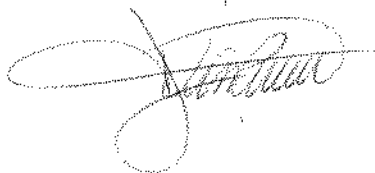


Este exemplar corresponde a versão
final da Tese defendida por GILBERTO MARTINS
e aprovada pela Comissão julgadora em
24/08/89



UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA DE CAMPINAS
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

Título: GELADEIRA DE ABSORÇÃO ACIONADA POR UM
FOGÃO A LENHA - UM ESTUDO TEÓRICO-EXPERIMENTAL.

Publicação

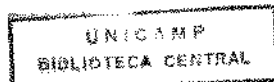
FEC 39/89

Autor: GILBERTO MARTINS

Orientador: JOSÉ TOMAZ VIEIRA PEREIRA

DISSERTAÇÃO APRESENTADA À FACULDADE DE
ENGENHARIA DE CAMPINAS - UNICAMP - COMO
PARTE DOS REQUISITOS EXIGIDOS PARA A
OBTENÇÃO DO TÍTULO DE "MESTRE EM
ENGENHARIA MECÂNICA".

CAMPINAS, AGOSTO DE 1989



UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA DE CAMPINAS
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

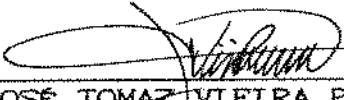
Tese de : MESTRADO

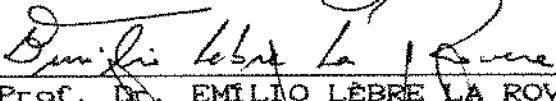
Título da tese: GELADEIRA DE ABSORÇÃO ACIONADA POR
UM FOGÃO A LENHA - UM ESTUDO TEÓRICO-
-EXPERIMENTAL.

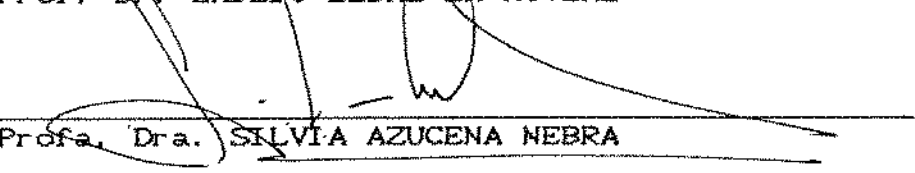
Autor : GILBERTO MARTINS

Orientador: JOSÉ TOMAZ VIEIRA PEREIRA

Aprovado por


Prof. Dr. JOSÉ TOMAZ VIEIRA PEREIRA, Presidente


Prof. Dr. EMÍLIO LÈBRE LA ROVERE


Profa. Dra. SILVIA AZUCENA NEBRA

Campinas, 24 de agosto de 1989

"Ensinaí também, a vossos filhos , aquilo que ensinamos aos nossos: que a terra é nossa mãe. Dizei a eles, que a respeitem pois tudo o que acontecer à terra, acontecerá aos filhos da terra... Ao menos sabemos isso: a terra não é do homem; o homem pertence à terra."

Trechos da carta do chefe índio Seattle ao presidente dos Estados Unidos (Franklin Pierce) em 1854.

A MÃE-TERRA,
QUE APRENDI A AMAR ATRAVÉS DO
EXEMPLO DE MEUS PAIS,
ONDE CONHECI MULHERES MARAVILHOSAS
E AMIGOS COM QUEM COMPARTILHEI
ALEGRIAS E DESESPEROS, E QUE
COMUNGAM COMIGO UM IDEAL:
PASSAR AOS FILHOS QUE UM DIA
QUERO TER E SEUS DESCENDENTES
UMA VIDA MELHOR E EM
HARMONIA COM NOSSA MÃE-TERRA.

AGRADECIMENTOS

Gostaria de agradecer aos meus pais pelo apoio e incentivo que me deram durante todo o trabalho, inclusive com sugestões e informações a respeito do fogão a lenha, pois foram antigos usuários.

Quero deixar também registrado um agradecimento especial ao professor JOSÉ TOMAZ VIEIRA PEREIRA, que muito mais que professor e orientador: amigo, nos momentos difíceis do trabalho e da vida ofereceu seu apoio e orientação seguros.

Desejo expressar meus agradecimentos a todos aqueles que contribuíram de alguma forma para que esse trabalho fosse possível: ao professor Luiz Fernando Milanez (DE FEC) por nos ceder a geladeira de absorção para testes; à professora Judith Halaz (DIF FEC) pelas discussões a respeito do sistema de refrigeração e por nos ceder a réplica do sistema gerador de amônia para teste; aos técnicos do DE e DIF que auxiliaram na construção e montagem dos equipamentos, e ao carinho dos colegas que conviveram diariamente durante esses anos.

Gostaria de agradecer à CONSUL S.A. pelas informações que forneceu a respeito do sistema utilizado nos testes e à cordialidade com que fomos recebidos para uma visita.

Finalmente agradeço à UNICAMP pelo apoio financeiro prestado, através do FAP (Fundo de Apoio à Pesquisa), que tornou possível a aquisição e montagem dos equipamentos necessários para os testes.

RESUMO

Este trabalho estuda um fogão a lenha tradicional de alvenaria como um equipamento energético. Através de duas metodologias de teste foi determinada a eficiência de cocção e feito um balanço de energia para o fogão. Foram estudadas e implementadas pequenas modificações na geometria da câmara de combustão e sua influência no aumento da eficiência foi comprovada experimentalmente.

Um termosifão bifásico fechado utilizando água como fluido de trabalho foi projetado, construído e acoplado à câmara de combustão do fogão e sua capacidade de transferência de calor foi levantada experimentalmente. Após algumas modificações, conseguiu-se obter o fluxo de calor necessário a níveis de temperatura suficientes para o acionamento do sistema de refrigeração.

Uma geladeira de absorção do tipo Platen-Munters (geladeira a gás ou querosene) foi testada com fornecimento de calor de 260 W constante e os estados das misturas e fluxos de calor nos principais componentes foram determinados com auxílio de diagramas entalpia x concentração para duas condições no evaporador. Foi feito finalmente o acoplamento entre o fogão e a geladeira através do termosifão e medidas as temperaturas no gabinete e congelador da geladeira assim como no termosifão e principais componentes da geladeira durante a operação do fogão com diferentes taxas de queima.

ABSTRACT

This work studies a traditional brazilian brick woodburning cookstove as a thermal equipment. The cooking efficiency was determined using two testing methods and a heat-balance was made for one of the tests. Two simple changes in the geometry of the combustion chamber were studied and implemented and their influence in the increase of efficiency was experimentally determined.

A closed two-phase thermosyphon using water as working fluid was designed, built and connected to the combustion chamber of the cookstove and its heat-transfer capacity was determined experimentally. After some modifications of the original design, the heat-flux and the temperatures achieved were adequate and sufficient to power the refrigeration system.

An absorption refrigeration system of the Platen-Munters type was tested with a constant heat flux supply of 260 W and the state of the mixtures and heat fluxes through its main components were determined for two different evaporator conditions using enthalpy x concentration diagrams. Finally the coupling of the woodburning cookstove with the refrigerator through the thermosyphon was made and the temperatures in the cabinet and freezer of the refrigerator, as well as in the main components of the system and thermosyphon were measured during the operation of the cookstove under different feed rates.

INDICE

	página
CAPÍTULO I : INTRODUÇÃO	1
CAPÍTULO II : REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	5
II.1 - FOGÕES A LENHA	5
II.2 - TERMOSIFÕES BIFÁSICOS FECHADOS	7
II.3 - SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO	10
CAPÍTULO III : CONDIÇÕES DE UTILIZAÇÃO DO FOGÃO A LENHA	13
III.1 - ANÁLISE AGREGADA	13
III.2 - ANÁLISE DE UM ESTUDO DE CASO	16
CAPÍTULO IV : O FOGÃO A LENHA COMO EQUIPAMENTO TÉRMICO	21
IV.1 - CARACTERIZAÇÃO DA LENHA COMO COMBUSTÍVEL	21
IV.2 - MONTAGEM EXPERIMENTAL	25
IV.3 - METODOLOGIA V.I.T.A. DE TESTES DE EFICIÊNCIA	26
IV.4 - RESULTADOS E COMENTÁRIOS	28
IV.5 - METODOLOGIA DE TESTE PROPOSTA	30
IV.6 - RESULTADOS E COMENTÁRIOS	32
IV.7 - BALANÇO DE ENERGIA	35
IV.8 - OTIMIZAÇÃO DA GEOMETRIA DA CAMARÁ DE COMBUSTÃO	39
CAPÍTULO V : O ELEMENTO DE TROCA DE CALOR ENTRE O FOGÃO E A GELADEIRA: O TERMOSIFÃO BIFÁSICO FECHADO	42
V.1 - PRINCÍPIO DE FUNCIONAMENTO E DIMENSIONAMENTO	42
V.2 - MONTAGEM EXPERIMENTAL	49
V.3 - METODOLOGIA DE TESTE	53
V.4 - RESULTADOS E COMENTÁRIOS DO TERMOSIFÃO DE COBRE	54
V.5 - RESULTADOS E COMENTÁRIOS DO TERMOSIFÃO DE AÇO INOX	64
CAPÍTULO VI : O SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO	79
VI.1 - INTRODUÇÃO	79
VI.2 - PRINCÍPIOS DOS SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO	79

VI.3 - CALCULO TERMICO DE UM SISTEMA PLATEN-MUNTERS	88
VI.4 - ACOPLAMENTO FINAL DOS TRÊS SISTEMAS E TESTES DE DESEMPENHO	103
VI.5 - A EFICIÊNCIA DO FOGÃO USADO PARA TESTES	109
 CAPITULO VII : CONCLUSÕES E SUGESTÕES	111
 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	114
 APÊNDICE A	121
 APÊNDICE B	124
 APÊNDICE C	128
 APÊNDICE D	133
 APÊNDICE E	146
 APÊNDICE F	149
 APÊNDICE G	161
 APÊNDICE H	167
 APÊNDICE I	170
 APÊNDICE J	174
 APÊNDICE K	176
 APÊNDICE L	184

CAPÍTULO I: INTRODUÇÃO

Sendo um ser eminentemente social, para sobreviver, todo homem tem, além de suas necessidades fisiológicas de alimentação, respiração, descanso, etc., necessidades sociais, que são segundo Otávio Mielnik [1] "indissociáveis da estrutura social e do contexto cultural nos quais se manifestam".

As necessidades energéticas de uma sociedade (para cocção, locomoção, aquecimento, etc.), assim como os modos de satisfação dessas necessidades e, em consequência a intensidade energética dos instrumentos capazes de satisfazê-las, dependem portanto das características estruturais de cada sociedade: formas de interação social, dinâmica espacial das atividades, contexto histórico e ecológico, valores, instituições e outros.

A sociedade moderna, com a adoção do sistema técnico de base industrial e implicitamente de sua racionalidade (economia de escala pela concentração da produção e aumento da produtividade pelo controle dos ritmos de produção) vem promovendo uma uniformização dos modos de satisfação das necessidades, desqualificando os modos anteriores.

Assim, em todos os setores, do industrial ao residencial, passando pelos transportes e agrícola, a maioria dos equipamentos são concebidos em função da oferta de energia, que ainda se encontra centralizada em torno do petróleo, uma fonte energética que garante a coerência interna do sistema técnico da sociedade industrial: concentração da produção e exploração centralizada de um recurso natural monopolizável em ritmos de extração crescentes.

Nos países subdesenvolvidos ou em vias de desenvolvimento, o processo de industrialização tardia procura "queimar etapas" tentando diminuir o abismo tecnológico que existe entre esse e os países industrializados através da importação de tecnologia e não do desenvolvimento de uma tecnologia própria e mais condizente com suas realidades ecológico-culturais.

Segundo as palavras de Henrique Ratner [2]:

"É comum a tendência nas nações em desenvolvimento, e também no Brasil, de orientarem seus planos e projetos nas áreas científico-tecnológicas de acordo com os parâmetros desenvolvidos nos países mais afluentes (industrializados), perdendo de vista ou simplesmente ignorando os problemas enfrentados pelas populações

menos afortunadas (...) em outras palavras, os tão apregoados benefícios da ciência e da tecnologia não se verificam na prática porque a maior parcela dos recursos é destinada a objetivos e projetos de interesse estratégico-militares, ou das grandes empresas industriais, sem preocupação com as necessidades elementares da maioria da população. (...) Para minorar e eventualmente eliminar os problemas dessa parcela da população não parece haver necessidade de grandes inovações científico-tecnológicas. Os conhecimentos técnicos existentes são suficientes para prover condições de vida condizente a todos, dependendo de uma alocação mais racional de recursos e sua concentração em programas e projetos diretamente ligados ao bem-estar das massas rurais e urbanas."

Foi dentro dessa perspectiva que resolvemos estudar o fogão a lenha enquanto um equipamento energético que, como já discutiu Botelho [3], não se enquadra dentro da racionalidade da sociedade industrial, mas que pela sua grande difusão e importância cultural, econômica e energética para um extrato populacional marginal à essa sociedade, (áreas rurais) deve ser considerado como alternativa dentro de uma nova proposta de racionalidade energética.

O fogão a lenha é muito pouco conhecido ou estudado dentro do meio técnico-científico, e sua "tecnologia" acaba passando quase que de boca a boca pelos mestres artesãos e pedreiros que os constroem e as mulheres da roça que o utilizam e por vezes até os reformam.

O objetivo desse trabalho é investigar a possibilidade de se aumentar a relação entre o calor útil e o calor fornecido pela queima da lenha em um fogão a lenha tradicional, não só através de uma melhoria nas condições de troca térmica com as panelas, mas também diversificando sua gama de usos finais com a utilização de parte do calor rejeitado pelo fogão para acionar um sistema de refrigeração por absorção do tipo Platen-Munters, conhecido no mercado como geladeira a gás ou querosene.

O estudo da bibliografia a respeito, tanto dos fogões a lenha, como da geladeira e também do trocador de calor escolhido para a conexão dos dois, que é apresentada no capítulo II, apesar de não apresentar um modelamento teórico que nos permita simular nem o comportamento de cada componente separadamente nem do conjunto acoplado, dá uma idéia qualitativa do funcionamento de cada componente e dos principais parâmetros que devem ser considerados para seu projeto.

Antes de iniciar o trabalho experimental, procuramos

identificar os usuários de fogão a lenha e caracterizar seu universo social, cultural, econômico e ecológico, com o objetivo de projetar um equipamento que pudesse atender às suas necessidades energéticas básicas sem modificar seus padrões de utilização e sua rotina diária. Essa caracterização do usuário de fogões a lenha é apresentada no capítulo III.

O trabalho experimental seguiu uma série de etapas, que partindo da compreensão do funcionamento do fogão a lenha tradicional e uma melhoria de sua eficiência de cocção, passou pelo acoplamento do trocador de calor a este e à obtenção do fluxo de calor necessário a temperaturas compatíveis no trocador de calor e se concluiu com o acoplamento dos três equipamentos: fogão, trocador de calor e geladeira.

A apresentação do trabalho seguirá essa mesma sequência, sendo que cada capítulo corresponde a uma dessas etapas e descreve os equipamentos envolvidos, seus princípios de funcionamento, as montagens experimentais, as metodologias de teste, os resultados e as conclusões de cada etapa.

No capítulo IV estudamos o fogão a lenha tradicional de alvenaria como um equipamento térmico: os fluxos de calor e massa, sua eficiência, os níveis de temperatura atingidos, etc.

Devido à grande complexidade e variabilidade dos fenômenos de transferência de calor e massa que ocorrem no fogão durante sua operação e à falta de modelos matemáticos confiáveis para descrever seu desempenho, decidimos levantar os parâmetros que necessitávamos experimentalmente utilizando duas metodologias.

Foram estudadas e implementadas pequenas modificações na geometria da fornalha e sua influência no aumento da eficiência de cocção foi comprovada experimentalmente.

Com uma noção mais precisa dos níveis de temperatura e dos fluxos de calor disponíveis no fogão em operação, pudemos estudar a forma de retirar essa energia térmica para alimentar o ciclo de refrigeração.

O ciclo de refrigeração por absorção do tipo Platen-Munters foi escolhido por ser um ciclo que é alimentado somente com energia térmica a níveis de temperatura não muito elevados. Além disso, é um sistema convencional e disponível no mercado, o que tornaria bastante mais fácil a difusão dessa inovação, uma vez comprovada sua viabilidade. Uma vantagem adicional desse sistema em relação aos sistemas residenciais convencionais por compressão, é a utilização de amônia como fluido refrigerante e não compostos

organo-clorados, que vêm causando sérios danos à camada de ozônio. O funcionamento desse ciclo, assim como suas exigências energética e seu desempenho são apresentados no início do capítulo VI.

O elemento escolhido para o transporte de calor entre o fogão e a geladeira foi um termosifão bifásico fechado. Novamente aqui a simplicidade, a confiabilidade e o custo foram os fatores que mais influenciaram nessa escolha. Seu projeto foi baseado em extrapolação de resultados experimentais de diversos autores e sua capacidade de transferência de calor quando sujeito ao regime de queima do fogão foi levantada experimentalmente. Após algumas modificações do projeto original, conseguimos obter o fluxo de calor desejado a temperaturas compatíveis com as necessárias para a geladeira. Toda essa etapa está apresentada no capítulo V.

Finalmente, após obtermos condições adequadas no trocador de calor, foi feito o acoplamento da geladeira ao mesmo e levantado seu comportamento quando sujeita a diferentes regimes de queima no fogão. Essa fase final do trabalho é apresentada no capítulo VI.

O capítulo VII apresenta algumas conclusões sobre o trabalho como um todo, além de sugestões para estudos mais específicos de cada um dos equipamentos utilizados: fogão, termosifão e geladeira quanto a possíveis modificações não testadas.

Capítulo II: REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

II.1 FOGÕES A LENHA:

Um estudo puramente analítico da combustão de sólidos é possível somente em condições muito particulares de pouca aplicabilidade. Um tratamento analítico aprofundado sobre alguns casos (aplicáveis ao controle de incêndios) é feito em uma coletânea de artigos publicados por Blackshear [6].

Prasad *et alii* [7] apresentam uma revisão dos principais tratamentos analíticos relevantes para o estudo de fogões a lenha, sistematizando-os de uma forma mais tratável através de experimentos controlados, cujos resultados permitem extrapolações úteis no projeto de novos modelos de fogões.

De Lepeleire *et alii* [8] discutem qualitativamente os principais fenômenos que ocorrem no fogão e apresentam de uma forma mais prática correlações úteis para o projeto de fogões mais eficientes, incluindo exemplos de projeto e cálculo de um protótipo além de uma coletânea de modelos de fogões existentes.

Além dos estudos teóricos e de laboratório, que utilizam metodologias e equipamentos mais sofisticados visando uma compreensão mais profunda dos processos que ocorrem no fogão, há também os estudos de caso, que, utilizando metodologias e equipamentos mais simples, procuram avaliar o desempenho de fogões tradicionais e de modelos melhorados *in locu*.

Os trabalhos de Geller [9,10,11] estudam casos específicos, procurando avaliar o desempenho dos fogões tradicionais tanto no preparo das refeições usuais como em testes simulados de cocção. Levando em conta uma série de hábitos e condicionantes locais, são propostos modelos de fogões mais eficientes, que também são avaliados da mesma forma e os desempenhos são comparados utilizando parâmetros estatísticos.

Apesar de bastante difundidos no Brasil, encontramos apenas dois estudos sobre o desempenho de fogões a lenha. Pereira & Cruz [12] testaram um fogão a lenha de alvenaria do tipo em degrau com forno inferior e chapa de três bocas, simulando as operações de cocção diárias da zona rural utilizando água como meio de se medir o calor útil.

Ferreira *et alii* [13] avaliaram somente fogareiros de uma boca disponíveis no mercado, desenvolvendo um modelo em argila mais eficiente. Ressaltam também nesse trabalho a necessidade de se levar em conta outros parâmetros além da eficiência na avaliação desses equipamentos, tais como facilidade de ignição, controle de potência e inércia térmica.

A partir de meados da década de 70 foram implementados uma série de programas de disseminação de fogões a lenha mais eficientes em países do 3º Mundo, patrocinados tanto por governos como por instituições internacionais. Várias publicações trazendo modelos de fogões mais eficientes surgiram então procurando incentivar a disseminação desses modelos [14,15,16].

O pequeno impacto provocado por esses programas na queda da demanda de lenha é analisado por vários autores recentemente. Gill [17] destaca como motivos principais desse insucesso a falta de um monitoramento adequado para esses programas, a incompatibilidade dos interesses desses programas com os interesses das populações afetadas, e questiona inclusive a maior eficiência dos modelos difundidos em relação aos tradicionais. Apresenta também um apêndice no qual analisa as grandes discrepâncias entre valores de eficiência de fogões a lenha encontrados na literatura.

Manibog [18] e Thery [19] também atribuem o fracasso desses programas à extrema complexidade do funcionamento dos fogões a lenha aliado à pequena base de conhecimento que se dispunha a respeito. Segundo Thery [19], testes efetuados em outros laboratórios com fogões construídos segundo os manuais de difusão desses modelos resultaram em eficiências mais baixas que as obtidas com fogo a céu aberto.

A avaliação do desempenho e da eficiência de fogões a lenha é portanto causa de polêmica entre pesquisadores, principalmente entre os pesquisadores de laboratório e os de campo. Em um encontro recente entre os representantes desses dois grupos, chegou-se a uma certa padronização provisória de metodologias para testes de eficiência de fogões a lenha [20], que apesar de representar um passo importante no sentido de se tentar encontrar um "denominador comum" para o problema de avaliação de fogões, ainda apresenta uma série de problemas como veremos no capítulo IV.

Além desses trabalhos, encontramos também um artigo na revista *Globo Rural* [21] com instruções sobre a construção de um fogão "que não produz fumaça e economiza lenha", desenvolvido pela

EMATER-MG. Uma publicação do mesmo órgão [22] traz mais informações a respeito desse protótipo que foi construído a nível de demonstração em um Centro Social de São José da Varginha - MG, mas que segundo a própria EMATER não foi testado para a determinação de parâmetros como a eficiência.

A Editora Três também tem uma publicação da série "Manuais práticos de vida", [23] que traz instruções para a construção de um modelo de fogão a lenha (inclusive com serpentina de aquecimento de água), sem entretanto trazer qualquer parâmetro sobre a performance do modelo.

II.2. TERMOSIFÕES BIFÁSICOS FECHADOS:

Japikse [28] apresenta uma visão geral do "estado da arte" a respeito de termosifões abertos, fechados e bifásicos, com uma extensiva revisão bibliográfica e exemplos de aplicação mais usuais de cada sistema.

Os termosifões bifásicos fechados são divididos por ele em dois grandes grupos: os com pequena quantidade de fluido de trabalho e os com quantidades moderadas.

No primeiro grupo, onde a quantidade de fluido de trabalho é apenas a suficiente para preencher o volume interno do tubo com vapor saturado e manter uma película de líquido molhando as paredes do condensador, região adiabática e evaporador, duas formulações analíticas simples para termosifões verticais são feitas por diferentes autores [29] e [30] para se prever o fluxo máximo de calor que pode ser transportado.

Cohen & Bayley [29] estabelecem equações para o caso ideal de um filme contínuo de líquido, relacionando seu equilíbrio mecânico (entre forças gravitacionais e viscosas) com o equilíbrio térmico entre as taxas de evaporação e a condução através do filme de líquido (única resistência térmica considerável do sistema). O resultado é o equivalente ao inverso da teoria de condensação de Nusselt porém com um fluxo de calor por unidade de área constante e não para temperatura de parede constante. Conseguem assim relacionar analiticamente a diferença de temperatura entre a parede e o vapor saturado com o fluxo de calor.

Lee & Mittal [30] consideram o problema de prever analiticamente o máximo fluxo de calor para um filme de líquido em regime laminar, com temperatura de parede constante no condensador

e fluxo de calor constante no evaporador. Iniciando com um balanço de forças em um elemento do filme que inclui somente forças gravitacionais e de cisalhamento com a parede, obtém uma expressão para o fluxo de massa no filme. Depois, através de um balanço local de energia no condensador entre a entalpia de condensação e a condução através do filme de líquido e mais um balanço global entre o calor que entra pelo evaporador e o dissipado no condensador, obtém uma relação entre a temperatura de saturação e o fluxo de calor máximo que pode ser calculado de maneira iterativa, assumindo-se um valor para a espessura do filme de líquido.

Ambos os autores apresentam resultados experimentais que, apesar de obedecerem as principais tendências previstas pelas equações, apresentam erros razoáveis na previsão do fluxo de calor, principalmente por assumirem que o filme de líquido é contínuo.

Para quantidades de fluido de trabalho moderadas (normalmente 100% do volume do evaporador), quando tem-se então a formação de uma piscina de líquido no evaporador, envolvendo portanto fenômenos de ebulição e convecção em piscina, só recentemente têm surgido alguns trabalhos com formulações analíticas para a previsão do fluxo máximo de calor em termosifões verticais.

Dobran [31] analisa um sistema desses através de uma formulação concentrada. O modelo matemático resultante é analisado em termos de seus limites de estabilidade em regime permanente e permite a obtenção de dois limites de fluxos de calor: um associado à secagem da piscina de líquido e outro associado à instabilidade do filme de líquido.

Reed & Tien [32] formulam o problema considerando 7 volumes de controle: o cilindro interno de vapor e o anel de filme de líquido para cada uma das regiões (evaporador, adiabática e condensador) e mais a piscina de líquido no evaporador. O sistema de equações resultantes é resolvido numericamente, e, além de fornecer os valores da espessura do filme, fluxo de massa, altura da piscina de líquido e temperatura do vapor, prevê também o limite de secagem do evaporador e o de inundação do condensador, tanto em regime permanente como transiente.

Pelas dificuldades de modelamento analítico do sistema quando há uma piscina de líquido no evaporador, a maioria dos trabalhos a respeito de termosifões com quantidades moderadas de fluido de trabalho são experimentais e procuram, através de análise

dimensional, encontrar correlações que possam ser utilizadas para prever o máximo fluxo de calor que o termosifão é capaz de transportar.

Imura *et alii* [33] sistematizaram uma série de correlações experimentais de outros autores (referências [29,34,35] entre outros), além de seus próprios resultados experimentais, propondo uma correlação que engloba todos os resultados dentro de uma faixa de $\pm 30\%$ de dispersão.

Pioro [36] também analisa uma série de resultados experimentais de diversos autores (referências [30] e [37] entre outros) discutindo principalmente os pontos divergentes entre eles e deixando claro que a influência de diversos fatores no fluxo máximo de calor que o termosifão pode transportar não estão totalmente elucidados.

Utkin [38] estuda o fluxo crítico de calor na ebulição em piscina em anéis e pequenas cavidades utilizando correlações adimensionais bastante próximas das já apresentadas [33,29,34,35].

As correlações e formulações apresentadas nesses trabalhos são válidas para termosifões verticais, com exceção de uma pequena ressalva da referência [35], que apesar de não incluir a inclinação em suas correlações, afirma que o fluxo crítico de calor que pode ser transportado pelo termosifão tem um máximo entre 45 e 60°.

Bezrodni & Shakatsii [37] apresentam resultados de testes com termosifões de vários diâmetros, comprimentos do evaporador, pressões de trabalho e inclinações, obtendo correlações não adimensionalizadas entre esses parâmetros para se calcular o fluxo máximo de calor, válida nos limites de variação dos valores utilizados nos testes.

Negishi & Sawada [39] analisam experimentalmente a influência da inclinação e da quantidade de líquido no fluxo máximo de calor. Através de observações visuais do comportamento do sistema descrevem qualitativamente as diferentes condições de operação em função da mudança desses dois parâmetros (ângulo de inclinação e quantidade de líquido). Calculam também os Coeficientes Globais de Transferência de Calor do termosifão nas diferentes condições de operação.

Groß & Hahne [40,41] apresentam resultados experimentais sobre a influência da pressão de trabalho e da inclinação sobre o fluxo máximo de calor, calculando também os Coeficientes Globais de Transferência de Calor.

Casarosa, Latrofa & Sheginski [42] estudam o que denominam de efeito "Geyser", ou seja, a operação do termosifão em regime cíclico, com a ejeção quase explosiva de bolhas de vapor do evaporador que transportam líquido até o condensador, que ocorre a baixas pressões de trabalho.

Chi [43] traz parâmetros para o dimensionamento mecânico e construção do tubo (partes II e III e apêndices B e C) que são válidos tanto para Heat Pipes como para termosifões.

II.3. SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO:

Taylor [45] apresenta uma retrospectiva histórica do desenvolvimento dos sistemas de absorção, enfocando diversas alternativas de mecanismos de bombeamento da solução rica em sistemas contínuos que não necessitam de trabalho externo. Cita também numerosos modelos de sistemas periódicos que obtiveram sucesso comercial. O sistema Platen-Munters é apresentado sussintamente, ressaltando ainda as possibilidades de surgimento de novos ciclos de absorção.

O'Leary [46] também procura traçar a história dos equipamentos de refrigeração, com ênfase para os sistemas de absorção.

Bjurström & Raldow [47] apresentam os princípios dos processos de absorção também sob uma perspectiva histórica, discutindo suas possibilidades de utilização não só para refrigeração e aquecimento mas também para armazenamento de calor e ciclos de potência, trazendo uma extensiva bibliografia a respeito.

As características e especificações técnicas do sistema escolhido para teste são apresentadas pelo fabricante (Consul S.A.) em suas publicações técnicas [48,49], além disso, alguns resultados de testes de desempenho desse tipo de geladeira são apresentados por Pagliuso et alii [50].

Alguns trabalhos experimentais utilizando esse mesmo tipo de geladeira foram também encontrados: Lombardi et alii [51] testaram seu desempenho para refrigerar a produção diária de leite de uma pequena propriedade, utilizando uma solução de água e álcool como volante térmico e GLP e eletricidade como fonte térmica. Santos e Venanzi [52] testaram o comportamento dessa geladeira utilizando o gás de escape de motores de combustão interna como fonte térmica.

Os sistemas de absorção utilizando o par amônia-água com bomba para circulação de solução são estudados por vários autores com vistas principalmente ao aproveitamento de energia solar para refrigeração em sistemas de médio porte. Duas teses de mestrado: Figueiredo [53] e Murr [54] simulam numericamente em computador o comportamento desse tipo de sistema sob diferentes condições externas.

Kaushik & Bhadwaj [56] também apresentam simulações numéricas do desempenho energético de sistemas de absorção utilizados tanto para refrigeração como para condicionamento ambiental ou como bomba de calor. Alvares & Trepp [57] simulam o comportamento energético e exergético desse tipo de sistema.

As equações de estado para soluções de amônia e água para uso em computadores são apresentadas por diversos autores [58,59,60].

Sobre os sistemas do tipo Platen-Munters (com gás inerte e sem bomba de circulação de solução), entretanto, não encontramos na literatura pesquisada nenhuma simulação em computador. Gajczak [61] estuda o desempenho de um sistema Platen-Munters para um sistema com 45 litros de capacidade através de diagramas de entalpia x concentração de amônia-água e amônia-hidrogênio.

Kouremenos [62] estuda as propriedades termodinâmicas da mistura gasosa de amônia e hidrogênio, fornecendo os coeficientes de virial da mistura e um diagrama das principais propriedades da mistura em função da concentração e da temperatura.

Niebergal [63] é talvez a publicação mais completa sobre o assunto de refrigeração por absorção, tanto sobre o aspecto histórico como tecnológico e principalmente teórico de equacionamento, inclusive para o sistema Platen-Munters. Além dessa publicação, os princípios de equacionamento de sistemas com bomba é apresentado por Threlked (capítulo 5, p. 85-115) [64].

Também são de interesse os estudos sobre refrigeração solar com sistemas periódicos de adsorção sólida. Passos, Meunier e Gianola [65] apresentam resultados de medições de adsorção de metanol em três tipos de carvão ativado e simulam a eficiência do ciclo utilizando esses dados. Vodianistkaia & Klüppel [66] apresentam resultados de um protótipo construído com o par sílica-gel e água para refrigeração de uma câmara de 160 litros de capacidade a temperaturas entre 5 e 10°C.

Uma outra tentativa de se obter refrigeração a partir do aproveitamento das perdas térmicas de um fogão a lenha, só que retirando calor dos gases de escape do fogão através de um banco

de tubos de calor e utilizando um sistema periódico de adsorção sólida com o par zeolita-água é relatada por Passos & Escobedo [67]. O fogão utilizado é o desenvolvido pela EMATER, discutido na bibliografia de fogões a lenha e o artigo apresenta o dimensionamento e o princípio de operação, entretanto não traz nenhum resultado experimental ou conclusão sobre seu desempenho.

CAPÍTULO III: CONDIÇÕES DE UTILIZAÇÃO DO FOGÃO A LENHA

III.1. ANÁLISE AGREGADA:

Nesse capítulo vamos apresentar os fatores culturais, econômicos e ambientais que determinam a opção pelo fogão a lenha por uma parte considerável da população brasileira.

Partiremos de uma visão global obtida dos grandes números e valores agregados nacionalmente para irmos paulatinamente fechando o leque e chegarmos ao usuário final e seu universo.

Apresentamos na tabela III.1 a evolução do número de domicílios que se utilizavam de fogão a lenha e a gás em relação ao total de domicílios de 1960 a 1980, obtido dos Censos Demográficos.

	1960			1970			1980		
	total	urbano	rural	total	urbano	rural	total	urbano	rural
lenha	8.291	2.562	5.728	7.947	2.145	5.802	7.734	2.031	5.703
gás	2.464	2.317	147	7.528	7.125	403	15.803	14.798	1.007
outro	2.743	1.471	1.173	1.788	1.006	1.147	1.673	944	730
total	13.498	6.350	7.048	17.623	10.276	7.352	25.210	17.771	7.440

Tabela III.1: Evolução do número de fogões. ($\times 10^3$)

Da tabela acima dois fatos principais devem ser ressaltados: O primeiro é o rápido processo de urbanização ocorrido nesse período, com altas taxas de crescimento do número de domicílios urbanos (a população urbana superou a rural no Brasil a partir de 1970) e um crescimento muito pequeno, quase estagnação do número de domicílios rurais, caracterizando um êxodo rural.

O segundo fato é a "explosiva" penetração do fogão a gás verificado principalmente nas zonas urbanas e o pequeno decréscimo do número de fogões a lenha.

A Tabela III.2 apresenta a população usuária de fogões a lenha e gás em relação à população total em 1980.

	total	urbana	rural
lenha	39.512.026	10.066.430	29.455.596
gas	70.352.944	66.403.627	4.949.317
outro	7.483.316	3.857.695	3.625.621
total	117.348.286	79.317.752	38.030.534

Tabela III.2: Censo 1980 população usuária

Da análise dessa tabela, percebemos que ainda em 1980 nada menos que 39,5 milhões de brasileiros dependiam do fogão a lenha para a cocção de alimentos (cerca de 33,5% da população total), estando 29,5 milhões localizados na área rural (77,5% da população rural), caracterizando assim sua utilização em áreas rurais.

A tabela III.3 relaciona o número de domicílios usuários dos dois principais tipos de fogão com a faixa de renda em salários mínimos.

	total	≤ 1	1 ≤ 2	2 ≤ 5	> 5
lenha	7.734.141	2.948.073	2.329.274	1.726.217	530.168
gás	15.802.638	1.049.774	2.602.129	5.869.902	6.053.777
outro	1.673.860	733.034	514.742	292.432	65.131
total	25.210.639	4.730.881	5.446.145	7.888.551	6.649.076

Tabela III.3: Censo 1980 domicílios usuários por faixa de renda

A tabela III.3 nos dá uma visão das precárias condições econômicas da maioria dos domicílios que se utilizam do fogão a lenha: Cerca de 68,2% dos domicílios usuários desse equipamento têm uma renda mensal inferior a 2 salários mínimos. Mesmo levando-se em conta que grande parte das receitas dos domicílios rurais não é monetária (auto-produção, troca, etc.), isto evidencia uma baixa possibilidade de penetração de inovações tecnológicas de custo elevado entre esses usuários.

Outro fator importante a ser considerado é a condição de propriedade dos domicílios dos usuários de fogão a lenha, apresentado na tabela III.4, pois sendo esse em sua grande maioria construído em alvenaria, e, portanto, parte integrante da arquitetura da moradia, qualquer modificação a ser introduzida no fogão é encarada como uma "reforma" na moradia, e assim deve ser efetuada pelo proprietário da mesma.

Total				
	total	próprios	alugados	cedidos
gas	15.802.638	9.346.116	4.915.800	1.354.172
lenha	7.734.141	5.057.866	437.233	2.053.612
outro	1.673.860	1.142.159	3.291.140	164.220
total	25.210.639	15.546.141	5.682.173	3.572.004
Urbanos				
gas	14.795.623	8.736.242	4.815.838	1.076.837
lenha	2.030.906	1.429.776	340.942	223.579
outro	944.452	228.257	312.168	81.219
total	17.770.981	10.694.275	5.468.948	1.381.635
Rural				
gas	1.007.015	609.874	99.962	277.335
lenha	5.703.235	3.628.090	96.251	1.830.033
outro	729.408	613.912	17.012	83.001
total	7.439.658	4.851.876	213.225	2.190.369

Tabela III.4: Domicílios segundo o tipo de fogão pela condição de ocupação. (Censo 1990)

Pode-se perceber que principalmente na zona rural, uma porção considerável dos usuários de fogões a lenha (33,8%) não são proprietários dos imóveis onde vivem, sendo em sua maioria cedidos pelos proprietários de terra aos seus trabalhadores (colonos).

Uma última informação importante que pode ser obtida do Censo é a distribuição geográfica a nível nacional, que é apresentada na tabela III.5 a seguir.

	Brasil	Norte	Nordeste	Sudeste	Sul	C. Oeste
gas	15.802.638	558.163	2.500.175	9.663.781	2.169.479	911.040
lenha	7.734.141	303.235	2.951.410	1.896.041	1.986.819	596.636
outro	1.673.860	181.600	1.298.838	124.596	31.881	36.945
total	25.210.639	1.042.998	6.750.423	11.684.418	4.188.179	1.544.621

Tabela III.5: Distribuição regional dos domicílios usuários de fogões

As regiões onde o fogão a lenha tem um peso maior são a região Nordeste (43,7%) e a região Sul (47,4%). Na região Sudeste, onde a sociedade industrial tem suas bases mais sólidas, estados com fortes tradições rurais como Minas Gerais e Espírito Santo, apresentam ainda um grande número de usuários (cerca de 42%).

III.2. ANÁLISE DE UM ESTUDO DE CASO:

Caberia agora, depois de analisar os grandes números expostos acima, que evidenciaram o universo onde predomina o fogão a lenha, passar a estudar mais detidamente este universo rural, tão diferente do meio urbano, "espaço de camponeses, trabalhadores braçais, homens e mulheres da roça", como define Botelho [3].

Para a compreensão deste universo e suas relações (ou falta de relações) com o universo urbano-industrial, foi de grande valia um estudo de caso realizado pela COPPE/UFRJ na zona rural do estado do Rio de Janeiro. Dessa Pesquisa surgiram duas publicações: uma sobre o consumo de lenha no setor residencial rural [5] e outra, uma tese de mestrado, que estuda o fogão a lenha enquanto uma solução técnica artesanal que responde pela inadequação do sistema técnico industrial para atender as necessidades do meio rural [3].

Esses trabalhos evidenciaram a grande disparidade de hábitos e distribuição familiar, espacial e temporal das tarefas no meio urbano e rural, indicando a extrema vitalidade com que persiste o fogão a lenha nesse último, apesar de, dentro de parâmetros urbanos, ser esse considerado "ultrapassado" e ineficiente.

O enfoque da pesquisa foi o de um estudo de caso, não tendo portanto representatividade estatística. A abordagem utilizada é rica em detalhes e visa uma análise qualitativa dos tipos de fogão utilizados; da lenha, quanto aos processos de obtenção, distribuição e utilização; e dos usuários, tentando captar os condicionantes regionais, sociais, econômicos e culturais que determinam os padrões de uso do fogão e consumo de lenha na área rural.

Foram efetuadas 82 entrevistas em domicílios rurais situados tanto no interior de fazendas como em aglomerados rurais de diferentes regiões geográficas do estado do Rio de Janeiro.

Os resultados são apresentados de forma a se identificar cada domicílio, o que torna possível a obtenção de uma grande variedade de cruzamento de dados.

Os principais aspectos evidenciados pelo estudo foram agrupados nos seguintes itens: Perfil sócio-econômico, Caracterização do equipamento, Uso do fogão a lenha, Formas de obtenção de lenha, Consumo de lenha e Impactos ambientais.

a) Perfil sócio-econômico da amostra:

A divisão em classes de renda mostrou o baixo poder aquisitivo da maioria dos usuários de fogão a lenha, sendo que metade dos domicílios visitados possuíam uma renda monetária menor que um salário mínimo.

Quanto à condição de ocupação, 31 dos 82 domicílios pertenciam aos próprios ocupantes, enquanto os demais eram cedidos (pelo patrão), emprestados (pelos parentes) ou alugados.

Foi também constatada a forte presença nos domicílios rurais do fogão a gás ao lado do fogão a lenha, não só nos conglomerados rurais onde isso aconteceu na quase totalidade dos domicílios (29/31), como também no campo (39/61), apesar disso, a grande maioria dos domicílios que possuem ambos os fogões acendem o fogão a lenha todos os dias e não o apagam após as refeições, evidenciando não uma substituição do fogão a lenha pelo fogão a gás, mas uma complementaridade.

Apesar de parecer estranho à primeira vista, o hábito de se apagar o fogão após as refeições é mais comum nos domicílios que não dispõem de fogão a gás. Entretanto, percebeu-se que esses domicílios eram os que possuíam maior dificuldade de obtenção de lenha, sendo portanto o hábito justificado pela necessidade de economia de combustível.

b) Caracterização do equipamento:

O tipo de fogão mais encontrado (75/82) foi o de alvenaria, sendo em geral extremamente simples, construído artesanalmente pelo próprio dono da casa ou pedreiro local, quando da construção da casa.

Essa característica: ser parte integrante da arquitetura da casa, aliada à instabilidade dos "colonos" que recebem a casa, e conseqüentemente o fogão, em troca dos serviços que prestam ao dono da propriedade, ocasiona um certo desleixo quanto à performance do mesmo, visto que muitas vezes não providenciam melhorias pelo fato de não saberem quanto tempo permanecerão naquele local.

O fogão mais encontrado foi o de degraus no sentido longitudinal da alvenaria, sendo que em mais da metade dos domicílios os fogões eram desprovidos de quaisquer componentes adicionais,

Apenas 15 dos 82 fogões eram providos de serpentina para aquecimento de água, 16 dos 82 possuíam dispositivo para controle do fluxo de ar, 26 dos 82 possuíam fornos, que entretanto eram raramente utilizados. A chaminé, mesmo que improvisada foi um componente encontrado em todos os fogões.

A baixa ocorrência dos componentes adicionais pode ser explicada principalmente por fatores culturais (não conhecimento) aliado a fatores geográficos (clima quente, não necessitando de serpentina de aquecimento de água para banho) e econômicos (alto custo de instalação de alguns componentes: serpentina e forno).

c) O uso do fogão a lenha:

Mesmo com a grande penetração do fogão a gás evidenciada pela pesquisa (83 % do total dos domicílios visitados), a maior parte dos domicílios se utiliza do fogão a lenha para a preparação das refeições principais, sendo o fogão a gás utilizado eventualmente para o preparo de refeições extras (cafézinho, chá, etc.). Isso evidencia a não substituição da lenha pelo GLP, mas sua complementaridade na área rural.

Em relação aos padrões de utilização, essa pesquisa evidenciou a grande diferença entre os hábitos e rotina doméstica rural e urbana. O fogão a lenha é aceso normalmente entre as 4:00 e 5:00 horas da manhã para o preparo do café da manhã. No intervalo entre essa refeição e o almoço (10:30 ou 11:00 h) é cozido o feijão. Vale lembrar que no ambiente rural é hábito consagrado se cozinhar feijão todos os dias em panelas comuns. Em seguida é preparado o almoço. No período da tarde o uso é menos intenso, somente se alimentando novamente o fogo ao fim da tarde para aquecimento de água para banho e preparo do jantar (por volta das 17:00 h).

Assim, um fogão que fica aceso o dia inteiro, tem um ciclo diário de 10 a 15 horas, sendo 5 a 6 horas de fogo intenso e as demais apenas com braseiro.

Cerca da metade da amostra mantinha o fogão aceso o dia inteiro, sendo que os domicílios que o apagavam logo após o preparo das refeições, o faziam por economia de lenha, reconhecendo o hábito de mantê-lo aceso.

Foi encontrada uma forte correlação entre o consumo de feijão e o uso do fogão a lenha.

O controle da intensidade do fogo é conseguido pela quantidade, qualidade e manejo da lenha, sem o uso de qualquer dispositivo.

Além do uso para a cocção de alimentos, 83% dos domicílios pesquisados usam o fogão a lenha para aquecimento de água, seja por meio de serpentina ou de panela. Outro uso comum é o aquecimento de água para a lavagem de roupas. O aquecimento ambiental no período de inverno faz aumentar a frequência de utilização do fogão nas famílias que o utilizam raramente, aumentando também o número de horas que ele fica aceso (principalmente à noite).

Um outro uso detectado, mesmo em domicílios que dispunham de energia elétrica, é o aquecimento do ferro de passar na chapa do fogão, seja pelo alto custo da eletricidade, seja pela impossibilidade de reparar o equipamento elétrico uma vez danificado.

d) Formas de obtenção de lenha:

A forma mais comum de obtenção de lenha encontrada nessa pesquisa foi a coleta de galhos e madeira seca efetuada pela família quase que cotidianamente nos intervalos das atividades domésticas, na volta do trabalho ou até nas horas de folga.

