}}$ | μ_c = Viscosidade dinâmica do fluido frio; |

| | |
|---|---|
| $Pr_h := 0.726$ | $Pr_h =$ Número de Prandtl do fluido quente; |
| $Pr_c := 0.70$ | $Pr_c =$ Número de Prandtl do fluido frio; |
| $k_h := 0.0346 \frac{W}{m \cdot K}$ | $k_h =$ Condutividade térmica do fluido quente; |
| $k_c := 0.030 \frac{W}{m \cdot K}$ | $k_c =$ Condutividade térmica do fluido frio; |
| $k := 52.9 \frac{W}{m \cdot K}$ | $k =$ Condutividade térmica do material do tubo; |
| $\nu := 20.92 \cdot 10^{-6} \cdot \frac{m^2}{s}$ | $\nu =$ Viscosidade cinemática do fluido frio; |
| $Fi := 0.001761 \cdot m^2 \cdot \frac{K}{W}$ | $Fi =$ Fator de incrustação lado interno aos tubos; |
| $Fo := 0.00035 \cdot m^2 \cdot \frac{K}{W}$ | $Fo =$ Fator de incrustação lado externo aos tubos; |
| $M := 1$ | $M =$ Número de passes dos tubos dentro do casco; |
| $Ru := 0.045mm$ | $Ru =$ Rugosidade do aço carbono comercial; |
| $g := 9.81 \frac{m}{s^2}$ | $g =$ Aceleração da gravidade; |
| $vm_h := v_h \cdot 0.0314 \cdot m^2 \cdot \rho_h$ | $vm_h =$ Vazão mássica do fluido quente; |
| $vm_c := v_c \cdot 0.0314 \cdot m^2 \cdot \rho_c$ | $vm_c =$ Vazão mássica do fluido frio; |
| $Q_h := v_h \cdot \frac{(\pi \cdot Dt^2)}{4}$ | $Q_h =$ Vazão volumétrica do fluido quente; |
| $Q_c := v_c \cdot \frac{(\pi \cdot Dt^2)}{4}$ | $Q_c =$ Vazão volumétrica do fluido frio; |
| $q := vm_c \cdot c_{pc} \cdot (T_{co} - T_{ci})$ | $q =$ Taxa de transferência de calor para o fluido frio; |
| $q_rh := vm_h \cdot c_{ph} \cdot (Th_i - Tho)$ | $q =$ Taxa de transferência de calor para do fluido quente; |

$Ch := vmh \cdot cph$ $Ch =$ Taxa de capacidade calorífica do fluido quente;

$Cc := vmc \cdot cpc$ $Cc =$ Taxa de capacidade calorífica do fluido frio;

$Cmin := \begin{cases} Ch & \text{if } Ch < Cc \\ Cc & \text{otherwise} \end{cases}$ $Cmin =$ Taxa de capacidade calorífica mínima;

$Cmax := \begin{cases} Ch & \text{if } Ch > Cc \\ Cc & \text{otherwise} \end{cases}$ $Cmin =$ Taxa de capacidade calorífica mínima;

$qmax := Cmin \cdot (Thi - Tci)$

$Cr := \frac{Cmin}{Cmax}$

$\xi := \frac{q}{qmax}$

$vmh1 := \frac{vmh}{N}$ $vmh1 =$ Vazão mássica do fluido quente em um tubo;

$ReD := \frac{4 \cdot vmh1}{\pi \cdot Di \cdot \mu h}$ $ReD =$ Número de Reynolds para escoamento interno;

$fN := (1.58 \cdot \ln(ReD) - 3.82)^{-2}$

$hi := \begin{cases} 4.36 \cdot \frac{kh}{Di} & \text{if } ReD < 2300 \\ \frac{\left(\frac{fN}{2}\right) \cdot (ReD - 1000) \cdot Prh}{1 + 12.7 \cdot \left(\frac{fN}{2}\right)^{0.5} \cdot \left(\frac{2}{Prh^3} - 1\right)} \cdot \frac{kh}{Di} & \text{if } ReD \geq 2300 \wedge Prc \geq 0.5 \wedge Prc \leq 2000 \end{cases}$ $hi =$ Coeficiente de transferência de calor por convecção do fluido interno aos tubos;

$SD := 1.9 \cdot Do$ $SD =$ Passo dos tubos na diagonal;

$$ST := \sqrt{\frac{SD^2}{2}} \quad ST = \text{Passo dos tubos na transversal};$$

$$SL := ST \quad SL = \text{Passo dos tubos na longitudinal};$$

$$rel := \frac{SD}{SL} \quad rel = \text{relação passos diagonal e longitudinal};$$

$$Ve := \frac{vmc}{\rho_c \cdot \pi \cdot \frac{Dec^2}{4}} \quad Ve = \text{Velocidade de entrada no caso do fluido frio};$$

$$Vmax := \begin{cases} \left[\left(\frac{ST}{ST - Do} \right) \cdot Ve \right] & \text{if } SD > \frac{(ST + Do)}{2} \\ \left[\left(\frac{ST}{2(ST - Do)} \right) \cdot Ve \right] & \text{otherwise} \end{cases} \quad Vmax = \text{Velocidade máxima transversal aos tubos dispostos alternadamente};$$

$$ReDmax := Vmax \cdot \frac{Do}{\nu} \quad ReDmax = \text{Número de Reynolds para escoamento externo};$$

NuD = Número de Nusselt;

$$NuD := \begin{cases} 1.13 \cdot 0.518 \cdot (ReDmax)^{0.556} \cdot (Pr)^{\frac{1}{3}} & \text{if } ReDmax > 2000 \wedge ReDmax < 40000 \wedge Pr \geq 0.7 \wedge NL \geq 10 \\ \text{error}(\text{"ReDmax menor ou igual a 2000 ou ReDmax maior ou igual a 40000 ou Pr for menor que 0.7"}) & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$ho := NuD \cdot \frac{kc}{Do} \quad ho = \text{Coeficiente de transferência de calor por convecção do fluido externo aos tubos};$$

$$U := \frac{1}{\frac{Do}{hi \cdot Di} + Fi \cdot \frac{Do}{Di} + Do \cdot \frac{\left(\ln \left(\frac{Do}{Di} \right) \right)}{2 \cdot k} + Fo + \frac{1}{ho}} \quad U = \text{Coeficiente global de transferência de calor};$$

$$P := \frac{(Tho - Thi)}{(Tci - Thi)}$$

$$R := \frac{(Tci - Tco)}{(Tho - Thi)}$$

FC = Fator de correção para trocador de calor de casco e tubos, com um passe no casco e qualquer número par de passes nos tubos;

$$FC := \begin{cases} M & \text{if } M = 1 \\ \text{otherwise} & \\ \frac{\left[\sqrt{R^2 + 1} \cdot \ln \left[\frac{(1 - P \cdot R)}{1 - P} \right] \right]}{(1 - R) \cdot \ln \left[\frac{2 - P \cdot (R + 1 - \sqrt{R^2 + 1})}{2 - P \cdot (R + 1 + \sqrt{R^2 + 1})} \right]} & \text{if } R \neq 1 \\ \frac{(\sqrt{2} \cdot P)}{(1 - P) \cdot \ln \left[\frac{2 - P \cdot (2 - \sqrt{2})}{2 - P \cdot (2 + \sqrt{2})} \right]} & \text{if } R = 1 \end{cases}$$

$$NUT := U \cdot \frac{At}{C_{min}}$$

$$\epsilon_{predita} := \frac{1 - e^{[-NUT \cdot (1 - Cr)]}}{1 - Cr \cdot e^{[-NUT \cdot (1 - Cr)]}}$$

$$q_p := \epsilon_{predita} \cdot q_{max}$$

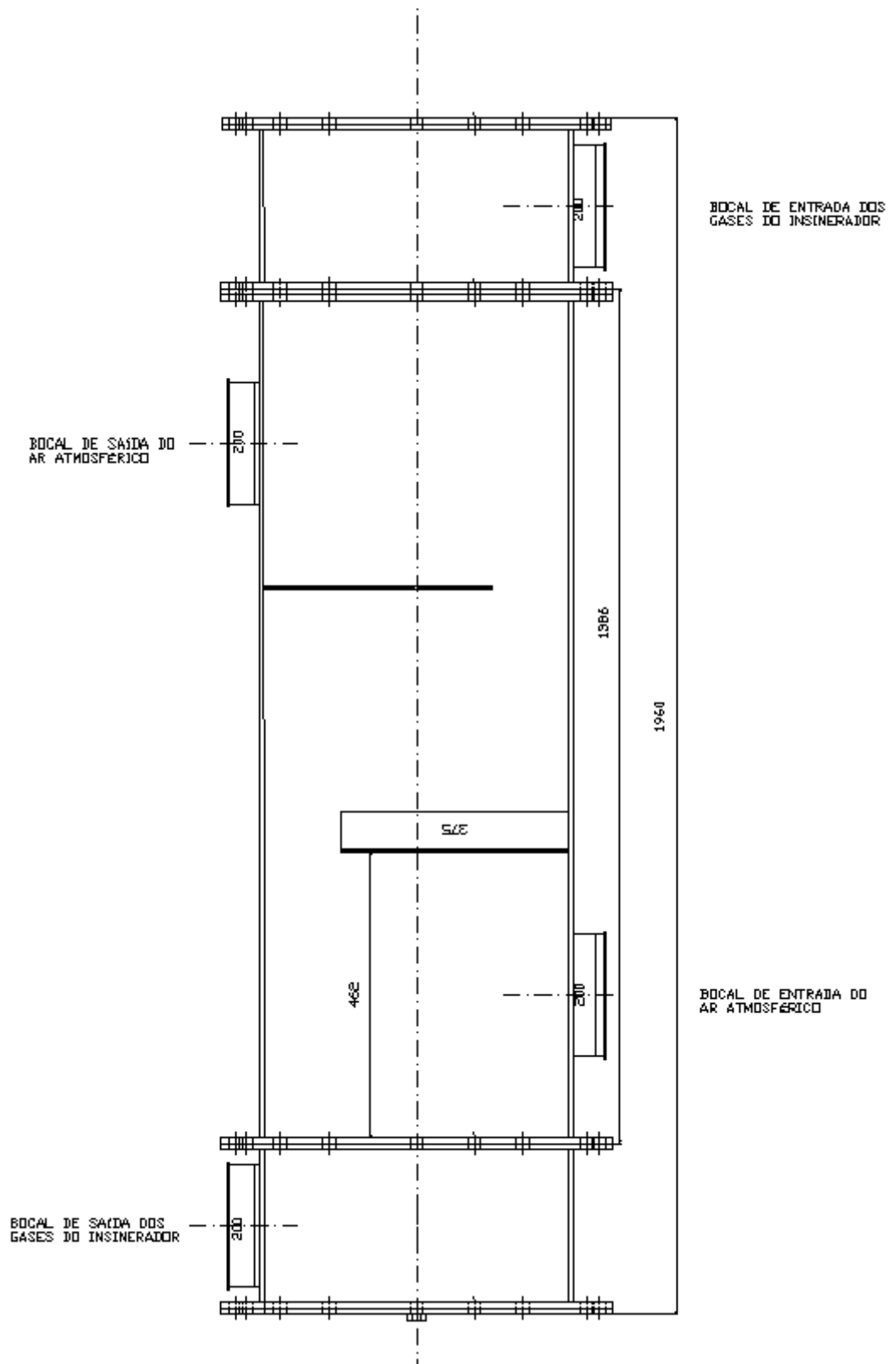
$$T_{cop} := \frac{q_p + v_{mc} \cdot c_{pc} \cdot T_{ci}}{v_{mc} \cdot c_{pc}}$$

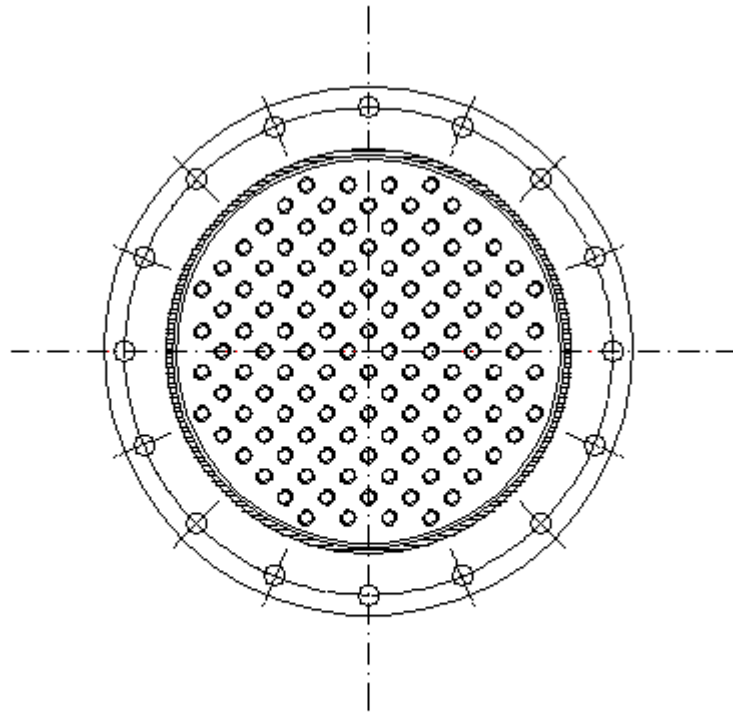
$$T_{hop} := \frac{-q_p + v_{mh} \cdot c_{ph} \cdot T_{hi}}{v_{mh} \cdot c_{ph}}$$

$$L_t := \frac{At}{\pi \cdot N \cdot D_o}$$

ANEXO B

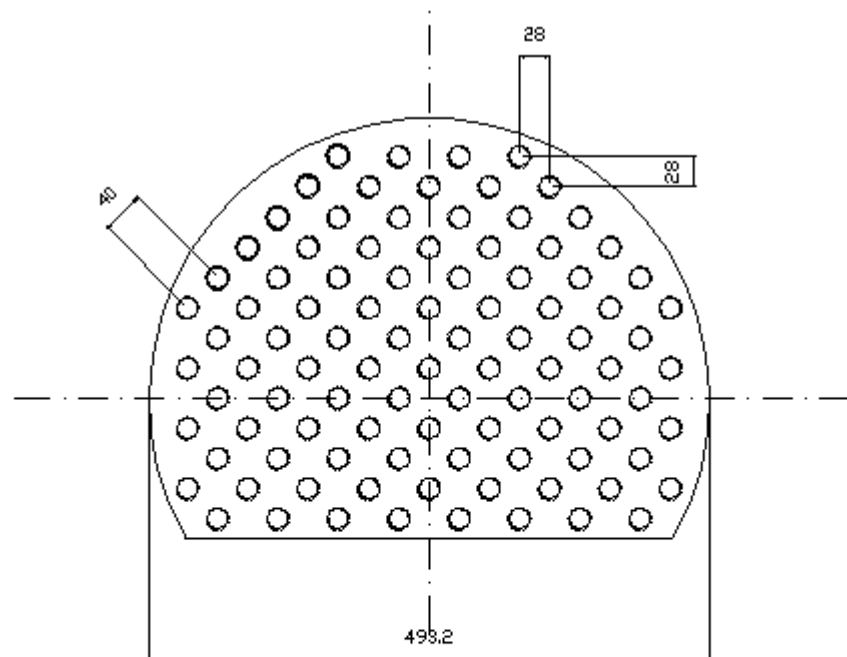
DESENHO DO RECUPERADOR DE CALOR





FLANGE / NORMA DIN 2501

- ROSCA DO PARAFUSO 3/4"
- PRESSÃO NOMINAL 1 1/2 6 c/mj
- ESPESSURA FLANGE 10 mm

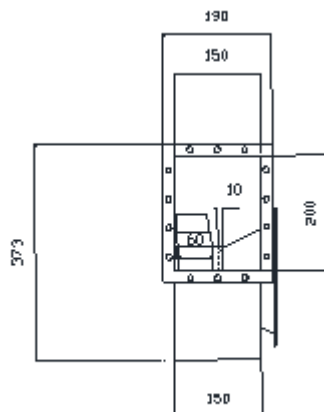
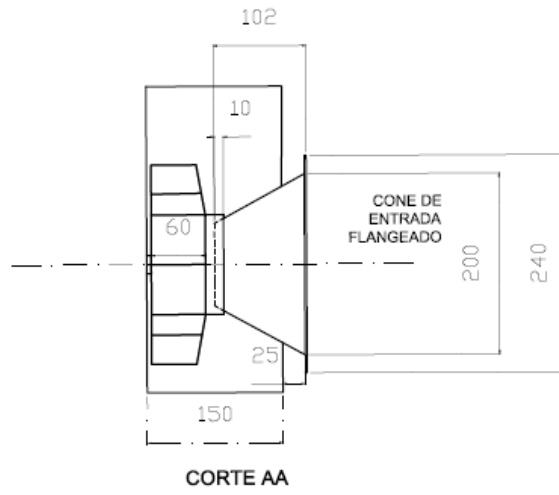
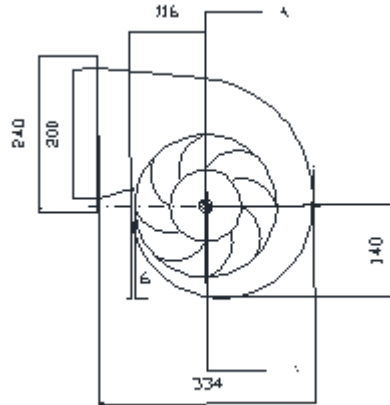


DEFLETOR

- PASSO QUADRADO ALTERNADO / ARRANJO 45°
- FOLGA TUBO - DEFLETOR 1/32" ACIMA DO DIÂMETRO EXTERNO DO TUBO
- FOLGA CASCO - DEFLETOR = $1,6 + (0,004 * \text{DIÂMETRO INTERNO DO CASCO})$
- SD = 40 mm
- ST = SL = 28 mm
- CORTE DO DEFLETOR (JANELA) 25% DO SEU DIÂMETRO.