A responsabilidade da coleta recai, na maioria dos casos, sobre os membros da família não ocupados fora de casa (mulher e filhos). A lenha coletada é quase sempre transportada nos próprios ombros, raramente sendo utilizados animais ou veículos, o que limita muito a quantidade transportada, aumentando a frequência.

A forma de obtenção da lenha está diretamente relacionada com a posse da terra: coletas pequenas e repetidas são típicas de colonos e moradores em aglomerados rurais (assalariados), já os proprietários de terras realizam coletas maiores e, portanto menos frequentes.

É comum a proibição dos proprietários de terras de se coletar lenha em suas propriedades sob alegações genéricas como problemas de furto, corte de cerca, etc., o que torna difícil o acesso à lenha dos não proprietários, principalmente em regiões de monocultura em latifúndios (cana).

A compra de lenha é bem menos comum, sendo a maioria dos casos verificada nos aglomerados rurais. A opção pela coleta se dá não só pelo óbvio alívio que representa no já escasso orçamento familiar, como também pela forma de comercialização utilizada. Os

fornecedores de lenha, habituados ao fornecimento de lenha às indústrias (padarias, olarias, cerâmicas, etc.) determinam a quantidade mínima de fornecimento: um caminhão (10 a 15 m³st), que, além de representar um alto desembolso concentrado, exige boas soluções de estocagem, já que essa quantidade representa em média o consumo familiar de um ano.

Uma forma mais adequada, porém menos comum de fornecimento familiar de lenha são os chamados cargueiros, (mulas que transportam cestos no lombo) que transportam em média o consumo de um mês (1,4 m³st), não sendo entretanto apropriada para grandes distâncias.

e) O consumo de lenha:

Por não estarem habituados a comprar lenha, a maioria dos consumidores não soube precisar seu consumo de lenha mensal em m³st. Dentre os que já haviam comprado lenha pelo menos uma vez, as estimativas obtidas variaram muito (entre 0,2 a 6 m³st por mês). Foram efetuadas pesagens em 5 domicílios e a média obtida foi de 5,7 kg/dia, o que representa pelos fatores de conversão do BEN, um consumo de 0,61 m³st/mês. Assim, os valores encontrados apresentam grande dispersão, não podendo servir de base para estimativas.

f) Impacto ambiental:

As principais conclusões nesse item são que o consumo doméstico, pelo tipo de coleta (galhos e madeira seca coletados e transportados individualmente) e pelo nível de dispersão em que ocorre não chega a influir no problema de desmatamento no estado do Rio de Janeiro. O mesmo não pode ser afirmado em relação à coleta de lenha para fins industriais devido ao nível e concentração do consumo serem muito mais elevados, exigindo o corte de árvores em grandes extensões.

CAPÍTULO IV: O FOGÃO A LENHA COMO EQUIPAMENTO TÉRMICO

A primeira etapa do trabalho experimental constitui-se na determinação dos principais parâmetros do desempenho do fogão a lenha.

Nosso objetivo é ter uma idéia quantitativa dos fluxos de calor para as painéis e das diferentes perdas, tentando depois, através de pequenas modificações na geometria da fornalha, aumentar o fluxo de calor para as painéis e avaliar a melhor localização para efetuar a retirada de calor para o acionamento da geladeira.

IV.1. CARACTERÍSTICAS DA LENHA COMO COMBUSTÍVEL:

O fogo, em sua forma natural é conhecido do homem há mais de 600.000 anos. Somente há cerca de 30.000 anos o homem conseguiu inventar uma fonte de ignição, conseguindo assim um certo controle sobre ele. Apesar de sua longa história, os fenômenos de combustão ainda não são completamente entendidos. As teorias modernas sobre combustão tiveram suas origens nos trabalhos de Mallard e Le Châtelier, há cerca de 100 anos. Se considerarmos a combustão da madeira, que foi provavelmente um dos primeiros combustíveis utilizados pelo homem, somente tornou-se objeto de estudos científicos nos últimos 30 anos. O interesse principal desses estudos é o controle de incêndios (em prédios e florestas), tendo assim um caráter teórico pela dificuldade de se planejar e executar experimentos em escala real e seus resultados são de interesse restrito.

Uma descrição fenomenológica das transformações químicas que ocorrem com os três principais constituintes da madeira (celulose, hemicelulose e lignina) pode ser simplificada em três fases: (1) pirólise resultando na liberação de voláteis e formação de carvão, (2) queima de voláteis e (3) queima de carvão. Esses três processos dependem entretanto das condições da madeira (umidade, tamanho, constituição, etc.).

Na maioria dos fogões a lenha, a madeira é queimada na forma de pequenos pedaços e galhos empilhados, conhecida na literatura como combustão em leito fixo. Apesar da madeira passar pelos mesmos processos, eles ocorrem simultaneamente em diferentes locais do leito, tornando assim mais complicado o seu modelamento.

A descrição apresentada acima é estritamente qualitativa e, apesar de nos auxiliar no entendimento do processo, não nos permite calcular a taxa de liberação de calor, e, correspondentemente de consumo de combustível em função de sua composição química e das condições físicas do processo. Tal modelamento matemático poderia ser feito em três partes: combustão da fase sólida, combustão da fase gasosa e condições de interface. Poderíamos escrever as equações que governam cada um dos casos e até eventualmente resolvê-las numericamente, mas as incertezas sobre as propriedades físicas, os processos de pirólise e as reações químicas são tão grandes que os resultados seriam de muito pouca utilidade.

Todos esses fatores tornam a análise do processo total muito complexa. Assim, para prever a taxa de liberação de calor vamos ter que assumir hipóteses simplificadoras fortes.

Além da análise da constituição da madeira como um polímero natural, constituído em média de 50% de celulose, 25% de hemicelulose e 25% de lignina, uma outra forma de analisá-la, de maior interesse para se determinar o calor de combustão e a quantidade de oxigênio necessária para a combustão, é a chamada análise elementar (ultimate analysis). A análise elementar dá a porcentagem em peso dos principais elementos químicos: C, H, N, O, S e cinzas. Apesar de uma pequena variação das quantidades relativas de cada constituinte em diferentes tipos e partes da madeira, há uma certa consistência nos valores (vide Arola [24]), de modo que tomaremos nesse trabalho uma constituição média:

C.....	52%
O.....	41%
H.....	6%
Cinzas.....	1%

Uma terceira maneira de analisar a composição da madeira é a chamada análise imediata (proximate analysis), que dá as porcentagens de carbono fixo, material volátil e cinzas. A tabela IV.1, da referência [24] traz alguns valores dessa composição.

tipo de madeira	material	carbono	cinzas
madeiras duras	volátil	fixo	
madeira	77,3	10,4	3,2
casca	76,7	18,6	4,6
madeiras moles			
madeira	77,2	22,0	1,6
casca	73,3	23,7	3,0

Tabela IV.1: Análise imediata de algumas madeiras em peso (%)

Dos valores apresentados na tabela acima, podemos dizer em termos gerais que cerca de 3/4 do peso da madeira é material volátil.

Além da constituição da madeira, há outras propriedades físicas da madeira que são de interesse vital para os fenômenos de combustão: a umidade e o poder calorífico.

Sendo um material higroscópico, a madeira utilizada para combustão nos fogões domésticos sempre possui uma certa quantidade de umidade, que pode ser determinada de forma relativamente simples conforme a norma ASTM D 2016-65.

Por esse método, o conteúdo de umidade é calculado dos valores das pesagens obtidos antes e depois da secagem de uma amostra representativa (secção transversal da lenha) em um forno com temperatura de 104°C até que o peso se mantenha constante.

Define-se como umidade em base úmida (W_u) a razão entre a massa de água existente na madeira e a massa total antes da secagem, conforme a equação:

$$W_u = [(M_i - M_f) / M_i] \times 100 \quad (\text{IV.01})$$

onde: M_i é a massa inicial da amostra [kg]

M_f é a massa final da amostra após secagem [kg]

W_u é a umidade em base úmida [%]

A umidade em base seca (W_s) é a razão entre a massa de água existente na madeira e a massa total após a secagem, conforme a equação:

$$W_s = [(M_i - M_f) / M_f] \times 100 \quad (\text{IV.02})$$

onde W_s é a umidade em base seca [%]

Neste trabalho, utilizaremos sempre os valores de umidade em base seca.

A medição do poder calorífico de combustíveis complexos como a madeira pode ser feita experimentalmente através de um calorímetro isotérmico, conforme norma ASTM D 3286-73. Esse teste nos permite calcular o poder calorífico superior de uma amostra de madeira seca.

Foram realizados três testes calorimétricos para a lenha que seria utilizada nos testes (eucaliptus) e o valor médio encontrado foi PCS=20000 kJ/kg (4780 kcal/kg) de madeira seca. Os valores médios encontrados na literatura [24] variam de 19900 kJ/kg para madeiras duras a 20700 kJ/kg para madeiras moles.

O calorímetro isotérmico nos fornece o PCS de uma amostra de madeira seca, entretanto, na maioria dos casos de combustão a madeira utilizada possui uma certa quantidade de umidade e a temperatura dos produtos de combustão liberados para a atmosfera é mais alta que a temperatura de condensação do vapor d'água presente neles (proveniente da evaporação da umidade e formada na combustão). Assim, em termos práticos o que nos interessa é o Poder Calorífico Inferior (PCI) da madeira com W_s % de umidade em base seca, que pode ser calculado pela equação:

$$PCI = [1/(1+W_s)] [PCS - h_{lv}(W_s + 9H)] \quad (IV.03)$$

onde:

h_{lv} = entalpia de mudança de fase da água na temperatura do calorímetro (25°C) = 2440 kJ/kg

W_s = umidade da lenha em base seca [% /100]

H = fração mássica de hidrogênio na madeira seca = 0,06

A umidade W_s da lenha utilizada em cada teste foi determinada através do método já descrito. Os valores encontrados variaram entre 13 e 16,5%. O PCI para cada teste foi calculado pela equação (IV.03) a partir do valor do PCS encontrado no calorímetro (20000 kJ/kg) e W_s encontrado na amostra de cada teste, variando de 18250 a 15690 kJ/kg (3885 a 3750 kcal/kg) conforme a umidade.

IV.2. MONTAGEM EXPERIMENTAL:

Foi construído um fogão a lenha tradicional em alvenaria do tipo em degrau dotado de forno localizado na parte superior. Durante a construção do mesmo foram inseridos 19 termopares tipo J, sendo 14 na base da câmara de combustão, 4 nas laterais e 1 na base da chaminé para a medição da temperatura dos gases, conforme mostrado na figura IV.1.

Os 19 termopares foram ligados a um milivoltímetro digital através de uma chave seletora de 24 canais, utilizando-se gelo fundente como referência de temperatura.

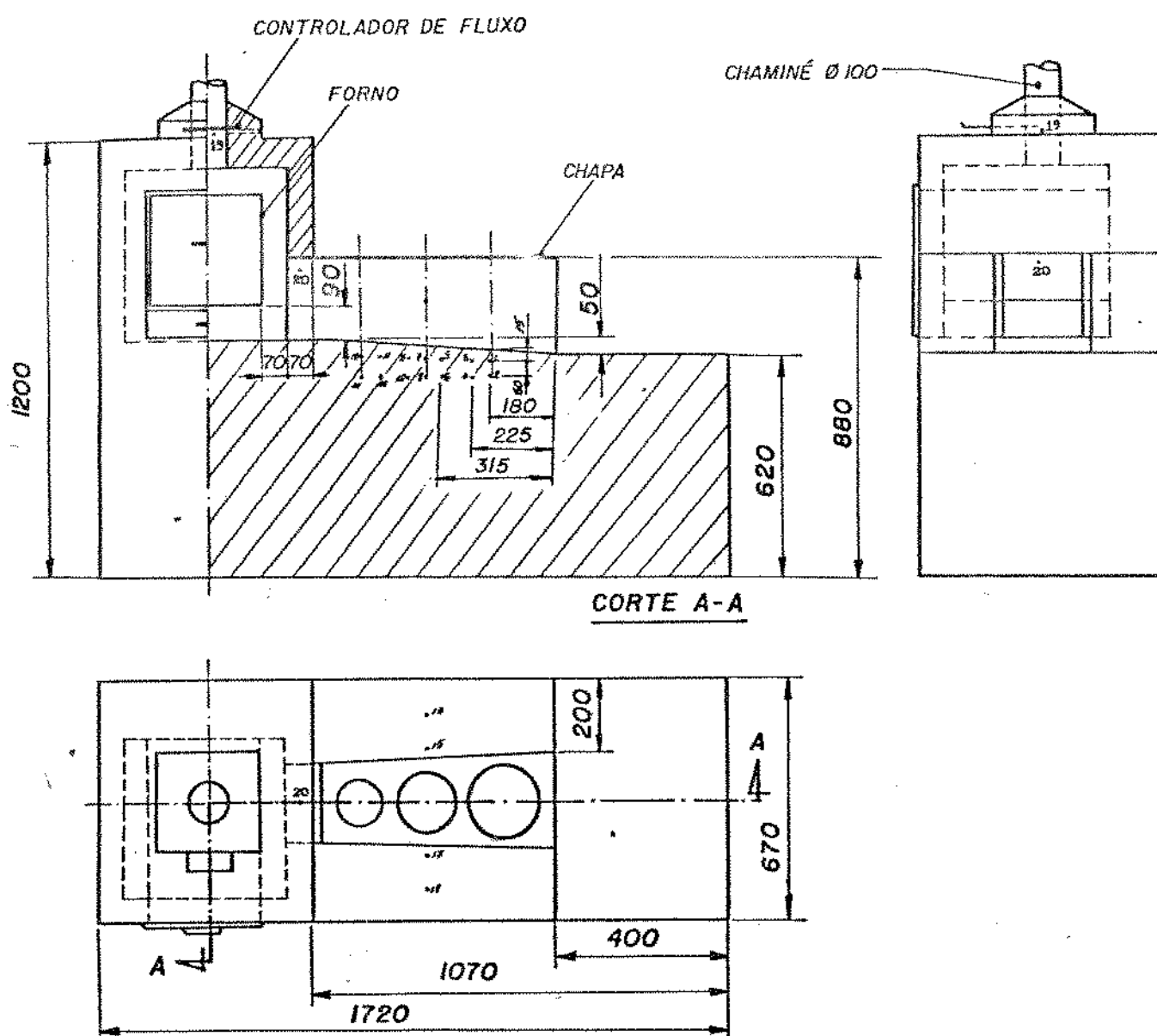


Figura IV.1: Fogão a lenha tradicional de alvenaria com pontos de medição de temperatura.

IV.3. METODOLOGIA V.I.T.A. DE TESTES DE EFICIÊNCIA:

A primeira série de 5 testes efetuada no fogão seguiu a metodologia proposta pela V.I.T.A. [20] para a determinação da eficiência de cocção através de testes de fervura de água (water-boiling tests).

O teste é dividido em duas fases: uma de alta potência, onde se visa aquecer a água das panelas o mais rapidamente possível, mantendo-se este regime de operação por mais 15 minutos após a entrada em ebulição da água. Ao final desse período são pesadas as panelas com água, a lenha e o carvão restantes, a diferença entre as pesagens feitas no início e no final da fase dão a massa de água evaporada e o consumo de carvão e lenha na fase.

A segunda fase tem início logo em seguida, retornando-se as panelas, a lenha e o carvão e mantendo-se o fogo a um nível mínimo suficiente para manter a água da primeira panela em ebulição por um período de uma hora, ao final da qual são feitas novas pesagens.

As panelas são preenchidas com água até cerca de 2/3 de seu volume total e são mantidas tampadas. Durante os testes foi feito o acompanhamento das temperaturas da água das panelas (através de termômetros de mercúrio instalados nas tampas e dos 19 pontos de medição de temperatura no corpo do fogão).

Com os dados obtidos em cada fase dos testes foram calculados:

CALOR FORNECIDO: (Q_f)

$$Q_f = (\Delta m_{le} \times PCI_{le}) + (\Delta m_{cv} \times PCI_{cv}) \quad (IV.04)$$

onde:

Δm_{le} = Massa de lenha consumida na fase [kg]

PCI_{le} = Poder Calorífico inferior da lenha [kJ/kg]

Δm_{cv} = Massa de carvão consumida na fase [kg]

PCI_{cv} = Poder Calorífico Inferior do carvão (29000 KJ/kg)

POTÊNCIA MÉDIA FORNECIDA: (Pm_f)

$$Pm_f = Q_f / \Delta t \quad (IV.05)$$

onde:

Δt = Duração da fase [s]

CALOR UTIL: (Q_u)

$$Q_u = (m_{H_2O} \times C_{p_{H_2O}} \times \Delta T) + (\Delta m_{H_2O} \times h_{lv}) \quad (IV.06)$$

onde:

m_{H_2O} = Massa de água no início da fase [kg]

$C_{p_{H_2O}}$ = Calor Específico da água (4,184 kJ/kg°C)

ΔT = Variação de temperatura da água na fase [°C]

Δm_{H_2O} = Massa de água evaporada [kg]

h_{lv} = Entalpia de mudança de fase a 100°C (2260 kJ/kg)

POTÊNCIA MÉDIA ÚTIL: (Pm_u)

$$Pm_u = Q_u / \Delta t \quad (IV.07)$$

EFICIÊNCIA: (η)

$$\eta = (Q_u / Q_f) \times 100 \quad (IV.08)$$

Pelo grande número de parâmetros que influenciam os resultados de cada teste, foi feito um tratamento estatístico dos dados e resultados obtidos, conforme sugerido pela V.I.T.A. . Assim, a análise dos resultados é feita em termos de suas médias aritméticas: $\bar{X}$

$$\bar{X} = (1/n) \times \sum_{i=1}^n X_i \quad (IV.09)$$

onde X_i é o i-ésimo valor do parâmetro X

A média aritmética, entretanto, não dá idéia da variabilidade dos valores encontrados, para isso é calculado o Desvio Padrão S

$$S = \left[(1/(n-1)) \times \sum_{i=1}^n (X_i - \bar{X})^2 \right]^{1/2} \quad (IV.10)$$

O Desvio Padrão dividido pela média nos dá um parâmetro conhecido como Coeficiente de Variação (COV). O COV é portanto uma medida normalizada da variabilidade e assim, independente da unidade utilizada.

$$COV = S / \bar{X} \quad (IV.11)$$

IV.4. RESULTADOS E COMENTÁRIOS:

A figura IV.2 mostra a variação da temperatura com o tempo nos principais pontos da base da câmara de combustão e nos gases de saída (início da chaminé) durante um dos testes. (Δt 1ª fase = 65 min, Δt 2ª fase = 60 min).

Da análise dessa figura pode-se perceber que a zona de queima não passa dos 300 mm da entrada da câmara de combustão (pontos 1, 3 e eventualmente 5), podemos ainda observar os dois regimes básicos de combustão que ocorrem: o primeiro devido à queima de voláteis (cerca de 80% da massa de madeira seca), responsável por altas temperaturas dos produtos de combustão. O segundo regime de combustão é o do carvão em leito fixo, caracterizado por temperaturas mais baixas nos produtos de combustão, não havendo em geral chama. Nessa fase, apesar da diminuição da temperatura dos gases, a temperatura da base da câmara continua aumentando devido à condução do calor do leito de carvão para a base da câmara.

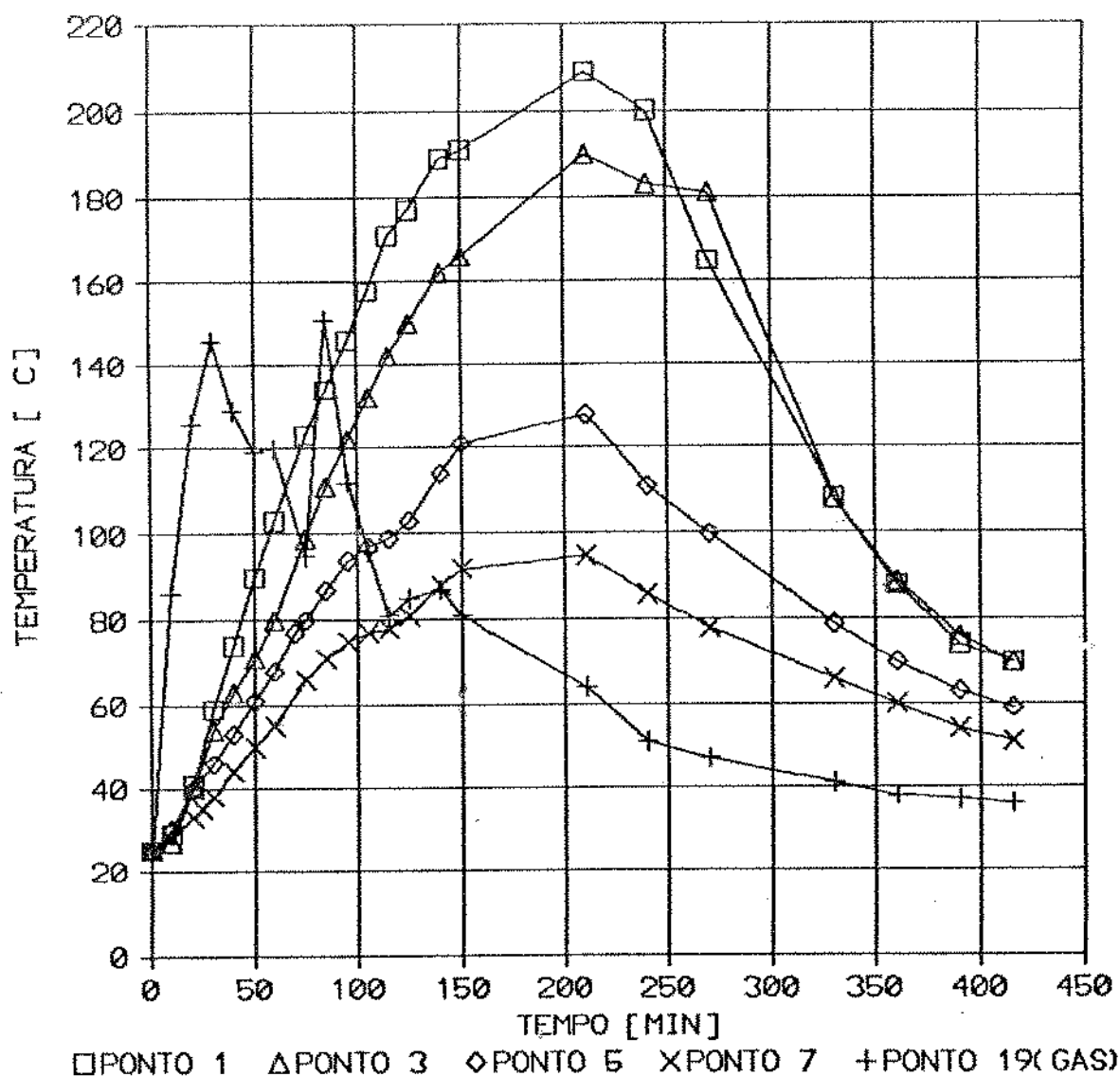


Figura IV.2: Variação da temperatura com o tempo nos principais pontos de medição da fig. IV.1 durante um dos testes.

A tabela IV 2 apresenta a média das eficiências de cada panela e total de 5 testes para a primeira e segunda fases, assim como seu Desvio Padrão e Coeficiente de Variabilidade. Os dados e resultados de cada teste são apresentados integralmente no apêndice A.

1ª FASE				2ª FASE		
Panela	η	S	COV	η	S	COV
1	2,60	0,27	0,10	2,18	0,42	0,19
2	2,36	0,56	0,24	1,10	0,48	0,44
3	0,93	0,14	0,18	0,20	0,10	0,51
TOTAL	5,89	0,74	0,13	3,49	0,90	0,26

Tabela IV 2: Eficiências médias das panelas e total

As eficiências obtidas: 5,9% na primeira fase e 3,5% na segunda fase, parecem contrariar a crença de que o fogão trabalha mais eficientemente quando está aquecido, entretanto, duas observações são cabíveis: 1) A Potência média fornecida na segunda fase é sempre menor que a da primeira. 2) Na primeira fase predomina o regime de queima de voláteis, enquanto na segunda fase o regime predominante é o de queima de carvão em leito fixo.

Analisando separadamente o desempenho de cada panela, percebemos que a primeira panela possui a maior eficiência tanto na primeira como na segunda fase (respectivamente 2,6 e 2,2%, com uma baixa variabilidade (COV = 0,10 e 0,19) demonstrando que mesmo no regime de queima de carvão em leito fixo, por estar posicionada exatamente acima da zona de queima, consegue manter boas condições de troca por radiação.

A segunda panela já apresenta, em média, uma eficiência um pouco inferior na primeira fase (2,4% com uma maior variabilidade (COV = 0,24), sendo que para altas Potências médias fornecidas sua eficiência chega a suplantiar a da primeira panela (devido provavelmente ao desvio da chama da base da primeira para a base da segunda panela, ocasionado pelo aumento do fluxo de ar aspirado na entrada da câmara). Já na segunda fase sua eficiência apresenta-se bem mais baixa (1,10% e ainda mais variável (COV=0,44) pela alternância de regimes de combustão.

A terceira panela, que na primeira fase se apresenta com uma eficiência estável, porém baixa ($\eta=0.9\%$ e COV=0.18) na segunda fase varia muito, tendo uma eficiência média muito baixa ($\eta=0,2\%$ e COV=0,51) a ponto de muitas vezes a temperatura da água baixar

durante esta fase.

Das observações feitas, podemos perceber que a eficiência está diretamente relacionada com a potência fornecida, o regime de combustão predominante e o posicionamento da zona de queima em relação à base da panela.

A metodologia de testes utilizada não nos permite relacionar diretamente esses parâmetros por ser muito vaga quanto ao regime de alimentação. Ao tentar se aproximar dos hábitos regionais de cocção e utilização do fogão a lenha, introduz uma componente a mais, bastante variável, na análise do comportamento do fogão: a habilidade do operador.

Uma abordagem mais adequada para a análise térmica do fogão a lenha em laboratório é proposta por Prasad et alii [7], tentando caracterizar um fogão por uma curva de Eficiência x Potência Fornecida.

Prasad sugere que a alimentação seja feita com pequenas quantidades fixas de madeira a intervalos constantes de tempo, obtendo-se assim o que ele denomina de regime permanente "periódico". O objetivo é manter-se o regime de combustão (queima de voláteis), assim como o nível de fornecimento de calor constantes. Com isso, não estamos tentando simular o processo de cocção, mas medir o processo de transferência de calor do fogo para as panelas utilizando a água como um meio conveniente de se medir o calor transferido.

Através da realização de vários pré-testes, conseguimos elaborar um procedimento relativamente simples de teste, o qual foi utilizado para a elaboração das curvas de Eficiência x Potência para o mesmo fogão e para os protótipos com pequenas modificações.

IV.5. METODOLOGIA DE TESTE PROPOSTA

1) As panelas são preenchidas com água até cerca de $\frac{2}{3}$ do seu volume total, pesadas e a temperatura da água é registrada.

2) A quantidade total de lenha a ser utilizada no teste é dividida em cargas de aproximadamente o mesmo peso (nos testes realizados foram utilizadas dez cargas de lenha lascada em pedaços de 20 a 30 cm de comprimento, pesando cada pedaço de 20 a 80 grâmas).

3) Cada carga é introduzida a intervalos constantes de tempo (o intervalo de tempo utilizado foi de dez minutos).

4) É feito um acompanhamento das temperaturas da água das panelas e registrado o tempo necessário para a entrada em ebulição de cada panela.

5) Após a introdução da última carga (em nosso caso aos 90 minutos), o teste continua até que toda a lenha tenha sido consumida (só reste carvão no leito) e não haja mais chama (queima de voláteis).

6) O tempo de duração do teste é então anotado e as panelas são retiradas e pesadas, ocorrendo o mesmo com o carvão restante.

7) A cada teste varia-se a quantidade total de lenha, e, conseqüentemente o peso de cada carga, de maneira a obter-se diferentes potências fornecidas (utilizamos 10 cargas de 200, 300, 400, 500 e 600 g a cada 10 minutos).

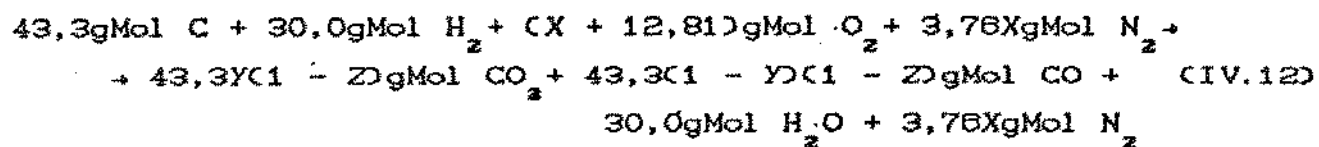
Dos resultados obtidos em cada teste pode-se calcular as eficiências utilizando as equações (IV.04) a (IV.08).

Os valores são calculados para cada panela e depois somados para a obtenção dos valores globais para o fogão.

Durante a realização dos testes foi feito o acompanhamento das temperaturas dos produtos de combustão na saída da câmara (ponto 20 na figura IV.1) e, para cada teste, foram também realizadas duas análises dos produtos de combustão utilizando-se um ORSAT, sendo uma delas entre a 4ª e a 5ª cargas (~ 35 minutos) e a outra após a última carga (~ 95 minutos).

O cálculo da quantidade de produtos de combustão é feita conforme sugere Geller [9] tomando-se a composição elementar média da madeira seca em base mássica já apresentada (pag.22).

Assume-se que todo o oxigênio presente na madeira reage durante a combustão e que o combustível é completamente convertido em CO_2 , CO e H_2O , assim, a reação estequiométrica de combustão por kg de madeira seca é dada por:



X, o número de moles de Oxigênio atmosférico usado na combustão é:

$$X = 21,85(Y - Z - YZ) + 23,85 \quad (\text{IV.13})$$

Y, a fração de Carbono reagente convertida em CO_2 é:

$$Y = F_{\text{CO}_2} (F_{\text{CO}_2} + F_{\text{CO}})^{-1} \quad (\text{IV.14})$$

onde F_{CO_2} e F_{CO} são respectivamente as frações de CO_2 e CO nos produtos de combustão secos.

Z, a fração do carbono do combustível que não reage durante a combustão é:

$$Z = M_{\text{cv}} [0,52 M_{\text{le}} (1 + W_s)]^{-1} \quad (\text{IV.15})$$

onde M_{cv} é a massa de carbono restante

M_{le} é a massa de lenha com W_s de umidade em base seca.

Podemos então calcular o número de moles de produtos de combustão secos para a combustão estequiométrica, Q_{op} como:

$$Q_{\text{op}} = \{[43,3(1-Z)] + (3,76X)\} \quad (\text{IV.16})$$

e o número de moles de ar em excesso, Q_{a} como:

$$Q_{\text{a}} = (4,76 F_{\text{O}_2} Q_{\text{op}}) (1 - 1,76 F_{\text{O}_2})^{-1} \quad (\text{IV.17})$$

onde F_{O_2} é a fração de O_2 nos produtos de combustão secos.

Finalmente, o excesso de ar λ é dado por:

$$\lambda = Q_{\text{a}} / (4,76X) \quad (\text{IV.18})$$

IV.6. RESULTADOS E COMENTÁRIOS:

Os valores de excesso de ar das duas medições feitas para cada teste (com alimentações de 200, 300, 400, 500 e 600 g a cada 10 minutos), calculados pela metodologia descrita acima são apresentados no apêndice B. A média dos valores encontrados nas duas amostras de cada teste é apresentada na figura IV.3.

Por essa figura percebemos que aumentando-se a alimentação, e assim a Potência média fornecida, há uma diminuição do excesso de ar obtido. Todos os testes foram realizados com o dispositivo de controle de fluxo (no início da chaminé) totalmente aberto.

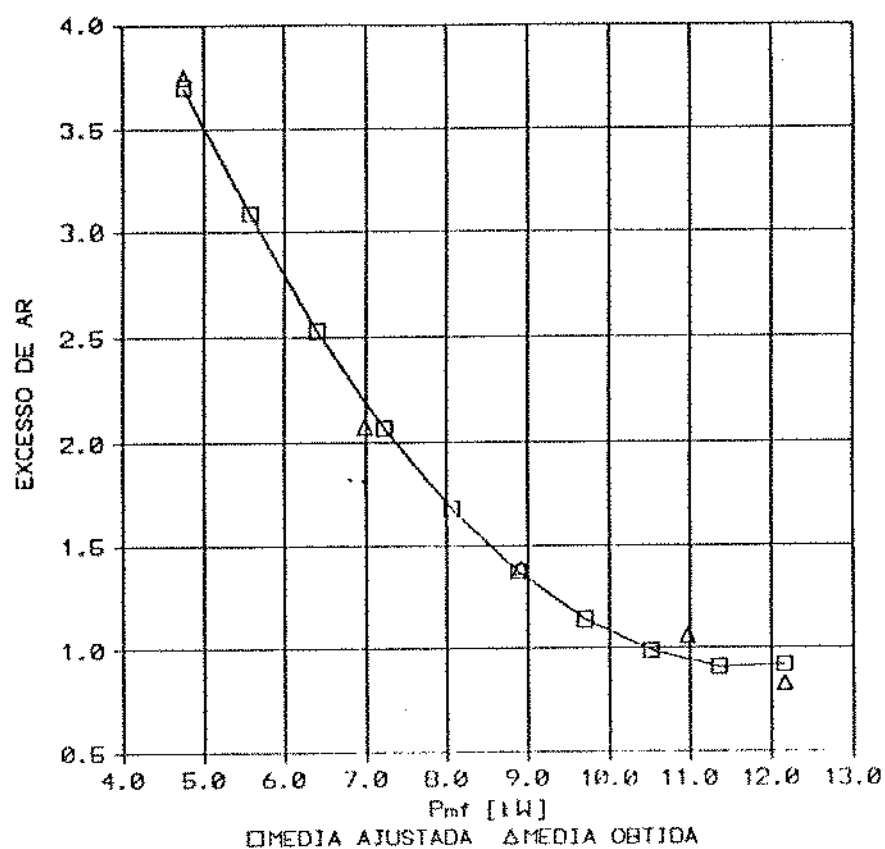


Figura IV.3: Médias das duas medições do excesso de ar obtidas em cada teste com diferentes potências fornecidas.

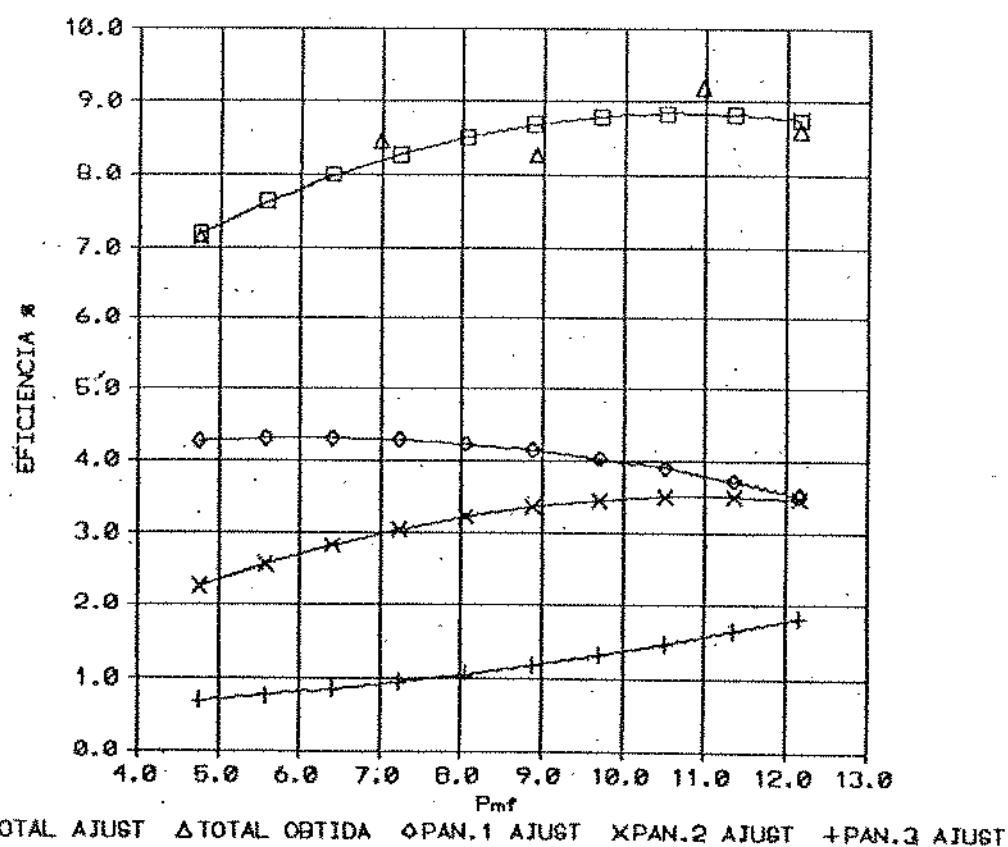


Figura IV.4: Eficiências total e de cada panela obtidas em cada teste com diferentes potências fornecidas.

O fluxo de ar e gases em um fogão a lenha é auto-balanceado. A força que impede a circulação dos gases é a flutuação (empuxo devido à diferença de densidade entre a coluna de gases de combustão dentro da chaminé e a atmosfera local), que é função da temperatura dos gases na chaminé e da altura da mesma. Essa força de flutuação é balanceada pelas perdas de carga do fluxo de gases dentro do fogão até a saída da chaminé.

Com o aumento da taxa de queima, há necessidade de maior fluxo de ar para a combustão. A área de passagem do ar na entrada do fogão é diminuída pelo maior volume ocupado pela lenha, causando uma maior perda de carga na entrada. Nos condutos internos de gases de combustão, onde a área se mantém constante, o aumento do fluxo de ar provoca um aumento de velocidade e consequentemente também um aumento da perda de carga. Esse aumento da perda de carga é contrabalanceado por um aumento da temperatura de chama (aumentando assim a flutuação), através da diminuição do excesso de ar.

A figura IV.4 apresenta os valores de eficiência total e de cada panela para os mesmos 5 testes realizados com a nova metodologia. As curvas de eficiência total e de cada panela são polinômios de 2º grau ajustados pelo método dos mínimos quadrados. Os dados e resultados completos dos testes efetuados para a obtenção dessa figura são apresentados no apêndice B.

Da análise das figuras IV.3 e IV.4 determinamos que para esse fogão a potência ideal de fornecimento é entre 10 e 11 kW, quando a eficiência total (soma das eficiências de cada panela) é máxima, por volta de 9%, com um excesso de ar de aproximadamente 100%. Isso indica um certo superdimensionamento da câmara de combustão do fogão, pois essa potência é bastante elevada para um equipamento doméstico.

Na faixa de potências testadas, entre 4,75 e 12,3 kW, percebe-se uma tendência de decréscimo da eficiência da primeira panela, crescimento lento até estagnação da eficiência da segunda, e crescimento acelerado da eficiência da terceira.

Apesar das principais tendências observadas com a nova metodologia de teste já haverem sido percebidas na metodologia V.I.T.A., os valores da eficiência encontrados, entre 7,3 e 9,3%, são bastante superiores aos valores médios tanto da 1ª como da 2ª fase (5,9 e 3,5%).

IV.7: BALANÇO DE ENERGIA:

Um balanço de energia foi feito para o teste de maior eficiência ($P_{m_f} = 10,97 \text{ kW}$) considerando os seguintes fluxos médios de calor:

a) Calor sensível nos produtos de combustão estequiométricos secos.

b) Calor sensível no excesso de ar

c) Calor sensível no vapor d'água (formada na combustão, do ar úmido e proveniente da umidade da lenha).

d) Calor perdido pela não oxidação completa do CO em CO_2 .

e) Calor perdido por condução para a base e as paredes da câmara de combustão.

f) Calor perdido por radiação e convecção das painéis.

g) Calor perdido por radiação e convecção da chapa.

Obs: No fluxo de calor perdido pelo vapor d'água só consideramos o calor sensível pois o calor latente já foi descontado no cálculo do PCI (equação (IV.03)).

Os itens a, b, c e d foram calculados conforme proposto por Geller [9] a partir dos valores obtidos na análise de ORSAT e da temperatura dos produtos de combustão: $F_{\text{CO}_2} = 12,4\%$; $F_{\text{CO}} = 0,9\%$; $F_{\text{O}_2} = 9,2\%$; $T_{\text{gas}} = 650 \text{ K}$; $t_{\text{ar}} = 300 \text{ K}$.

Foi criado um programa em FORTAN (PRODCOM) para calcular o excesso de ar e os fluxos de calor médios dos itens a, b, c e d, que é apresentado no apêndice C, juntamente com a execução do mesmo para esse caso. Esse programa foi utilizado também para o cálculo do excesso de ar e fluxos de calor nos gases de combustão dos testes 1 a 5, e os resultados são apresentados no apêndice B.

O item e foi calculado considerando as paredes da câmara de combustão como sólidos semi-infinitos sujeitos a um fluxo de calor constante, que pode ser calculado por:

$$Q_{1p} = \left\{ \left[\frac{2\sqrt{\alpha\tau/\pi}}{k(T-T_i)} \cdot \exp\left(-\frac{x^2}{4\alpha\tau}\right) \right] - \left[\frac{\lambda}{k(T-T_i)} \cdot \left(1 - \operatorname{erf} \frac{x}{2\sqrt{\alpha\tau}}\right) \right] \right\}^{-1} \quad (\text{IV.10})$$

onde Q_{1p} é o fluxo de calor por m^2 que atravessa a parede [W/m^2]

α = difusividade térmica do material (concreto $\alpha = 5 \times 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s}$)

τ = tempo desde o início do teste até a medição de temperatura

k = condutividade térmica do material (concreto $k = 1,279 \text{ W/mK}$)

x = cota de profundidade onde foi medida a temperatura

(0,015m)

O fluxo de calor pelas paredes e base da câmara de combustão calculado para esse teste foi em média 3500 W/m^2 .

Nos itens f e g os fluxos de calor por radiação e convecção foram estimados separadamente usando correlações da literatura (Holman [25] p.378).

A figura IV.5 apresenta de forma gráfica o balanço de energia obtido nesse teste.

Na realidade devemos considerar esses resultados como uma avaliação da magnitude dos fluxos de calor, já que mais de 40% da energia contida na lenha queimada não foi possível de se detectar utilizando essa metodologia de cálculo.

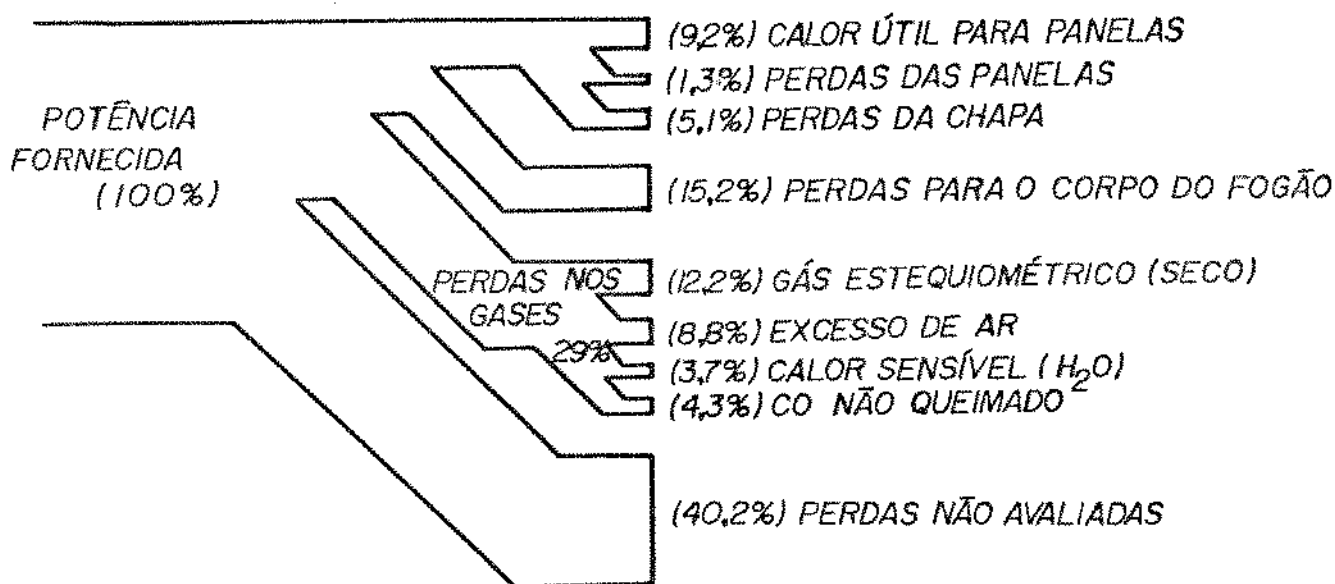


Figura IV.5: Balanço de energia para o teste de maior eficiência ($P_{mf} = 10,97 \text{ kW}$) no fogão tradicional.

A dificuldade em se "fechar o balanço de energia" deve-se a vários fatores, que destacaremos a seguir:

1) Todos os fluxos de calor são calculados como médias durante a duração total do teste, assumindo-se assim uma condição de regime permanente.

2) No cálculo do excesso de ar, fluxos de massa e de calor dos gases de combustão assume-se que durante toda a duração do teste a composição e temperatura do gás é constante e igual à medida (são feitas apenas duas medições por teste).

3) No cálculo do fluxo de calor para o corpo do fogão, consideramos tanto a base da câmara como suas paredes como sólidos semi-infinitos, o que pode não ser válido para as paredes laterais, além do fluxo de calor não ser constante.

4) Não foram consideradas perdas pela queima incompleta de hidrocarbonetos gasosos ou de partículas sólidas de carbono.

5) Não foram consideradas perdas por radiação e convecção pela boca de alimentação do fogão.