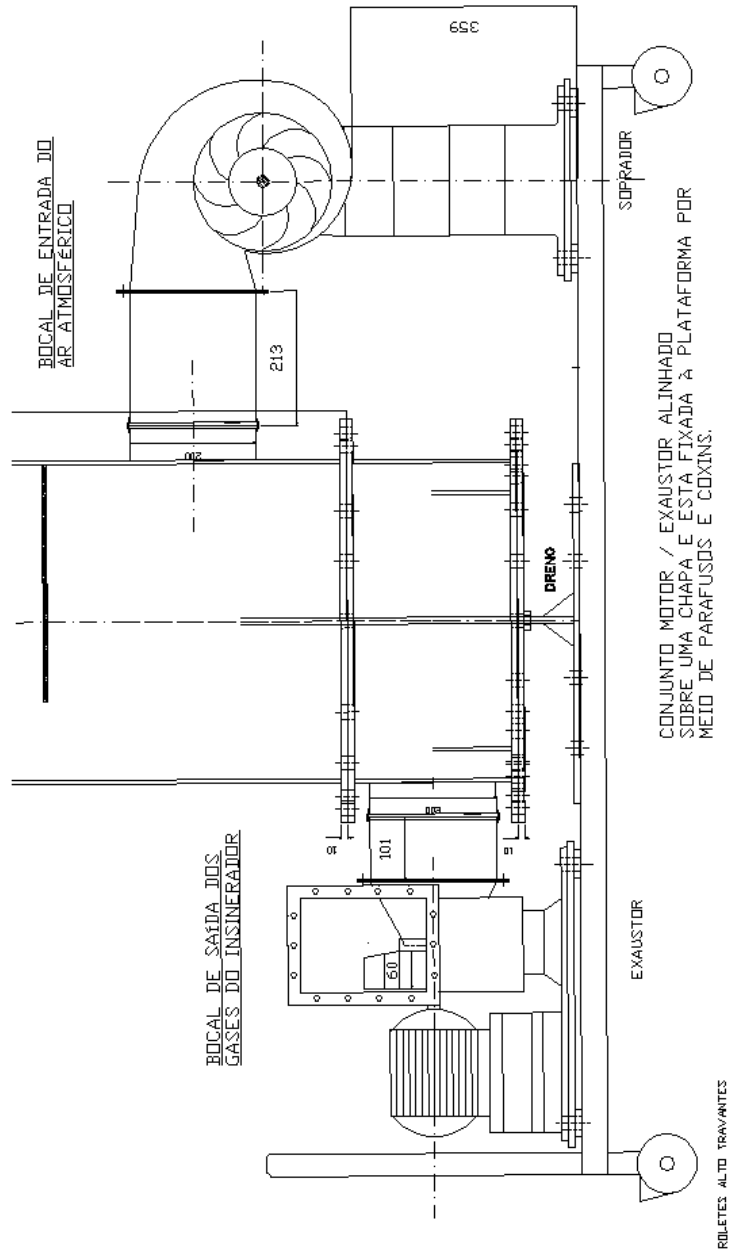
ANEXO C

DESENHO DO EXAUSTOR



ANEXO D

DESENHO DA PLATAFORMA MÓVEL



ANEXO E

DADOS DOS TESTES DE DESEMPENHO

| TESTEN°1 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
|----------|-------------------|------------------|--------------|--------------|------------|-------------|----------------|---------------|--------|-------------------------|------------------------|----------------|-------|---------------------|--------|--------------|---------------|----------------------|-----------------------|---------|-------------------------|
| COLETA | TEMP. CÂMARA (°C) | TEMP. CHAMA (°C) | Thi GÁS (°C) | Tho GÁS (°C) | TciAR (°C) | Tco AR (°C) | Vmh GÁS (kg/s) | Vmc AR (kg/s) | ReD | hi (W/m ² K) | U (W/m ² K) | ε _p | ε | q _p (kW) | q (kW) | Tco, AR (°C) | Tho, GÁS (°C) | TcoP corrig. AR (°C) | ThoP corrig. GÁS (°C) | ReDmáx | ho (W/m ² K) |
| 1 | 899,9 | 1264 | 299,9 | 118,5 | 26,4 | 109,0 | 0,18 | 0,30 | 4156,7 | 29,4 | 20,2 | 0,593 | 0,476 | 30,8 | 24,7 | 129,3 | 137,7 | 118,1 | 125,6 | 15054,5 | 155,8 |
| 2 | 889,4 | 1270 | 301,1 | 115,8 | 26,5 | 109,2 | 0,18 | 0,31 | 4323,0 | 30,5 | 21,1 | 0,594 | 0,471 | 32,2 | 25,6 | 130,7 | 138,0 | 119,4 | 125,9 | 15540,1 | 158,5 |
| 3 | 949,4 | 1310 | 307,5 | 117,0 | 28,3 | 112,8 | 0,18 | 0,29 | 4323,0 | 30,5 | 21,1 | 0,587 | 0,442 | 32,4 | 24,4 | 140,6 | 143,6 | 128,6 | 131,3 | 14494,9 | 152,5 |
| 4 | 898,3 | 1259 | 302,7 | 119,8 | 30,5 | 112,9 | 0,19 | 0,30 | 4550,5 | 31,9 | 22,4 | 0,587 | 0,436 | 33,3 | 24,7 | 141,5 | 142,9 | 129,3 | 130,5 | 15054,5 | 155,8 |
| 5 | 970,1 | 1300 | 306,9 | 121,3 | 31,3 | 115,1 | 0,18 | 0,32 | 4323,0 | 30,5 | 21,1 | 0,599 | 0,504 | 32,7 | 27,5 | 130,9 | 141,7 | 120,1 | 129,7 | 16469,7 | 163,7 |
| 6 | 901,6 | 1283 | 309,1 | 118,4 | 32,0 | 115,5 | 0,20 | 0,27 | 4668,7 | 32,7 | 23,0 | 0,575 | 0,387 | 34,0 | 22,9 | 156,1 | 149,8 | 142,7 | 137,1 | 13777,5 | 148,3 |
| 7 | 982,3 | 1302 | 308,2 | 119,6 | 32,5 | 114,3 | 0,18 | 0,32 | 4239,9 | 29,9 | 20,7 | 0,598 | 0,487 | 32,0 | 26,0 | 132,9 | 143,4 | 122,0 | 131,4 | 15994,6 | 161,1 |
| 8 | 894,1 | 1260 | 300,8 | 116,7 | 29,8 | 114,9 | 0,18 | 0,29 | 4239,9 | 29,9 | 20,7 | 0,590 | 0,478 | 31,0 | 25,1 | 135,0 | 140,8 | 123,4 | 128,6 | 14811,6 | 154,4 |
| 9 | 963,0 | 1296 | 303,1 | 116,8 | 31,5 | 116,9 | 0,17 | 0,30 | 4018,7 | 28,4 | 19,4 | 0,594 | 0,513 | 29,7 | 25,6 | 130,5 | 141,6 | 119,6 | 129,5 | 15054,5 | 155,8 |
| 10 | 889,1 | 1269 | 298,3 | 117,6 | 30,5 | 111,0 | 0,18 | 0,32 | 4323,0 | 30,5 | 21,1 | 0,598 | 0,489 | 31,6 | 25,9 | 128,9 | 138,3 | 117,9 | 126,2 | 16153,0 | 162,0 |
| 11 | 946,6 | 1288 | 296,2 | 114,6 | 32,6 | 113,3 | 0,19 | 0,29 | 4609,6 | 32,3 | 22,7 | 0,584 | 0,428 | 32,5 | 23,8 | 142,8 | 142,2 | 130,3 | 129,7 | 14811,6 | 154,4 |
| 12 | 897,9 | 1240 | 294,1 | 116,5 | 31,7 | 114,3 | 0,19 | 0,29 | 4489,3 | 31,5 | 22,0 | 0,585 | 0,444 | 31,5 | 23,9 | 140,3 | 140,7 | 128,0 | 128,2 | 14568,8 | 153,0 |
| 13 | 940,0 | 1304 | 298,3 | 117,3 | 30,0 | 115,5 | 0,17 | 0,28 | 4077,8 | 28,8 | 19,7 | 0,587 | 0,479 | 29,4 | 24,0 | 134,8 | 140,7 | 123,1 | 128,4 | 14094,3 | 150,2 |
| 14 | 895,3 | 1276 | 295,0 | 115,1 | 30,1 | 117,3 | 0,18 | 0,30 | 4239,9 | 29,9 | 20,7 | 0,592 | 0,509 | 30,4 | 26,1 | 131,6 | 138,2 | 120,1 | 126,0 | 15054,5 | 155,8 |
| 15 | 950,1 | 1312 | 309,8 | 117,5 | 31,2 | 116,5 | 0,19 | 0,31 | 4550,5 | 31,9 | 22,4 | 0,592 | 0,462 | 34,3 | 26,8 | 140,5 | 144,9 | 128,8 | 132,7 | 15782,9 | 159,9 |
| 16 | 885,9 | 1264 | 300,2 | 116,6 | 31,3 | 117,2 | 0,18 | 0,29 | 4323,0 | 30,5 | 21,1 | 0,589 | 0,476 | 31,3 | 25,3 | 137,5 | 141,8 | 125,7 | 129,5 | 14811,6 | 154,4 |
| 17 | 957,9 | 1319 | 301,1 | 118,8 | 32,0 | 116,4 | 0,18 | 0,31 | 4239,9 | 29,9 | 20,7 | 0,595 | 0,500 | 31,0 | 26,1 | 132,4 | 141,0 | 121,2 | 128,9 | 15540,1 | 158,5 |
| 18 | 877,4 | 1265 | 293,6 | 115,0 | 31,9 | 114,4 | 0,18 | 0,31 | 4156,7 | 29,4 | 20,2 | 0,597 | 0,521 | 29,7 | 25,9 | 126,5 | 137,3 | 115,7 | 125,2 | 15782,9 | 159,9 |
| 19 | 960,0 | 1304 | 306,9 | 129,1 | 31,8 | 116,4 | 0,18 | 0,28 | 4239,9 | 29,9 | 20,7 | 0,585 | 0,445 | 31,2 | 23,7 | 143,1 | 145,9 | 131,0 | 133,5 | 14094,3 | 150,2 |
| 20 | 885,9 | 1276 | 299,9 | 127,3 | 32,1 | 114,8 | 0,19 | 0,30 | 4609,6 | 32,3 | 22,7 | 0,588 | 0,446 | 33,2 | 25,2 | 141,1 | 142,5 | 128,9 | 130,2 | 15297,3 | 157,2 |
| 21 | 983,3 | 1299 | 304,0 | 131,4 | 32,0 | 115,8 | 0,18 | 0,30 | 4323,0 | 30,5 | 21,1 | 0,592 | 0,475 | 31,9 | 25,5 | 136,6 | 142,9 | 125,1 | 130,7 | 15297,3 | 157,2 |
| 22 | 877,4 | 1272 | 294,4 | 128,8 | 29,6 | 114,3 | 0,17 | 0,30 | 4077,8 | 28,8 | 19,7 | 0,594 | 0,514 | 29,3 | 25,4 | 127,5 | 137,1 | 116,4 | 125,0 | 15054,5 | 155,8 |
| 23 | 979,2 | 1341 | 303,0 | 130,5 | 30,0 | 112,8 | 0,18 | 0,28 | 4239,9 | 29,9 | 20,7 | 0,585 | 0,439 | 31,0 | 23,2 | 140,5 | 143,2 | 128,4 | 130,8 | 14094,3 | 150,2 |
| 24 | 887,3 | 1270 | 294,1 | 125,0 | 30,5 | 112,2 | 0,18 | 0,31 | 4323,0 | 30,5 | 21,1 | 0,594 | 0,485 | 31,0 | 25,3 | 130,6 | 137,6 | 119,2 | 125,4 | 15540,1 | 158,5 |
| Méd. | 923,4 | 1285,1 | 301,2 | 120,2 | 30,7 | 114,3 | 0,18 | 0,30 | 4319,4 | 30,4 | 21,1 | 0,591 | 0,471 | 31,6 | 25,1 | 135,9 | 141,4 | 124,3 | 128,7 | 15092,9 | 155,9 |
| SD | 38,0 | 23,6 | 5,1 | 5,3 | 1,7 | 2,3 | 0,01 | 0,01 | 177,5 | 1,2 | 1,0 | 0,006 | 0,033 | 1,4 | 1,1 | 6,8 | 3,1 | 13,4 | 11,7 | 693,7 | 4,0 |
| CV | 4,1 | 1,8 | 1,7 | 4,4 | 5,5 | 2,0 | 4,11 | 4,60 | 4,1 | 3,8 | 4,6 | 0,944 | 6,924 | 4,32 | 4,5 | 5,0 | 2,2 | 10,8 | 9,1 | 4,6 | 2,6 |
| Máx. | 983,3 | 1341,0 | 309,8 | 131,4 | 32,6 | 117,3 | 0,20 | 0,32 | 4668,7 | 32,7 | 23,0 | 0,599 | 0,521 | 34,3 | 27,5 | 156,1 | 149,8 | 157,7 | 155,3 | 16469,7 | 163,7 |
| Mín. | 877,4 | 1240,0 | 293,6 | 114,6 | 26,4 | 109,0 | 0,17 | 0,27 | 4018,7 | 28,4 | 19,4 | 0,575 | 0,387 | 29,3 | 22,9 | 126,5 | 137,1 | 101,0 | 107,6 | 13777,5 | 148,3 |