A dificuldade de fechamento do balanço de energia em fogões de grande massa é reconhecido por Prasad [7], apresentando balanços de energia feitos por dois outros autores (Geller [9] e outra referência não encontrada), que são reproduzidos nas figuras IV.6 e IV.7 abaixo.

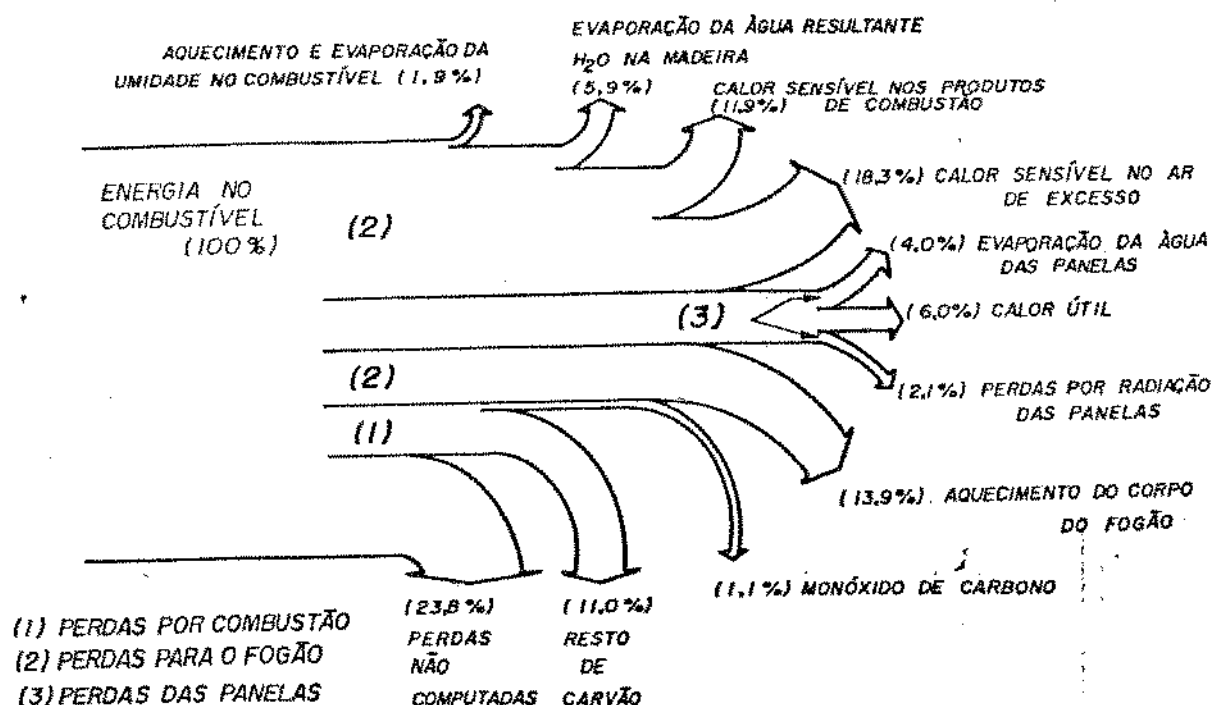


Figura IV.6: Balanço de energia para um fogão de grande massa apresentado pela referência [9].

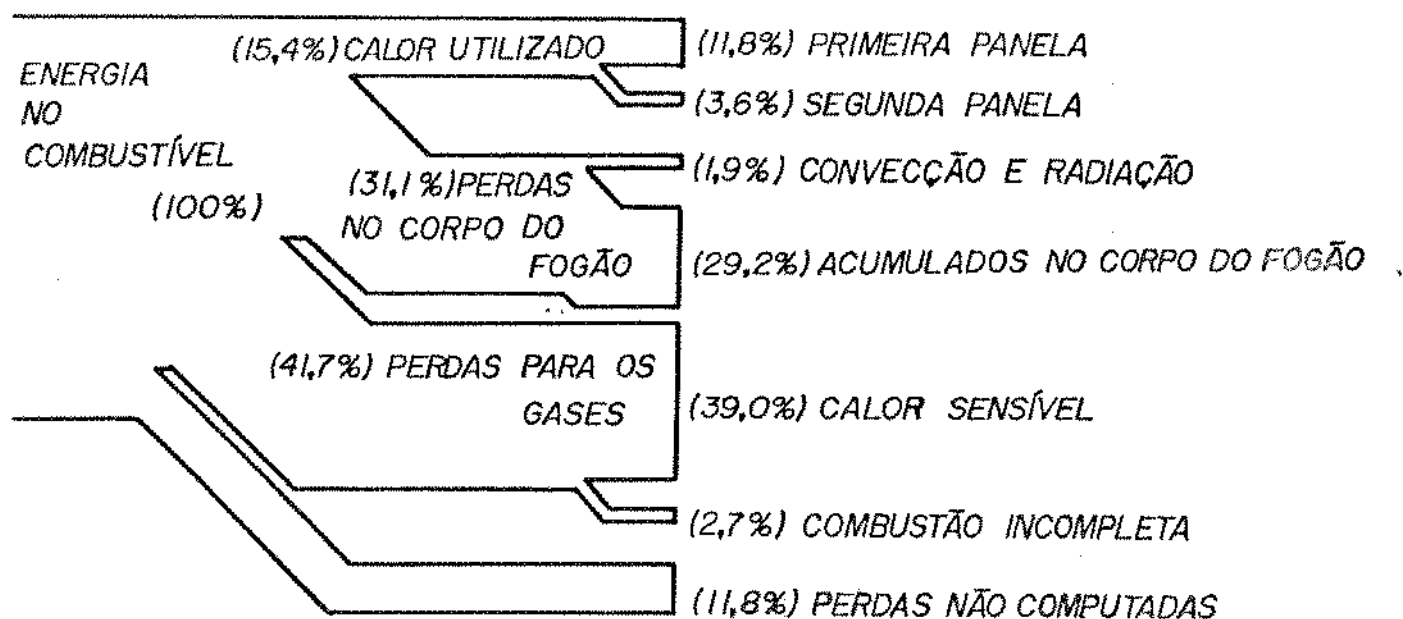


Figura IV.7: Balanço de energia para um fogão de grande massa apresentado pela referência [7].

Devemos ressaltar que Geller [9] considera o carvão restante ao final do teste como perda, enquanto pela metodologia utilizada nesse trabalho ele é descontado do calor fornecido. Assim, as perdas não computadas em seu trabalho passam de 23,8% para 28,7%. Além disso, considera também como perda a evaporação da água das panelas, enquanto nós a consideramos como energia disponível nas panelas, portanto, a eficiência de cocção obtida por ele também passaria de 6% para 11,2%.

Quanto ao outro trabalho, não há descrição da metodologia de cálculo, só uma referência que a lenha utilizada havia sido seca em estufa ($W_e = 0$), o que impossibilita uma comparação direta dos resultados.

IV. 8: OTIMIZAÇÃO DA GEOMETRIA DA CÂMARA DE COMBUSTÃO:

Tendo constatado o superdimensionamento da câmara de combustão do fogão a lenha tradicional através dos testes, decidimos dimensionar uma nova câmara, sem modificar estruturalmente o fogão ou a chapa utilizada, para obter uma eficiência mais alta a um nível de potência mais baixo.

Apesar da combustão ocorrer somente na parte inicial da câmara (como já foi ressaltado), ela tem essa forma construtiva por dois motivos principais:

a) Facilidade de alimentação: A lenha pode ser colocada na forma de galhos, mesmo que seja torta ou de diâmetro um pouco maior, e fica apoiada na base (taipa) do fogão. À medida que ela vai queimando, basta empurrá-la mais para o fundo da câmara.

b) Quando o fogão é dotado de forno, para a utilização desse, a queima é efetuada na parte final da câmara, e com uma alimentação maior (talvez seja uma das causas do seu superdimensionamento).

Considerando a baixa frequência de utilização do forno detectada pelo estudo de caso analisado [5], e tentando ainda manter-se o tipo de alimentação descrito, decidimos diminuir o comprimento da câmara de combustão restringindo-a praticamente à região abaixo da primeira panela. Diminuimos também a área de passagem dos gases abaixo da segunda e terceira painéis, direcionando-os para a base delas e aumentando sua velocidade, procurando assim aumentar o coeficiente de troca de calor por convecção.

Além disso, procuramos também restringir a área de entrada do ar através de uma portinhola basculante, fixa à chapa, que nos permitisse manter uma área de entrada praticamente constante independentemente do volume de lenha na câmara, e que também promovesse um melhor direcionamento do fluxo de ar para a região de queima (leito).

Cabe ressaltar que uma maneira usual de se aumentar a eficiência de cocção em fogões a lenha é afundando-se as painéis para dentro da câmara de combustão e condutos de gases, aumentando assim a área de troca de calor entre gases e painéis. Essa solução não nos pareceu muito indicada pois implicaria em um modelo de panela e de chapa completamente diferentes, além de uma modificação de hábitos (principalmente na lavagem da fuligem que

adere à superfície externa das placas) talvez não muito bem aceita pelo usuário.

A nova câmara foi dimensionada para uma potência média fornecida entre 8 e 9 kW (obtida com uma alimentação de cerca de 400 g de lenha a cada 10 minutos), com um excesso de ar de 100%.

O princípio do dimensionamento é o de igualar as forças de flutuação nas condições de projeto à perda de carga total dentro do fogão, procurando localizar as maiores perdas de carga na base das placas, e não na entrada da chaminé como é usual.

Devido à grande variabilidade das condições de operação do fogão e à grande incerteza a respeito do escoamento dos gases dentro do fogão, foram utilizadas correlações experimentais apresentadas por Prasad [7] e De Lapeleire [8] para o projeto de fogões a lenha.

A figura IV.8 apresenta o projeto da nova câmara, na qual foram instaladas as duas modificações já discutidas.

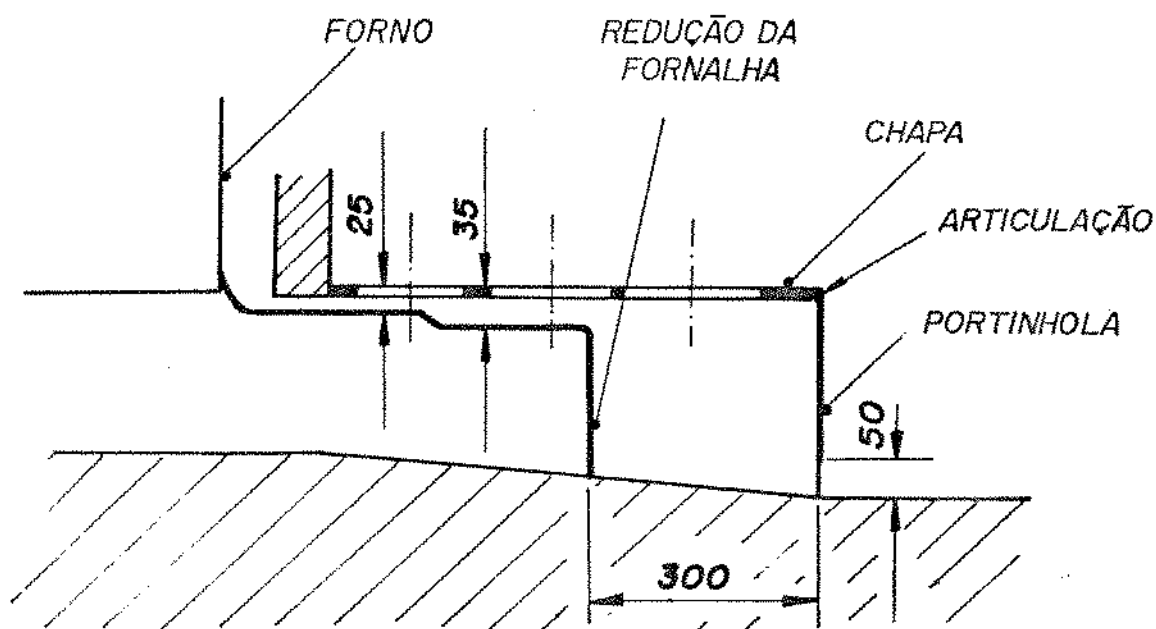


Figura IV.8: Detalhe do projeto da nova câmara de combustão para o fogão a lenha tradicional de alvenaria.

Foram realizados testes seguindo a metodologia descrita anteriormente com o objetivo de avaliar a influência de cada modificação no desempenho do fogão.

Os dados e resultados dos testes são apresentados no apêndice D. A média dos principais resultados é apresentada na tabela IV 3 para comparação.

CARGA	FOGÃO:	COMUM		COM CHAPA		COM PORTA		PORTA+CHAPA	
	panela	η [%]	λ [%]	η [%]	λ [%]	η [%]	λ [%]	η [%]	λ [%]
400 g cada 10 min	1	3,56	156	4,69	170	5,01	147	5,70	103
	2	2,97		4,44		4,10		4,70	
	3	1,10		1,79		1,59		2,15	
	total	7,63		10,92		10,70		12,55	

Tabela IV 3: Eficiências do fogão comum e modificado

Podemos perceber que tais modificações, extremamente simples, baratas e de fácil implementação proporcionaram uma melhoria significativa na eficiência do fogão, principalmente nas painéis 2 e 3, além de promoverem uma redução sensível do nível de excesso de ar, aumentando assim a temperatura dos gases na chaminé, que podem vir a ser aproveitados para outros fins.

Cabe ainda notar que as modificações proporcionaram também uma maior estabilidade no regime de combustão o que significa uma maior facilidade e comodidade na operação do fogão, com uma redução da emissão de fumaça dentro do ambiente da cozinha.

Como o objetivo final do trabalho não é somente o estudo e melhoria de eficiência do fogão a lenha, os resultados obtidos foram considerados satisfatórios para essa fase e iniciamos então a fase seguinte: o acoplamento do termosifão ao fogão.

CAPÍTULO V: O ELEMENTO DE TROCA DE CALOR ENTRE O FOGÃO E A GELADEIRA: O TERMOSIFÃO BIFÁSICO FECHADO.

V.1 PRINCÍPIO DE FUNCIONAMENTO E DIMENSIONAMENTO

O objetivo deste capítulo é estudar uma maneira simples, barata e eficiente de promover a transferência de calor do fogão a lenha para acionar o sistema de refrigeração convencional de absorção (geladeira a gás).

No capítulo anterior, sobre fogões a lenha verificamos a grande disponibilidade de energia existente durante a operação do fogão e determinamos que a base da câmara de combustão do fogão é a região mais propícia para a retirada de calor, tanto pelos níveis de temperatura que atinge como pela maior regularidade do regime térmico a que está submetida.

As exigências energéticas da geladeira de absorção disponível no mercado, apresentadas no capítulo seguinte, foram obtidas das especificações do próprio fabricante e de testes com o sistema que será usado na montagem final.

Dentro do enfoque escolhido no trabalho: solução de baixo custo, alta confiabilidade e durabilidade, e, tentando minimizar o efeito dos transientes inerentes ao uso do fogão, a solução inicialmente cogitada para o acoplamento térmico entre a câmara de combustão e o gerador de amônia foi a de um termosifão bifásico fechado.

As vantagens desse tipo de trocador de calor sobre os "tubos de calor" (quando é possível utilizar a gravidade como força de bombeamento), estão na sua simplicidade de construção, baixo custo, menor resistência térmica e limites operacionais mais amplos, além do efeito de diodo térmico [33,39].

A operação do termosifão bifásico fechado envolve a ebulição (vaporização) do líquido de trabalho no evaporador, fluxo de vapor ao longo de uma zona adiabática, condensação do mesmo no condensador e retorno do condensado por gravidade ao evaporador em contra corrente com o vapor.

Apesar da aparente simplicidade de operação desse equipamento, os modelos analíticos para descrever o seu desempenho em função de determinados parâmetros do sistema são ainda de utilização restrita a casos muito particulares de geometria simples e fluxos de calor constante [29-32].

Um grande número de trabalhos experimentais [29,30 e 33-42] tem demonstrado a existência de vários limites operacionais e tentado relacioná-los com parâmetros geométricos (diâmetro, comprimento e inclinação do tubo, evaporador e condensador), físicos (quantidade e características do fluido de trabalho e do tubo) e operacionais (pressão de trabalho, temperaturas da fonte e sorvedor de calor).

Alguns desses limites operacionais são conhecidos na literatura como:

- 1) Limite de Secagem do filme de líquido (Dry-out Limit)
- 2) Limite de Queima ou Limite de Fluxo Crítico (Burn-out / Critical Heat Flux Limit)
- 3) Limite de Inundação ou Arraste (Flooding / Entrainment Limit)
- 4) Limite de Oscilação (Oscillation Limit)

1) O limite de secagem do filme de líquido, verificado normalmente para pequenos carregamentos de fluido de trabalho, pode ocorrer em dois casos:

a) Quando a quantidade de fluido no termosifão é menor do que a envolvida no transporte de um determinado fluxo de calor, ou seja, menor que a quantidade de fluido necessária para preencher o tubo com vapor saturado e molhar as paredes internas do termosifão com um filme contínuo.

b) Quando alguma porção do evaporador seca devido a altas taxas de evaporação.

Em ambos os casos, a secagem de parte do evaporador implica na diminuição da área efetiva de troca de calor e, caso o fluxo de calor seja mantido constante, no aumento da temperatura da região seca.

2) O limite de queima ou de fluxo crítico ocorre normalmente com grandes carregamentos de fluido de trabalho (quando o evaporador se encontra totalmente inundado), devido à mudança do regime de ebulição, o que causa a formação de um filme de vapor entre a parede do evaporador e o líquido, dificultando assim a troca de calor e provocando também um superaquecimento da parede do evaporador se o fluxo de calor for mantido no mesmo nível.

3) O limite de inundação ou arraste ocorre em geral em termosifões longos e com alto fluxo axial de calor, sendo ocasionado pela instabilidade do filme de líquido gerada pelas tensões de cisalhamento na interface líquido-vapor por causa das

altas velocidades do vapor. Essa instabilidade provoca o arraste de gotículas de condensado pelo vapor até o condensador, diminuindo sua área efetiva de troca, ao mesmo tempo que cessa o retorno de líquido para o evaporador, provocando seu secamento.

4) O limite de oscilação, que é caracterizado por uma operação cíclica, com grandes variações de pressão e temperatura, foi estudado por Casarosa *et alii* [42] em termosifões operando com água a baixas pressões de trabalho, com o evaporador inundado. Há inicialmente evaporação superficial com convecção natural acoplada ao aquecimento da água na piscina (evaporador), acontece então a formação repentina de bolhas, que a baixas pressões de trabalho possuem um grande diâmetro, carregando líquido até o condensador, onde ocorre o resfriamento do líquido e queda para o evaporador com seu consequente resfriamento, reiniciando assim o ciclo. Esse fenômeno é também conhecido como o Efeito Geyser.

A operação do termosifão em um regime oscilatório como esse é prejudicial à vida do mesmo, pois envolve mudanças cíclicas e bruscas de temperatura e pressão, além de ruído e vibrações indesejáveis.

Algumas correlações são apresentadas na literatura pesquisada tentando prever alguns desses limites para termosifões verticais, baseando-se principalmente em análise dimensional e confrontando com resultados experimentais.

Imura *et alii* [33] propõe uma correlação para o cálculo do fluxo máximo de calor para o limite de arraste bastante abrangente em termos de confrontação com resultados experimentais:

$$q_c \cdot \frac{4 \cdot l_e}{d} \cdot h_{lv} \cdot [\sigma \cdot g \cdot \rho_v^2 \cdot (\rho_l - \rho_v)]^{1/4} = 0,64 \cdot (\rho_l / \rho_v)^{0,13} \quad (V.1)$$

onde: q_c =fluxo máximo de calor por unidade de área evap. [W/m^2]

l_e =comprimento do evaporador [m]

d =diâmetro interno do termosifão [m]

h_{lv} =entalpia de mudança de fase [J/kg]

σ =tensão superficial [N/m]

g =aceleração da gravidade

ρ_l =densidade da fase líquida [kg/m^3]

ρ_v =densidade da fase vapor [kg/m^3]

Utkin [38] apresenta uma outra correlação para a avaliação do fluxo de calor por área do evaporador máximo (q_c) para o limite de

fluxo crítico (ou de queima) do tipo:

$$\phi = C. (M^*. Bo)^{2/9} \quad (V.2)$$

onde: ϕ = número de Kutateladze ou critério de estabilidade hidrodinâmica na ebulição, $q_c / h_{lv} [\sigma. g. \rho_v^2. (\rho_l - \rho_v)]^{1/4}$

C = constante = 1.12

M^* = número de Mach, $(\rho_v/P)^{1/2} \cdot [g. \sigma / (\rho_l - \rho_v)]^{1/4}$

P = pressão [N/m²]

Bo = número de Bond, $d. [g. (\rho_l - \rho_v)]^{1/4}$

Além dessas correlações adimensionais, Bezrodnyi e Shakatsii [37], apresentam graficamente a variação do fluxo de calor axial máximo (q_{cx}) em função da pressão de trabalho para várias inclinações em termosifões com evaporador de 0,5 m, reproduzido na figura V.1 abaixo.

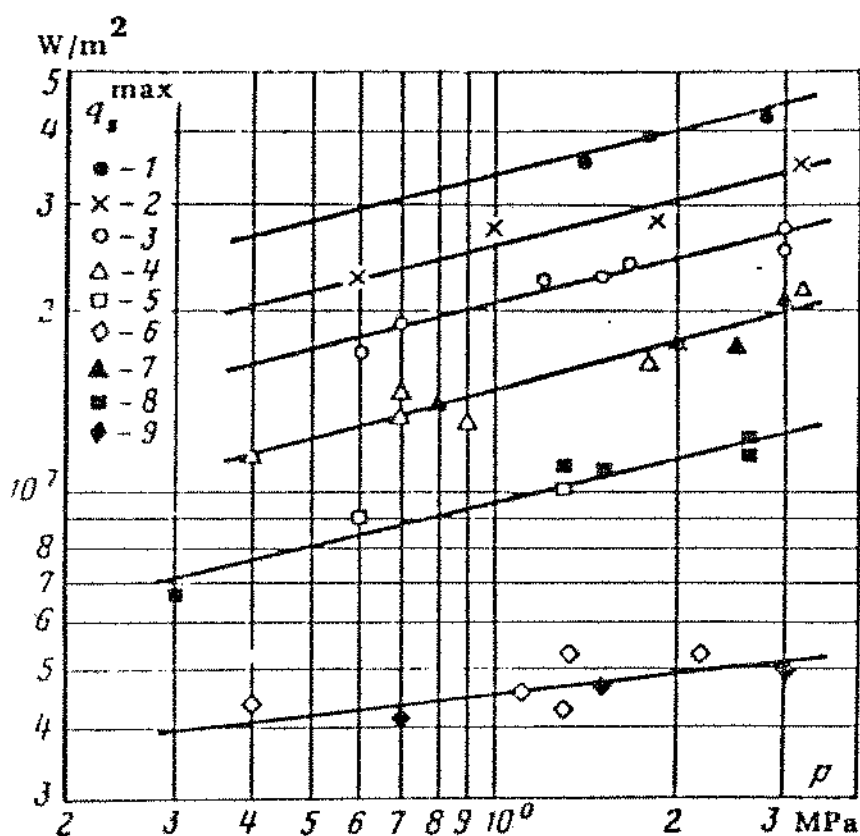


Figura V.1: Variação do fluxo máximo de calor axial (q_{cx}) em função da pressão de trabalho para termosifões de diferentes diâmetros e ângulos de inclinação. Referência [37]

1-6 - $d=30$ mm (1 - 45°; 2 - 30°; 3 - 20°; 4 - 10°; 5 - 5°; 6 - 0°), 7-9 - $d=36$ mm (7 - 10°; 8 - 5°; 9 - 0°).

Uma outra forma de analisar o desempenho de termosifões inclinados é proposta por Groß e Hahne [40] analisando a influência da inclinação e da pressão de trabalho do termosifão através dos coeficientes globais de transferência de calor do evaporador, condensador, total do termosifão e a condutividade térmica efetiva, definidos como:

$$U_{evapm} = \frac{Pot}{A_{evap_i} \cdot (T_{evapm} - T_{adibm})} \quad (V.3)$$

onde: Pot = Fluxo de calor dissipado no condensador [W]

A_{evap_i} = Área interna do evaporador [m^2]

T_{evapm} = Temperatura média do evaporador [$^{\circ}C$]

T_{adibm} = Temperatura média da região adiabática (saturação)

U_{evapm} = Coeficiente global de transferência de calor do evaporador [W/m^2K]

$$U_{conde} = \frac{Pot}{A_{conde} \cdot (T_{adibm} - T_{condm})} \quad (V.4)$$

onde: T_{condm} = temperatura média do condensador [$^{\circ}C$]

A_{conde} = Área externa do condensador [m^2]

U_{conde} = Coeficiente global de transferência de calor do

condensador [W/m^2K]

$$KA = \frac{Pot}{T_{evapm} - T_{condm}} \quad (V.5)$$

onde: KA = Coeficiente global de transferência de calor do termosifão [W/K]

$$K_{ef} = \frac{Pot \cdot L_a}{A_t \cdot (T_{evapm} - T_{condm})} \quad (V.6)$$

onde: K_{ef} = Condutividade térmica efetiva do termosifão [W/mK]

L_a = Comprimento da secção adiabática [m]

A_t = Área da secção transversal do termosifão [m^2]

As figuras V.2, V.3 e V.4 apresentadas a seguir, extraídas da referência [40], mostram os resultados experimentais obtidos pelos autores utilizando R13B1 como fluido de trabalho. Podemos observar que o máximo fluxo de calor ocorre para altas pressões de trabalho, próximas da pressão crítica ($P/P_k > 0,9$).

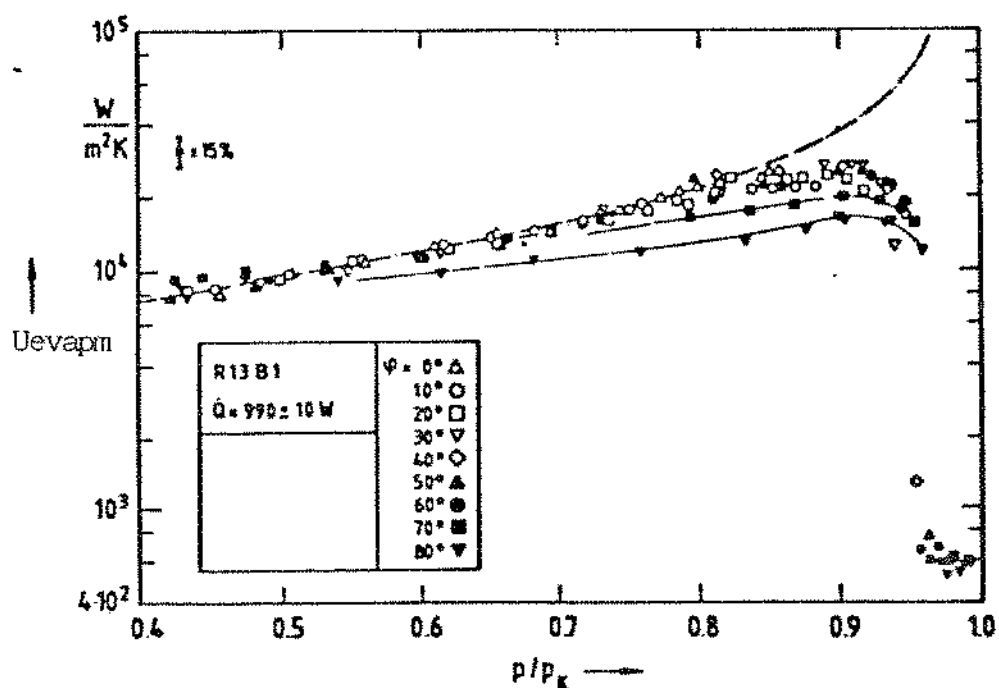


Figura V.2: Influência da inclinação e da pressão de trabalho no coeficiente global de transferência de calor do evaporador (U_{evapm}). Referência [40]

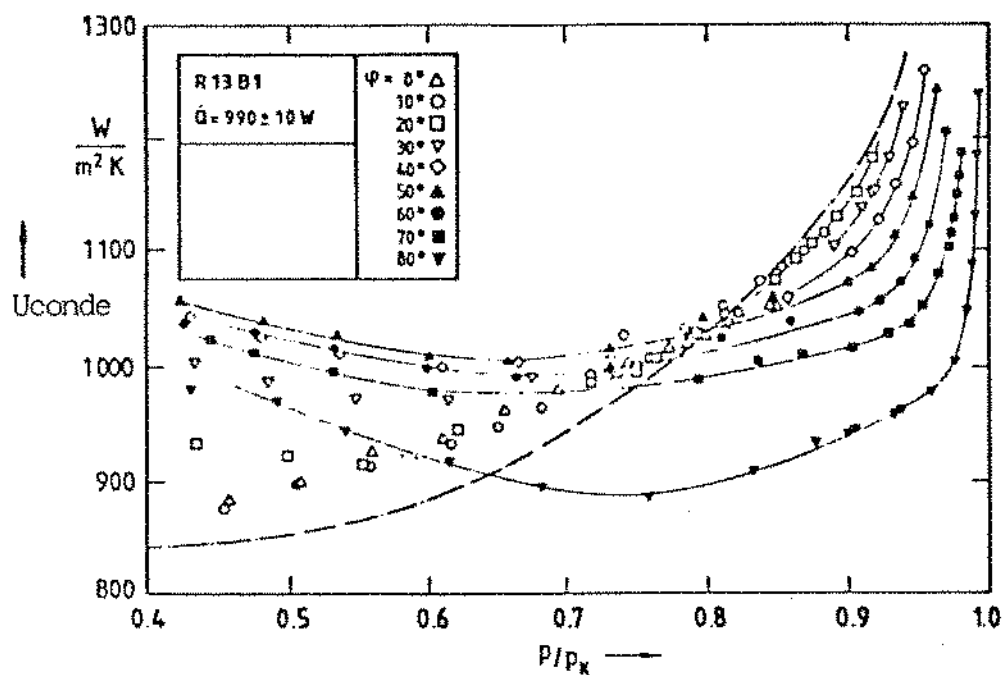


Figura V.3: Influência da inclinação e da pressão de trabalho no coeficiente global de transferência de calor do condensador (U_{conde}). Referência [40]

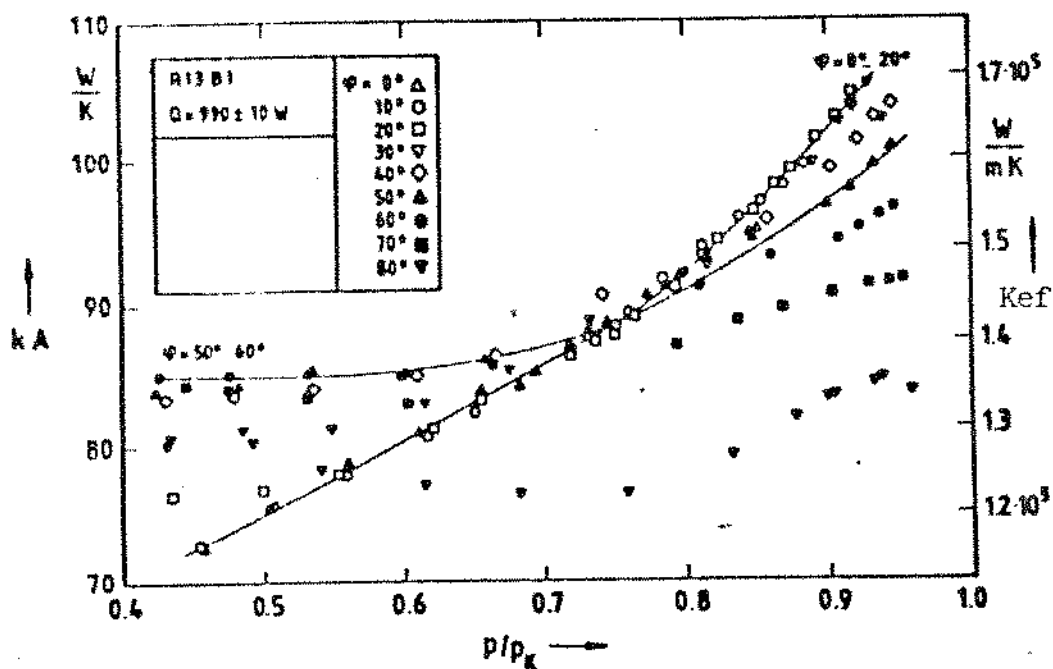


Figura V.4: Influência da inclinação e da pressão de trabalho no coeficiente global de transferência de calor do termosifão (KA) e na condutividade efetiva (K_{eff}). Referência [40]

V.2 MONTAGEM EXPERIMENTAL:

Foi construído um fogão a lenha em chapa de aço de 1/8" (3,175 mm) conforme a figura V.5. A parte interna do fogão foi preenchida com lã de vidro para servir como isolamento térmico. As dimensões da câmara de combustão e da chapa foram adotadas conforme o projeto do capítulo anterior. Nesse fogão não foi incluído o forno, pois além de ser um complicador a mais para o sistema, o estudo de caso [3 e 5] mostrou que ele é pouco utilizado.

A construção do fogão em chapa de aço ao invés de alvenaria se deve à maior facilidade para se efetuar modificações no projeto do termosifão que se mostrassem necessárias.

Na primeira fase do trabalho, dimensionamos um termosifão bifásico para um fluxo de calor de 300 W, temperatura de trabalho de 280 °C, pressão de trabalho correspondente a 6,4 MPa, temperatura do evaporador de 350°C e temperatura do condensador de 220°C. A forma e o diâmetro do termosifão foram determinados a partir das restrições geométricas existentes para o acoplamento dos dois sistemas já existentes: o fogão e a geladeira.

O termosifão consiste de um tubo de cobre de 1,46m de comprimento, diâmetro externo 3/8" (9,525 mm) e diâmetro interno 1/4" (6,35 mm), com o evaporador horizontal de 300 mm, a região adiabática inclinada em 10° com 875 mm e o condensador vertical, conforme a figura V.6.

O diâmetro de 3/8" foi adotado para facilitar o acoplamento com a geladeira, pois essa já possuía um receptáculo com esse diâmetro para inserção de resistência elétrica. As espessuras de parede do tubo e das tampas foram dimensionadas segundo propõe Chi [43], para as condições de trabalho já descritas.

Na parte inferior da base da câmara de combustão foi soldado um tubo de cobre com diâmetro interno de 3/8", dotado de um rasgo longitudinal, como pode ser observado nos detalhes das figuras V.5.A e V.5.B, o que permitiu a montagem e desmontagem do termosifão com bastante facilidade, mantendo ao mesmo tempo um bom contato térmico.

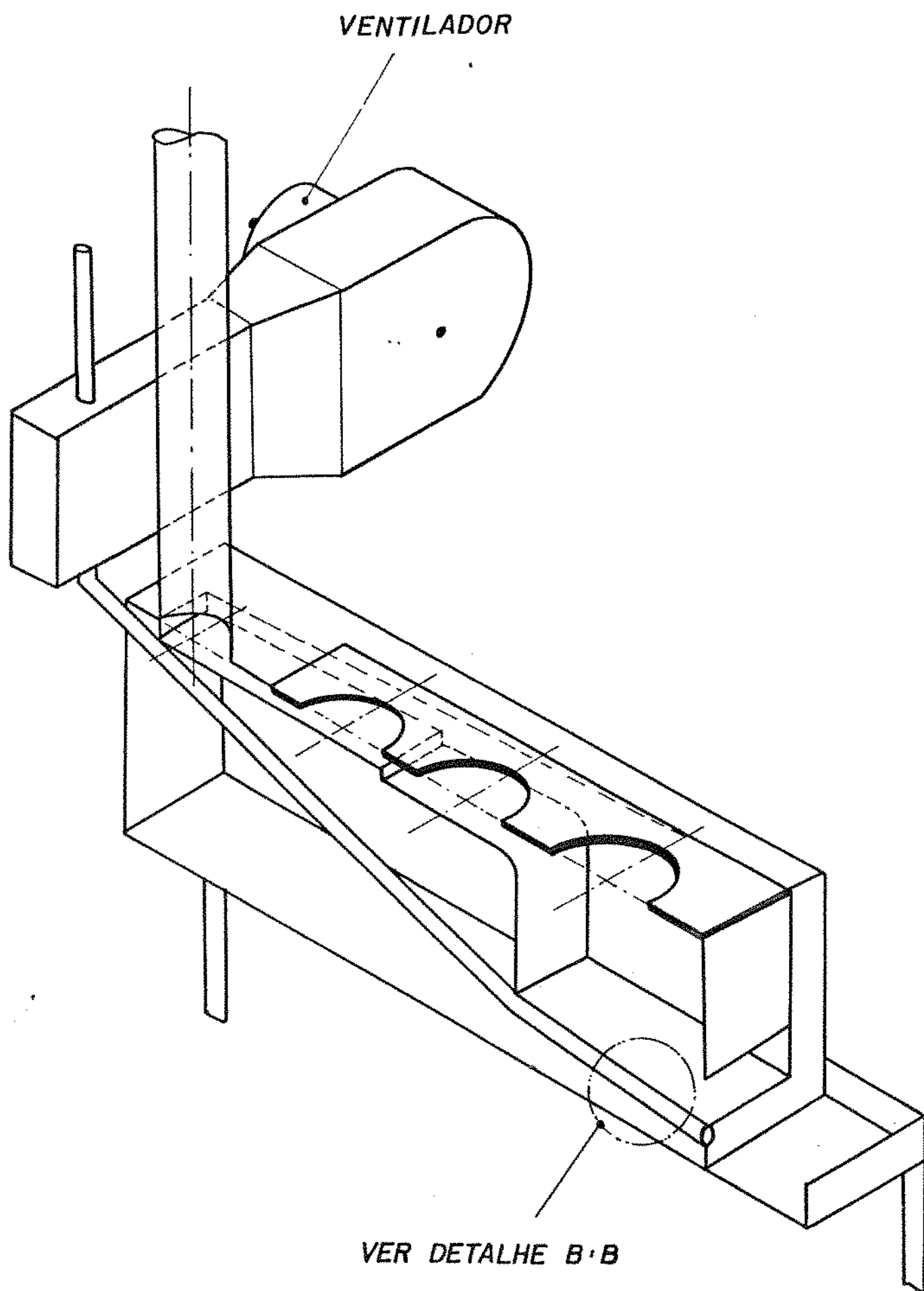


Figura V.5: Montagem utilizada para teste do comportamento do termosifão acoplado à câmara de combustão do fogão a lenha.

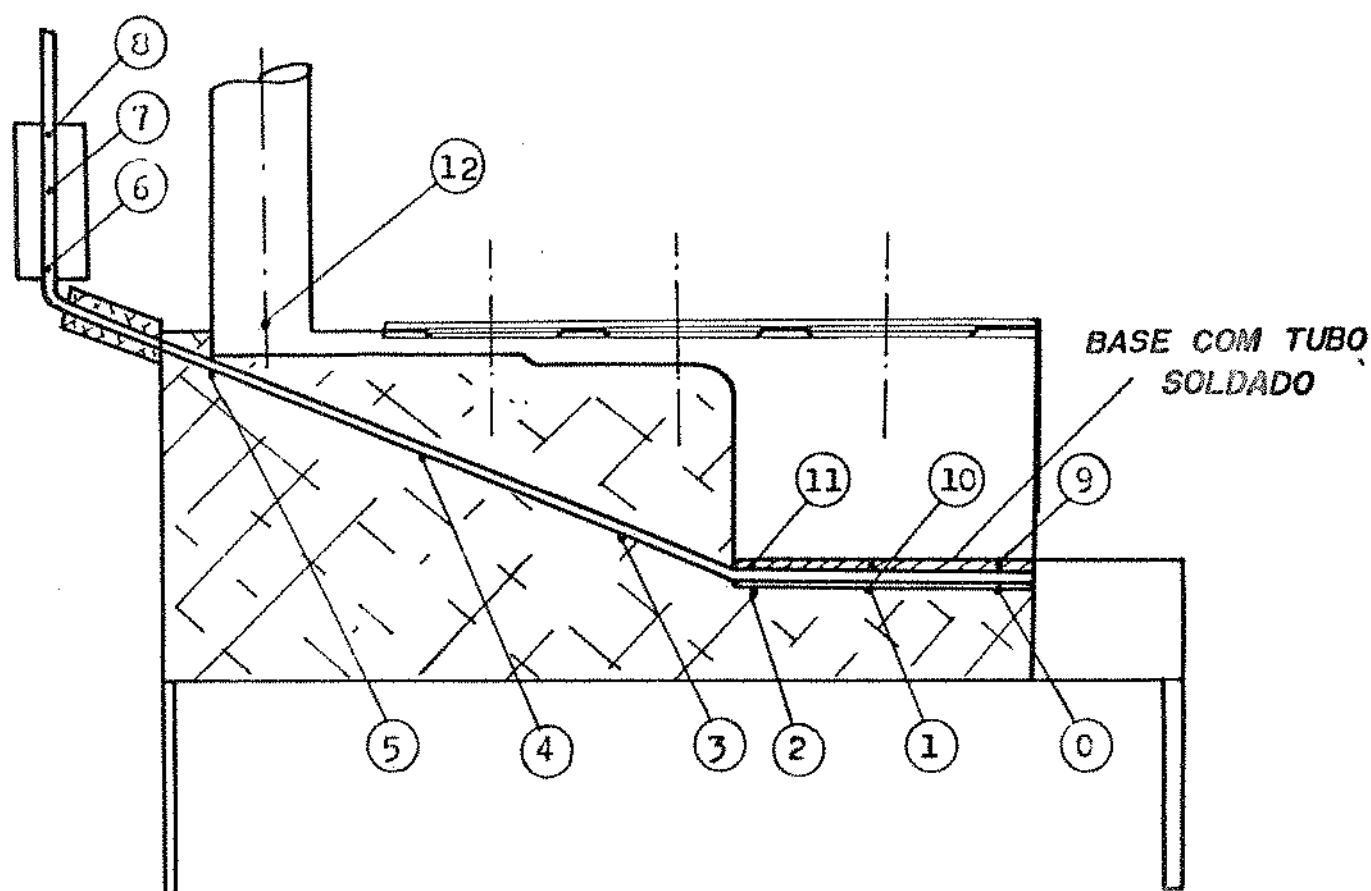
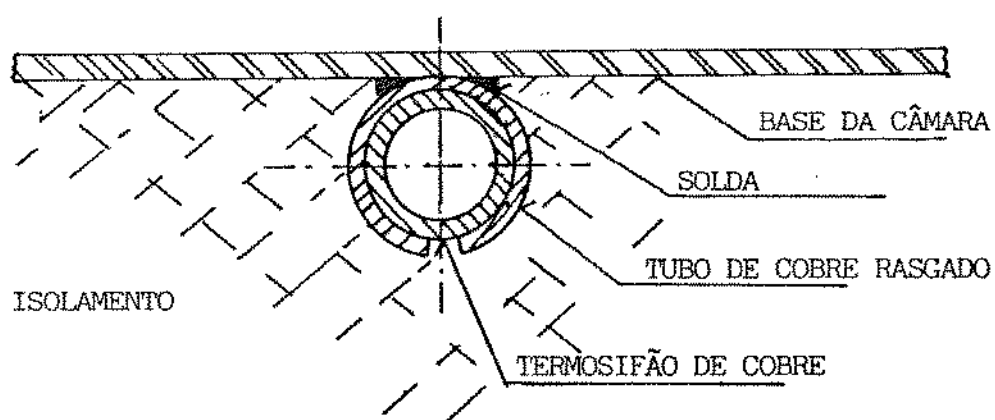


Figura V.5.A: Detalhe dos pontos de medição de temperatura nos diversos testes.



DETALHE B-B

Figura V.5.b: Detalhe do acoplamento do evaporador à base da câmara de combustão.

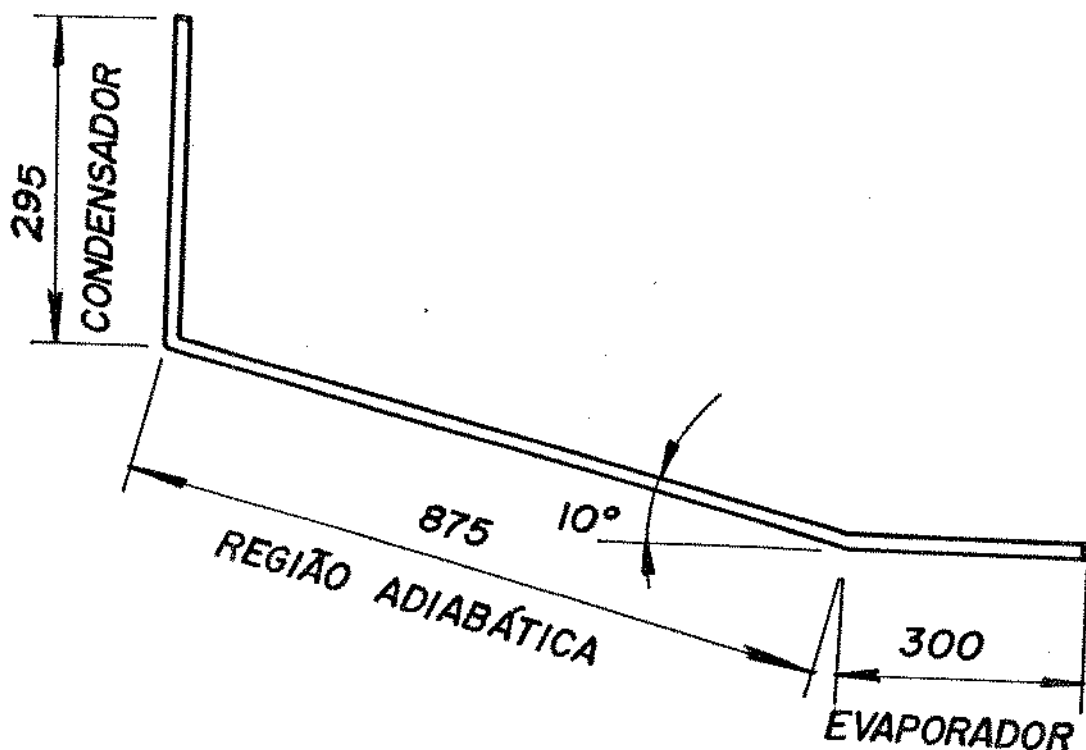


Figura V.6: Formato e principais dimensões do termosifão utilizado.