TESTE N°2

| CÓDIGO | TEMP. CÁMARA (°C) | TEMP. CHAMMA (°C) | Thi GÁS (°C) | Tho GÁS (°C) | Tci AR (°C) | Tco AR (°C) | Vmh GÁS (kg/s) | Vmc AR (kg/s) | ReD | hi (W/m ² K) | U (W/m ² K) | ε _p | ε | q _e (kW) | q (kW) | Tco, AR (°C) | Tho, GÁS (°C) | TcoP corríg. AR (°C) | ThoP corríg. GÁS (°C) | ReDmáx | ho (W/m ² K) |
|--------|-------------------|-------------------|--------------|--------------|-------------|-------------|----------------|---------------|--------|-------------------------|------------------------|----------------|-------|---------------------|--------|--------------|---------------|----------------------|-----------------------|---------|-------------------------|
| 25 | 951,0 | 1270 | 283,9 | 131,4 | 29,6 | 111,0 | 0,17 | 0,29 | 4077,8 | 28,8 | 19,7 | 0,592 | 0,506 | 28,1 | 24,0 | 124,9 | 133,3 | 113,7 | 121,1 | 14811,6 | 154,4 |
| 26 | 866,2 | 1265 | 283,3 | 136,3 | 28,9 | 113,3 | 0,18 | 0,33 | 4239,9 | 29,9 | 20,7 | 0,601 | 0,566 | 29,7 | 27,9 | 118,5 | 130,4 | 108,0 | 118,4 | 16628,1 | 164,6 |
| 27 | 903,2 | 1303 | 284,9 | 128,8 | 29,8 | 106,5 | 0,18 | 0,29 | 4323,0 | 30,5 | 21,1 | 0,587 | 0,441 | 29,6 | 22,2 | 132,0 | 135,0 | 120,0 | 122,7 | 14568,8 | 153,0 |
| 28 | 867,8 | 1246 | 283,0 | 127,9 | 28,5 | 106,6 | 0,19 | 0,30 | 4406,1 | 31,0 | 21,6 | 0,589 | 0,456 | 30,2 | 23,4 | 129,4 | 133,0 | 117,6 | 120,7 | 15054,5 | 155,8 |
| 29 | 903,1 | 1340 | 262,3 | 119,1 | 28,9 | 100,1 | 0,18 | 0,30 | 4239,9 | 29,9 | 20,7 | 0,592 | 0,471 | 26,8 | 21,3 | 118,3 | 124,2 | 106,9 | 112,0 | 15054,5 | 155,8 |
| 30 | 851,5 | 1273 | 270,8 | 120,7 | 29,4 | 95,8 | 0,19 | 0,28 | 4406,1 | 31,0 | 21,6 | 0,584 | 0,387 | 28,4 | 18,8 | 129,5 | 129,9 | 117,1 | 117,4 | 14252,6 | 151,1 |
| 31 | 984,0 | 1390 | 289,5 | 123,6 | 29,9 | 103,3 | 0,18 | 0,29 | 4323,0 | 30,5 | 21,1 | 0,587 | 0,415 | 30,2 | 21,3 | 133,9 | 137,0 | 121,9 | 124,7 | 14568,8 | 153,0 |
| 32 | 896,4 | 1370 | 279,7 | 122,3 | 28,8 | 101,1 | 0,18 | 0,31 | 4323,0 | 30,5 | 21,1 | 0,594 | 0,450 | 29,5 | 22,4 | 124,1 | 130,7 | 112,7 | 118,6 | 15540,1 | 158,5 |
| 33 | 928,0 | 1402 | 271,7 | 121,4 | 29,2 | 100,7 | 0,18 | 0,31 | 4239,9 | 29,9 | 20,7 | 0,595 | 0,470 | 28,0 | 22,1 | 119,6 | 127,4 | 108,5 | 115,3 | 15540,1 | 158,5 |
| 34 | 864,5 | 1366 | 275,6 | 116,7 | 29,9 | 101,5 | 0,18 | 0,30 | 4239,9 | 29,9 | 20,7 | 0,593 | 0,457 | 28,3 | 21,8 | 122,8 | 129,8 | 111,5 | 117,6 | 15297,3 | 157,2 |
| 35 | 929,1 | 1398 | 283,6 | 119,8 | 30,0 | 103,2 | 0,18 | 0,32 | 4239,9 | 29,9 | 20,7 | 0,599 | 0,478 | 29,4 | 23,5 | 121,6 | 131,8 | 110,8 | 119,8 | 16153,0 | 162,0 |
| 36 | 866,1 | 1352 | 272,0 | 120,7 | 28,7 | 102,5 | 0,18 | 0,31 | 4156,7 | 29,4 | 20,2 | 0,597 | 0,501 | 27,6 | 23,2 | 116,7 | 126,7 | 105,9 | 114,6 | 15782,9 | 159,9 |
| 37 | 930,0 | 1378 | 279,1 | 119,3 | 29,2 | 102,9 | 0,19 | 0,29 | 4550,5 | 31,9 | 22,4 | 0,584 | 0,411 | 30,4 | 21,4 | 133,9 | 133,3 | 121,4 | 120,8 | 14568,8 | 153,0 |
| 38 | 871,0 | 1351 | 278,0 | 117,5 | 28,7 | 102,1 | 0,18 | 0,29 | 4156,7 | 29,4 | 20,2 | 0,591 | 0,457 | 28,0 | 21,6 | 123,8 | 130,6 | 112,4 | 118,3 | 14811,6 | 154,4 |
| 39 | 928,1 | 1380 | 281,0 | 121,0 | 28,5 | 103,8 | 0,18 | 0,30 | 4239,9 | 29,9 | 20,7 | 0,592 | 0,461 | 29,0 | 22,6 | 125,2 | 131,5 | 113,8 | 119,3 | 15054,5 | 155,8 |
| 40 | 865,4 | 1323 | 273,0 | 118,7 | 28,7 | 102,4 | 0,19 | 0,27 | 4406,1 | 31,0 | 21,6 | 0,581 | 0,415 | 28,6 | 20,4 | 131,9 | 131,0 | 119,3 | 118,5 | 13935,9 | 149,2 |
| 41 | 899,4 | 1340 | 278,0 | 120,1 | 28,6 | 103,3 | 0,17 | 0,31 | 4077,8 | 28,8 | 19,7 | 0,598 | 0,501 | 27,8 | 23,3 | 117,7 | 128,9 | 107,0 | 116,9 | 15677,9 | 159,3 |
| 42 | 844,5 | 1320 | 275,0 | 122,7 | 28,5 | 103,4 | 0,18 | 0,30 | 4323,0 | 30,5 | 21,1 | 0,592 | 0,468 | 28,9 | 22,8 | 123,3 | 129,0 | 111,8 | 116,8 | 15297,3 | 157,2 |
| 43 | 895,1 | 1344 | 276,2 | 119,3 | 28,3 | 102,5 | 0,18 | 0,27 | 4156,7 | 29,4 | 20,2 | 0,585 | 0,437 | 27,6 | 20,6 | 127,8 | 131,1 | 115,8 | 118,7 | 13935,9 | 149,2 |
| 44 | 833,1 | 1293 | 269,9 | 116,4 | 28,0 | 101,8 | 0,18 | 0,29 | 4323,0 | 30,5 | 21,1 | 0,587 | 0,448 | 28,1 | 21,4 | 124,9 | 127,8 | 112,9 | 115,5 | 14568,8 | 153,0 |
| 45 | 956,3 | 1371 | 281,3 | 118,1 | 28,1 | 103,2 | 0,18 | 0,30 | 4156,7 | 29,4 | 20,2 | 0,594 | 0,475 | 28,6 | 22,9 | 122,1 | 130,8 | 111,0 | 118,6 | 15297,3 | 157,2 |
| 46 | 835,1 | 1261 | 280,2 | 117,5 | 27,9 | 105,0 | 0,19 | 0,31 | 4406,1 | 31,0 | 21,6 | 0,593 | 0,469 | 30,1 | 23,9 | 125,3 | 130,7 | 113,8 | 118,5 | 15540,1 | 158,5 |
| 47 | 947,4 | 1402 | 286,5 | 120,4 | 28,3 | 108,2 | 0,18 | 0,30 | 4323,0 | 30,5 | 21,1 | 0,591 | 0,469 | 30,2 | 23,9 | 129,0 | 134,0 | 117,3 | 121,7 | 15054,5 | 155,8 |
| 48 | 845,7 | 1279 | 289,0 | 121,6 | 28,6 | 108,1 | 0,18 | 0,27 | 4156,7 | 29,4 | 20,2 | 0,585 | 0,445 | 29,0 | 22,0 | 133,1 | 136,6 | 121,1 | 124,2 | 13935,9 | 149,2 |
| Méd. | 894,3 | 1334,0 | 278,6 | 121,7 | 28,9 | 103,8 | 0,18 | 0,30 | 4270,5 | 30,1 | 20,8 | 0,591 | 0,461 | 28,8 | 22,5 | 125,4 | 131,0 | 124,3 | 128,7 | 15038,8 | 155,6 |
| SD | 42,4 | 49,6 | 6,6 | 4,8 | 0,6 | 3,7 | 0,00 | 0,01 | 116,7 | 0,8 | 0,6 | 0,005 | 0,037 | 1,0 | 1,7 | 5,3 | 3,0 | 13,4 | 11,7 | 689,6 | 4,0 |
| CV | 4,7 | 3,7 | 2,4 | 4,0 | 2,2 | 3,5 | 2,73 | 4,59 | 2,7 | 2,5 | 3,1 | 0,865 | 7,976 | 3,46 | 7,6 | 4,2 | 2,3 | 10,8 | 9,1 | 4,6 | 2,5 |
| Máx. | 984,0 | 1402,0 | 289,5 | 136,3 | 30,0 | 113,3 | 0,19 | 0,33 | 4550,5 | 31,9 | 22,4 | 0,601 | 0,566 | 30,4 | 27,9 | 133,9 | 137,0 | 157,7 | 155,3 | 16628,1 | 164,6 |
| Mín. | 833,1 | 1246,0 | 262,3 | 116,4 | 27,9 | 95,8 | 0,17 | 0,27 | 4077,8 | 28,8 | 19,7 | 0,581 | 0,387 | 26,8 | 18,8 | 116,7 | 124,2 | 101,0 | 107,6 | 13935,9 | 149,2 |

TESTE N°3

| COLTA | TEMP. CÁMARA (°C) | TEMP. CHAMA (°C) | Thi GÁS (°C) | Tho GÁS (°C) | Tci AR (°C) | Tco AR (°C) | Vmh GÁS (kg/s) | Vmc AR (kg/s) | ReD | hi (W/m ² K) | U (W/m ² K) | ε _p | ε | q _e (kW) | q (kW) | Tco, AR (°C) | Tho, GÁS (°C) | TcoP corrig. AR (°C) | ThoP corrig. GÁS (°C) | ReDmáx | ho (W/m ² K) |
|-------|-------------------|------------------|--------------|--------------|-------------|-------------|----------------|---------------|--------|-------------------------|------------------------|----------------|-------|---------------------|--------|--------------|---------------|----------------------|-----------------------|---------|-------------------------|
| 49 | 982,4 | 1340 | 275,9 | 119,1 | 28,5 | 102,9 | 0,18 | 0,29 | 4239,9 | 29,9 | 20,7 | 0,589 | 0,450 | 28,2 | 21,6 | 125,9 | 130,3 | 114,1 | 118,0 | 14568,8 | 153,0 |
| 50 | 865,9 | 1253 | 265,9 | 117,3 | 28,2 | 99,9 | 0,18 | 0,32 | 4156,7 | 29,4 | 20,2 | 0,600 | 0,515 | 27,1 | 23,3 | 111,8 | 123,2 | 101,3 | 111,3 | 16311,3 | 162,9 |
| 51 | 911,5 | 1308 | 274,5 | 120,1 | 27,4 | 100,3 | 0,18 | 0,31 | 4323,0 | 30,5 | 21,1 | 0,594 | 0,461 | 29,0 | 22,5 | 121,2 | 127,7 | 109,8 | 115,6 | 15540,1 | 158,5 |
| 52 | 893,1 | 1290 | 281,1 | 122,6 | 26,5 | 100,4 | 0,19 | 0,32 | 4406,1 | 31,0 | 21,6 | 0,596 | 0,463 | 30,6 | 23,8 | 121,7 | 129,2 | 110,5 | 117,2 | 16153,0 | 162,0 |
| 53 | 1001,0 | 1414 | 285,2 | 123,3 | 27,7 | 101,3 | 0,19 | 0,29 | 4489,3 | 31,5 | 22,0 | 0,586 | 0,410 | 31,0 | 21,7 | 132,9 | 134,2 | 120,7 | 121,8 | 14811,6 | 154,4 |
| 54 | 883,1 | 1278 | 281,2 | 121,0 | 28,3 | 101,8 | 0,18 | 0,28 | 4323,0 | 30,5 | 21,1 | 0,584 | 0,413 | 29,2 | 20,6 | 132,4 | 133,5 | 120,1 | 121,1 | 14094,3 | 150,2 |
| 55 | 930,0 | 1367 | 291,3 | 126,7 | 28,4 | 103,8 | 0,18 | 0,30 | 4156,7 | 29,4 | 20,2 | 0,593 | 0,452 | 29,6 | 22,6 | 127,3 | 135,4 | 116,1 | 123,2 | 15054,5 | 155,8 |
| 56 | 875,0 | 1227 | 281,6 | 122,1 | 27,7 | 103,3 | 0,18 | 0,32 | 4323,0 | 30,5 | 21,1 | 0,599 | 0,494 | 30,1 | 24,8 | 119,5 | 129,4 | 108,7 | 117,4 | 16469,7 | 163,7 |
| 57 | 937,9 | 1359 | 289,9 | 118,4 | 27,5 | 103,4 | 0,18 | 0,29 | 4156,7 | 29,4 | 20,2 | 0,591 | 0,449 | 29,5 | 22,4 | 127,6 | 134,7 | 116,2 | 122,5 | 14811,6 | 154,4 |
| 58 | 869,0 | 1219 | 279,7 | 116,7 | 27,2 | 102,9 | 0,18 | 0,31 | 4323,0 | 30,5 | 21,1 | 0,596 | 0,478 | 29,7 | 23,9 | 121,6 | 129,3 | 110,4 | 117,2 | 15836,2 | 160,2 |
| 59 | 974,1 | 1440 | 287,6 | 116,9 | 27,8 | 103,0 | 0,18 | 0,28 | 4156,7 | 29,4 | 20,2 | 0,588 | 0,434 | 29,0 | 21,5 | 129,7 | 134,8 | 117,9 | 122,5 | 14326,0 | 151,5 |
| 60 | 840,5 | 1220 | 284,0 | 115,2 | 26,7 | 104,8 | 0,18 | 0,31 | 4239,9 | 29,9 | 20,7 | 0,595 | 0,484 | 29,7 | 24,1 | 122,7 | 130,9 | 111,5 | 118,8 | 15540,1 | 158,5 |
| 61 | 929,9 | 1360 | 294,0 | 117,8 | 27,4 | 106,1 | 0,18 | 0,30 | 4156,7 | 29,4 | 20,2 | 0,594 | 0,473 | 30,1 | 24,0 | 126,4 | 135,5 | 115,3 | 123,4 | 15297,3 | 157,2 |
| 62 | 829,4 | 1200 | 291,2 | 117,8 | 27,6 | 107,8 | 0,18 | 0,32 | 4323,0 | 30,5 | 21,1 | 0,598 | 0,500 | 31,2 | 26,0 | 123,7 | 133,4 | 112,8 | 121,4 | 16311,3 | 162,9 |
| 63 | 873,0 | 1279 | 293,6 | 120,4 | 26,8 | 108,3 | 0,18 | 0,29 | 4156,7 | 29,4 | 20,2 | 0,590 | 0,466 | 29,9 | 23,6 | 130,0 | 136,2 | 118,4 | 124,0 | 14568,8 | 153,0 |
| 64 | 831,4 | 1219 | 282,1 | 119,0 | 27,1 | 106,1 | 0,18 | 0,29 | 4323,0 | 30,5 | 21,1 | 0,589 | 0,462 | 29,7 | 23,3 | 127,9 | 131,9 | 116,1 | 119,6 | 14811,6 | 154,4 |
| 65 | 858,1 | 1297 | 285,2 | 117,8 | 27,5 | 105,8 | 0,18 | 0,29 | 4323,0 | 30,5 | 21,1 | 0,589 | 0,453 | 30,0 | 23,1 | 129,3 | 133,4 | 117,5 | 121,1 | 14811,6 | 154,4 |
| 66 | 828,2 | 1209 | 283,1 | 117,5 | 26,9 | 106,1 | 0,18 | 0,30 | 4156,7 | 29,4 | 20,2 | 0,594 | 0,495 | 29,0 | 24,1 | 122,0 | 130,8 | 110,9 | 118,7 | 15297,3 | 157,2 |
| 67 | 876,6 | 1299 | 288,3 | 117,2 | 27,4 | 106,1 | 0,18 | 0,32 | 4239,9 | 29,9 | 20,7 | 0,600 | 0,510 | 30,4 | 25,8 | 120,1 | 131,7 | 109,5 | 119,7 | 16469,7 | 163,7 |
| 68 | 859,9 | 1209 | 282,6 | 117,2 | 27,4 | 106,7 | 0,19 | 0,29 | 4406,1 | 31,0 | 21,6 | 0,588 | 0,455 | 30,2 | 23,4 | 130,0 | 132,6 | 117,9 | 120,3 | 14811,6 | 154,4 |
| 69 | 932,8 | 1310 | 291,5 | 119,3 | 27,2 | 107,0 | 0,17 | 0,32 | 4018,7 | 28,4 | 19,4 | 0,601 | 0,528 | 29,2 | 25,7 | 118,0 | 132,7 | 107,7 | 120,8 | 16153,0 | 162,0 |
| 70 | 822,1 | 1294 | 284,8 | 116,4 | 27,1 | 105,3 | 0,18 | 0,29 | 4239,9 | 29,9 | 20,7 | 0,590 | 0,461 | 29,5 | 23,1 | 127,2 | 132,7 | 115,5 | 120,4 | 14811,6 | 154,4 |
| 71 | 869,8 | 1302 | 284,9 | 110,6 | 27,4 | 105,0 | 0,18 | 0,29 | 4156,7 | 29,4 | 20,2 | 0,590 | 0,460 | 28,9 | 22,5 | 127,0 | 133,0 | 115,4 | 120,8 | 14568,8 | 153,0 |
| 72 | 823,2 | 1226 | 283,1 | 113,8 | 26,7 | 104,8 | 0,18 | 0,31 | 4323,0 | 30,5 | 21,1 | 0,594 | 0,476 | 30,1 | 24,1 | 124,0 | 130,8 | 112,7 | 118,7 | 15540,1 | 158,5 |
| Méd. | 887,4 | 1288,3 | 284,3 | 118,5 | 27,4 | 104,3 | 0,18 | 0,30 | 4254,9 | 30,0 | 20,7 | 0,593 | 0,468 | 29,6 | 23,4 | 125,0 | 132,0 | 124,3 | 128,7 | 15290,4 | 157,1 |
| SD | 52,0 | 66,9 | 6,4 | 3,3 | 0,5 | 2,4 | 0,00 | 0,01 | 108,7 | 0,7 | 0,6 | 0,005 | 0,029 | 0,9 | 1,4 | 5,0 | 2,9 | 13,4 | 11,7 | 728,1 | 4,1 |
| CV | 5,9 | 5,2 | 2,3 | 2,8 | 2,0 | 2,3 | 2,55 | 4,76 | 2,6 | 2,4 | 2,9 | 0,803 | 6,210 | 2,94 | 5,9 | 4,0 | 2,2 | 10,8 | 9,1 | 4,8 | 2,6 |
| Máx. | 1001,0 | 1440,0 | 294,0 | 126,7 | 28,5 | 108,3 | 0,19 | 0,32 | 4489,3 | 31,5 | 22,0 | 0,601 | 0,528 | 31,2 | 26,0 | 132,9 | 136,2 | 157,7 | 155,3 | 16469,7 | 163,7 |
| Mín. | 822,1 | 1200,0 | 265,9 | 110,6 | 26,5 | 99,9 | 0,17 | 0,28 | 4018,7 | 28,4 | 19,4 | 0,584 | 0,410 | 27,1 | 20,6 | 111,8 | 123,2 | 101,0 | 107,6 | 14094,3 | 150,2 |

TESTE N°4

| CÓDIGO | TEMP. CÁMARA (°C) | TEMP. CHAMMA (°C) | Thi GÁS (°C) | Tho GÁS (°C) | Tci AR (°C) | Tco AR (°C) | Vmh GÁS (kg/s) | Vmc AR (kg/s) | ReD | hi (W/m ² K) | U (W/m ² K) | ε _p | ε | q _e (kW) | q (kW) | Tco, AR (°C) | Tho, GÁS (°C) | TcoP corrig. AR (°C) | ThoP corrig. GÁS (°C) | ReDmáx | ho (W/m ² K) |
|--------|-------------------|-------------------|--------------|--------------|-------------|-------------|----------------|---------------|--------|-------------------------|------------------------|----------------|-------|---------------------|--------|--------------|---------------|----------------------|-----------------------|---------|-------------------------|
| 73 | 898,7 | 1247 | 275,6 | 120,9 | 25,3 | 103,3 | 0,18 | 0,31 | 4314,2 | 30,4 | 21,1 | 0,594 | 0,488 | 29,3 | 24,1 | 120,2 | 126,9 | 108,8 | 114,8 | 15540,1 | 158,5 |
| 74 | 834,2 | 1254 | 274,4 | 121,7 | 24,7 | 104,0 | 0,18 | 0,29 | 4209,6 | 29,7 | 20,5 | 0,589 | 0,479 | 28,3 | 23,0 | 122,4 | 127,3 | 110,7 | 115,0 | 14568,8 | 153,0 |
| 75 | 957,9 | 1209 | 282,0 | 116,4 | 24,9 | 104,9 | 0,18 | 0,29 | 4323,0 | 30,5 | 21,1 | 0,589 | 0,464 | 30,0 | 23,6 | 126,5 | 130,6 | 114,7 | 118,3 | 14811,6 | 154,4 |
| 76 | 877,9 | 1215 | 274,3 | 129,6 | 27,1 | 103,9 | 0,20 | 0,26 | 4555,5 | 32,6 | 22,9 | 0,572 | 0,388 | 30,1 | 20,4 | 140,3 | 133,0 | 126,6 | 120,2 | 13354,8 | 145,7 |
| 77 | 922,6 | 1288 | 259,8 | 127,4 | 27,2 | 102,4 | 0,18 | 0,30 | 4239,9 | 29,9 | 20,7 | 0,592 | 0,500 | 26,7 | 22,5 | 116,3 | 122,1 | 104,9 | 109,9 | 15054,5 | 155,8 |
| 78 | 898,1 | 1296 | 264,3 | 126,1 | 27,8 | 102,2 | 0,18 | 0,29 | 4239,9 | 29,9 | 20,7 | 0,589 | 0,470 | 27,0 | 21,6 | 120,9 | 125,1 | 109,1 | 112,8 | 14568,8 | 153,0 |
| 79 | 975,8 | 1269 | 257,5 | 126,1 | 27,3 | 100,0 | 0,19 | 0,33 | 4489,3 | 31,5 | 22,0 | 0,599 | 0,514 | 28,3 | 24,3 | 112,0 | 119,6 | 101,0 | 107,6 | 16786,4 | 165,5 |
| 80 | 901,3 | 1215 | 255,1 | 122,9 | 28,1 | 100,6 | 0,19 | 0,30 | 4489,3 | 31,5 | 22,0 | 0,588 | 0,466 | 27,4 | 21,7 | 119,6 | 121,6 | 107,6 | 109,3 | 15054,5 | 155,8 |
| 81 | 971,2 | 1272 | 256,1 | 128,0 | 28,6 | 101,4 | 0,19 | 0,31 | 4406,1 | 31,0 | 21,6 | 0,593 | 0,491 | 27,2 | 22,5 | 116,5 | 121,3 | 104,9 | 109,1 | 15540,1 | 158,5 |
| 82 | 909,0 | 1225 | 261,1 | 123,6 | 28,2 | 97,6 | 0,18 | 0,31 | 4239,9 | 29,9 | 20,7 | 0,596 | 0,483 | 26,9 | 21,8 | 113,9 | 122,2 | 102,9 | 110,1 | 15782,9 | 159,9 |
| 83 | 959,9 | 1260 | 255,8 | 126,4 | 28,4 | 97,4 | 0,19 | 0,29 | 4489,3 | 31,5 | 22,0 | 0,585 | 0,428 | 27,3 | 20,0 | 122,5 | 122,8 | 110,2 | 110,4 | 14568,8 | 153,0 |
| 84 | 923,6 | 1350 | 257,5 | 127,1 | 28,7 | 100,1 | 0,18 | 0,28 | 4156,7 | 29,4 | 20,2 | 0,586 | 0,460 | 25,5 | 20,0 | 119,7 | 123,3 | 107,8 | 111,0 | 14083,2 | 150,1 |
| 85 | 973,8 | 1304 | 278,6 | 128,0 | 29,0 | 99,1 | 0,20 | 0,31 | 4727,8 | 33,1 | 23,3 | 0,589 | 0,408 | 31,8 | 22,0 | 130,2 | 131,6 | 118,1 | 119,3 | 15782,9 | 159,9 |
| 86 | 902,3 | 1401 | 281,7 | 119,3 | 29,5 | 105,4 | 0,18 | 0,29 | 4239,9 | 29,9 | 20,7 | 0,590 | 0,458 | 28,9 | 22,4 | 127,4 | 132,8 | 115,8 | 120,6 | 14811,6 | 154,4 |
| 87 | 983,5 | 1356 | 299,1 | 118,7 | 29,4 | 103,7 | 0,20 | 0,29 | 4555,5 | 32,6 | 22,9 | 0,582 | 0,375 | 33,4 | 21,5 | 144,6 | 142,2 | 131,9 | 129,7 | 14568,8 | 153,0 |
| 88 | 908,4 | 1409 | 303,9 | 125,2 | 29,8 | 105,7 | 0,18 | 0,30 | 4156,7 | 29,4 | 20,2 | 0,594 | 0,443 | 31,0 | 23,1 | 131,5 | 140,9 | 120,4 | 128,8 | 15297,3 | 157,2 |
| 89 | 977,0 | 1393 | 307,1 | 127,4 | 28,7 | 107,4 | 0,18 | 0,31 | 4373,3 | 30,8 | 21,4 | 0,593 | 0,437 | 33,0 | 24,3 | 135,5 | 142,0 | 124,0 | 129,8 | 15540,1 | 158,5 |
| 90 | 925,0 | 1404 | 314,9 | 128,1 | 28,5 | 109,4 | 0,19 | 0,30 | 4489,3 | 31,5 | 22,0 | 0,588 | 0,412 | 34,6 | 24,2 | 143,9 | 146,4 | 131,9 | 134,1 | 15054,5 | 155,8 |
| 91 | 989,1 | 1325 | 327,2 | 130,0 | 29,1 | 111,4 | 0,22 | 0,31 | 5141,5 | 35,6 | 25,5 | 0,579 | 0,363 | 40,6 | 25,4 | 160,4 | 154,5 | 147,3 | 141,9 | 15540,1 | 158,5 |
| 92 | 934,0 | 1380 | 324,9 | 129,6 | 29,9 | 111,8 | 0,19 | 0,30 | 4406,1 | 31,0 | 21,6 | 0,591 | 0,419 | 35,1 | 24,9 | 145,3 | 150,5 | 133,6 | 138,3 | 15297,3 | 157,2 |
| 93 | 987,8 | 1403 | 316,8 | 125,6 | 28,8 | 111,1 | 0,18 | 0,31 | 4156,7 | 29,4 | 20,2 | 0,597 | 0,472 | 32,7 | 25,9 | 132,9 | 144,8 | 122,1 | 132,7 | 15782,9 | 159,9 |
| 94 | 955,7 | 1480 | 325,8 | 129,9 | 30,0 | 112,2 | 0,20 | 0,30 | 4786,9 | 33,4 | 23,6 | 0,583 | 0,380 | 37,8 | 24,6 | 156,0 | 153,4 | 143,3 | 140,9 | 15054,5 | 155,8 |
| 95 | 925,0 | 1401 | 329,3 | 130,6 | 30,2 | 114,1 | 0,18 | 0,31 | 4156,7 | 29,4 | 20,2 | 0,596 | 0,456 | 33,9 | 26,0 | 139,8 | 151,1 | 128,8 | 139,0 | 15540,1 | 158,5 |
| 96 | 987,9 | 1484 | 331,7 | 131,1 | 30,8 | 114,4 | 0,19 | 0,29 | 4489,3 | 31,5 | 22,0 | 0,585 | 0,392 | 36,1 | 24,2 | 155,4 | 155,8 | 143,0 | 143,4 | 14568,8 | 153,0 |
| Méd. | 936,7 | 1326,7 | 288,1 | 125,8 | 28,3 | 105,1 | 0,19 | 0,30 | 4418,0 | 31,1 | 21,6 | 0,589 | 0,444 | 31,0 | 23,1 | 131,4 | 135,1 | 124,3 | 128,7 | 15106,4 | 156,0 |
| SD | 41,1 | 83,7 | 28,0 | 4,0 | 1,6 | 5,2 | 0,01 | 0,01 | 243,1 | 1,6 | 1,3 | 0,006 | 0,043 | 4,0 | 1,8 | 14,1 | 12,3 | 13,4 | 11,7 | 690,1 | 4,0 |
| CV | 4,4 | 6,3 | 9,7 | 3,2 | 5,7 | 4,9 | 5,50 | 4,57 | 5,5 | 5,0 | 6,1 | 1,061 | 9,667 | 12,82 | 7,6 | 10,7 | 9,1 | 10,8 | 9,1 | 4,6 | 2,5 |
| Máx. | 989,1 | 1484,0 | 331,7 | 131,1 | 30,8 | 114,4 | 0,22 | 0,33 | 5141,5 | 35,6 | 25,5 | 0,599 | 0,514 | 40,6 | 26,0 | 160,4 | 155,8 | 157,7 | 155,3 | 16786,4 | 165,5 |
| Mín. | 834,2 | 1209,0 | 255,1 | 116,4 | 24,7 | 97,4 | 0,18 | 0,26 | 4156,7 | 29,4 | 20,2 | 0,572 | 0,363 | 25,5 | 20,0 | 112,0 | 119,6 | 101,0 | 107,6 | 13354,8 | 145,7 |

TESTE N°5

| COLÉTA | TEMP. CÁMARA (°C) | TEMP. CHAMA (°C) | Thi GÁS (°C) | Tho GÁS (°C) | Tci AR (°C) | Tco AR (°C) | Vmh GÁS (kg/s) | Vmc AR (kg/s) | ReD | hi (W/m ² K) | U (W/m ² K) | ε _p | ε | q _p (kW) | q (kW) | Tco, AR (°C) | Tho, GÁS (°C) | TcoP corrig. AR (°C) | ThoP corrig. GÁS (°C) | ReDmáx | ho (W/m ² K) |
|--------|-------------------|------------------|--------------|--------------|-------------|-------------|----------------|---------------|--------|-------------------------|------------------------|----------------|-------|---------------------|--------|--------------|---------------|----------------------|-----------------------|---------|-------------------------|
| 97 | 942,0 | 1323 | 272,7 | 112,8 | 29,0 | 91,0 | 0,17 | 0,31 | 4077,8 | 28,8 | 19,7 | 0,599 | 0,433 | 27,2 | 19,7 | 114,7 | 126,7 | 104,2 | 114,7 | 15962,9 | 160,9 |
| 98 | 964,9 | 1398 | 276,4 | 110,9 | 29,2 | 94,6 | 0,21 | 0,29 | 4964,2 | 34,5 | 24,5 | 0,578 | 0,343 | 32,4 | 19,3 | 139,2 | 133,6 | 125,9 | 121,0 | 14811,6 | 154,4 |
| 99 | 1049,1 | 1419 | 300,7 | 119,3 | 29,1 | 100,7 | 0,19 | 0,31 | 4572,4 | 32,1 | 22,5 | 0,590 | 0,390 | 33,5 | 22,1 | 137,5 | 140,4 | 125,5 | 128,2 | 15540,1 | 158,5 |
| 100 | 966,1 | 1420 | 301,1 | 112,6 | 30,0 | 103,8 | 0,17 | 0,29 | 4018,7 | 28,4 | 19,4 | 0,591 | 0,430 | 29,5 | 21,4 | 131,6 | 140,8 | 120,4 | 128,5 | 14568,8 | 153,0 |
| 101 | 1036,7 | 1452 | 315,2 | 114,3 | 29,6 | 104,9 | 0,20 | 0,31 | 4668,7 | 32,7 | 23,0 | 0,590 | 0,388 | 36,0 | 23,7 | 144,2 | 146,7 | 132,2 | 134,4 | 15782,9 | 159,9 |
| 102 | 981,7 | 1366 | 313,9 | 114,1 | 29,8 | 106,5 | 0,19 | 0,30 | 4406,1 | 31,0 | 21,6 | 0,589 | 0,401 | 33,8 | 23,0 | 142,4 | 146,4 | 130,6 | 134,1 | 15054,5 | 155,8 |
| 103 | 1081,0 | 1486 | 308,9 | 116,1 | 29,5 | 105,3 | 0,17 | 0,32 | 4018,7 | 28,4 | 19,4 | 0,600 | 0,471 | 30,8 | 24,2 | 126,1 | 141,3 | 115,8 | 129,3 | 16025,7 | 161,3 |
| 104 | 985,0 | 1402 | 311,1 | 113,5 | 30,4 | 106,6 | 0,18 | 0,28 | 4255,1 | 30,0 | 20,7 | 0,587 | 0,398 | 32,1 | 21,7 | 142,8 | 146,4 | 130,8 | 134,0 | 14326,0 | 151,5 |
| 105 | 1026,3 | 1477 | 315,0 | 114,9 | 30,6 | 107,7 | 0,20 | 0,29 | 4727,8 | 33,1 | 23,3 | 0,580 | 0,363 | 35,7 | 22,3 | 153,7 | 150,0 | 140,8 | 137,4 | 14568,8 | 153,0 |
| 106 | 993,0 | 1401 | 314,0 | 114,6 | 30,3 | 107,9 | 0,21 | 0,29 | 4964,2 | 34,5 | 24,5 | 0,578 | 0,355 | 37,2 | 22,9 | 156,5 | 150,1 | 143,2 | 137,5 | 14811,6 | 154,4 |
| 107 | 1083,0 | 1457 | 327,0 | 116,9 | 30,5 | 108,6 | 0,18 | 0,31 | 4156,7 | 29,4 | 20,2 | 0,596 | 0,428 | 33,6 | 24,2 | 139,1 | 150,3 | 128,2 | 138,2 | 15540,1 | 158,5 |
| 108 | 988,8 | 1461 | 324,8 | 116,7 | 31,9 | 110,0 | 0,18 | 0,31 | 4314,2 | 30,4 | 21,1 | 0,595 | 0,425 | 34,4 | 24,5 | 141,4 | 150,4 | 130,3 | 138,3 | 15782,9 | 159,9 |
| 109 | 992,4 | 1438 | 328,6 | 118,7 | 32,3 | 112,8 | 0,21 | 0,30 | 4905,1 | 34,2 | 24,2 | 0,582 | 0,369 | 38,7 | 24,5 | 159,5 | 156,1 | 146,6 | 143,6 | 15297,3 | 157,2 |
| 110 | 1062,0 | 1432 | 329,5 | 122,7 | 32,4 | 111,8 | 0,18 | 0,31 | 4156,7 | 29,4 | 20,2 | 0,597 | 0,441 | 33,8 | 24,9 | 139,8 | 152,0 | 129,0 | 140,0 | 15782,9 | 159,9 |
| 111 | 991,0 | 1457 | 327,3 | 115,5 | 32,6 | 111,0 | 0,19 | 0,29 | 4489,3 | 31,5 | 22,0 | 0,585 | 0,376 | 35,4 | 22,7 | 154,6 | 155,0 | 142,2 | 142,6 | 14568,8 | 153,0 |
| 112 | 1045,0 | 1487 | 330,0 | 119,8 | 32,6 | 112,2 | 0,21 | 0,29 | 4964,2 | 34,5 | 24,5 | 0,578 | 0,347 | 39,0 | 23,5 | 164,9 | 158,2 | 151,6 | 145,6 | 14811,6 | 154,4 |
| 113 | 1001,2 | 1448 | 333,1 | 115,2 | 33,3 | 111,5 | 0,18 | 0,32 | 4323,0 | 30,5 | 21,1 | 0,597 | 0,421 | 35,4 | 24,9 | 144,2 | 154,2 | 133,2 | 142,1 | 16025,7 | 161,3 |
| 114 | 1033,0 | 1467 | 349,4 | 116,9 | 33,2 | 114,5 | 0,17 | 0,31 | 4073,6 | 28,8 | 19,7 | 0,597 | 0,427 | 35,2 | 25,2 | 146,9 | 160,7 | 136,1 | 148,6 | 15540,1 | 158,5 |
| 115 | 1000,0 | 1461 | 351,5 | 134,6 | 32,9 | 118,2 | 0,18 | 0,28 | 4156,7 | 29,4 | 20,2 | 0,588 | 0,402 | 35,6 | 24,3 | 157,8 | 164,1 | 146,1 | 151,8 | 14326,0 | 151,5 |
| 116 | 1081,1 | 1488 | 358,1 | 139,6 | 32,3 | 120,7 | 0,21 | 0,31 | 4905,1 | 34,2 | 24,2 | 0,584 | 0,374 | 42,7 | 27,4 | 170,3 | 167,8 | 157,7 | 155,3 | 15540,1 | 158,5 |
| 117 | 978,6 | 1452 | 325,0 | 134,0 | 32,1 | 115,8 | 0,19 | 0,29 | 4489,3 | 31,5 | 22,0 | 0,586 | 0,410 | 35,3 | 24,7 | 151,8 | 153,2 | 139,6 | 140,9 | 14811,6 | 154,4 |
| 118 | 1006,0 | 1486 | 330,4 | 133,1 | 33,1 | 114,1 | 0,18 | 0,30 | 4239,9 | 29,9 | 20,7 | 0,593 | 0,428 | 34,2 | 24,7 | 145,5 | 154,0 | 134,2 | 141,8 | 15297,3 | 157,2 |
| 119 | 1046,0 | 1436 | 325,4 | 130,8 | 33,2 | 115,6 | 0,21 | 0,29 | 4905,1 | 34,2 | 24,2 | 0,577 | 0,364 | 37,8 | 23,9 | 163,6 | 156,9 | 150,3 | 144,2 | 14568,8 | 153,0 |
| 120 | 987,3 | 1440 | 330,1 | 127,9 | 33,8 | 113,7 | 0,18 | 0,32 | 4323,0 | 30,5 | 21,1 | 0,597 | 0,435 | 35,0 | 25,5 | 143,4 | 153,3 | 132,4 | 141,2 | 16025,7 | 161,3 |
| Méd. | 1013,4 | 1439,8 | 320,8 | 120,2 | 31,4 | 109,1 | 0,19 | 0,30 | 4461,5 | 31,3 | 21,8 | 0,589 | 0,401 | 34,8 | 23,5 | 146,3 | 150,4 | 124,3 | 128,7 | 15223,8 | 156,7 |
| SD | 39,9 | 40,4 | 20,1 | 8,3 | 1,6 | 6,9 | 0,01 | 0,01 | 336,2 | 2,2 | 1,8 | 0,008 | 0,034 | 3,2 | 1,8 | 12,7 | 9,2 | 13,4 | 11,7 | 584,6 | 3,3 |
| CV | 3,9 | 2,8 | 6,3 | 6,9 | 5,1 | 6,4 | 7,54 | 3,84 | 7,5 | 6,9 | 8,3 | 1,283 | 8,467 | 9,19 | 7,7 | 8,7 | 6,1 | 10,8 | 9,1 | 3,8 | 2,1 |
| Máx. | 1083,0 | 1488,0 | 358,1 | 139,6 | 33,8 | 120,7 | 0,21 | 0,32 | 4964,2 | 34,5 | 24,5 | 0,600 | 0,471 | 42,7 | 27,4 | 170,3 | 167,8 | 157,7 | 155,3 | 16025,7 | 161,3 |
| Mín. | 942,0 | 1323,0 | 272,7 | 110,9 | 29,0 | 91,0 | 0,17 | 0,28 | 4018,7 | 28,4 | 19,4 | 0,577 | 0,343 | 27,2 | 19,3 | 114,7 | 126,7 | 101,0 | 107,6 | 14326,0 | 151,5 |