O tubo foi conformado a frio no formato desejado (figura V.6) e limpo através do seguinte procedimento:

- 1) Limpo com água quente durante 5 minutos.
- 2) Banhado em ácido muriático (30% em volume) durante 5 minutos.
- 3) Enxaguado com água por 3 minutos.
- 4) Neutralizado com Hidróxido de Potássio (30% por 5 minutos.
- 5) Enxaguado com água por 5 minutos.
- 6) Imerso em Acetona por 10 minutos.
- 7) Seco com ar aquecido a 200°C.

Em seguida à limpeza do tubo foi feita a soldagem das tampas com solda oxi-acetilênica utilizando-se flux-copper. O tubo de enchimento, de diâmetro externo 1/8 (3,175 mm), limpo com o mesmo

processo descrito acima, foi soldado na tampa superior antes que ela fosse soldada ao tubo. O tubo, assim preparado, foi testado hidrostaticamente até uma pressão de 150 MPa.

O termosifão foi então evacuado, carregado com o fluido de trabalho (água) e selado. Sabíamos que a quantidade de água era um dos parâmetros de grande influência no estabelecimento do fluxo máximo de calor que o termosifão pode transportar. Iniciamos portanto com uma quantidade que fosse a mínima necessária para a obtenção do fluxo requerido de calor nas condições de projeto assumidas, tentando evitar o acúmulo de água no evaporador e garantindo também que, mesmo que toda a água presente no tubo estivesse na forma de vapor saturado, a pressão no mesmo não superaria a pressão de projeto. Assim, o primeiro carregamento foi de 2,5 ml, correspondendo a 23,6% do volume do evaporador e 5,4% do volume total do termosifão.

Depois de pronto, o termosifão foi inserido no tubo soldado à base da câmara de combustão e foram colocados 5 termopares tipo J na superfície externa inferior do tubo: 2 no evaporador, 2 na região adiabática e 1 no condensador (pontos 1,2,4,5,7 na figura V.5.A).

Para a retirada de calor na ponta fria do termosifão foi utilizado um fluxo de ar ambiente fornecido por um ventilador provido de dispositivo de controle de fluxo. O ar foi direcionado perpendicularmente ao condensador através de um duto de secção retangular de 195 x 70 mm., no qual foi instalado um tubo de Prandtl para se medir a velocidade do fluxo, como mostra a montagem da figura V.5.

V.3 METODOLOGIA DE TESTE:

Nosso objetivo nessa fase do trabalho era avaliar o fluxo de calor disponível no condensador do termosifão para diferentes regimes de queima em função do tempo. Assim, o procedimento mais adequado de teste foi alimentar o fogão a intervalos de 10 minutos com cargas de lenha lascada de mesma massa durante 60 minutos (7 cargas), registrando-se durante 150 minutos as temperaturas do ar e dos termopares do termosifão, além da velocidade do fluxo de ar incidente no condensador a intervalos de 5 minutos.

Para se calcular o fluxo de calor rejeitado no condensador foi utilizada uma correlação empírica disponível na literatura (Holman pp. 268-269 [25]) para escoamento de fluido perpendicular a um cilindro.

$$\frac{h \cdot d}{k_f} = C \cdot Re_f^n \cdot Pr^{1/3} \quad (V.7)$$

onde:	Re_f	C	n
	40 a 4000	0,683.....	0,466
	4000 a 40000.....	0,193.....	0,618

e o índice f indica que as propriedades são avaliadas na temperatura de película (média entre a temperatura do fluido não perturbado e a temperatura da parede).

Foram colocadas painelas com água sobre as bocas do fogão e feito o acompanhamento das temperaturas e da variação da massa de água nas painelas entre o início e fim do teste. Foi também registrada a massa de carvão restante ao final do teste.

V.4 RESULTADOS E COMENTARIOS DO TERMOSIFÃO DE COBRE:

Nos primeiros testes, com o termosifão carregado com 2,5 ml de água, percebeu-se que essa quantidade de água era muito pequena para as condições existentes no fogão. As temperaturas obtidas no condensador se estabilizaram por volta de 50°C enquanto as temperaturas no evaporador continuaram subindo, ultrapassando inclusive a temperatura crítica da água, indicando assim que o evaporador estava seco. A potência máxima dissipada no condensador nesses testes foi por volta de 15 W.

Nessas condições foi observada a presença de gases não condensáveis no condensador pois parte dele estava inativo, ou seja, à temperatura do fluxo de ar.

Ao retirarmos o termosifão para aumentar a carga de fluido, percebemos que toda a região externa do evaporador e até cerca de 22 cm da região adiabática estavam escurecidas e com pedaços de lã de vidro aderidas à parede do tubo, sendo que o restante do tubo se apresentava normal. Isso nos indicou que a região seca do termosifão avançava pela região adiabática, sendo que o calor proveniente da combustão da lenha era transmitido por condução pelas paredes do termosifão até quase o meio da região adiabática, onde ocorria a evaporação da água. Essa diminuição do circuito percorrido pela água e aumento do circuito de transporte de calor

por condução pode ter ocasionado uma diminuição da temperatura de trabalho prevista do termosifão e conseqüentemente uma baixa taxa de transporte de calor, ou seja, devemos ter ultrapassado o limite de secagem do evaporador.

Pela especificidade da geometria do termosifão, não conseguimos equacionar qual seria a quantidade ideal de água a ser colocada, entretanto, diferentemente da maioria dos sistemas de teste de termosifões descritos na literatura, onde o aquecimento do evaporador é feito por resistência elétrica, nesse sistema o aquecimento é realizado por condução da região de queima de lenha para o tubo, assim, não temos uma condição de fluxo de calor constante no evaporador, o que diminui o risco de superaquecimento e explosão do termosifão em caso de secagem do evaporador [35].

Decidimos então aumentar o carregamento para 5 ml de água, representando então 52,6% do volume do evaporador e 10,8% do volume total.

As temperaturas obtidas nos principais pontos e as potências dissipadas no condensador em dois testes realizados nessas condições: TC051 e TC052 são apresentados nas figuras V.7, V.8, V.9 e V.10.

As tabelas do apêndice E trazem os resultados completos dos dois testes realizados com o termosifão de cobre com 5 ml de água.

Observamos, pelos resultados expostos, uma melhoria das condições de operação do termosifão, entretanto percebeu-se pelas temperaturas do meio e fim do evaporador que somente uma pequena parte do evaporador estava realmente ativa, conforme mostra a figura V.7. A temperatura no meio do condensador atingiu o máximo de 131°C para um fluxo de ar de 24,6 m/s à temperatura de 20°C, conseguindo-se nessas condições dissipar uma potência de 100 W, como mostra a figura V.8.

Os testes, entretanto, não tinham uma boa repetibilidade, pois em alguns deles (TC052) ocorria o mesmo fenômeno do primeiro carregamento, ou seja, secava-se totalmente o evaporador, como pode ser percebido pelas altas temperaturas tanto no meio como no fim do evaporador (vide figura V.9). Quando isso ocorreu, o fluxo máximo de calor foi de cerca de 28 W, independentemente da velocidade do fluxo de ar (variando entre 7,3 e 24,3 m/s), como pode ser visto na figura V.10.

Ao retirarmos novamente o tubo, percebemos que, como no caso do enchimento de 2,5 ml de água, a região seca se estendia pela região adiabática, desta vez até cerca de 16 cm do evaporador.

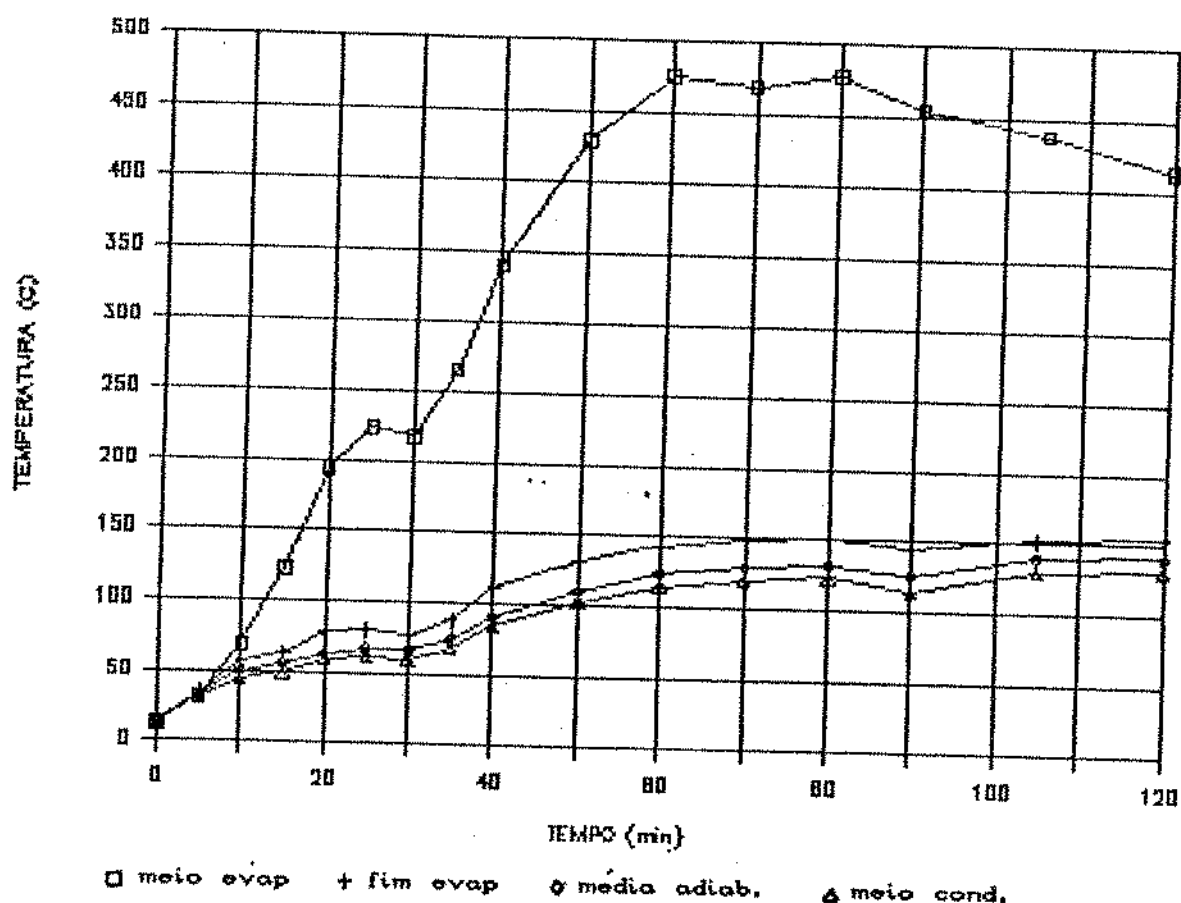


Figura V.7: Variação da temperatura nos principais pontos com o tempo para o teste TC051 (5ml)

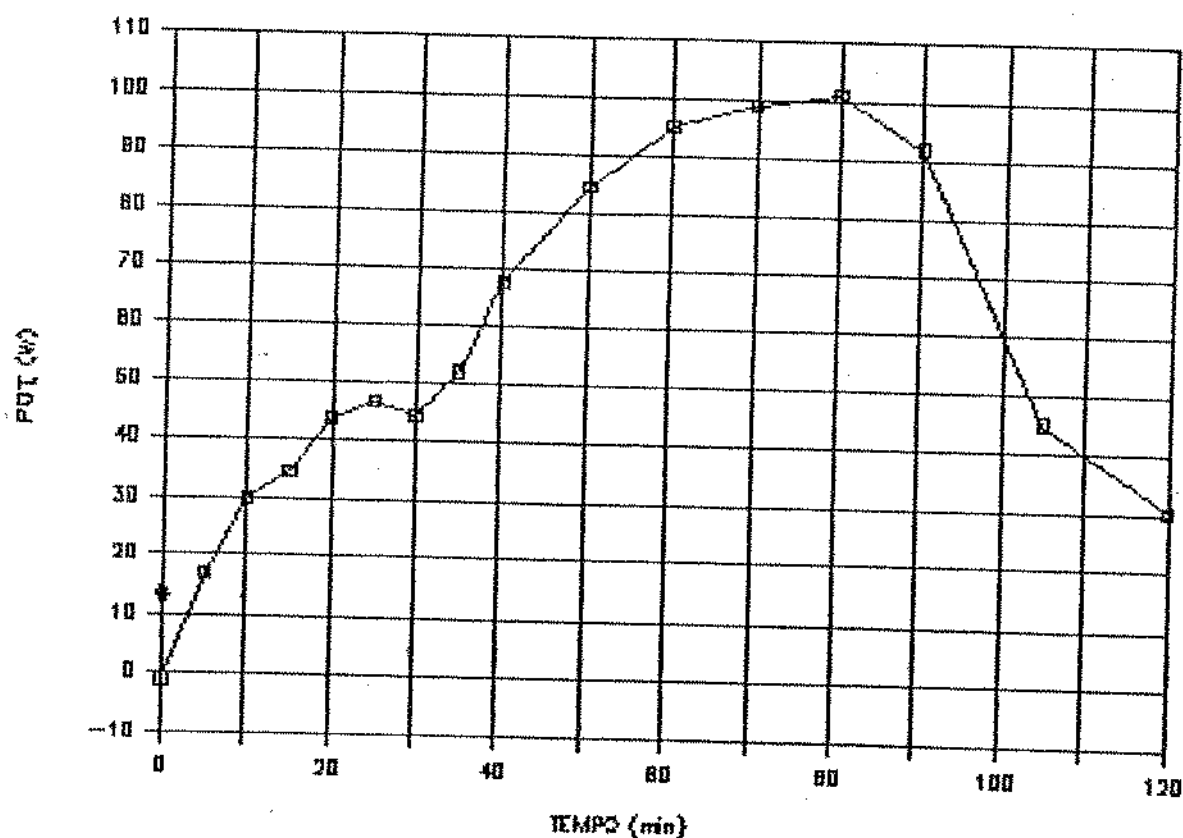
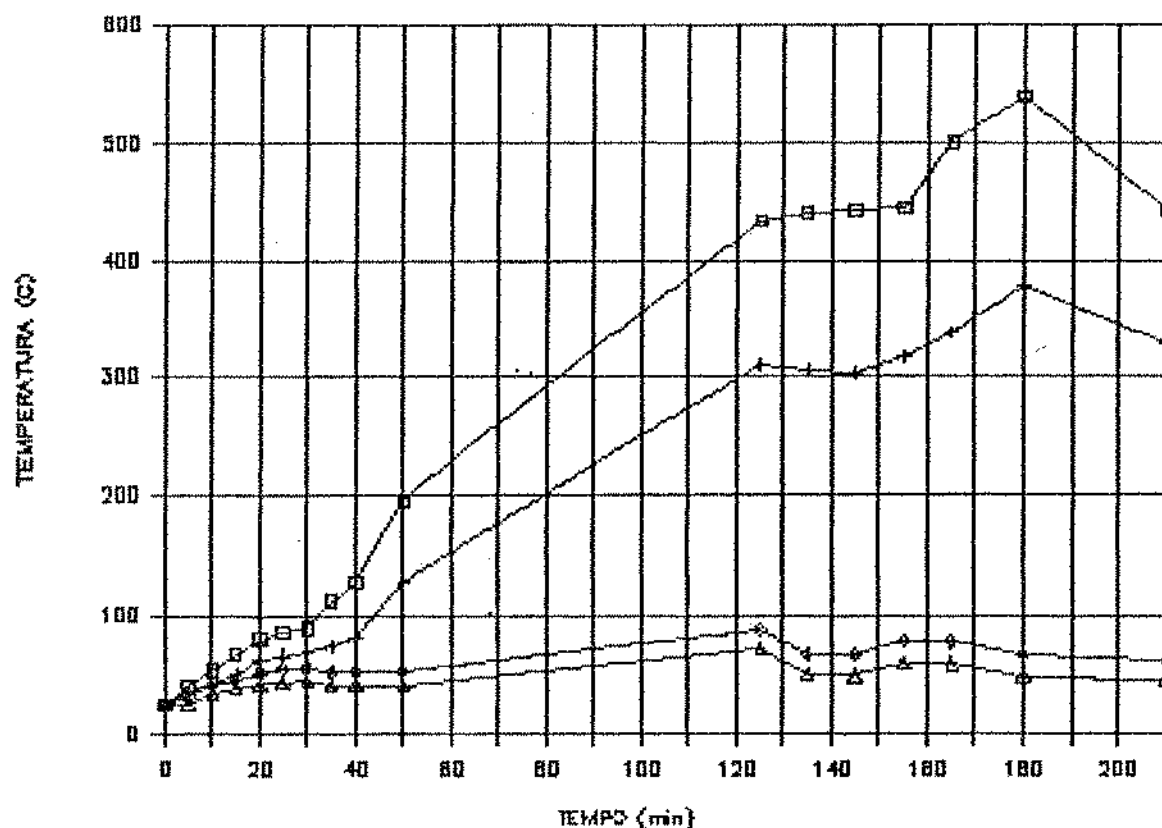


Figura V.8: Variação da potência dissipada pelo condensador com o tempo para o teste TC051 (5 ml).



□ meio evap + fim evap ○ média adiab. ▲ meio cond.

Figura V.9: Variação da temperatura nos principais pontos com o tempo para o teste TC052 (5 ml)

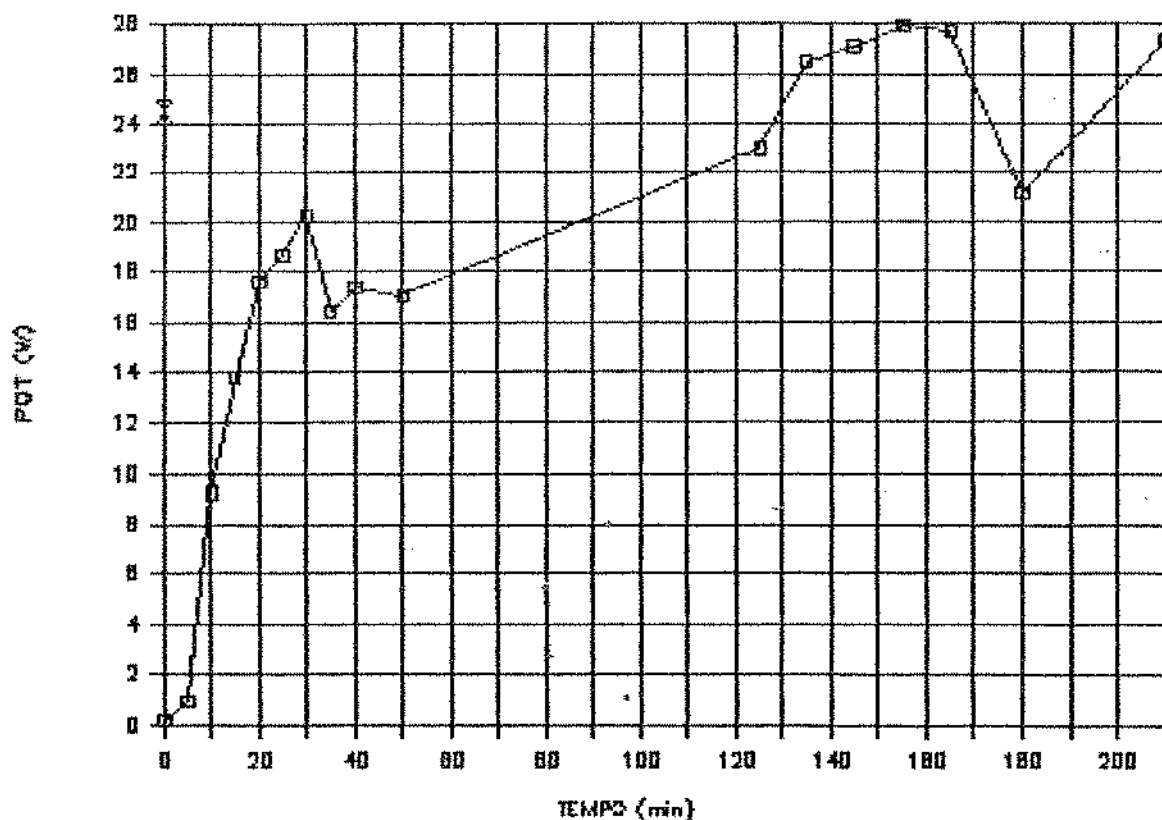


Figura V.10: Variação da potência dissipada pelo condensador com o tempo para o teste TC052 (5 ml).

Aumentamos então ainda mais o carregamento de água no termosifão, para 11 ml, representando 115% do volume do evaporador e 23,8% do volume total. Foram também colocados mais termopares, totalizando 8 ao longo do termosifão: 3 no evaporador, 3 na região adiabática e 2 no condensador (pontos 0,1,2,3,4,5,6 e 8 na figura V.5.A).

Para os dois primeiros carregamentos de água (2,5 e 5 ml) a temperatura de parede para o cálculo do fluxo de calor dissipado no condensador foi tomada como igual a temperatura medida no meio do condensador, enquanto para os testes com carregamento de 11 ml foi utilizada como temperatura de parede a média das duas temperaturas medidas no condensador.

Para esse carregamento, 11 ml, foram realizados 11 testes, dos quais apresentamos os resultados de 3 deles: TC05, TC06 e TC08 nas figuras V.11, V.12, V.13, V.14, V.15 e V.16 a seguir.

O apêndice F traz os resultados dos 11 testes feitos com termosifão de cobre contendo 11 ml de água.

Da análise das figuras V.11 a V.16, um fato que notamos (que já havia sido observado no 2º teste com carregamento de 5 ml de água) é que variando-se o fluxo de ar sobre o condensador, e portanto o coeficiente de película, há uma variação da temperatura de parede do condensador de modo que o fluxo de calor é mantido praticamente constante.

As figuras V.11 e V.12 mostram os resultados do teste TC05 com alimentação de 500 g de lenha a cada 10 minutos, onde a velocidade do fluxo de ar foi controlada da seguinte forma:

tempo (min)	velocidade (m/s)
0 - 20	8,0
21 - 40	14,5
41 - 70	23,0
71 - 150	14,5

As temperaturas apresentadas na figura V.11 são as médias das medidas obtidas em cada região. Nesse teste não ocorreu a secagem do evaporador, já que o desvio relativo da média da temperatura do evaporador não ultrapassou 10%.

Dessas observações, podemos concluir que as condições do condensador desse termosifão em estudo não são fatores de limitação do fluxo máximo de calor que ele pode transportar, o que concorda com as conclusões de Bezrodny & Sakhatsii [37] baseados também em evidências experimentais.

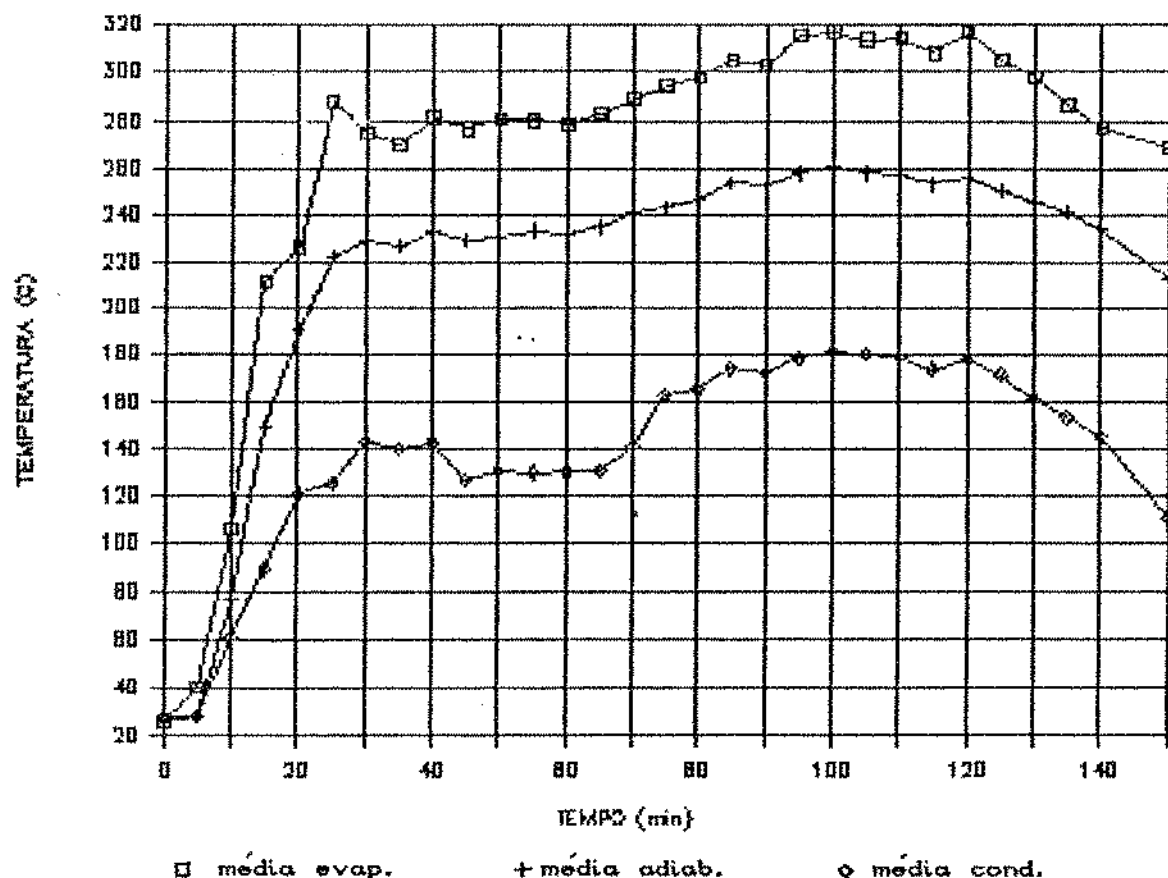


Figura V.11: Variação da média das temperaturas em cada região com o tempo no teste IC05 (11 ml).

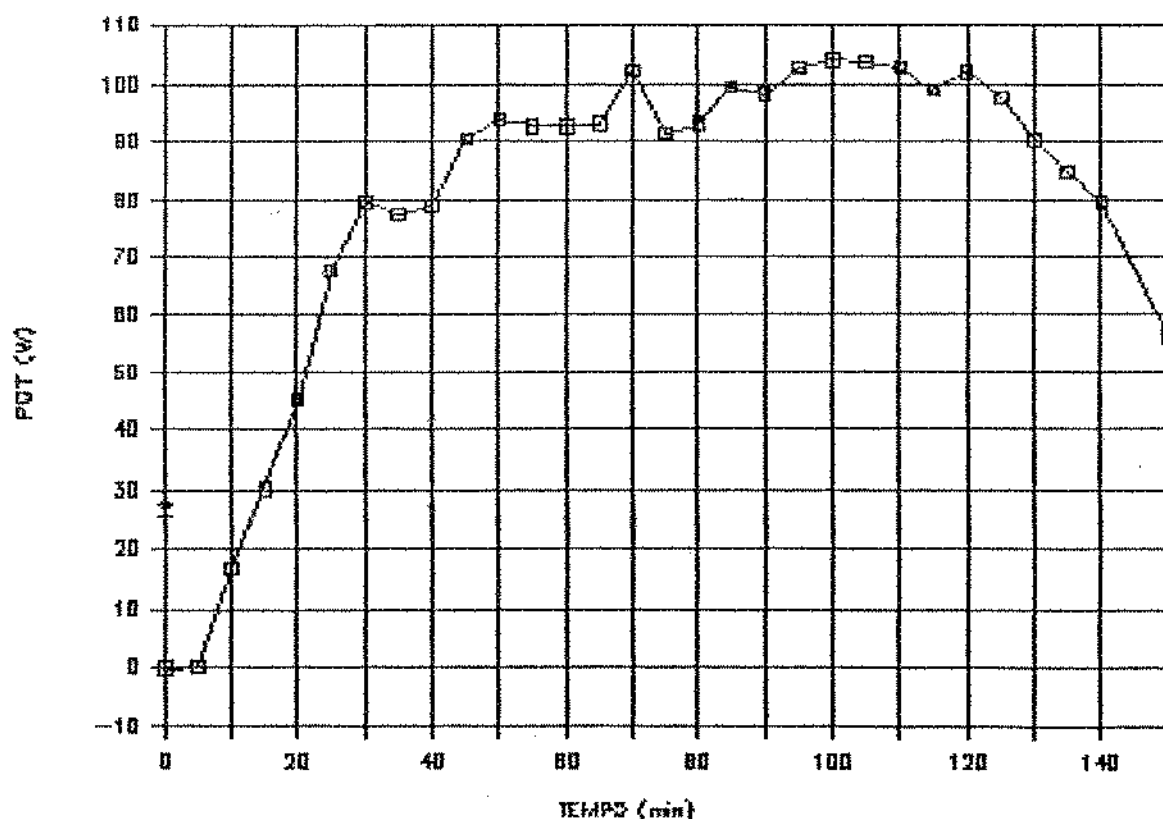


Figura V.12: Variação da potência dissipada pelo condensador com o tempo no teste IC05 (11 ml).

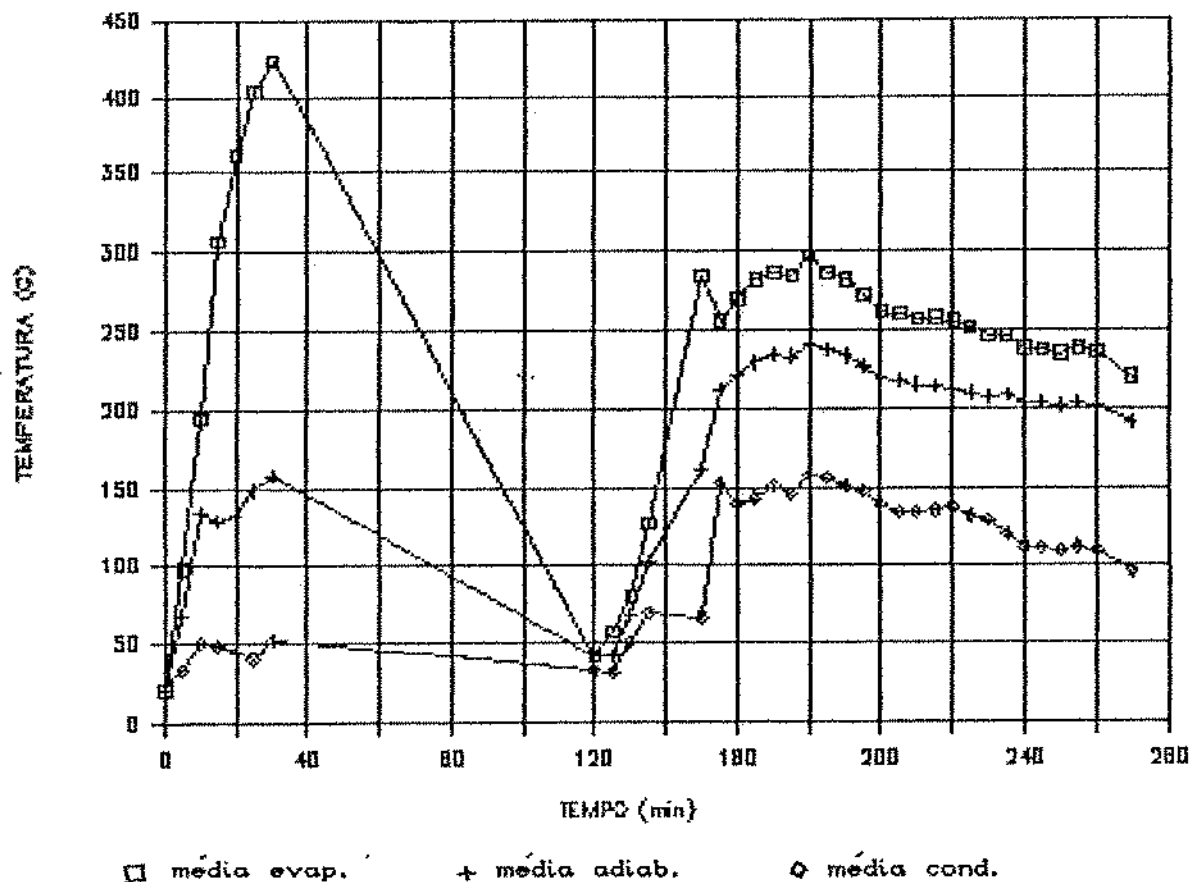


Figura V.13: Variação da média das temperaturas em cada região com o tempo no teste TCO6 (11 ml).

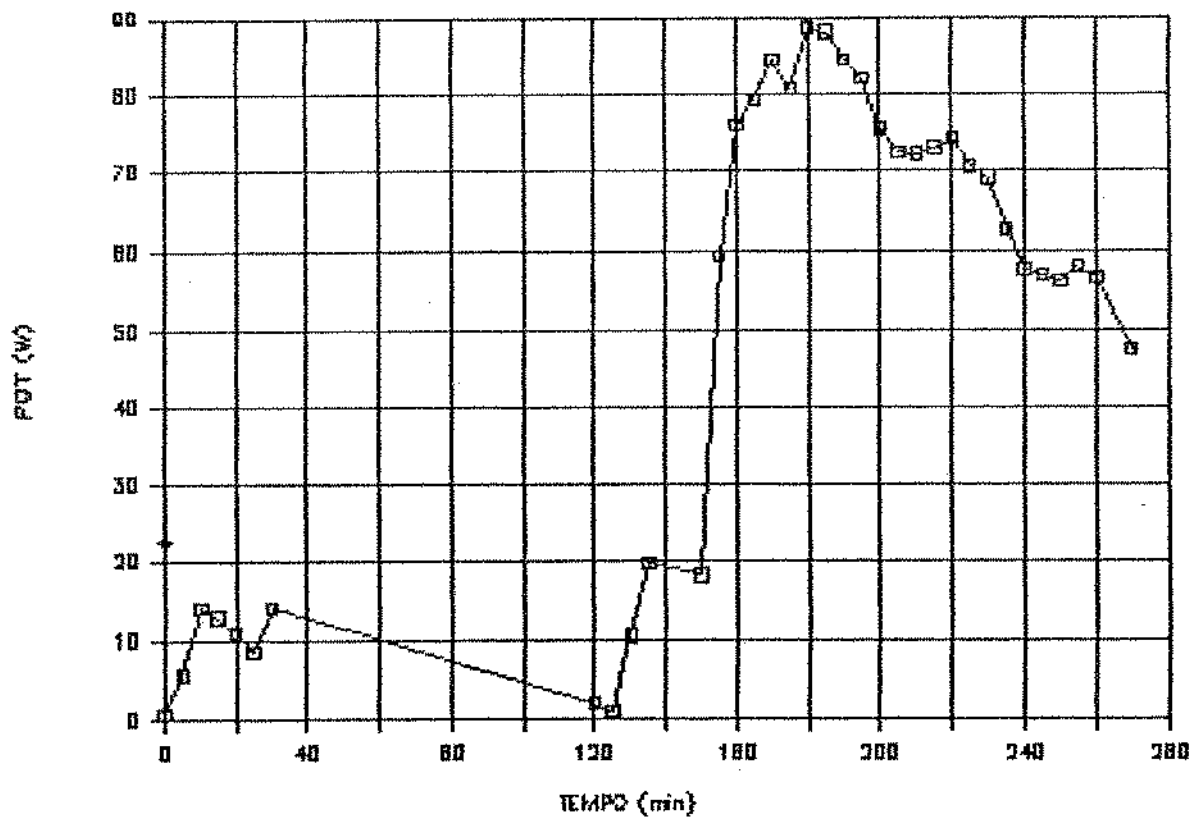
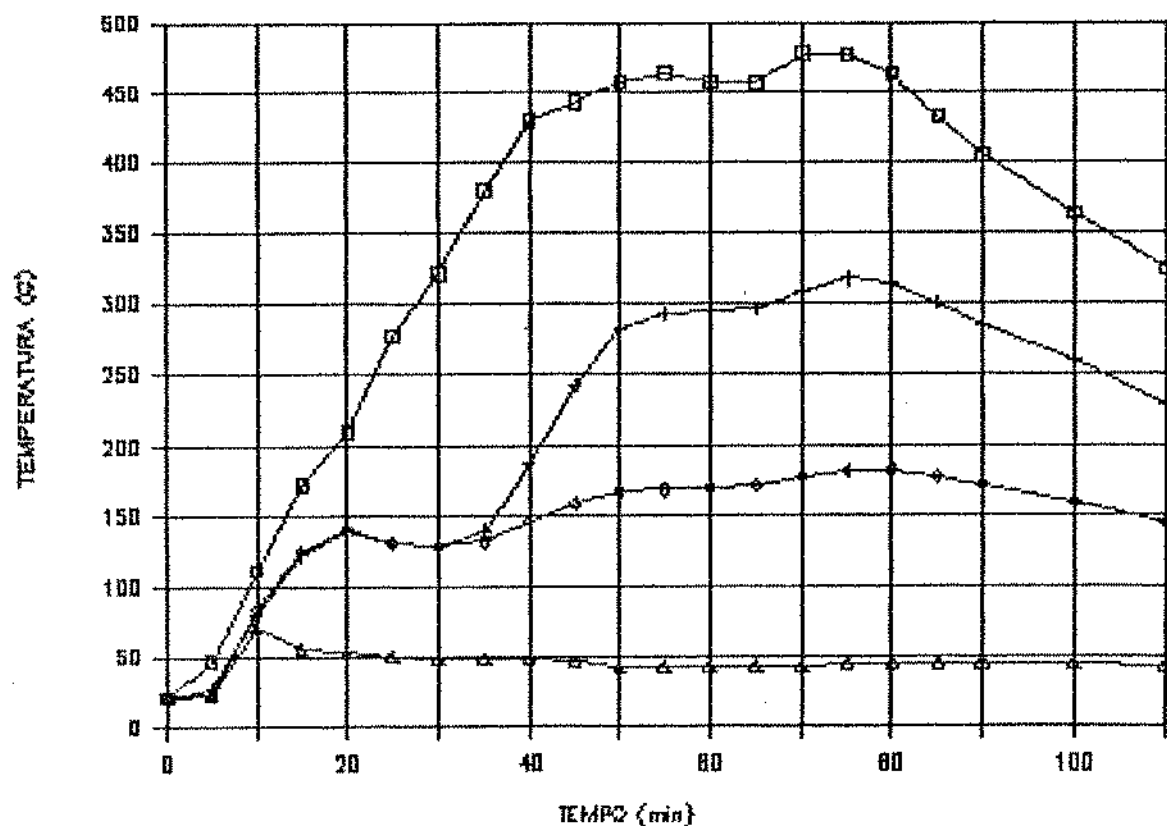


Figura V.14: Variação da potência dissipada pelo condensador com o tempo no teste TCO6 (11 ml).



□ média evap + ponto 3 ○ média 4,5 ▲ média cond.
 Figura V.15: Variação da temperatura nos principais pontos com o tempo para o teste TC08 (11 ml)

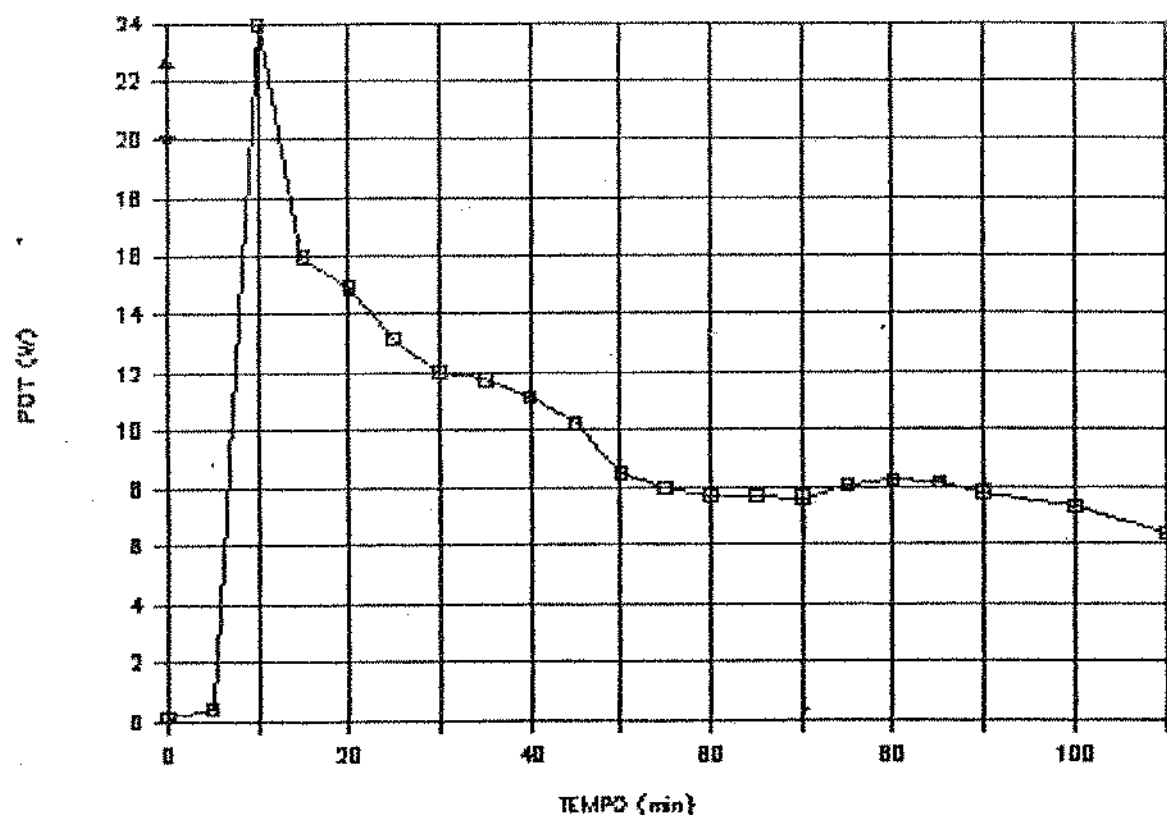


Figura V.16: Variação da potência dissipada pelo condensador com o tempo no teste TC08 (11 ml).
 -61-

Percebemos, através dos testes, que nesse termosifão o evaporador é a região que controla o seu comportamento.

Mesmo com o carregamento de 11 ml de água, em alguns testes houve a secagem do evaporador durante a fase de aquecimento (TC06 e TC08). No teste TC06 por exemplo, após constataremos a secagem do evaporador, suspendemos a limentação de lenha e resfriamos a base da câmara de combustão com água para conseguirmos restabelecer o regime de funcionamento normal no termosifão, como pode ser observado nas figuras V.13 e V.14.

No teste TC08, percebemos através das figuras V.15 e V.16 que a secagem do evaporador ocorre por volta dos 10 minutos, quando o fluxo de calor no condensador cai bruscamente. Por volta dos 35 minutos ocorre a secagem do início da região adiabática (ponto 3 da fig. V.5), que pode ser observado pelo aumento rápido de temperatura.

Nos testes em que não ocorreu a secagem do evaporador (testes TC02, TC03, TC04, TC05 e TC07); as condições máximas de operação do termosifão obtidas foram muito próximas, independente da taxa de queima do teste (entre 250 e 500 g a cada 10 minutos), a saber: temperatura de trabalho (região adiabática) = 260°C , correspondendo a uma pressão de saturação de 4,7 MPa, fluxo de calor = 110 W, correspondendo a um fluxo axial de calor (q_{cx}) de $3,47 \times 10^6 \text{ W/m}^2$ e um fluxo de calor por unidade de área do evaporador (q_c) de $1,84 \times 10^4 \text{ W/m}^2$.

A partir das condições de operação obtidas, podemos comparar com os resultados previstos nessas condições pelas correlações V.1 e V.2, que seriam:

$$\begin{aligned} \text{correlação V.1} & \left\{ \begin{array}{l} q_c = 1,57 \times 10^5 \text{ W/m}^2 \\ q_{cx} = 2,98 \times 10^7 \text{ W/m}^2 \end{array} \right. \\ \text{correlação V.2} & \left\{ \begin{array}{l} q_c = 3,43 \times 10^5 \text{ W/m}^2 \\ q_{cx} = 6,48 \times 10^7 \text{ W/m}^2 \end{array} \right. \end{aligned}$$

Comparando-se os fluxos de calor máximos previstos com os obtidos, percebemos que eles são 8,5 vezes maior quando utilizamos a correlação V.1 e 18,5 vezes maior quando utilizamos a correlação V.2. Essas correlações entretanto, são para termosifões verticais, como já foi ressaltado.

Extrapolando-se os valores da figura V.1 para 0° de inclinação (o evaporador é horizontal) e para a pressão de 4,7 MPa, obtemos valores para o fluxo máximo de calor axial (q_{ax}) da ordem de $5,4 \times 10^6$, que é mais próximo dos valores encontrados, principalmente se levarmos em conta que para a construção da figura V.1 foram utilizados valores de fluxo de calor baseados no calor cedido ao evaporador, enquanto nesse trabalho, calculamos o fluxo de calor cedido pelo condensador, tendo portanto que ser descontado dos valores do gráfico as perdas na região adiabática.

Assim, parece que apesar de termos o condensador vertical e a região adiabática inclinada a 10° , é a geometria do evaporador horizontal que controla o fluxo máximo de calor.