TESTE N°6

| COLETA | TEMP. CÁMARA (°C) | TEMP. CHAMMA (°C) | Thi GÁS (°C) | Tho GÁS (°C) | Tci AR (°C) | Tco AR (°C) | Vmh GÁS (kg/s) | Vmc AR (kg/s) | ReD | hi (W/m ² K) | U (W/m ² K) | ε _p | ε | q _e (kW) | q (kW) | Tco, AR (°C) | Tho, GÁS (°C) | TcoP corrig. AR (°C) | ThoP corrig. GÁS (°C) | ReDmáx | ho (W/m ² K) |
|--------|-------------------|-------------------|--------------|--------------|-------------|-------------|----------------|---------------|--------|-------------------------|------------------------|----------------|-------|---------------------|--------|--------------|---------------|----------------------|-----------------------|---------|-------------------------|
| 121 | 966,2 | 1282 | 281,4 | 112,8 | 30,5 | 99,5 | 0,19 | 0,30 | 4572,4 | 32,1 | 22,5 | 0,588 | 0,400 | 30,9 | 21,0 | 131,9 | 133,7 | 119,8 | 121,4 | 15297,3 | 157,2 |
| 122 | 970,3 | 1258 | 310,2 | 118,9 | 32,0 | 107,9 | 0,18 | 0,30 | 4156,7 | 29,4 | 20,2 | 0,594 | 0,437 | 31,4 | 23,1 | 135,3 | 144,8 | 124,2 | 132,7 | 15297,3 | 157,2 |
| 123 | 1024,0 | 1340 | 319,4 | 120,7 | 32,9 | 109,2 | 0,19 | 0,27 | 4491,4 | 31,5 | 22,0 | 0,577 | 0,351 | 34,0 | 20,7 | 158,4 | 154,1 | 145,3 | 141,4 | 13597,6 | 147,2 |
| 124 | 1030,0 | 1383 | 341,8 | 135,4 | 33,5 | 114,7 | 0,19 | 0,28 | 4572,4 | 32,1 | 22,5 | 0,579 | 0,353 | 37,4 | 22,8 | 166,8 | 163,2 | 153,9 | 150,6 | 14083,2 | 150,1 |
| 125 | 1048,0 | 1418 | 343,9 | 138,0 | 34,3 | 118,5 | 0,18 | 0,27 | 4239,9 | 29,9 | 20,7 | 0,583 | 0,385 | 35,0 | 23,1 | 161,9 | 163,4 | 149,6 | 151,0 | 13777,5 | 148,3 |
| 126 | 956,0 | 1316 | 324,8 | 134,0 | 34,7 | 116,1 | 0,20 | 0,29 | 4846,0 | 33,8 | 23,9 | 0,580 | 0,373 | 37,3 | 24,0 | 161,2 | 156,5 | 148,1 | 144,0 | 14811,6 | 154,4 |
| 127 | 1021,0 | 1462 | 334,3 | 137,2 | 30,2 | 116,0 | 0,20 | 0,29 | 4786,9 | 33,4 | 23,6 | 0,579 | 0,374 | 38,6 | 24,9 | 163,2 | 158,2 | 150,1 | 145,6 | 14568,8 | 153,0 |
| 128 | 951,0 | 1329 | 335,0 | 129,1 | 32,8 | 115,5 | 0,20 | 0,31 | 4786,9 | 33,4 | 23,6 | 0,586 | 0,386 | 38,8 | 25,6 | 158,2 | 157,8 | 145,8 | 145,4 | 15540,1 | 158,5 |
| 129 | 1020,0 | 1439 | 345,0 | 135,1 | 33,1 | 116,6 | 0,17 | 0,32 | 4073,6 | 28,8 | 19,7 | 0,600 | 0,459 | 34,8 | 26,7 | 142,3 | 158,0 | 131,9 | 146,0 | 16025,7 | 161,3 |
| 130 | 980,5 | 1412 | 323,3 | 132,7 | 33,2 | 113,7 | 0,19 | 0,30 | 4406,1 | 31,0 | 21,6 | 0,589 | 0,413 | 34,5 | 24,1 | 148,2 | 152,3 | 136,4 | 140,0 | 15054,5 | 155,8 |
| 131 | 1026,0 | 1369 | 310,7 | 125,1 | 34,1 | 114,8 | 0,19 | 0,29 | 4572,4 | 32,1 | 22,5 | 0,583 | 0,405 | 33,7 | 23,4 | 150,4 | 149,4 | 137,9 | 136,9 | 14568,8 | 153,0 |
| 132 | 1002,0 | 1375 | 321,8 | 132,0 | 34,2 | 113,2 | 0,19 | 0,28 | 4550,5 | 31,9 | 22,4 | 0,582 | 0,376 | 34,8 | 22,5 | 156,4 | 154,5 | 143,7 | 142,0 | 14326,0 | 151,5 |
| 133 | 1051,0 | 1487 | 342,0 | 135,4 | 33,5 | 117,4 | 0,18 | 0,32 | 4323,0 | 30,5 | 21,1 | 0,597 | 0,439 | 36,4 | 26,8 | 147,6 | 157,9 | 136,6 | 145,8 | 16025,7 | 161,3 |
| 134 | 998,2 | 1493 | 318,4 | 133,1 | 34,0 | 113,6 | 0,18 | 0,31 | 4239,9 | 29,9 | 20,7 | 0,595 | 0,446 | 32,8 | 24,6 | 140,1 | 149,2 | 129,0 | 137,1 | 15540,1 | 158,5 |
| 135 | 999,2 | 1351 | 349,1 | 138,3 | 33,6 | 121,5 | 0,18 | 0,29 | 4156,7 | 29,4 | 20,2 | 0,590 | 0,425 | 35,4 | 25,5 | 155,6 | 163,0 | 144,0 | 150,8 | 14568,8 | 153,0 |
| 136 | 934,1 | 1325 | 342,0 | 136,0 | 34,1 | 121,9 | 0,17 | 0,30 | 4073,6 | 28,8 | 19,7 | 0,594 | 0,459 | 34,1 | 26,3 | 147,8 | 159,2 | 136,8 | 147,0 | 15054,5 | 155,8 |
| 137 | 1021,0 | 1399 | 354,7 | 142,4 | 33,9 | 124,3 | 0,18 | 0,30 | 4239,9 | 29,9 | 20,7 | 0,593 | 0,442 | 36,9 | 27,5 | 155,1 | 164,3 | 143,8 | 152,2 | 15297,3 | 157,2 |
| 138 | 930,0 | 1331 | 325,0 | 140,9 | 32,1 | 119,5 | 0,18 | 0,31 | 4323,0 | 30,5 | 21,1 | 0,595 | 0,474 | 34,5 | 27,5 | 141,9 | 150,6 | 130,7 | 138,5 | 15782,9 | 159,9 |
| 139 | 1004,0 | 1422 | 331,1 | 134,8 | 33,1 | 116,1 | 0,20 | 0,29 | 4846,0 | 33,8 | 23,9 | 0,580 | 0,371 | 38,3 | 24,5 | 163,0 | 158,3 | 150,0 | 145,7 | 14811,6 | 154,4 |
| 140 | 929,6 | 1312 | 324,6 | 137,2 | 34,4 | 118,4 | 0,18 | 0,31 | 4156,7 | 29,4 | 20,2 | 0,596 | 0,471 | 32,9 | 26,0 | 140,7 | 151,6 | 129,7 | 139,6 | 15540,1 | 158,5 |
| 141 | 956,2 | 1345 | 336,7 | 133,1 | 35,0 | 118,1 | 0,18 | 0,31 | 4323,0 | 30,5 | 21,1 | 0,595 | 0,438 | 35,5 | 26,1 | 148,1 | 157,1 | 136,9 | 145,0 | 15782,9 | 159,9 |
| 142 | 939,9 | 1340 | 338,0 | 138,9 | 35,1 | 121,0 | 0,20 | 0,29 | 4727,8 | 33,1 | 23,3 | 0,580 | 0,380 | 38,0 | 24,9 | 166,2 | 162,2 | 153,2 | 149,6 | 14568,8 | 153,0 |
| 143 | 1001,0 | 1380 | 342,3 | 142,4 | 35,4 | 121,4 | 0,18 | 0,31 | 4156,7 | 29,4 | 20,2 | 0,596 | 0,456 | 34,8 | 26,6 | 147,8 | 159,4 | 136,9 | 147,3 | 15540,1 | 158,5 |
| 144 | 934,9 | 1351 | 336,8 | 140,0 | 35,3 | 120,5 | 0,19 | 0,30 | 4406,1 | 31,0 | 21,6 | 0,591 | 0,427 | 35,9 | 25,9 | 153,3 | 158,6 | 141,6 | 146,4 | 15297,3 | 157,2 |
| Méd. | 987,3 | 1371,6 | 330,5 | 133,5 | 33,5 | 116,2 | 0,19 | 0,30 | 4417,8 | 31,1 | 21,6 | 0,589 | 0,414 | 35,3 | 24,8 | 151,7 | 155,7 | 124,3 | 128,7 | 15031,6 | 155,6 |
| SD | 39,1 | 60,7 | 15,8 | 7,4 | 1,3 | 5,3 | 0,01 | 0,01 | 252,1 | 1,6 | 1,4 | 0,007 | 0,038 | 2,1 | 1,9 | 9,8 | 6,9 | 13,4 | 11,7 | 672,5 | 3,9 |
| CV | 4,0 | 4,4 | 4,8 | 5,6 | 4,0 | 4,6 | 5,71 | 4,47 | 5,7 | 5,2 | 6,3 | 1,206 | 9,254 | 6,09 | 7,7 | 6,5 | 4,4 | 10,8 | 9,1 | 4,5 | 2,5 |
| Máx. | 1051,0 | 1493,0 | 354,7 | 142,4 | 35,4 | 124,3 | 0,20 | 0,32 | 4846,0 | 33,8 | 23,9 | 0,600 | 0,474 | 38,8 | 27,5 | 166,8 | 164,3 | 157,7 | 155,3 | 16025,7 | 161,3 |
| Mín. | 929,6 | 1258,0 | 281,4 | 112,8 | 30,2 | 99,5 | 0,17 | 0,27 | 4073,6 | 28,8 | 19,7 | 0,577 | 0,351 | 30,9 | 20,7 | 131,9 | 133,7 | 101,0 | 107,6 | 13597,6 | 147,2 |

TOTAL DOS TESTES DE 1 a 6

| Σ COLT | TEMP. CÂMARA (°C) | TEMP. CHAMA (°C) | Thi GÁS (°C) | Tho GÁS (°C) | Tci AR (°C) | Tco AR (°C) | Vmh GÁS (kg/s) | Vmc AR (kg/s) | ReD | hi (W/m ² K) | U (W/m ² K) | ε _p | ε | q _s (kW) | q (kW) | Tco, AR (°C) | Tho _s GÁS (°C) | TcoP corrig. AR (°C) | ThoP corrig. GÁS (°C) | ReDmáx | ho (W/m ² K) |
|-----------|-------------------------|------------------------|-----------------|-----------------|----------------|-------------------|----------------------|---------------------|--------|-------------------------------|------------------------------|----------------|--------|------------------------|-----------|-----------------|---------------------------------|----------------------------|--------------------------------|---------|-------------------------------|
| Méd. | 940,4 | 1340,9 | 300,6 | 123,3 | 30,0 | 108,8 | 0,18 | 0,30 | 4357,0 | 30,7 | 21,3 | 0,590 | 0,443 | 31,8 | 23,7 | 136,0 | 140,9 | 124,3 | 128,7 | 15130,7 | 156,2 |
| SD | 62,2 | 77,5 | 24,9 | 7,7 | 2,4 | 6,7 | 0,01 | 0,01 | 231,1 | 1,5 | 1,3 | 0,006 | 0,044 | 3,4 | 1,9 | 13,8 | 11,7 | 13,4 | 11,7 | 672,8 | 3,9 |
| CV | 6,6 | 5,8 | 8,3 | 6,2 | 8,1 | 6,1 | 5,30 | 4,45 | 5,3 | 4,9 | 5,9 | 1,054 | 10,020 | 10,60 | 7,8 | 10,2 | 8,3 | 10,8 | 9,1 | 4,4 | 2,5 |
| Máx. | 1083,0 | 1493,0 | 358,1 | 142,4 | 35,4 | 124,3 | 0,22 | 0,33 | 5141,5 | 35,6 | 25,5 | 0,601 | 0,566 | 42,7 | 27,9 | 170,3 | 167,8 | 157,7 | 155,3 | 16786,4 | 165,5 |
| Mín. | 822,1 | 1200,0 | 255,1 | 110,6 | 24,7 | 91,0 | 0,17 | 0,26 | 4018,7 | 28,4 | 19,4 | 0,572 | 0,343 | 25,5 | 18,8 | 111,8 | 119,6 | 101,0 | 107,6 | 13354,8 | 145,7 |

ANEXO F

DADOS DOS TESTES DAS PERDAS DE CARGA INTERNA AOS TUBOS

| 30 HZ | | | | | | | | | | |
|-------|-----------------------|-----------------------|-----------------------|--------------------------|--------------------------|---|--------------------------------------|---|----------------------------------|--|
| Nº | VELOCIDADE i (m/s) | Vazão total (m3/s) | Vazão total (kg/s) | Vazão por tubo (kg/s) | Vazão por tubo (m3/s) | ΔP_i predito fanning mood (mmca) | ΔP_i predito kakaç (mmca) | ΔP_i predito saunders (mmca) | ΔP_i medido (mmca) | |
| 1 | 5,40 | 0,170 | 0,197 | 0,0016 | 0,0014 | 3,0 | 3,9 | 4,4 | 4±0,5 | |
| 2 | 5,90 | 0,185 | 0,215 | 0,0018 | 0,0015 | 3,6 | 4,5 | 5,1 | 4±0,5 | |
| 3 | 4,70 | 0,148 | 0,171 | 0,0014 | 0,0012 | 2,3 | 3,1 | 3,5 | 4±0,5 | |
| 4 | 4,90 | 0,154 | 0,179 | 0,0015 | 0,0013 | 2,5 | 3,3 | 3,7 | 4±0,5 | |
| 5 | 5,80 | 0,182 | 0,212 | 0,0018 | 0,0015 | 3,4 | 4,4 | 5,0 | 4±0,5 | |
| 6 | 6,30 | 0,198 | 0,230 | 0,0019 | 0,0016 | 4,1 | 5,1 | 5,7 | 4±0,5 | |
| 7 | 4,80 | 0,151 | 0,175 | 0,0015 | 0,0013 | 2,4 | 3,2 | 3,6 | 4±0,5 | |
| 8 | 5,40 | 0,170 | 0,197 | 0,0016 | 0,0014 | 3,0 | 3,9 | 4,4 | 4±0,5 | |
| 9 | 5,10 | 0,160 | 0,186 | 0,0016 | 0,0013 | 2,7 | 3,5 | 4,0 | 4±0,5 | |
| 10 | 4,80 | 0,151 | 0,175 | 0,0015 | 0,0013 | 2,4 | 3,2 | 3,6 | 4±0,5 | |
| 11 | 5,10 | 0,160 | 0,186 | 0,0016 | 0,0013 | 2,7 | 3,5 | 4,0 | 4±0,5 | |
| 12 | 5,10 | 0,160 | 0,186 | 0,0016 | 0,0013 | 2,7 | 3,5 | 4,0 | 4±0,5 | |
| 13 | 5,80 | 0,182 | 0,212 | 0,0018 | 0,0015 | 3,4 | 4,4 | 5,0 | 4±0,5 | |
| 14 | 4,90 | 0,154 | 0,179 | 0,0015 | 0,0013 | 2,5 | 3,3 | 3,7 | 4±0,5 | |
| 15 | 4,90 | 0,154 | 0,179 | 0,0015 | 0,0013 | 2,5 | 3,3 | 3,7 | 4±0,5 | |
| 16 | 5,90 | 0,185 | 0,215 | 0,0018 | 0,0015 | 3,6 | 4,5 | 5,1 | 4±0,5 | |
| 17 | 5,80 | 0,182 | 0,212 | 0,0018 | 0,0015 | 3,4 | 4,4 | 5,0 | 4±0,5 | |
| 18 | 5,10 | 0,160 | 0,186 | 0,0016 | 0,0013 | 2,7 | 3,5 | 4,0 | 4±0,5 | |
| 19 | 5,30 | 0,167 | 0,193 | 0,0016 | 0,0014 | 2,9 | 3,8 | 4,3 | 4±0,5 | |
| 20 | 5,70 | 0,179 | 0,208 | 0,0017 | 0,0015 | 3,3 | 4,3 | 4,8 | 4±0,5 | |
| 21 | 4,90 | 0,154 | 0,179 | 0,0015 | 0,0013 | 2,5 | 3,3 | 3,7 | 4±0,5 | |
| 22 | 4,80 | 0,151 | 0,175 | 0,0015 | 0,0013 | 2,4 | 3,2 | 3,6 | 4±0,5 | |
| 23 | 5,60 | 0,176 | 0,204 | 0,0017 | 0,0015 | 3,2 | 4,1 | 4,7 | 4±0,5 | |
| 24 | 5,00 | 0,157 | 0,182 | 0,0015 | 0,0013 | 2,6 | 3,4 | 3,9 | 4±0,5 | |
| 25 | 5,90 | 0,185 | 0,215 | 0,0018 | 0,0015 | 3,6 | 4,5 | 5,1 | 4±0,5 | |
| 26 | 4,90 | 0,154 | 0,179 | 0,0015 | 0,0013 | 2,5 | 3,3 | 3,7 | 4±0,5 | |
| 27 | 5,40 | 0,170 | 0,197 | 0,0016 | 0,0014 | 3,0 | 3,9 | 4,4 | 4±0,5 | |
| 28 | 5,00 | 0,157 | 0,182 | 0,0015 | 0,0013 | 2,6 | 3,4 | 3,9 | 4±0,5 | |
| 29 | 5,30 | 0,167 | 0,193 | 0,0016 | 0,0014 | 2,9 | 3,8 | 4,3 | 4±0,5 | |
| 30 | 5,30 | 0,167 | 0,193 | 0,0016 | 0,0014 | 2,9 | 3,8 | 4,3 | 4±0,5 | |
| Méd. | 5,29 | 0,166 | 0,193 | 0,0016 | 0,0014 | 2,9 | 3,8 | 4,3 | 4,0 | |
| SD | 0,43 | 0,014 | 0,016 | 0,0001 | 0,0001 | 0,5 | 0,5 | 0,6 | 1,0 | |
| Máx. | 6,30 | 0,198 | 0,230 | 0,0019 | 0,0016 | 4,1 | 5,1 | 5,7 | 4,5 | |
| Min. | 4,70 | 0,148 | 0,171 | 0,0014 | 0,0012 | 2,3 | 3,1 | 3,5 | 3,5 | |

35 HZ

| Nº | VELOCIDADE i (m/s) | Vazão total (m ³ /s) | Vazão total (kg/s) | Vazão por tubo (kg/s) | Vazão por tubo (m ³ /s) | ΔPi predito fining mood (mmca) | ΔPi predito kakaç (mmca) | ΔPi predito saunders (mmca) | ΔPi medido (mmca) |
|------|-----------------------|------------------------------------|-----------------------|--------------------------|---------------------------------------|-----------------------------------|-----------------------------|--------------------------------|-------------------------|
| 1 | 6,50 | 0,204 | 0,237 | 0,0020 | 0,0017 | 4,3 | 5,3 | 6,1 | 5±0,5 |
| 2 | 6,10 | 0,192 | 0,223 | 0,0019 | 0,0016 | 3,8 | 4,8 | 5,4 | 5±0,5 |
| 3 | 6,90 | 0,217 | 0,252 | 0,0021 | 0,0018 | 4,9 | 5,9 | 6,7 | 5±0,5 |
| 4 | 6,60 | 0,207 | 0,241 | 0,0020 | 0,0017 | 4,4 | 5,5 | 6,2 | 5±0,5 |
| 5 | 5,90 | 0,185 | 0,215 | 0,0018 | 0,0015 | 3,6 | 4,5 | 5,1 | 5±0,5 |
| 6 | 5,80 | 0,182 | 0,212 | 0,0018 | 0,0015 | 3,4 | 4,4 | 5,0 | 5±0,5 |
| 7 | 6,50 | 0,204 | 0,237 | 0,0020 | 0,0017 | 4,3 | 5,3 | 6,1 | 5±0,5 |
| 8 | 5,90 | 0,185 | 0,215 | 0,0018 | 0,0015 | 3,6 | 4,5 | 5,1 | 5±0,5 |
| 9 | 6,80 | 0,214 | 0,248 | 0,0021 | 0,0018 | 4,7 | 5,8 | 6,6 | 5±0,5 |
| 10 | 6,10 | 0,192 | 0,223 | 0,0019 | 0,0016 | 3,8 | 4,8 | 5,4 | 5±0,5 |
| 11 | 5,90 | 0,185 | 0,215 | 0,0018 | 0,0015 | 3,6 | 4,5 | 5,1 | 5±0,5 |
| 12 | 6,10 | 0,192 | 0,223 | 0,0019 | 0,0016 | 3,8 | 4,8 | 5,4 | 5±0,5 |
| 13 | 6,20 | 0,195 | 0,226 | 0,0019 | 0,0016 | 3,9 | 4,9 | 5,6 | 5±0,5 |
| 14 | 6,60 | 0,207 | 0,241 | 0,0020 | 0,0017 | 4,4 | 5,5 | 6,2 | 5±0,5 |
| 15 | 5,60 | 0,176 | 0,204 | 0,0017 | 0,0015 | 3,2 | 4,1 | 4,7 | 5±0,5 |
| 16 | 6,90 | 0,217 | 0,252 | 0,0021 | 0,0018 | 4,9 | 5,9 | 6,7 | 5±0,5 |
| 17 | 5,70 | 0,179 | 0,208 | 0,0017 | 0,0015 | 3,3 | 4,3 | 4,8 | 5±0,5 |
| 18 | 6,80 | 0,214 | 0,248 | 0,0021 | 0,0018 | 4,7 | 5,8 | 6,6 | 5±0,5 |
| 19 | 6,70 | 0,210 | 0,244 | 0,0020 | 0,0018 | 4,6 | 5,6 | 6,4 | 5±0,5 |
| 20 | 6,40 | 0,201 | 0,234 | 0,0019 | 0,0017 | 4,2 | 5,2 | 5,9 | 5±0,5 |
| 21 | 6,90 | 0,217 | 0,252 | 0,0021 | 0,0018 | 4,9 | 5,9 | 6,7 | 5±0,5 |
| 22 | 7,00 | 0,220 | 0,255 | 0,0021 | 0,0018 | 5,0 | 6,1 | 6,9 | 5±0,5 |
| 23 | 5,80 | 0,182 | 0,212 | 0,0018 | 0,0015 | 3,4 | 4,4 | 5,0 | 5±0,5 |
| 24 | 6,50 | 0,204 | 0,237 | 0,0020 | 0,0017 | 4,3 | 5,3 | 6,1 | 5±0,5 |
| 25 | 6,50 | 0,204 | 0,237 | 0,0020 | 0,0017 | 4,3 | 5,3 | 6,1 | 5±0,5 |
| 26 | 6,90 | 0,217 | 0,252 | 0,0021 | 0,0018 | 4,9 | 5,9 | 6,7 | 5±0,5 |
| 27 | 6,80 | 0,214 | 0,248 | 0,0021 | 0,0018 | 4,7 | 5,8 | 6,6 | 5±0,5 |
| 28 | 6,30 | 0,198 | 0,230 | 0,0019 | 0,0016 | 4,1 | 5,1 | 5,7 | 5±0,5 |
| 29 | 6,10 | 0,192 | 0,223 | 0,0019 | 0,0016 | 3,8 | 4,8 | 5,4 | 5±0,5 |
| 30 | 6,00 | 0,188 | 0,219 | 0,0018 | 0,0016 | 3,7 | 4,7 | 5,3 | 5±0,5 |
| Méd. | 6,36 | 0,200 | 0,232 | 0,0019 | 0,0017 | 4,1 | 5,2 | 5,9 | 5,0 |
| SD | 0,42 | 0,013 | 0,015 | 0,0001 | 0,0001 | 0,5 | 0,6 | 0,7 | 1,0 |
| Máx. | 7,00 | 0,220 | 0,255 | 0,0021 | 0,0018 | 5,0 | 6,1 | 6,9 | 5,5 |
| Min. | 5,60 | 0,176 | 0,204 | 0,0017 | 0,0015 | 3,2 | 4,1 | 4,7 | 4,5 |

| 40 HZ | | | | | | | | | | |
|-------|-----------------------|------------------------------------|-----------------------|--------------------------|---------------------------------------|-----------------------------------|-----------------------------|--------------------------------|-------------------------|--|
| Nº | VELOCIDADE i (m/s) | Vazão total (m ³ /s) | Vazão total (kg/s) | Vazão por tubo (kg/s) | Vazão por tubo (m ³ /s) | ΔPi predito fining mood (mmca) | ΔPi predito kakaç (mmca) | ΔPi predito saunders (mmca) | ΔPi medido (mmca) | |
| 1 | 7,40 | 0,232 | 0,270 | 0,0023 | 0,0019 | 5,6 | 6,7 | 7,6 | 6±0,5 | |
| 2 | 7,70 | 0,242 | 0,281 | 0,0023 | 0,0020 | 6,1 | 7,1 | 8,1 | 6±0,5 | |
| 3 | 7,80 | 0,245 | 0,285 | 0,0024 | 0,0020 | 6,2 | 7,3 | 8,3 | 6±0,5 | |
| 4 | 7,70 | 0,242 | 0,281 | 0,0023 | 0,0020 | 6,1 | 7,1 | 8,1 | 6±0,5 | |
| 5 | 8,00 | 0,251 | 0,292 | 0,0024 | 0,0021 | 6,5 | 7,6 | 8,7 | 6±0,5 | |
| 6 | 7,70 | 0,242 | 0,281 | 0,0023 | 0,0020 | 6,1 | 7,1 | 8,1 | 6±0,5 | |
| 7 | 7,20 | 0,226 | 0,263 | 0,0022 | 0,0019 | 5,3 | 6,4 | 7,2 | 6±0,5 | |
| 8 | 6,70 | 0,210 | 0,244 | 0,0020 | 0,0018 | 4,6 | 5,6 | 6,4 | 6±0,5 | |
| 9 | 7,00 | 0,220 | 0,255 | 0,0021 | 0,0018 | 5,0 | 6,1 | 6,9 | 6±0,5 | |
| 10 | 7,20 | 0,226 | 0,263 | 0,0022 | 0,0019 | 5,3 | 6,4 | 7,2 | 6±0,5 | |
| 11 | 7,50 | 0,236 | 0,274 | 0,0023 | 0,0020 | 5,7 | 6,8 | 7,8 | 6±0,5 | |
| 12 | 6,90 | 0,217 | 0,252 | 0,0021 | 0,0018 | 4,9 | 5,9 | 6,7 | 6±0,5 | |
| 13 | 8,10 | 0,254 | 0,296 | 0,0025 | 0,0021 | 6,7 | 7,8 | 8,9 | 6±0,5 | |
| 14 | 7,80 | 0,245 | 0,285 | 0,0024 | 0,0020 | 6,2 | 7,3 | 8,3 | 6±0,5 | |
| 15 | 7,50 | 0,236 | 0,274 | 0,0023 | 0,0020 | 5,7 | 6,8 | 7,8 | 6±0,5 | |
| 16 | 7,20 | 0,226 | 0,263 | 0,0022 | 0,0019 | 5,3 | 6,4 | 7,2 | 6±0,5 | |
| 17 | 8,00 | 0,251 | 0,292 | 0,0024 | 0,0021 | 6,5 | 7,6 | 8,7 | 6±0,5 | |
| 18 | 6,80 | 0,214 | 0,248 | 0,0021 | 0,0018 | 4,7 | 5,8 | 6,6 | 6±0,5 | |
| 19 | 8,00 | 0,251 | 0,292 | 0,0024 | 0,0021 | 6,5 | 7,6 | 8,7 | 6±0,5 | |
| 20 | 7,40 | 0,232 | 0,270 | 0,0023 | 0,0019 | 5,6 | 6,7 | 7,6 | 6±0,5 | |
| 21 | 7,30 | 0,229 | 0,266 | 0,0022 | 0,0019 | 5,4 | 6,5 | 7,4 | 6±0,5 | |
| 22 | 7,60 | 0,239 | 0,277 | 0,0023 | 0,0020 | 5,9 | 7,0 | 8,0 | 6±0,5 | |
| 23 | 7,20 | 0,226 | 0,263 | 0,0022 | 0,0019 | 5,3 | 6,4 | 7,2 | 6±0,5 | |
| 24 | 6,80 | 0,214 | 0,248 | 0,0021 | 0,0018 | 4,7 | 5,8 | 6,6 | 6±0,5 | |
| 25 | 6,90 | 0,217 | 0,252 | 0,0021 | 0,0018 | 4,9 | 5,9 | 6,7 | 6±0,5 | |
| 26 | 6,80 | 0,214 | 0,248 | 0,0021 | 0,0018 | 4,7 | 5,8 | 6,6 | 6±0,5 | |
| 27 | 6,70 | 0,210 | 0,244 | 0,0020 | 0,0018 | 4,6 | 5,6 | 6,4 | 6±0,5 | |
| 28 | 7,70 | 0,242 | 0,281 | 0,0023 | 0,0020 | 6,1 | 7,1 | 8,1 | 6±0,5 | |
| 29 | 8,10 | 0,254 | 0,296 | 0,0025 | 0,0021 | 6,7 | 7,8 | 8,9 | 6±0,5 | |
| 30 | 7,90 | 0,248 | 0,288 | 0,0024 | 0,0021 | 6,4 | 7,4 | 8,5 | 6±0,5 | |
| Méd. | 7,42 | 0,233 | 0,271 | 0,0023 | 0,0019 | 5,6 | 6,7 | 7,6 | 6,0 | |
| SD | 0,45 | 0,014 | 0,016 | 0,0001 | 0,0001 | 0,7 | 0,7 | 0,8 | 1,0 | |
| Máx. | 8,10 | 0,254 | 0,296 | 0,0025 | 0,0021 | 6,7 | 7,8 | 8,9 | 6,5 | |
| Min. | 6,70 | 0,210 | 0,244 | 0,0020 | 0,0018 | 4,6 | 5,6 | 6,4 | 5,5 | |