Os valores de U_{evapm} , U_{conde} , KA e K_{ef} calculados para cada medição de cada teste, que são apresentados nas tabelas dos apêndices E e F, não podem ser comparados com os obtidos por Groß e Hahne [40] pois a faixa de pressão que trabalhamos é abaixo da faixa apresentada por eles: $P/P_{\text{crit}} = 0,21$. Mesmo assim, a ordem de grandeza dos valores obtidos é bastante abaixo dos valores apresentados nas figuras V.2, V.3 e V.4 (cerca de 10 vezes menores).

Pela metodologia de teste utilizada, não conseguimos detectar categoricamente a razão da ocorrência de secagem do evaporador em alguns testes e não em outros, porém, acreditamos que, durante o aquecimento, o evaporador deve passar por um regime de ebulição a baixa pressão onde as bolhas tem um diâmetro da ordem de grandeza do diâmetro do tubo, e ao se deslocarem rumo ao condensador devem carregar junto uma grande quantidade de líquido, secando o evaporador e permitindo que haja um aumento rápido de sua temperatura.

De todas as observações feitas, concluímos que deveríamos aumentar o diâmetro do termosifão, pois, mantendo-se o mesmo nível do fluxo axial de calor ($3,47 \times 10^6 \text{ W/m}^2$), para obtermos uma transferência líquida de cerca de 350 W, necessitaríamos de um diâmetro interno de aproximadamente 12 mm. O aumento do diâmetro do evaporador poderá inclusive evitar a ocorrência do fenômeno descrito acima que provoca a secagem do evaporador.

Decidimos então utilizar um tubo de aço inoxidável de parede mais fina, porém que poderia suportar a pressão de trabalho com mais segurança. Utilizamos então um tubo de diâmetro externo 19,05 mm e 1 mm de espessura de parede de SS 316.

O novo termosifão, com a mesma forma do anterior (conforme figura V.6), foi construído pelo mesmo processo já descrito anteriormente e enchido com 70 ml de água, representando 102% do volume do evaporador e 21% do volume total.

Depois de pronto, o termosifão foi colocado na mesma posição do primeiro protótipo, (abaixo da câmara de combustão) tendo-se soldado previamente à base da câmara de combustão um tubo de cobre de diâmetro interno 20 mm com um corte longitudinal, como no caso anterior.

Foram inseridos também nove termopares nas mesmas posições que os dos testes anteriores, e mais três termopares colocados na região da solda do tubo de cobre e da base da câmara de combustão (pontos 9, 10 e 11 na fig. V.5.A).

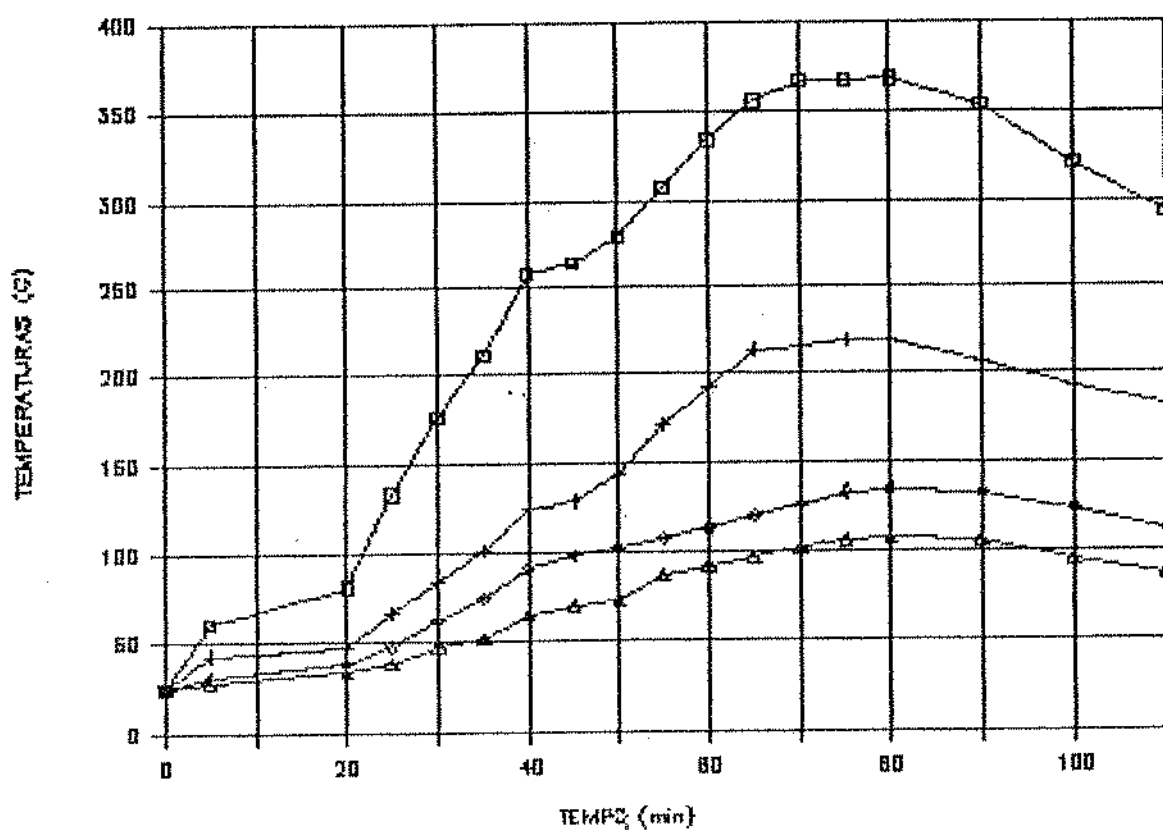
Foi utilizado o mesmo procedimento de teste já descrito e o mesmo equipamento para dissipação do fluxo de calor no condensador (fluxo de ar ambiente).

V.5 RESULTADOS E COMENTÁRIOS DOS TESTES COM TERMOSIFÃO DE AÇO

Os resultados de 5 testes realizados com esse novo termosifão, caracterizados pelo teste T2A apresentado nas figuras V.17 e V.18 nos indicaram que, apesar de termos resolvido o problema da secagem do evaporador que ocorria com o termosifão de menor diâmetro, não conseguíamos obter fluxos de calor no condensador maiores que 80 W. Percebemos que os valores da temperatura da região adiabática estavam muito mais baixos do que os obtidos nos testes com o termosifão de cobre (135°C contra 260°C), indicando assim que a resistência térmica na região do evaporador estava muito alta.

Os resultados completos dos 5 testes (T1A a T5A) realizados com o termosifão de aço inox com a mesma configuração da montagem mostrada na figura V.5 são apresentados no apêndice G.

O parâmetro que podemos utilizar para comparar as eficiências das trocas térmicas no evaporador é o "coeficiente global de transferência de calor no evaporador" (U_{evapm} nas tabelas dos apêndices E, F e G). Esse parâmetro caiu de valores da ordem de 300 W/m²K nos testes com termosifão de cobre onde não ocorria a secagem do evaporador (TC05 entre outros) para valores da ordem de 70 W/m²K nos testes com termosifão de aço encaixado abaixo da base da câmara de combustão.



□ acima evap + abaixo evap ○ adiabática △ cond.
 Figura V.17: Variação com o tempo da média das temperaturas medidas em cada região do termosifão de aço com evaporador encaixado abaixo da base da câmara (teste T2A).

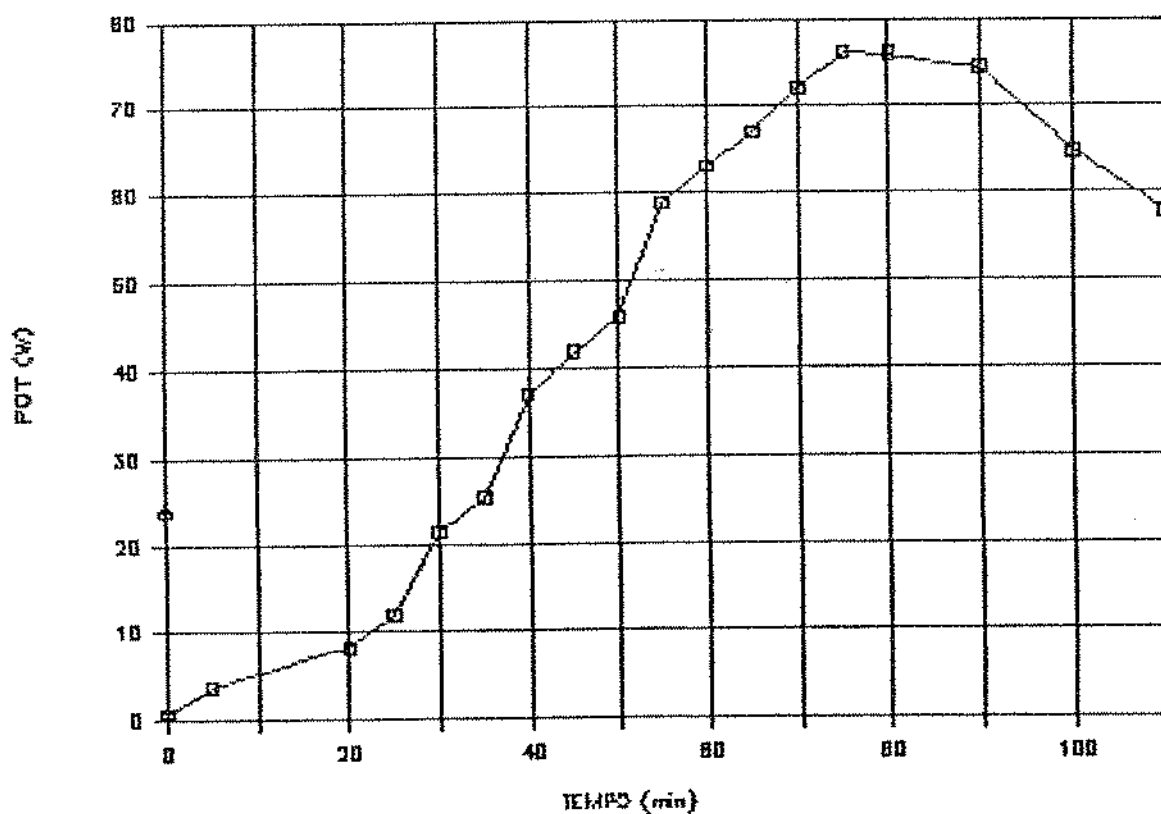


Figura V.18: Variação da potência dissipada pelo condensador com o tempo no teste T2A.

Baseados nessas indicações, retiramos o termosifão da sua posição e o colocamos de forma que o evaporador ficasse acima da base da câmara de combustão, sem contato com essa mas em contato direto com as brasas e a chama . Os resultados de um dos testes realizados nessas condições é apresentado nas figuras V.19 e V.20 (teste T2B) e nas tabelas do apêndice H (testes T1B e T2B).

Nesse teste não foi possível se obter as temperaturas no evaporador, porém as temperaturas médias da região adiabática subiram para até quase 200°C . O fluxo de calor dissipado no condensador manteve-se no mesmo nível dos obtidos nos testes anteriores: máximo de 75 W.

A inserção do tubo no meio do braseiro sem o contato com a base, que servia como uma aleta, amortecendo as variações de temperatura e aumentando a área de contato com as brasas, fez com que as temperaturas e fluxos de calor ficassem menos estáveis como podemos observar nas figuras V.19 e V.20.

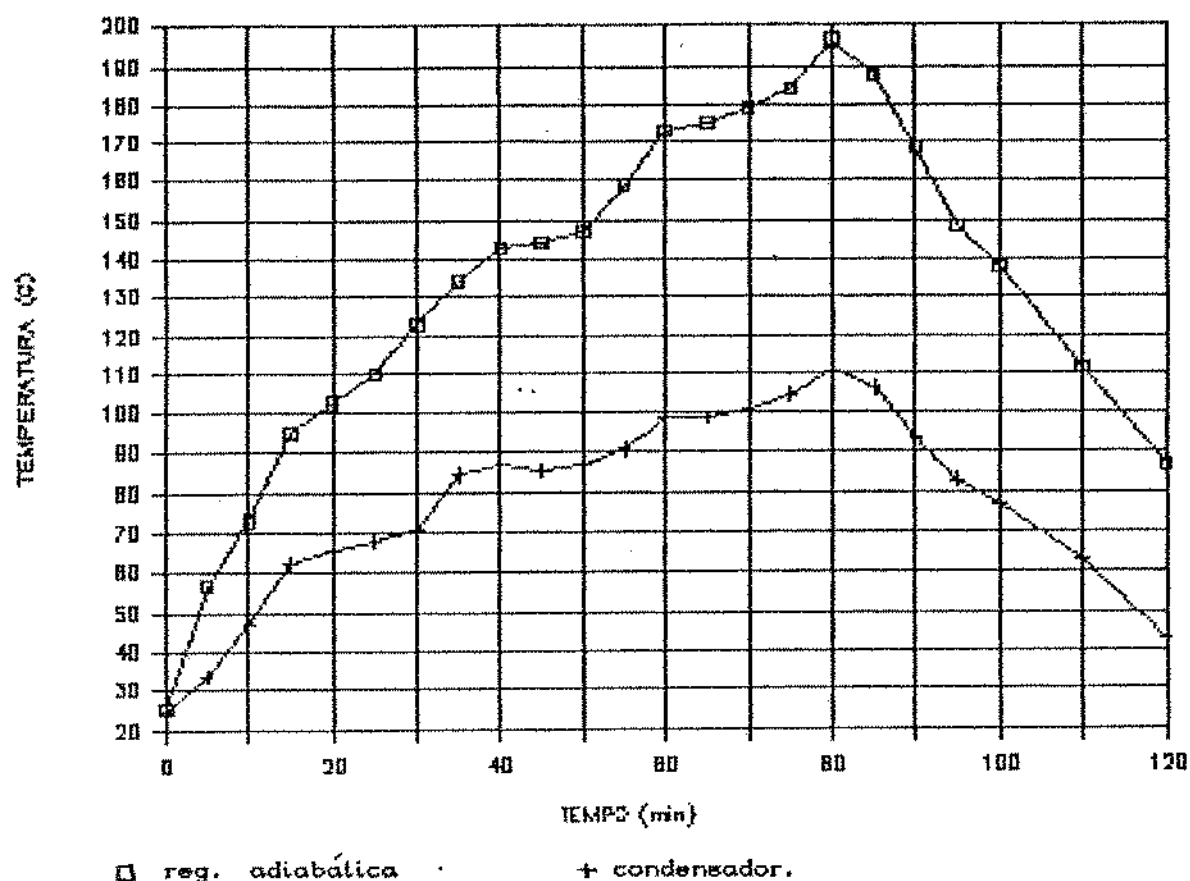


Figura V.19: Variação com o tempo da média das temperaturas medidas em cada região do termosifão de aço com evaporador no meio do braseiro (teste T2B).

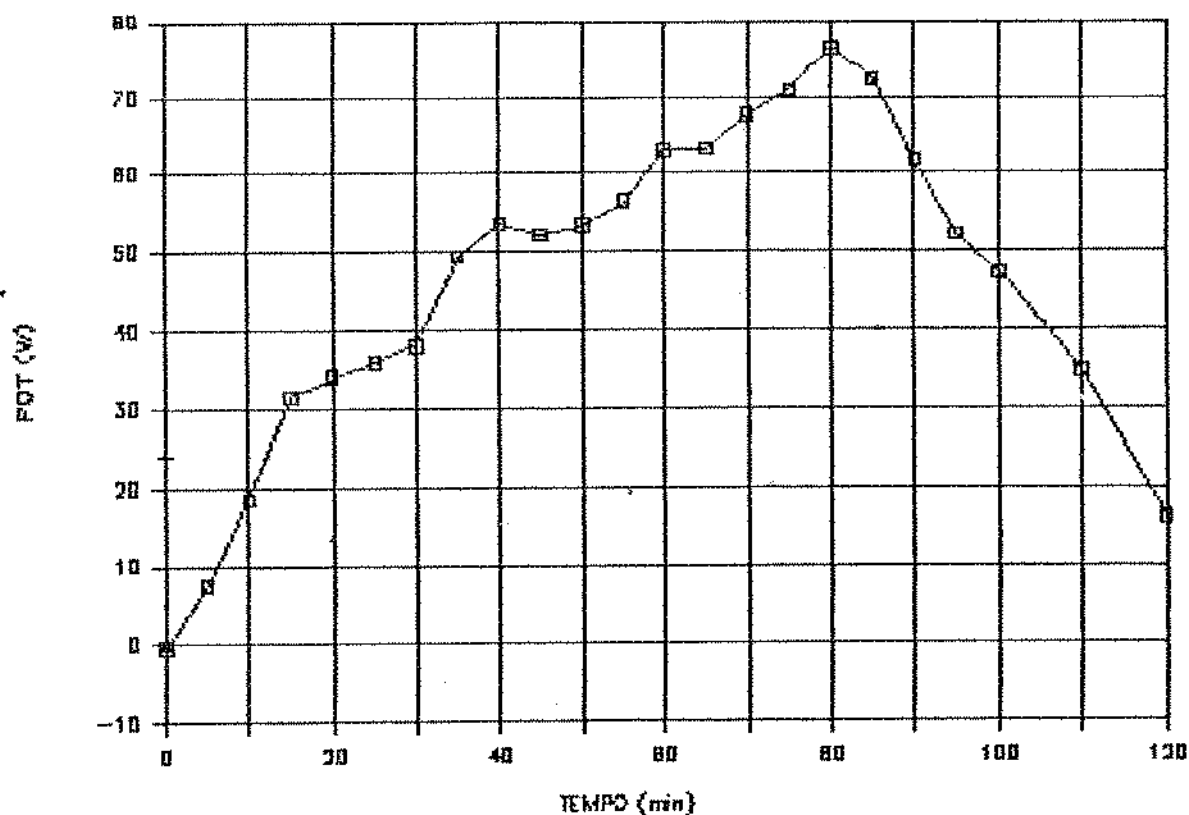


Figura V.20: Variação da potência dissipada pelo condensador com o tempo no teste T2B.

O próximo passo no sentido de se melhorar a troca térmica da região de queima para o evaporador do termosifão foi dotar o evaporador de uma aleta. Essa aleta: uma placa de cobre no formato da base da câmara de combustão, com uma espessura de 1,8 mm, foi soldada a um tubo de cobre de forma idêntica àquele que havia sido soldado na base da câmara para a inserção do evaporador do termosifão. Além disso, foram feitos furos de 5 mm de diâmetro em toda a placa para que ela atuasse como uma grelha, permitindo uma melhor distribuição do fluxo de ar pela região de queima e assim uma melhoria da combustão.

A figura V.21 mostra em detalhes essa montagem. A grelha está situada cerca de 25 mm acima da base da câmara de combustão, que passa assim a funcionar como um depósito de cinzas.

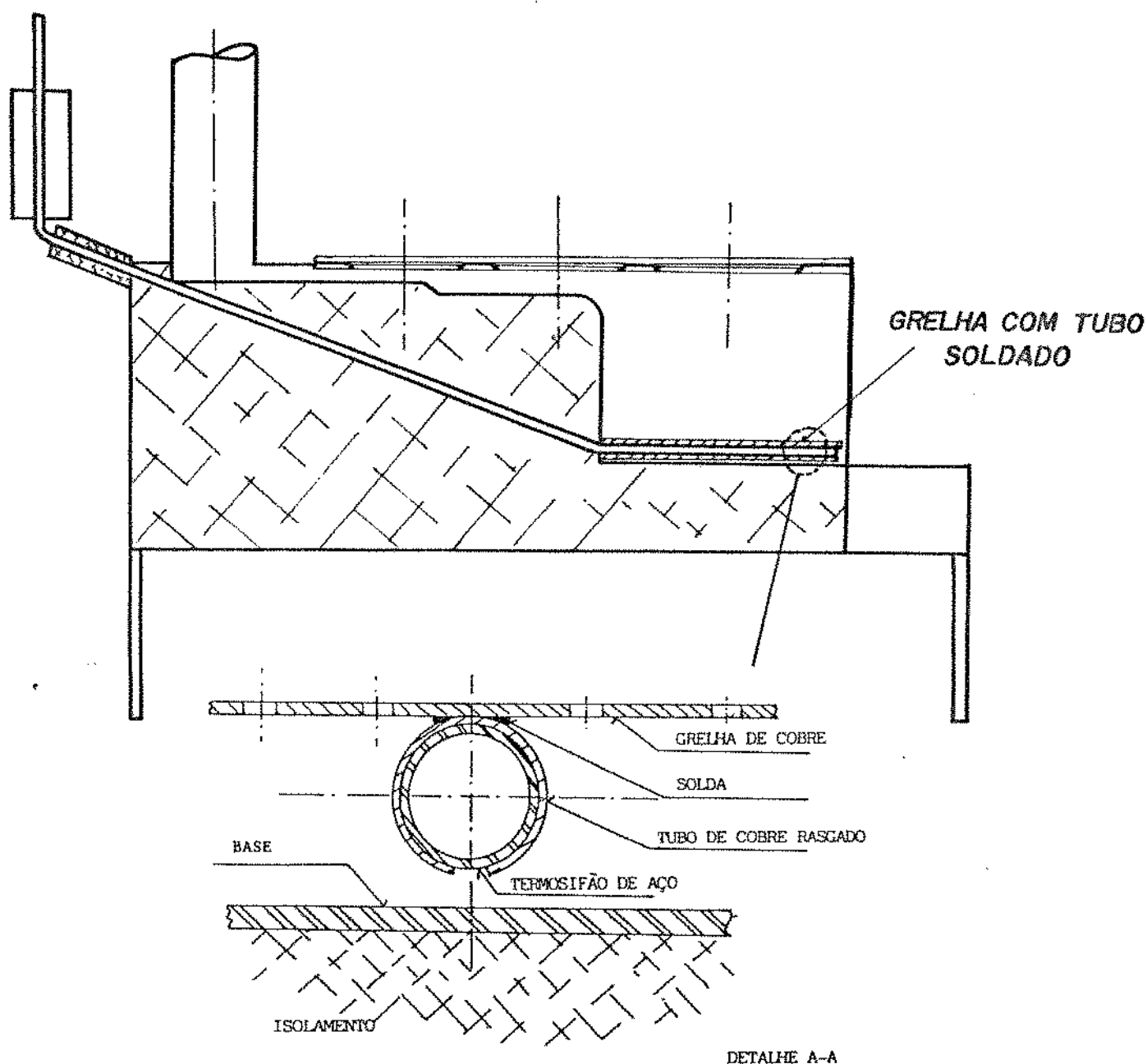


Figura V.21: Detalhe da montagem para teste do termosifão de aço com o evaporador encaixado em uma grelha de cobre.

Os três testes realizados com essa configuração (T1C, T2C e T3C) apresentaram uma melhoria considerável nas condições de operação do termosifão, como pode ser observado nos resultados do teste T2C apresentados nas figuras V.22 e V.23 e nas tabelas do apêndice I.

A figura V.22 mostra que as temperaturas da região adiabática e do condensador aumentaram bastante, com um aumento também considerável no fluxo de calor dissipado pelo condensador, que pode ser observado na figura V.23, indicando uma diminuição da resistência térmica da região do evaporador.

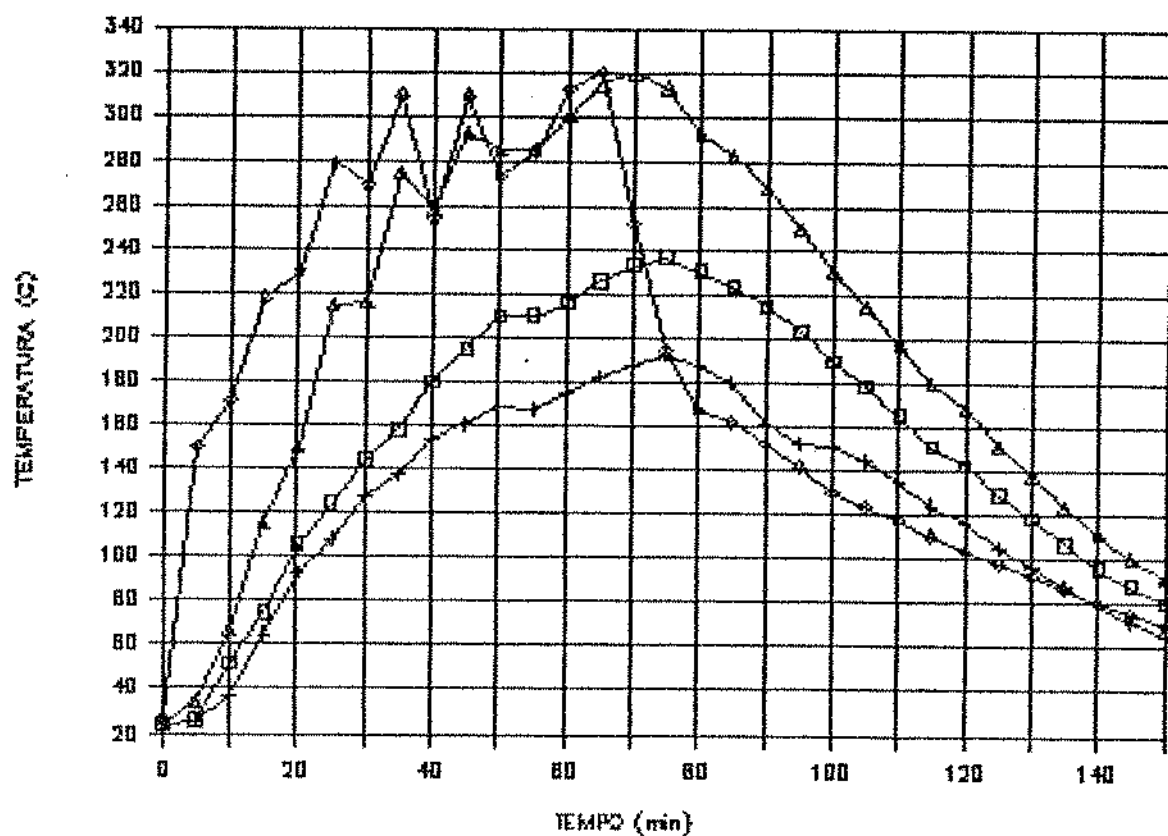
Outra forma de observar a diminuição da resistência térmica no evaporador é através dos valores de U_{evap} , que passaram de cerca de 70 W/m^2 nos testes com o termosifão abaixo da base da câmara para cerca de 200 W/m^2 nos testes com o termosifão abaixo da grelha (ver resultados nos apêndices G e I).

Analisando ainda a figura V.23, podemos perceber a vantagem de termos escolhido a base da câmara de combustão como local de retirada de calor, pois nesse gráfico apresentamos também as temperaturas médias do gás de escape no começo da chaminé. No período de alimentação, até os 60 minutos, as temperaturas dos gases e da grelha são bastante próximas, porém mais variáveis que as da grelha, cessando-se a alimentação, a temperatura dos gases cai bruscamente (assim como seu fluxo), enquanto a temperatura da grelha declina mais suavemente.

Visando uma diminuição ainda maior da resistência térmica no evaporador, eliminamos a resistência de contato entre o tubo soldado na grelha e o evaporador do termosifão, encaixado nesse, soldando-os com Flux-copper. Sabíamos desde o início que deveríamos minimizar esta resistência térmica, porém, somente a partir da introdução da placa de cobre como grelha e aleta é que essa soldagem se tornou possível na prática.

Os resultados do teste T1E, realizado já com o evaporador soldado, são apresentados nas figuras V.24 e V.25 e a tabela do apêndice J.

Esses resultados nos mostraram que o termosifão em estudo já consegue transmitir fluxos de calor acima de 300 W , podendo portanto ser utilizado no acoplamento entre o fogão e a geladeira.



△ evap(grelha) □ adiabática + cond. ○ gás escape

Figura V.22: Variação com o tempo da média das temperaturas medidas em cada região do termosifão de aço com evaporador encaixado abaixo da grelha de cobre (teste T2C).

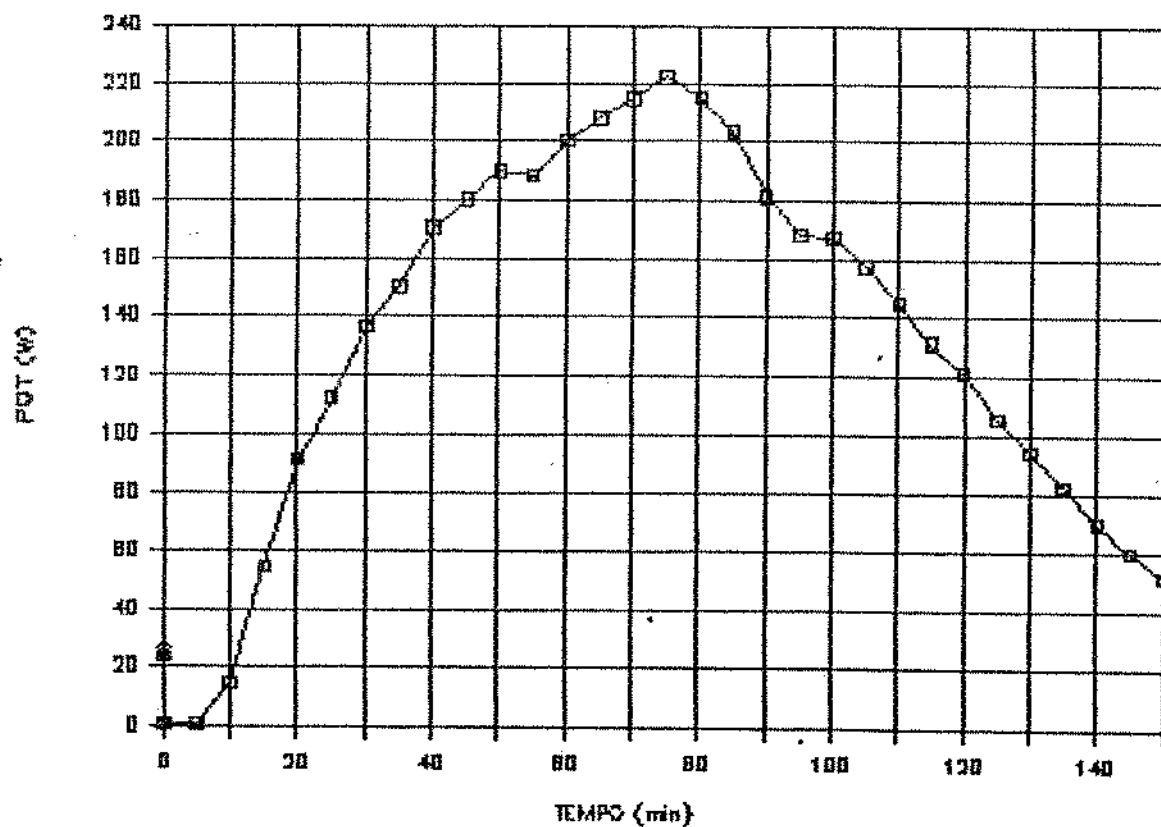


Figura V.23: Variação da potência dissipada pelo condensador com o tempo no teste T2C.

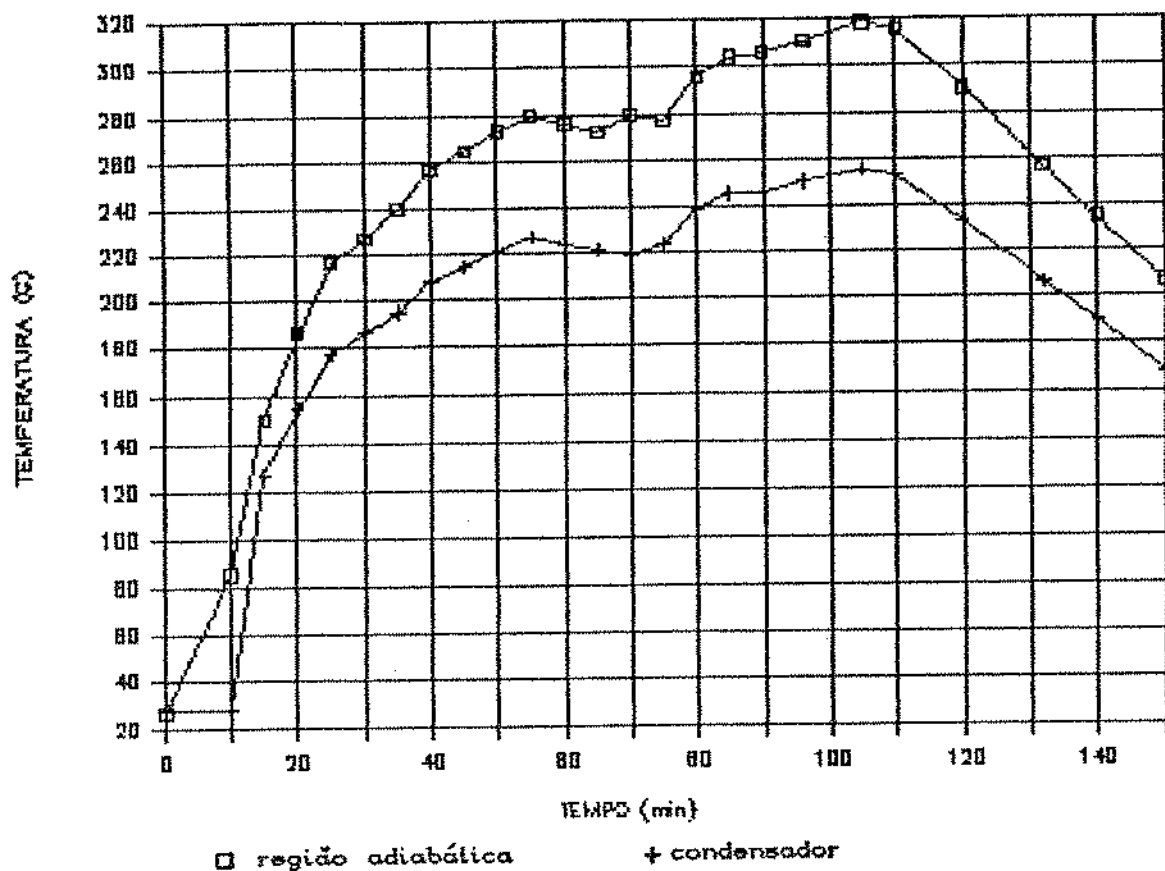


Figura V.24: Variação com o tempo da média das temperaturas medidas em cada região do termosifão de aço com evaporador soldado abaixo da grelha de cobre (teste T1E).

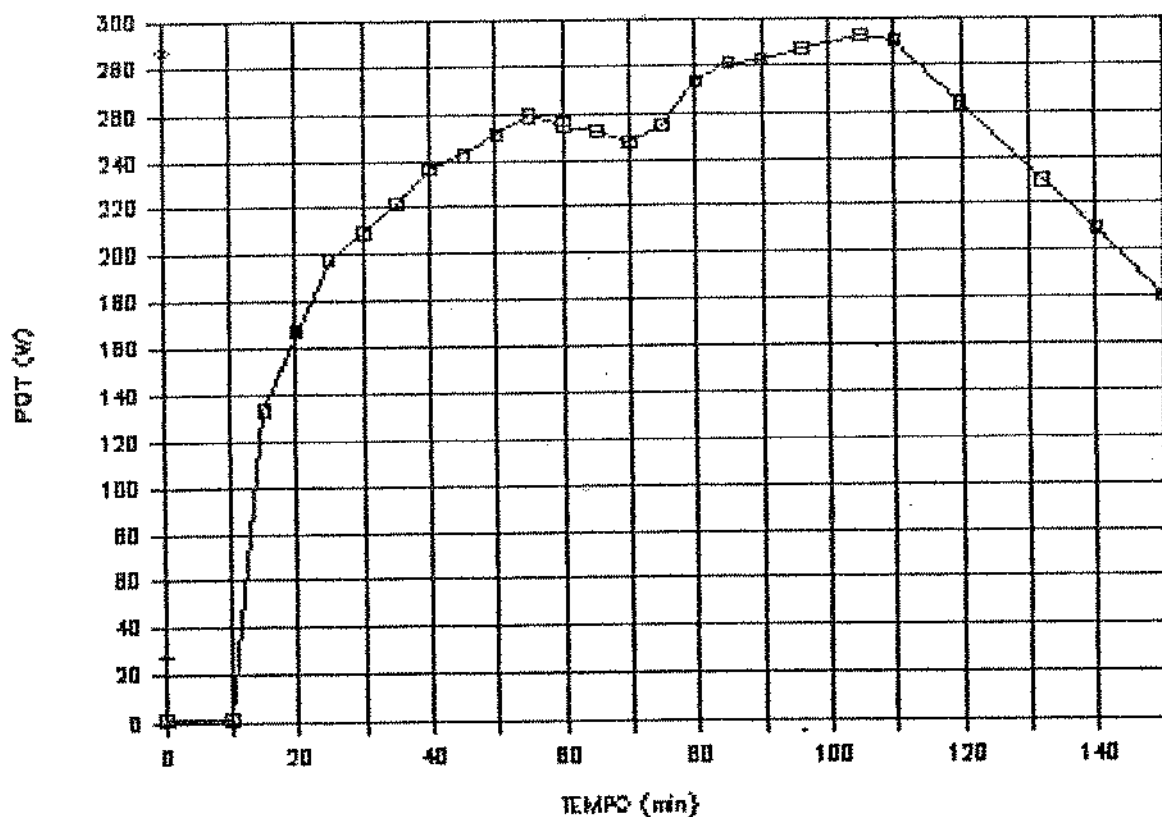


Figura V.25: Variação da potência dissipada pelo condensador com o tempo no teste T1E.

Através das modificações efetuadas, seguidas de comprovação experimental de seu desempenho, conseguimos melhorar o contato térmico entre a região de queima do fogão e o evaporador, baixando assim a resistência térmica nessa região. Entretanto, a forma de dissipação de calor no condensador manteve-se constante em todos esses testes descritos.

Antes portanto de promovermos o acoplamento físico entre o fogão e a geladeira, resolvemos estudar as consequências da modificação da geometria e forma de dissipação de calor no condensador.

Para isso, utilizamos para a dissipação de calor no condensador uma réplica do gerador de amônia e trocador de calor de soluções da geladeira, tendo assim, condições de estudar experimentalmente, com o sistema despressurizado (pressão atmosférica) e utilizando água como fluido de dissipação de calor, o comportamento do termosifão quando acoplado ao gerador.

O acoplamento foi feito através da inserção do condensador do termosifão no tubo de chama do gerador de amônia e o contato entre os dois foi garantido preenchendo-se o espaço entre os dois (o diâmetro externo do termosifão é de 19,05 mm e o diâmetro interno do tubo de chama é de 22 mm) com uma liga de estanho com chumbo (60 e 40%). Um detalhe dessa montagem é apresentado na figura V.26.

Para calcular o fluxo de calor dissipado no condensador dessa montagem, condensamos e pesamos a intervalos constantes de 5 minutos a massa de vapor de água gerada pelo gerador. O fluxo médio de calor nesse intervalo (Pomevap) foi calculado como:

$$Pomevap = Fluxvap \cdot \{ [Cp_{H_2O} \cdot (100 - Taguaen)] + h_{lv} \} \quad (V.8)$$

onde: Fluxvap = Massa de vapor condensada dividida por tempo [g/s].

Cp_{H_2O} = Calor específico da água [4,184 J/g°C]

Taguaen = Temperatura da água entrando no trocador de calor

h_{lv} = Entalpia de vaporização da água [2 257 J/g]

Além disso, há um fluxo de calor pela água transportada pelo tubo bomba na vaporização (Pomeag), que é calculado como:

$$Pomeag = Fluxag \cdot Cp_{H_2O} \cdot (Taguasa - Taguaen) \quad (V.9)$$

onde: Fluxag = massa de água transportada dividida pelo tempo [g/s]

Taguasa = Temperatura da água na saída do trocador de calor

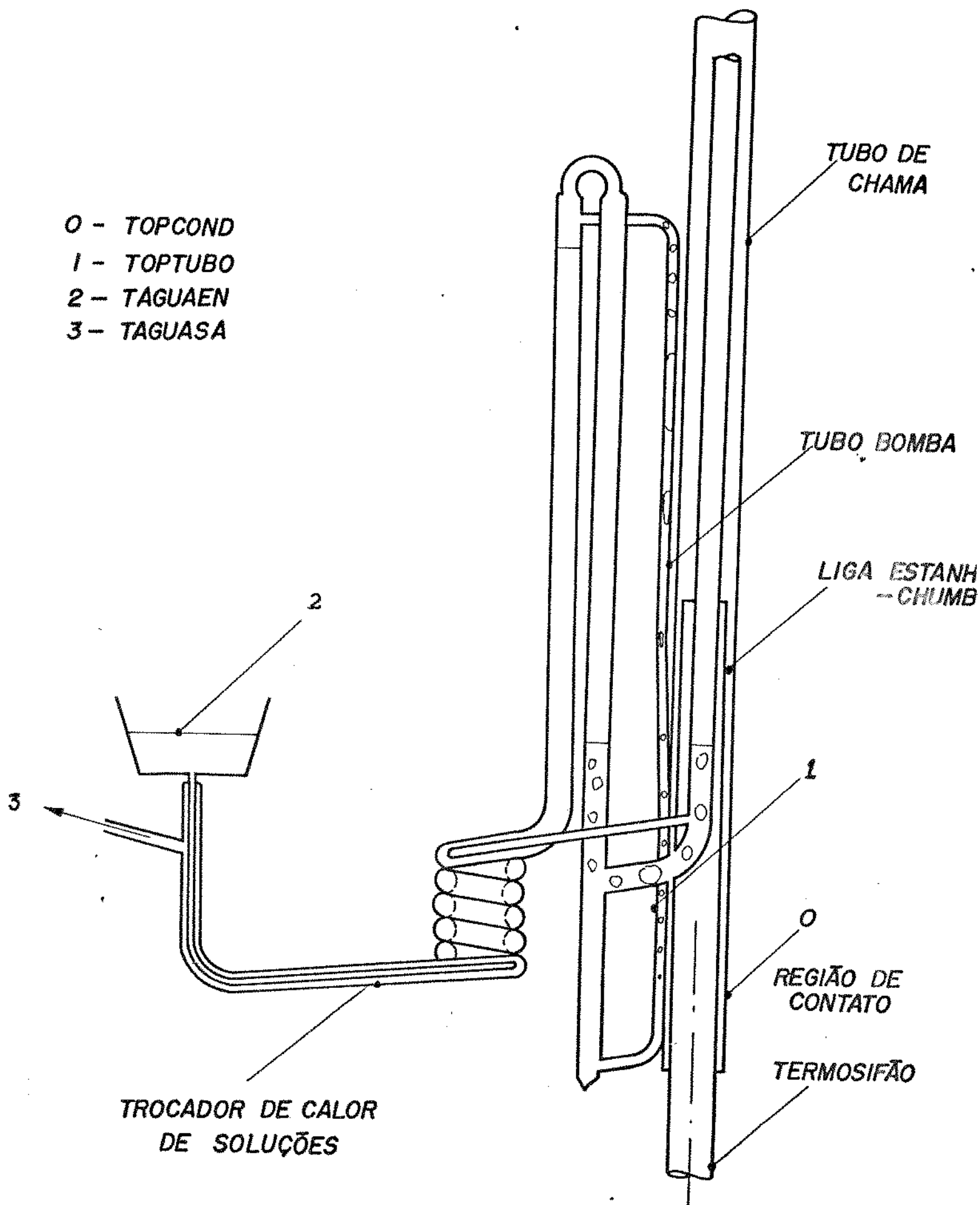


Figura V.26: Detalhe do acoplamento do condensador do termosifão de aço com o sistema gerador de amônia-trocador de calor de soluções utilizando água como meio de dissipação de calor com os principais pontos de medição de temperatura.

Para o cálculo do Coeficiente global de transferência de calor no condensador, apresentado juntamente com os valores calculados pelas equações acima nas tabelas do apêndice K, assumimos a temperatura do condensador como a média das temperaturas dos pontos 0 e 1 na figura V.26.

As figuras V.27, V.28, V.29, V.30, V.31 e V.32 mostram os principais resultados dos testes FOMEGEL2, FOMEGEL3 e FOMEGEL4, com alimentação de dez cargas colocadas a cada dez minutos, respectivamente de 400, 600 e 200 g de lenha cada carga. As tabelas do apêndice K trazem os valores calculados para esses testes.

Devemos ainda ressaltar que os valores de fluxo de calor total médio apresentados foram os medidos, não considerando-se perdas, que foram estimadas em cerca de 100 W, através do funcionamento desse mesmo gerador de amônia com água como fluido de trabalho mas com fornecimento de calor através de resistência elétrica, que pode ser medido e comparado com o fluxo obtido através da soma dos valores calculados pelas equações V.8 e V.9.

A figura V.27 do teste FOMEGEL 2 com alimentação de 400 g a cada dez minutos nos mostra que a temperatura da região adiabática caiu em relação ao teste com o evaporador soldado mas com fluxo de ar dissipando calor, porém, o fluxo de calor foi mais alto, atingindo até 700 W com uma temperatura da região adiabática de 260°C, estabilizando-se entretanto com um fluxo de cerca de 450 W e temperatura da região adiabática de 240°C.

As duas outras temperaturas apresentadas correspondem aos pontos 0 e 1 na figura V.26. Percebemos claramente o início e fim da vaporização pelo cruzamento das linhas correspondentes nesses momentos.

Com o aumento da carga de 400 para 600 g no teste FOMEGEL3, percebemos pelas figuras V.29 e V.30, que há um aumento da temperatura da região adiabática e do fluxo de calor, sendo que este último se mostra menos estável, oscilando entre 600 e 700 W.

Já a diminuição da carga para 200 g no teste FOMEGEL4 ocasionou uma dificuldade de manutenção do fluxo máximo obtido, 380 W, assim como das temperaturas.