| 45 HZ | | | | | | | | | |
|-------|-----------------------|-----------------------|-----------------------|--------------------------|--------------------------|---|--------------------------------------|---|----------------------------------|
| Nº | VELOCIDADE i (m/s) | Vazão total (m3/s) | Vazão total (kg/s) | Vazão por tubo (kg/s) | Vazão por tubo (m3/s) | ΔP_i predito fmining mood (mmca) | ΔP_i predito kakaç (mmca) | ΔP_i predito saunders (mmca) | ΔP_i medido (mmca) |
| 1 | 8,90 | 0,280 | 0,325 | 0,0027 | 0,0023 | 8,1 | 9,1 | 10,5 | 8±0,5 |
| 2 | 8,30 | 0,261 | 0,303 | 0,0025 | 0,0022 | 7,0 | 8,1 | 9,3 | 8±0,5 |
| 3 | 8,20 | 0,258 | 0,299 | 0,0025 | 0,0021 | 6,9 | 7,9 | 9,1 | 8±0,5 |
| 4 | 9,10 | 0,286 | 0,332 | 0,0028 | 0,0024 | 8,5 | 9,5 | 10,9 | 8±0,5 |
| 5 | 8,60 | 0,270 | 0,314 | 0,0026 | 0,0023 | 7,5 | 8,6 | 9,9 | 8±0,5 |
| 6 | 8,90 | 0,280 | 0,325 | 0,0027 | 0,0023 | 8,1 | 9,1 | 10,5 | 8±0,5 |
| 7 | 8,50 | 0,267 | 0,310 | 0,0026 | 0,0022 | 7,4 | 8,4 | 9,7 | 8±0,5 |
| 8 | 7,90 | 0,248 | 0,288 | 0,0024 | 0,0021 | 6,4 | 7,4 | 8,5 | 8±0,5 |
| 9 | 9,00 | 0,283 | 0,328 | 0,0027 | 0,0024 | 8,3 | 9,3 | 10,7 | 8±0,5 |
| 10 | 8,20 | 0,258 | 0,299 | 0,0025 | 0,0021 | 6,9 | 7,9 | 9,1 | 8±0,5 |
| 11 | 9,10 | 0,286 | 0,332 | 0,0028 | 0,0024 | 8,5 | 9,5 | 10,9 | 8±0,5 |
| 12 | 9,30 | 0,292 | 0,339 | 0,0028 | 0,0024 | 8,8 | 9,9 | 11,3 | 8±0,5 |
| 13 | 8,30 | 0,261 | 0,303 | 0,0025 | 0,0022 | 7,0 | 8,1 | 9,3 | 8±0,5 |
| 14 | 9,20 | 0,289 | 0,336 | 0,0028 | 0,0024 | 8,6 | 9,7 | 11,1 | 8±0,5 |
| 15 | 9,20 | 0,289 | 0,336 | 0,0028 | 0,0024 | 8,6 | 9,7 | 11,1 | 8±0,5 |
| 16 | 8,60 | 0,270 | 0,314 | 0,0026 | 0,0023 | 7,5 | 8,6 | 9,9 | 8±0,5 |
| 17 | 8,80 | 0,276 | 0,321 | 0,0027 | 0,0023 | 7,9 | 9,0 | 10,3 | 8±0,5 |
| 18 | 8,40 | 0,264 | 0,306 | 0,0026 | 0,0022 | 7,2 | 8,3 | 9,5 | 8±0,5 |
| 19 | 9,30 | 0,292 | 0,339 | 0,0028 | 0,0024 | 8,8 | 9,9 | 11,3 | 8±0,5 |
| 20 | 7,80 | 0,245 | 0,285 | 0,0024 | 0,0020 | 6,2 | 7,3 | 8,3 | 8±0,5 |
| 21 | 9,00 | 0,283 | 0,328 | 0,0027 | 0,0024 | 8,3 | 9,3 | 10,7 | 8±0,5 |
| 22 | 8,40 | 0,264 | 0,306 | 0,0026 | 0,0022 | 7,2 | 8,3 | 9,5 | 8±0,5 |
| 23 | 8,50 | 0,267 | 0,310 | 0,0026 | 0,0022 | 7,4 | 8,4 | 9,7 | 8±0,5 |
| 24 | 7,80 | 0,245 | 0,285 | 0,0024 | 0,0020 | 6,2 | 7,3 | 8,3 | 8±0,5 |
| 25 | 7,80 | 0,245 | 0,285 | 0,0024 | 0,0020 | 6,2 | 7,3 | 8,3 | 8±0,5 |
| 26 | 9,20 | 0,289 | 0,336 | 0,0028 | 0,0024 | 8,6 | 9,7 | 11,1 | 8±0,5 |
| 27 | 8,70 | 0,273 | 0,317 | 0,0026 | 0,0023 | 7,7 | 8,8 | 10,1 | 8±0,5 |
| 28 | 9,10 | 0,286 | 0,332 | 0,0028 | 0,0024 | 8,5 | 9,5 | 10,9 | 8±0,5 |
| 29 | 9,00 | 0,283 | 0,328 | 0,0027 | 0,0024 | 8,3 | 9,3 | 10,7 | 8±0,5 |
| 30 | 9,20 | 0,289 | 0,336 | 0,0028 | 0,0024 | 8,6 | 9,7 | 11,1 | 8±0,5 |
| Méd. | 8,68 | 0,273 | 0,317 | 0,0026 | 0,0023 | 7,7 | 8,8 | 10,0 | 8,0 |
| SD | 0,48 | 0,015 | 0,018 | 0,0001 | 0,0001 | 0,8 | 0,8 | 1,0 | 1,0 |
| Máx. | 9,30 | 0,292 | 0,339 | 0,0028 | 0,0024 | 8,8 | 9,9 | 11,3 | 8,5 |
| Min. | 7,80 | 0,245 | 0,285 | 0,0024 | 0,0020 | 6,2 | 7,3 | 8,3 | 7,5 |

| 50 HZ | | | | | | | | | | |
|-------|-----------------------|------------------------------------|-----------------------|--------------------------|---------------------------------------|-----------------------------------|-----------------------------|--------------------------------|-------------------------|--|
| Nº | VELOCIDADE i (m/s) | Vazão total (m ³ /s) | Vazão total (kg/s) | Vazão por tubo (kg/s) | Vazão por tubo (m ³ /s) | ΔPi predito fining mood (mmca) | ΔPi predito kakaç (mmca) | ΔPi predito saunders (mmca) | ΔPi medido (mmca) | |
| 1 | 9,90 | 0,311 | 0,361 | 0,0030 | 0,0026 | 10,0 | 11,0 | 12,6 | 10±0,5 | |
| 2 | 10,10 | 0,317 | 0,369 | 0,0031 | 0,0026 | 10,4 | 11,4 | 13,0 | 10±0,5 | |
| 3 | 9,70 | 0,305 | 0,354 | 0,0029 | 0,0025 | 9,6 | 10,6 | 12,2 | 10±0,5 | |
| 4 | 10,50 | 0,330 | 0,383 | 0,0032 | 0,0027 | 11,3 | 12,2 | 14,0 | 10±0,5 | |
| 5 | 8,90 | 0,280 | 0,325 | 0,0027 | 0,0023 | 8,1 | 9,1 | 10,5 | 10±0,5 | |
| 6 | 9,20 | 0,289 | 0,336 | 0,0028 | 0,0024 | 8,6 | 9,7 | 11,1 | 10±0,5 | |
| 7 | 9,40 | 0,295 | 0,343 | 0,0029 | 0,0025 | 9,0 | 10,0 | 11,5 | 10±0,5 | |
| 8 | 8,80 | 0,276 | 0,321 | 0,0027 | 0,0023 | 7,9 | 9,0 | 10,3 | 10±0,5 | |
| 9 | 9,00 | 0,283 | 0,328 | 0,0027 | 0,0024 | 8,3 | 9,3 | 10,7 | 10±0,5 | |
| 10 | 10,00 | 0,314 | 0,365 | 0,0030 | 0,0026 | 10,2 | 11,2 | 12,8 | 10±0,5 | |
| 11 | 10,20 | 0,320 | 0,372 | 0,0031 | 0,0027 | 10,6 | 11,6 | 13,3 | 10±0,5 | |
| 12 | 10,10 | 0,317 | 0,369 | 0,0031 | 0,0026 | 10,4 | 11,4 | 13,0 | 10±0,5 | |
| 13 | 9,60 | 0,302 | 0,350 | 0,0029 | 0,0025 | 9,4 | 10,4 | 11,9 | 10±0,5 | |
| 14 | 10,20 | 0,320 | 0,372 | 0,0031 | 0,0027 | 10,6 | 11,6 | 13,3 | 10±0,5 | |
| 15 | 9,70 | 0,305 | 0,354 | 0,0029 | 0,0025 | 9,6 | 10,6 | 12,2 | 10±0,5 | |
| 16 | 9,40 | 0,295 | 0,343 | 0,0029 | 0,0025 | 9,0 | 10,0 | 11,5 | 10±0,5 | |
| 17 | 10,00 | 0,314 | 0,365 | 0,0030 | 0,0026 | 10,2 | 11,2 | 12,8 | 10±0,5 | |
| 18 | 9,70 | 0,305 | 0,354 | 0,0029 | 0,0025 | 9,6 | 10,6 | 12,2 | 10±0,5 | |
| 19 | 9,70 | 0,305 | 0,354 | 0,0029 | 0,0025 | 9,6 | 10,6 | 12,2 | 10±0,5 | |
| 20 | 10,20 | 0,320 | 0,372 | 0,0031 | 0,0027 | 10,6 | 11,6 | 13,3 | 10±0,5 | |
| 21 | 10,10 | 0,317 | 0,369 | 0,0031 | 0,0026 | 10,4 | 11,4 | 13,0 | 10±0,5 | |
| 22 | 8,90 | 0,280 | 0,325 | 0,0027 | 0,0023 | 8,1 | 9,1 | 10,5 | 10±0,5 | |
| 23 | 9,20 | 0,289 | 0,336 | 0,0028 | 0,0024 | 8,6 | 9,7 | 11,1 | 10±0,5 | |
| 24 | 10,30 | 0,324 | 0,376 | 0,0031 | 0,0027 | 10,8 | 11,8 | 13,5 | 10±0,5 | |
| 25 | 8,80 | 0,276 | 0,321 | 0,0027 | 0,0023 | 7,9 | 9,0 | 10,3 | 10±0,5 | |
| 26 | 9,60 | 0,302 | 0,350 | 0,0029 | 0,0025 | 9,4 | 10,4 | 11,9 | 10±0,5 | |
| 27 | 9,00 | 0,283 | 0,328 | 0,0027 | 0,0024 | 8,3 | 9,3 | 10,7 | 10±0,5 | |
| 28 | 8,90 | 0,280 | 0,325 | 0,0027 | 0,0023 | 8,1 | 9,1 | 10,5 | 10±0,5 | |
| 29 | 10,20 | 0,320 | 0,372 | 0,0031 | 0,0027 | 10,6 | 11,6 | 13,3 | 10±0,5 | |
| 30 | 9,20 | 0,289 | 0,336 | 0,0028 | 0,0024 | 8,6 | 9,7 | 11,1 | 10±0,5 | |
| Méd. | 9,62 | 0,302 | 0,351 | 0,0029 | 0,0025 | 9,5 | 10,5 | 12,0 | 10,0 | |
| SD | 0,52 | 0,016 | 0,019 | 0,0002 | 0,0001 | 1,0 | 1,0 | 1,1 | 1,0 | |
| Máx. | 10,50 | 0,330 | 0,383 | 0,0032 | 0,0027 | 11,3 | 12,2 | 14,0 | 10,5 | |
| Min. | 8,80 | 0,276 | 0,321 | 0,0027 | 0,0023 | 7,9 | 9,0 | 10,3 | 9,5 | |

| 55 HZ | | | | | | | | | | |
|-------|-----------------------|------------------------------------|-----------------------|--------------------------|---------------------------------------|--|--------------------------------------|---|----------------------------------|--|
| Nº | VELOCIDADE i (m/s) | Vazão total (m ³ /s) | Vazão total (kg/s) | Vazão por tubo (kg/s) | Vazão por tubo (m ³ /s) | ΔP_i predito fining mood (mmca) | ΔP_i predito kakaç (mmca) | ΔP_i predito saunders (mmca) | ΔP_i medido (mmca) | |
| 1 | 11,30 | 0,355 | 0,412 | 0,0034 | 0,0030 | 13,0 | 13,8 | 15,9 | 11±0,5 | |
| 2 | 10,90 | 0,342 | 0,398 | 0,0033 | 0,0029 | 12,1 | 13,0 | 14,9 | 11±0,5 | |
| 3 | 10,20 | 0,320 | 0,372 | 0,0031 | 0,0027 | 10,6 | 11,6 | 13,3 | 11±0,5 | |
| 4 | 9,10 | 0,286 | 0,332 | 0,0028 | 0,0024 | 8,5 | 9,5 | 10,9 | 11±0,5 | |
| 5 | 10,40 | 0,327 | 0,379 | 0,0032 | 0,0027 | 11,0 | 12,0 | 13,7 | 11±0,5 | |
| 6 | 9,80 | 0,308 | 0,358 | 0,0030 | 0,0026 | 9,8 | 10,8 | 12,4 | 11±0,5 | |
| 7 | 9,90 | 0,311 | 0,361 | 0,0030 | 0,0026 | 10,0 | 11,0 | 12,6 | 11±0,5 | |
| 8 | 9,50 | 0,298 | 0,347 | 0,0029 | 0,0025 | 9,2 | 10,2 | 11,7 | 11±0,5 | |
| 9 | 9,90 | 0,311 | 0,361 | 0,0030 | 0,0026 | 10,0 | 11,0 | 12,6 | 11±0,5 | |
| 10 | 9,40 | 0,295 | 0,343 | 0,0029 | 0,0025 | 9,0 | 10,0 | 11,5 | 11±0,5 | |
| 11 | 10,00 | 0,314 | 0,365 | 0,0030 | 0,0026 | 10,2 | 11,2 | 12,8 | 11±0,5 | |
| 12 | 11,00 | 0,346 | 0,401 | 0,0033 | 0,0029 | 12,3 | 13,2 | 15,2 | 11±0,5 | |
| 13 | 10,30 | 0,324 | 0,376 | 0,0031 | 0,0027 | 10,8 | 11,8 | 13,5 | 11±0,5 | |
| 14 | 10,10 | 0,317 | 0,369 | 0,0031 | 0,0026 | 10,4 | 11,4 | 13,0 | 11±0,5 | |
| 15 | 10,10 | 0,317 | 0,369 | 0,0031 | 0,0026 | 10,4 | 11,4 | 13,0 | 11±0,5 | |
| 16 | 10,70 | 0,336 | 0,390 | 0,0033 | 0,0028 | 11,7 | 12,6 | 14,4 | 11±0,5 | |
| 17 | 10,90 | 0,342 | 0,398 | 0,0033 | 0,0029 | 12,1 | 13,0 | 14,9 | 11±0,5 | |
| 18 | 11,30 | 0,355 | 0,412 | 0,0034 | 0,0030 | 13,0 | 13,8 | 15,9 | 11±0,5 | |
| 19 | 9,50 | 0,298 | 0,347 | 0,0029 | 0,0025 | 9,2 | 10,2 | 11,7 | 11±0,5 | |
| 20 | 10,60 | 0,333 | 0,387 | 0,0032 | 0,0028 | 11,5 | 12,4 | 14,2 | 11±0,5 | |
| 21 | 10,80 | 0,339 | 0,394 | 0,0033 | 0,0028 | 11,9 | 12,8 | 14,7 | 11±0,5 | |
| 22 | 10,10 | 0,317 | 0,369 | 0,0031 | 0,0026 | 10,4 | 11,4 | 13,0 | 11±0,5 | |
| 23 | 9,80 | 0,308 | 0,358 | 0,0030 | 0,0026 | 9,8 | 10,8 | 12,4 | 11±0,5 | |
| 24 | 9,80 | 0,308 | 0,358 | 0,0030 | 0,0026 | 9,8 | 10,8 | 12,4 | 11±0,5 | |
| 25 | 10,60 | 0,333 | 0,387 | 0,0032 | 0,0028 | 11,5 | 12,4 | 14,2 | 11±0,5 | |
| 26 | 10,90 | 0,342 | 0,398 | 0,0033 | 0,0029 | 12,1 | 13,0 | 14,9 | 11±0,5 | |
| 27 | 9,30 | 0,292 | 0,339 | 0,0028 | 0,0024 | 8,8 | 9,9 | 11,3 | 11±0,5 | |
| 28 | 9,40 | 0,295 | 0,343 | 0,0029 | 0,0025 | 9,0 | 10,0 | 11,5 | 11±0,5 | |
| 29 | 10,10 | 0,317 | 0,369 | 0,0031 | 0,0026 | 10,4 | 11,4 | 13,0 | 11±0,5 | |
| 30 | 10,20 | 0,320 | 0,372 | 0,0031 | 0,0027 | 10,6 | 11,6 | 13,3 | 11±0,5 | |
| Méd. | 10,20 | 0,320 | 0,372 | 0,0031 | 0,0027 | 10,6 | 11,6 | 13,3 | 11,0 | |
| SD | 0,60 | 0,019 | 0,022 | 0,0002 | 0,0002 | 1,3 | 1,2 | 1,4 | 1,0 | |
| Máx. | 11,30 | 0,355 | 0,412 | 0,0034 | 0,0030 | 13,0 | 13,8 | 15,9 | 11,5 | |
| Min. | 9,10 | 0,286 | 0,332 | 0,0028 | 0,0024 | 8,5 | 9,5 | 10,9 | 10,5 | |