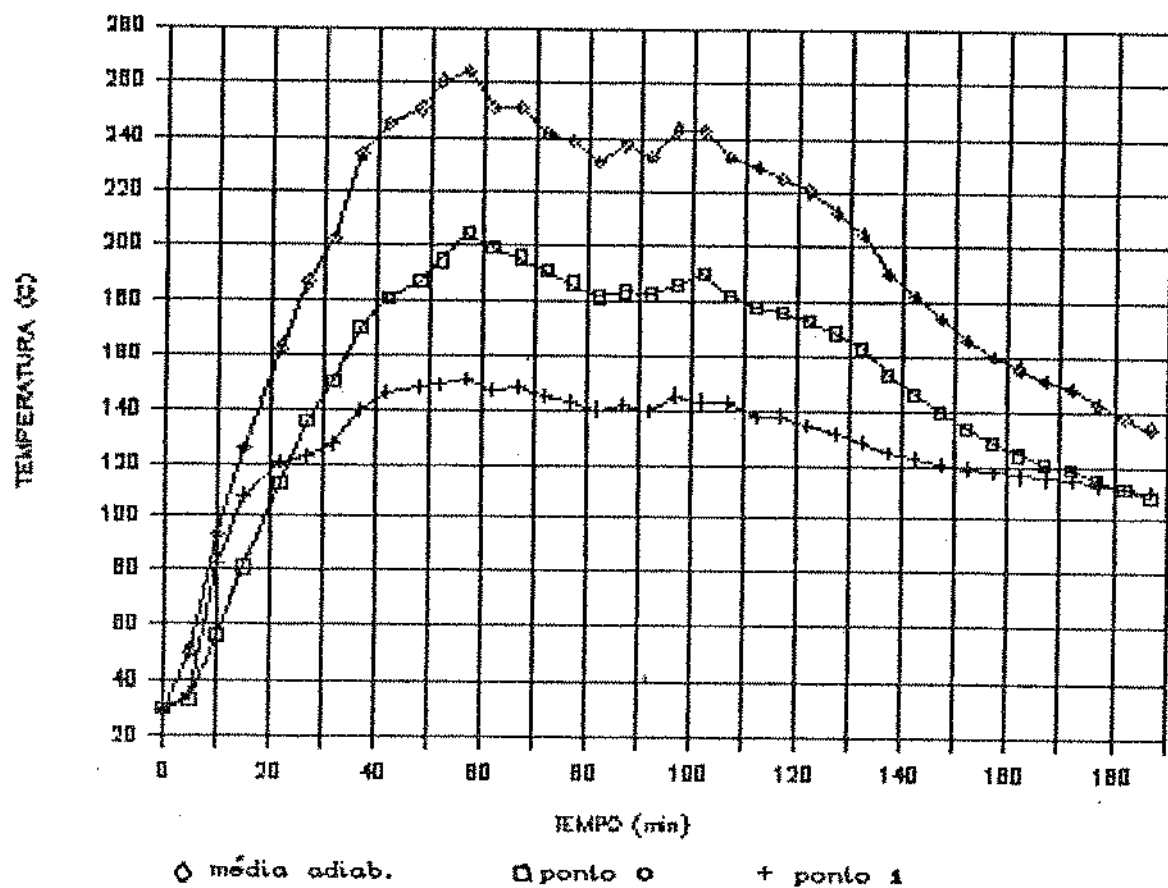


Figura V.27: Variação da temperatura com o tempo nos principais pontos do sistema da figura V.26 durante o teste FOMEGEL 2 (alimentação de 400 g de lenha a cada 10 minutos)

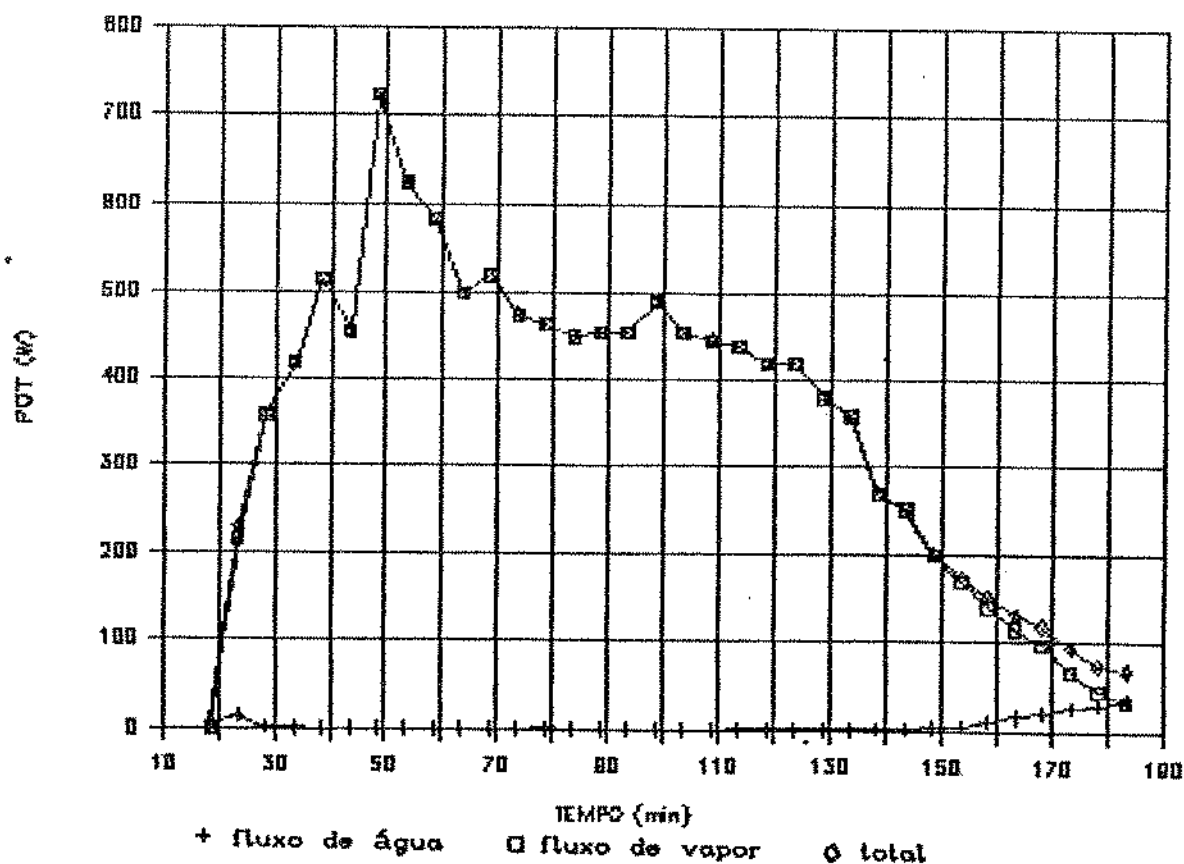


Figura V.28: Variação com o tempo da potência dissipada no condensador pelo fluxo de água, de vapor e total durante o teste FOMEGEL 2

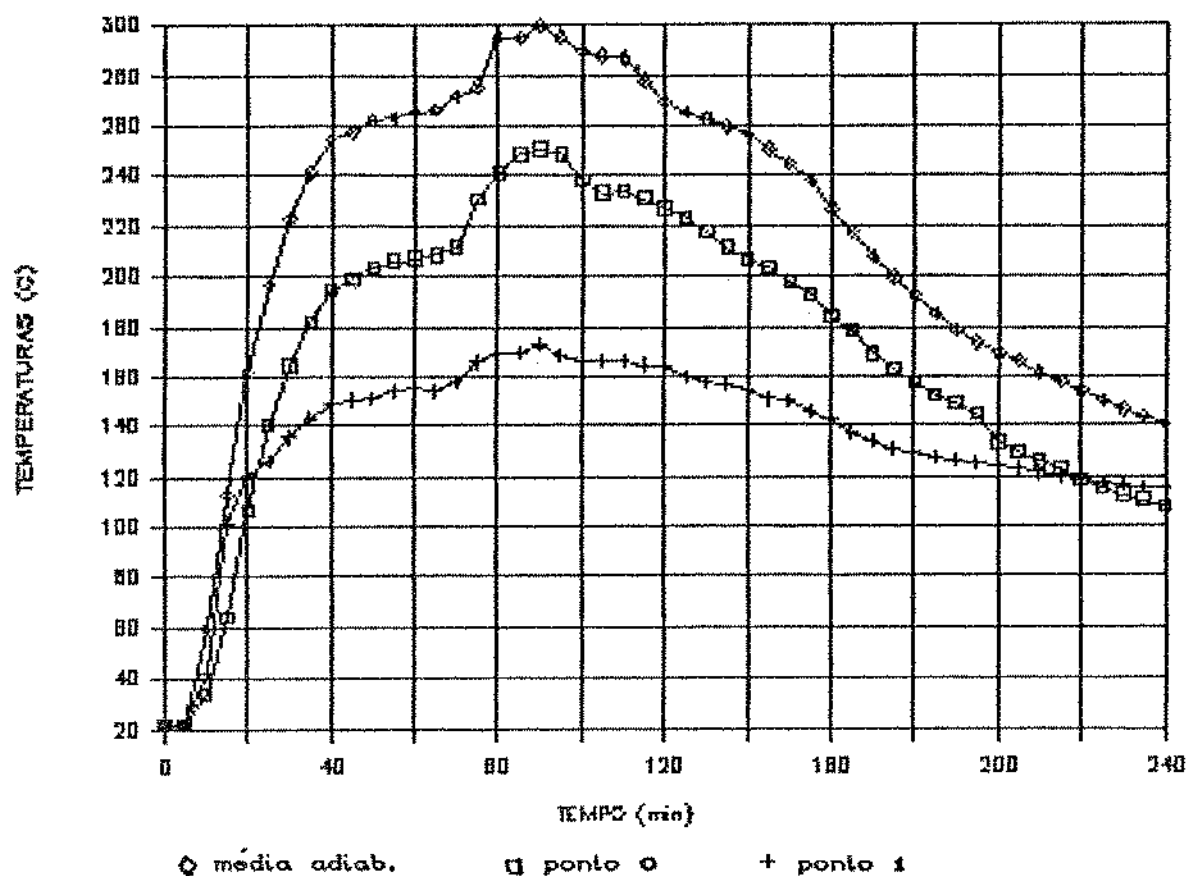


Figura V.29: Variação da temperatura com o tempo nos principais pontos do sistema da figura V.26 durante o teste FOMEGEL 3 (alimentação de 600 g de lenha a cada 10 minutos)

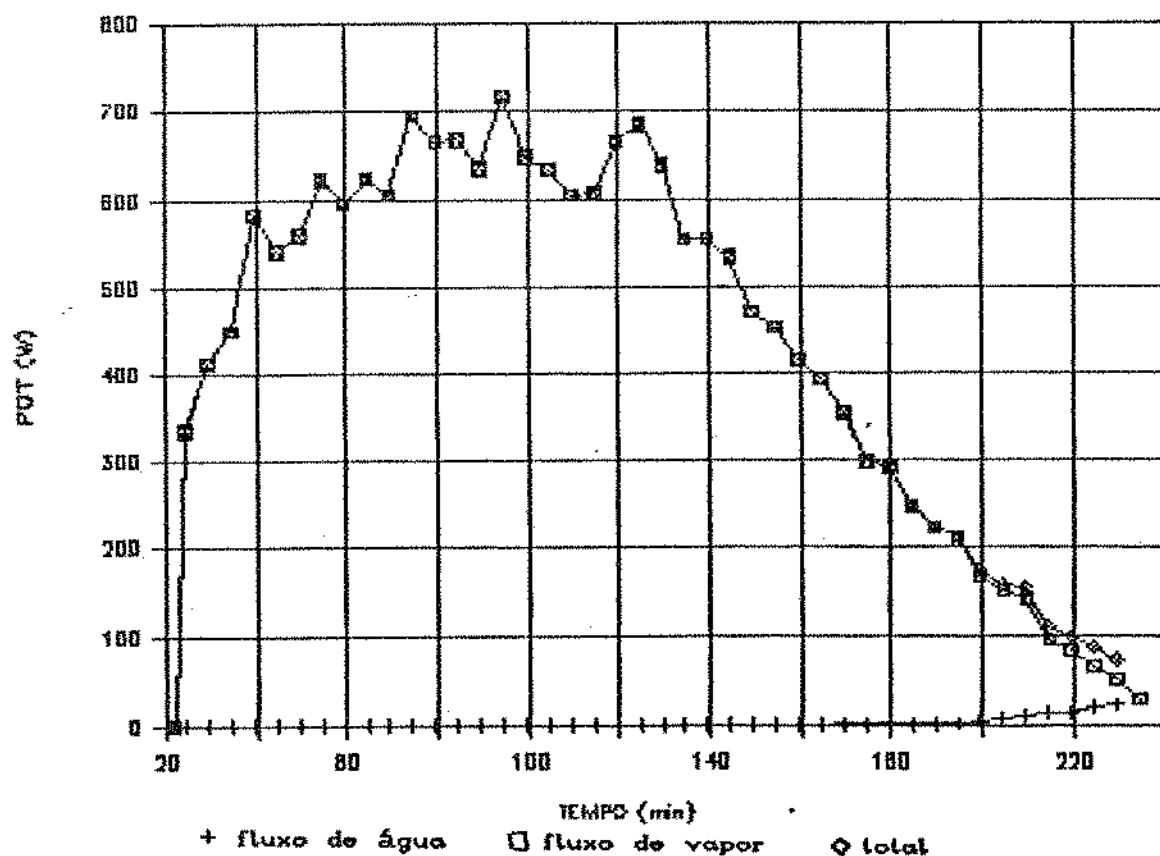


Figura V.30: Variação com o tempo da potência dissipada no condensador pelo fluxo de água, de vapor e total durante o teste FOMEGEL 3

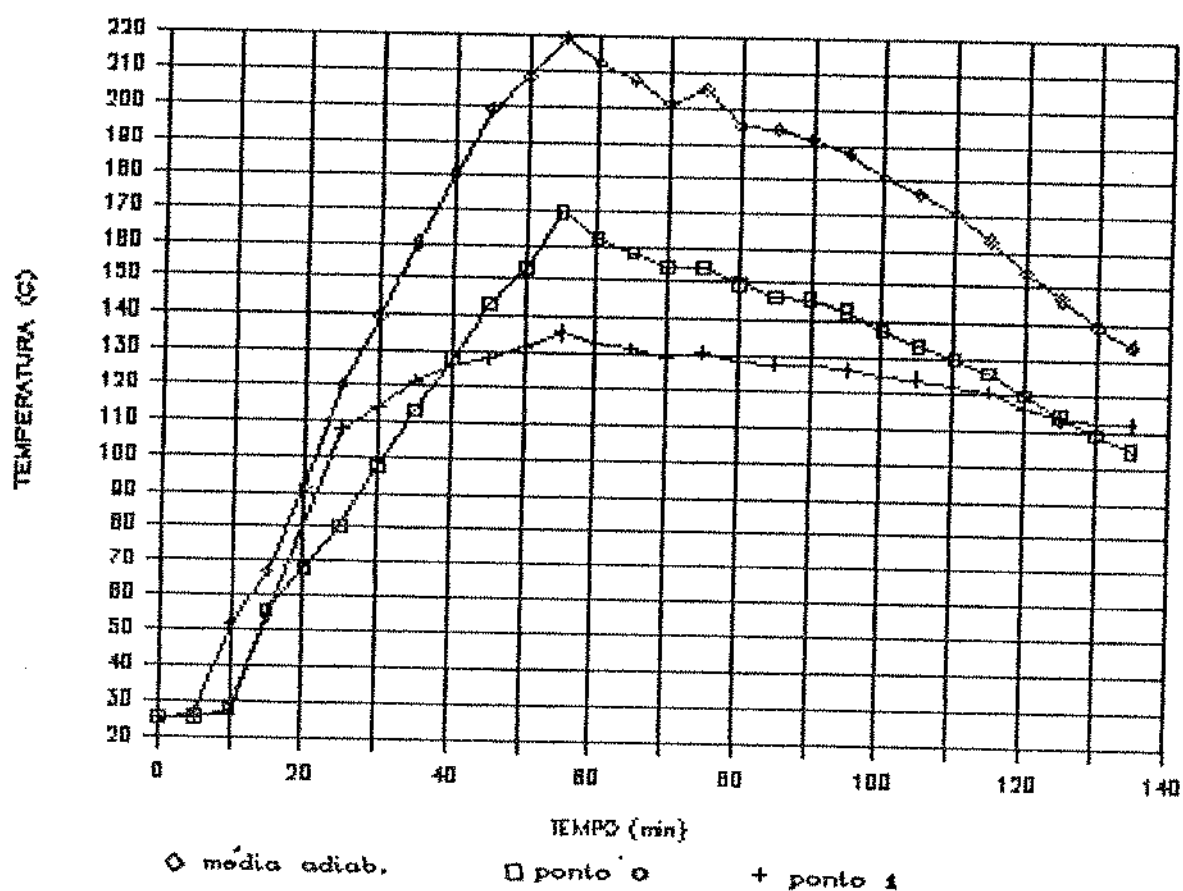


Figura V.31: Variação da temperatura com o tempo nos principais pontos do sistema da figura V.26 durante o teste FOMEGEL 4 (alimentação de 200 g de lenha a cada 10 minutos)

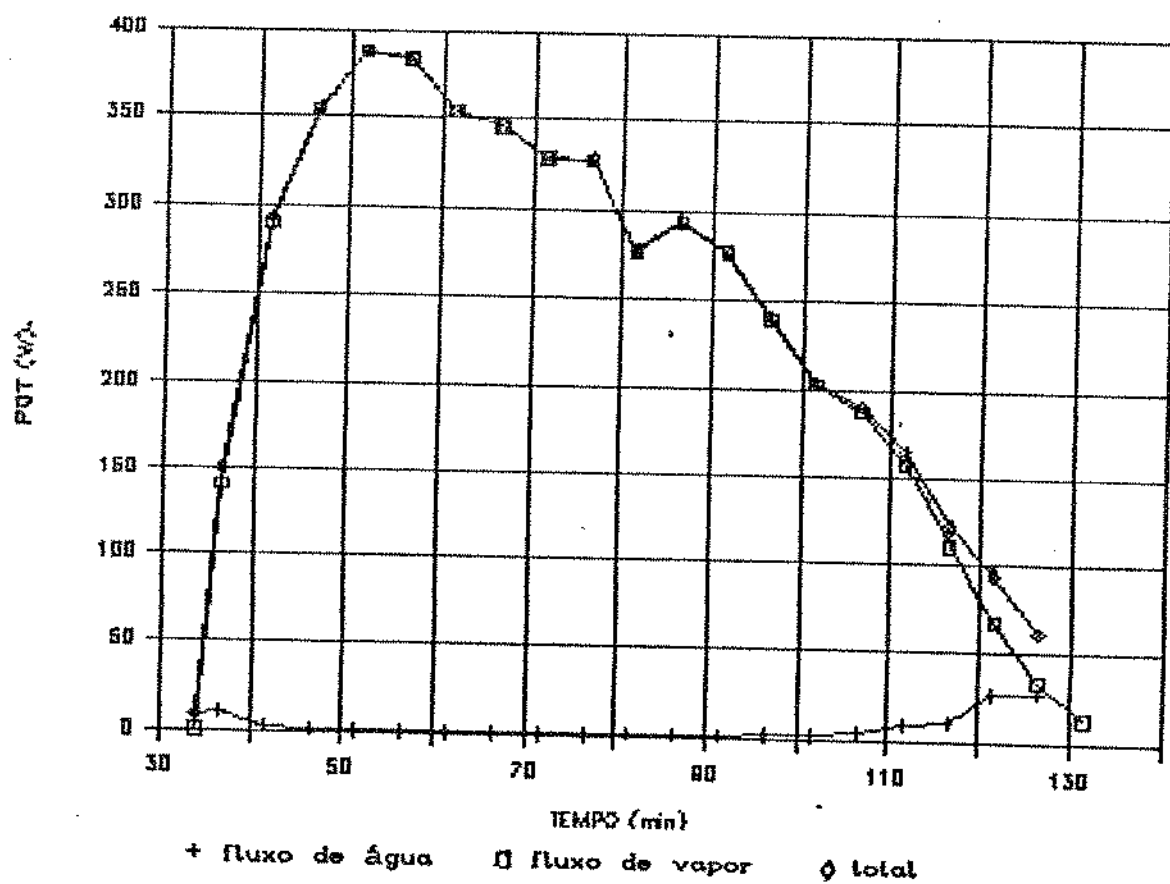


Figura V.32: Variação com o tempo da potência dissipada no condensador pelo fluxo de água, de vapor e total durante o teste FOMEGEL 4.

Os valores dos "coeficientes globais de transferência de calor no condensador" (U_{conde}) aumentaram em relação aos valores obtidos no teste com a mesma configuração de evaporador mas com dissipação de calor no condensador através de fluxo de ar (teste T1E), passando de valores da ordem de 400 a 450 $\text{W/m}^2\text{K}$ para valores entre 600 e 700 $\text{W/m}^2\text{K}$, como pode ser observado comparando-se os valores nos apêndices J e K.

De todas essas observações, podemos agora ter uma visão mais abrangente do comportamento do fogão, do termosifão e do sistema acoplado, ficando assim mais seguros do acoplamento com a geladeira.

Sabemos da literatura pesquisada que a temperatura de vaporização do NH_3 no gerador de amônia da geladeira deve ser entre 150 e 180°C. Assim, podemos assumir que com uma taxa de queima de 400 g a cada 10 minutos, as condições de operação do sistema serão similares às do teste FOMEGEL2, com excessão da temperatura de vaporização, que passando de 100°C para 180°C, e se o "coeficiente global de transferência de calor no condensador" se mantiver constante da ordem de 550 $\text{W/m}^2\text{K}$, podemos prever um aumento da temperatura e pressão de trabalho do termosifão, mas com um fluxo de calor suficiente para a alimentação da geladeira.

Vale a pena ressaltar também que o fluxo máximo de calor axial (q_{cx}) e por área do evaporador (q_c) obtido nessa fase de testes no teste FOGEL 3 é: $q_{\text{cx}} = 3,0 \times 10^6$ e $q_c = 2,5 \times 10^4 \text{W/m}^2\text{K}$ e são valores próximos aos obtidos com o termosifão de cobre com enchimento de 11 ml quando não havia secagem do evaporador. (comparar valores de q_{cx} e q_c dos apêndices F e K).

Passaremos assim, para a fase seguinte: o estudo do comportamento da geladeira e o acoplamento final dos três sistemas.

CAPÍTULO VI : O SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO

VI.1: INTRODUÇÃO:

Em um artigo retrospectivo sobre o desenvolvimento dos sistemas de refrigeração por absorção, Taylor [45] classifica os sistemas de refrigeração baseado no número de fluidos que participam ativamente no ciclo.

O equipamento mais simples segundo essa classificação é o de um único fluido, ou unidade padrão de refrigeração por compressão de vapor.

O seguinte é o que utiliza dois fluidos, ou sistema de refrigeração por absorção, onde um fluido refrigerante e um absorvente participam do ciclo.

Finalmente temos as unidades com três fluidos, onde além do refrigerante e do absorvente, temos um terceiro fluido que é um gás inerte, introduzido com a finalidade de equalizar a pressão total do sistema em todos os seus componentes, eliminando-se assim quaisquer partes móveis (válvulas, bombas, compressores, etc.). Esse sistema é conhecido como sistema Platen-Munters em homenagem a seus inventores.

VI.2: PRINCÍPIOS DOS SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO

a) Sistemas com um fluido (Sistemas de compressão)

O'Leary [46] apresenta como primeiro registro de sistema de refrigeração por compressão (com um único fluido), uma patente britânica datada de 1834 em nome de Jacob Perkins, de um aparelho que compreende um compressor manual, um condensador resfriado a água, uma válvula no fim do condensador e um evaporador imerso no fluido a ser resfriado.

Esses sistemas são bastante difundidos atualmente tanto industrial como residencialmente. Nosso interesse específico não está ligado a esse tipo de sistema, portanto não vamos discutí-lo aprofundadamente, apenas utilizá-lo como parâmetro de comparação dos demais ciclos.

b) Sistemas com dois fluidos (sistemas de absorção)

b.1) Operação periódica (ou intermitente)

O princípio de operação dos sistemas de absorção já era conhecido e estudado desde o início do século XIX, conforme descreve Bjurström & Raldow [47]. Em 1810 Sir John Leslie construiu um equipamento composto por dois recipientes conectados por um tubo, conforme a figura VI.1, um deles continha água pura (refrigerante) e o outro continha ácido sulfúrico (absorvente). O sistema foi então evacuado e o ácido sulfúrico começou a absorver o vapor d'água, forçando a vaporização de mais água do outro recipiente para a equalização das pressões, até que a água se congelou.

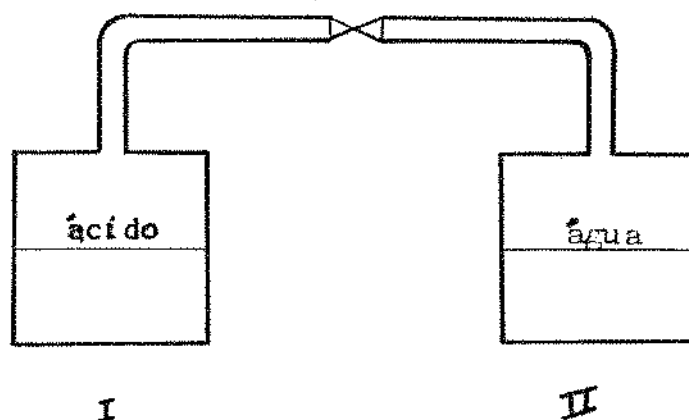


Figura VI.1: Esquema de um sistema de refrigeração por absorção periódico.

O funcionamento desse sistema pode ser melhor compreendido com o auxílio do diagrama da figura VI.2. Partindo de uma situação de equilíbrio de temperatura a T_0 , a pressão de vapor do refrigerante puro é maior que a da mistura refrigerante-absorvente. Abrindo-se a válvula do tubo de conexão entre os recipientes, o vapor do refrigerante irá do recipiente II ao recipiente I. A pressão de equilíbrio de I é excedida, forçando a condensação do refrigerante, que cede seu calor latente de condensação à mistura, fazendo assim aumentar sua temperatura e consequentemente a pressão de equilíbrio.

O processo inverso ocorre em II: a temperatura cai devido a evaporação do refrigerante, fazendo assim cair a pressão de vapor em II. Gradualmente se estabelece o equilíbrio de pressões entre os dois sistemas, que gera uma diferença de temperaturas.

Como a quantidade de massa do sistema é limitada, o sistema funciona recebendo calor a baixa temperatura em II e cedendo calor a uma temperatura mais elevada em I até que todo o refrigerante de II seja consumido. Tem-se então que regenerar a solução resultante em I, ou seja, separar o refrigerante do absorvente para reiniciar o processo, o que é feito através do aquecimento do recipiente I, forçando o vapor d'água a evaporar-se, simultaneamente ao resfriamento do recipiente II, onde ele deverá se condensar. Assim, esse ciclo funciona periodicamente.

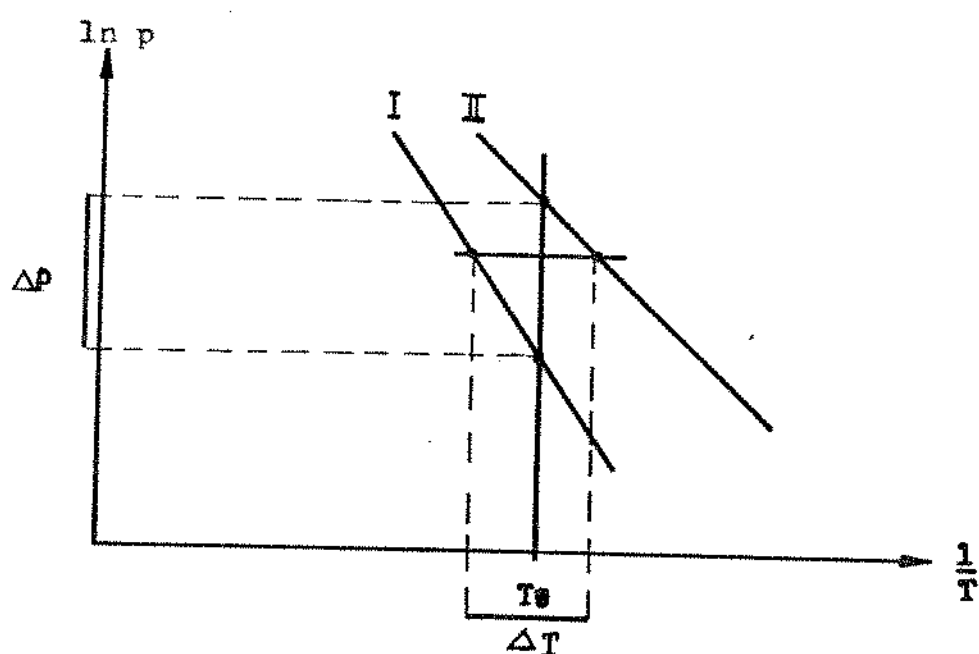


Figura VI.2: Equilíbrio de pressão e temperatura no processo de absorção periódico.

Equipamentos de refrigeração periódicos utilizando esse princípio tiveram uma grande penetração a nível residencial nos EUA e Europa entre 1920 e 1930, conforme cita a literatura [45, 46, 47].

As possibilidades de combinação de refrigerante e absorvente são várias [47], podendo-se utilizar para esses sistemas absorventes líquidos, absorventes sólidos ou adsorventes sólidos.

Esses sistemas podem também vir a ser utilizados para o aproveitamento do calor rejeitado por fogões a lenha, já que os fogões funcionam em regime cíclico também. Passos [57] apresenta o dimensionamento de um sistema desses utilizando zeolita como adsorvente sólido e água como refrigerante.

b.2) Operação contínua:

O princípio das máquinas de refrigeração por absorção contínuas foi apresentado por Ferdinand Carré em uma série de patentes entre 1859 e 1862. Nessas máquinas, o par clássico amônia-água (refrigerante-absorvente) era utilizado. O esquema simplificado dessa máquina é apresentado na figura VI.3.

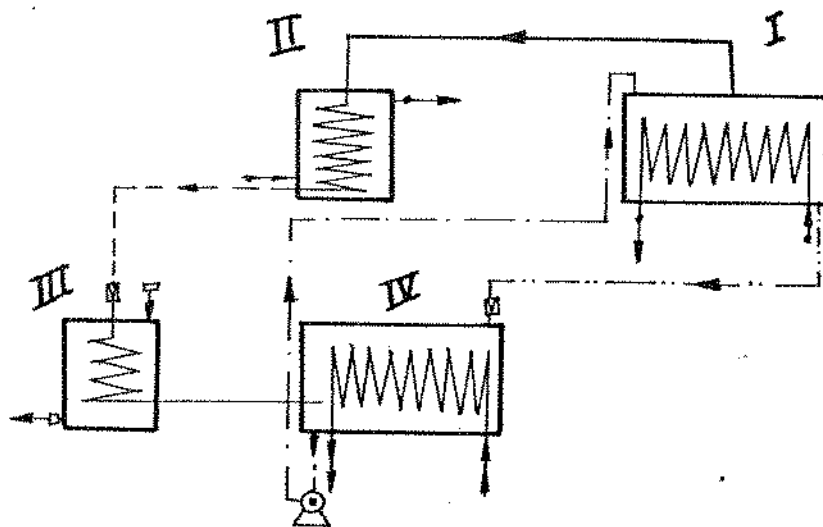


Figura VI.3: Esquema de uma máquina de refrigeração por absorção de operação contínua.

A solução de água e amônia é aquecida no gerador (I), como a volatilidade da amônia é maior que a da água, ela se evapora a alta pressão e temperatura. O vapor de amônia segue então para o condensador (II), onde através do resfriamento se liquefaz ainda à pressão do gerador. Ao final do condensador, uma válvula de expansão promove a redução de pressão necessária para que a amônia se vaporize no evaporador (III) a baixas temperaturas, retirando calor do meio a ser refrigerado.

A solução pobre que sai do fundo do gerador passa por uma válvula que causa a mesma queda de pressão da válvula da saída do condensador. Essa solução pobre entra então em contato com o vapor de amônia que sai do evaporador, e com a retirada do calor de absorção, o vapor de amônia se condensa enriquecendo a concentração da solução no absorvedor (IV). Do absorvedor a solução rica é então bombeada para o gerador novamente.

O processo ideal descrito acima pode ser representado no diagrama da figura VI.4. A solução descreve o circuito 3-5-6-2, onde a geração de vapor ocorre entre os estados 3 e 5 (abaixando a concentração da solução de ξ_{sr} para ξ_{sp}) e a absorção entre os estados 6 e 2, o processo 5-6 é a redução de pressão e temperatura que ocorre na válvula de solução pobre.

A parte da amônia que é vaporizada realiza o circuito 3-4-1-2. O processo de condensação da amônia pura ($\xi=1$) é representado pelo ponto 4, assim como a vaporização é representada pelo ponto 1, entre esses dois processos, temos o processo que ocorre na válvula de expansão entre 4 e 1. O processo 2-3 é comum a ambos os circuitos, representando o bombeamento da solução rica do absorvedor ao gerador.

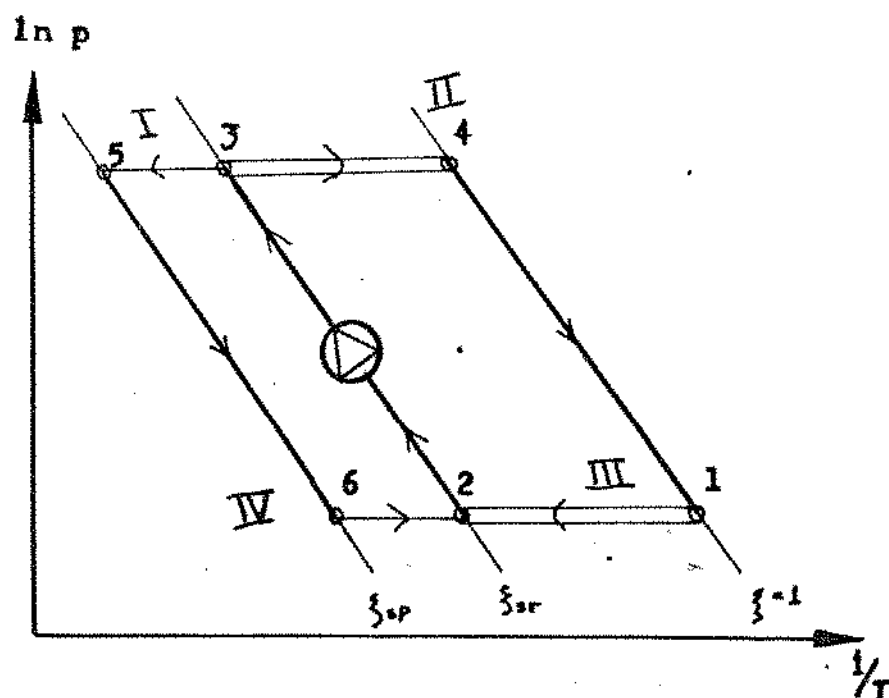


Figura VI.4: Representação do ciclo teórico de uma máquina de absorção de operação contínua no diagrama $\ln P \times 1/T$.

Devemos ressaltar que , como nos sistemas de compressão, os sistemas de absorção trabalham com dois níveis de pressão: alta pressão no gerador e condensador e baixa pressão no evaporador e absorvedor. Entretanto, diferentemente do ciclo de compressão que possui dois níveis de temperatura, o ciclo de absorção possui três níveis: temperatura alta na geração de vapor, temperatura baixa na evaporação e temperatura intermediária na condensação e absorção.

Esse tipo de equipamento, introduzido nos EUA pelo próprio Carré durante a Guerra Civil, quando o fornecimento de gelo pelos Estados do Norte foi cortado, teve grande difusão a nível industrial, decaindo já no fim do século XIX devido ao desenvolvimento do projeto mecânico dos compressores e a difusão da eletrificação.

Uma série de trabalhos experimentais e computacionais têm sido desenvolvidos sobre esses sistemas visando sobretudo aplicações comerciais ou comunitárias de refrigeração solar [53, 54, 55, 56, 57].

c) Sistemas com 3 fluidos (Sistema Platen-Munters)

O sistema de refrigeração por absorção contínuo, apesar de ser fundamentalmente movido a energia térmica, possui uma bomba de solução rica, e exige portanto trabalho mecânico para seu funcionamento.

Para evitar o bombeamento mecânico da solução rica no ciclo de absorção, M. Geppert sugeriu em 1899 a introdução de um gás inerte incondensável nas partes de baixa pressão do sistema (evaporador e absorvedor) para completar a pressão total, que é mais ou menos igual à pressão de condensação.

Ele utilizou o ar como gás inerte, porém sem sucesso. O processo de difusão da amônia no ar é muito lento, e , além disso, a mistura de ar e vapor de amônia tem densidade menor que a do ar, não promovendo assim a circulação dos gases no sentido desejado.

Em 1922 dois suecos: Baltzar Carl von Platen e Carl George Munters sugeriram o uso de hidrogênio como gás inerte. O H_2 puro é mais leve que a mistura com vapor de amônia, conseguindo-se assim a circulação no sentido desejado. Além disso, a difusão de NH_3 em H_2 é mais intensa que no caso do ar.

A idéia de von Platen e Munters deu certo e foi comercializada com grande sucesso pela Electrolux na Europa e Servel nos EUA para o mercado de refrigeradores domésticos a

partir de 1930, inibindo assim o desenvolvimento dos sistemas periódicos que na década anterior havia florescido bastante nessa faixa de mercado.

Taylor [45] apresenta uma série de dispositivos que podem ser utilizados para promover o bombeamento da solução rica do absorvedor ao gerador sem a utilização de trabalho externo, utilizando diferenças de temperatura, concentração, pressão, nível de líquido (gravidade), etc. Entretanto, para os refrigeradores domésticos o sistema Platen-Munters utilizando o par amônia-água e hidrogênio como gas inerte é o que tem mais se difundido.

A operação do sistema escolhido para teste, uma geladeira produzida pela Consul S.A. é descrita a seguir, conforme as especificações do fabricante [48, 49], dos dados obtidos nos testes encontrados na literatura [50], e de valores de temperatura obtidos de testes com o sistema operando com resistência elétrica de potência nominal 260 W constante, sem carga (geladeira vazia).

A figura VI.5 apresenta um desenho esquemático do equipamento com seus principais componentes, os pontos de medição de temperatura e os fluxos de calor envolvidos por kg de amônia que entra no condensador.

Quando o calor é fornecido ao tubo bomba através da solda de contato (com o tubo de chama ou com o tubo de inserção da resistência elétrica), este se aquece atingindo a temperatura de vaporização da solução que aí se encontra à pressão de 25 atm. Com isso há a formação de bolhas de vapor que, devido ao pequeno diâmetro do tubo e à diferença de densidade entre o vapor e o líquido, formam um escoamento bifásico do tipo pistonado, transportando a solução para a saída do tubo bomba (ponto 3).

Nesse ponto a solução pobre, com temperatura de cerca de 180°C e concentração de 0,15 se separa do vapor que está em equilíbrio com ela à mesma temperatura e concentração de cerca de 0,58. A cada incremento de solução pobre que é transportado pelo tubo bomba e atinge o ponto 3, uma quantidade idêntica transborda para dentro do absorvedor (ponto 4), passando pelo espaço anular entre os tubos do trocador de calor de soluções.

Já o vapor que sai do tubo bomba, desce pelo outro tubo e é obrigado a borbulhar na solução rica que vem do tubo interno do trocador de calor de soluções. Esse é o chamado "analiser", cuja função é aumentar a concentração de amônia que sai do gerador. O vapor que sai do "analiser" está em equilíbrio com a solução rica que entra nele, a uma temperatura de cerca de 145°C .

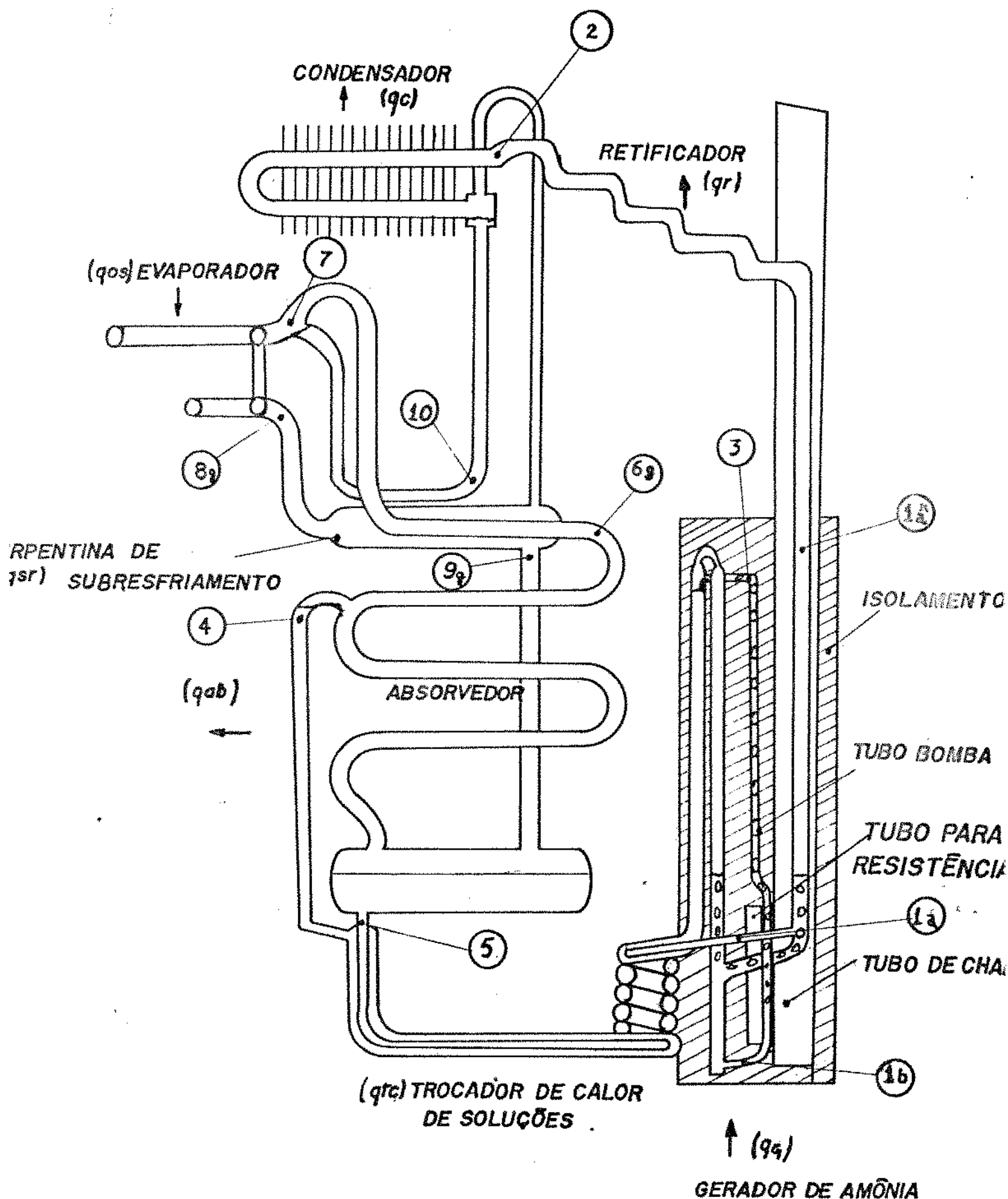


Figura VI.5: Esquema de um sistema de refrigeração por absorção do tipo Platen-Munters com os principais pontos de medição de temperatura e fluxos específicos de calor.

A solução que sai do "analysér" no ponto 1b está mais aquecida, e menos concentrada que a solução rica que chega a ele por 1a (cerca de 160°C e 0,23), e se encaminha então para o tubo bomba.

O vapor que sai do "analysér" por 1a", em equilíbrio com a solução rica tem uma concentração de cerca de 0,84, passa então pelo retificador, onde através do resfriamento pelo ar ambiente ocorre a condensação do vapor d'água (menos volátil) que escorre de volta ao gerador, obtendo-se ao final do retificador amônia praticamente pura a uma temperatura de cerca de 58°C , que é a temperatura de condensação da amônia na pressão de 25 atm.

No condensador, através do resfriamento pelo ar ambiente, a amônia se liquefaz e segue para a serpentina de subresfriamento, onde será resfriada a uma temperatura próxima da temperatura final de evaporação. A construção da serpentina permite que se forme um sifão, que serve como um selo de amônia líquida que impede que o hidrogênio passe do evaporador para o condensador.

Ao transbordar para dentro do evaporador no ponto 7, a amônia líquida entra em contato com a mistura gasosa de H_2 e NH_3 que saiu do absorvedor pelo ponto 6g e passou pelo tubo interno da serpentina de subresfriamento. Essa mistura é pobre em amônia e portanto sua pressão parcial na mistura gasosa é pequena (entre 1,0 e 1,5 atm.). O processo de evaporação é conjugado com a difusão do vapor de amônia no hidrogênio, assim, a pressão de vapor da amônia líquida deve ser mais alta que a pressão parcial do vapor de amônia na mistura gasosa para que a difusão possa ocorrer.

A medida que a amônia se evapora e difunde no H_2 , sua pressão parcial na mistura gasosa aumenta. A mistura gasosa rica em vapor de NH_3 é mais pesada que a pobre, provocando assim uma circulação dos gases no sentido anti-horário da figura VI.5.

No início do evaporador, onde a pressão parcial do NH_3 no gás pobre é mais baixa (1 a 1,5 atm), a temperatura de vaporização é também mais baixa (por volta de -25°C), assim, essa parte superior do evaporador é utilizada como congelador.

Na parte inferior, a pressão parcial do vapor de NH_3 no gás aumenta para 2 a 3 atm, dependendo da carga térmica, aumentando conseqüentemente a temperatura de vaporização para valores entre -15 e 0°C . Essa parte do evaporador com temperaturas mais elevadas é usada para refrigerar o gabinete da geladeira através de aletas.