| 60 HZ | | | | | | | | | | |
|-------|-----------------------|------------------------------------|-----------------------|--------------------------|---------------------------------------|-----------------------------------|-----------------------------|--------------------------------|-------------------------|--|
| Nº | VELOCIDADE i (m/s) | Vazão total (m ³ /s) | Vazão total (kg/s) | Vazão por tubo (kg/s) | Vazão por tubo (m ³ /s) | ΔPi predito fining mood (mmca) | ΔPi predito kakaç (mmca) | ΔPi predito saunders (mmca) | ΔPi medido (mmca) | |
| 1 | 11,90 | 0,374 | 0,434 | 0,0036 | 0,0031 | 14,5 | 15,1 | 17,4 | 13±0,5 | |
| 2 | 10,80 | 0,339 | 0,394 | 0,0033 | 0,0028 | 11,9 | 12,8 | 14,7 | 13±0,5 | |
| 3 | 12,50 | 0,393 | 0,456 | 0,0038 | 0,0033 | 15,9 | 16,4 | 19,0 | 13±0,5 | |
| 4 | 11,80 | 0,371 | 0,431 | 0,0036 | 0,0031 | 14,2 | 14,9 | 17,1 | 13±0,5 | |
| 5 | 10,30 | 0,324 | 0,376 | 0,0031 | 0,0027 | 10,8 | 11,8 | 13,5 | 13±0,5 | |
| 6 | 11,30 | 0,355 | 0,412 | 0,0034 | 0,0030 | 13,0 | 13,8 | 15,9 | 13±0,5 | |
| 7 | 11,60 | 0,364 | 0,423 | 0,0035 | 0,0030 | 13,7 | 14,4 | 16,6 | 13±0,5 | |
| 8 | 10,50 | 0,330 | 0,383 | 0,0032 | 0,0027 | 11,3 | 12,2 | 14,0 | 13±0,5 | |
| 9 | 10,50 | 0,330 | 0,383 | 0,0032 | 0,0027 | 11,3 | 12,2 | 14,0 | 13±0,5 | |
| 10 | 10,20 | 0,320 | 0,372 | 0,0031 | 0,0027 | 10,6 | 11,6 | 13,3 | 13±0,5 | |
| 11 | 11,60 | 0,364 | 0,423 | 0,0035 | 0,0030 | 13,7 | 14,4 | 16,6 | 13±0,5 | |
| 12 | 11,00 | 0,346 | 0,401 | 0,0033 | 0,0029 | 12,3 | 13,2 | 15,2 | 13±0,5 | |
| 13 | 12,30 | 0,386 | 0,449 | 0,0037 | 0,0032 | 15,4 | 16,0 | 18,4 | 13±0,5 | |
| 14 | 11,20 | 0,352 | 0,409 | 0,0034 | 0,0029 | 12,8 | 13,6 | 15,6 | 13±0,5 | |
| 15 | 11,10 | 0,349 | 0,405 | 0,0034 | 0,0029 | 12,6 | 13,4 | 15,4 | 13±0,5 | |
| 16 | 10,80 | 0,339 | 0,394 | 0,0033 | 0,0028 | 11,9 | 12,8 | 14,7 | 13±0,5 | |
| 17 | 10,90 | 0,342 | 0,398 | 0,0033 | 0,0029 | 12,1 | 13,0 | 14,9 | 13±0,5 | |
| 18 | 10,10 | 0,317 | 0,369 | 0,0031 | 0,0026 | 10,4 | 11,4 | 13,0 | 13±0,5 | |
| 19 | 11,70 | 0,368 | 0,427 | 0,0036 | 0,0031 | 14,0 | 14,6 | 16,9 | 13±0,5 | |
| 20 | 12,70 | 0,399 | 0,463 | 0,0039 | 0,0033 | 16,5 | 16,9 | 19,5 | 13±0,5 | |
| 21 | 11,80 | 0,371 | 0,431 | 0,0036 | 0,0031 | 14,2 | 14,9 | 17,1 | 13±0,5 | |
| 22 | 11,90 | 0,374 | 0,434 | 0,0036 | 0,0031 | 14,5 | 15,1 | 17,4 | 13±0,5 | |
| 23 | 10,30 | 0,324 | 0,376 | 0,0031 | 0,0027 | 10,8 | 11,8 | 13,5 | 13±0,5 | |
| 24 | 11,40 | 0,358 | 0,416 | 0,0035 | 0,0030 | 13,3 | 14,0 | 16,1 | 13±0,5 | |
| 25 | 12,10 | 0,380 | 0,441 | 0,0037 | 0,0032 | 14,9 | 15,5 | 17,9 | 13±0,5 | |
| 26 | 10,30 | 0,324 | 0,376 | 0,0031 | 0,0027 | 10,8 | 11,8 | 13,5 | 13±0,5 | |
| 27 | 10,50 | 0,330 | 0,383 | 0,0032 | 0,0027 | 11,3 | 12,2 | 14,0 | 13±0,5 | |
| 28 | 10,90 | 0,342 | 0,398 | 0,0033 | 0,0029 | 12,1 | 13,0 | 14,9 | 13±0,5 | |
| 29 | 11,40 | 0,358 | 0,416 | 0,0035 | 0,0030 | 13,3 | 14,0 | 16,1 | 13±0,5 | |
| 30 | 12,30 | 0,386 | 0,449 | 0,0037 | 0,0032 | 15,4 | 16,0 | 18,4 | 13±0,5 | |
| Méd. | 11,26 | 0,354 | 0,411 | 0,0034 | 0,0029 | 13,0 | 13,7 | 15,8 | 13,0 | |
| SD | 0,74 | 0,023 | 0,027 | 0,0002 | 0,0002 | 1,7 | 1,6 | 1,8 | 1,0 | |
| Máx. | 12,70 | 0,399 | 0,463 | 0,0039 | 0,0033 | 16,5 | 16,9 | 19,5 | 13,5 | |
| Min. | 10,10 | 0,317 | 0,369 | 0,0031 | 0,0026 | 10,4 | 11,4 | 13,0 | 12,5 | |

ANEXO G

DADOS DOS TESTES DAS PERDAS DE CARGA LADO DO CASCO

| N° COL | 30 HZ | | 35 HZ | | 40 HZ | | 45 HZ | | 50 HZ | | 55 HZ | | 60 HZ | | TESTE |
|--------|---------|-------------|---------|-------------|---------|-------------|---------|-------------|---------|-------------|---------|-------------|---------|-------------|-------|
| | V (m/s) | ΔPe (mm ca) | V (m/s) | ΔPe (mm ca) | V (m/s) | ΔPe (mm ca) | V (m/s) | ΔPe (mm ca) | V (m/s) | ΔPe (mm ca) | V (m/s) | ΔPe (mm ca) | V (m/s) | ΔPe (mm ca) | |
| 1 | 5,1 | 4±0,5 | 6,2 | 5±0,5 | 6,6 | 6±0,5 | 7,3 | 8±0,5 | 9,7 | 9±0,5 | 9,8 | 12±0,5 | 10,7 | 13±0,5 | 1 |
| 2 | 5,1 | 4±0,5 | 6,8 | 5±0,5 | 6,9 | 6±0,5 | 8,0 | 8±0,5 | 9,5 | 9±0,5 | 9,6 | 12±0,5 | 12,2 | 13±0,5 | |
| 3 | 4,7 | 4±0,5 | 6,4 | 5±0,5 | 7,2 | 6±0,5 | 7,9 | 8±0,5 | 8,6 | 9±0,5 | 9,9 | 12±0,5 | 10,8 | 13±0,5 | |
| 4 | 5,3 | 4±0,5 | 5,5 | 5±0,5 | 7,4 | 6±0,5 | 8,9 | 8±0,5 | 8,7 | 9±0,5 | 10,1 | 12±0,5 | 10,4 | 13±0,5 | |
| 5 | 5,8 | 4±0,5 | 6,7 | 5±0,5 | 7,1 | 6±0,5 | 8,2 | 8±0,5 | 8,8 | 9±0,5 | 9,4 | 12±0,5 | 10,3 | 13±0,5 | |
| 6 | 6,2 | 4±0,5 | 5,6 | 5±0,5 | 7,0 | 6±0,5 | 7,8 | 8±0,5 | 9,0 | 9±0,5 | 9,7 | 12±0,5 | 10,7 | 13±0,5 | |
| 7 | 5,5 | 4±0,5 | 5,9 | 5±0,5 | 7,0 | 6±0,5 | 7,9 | 8±0,5 | 8,6 | 9±0,5 | 9,6 | 12±0,5 | 10,0 | 13±0,5 | |
| 8 | 4,9 | 4±0,5 | 5,9 | 5±0,5 | 6,7 | 6±0,5 | 8,1 | 8±0,5 | 9,3 | 9±0,5 | 9,8 | 12±0,5 | 12,1 | 13±0,5 | |
| 9 | 4,8 | 4±0,5 | 6,0 | 5±0,5 | 7,7 | 6±0,5 | 7,6 | 8±0,5 | 8,9 | 9±0,5 | 10,5 | 12±0,5 | 10,4 | 13±0,5 | |
| 10 | 5,2 | 4±0,5 | 5,4 | 5±0,5 | 7,3 | 6±0,5 | 7,8 | 8±0,5 | 8,7 | 9±0,5 | 9,0 | 12±0,5 | 9,8 | 13±0,5 | |
| 11 | 5,0 | 4±0,5 | 6,4 | 5±0,5 | 7,6 | 6±0,5 | 8,0 | 8±0,5 | 9,4 | 9±0,5 | 9,9 | 12±0,5 | 11,3 | 13±0,5 | |
| 12 | 5,4 | 4±0,5 | 6,8 | 5±0,5 | 6,9 | 6±0,5 | 8,5 | 8±0,5 | 8,9 | 9±0,5 | 9,8 | 12±0,5 | 11,4 | 13±0,5 | |
| 13 | 5,8 | 4±0,5 | 5,9 | 5±0,5 | 6,9 | 6±0,5 | 8,8 | 8±0,5 | 9,3 | 9±0,5 | 10,3 | 12±0,5 | 10,7 | 13±0,5 | |
| 14 | 5,2 | 4±0,5 | 6,7 | 5±0,5 | 7,7 | 6±0,5 | 8,9 | 8±0,5 | 9,2 | 9±0,5 | 10,2 | 12±0,5 | 11,3 | 13±0,5 | |
| 15 | 5,7 | 4±0,5 | 5,3 | 5±0,5 | 7,8 | 6±0,5 | 7,6 | 8±0,5 | 8,9 | 9±0,5 | 10,3 | 12±0,5 | 11,1 | 13±0,5 | |
| 16 | 4,9 | 4±0,5 | 5,8 | 5±0,5 | 7,5 | 6±0,5 | 7,5 | 8±0,5 | 9,4 | 9±0,5 | 10,5 | 12±0,5 | 11,9 | 13±0,5 | |
| 17 | 6,0 | 4±0,5 | 6,4 | 5±0,5 | 6,9 | 6±0,5 | 8,7 | 8±0,5 | 9,0 | 9±0,5 | 10,8 | 12±0,5 | 11,8 | 13±0,5 | |
| 18 | 4,8 | 4±0,5 | 6,5 | 5±0,5 | 7,4 | 6±0,5 | 8,1 | 8±0,5 | 9,4 | 9±0,5 | 10,9 | 12±0,5 | 10,6 | 13±0,5 | |
| 19 | 5,3 | 4±0,5 | 6,1 | 5±0,5 | 6,8 | 6±0,5 | 7,4 | 8±0,5 | 8,9 | 9±0,5 | 9,8 | 12±0,5 | 11,9 | 13±0,5 | |
| 20 | 5,3 | 4±0,5 | 5,9 | 5±0,5 | 6,9 | 6±0,5 | 8,5 | 8±0,5 | 9,1 | 9±0,5 | 9,9 | 12±0,5 | 12,2 | 13±0,5 | |
| 21 | 5,8 | 4±0,5 | 6,3 | 5±0,5 | 7,3 | 6±0,5 | 8,6 | 8±0,5 | 9,5 | 9±0,5 | 9,5 | 12±0,5 | 11,5 | 13±0,5 | |
| 22 | 5,9 | 4±0,5 | 6,1 | 5±0,5 | 7,0 | 6±0,5 | 8,9 | 8±0,5 | 9,6 | 9±0,5 | 11,5 | 12±0,5 | 10,7 | 13±0,5 | |
| 23 | 4,8 | 4±0,5 | 6,4 | 5±0,5 | 7,1 | 6±0,5 | 8,2 | 8±0,5 | 9,9 | 9±0,5 | 10,8 | 12±0,5 | 10,9 | 13±0,5 | |
| 24 | 5,0 | 4±0,5 | 5,8 | 5±0,5 | 6,8 | 6±0,5 | 7,8 | 8±0,5 | 9,8 | 9±0,5 | 10,7 | 12±0,5 | 11,0 | 13±0,5 | |
| 25 | 5,2 | 4±0,5 | 5,9 | 5±0,5 | 6,6 | 6±0,5 | 7,9 | 8±0,5 | 10,0 | 9±0,5 | 11,0 | 12±0,5 | 11,3 | 13±0,5 | |
| 26 | 4,8 | 4±0,5 | 6,7 | 5±0,5 | 7,0 | 6±0,5 | 8,9 | 8±0,5 | 10,1 | 9±0,5 | 11,1 | 12±0,5 | 11,9 | 13±0,5 | |
| 27 | 5,1 | 4±0,5 | 6,5 | 5±0,5 | 7,6 | 6±0,5 | 8,7 | 8±0,5 | 9,7 | 9±0,5 | 10,2 | 12±0,5 | 11,7 | 13±0,5 | |
| 28 | 5,0 | 4±0,5 | 6,6 | 5±0,5 | 7,3 | 6±0,5 | 8,3 | 8±0,5 | 10,3 | 9±0,5 | 10,0 | 12±0,5 | 11,9 | 13±0,5 | |
| 29 | 4,8 | 4±0,5 | 6,9 | 5±0,5 | 7,8 | 6±0,5 | 7,4 | 8±0,5 | 9,6 | 9±0,5 | 10,3 | 12±0,5 | 12,0 | 13±0,5 | |
| 30 | 5,2 | 4±0,5 | 7,0 | 5±0,5 | 6,7 | 6±0,5 | 7,8 | 8±0,5 | 9,3 | 9±0,5 | 10,6 | 12±0,5 | 11,8 | 13±0,5 | |
| média | 5,25 | 4,0 | 6,21 | 5,0 | 7,15 | 6,0 | 8,13 | 8,0 | 9,30 | 9,0 | 10,18 | 12,0 | 11,21 | 13,0 | |
| sd | 0,41 | 1,0 | 0,46 | 1,0 | 0,36 | 1,0 | 0,50 | 1,0 | 0,46 | 1,0 | 0,57 | 1,0 | 0,69 | 1,0 | |
| Máximo | 6,20 | 4,5 | 7,00 | 5,5 | 7,80 | 6,5 | 8,90 | 8,5 | 10,30 | 9,5 | 11,50 | 12,5 | 12,20 | 13,5 | |
| Mínimo | 4,70 | 3,5 | 5,30 | 4,5 | 6,60 | 5,5 | 7,30 | 7,5 | 8,60 | 8,5 | 9,00 | 11,5 | 9,80 | 12,5 | |