Do final do evaporador, o gás rico em NH_3 a baixa temperatura

(ponto 8g), passa pelo espaço anular entre os tubos da serpentina de subresfriamento, onde irá resfriar tanto o gás pobre como a amônia líquida que entrarão no evaporador. Segue então para o absorvedor (ponto 9g), onde entrará em contato com a solução pobre que desce em contra-corrente com grande tendência a absorver amônia. Aqui também, para haver a absorção do vapor de NH_3 do gás rico para a solução é necessário que a pressão parcial do NH_3 no gás seja sempre maior que a pressão de vapor da solução. Como o processo é contra-corrente, a pressão de vapor da solução rica deve ser menor que a pressão parcial do NH_3 no gás rico e a da solução pobre menor que a do gás pobre. Além disso, para que a absorção ocorra, é necessário rejeitar o calor de condensação do vapor de amônia e o calor de solução de NH_3 em H_2O .

Na parte inferior do absorvedor, há um reservatório que coleta a solução enriquecida de amônia. Esse reservatório está ligado à entrada do "analisar" através do trocador de calor de soluções. Nesse trocador de calor, a solução pobre que sai do gerador a alta temperatura (180°C), cede calor para a solução rica que vai para o "analisar", onde entrará com temperatura de cerca de 145°C . Isso permite uma absorção mais eficiente pela solução pobre e diminui a quantidade de calor a ser fornecida no gerador.

VI.3: CÁLCULO TÉRMICO DE UM SISTEMA PLATEN-MUNTERS:

Foram realizados alguns testes com a geladeira que usaremos no acoplamento com o fogão a lenha para determinarmos as principais características de funcionamento desse sistema específico.

A geladeira foi instrumentada com termopares do tipo J nos pontos indicados pela figura VI.5. O fornecimento de calor foi feito através de resistência elétrica com potência dissipada constante de 260 W. A geladeira foi operada sem carga térmica, ou seja, vazia, assim, as condições de funcionamento variaram em função do tempo. O termostato de controle também foi desligado.

O ambiente em que foram realizados os testes não era controlado, sendo apenas medida a temperatura do ar, que variou entre 22 e 26°C .

A partir dos valores de temperatura obtidos em diferentes condições (respectivamente 2 e 6,5 horas depois de iniciado o fornecimento de calor), com o auxílio dos diagramas de entalpia x concentração para $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ e $\text{NH}_3\text{-H}_2$ apresentados por Niebergal

[63], foram determinados os estados das misturas em cada ponto e realizados os balanços de massa e energia.

Para os cálculos foram realizados os seguintes balanços de massa e energia em regime permanente:

a) Sistema gerador-retificador:

$$1+(f-1) = f \quad (VI.1)$$

$$1.\xi_{2''}+(f-1).\xi_{9'} = f.\xi_{1a'} \quad (VI.2)$$

$$1.h_{2''}+(f-1).h_{9'}+q_R = f.h_{1a'}+q_G \quad (VI.3)$$

b) Retificador:

$$1+\mu = (1+\mu) \quad (VI.4)$$

$$1.\xi_{2''}+\mu.\xi_{R'} = (1+\mu).\xi_{1a''} \quad (VI.5)$$

$$q_R+1.h_{2''}+\mu.h_{R'} = (1+\mu).h_{1a''} \quad (VI.6)$$

c) Analiser:

$$(1+\mu)+(f+\nu) = (1+\nu)+f+\mu \quad (VI.7)$$

$$(1+\mu).\xi_{1a''}+(f+\nu).\xi_{1b'} = (1+\nu).\xi_{9''}+f.\xi_{1a'}+\mu.\xi_{R'} \quad (VI.8)$$

$$(1+\mu).h_{1a''}+(f+\nu).h_{1b'} = q_{An}+(1+\nu).h_{9''}+f.h_{1a'}+\mu.h_{R'} \quad (VI.9)$$

d) Tubo bomba:

$$(f-1)+(1+\nu) = (f+\nu) \quad (VI.10)$$

$$(f-1).\xi_{9'}+(1+\nu).\xi_{9''} = (f+\nu).\xi_{1b'} \quad (VI.11)$$

$$(f-1).h_{9'}+(1+\nu).h_{9''} = (f+\nu).h_{1b'}+q_{Tb'} \quad (VI.12)$$

e) Condensador:

$$1 = 1 \quad (VI.13)$$

$$1.\xi_2'' = 1.\xi_{10}' \quad (VI.14)$$

$$1.h_2'' = 1.h_{10}' + q_c \quad (VI.15)$$

f) Trocador de calor de Soluções:

$$f+(f-1) = f+(f-1) \quad (VI.16)$$

$$f.\xi_5' + (f-1).\xi_9' = f.\xi_{1a}' + (f-1).\xi_4' \quad (VI.17)$$

$$q_{rc} = (f-1).(h_9' - h_4') \quad (VI.18a)$$

$$q_{rc} = f.(h_{1a}' - h_5') \quad (VI.18b)$$

g) Serpentina de subresfriamento:

$$g+(g-1)+1 = g+(g-1)+1 \quad (VI.19)$$

$$g.y_{8g} + (g-1).y_{6g} + 1.\xi_{10}' = g.y_{9g} + (g-1).y_{7g} + 1.\xi_7' \quad (VI.20)$$

$$q_{sr} = g.(h_{9g} - h_{8g}) = (g-1)(h_{6g} - h_{7g}) + 1.(h_{10}' - h_7') \quad (VI.21)$$

h) Evaporador:

$$1+(g-1) = g \quad (VI.22)$$

$$1.\xi_7' + (g-1).y_{7g} = g.y_{8g} \quad (VI.23)$$

$$q_{oe} + 1.h_7' + (g-1).h_{7g} = g.h_{8g} \quad (VI.24)$$

i) Absorvedor:

$$(f-1)+g = (g-1)+f \quad (VI.25)$$

$$(f-1).\xi_4' + g.y_{9g} = (g-1).y_{6g} + f.\xi_5' \quad (VI.26)$$

$$(f-1).h_4' + g.h_{9g} = (g-1).h_{6g} + f.h_5' + q_A \quad (VI.27)$$

Para o cálculo, foram feitas as seguintes hipóteses:

- 1) A amônia que sai do retificador é considerada pura: $\xi_2'' = 1$.
- 2) A eficiência de retificação, definida pelas equações (VI.28) e (VI.29) abaixo, foi assumida como 0,7.

$$\eta_r = \mu_{th} / \mu_{real} \quad (VI.28)$$

$$\mu_{th} = \frac{(\xi_2'' - \xi_{1a}'')}{(\xi_{1a}'' - \xi_{1a}')} \quad (VI.29)$$

3) Foi assumida uma diferença entre a pressão de vapor da amônia líquida no evaporador e a pressão parcial do vapor de amônia na mistura gasosa constante e igual a 0,5 atm.

4) Foi assumida também uma diferença entre a pressão parcial do vapor de amônia na mistura gasosa pobre e a pressão de vapor de amônia da solução pobre (na entrada do absorvedor) de 0,4 atm.

5) A diferença entre os valores obtidos no cálculo do calor trocado pelo Trocador de calor de soluções pelas equações (VI.18a) e (VI.18b) foi atribuído a perdas para o ambiente (a solução pobre, mais quente, passa pelo lado mais externo do trocador).

As tabelas VI.1 e VI.2 trazem os valores de temperatura medidos em cada ponto, assim como suas respectivas pressões parciais de equilíbrio da amônia nas misturas, concentrações, entálpias e fluxos específicos.

As figuras VI.6, VI.7, VI.8 e VI.9 são as representações dos processos e calores envolvidos nos diagramas $h \times \xi$ para NH_3-H_2O e $h \times y$ para NH_3-H_2 .

Ponto	pressão [atm]	temperatura [°C]	concentração [%]	entalpia [kJ/kg]	fluxo esp. [kg/kg]
1a'	25	$t_{1a'} = 141$	$\xi_{1a'} = 30,6$	$h_{1a'} = 128$	$f = 5,45$
1a''	25	$t_{1a''} = 143,5$	$\xi_{1a''} = 85,2$	$h_{1a''} = 487$	$(1+\mu) = 1,383$
1b'	25	$t_{1b'} = 160$	$\xi_{1b'} = 23,2$	$h_{1b'} = 150$	$(f+\nu) = 5,493$
2''	25	$t_{2''} = 59,5$	$\xi_{2''} = 1$	$h_{2''} = 394$	1
3'	25	$t_{3'} = 180$	$\xi_{3'} = 15$	$h_{3'} = 176$	$(f-1) = 4,45$
3''	25	$t_{3''} = 180$	$\xi_{3''} = 58,2$	$h_{3''} = 556$	$(1+\nu) = 1,043$
4'	0,6	$t_{4'} = 44$	$\xi_{4'} = 15$	$h_{4'} = 29$	$(f-1) = 4,45$
5'	1,6	$t_{5'} = 41$	$\xi_{5'} = 30,6$	$h_{5'} = 18$	$f = 5,45$
6g	1,0	$t_{6g} = 33$	$y_{6g} = 26,5$	$h_{6g} = 167$	$(g-1) = 1,394$
7*	1,5	$t_7 = -25$			
7g*	1,0	$t_{7g} = 4$	$y_{7g} = 26,5$	$h_{7g} = 90,5$	$(g-1) = 1,394$
7'*	1,5	$t_{7'} = 3$	$\xi_{7'} = 1$	$h_{7'} = 87$	1
8g	3,5	$t_{8g} = -2,5$	$y_{8g} = 57,2$	$h_{8g} = 168$	$g = 2,394$
9g	3,5	$t_{9g} = 29$	$y_{9g} = 57,2$	$h_{9g} = 225$	$g = 2,394$
10'	25	$t_{10'} = 27,5$	$\xi_{10'} = 1$	$h_{10'} = 114,5$	1
R'	25	$t_{R'} = 105$	$\xi_{R'} = 46,5$	$h_{R'} = 99$	$\mu = 0,383$

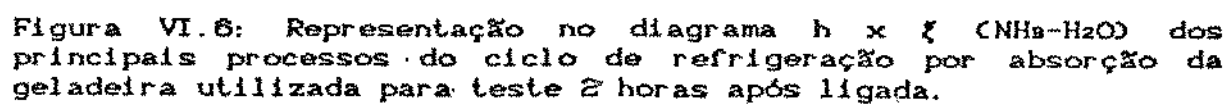
Tabela VI.1: Estados e propriedades das misturas nos diferentes pontos do sistema da figura VI.5 após 2 horas de operação.

* Valores estimados pelos balanços de massa e energia.

' Relativo à mistura $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ na fase líquida

'' Relativo à mistura $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ na fase vapor

g Relativo à mistura gasosa $\text{NH}_3\text{-H}_2$



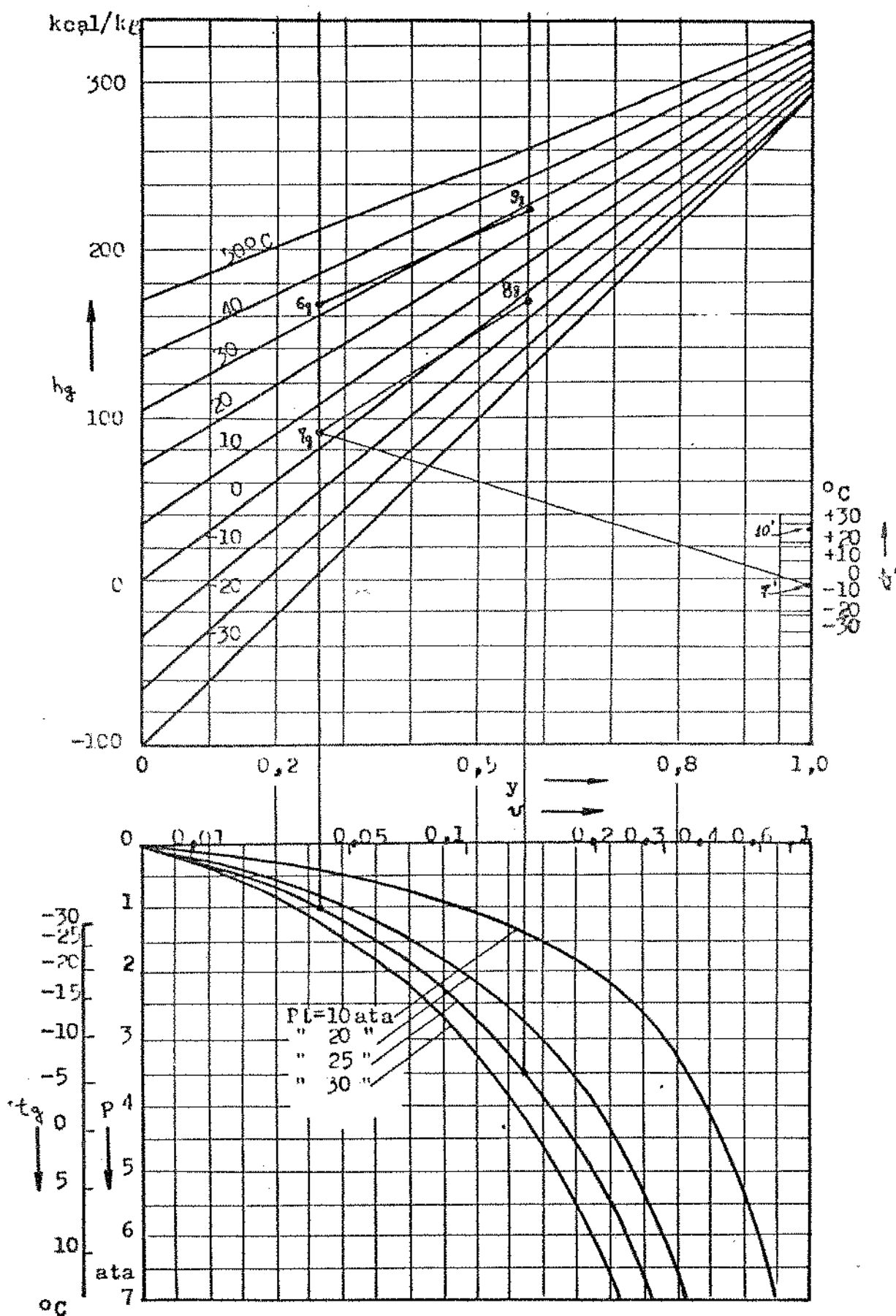


Figura VI.7: Representação no diagrama $h \times y$, ($\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$) dos principais processos do ciclo de refrigeração por absorção da geladeira utilizada para teste 2 horas após ligada.

Através das equações VI.1 a VI.28 foram calculados os fluxos de calor específicos (por kg de amônia que deixa o condensador):

a) Gerador:

$$q_g = 722 \text{ kJ/kg} = q_{an} + q_{tb}$$

b) Retificador:

$$q_R = 241,5 \text{ kJ/kg}$$

c) Analiser:

$$q_{an} = 182 \text{ kJ/kg}$$

d) Tubo bomba:

$$q_{tb} = 540 \text{ kJ/kg}$$

e) Condensador:

$$q_c = 279,5 \text{ kJ/kg}$$

f) Trocador de calor de soluções:

$$q_{rc} = 654 \text{ kJ/kg (solução pobre)}$$

$$q_{rc} = 599,5 \text{ kJ/kg (solução rica)}$$

$$54,5 \text{ kJ/kg Perdas para o ambiente}$$

g) Serpentina de subresfriamento:

$$q_{sr} = 135 \text{ kJ/kg}$$

h) Evaporador:

$$q_{oe} = 272,5 \text{ kJ/kg}$$

i) Absorvedor:

$$q_A = 419 \text{ kJ/kg}$$

Assim, um balanço global do sistema resultaria:

Fornecido	Rejeitado	
$q_g = 722 \text{ kJ/kg}$	$q_c = 279,5 \text{ kJ/kg}$	
	$q_R = 241,5 \text{ kJ/kg}$	
$q_{oe} = 272,5 \text{ kJ/kg}$	$q_A = 419 \text{ kJ/kg}$	
<u>Total: 994,5 kJ/kg</u>	<u>940 kJ/kg</u>	Subtotal
	<u>54,5 kJ/kg</u>	Perdas
	<u>994,5 kJ/kg</u>	Total

O Coeficiente de Performance (COP) nesse regime de operação é portanto:

$$\text{COP} = \frac{q_{0s}}{q_a} = \frac{272,5}{722} = 0,377$$

Considerando-se ainda que o fluxo de calor fornecido pela resistência elétrica é de 260 W e que, apesar do isolamento, as medições efetuadas com o sistema gerador de amônia (já referido no capítulo anterior) indicaram perdas da ordem de 100 W; teríamos então um fornecimento de calor efetivamente utilizado pelo gerador da ordem de 160 W. Podemos então calcular os fluxos mássicos de:

$$\text{amônia pura: } \frac{0,16}{722} \times 3600 = 0,798 \text{ kg/hora}$$

$$\text{solução rica : } 5,45 \times 0,798 = 4,35 \text{ kg/hora}$$

$$\text{solução pobre: } 4,45 \times 0,798 = 3,55 \text{ kg/hora}$$

$$\text{gás rico: } 2,394 \times 0,798 = 1,91 \text{ kg/hora}$$

$$\text{gás pobre: } 1,394 \times 0,798 = 1,11 \text{ kg/hora}$$

Além dos fluxos de calor nos principais componentes:

$$\text{Capacidade frigorífica} = 60 \text{ W}$$

$$\text{Fluxo de calor no condensador} = 62 \text{ W}$$

$$\text{Fluxo de calor no absorvedor} = 93 \text{ W}$$

$$\text{Fluxo de calor no retificador} = 53,5 \text{ W}$$

Ponto	pressão [atm]	temperatura [°C]	concentração [%]	entalpia [kJ/kg]	fluxo esp. [kg/kg]
1a'	25	$t_{1a'} = 145$	$\xi_{1a'} = 29$	$h_{1a'} = 134$	$f = 6,07$
1a''	25	$t_{1a''} = 145$	$\xi_{1a''} = 84,1$	$h_{1a''} = 490$	$(1+\mu) = 1,412$
1b'	25	$t_{1b'} = 160$	$\xi_{1b'} = 23,2$	$h_{1b'} = 150$	$(f+\nu) = 6,259$
2''	25	$t_{2''} = 58$	$\xi_{2''} = 1$	$h_{2''} = 393$	1
3'	25	$t_{3'} = 180$	$\xi_{3'} = 15$	$h_{3'} = 176$	$(f-1) = 5,07$
3''	25	$t_{3''} = 180$	$\xi_{3''} = 58,2$	$h_{3''} = 556$	$(1+\nu) = 1,189$
4'	0,6	$t_{4'} = 46$	$\xi_{4'} = 15$	$h_{4'} = 32$	$(f-1) = 5,07$
5'	1,7	$t_{5'} = 43$	$\xi_{5'} = 29$	$h_{5'} = 20$	$f = 6,07$
6g	1,0	$t_{6g} = 33$	$y_{6g} = 26,5$	$h_{6g} = 167$	$(g-1) = 3,66$
7*	1,5	$t_7 = -25$			
7g*	1,0	$t_{7g} = 0$	$y_{7g} = 26,5$	$h_{7g} = 80$	$(g-1) = 3,66$
7'*	1,5	$t_{7'} = -7$	$\xi_{7'} = 1$	$h_{7'} = 75,8$	1
8g	2,0	$t_{8g} = -14$	$y_{8g} = 42,5$	$h_{8g} = 98$	$g = 4,66$
9g	2,0	$t_{9g} = 21$	$y_{9g} = 42,5$	$h_{9g} = 175$	$g = 4,66$
10'	25	$t_{10'} = 30$	$\xi_{10'} = 1$	$h_{10'} = 117$	1
R'	25	$t_{R'} = 107$	$\xi_{R'} = 45,5$	$h_{R'} = 100$	$\mu = 0,412$

Tabela VI.2: Estados e propriedades das misturas nos diferentes pontos do sistema da figura VI.5 após 6,5 horas de operação.

* Valores estimados pelos balanços de massa e energia.

' Relativo à mistura $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ na fase líquida

'' Relativo à mistura $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ na fase vapor

g Relativo à mistura gasosa $\text{NH}_3\text{-H}_2$

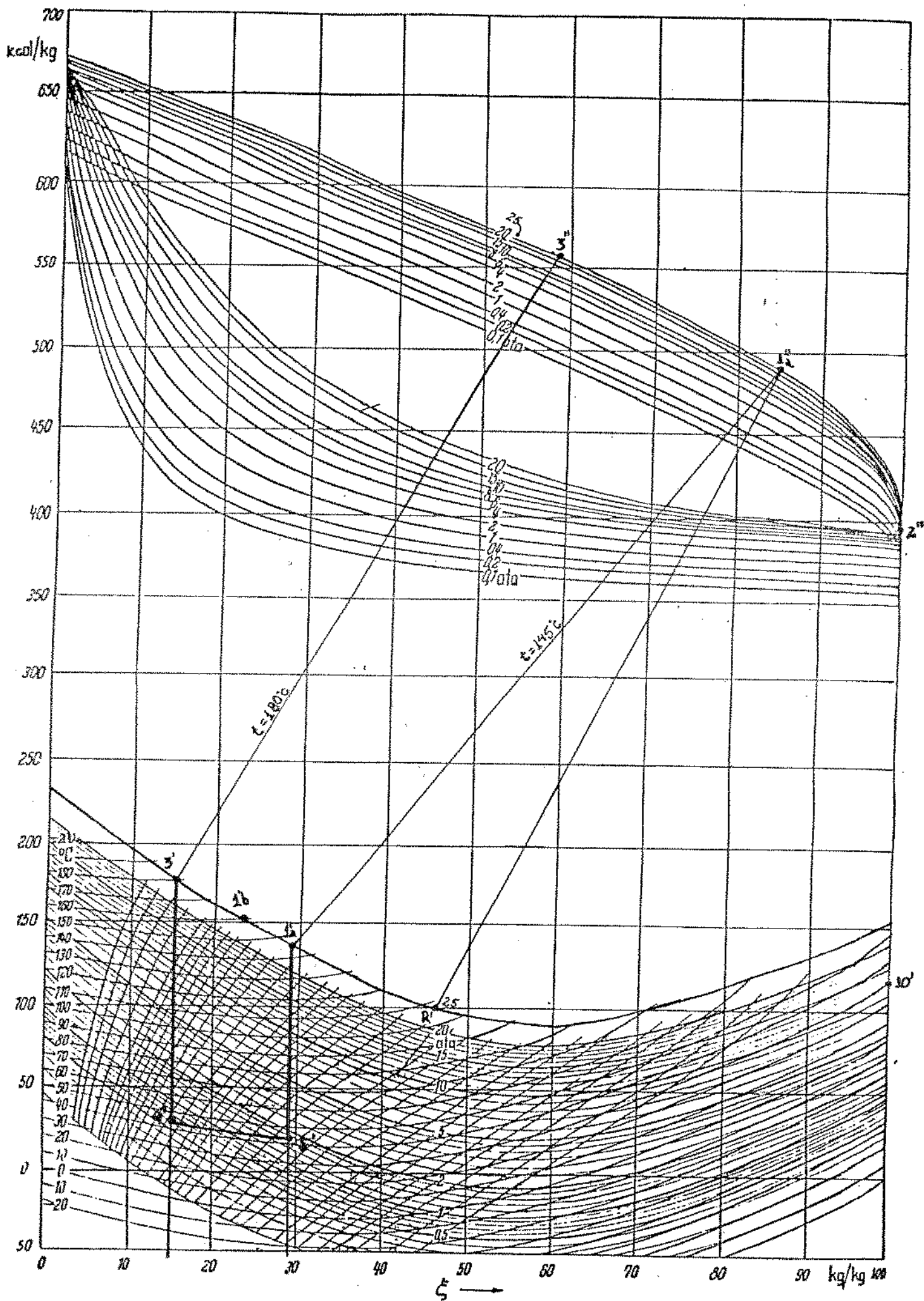


Figura VI.8: Representação no diagrama $h \times x$ ($\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$) dos principais processos do ciclo de refrigeração por absorção da geladeira utilizada para teste 8,5 horas após ligada.

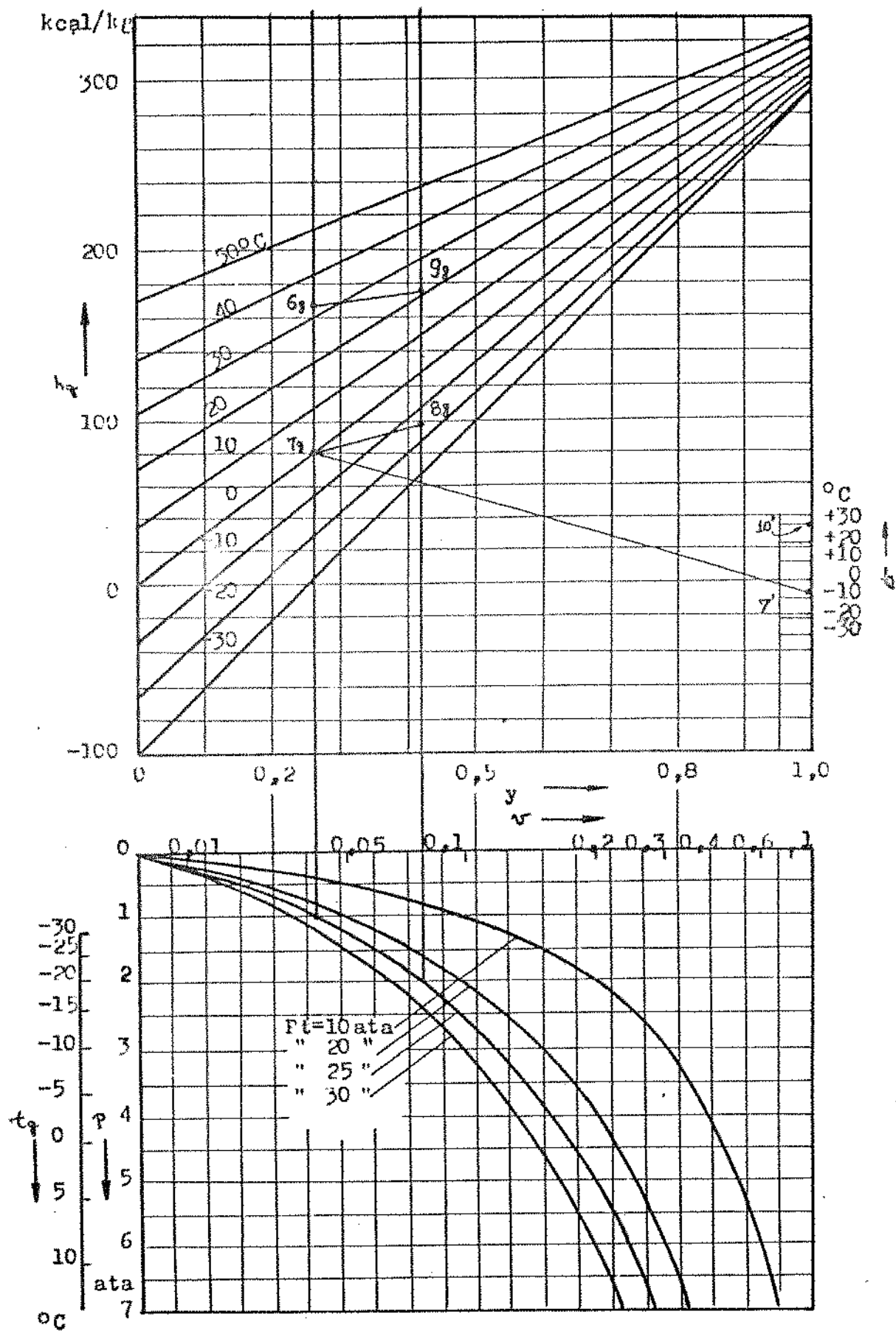


Figura VI.9: Representação no diagrama $h \times y$ ($\text{NH}_3\text{-H}_2$) dos principais processos do ciclo de refrigeração por absorção da geladeira utilizada para teste 6,5 horas após ligada.

a) Gerador:

$$q_g = 730 \text{ kJ/kg} = q_{an} + q_{tr}$$

b) Retificador:

$$q_R = 258 \text{ kJ/kg}$$

c) Analiser:

$$q_{an} = 115 \text{ kJ/kg}$$

d) Tubo bomba:

$$q_{tr} = 615 \text{ kJ/kg}$$

e) Condensador:

$$q_c = 276 \text{ kJ/kg}$$

f) Trocador de calor de soluções:

$$q_{trc} = 730 \text{ kJ/kg (solução pobre)}$$

$$q_{trc} = \underline{692 \text{ kJ/kg (solução rica)}}$$

38 kJ/kg Perdas para o ambiente

g) Serpentina de subresfriamento:

$$q_{sr} = 359 \text{ kJ/kg}$$

h) Evaporador:

$$q_{oe} = 172 \text{ kJ/kg}$$

i) Absorvedor:

$$q_A = 328 \text{ kJ/kg}$$

Assim, um balanço global do sistema resultaria:

Fornecido	Rejeitado	
$q_g = 730 \text{ kJ/kg}$	$q_c = 276 \text{ kJ/kg}$	
	$q_R = 258 \text{ kJ/kg}$	
	$q_A = 328 \text{ kJ/kg}$	
$q_{oe} = 172 \text{ kJ/kg}$	<u>862 kJ/kg</u>	Subtotal
Total: 902 kJ/kg	38 kJ/kg	Perdas
	<u>900 kJ/kg</u>	Total

O Coeficiente de Performance (COP) nesse regime de operação é portanto:

$$\text{COP} = \frac{q_{0e}}{q_d} = \frac{172}{730} = 0,236$$

Através das mesmas considerações feitas no caso anterior, teríamos os seguintes fluxos mássicos:

$$\text{amônia pura: } \frac{0,16}{730} \times 3600 = 0,789 \text{ kg/hora}$$

$$\text{solução rica: } 6,07 \times 0,789 = 4,79 \text{ kg/hora}$$

$$\text{solução pobre: } 5,07 \times 0,789 = 4,0 \text{ kg/hora}$$

$$\text{gás rico: } 4,66 \times 0,789 = 3,68 \text{ kg/hora}$$

$$\text{gás pobre: } 3,66 \times 0,789 = 2,89 \text{ kg/hora}$$

E também dos fluxos de calor em cada equipamento:

Capacidade frigorífica: 37,5 W

Fluxo de calor no condensador: 60,5 W

Fluxo de calor no absorvedor: 72 W

Fluxo de calor no retificador: 56,5 W.

Dos resultados obtidos através dessa análise podemos observar que com a diminuição da temperatura final de evaporação há uma queda bastante acentuada tanto do efeito frigorífico (q_{0e}) como da capacidade de refrigeração.

Outro fato que cabe notar é que apesar das mudanças nas condições de operação do evaporador, o comportamento dos demais componentes do ciclo é pouco alterado.

Esse comportamento foi também observado por Pagliuso *et alii* [50] que determinaram experimentalmente a capacidade frigorífica de um sistema de refrigeração por absorção de amônia similar ao utilizado nesse trabalho (do mesmo fabricante inclusive) medindo simultaneamente, através de termopares, as temperaturas nos

principais pontos do sistema para duas potências fornecidas ao gerador através de resistência elétrica (260 e 360 W). Os resultados obtidos para a potência de acionamento de 260 W são apresentados através de gráficos que são reproduzidos nas figuras VI.10 e VI.11.

Os pontos 1 e 8 nessas figuras correspondem respectivamente aos pontos 7 e 8g no esquema da figura VI.5, ou seja, ao início e final do evaporador.

As diferenças nos resultados obtidos devem-se provavelmente às considerações feitas para o cálculo dos estados da mistura gasosa $\text{NH}_3\text{-H}_2$ (hipóteses 3 e 4) e por não termos medido a temperatura no ponto 7.

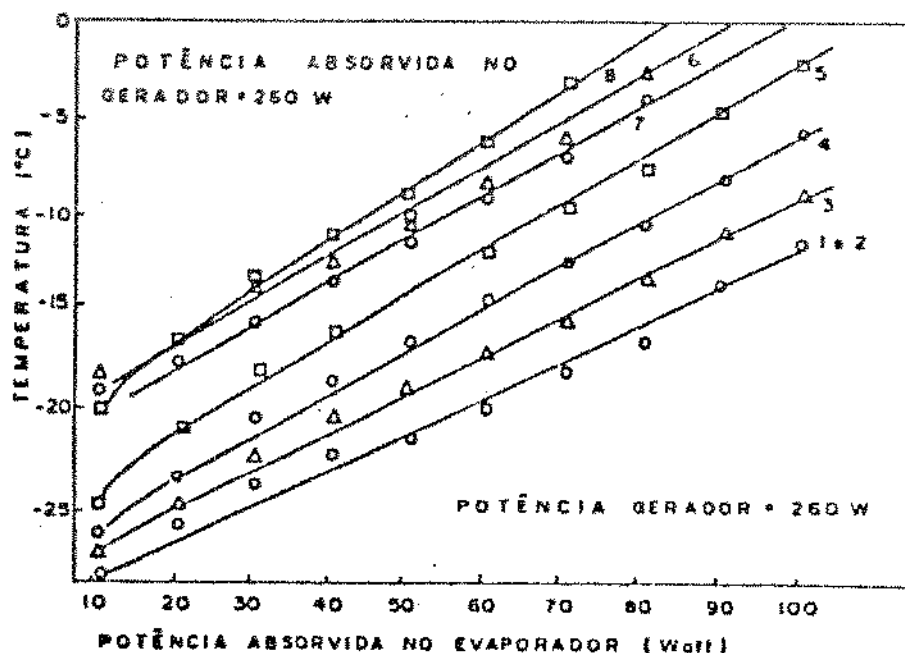


Figura VI.10: Desempenho do evaporador para potência de acionamento de 260 W (ref. [50]).

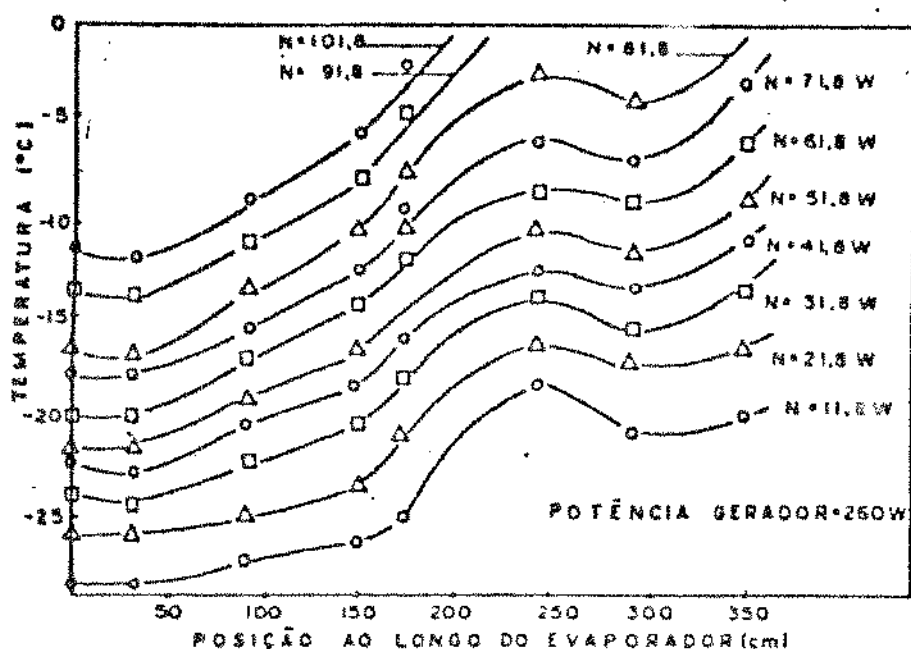


Figura VI.11: Temperaturas ao longo do evaporador para potência de acionamento de 260 W (ref. [50]).

VI.4 ACOPLAMENTO FINAL DOS TRÊS SISTEMAS E TESTES DE DESEMPENHO

Conhecendo o comportamento dos sistemas (fogão-termosifão e geladeira) quando sujeitos a regimes de operação relativamente constantes, decidimos então realizar finalmente o acoplamento fogão-termosifão-geladeira.

Esse acoplamento foi feito de forma semelhante à que havia sido feita nos testes FOMEGEL do capítulo anterior, ou seja, inserindo o condensador do termosifão dentro do tubo de chama do gerador de amônia e utilizando a mesma liga (60% chumbo e 40% de estanho) para melhorar o contato térmico entre eles.

A montagem para os testes finais está esquematizada na figura VI.12.

Foram tomadas temperaturas em vários pontos do gerador de amônia da geladeira, indicados no detalhe da figura VI.12, assim como as temperaturas do ar no centro do congelador e em três pontos do gabinete da geladeira e em três pontos da região adiabática do termosifão.

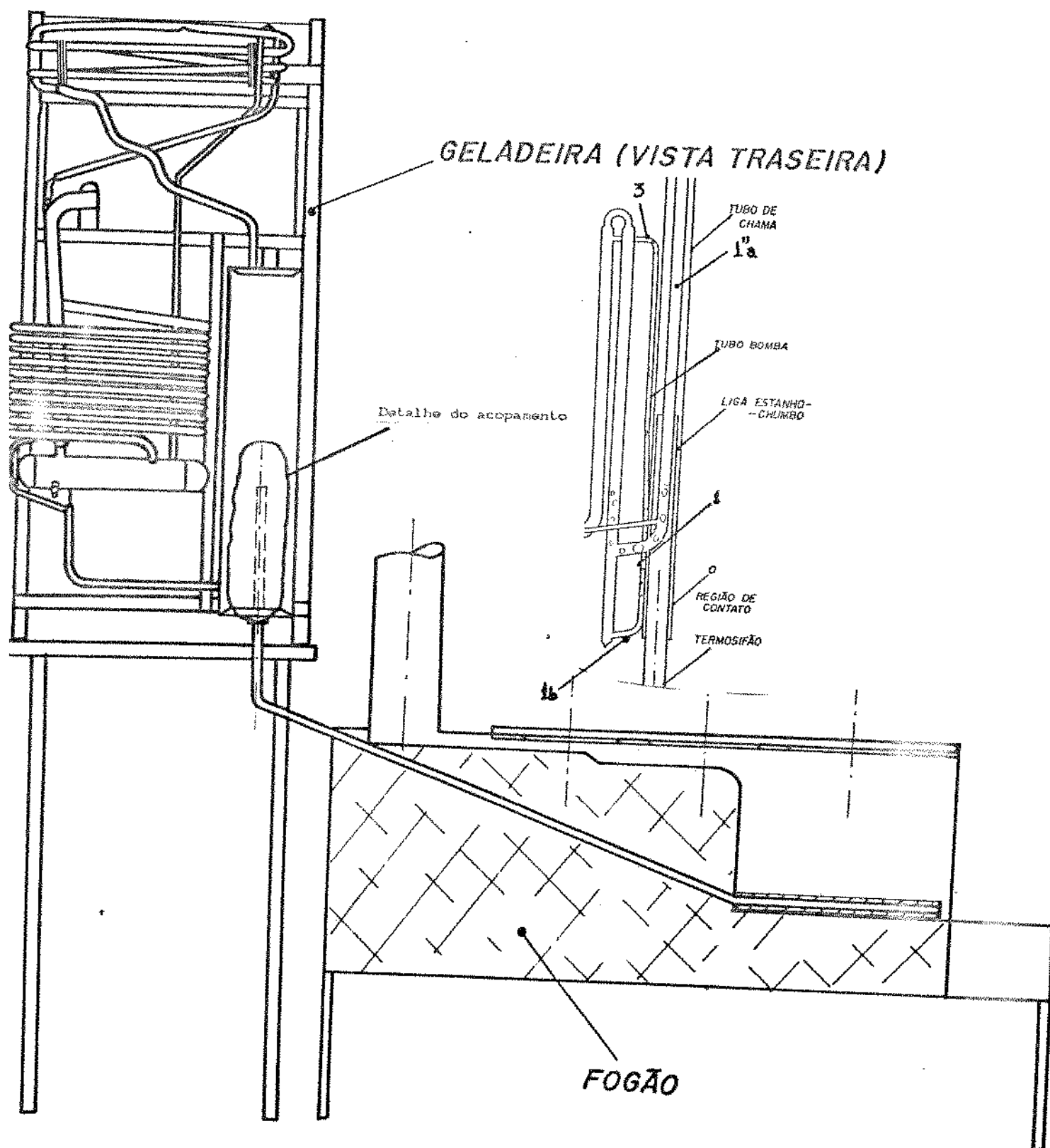


Figura VI.12 Montagem final do acoplamento fogão-termosifão-geladeira com detalhe mostrando os principais pontos de de medição de temperatura.

Foram realizados 3 testes com o sistema acoplado (FOGEL1, FOGEL2 e FOGEL3) utilizando a metodologia de alimentação seguida nos testes anteriores. Os resultados desses testes (somente temperaturas, pois não conseguimos realizar medições de fluxo de calor) são apresentados nas figuras VI.13, VI.14, VI.15, VI.16, VI.17 e VI.18 e nas tabelas do apêndice L.

Os testes foram realizados com a geladeira vazia e fechada.

Nas figuras VI.13 e VI.14, é clara a relação entre as temperaturas na saída de vapor do gerador (ponto 1a" da figura VI.12) e o início do resfriamento no congelador. Atingida a temperatura de vaporização da amônia, o coeficiente de película no tubo bomba aumenta muito, fazendo com que as temperaturas se estabilizem nesse patamar. A partir do início de geração de vapor de amônia é que começa a ocorrer o decréscimo da temperatura dentro do congelador, que ocorre depois de cerca de 60 minutos do início do teste.

O tempo de "funcionamento" do gerador de vapor varia em função da alimentação, sendo que com a alimentação de 400 g a cada 10 minutos (FOGEL2) obtivemos cerca de 2 horas de geração de vapor de amônia com uma alimentação de uma hora e meia, já no teste com alimentação de 300 g a cada 10 minutos (FOGEL1) obtivemos cerca de 1 hora e dez de geração para 1 hora e meia de alimentação.

No teste FOGEL3, tentamos simular um ciclo diário de cocção, reacendendo o fogo no fogão 250 minutos depois de iniciado pela primeira vez. Percebemos pelas figuras VI.17 e VI.18 que o tempo para início de geração de vapor (inércia térmica) no reinício do aquecimento é pouca coisa menor que para o início a partir da temperatura ambiente.

Tanto as temperaturas do congelador como as do gabinete não atingiram as temperaturas de trabalho estipuladas pelo fabricante (temperatura do congelador = -18°C e do gabinete = -5°C), porém, segundo contatos com o próprio fabricante, com fornecimento de calor constante, o tempo necessário para se atingir essas temperaturas é por volta de 4 horas.

É interessante observar que no teste FOGEL2, com alimentação de 400 g de lenha a cada 10 minutos, as temperaturas da região adiabática indicadas pelos termopares chegaram a superar a temperatura crítica do fluido de trabalho, água ($T_{\text{crit}}=374^{\circ}\text{C}$ $P_{\text{crit}}=22,1 \text{ MPa}$), entretanto, acreditamos que essa indicação deva estar ligeiramente superior à temperatura real devido a problemas de calibração dos termopares.

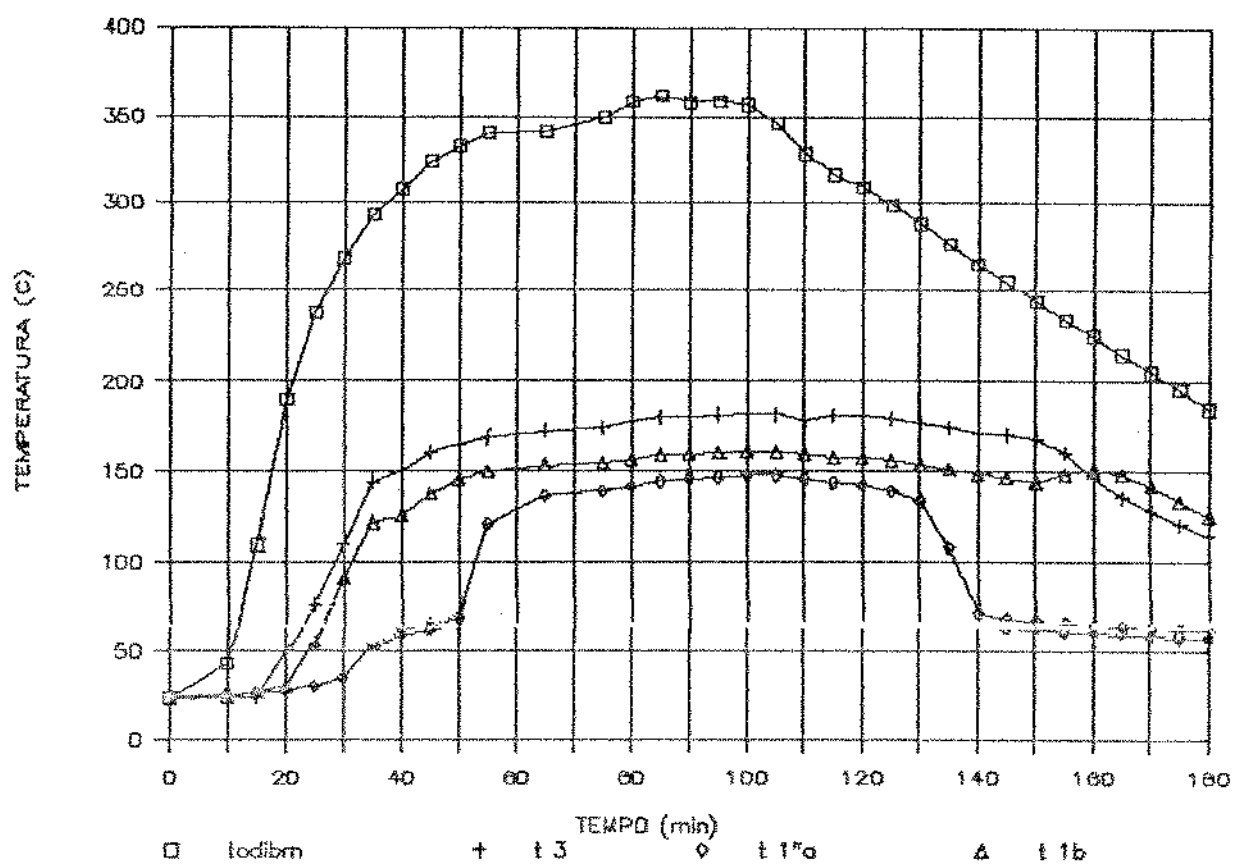


Figura VI.13: Variação com o tempo das temperaturas nos principais pontos indicados na figura VI.12 durante o teste FOGEL 1 (alimentação de 300 g de lenha a cada 10 minutos-10 cargas).

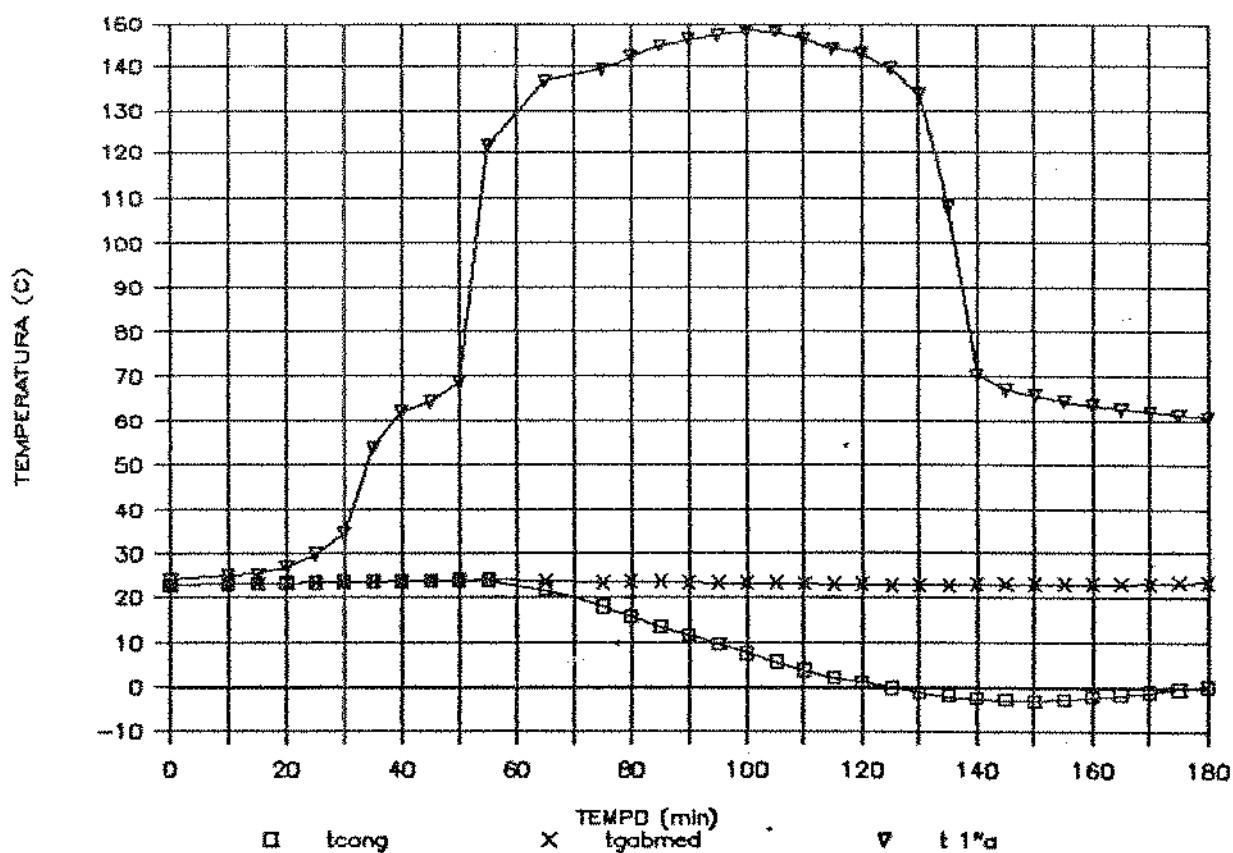


Figura VI.14: Variação com o tempo das temperaturas do congelador, média dos 3 pontos do gabinete e do vapor de NH₃ na saída do gerador durante o teste FOGEL 1.

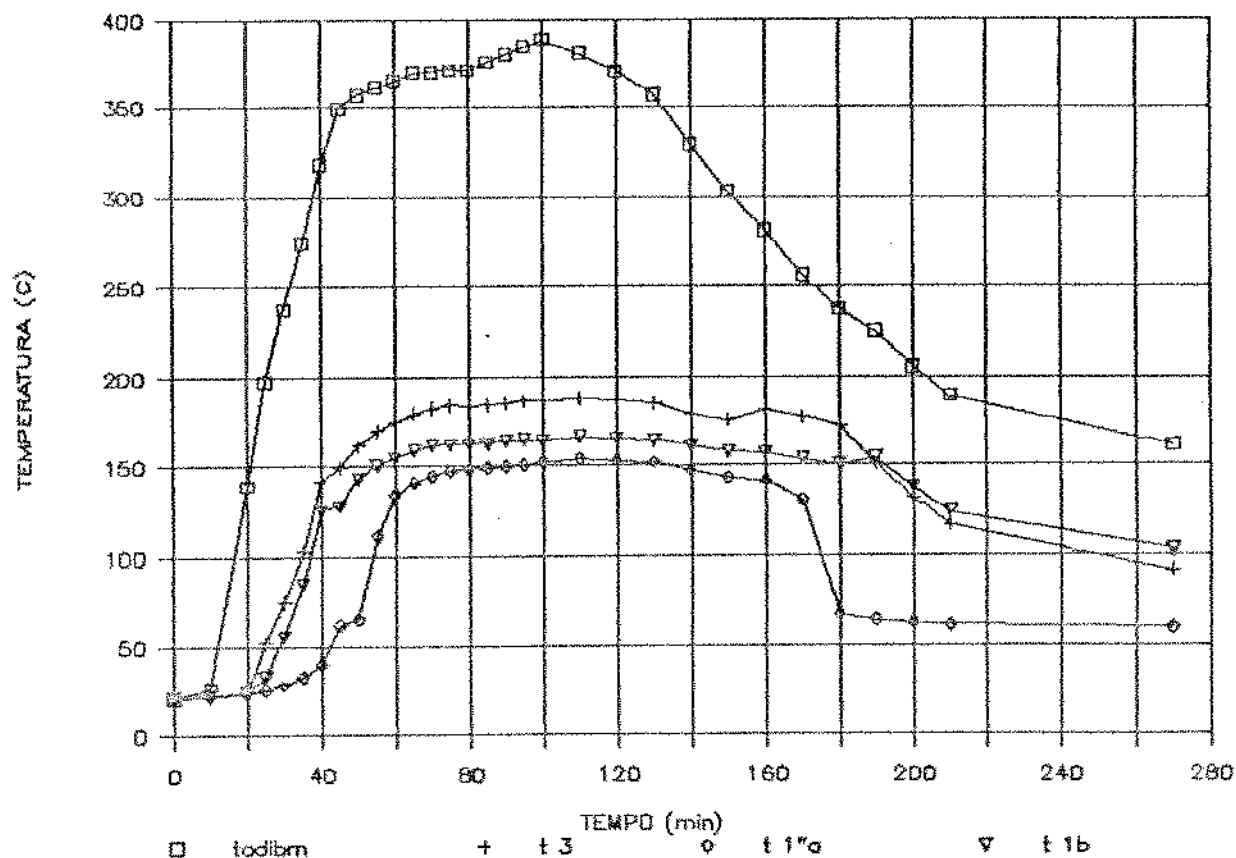


Figura VI.15: Variação com o tempo das temperaturas nos principais pontos indicados na figura VI.12 durante o teste FOGEL 2 (alimentação de 300 g de lenha a cada 10 minutos-10 cargas).

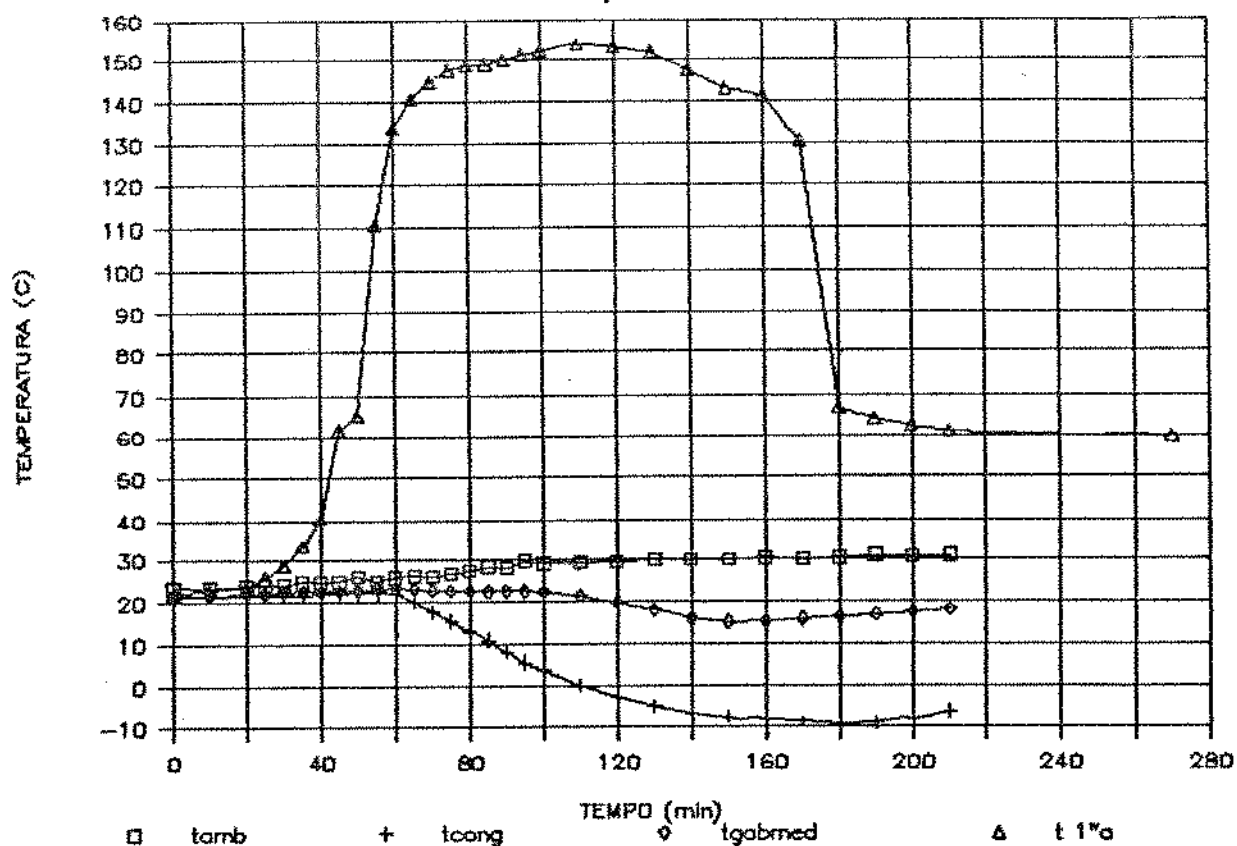


Figura VI.16: Variação com o tempo das temperaturas do congelador, média dos 3 pontos do gabinete e do vapor de NH_3 na saída do gerador durante o teste FOGEL 2.

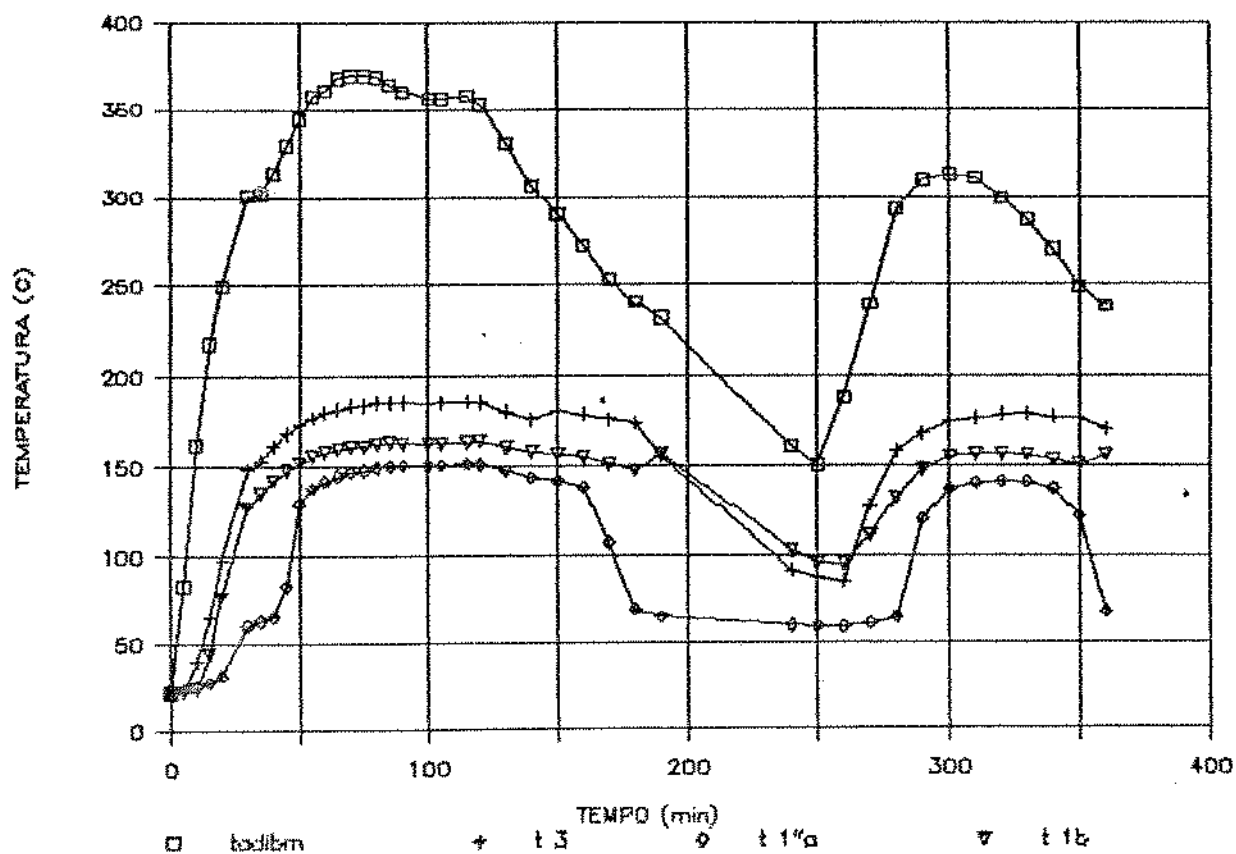


Figura VI.17: Variação com o tempo das temperaturas nos principais pontos indicados na figura VI.12 durante o teste FOGEL 3 (alimentação de 400 g de lenha a cada 10 minutos-10 cargas reiniciado 250 minutos depois).

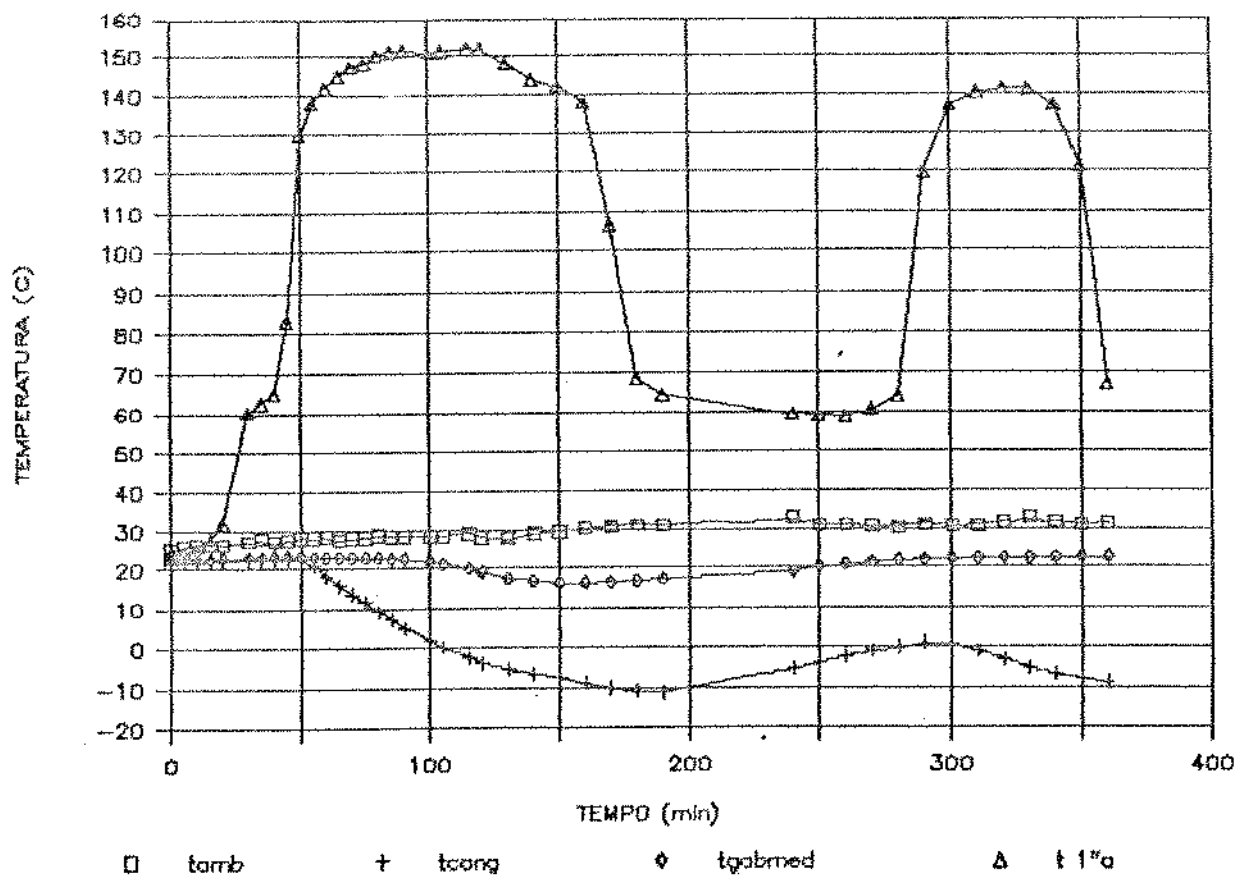


Figura VI.18: Variação com o tempo das temperaturas do congelador, média dos 3 pontos do gabinete e do vapor de NH₃ na saída do gerador durante o teste FOGEL 3.

Outro fato importante a se mencionar é que a liga de estanho e chumbo utilizada para melhorar o contato térmico entre o condensador e o tubo de chama, durante a operação do sistema acoplado chegava a fundir-se, já que sua temperatura de fusão é de 267°C, trazendo alguns problemas de vedação na base do acoplamento. Além desses problemas, a troca de calor entre o condensador com temperaturas acima de 300 C e o tubo bomba com temperaturas por volta de 180°C (pontos 0 e 1 na figura VI.12) através de um material com ponto de fusão intermediário, envolve frentes de fusão e solidificação e mecanismos de troca térmica extremamente complicados e uma resistência térmica maior que se esse material fosse sólido.

VI.5: A EFICIÊNCIA DO FOGÃO USADO PARA TESTES

A metodologia de teste seguida nessas duas últimas fases do trabalho é bastante similar àquela utilizada no capítulo IV para a determinação da eficiência do fogão a lenha, modificando-se apenas o número de cargas e o critério de fim de teste, que agora é o final da fase de queima de carvão no leito e não apenas o final da fase de queima de voláteis.

Aproveitando essa similaridade de procedimentos, para a maioria dos testes dessas fases foram calculados os valores de eficiência de cada panela e do fogão, utilizando as mesmas equações (IV.04 a IV.08), que são apresentados juntamente com os principais resultados dos testes dessas fases nos apêndices E a L.

A tabela V.1 abaixo traz a média dos valores de eficiência dos testes com alimentação de 400 g a cada 10 minutos em cada uma das configurações (tipo de termosifão e forma de acoplamento do evaporador).

TESTES	EFICIÊNCIAS [%]			
	Panela 1	Panela 2	Panela 3	total
TCO 51, TCO 1,2,3	8,5	6,0	2,4	16,9
T1A, T2A, T2B	7,8	5,3	2,4	15,5
T1C,D,E, T2C, T3C	7,5	5,5	2,8	15,8
FOMEGEL1, 2FOGEL2,3	8,2	5,5	2,3	16,0

tabela V.1 eficiências do fogão de chapa com termosifão

Pelos resultados obtidos, podemos notar que a eficiência desse fogão construído em chapa de aço e com lã de vidro como isolante térmico é maior que a do fogão de alvenaria testado, apesar de ambos terem o mesmo tipo de câmara de combustão.

Apesar das diferenças entre os testes, que tenderiam a fazer a eficiência ser mais baixa no fogão de chapa pois não é mantido o regime de queima de voláteis, esse fogão não é dotado de forno, além de possuir uma precisão dimensional e um acabamento superficial dos condutos de gases muito superior ao do fogão em alvenaria, o que reduz as perdas de carga dos gases de combustão e diminui as infiltrações de ar por locais indesejáveis.

No teste T3C, com o termosifão de aço encaixado na grelha, cuja metodologia de teste seguiu a que havia sido utilizada na fase anterior, foram feitas duas medições com o ORSAT e o excesso de ar médio foi de 147% com um fluxo de calor nos gases de combustão da ordem de 2,7 KW, sendo que a Potência média fornecida foi de 9 KW.

Esses valores obtidos indicam que a retirada de calor da base da câmara de combustão não chega a influir no desempenho do fogão para sua finalidade principal: cocção.

CAPÍTULO VII : CONCLUSÕES E SUGESTÕES

A proposta inicial do trabalho: melhorar a relação entre a energia fornecida pela queima da lenha e a energia útil (para cocção e para o acionamento de um sistema de refrigeração) em um fogão a lenha foi amplamente cumprida. Alguns aspectos sobre cada fase devem, no entanto, ser ressaltados:

1) A melhoria da eficiência de cocção do fogão a lenha tradicional, obtida a partir de pequenas modificações simples e baratas que podem ser efetuadas pelo próprio usuário, por si só já justifica grandemente o trabalho.

Os testes de eficiência do fogão tradicional e modificado foram feitos em laboratório seguindo procedimentos pré-estabelecidos. Seria importante a comprovação dessa melhoria de eficiência em campo, através de um projeto de implantação dessas modificações em domicílios de comunidades rurais com um acompanhamento contínuo do desempenho e aceitação dessas modificações.

2) O projeto e desenvolvimento de um trocador de calor compacto, simples e barato do tipo termosifão bifásico fechado para a retirada de calor do fogão sem prejudicar sua eficiência de cocção (na realidade o efeito da grelha utilizada soldada ao evaporador mostrou ser benéfico à combustão) também constitui uma das contribuições desse trabalho.

A influência da utilização de dois ou três termosifões em lugar de um único na capacidade de transporte de calor de cada um deles e nas condições de operação tanto dos termosifões (temperaturas e pressões de trabalho) como do fogão a lenha também é um item que não chegou a ser averiguado nesse trabalho.

Esse tipo de trocador, produzido com tecnologia simples, de baixo custo e de fácil instalação em fogões tradicionais existentes, poderia vir a ser utilizado em substituição das serpentinas tradicionais para o aquecimento de água. O custo de instalação dessas serpentinas é provavelmente superior ao do termosifão e seu desempenho térmico é desconhecido (não foi encontrada nenhuma referência a estudos sobre o desempenho dessas serpentinas na literatura pesquisada).

3) A proposta do trabalho foi, desde o início, de se utilizar um sistema de refrigeração disponível no mercado e não de se projetar um outro sistema para as características específicas de disponibilidade de energia no fogão. Analisando os resultados obtidos, é fácil concluir que a geladeira utilizada nos testes não atende às necessidades de refrigeração de uma família que se utiliza de fogão a lenha dentro dos padrões de utilização encontrados no estudo de caso analisado.

Cabe entretanto frisar que o acionamento de um sistema de refrigeração pelo calor residual de um fogão a lenha é possível, pois há disponibilidade de energia suficiente e condições favoráveis de retirá-la sem prejudicar seu funcionamento normal. Sua capacidade para atender a demanda de refrigeração de uma residência depende entretanto de pequenas modificações a serem feitas nos sistemas de refrigeração a absorção existentes no mercado (propostas a seguir) ou do projeto de um novo sistema (que pode mesmo ser de operação periódica).

As características da geladeira existente no mercado são adequadas ao tipo de fornecimento de calor a que o gerador de amônia está submetido: fornecimento de calor a temperatura e fluxo constantes através da queima de gás ou querosene ou por resistência elétrica.

Na queima de gás ou querosene, temos altas temperaturas em uma região pequena do tubo de chama, e portanto a região de troca de calor entre esse e o tubo bomba é pequena. No caso de fornecimento de calor através de resistência elétrica, também não há problemas com a área de troca de calor com o tubo bomba: isolando-se a resistência, toda a potência dissipada deverá ser transferida na forma de calor para o tubo bomba, independentemente da resistência térmica.

Para o caso de fornecimento de calor através de um termosifão retirando calor da região de queima de um fogão a lenha, o comportamento desse está intimamente relacionado com as resistências térmicas no evaporador e condensador. Necessitaríamos portanto fazer algumas modificações no gerador de amônia da geladeira com o intuito de baixar essa resistência térmica.

Pode-se, nesse sentido aumentar o comprimento da solda entre o tubo de chama e o tubo bomba, que é muito pequena atualmente (cerca de 18 cm como pode ser visto na figura V.6) pelos motivos já expostos, o que aumentaria o coeficiente global de transferência de calor do condensador e fazendo baixar a

temperatura de trabalho do termosifão (que é próxima da temperatura crítica da água) e também a temperatura do condensador, eliminando assim o problema da fusão da liga utilizada.

Além disso, apesar da carga térmica a que está sujeita uma geladeira ser variável em função do tempo, o fornecimento de calor se dá a nível praticamente constante (há controle termostático através de modulação da chama ou desligamento da resistência).

Nas condições de fornecimento de calor constante, vimos que apesar das grandes variações nas condições de operação do evaporador, as condições dos demais componentes do sistema sofreram pouca alteração.

Essa relativa independência entre as partes que poderíamos chamar de "frias" e "quentes" do sistema nos permite supor que haja possibilidade de se efetuar modificações no sentido de se ter uma forma de acumulação da capacidade frigorífica, seja na forma de gelo ou de amônia líquida, aproveitando assim os períodos de operação do fogão para a produção de uma capacidade suplementar que seria utilizada durante os períodos em que o fogão está apagado.

O sistema de refrigeração do tipo Platen-Munters tem sido pouco estudado na literatura recente, apesar de seu grande potencial de utilização na recuperação de calor residual e dos problemas que os refrigerantes mais utilizados nos sistemas de refrigeração por compressão vem causando.

Um estudo teórico mais aprofundado sobre esses sistemas a partir da referência [63] pode tornar possível a simulação numérica de seu comportamento em diferentes condições de operação e assim verificar rapidamente a influência de quaisquer modificações do projeto ou das condições de operação no desempenho.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] MIELNIK, Olávio. Do monoenergetismo à alternativa plurienergética. Rev. Bras. Tecnol. Brasília, 12 (3), p. 16, 1981.
- [2] RATNER, Henrique. Tecnologia e Sociedade: uma proposta para os países subdesenvolvidos. Ed. Brasiliense, 1980.
- [3] BOTELHO, Tereza M. B. Tecnologia Popular e energia no setor residencial rural - Um estudo sobre fogão a lenha. COPPE/UFRJ, Tese de mestrado - 1986.
- [4] INSTITUTO BRASILEIRO DE GEOGRAFIA E ESTATÍSTICA. Censo Demográfico - Recenseamento Geral 1960, 1970, 1980.
- [5] COPPE/UFRJ. O uso da lenha no setor doméstico rural do estado do Rio de Janeiro. Relatório de Pesquisa, 1987.

FOGÕES A LENHA

- [6] BLACKSHEAR, Perry L., comp. Heat Transfer in Fires - Thermophysics, Social aspects, Economic Impact. Ed. John Wiley, 1974.
- [7] PRASAD, K. Krishna, SANGEN, E. e VISSER, P. Woodburning Cookstoves. In Advances in Heat Transfer. Academic Press, New York, v. 17, p. 159-317, 1987.
- [8] DE LEPELEIRE, G. , PRASAD, K. Krishna, VERHAART, P. e VISSER, P. Woodstove Compendium. Woodburning Stove Group, Eindhoven University of Technology, Eindhoven, 1981.
- [9] GELLER, Howard S. Cooking in the Ungra area: Fuel efficiency, energy losses, and opportunities for reducing firewood consumption. In Biomass 2. Applied Science Publishers LTD, England, p. 83-101, 1982.
- [10] GELLER, Howard S. Prototype Metal and Mud Wood-burning Cook Stoves For Botswana. ARD, 37 p., 1983.

- [11] GELLER, Howard S. Fuel efficiency and performance of traditional and innovative cookstoves. Indian Institute of Science, Bangalore, 17 p., 1982.
- [12] PEREIRA, José Tomaz Vieira e CRUZ, Gilmar Mompean Munhoz da. Eficiência do Fogão a Lenha. Relatório interno não publicado. DE - FEC UNICAMP, 1979.
- [13] FERREIRA, Omar C. , GUARNIERI, Ademir A. e MELLO, Jair C. A lenha como combustível doméstico. Trabalho apresentado no I Encontro Nacional sobre Energia no Meio Rural, Itajubá, 1986.
- [14] EVANS, Ianto e BOUTETTE, Michael. Lorena Stoves - designing, building and testing wood - conserving cookstoves. Volunteers in Asia, 144 p., 1981.
- [15] BACHMAN, Andreas. Less Smoky Rooms With Wood-Fired Stoves. Sahayoga Press, Kathmandu, 104 p., 1984.
- [16] APROVECHO INSTITUTE. Fuel-Saving Cookstoves. GTZ, Eschborn, 128 p., 1984.
- [17] GILL, Jas. Improved stoves in developing countries. Energy Policy. Butterworth & Co Ltd, p. 135-144, april 1987.
- [18] Manibog, Fernando R. Improved cooking stoves in developing countries: Problems and opportunities. Ann. Rev. Energy. p.199-227, 1984.
- [19] Thery, D. Le rendement des cuisinières à bois: un problème sophistiqué sous-estimé. Reflexion critique sur quelques programmes d'étude des cuisinières améliorées. Communication - CIRED - Paris, p.343-355, [s.d.].
- [20] V.I.T.A. Testing the efficiency of wood-burning cookstoves: Provisional International Standards. Volunteers in Technical Assistance, Arlington, V.A., 72 p., 1982.
- [21] O fogão de cabo a rabo. Revista Globo Rural. n.2, nov. 1985.

- [22] EMATER. - MG. Construa um fogão a lenha prático, fácil, econômico e não dá fumaça. 12 p. [s.d.].
- [23] É fácil construir fogões - Manuais práticos de vida. Ed. Três, São Paulo, 32 p., 1985.
- [24] AROLA, R. A. Wood Energy. Ann Arbor Publ., Mich., 1978.
- [25] HOLMAN, J. P. Transferência de Calor. Mc Graw Hill, 1983.
- [26] VERHAART, P. Making do with the open fire. Eindhoven University of Technology, Eindhoven, 9 p., 1985.
- [27] GOLDEMBERG, José e BROWN, Robert I. Cooking Stoves: The state of the art. Univ. de São Paulo, 23 p., 1978.

TERMOSIFÕES BIFÁSICOS FECHADOS:

- [28] JAPIKSE, D. Advances in thermosyphon technology. In Advances in Heat Transfer. Academic Press, New York, v. , p. 1-111, 198 .
- [29] COHEN, Henry & Bayley, F. J. Heat transfer problems of liquid cooled gas-turbine blades. PROC. INST. MECH. ENG. London, 169 (53), p. 1063-1080, 1955.
- [30] LEE, Y. & MITAL, U. A two-phase closed thermosyphon. Int. J. Heat Mass Transfer. vol 15, p. 1695-1707, 1972.
- [31] DOBRAN, Flavio. Steady-state characteristics and stability thresholds of a closed two-phase thermosyphon. Int. J. Heat Mass Transfer. vol 28 (5), p. 949-957, 1985.
- [32] REED, J. G. & TIEN, C. L. Modeling of the Two-Phase Closed Thermosyphon. J. Heat Transfer. vol 19, p. 722-730, 1987.
- [33] IMURA, H , SASAGUSHI, K. , KÖZAI, H. e NUMATA, S. Critical heat flux in a closed two-phase thermosyphon. Int. J. Heat Mass Transfer. vol. 26, p. 1181-1188, 1983.

- [134] BEZRODNYI, M. K. The upper limit of maximum heat transfer capacity of evaporative thermosyphons. *Teploenergetika*. 25 (8), p. 63-66, 1978.
- [135] GORBIS, Z. R. & SAVCHENKOV, G. A. Low temperature two-phase closed thermosyphon investigation. 2nd Int. Heat Pipe Conference. Bologna, p. , 1976.
- [136] PIORO, I. L. Maximum heat transfer capability of two-phase thermosyphons. *Heat Transfer - Soviet Research*. 15 (1), p. 24-31, 1983.
- [137] BEZRODNYI, M. K. & SAKHATSII, A. A. Laws of limiting heat transfer in inclined evaporative thermosyphons. *Teploenergetika*. 24 (3), p. 75-77, 1977.
- [138] UTKIN, V. B. Heat transfer in thermosyphons. *Heat Transfer - Soviet Research*. 15 (1), p.19-23, 1983.
- [139] NEGISHI, K. & SAWADA, T. Heat transfer performance of an inclined closed thermosyphon. *Int. J. Heat Mass Transfer*. 26 (8), p.1207-1213, 1983.
- [140] GROß, Ulrich & HAHNE, Erich. Wärmeübertragung in einem geschlossenen Thermosyphon in einem weiten bereich von Druck und Neigungswinkel. *Chem. Ing. Tech.* 58 (2), p. 136-137, 1986.
- [141] GROß, Ulrich & HAHNE, Erich. Der Einfluß des Druckes auf den Wärmeübergang in einem Geneigten geschlossenen Thermosyphon. *Chem. Ing. Tech.* 54 (10), p. 921, 1982.
- [142] CASAROSA, C. , LATROFA, E. e SHELGINSKI, A. The Geyser effect in a two-phase thermosyphon. *Int. J. Heat Mass Transfer*. 26 (6), p.933-941, 1983.
- [143] CHI, C. W. *Heat Pipe Theory and Practice - a source book*. Mc Graw Hill Book company, 242 p, 1976.
- [144] DUNN, P. & REAY, D. A. *Heat Pipes*. (2nd ed.) Pergamon Press, Exeter, 334 p., 1978.

REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO:

- [45] TAYLOR, R. S. Heat operated absorption units. Refr. Eng. v.40, n.3, p.188-193, 1945.
- [46] O'LEARY, R. A. Some interesting refrigeration inventions. Refr. Eng. v.42, n.15, p. 300-304, 1941.
- [47] BJURSTROM, H. & RALDOW, W... The absorption process for heating, cooling and energy storage - A historical survey. Energy Research. v.5, p. 43-59, 1981.
- [48] CONSUL S.A. Memo 05/84 : The mode of operation of an absorption refrigeration unit of Platen-Munters type. 1984.
- [49] CONSUL S.A. Manual de serviço - refrigeradores a absorção.
- [50] PAGLIUSO, Josmar D., LOMBARDI, Geraldo, GASPARETTO, Carlos A. e SANTANA, Cesar C. Desempenho de um Sistema Frigorífico de Absorção de Amônia. Relatório Interno. EESC - USP [s.d]
- [51] LOMBARDI, Geraldo, GASPARETTO, Carlos A., PAGLIUSO, Josmar D. e CAVALHEIRO, Carlos A. M. Desempenho de um resfriador de leite acionado por sistema frigorífico de absorção de amônia. anais II Encontro de Técnicos em Biodigestores do Sistema EMBRAPA. [s.d.].
- [52] SANTOS, Antonio M. dos e VENANZI, Duílio. Aproveitamento do calor rejeitado em motores de combustão interna para produção de frio. anais III Congresso Brasileiro de Energia. Rio de Janeiro, p.130-137, 1984.
- [53] MEDEIROS, Barrozo L.e VENANZI, Duílio. Curvas de temperaturas e pressões do desempenho de uma máquina de absorção água-amônia. anais III Congresso Brasileiro de Energia. Rio de Janeiro, p.696-705, 1984.

- [54] MURR, F. E. X. Estudos da refrigeração solar e simulação de um sistema de absorção refriado a ar com aquecimento solar direto da solução amônia-água. Tese de Mestrado, FEA - UNICAMP.
- [55] FIGUEIREDO, J. R. Projeto e modelamento teórico de um sistema de refrigeração por absorção a energia solar. Tese de mestrado, FEC - UNICAMP, 1980.
- [56] KAUSHIK, S. C. e BHARDWAJ, S. C. Theoretical analysis of ammonia-water absorption cycles for refrigeration and space conditioning systems. Energy Research. v.6, p. 205-225, 1982.
- [57] ALVARES, S. G. e TREPP, Ch. Simulation of a solar driven aqua-ammonia absorption refrigeration system - Part 1: Mathematical description and system optimization. Int. J. Refrig. v.10, p. 40-48, 1987.
- [58] JAIN, P.C. e GABLE, C. K. Equilibrium property data equations for aqua-ammonia mixtures. ASHRAE Trans. 77, p. 149-150, 1971.
- [59] SCHULZ, S. C. -G. Equations of state for the system ammonia-water for use with computers. Proc. XIII Int. Cong. Refrig. p. 431-436, Washington, 1971.
- [60] ZIEGLER, B. e TREPP, Ch. Equation of state for ammonia-water mixtures. Int. J. Refrig. v.7, n.2, p. 101-106, 1984.
- [61] GAJCZAK, S. L'examen d'une machine frigorifique du type "Platen-Munters". Proc. X Int. Cong. Refrig. p. 3.23-3.27, Kopenhagen, 1959.
- [62] KOUREMENOS, D. A. The thermodynamic properties of ammonia-hydrogen gas mixtures; A temperature mass fraction diagram for evaporation purposes. Proc. XIII Int. Cong. Refrig. p.437-443, Washington, 1971.

- [63] Niebergal, Wilhelm. Sorptions Kaltemaschinen. In Handbuch der Kältetechnik: vol. 7, 540 p., Berlin, Springer Verlag, 1959.
- [64] THRELKELD, S. Thermal Environmental Engineering. Prentice Hall, p.85-115, 1970.
- [65] PASSOS, Evandro F. , MEUNIER, F. e GIANOLA, J. C. Thermodynamic performance improvement of an intermittent solar-powered refrigeration cycle using adsorption of methanol on activated carbon. Heat Recovery Systems. vol. 6, n 3, p. 259-264, 1986.
- [66] VODIANITSKAIA, Paulo J. e Klüppel, Rogério P. Geladeira solar de adsorção. anais III Cong. Bras. Energia. p. 583-592, Rio de Janeiro, 1984.
- [67] PASSOS, Evandro F. e Escobedo, João F. Geladeira movida a fogão de de lenha. anais II ENCIT. p. 292-295, Aguas de Lindóia, 1988.
- [68] MARTINS, Joel e CELANI, Maria A. A. Subsídio para redação de tese de mestrado e de doutoramento. 36 p., Cortez & Moraes, São Paulo, 1979.

APENDICE A

DADOS E RESULTADOS DOS 5 TESTES COM O FOGÃO TRADICIONAL
UTILIZANDO A METODOLOGIA V. I. T. A.

NOMENCLATURA:

Δm_{le} = Massa de lenha consumida [kg]

W_{le} = Umidade da lenha em base seca [%]

Δm_{cv} = Massa de carvão consumida [g]

Δt = Duração da fase [min]

P = Panela

m_{H_2O} = Massa de água no início da fase [kg]

ΔT = Variação de temperatura da água na fase [°C]

Δm_{H_2O} = Massa de água evaporada [kg]

Q_f = Calor fornecido [kJ]

Pm_f = Potência média fornecida [W]

η = eficiência [%]

Q_u = Calor útil [kJ]

Pm_u = Potência média útil [W]

S = Desvio padrão

COV = Coeficiente de variação

APENDICE A

DADOS E RESULTADOS DOS TESTES COM O FOGÃO A LENHA TRADICIONAL
UTILIZANDO A METODOLOGIA V.I.T.A.

A.1 Dados dos testes utilizando a metodologia V.I.T.A.

W _{le} %	1ª FASE							2ª FASE				
	Δm_{le} [kg]	Δm_{cv} [g]	Δt min	P	$m_1 H_2O$ [kg]	ΔT °C	Δm_{H_2O} [g]	Δm_{le} [g]	Δm_{cv} [g]	$m_1 H_2O$ [kg]	ΔT °C	Δm_{H_2O} [g]
13,0	1,657	-225	70	1	1,375	76	51	794	113	1,324	0	145
				2	1,153	77	8			1,145	0	39
				3	0,947	44	1			0,946	12	1
				t	3,475	-	60			3,415	-	185
16,0	1,661	-192	56	1	1,252	76	31	1194	29	1,221	0	209
				2	1,068	76	26			1,042	0	102
				3	0,744	52	1			0,743	14	1
				t	3,064	-	58			3,006	-	312
16,0	1,556	-227	45	1	1,211	70	51	1045	95	1,160	0	174
				2	1,262	71	58			1,204	0	114
				3	0,830	57	1			0,829	7	4
				t	3,303	-	110			3,193	-	292
16,5	1,652	-235	46	1	1,338	69	83	990	4	1,255	0	117
				2	1,348	69	10			1,338	0	50
				3	0,817	46	0			0,817	5	1
				t	3,563	-	93			3,410	-	168
13,0	1,830	-210	34	1	1,366	78	62	1717	28	1,304	0	355
				2	1,199	78	98			1,101	0	222
				3	0,933	64	0			0,933	13	11
				t	3,498	-	160			3,338	-	588

APENDICE A

DADOS E RESULTADOS DOS TESTES COM O FOGÃO A LENHA TRADICIONAL
UTILIZANDO A METODOLOGIA V.I.T.A.

A.2 Resultados dos testes utilizando a metodologia V.I.T.A.

TESTE Nº	1ª FASE						2ª FASE				
	Q _f [kJ]	P _{m_f} [kW]	Pan Nº	Q _u [kJ]	P _{m_u} [W]	η %	Q _f [kJ]	P _{m_f} [kW]	Q _u [kJ]	P _{m_u} [W]	η %
1	20464	4,87	1	552	131	2,70	16210	4,50	328	91	2,02
			2	390	93	1,91			88	24	0,54
			3	157	42	0,86			50	14	0,31
			tot	1119	266	5,47			466	129	2,87
2	20681	6,15	1	468	139	2,26	19710	5,47	472	131	2,39
			2	398	118	1,92			230	64	1,17
			3	163	49	0,79			46	13	0,26
			tot	1029	306	4,98			748	208	3,79
3	18006	6,67	1	470	174	2,61	19269	5,35	393	109	2,04
			2	583	216	3,24			258	72	1,34
			3	200	74	1,11			33	9	0,17
			tot	1253	464	6,96			684	190	3,55
4	19163	6,95	1	571	207	2,98	15684	4,35	264	73	1,68
			2	412	149	2,15			113	31	0,72
			3	157	57	0,82			6	2	0,04
			tot	1140	413	5,95			383	106	2,44
5	23717	11,63	1	583	286	2,46	28778	7,99	802	233	2,78
			2	610	299	2,57			502	139	1,74
			3	250	122	1,05			76	21	0,26
			tot	1443	707	6,08			1380	383	4,79

1ª FASE

Panels	η	S	COV
1	2,60	0,27	0,10
2	2,36	0,56	0,24
3	0,93	0,14	0,16
TOTAL	5,89	0,74	0,13

2ª FASE

Panels	η	S	COV
1	2,18	0,42	0,19
2	1,10	0,48	0,44
3	0,20	0,10	0,51
TOTAL	3,49	0,90	0,26

APÊNDICE B

DADOS E RESULTADOS DOS 5 TESTES COM O FOGÃO A LENHA TRADICIONAL UTILIZANDO A NOVA METODOLOGIA. (TESTES 1 A 5 COM ALIMENTAÇÕES RESPECTIVAMENTE DE 200, 300, 400, 500 E 600 g DE LENHA A CADA 10 MINUTOS)

NOMENCLATURA:

W_{le} = Umidade da lenha em base seca [%]

M_{le} = Massa total de lenha fornecida [kg]

M_{cv} = Massa de carvão restante ao final do teste [g]

Δt = Duração total do teste [min]

m_{H_2O} = Massa de água no início da fase [kg]

Δt_a = Tempo necessário até a entrada em ebulição da água

ΔT = Diferença entre a temperatura de ebulição e inicial da água

Δm_{H_2O} = Massa de água evaporada [kg]

Q_f = Calor fornecido [kJ]

Pm_f = Potência média fornecida [W]

η = eficiência [%]

Q_u = Calor útil [kJ]

Pm_u = Potência média útil [W]

λ = excesso de ar

APÊNDICE B

DADOS E RESULTADOS DOS TESTES COM O FOGÃO A LENHA TRADICIONAL UTILIZANDO A NOVA METODOLOGIA.

B.1 Dados dos testes com o fogão a lenha tradicional utilizando a nova metodologia de testes para o levantamento das curvas de Eficiência X Potência.

TESTE nº	W_{le} %	M_{le} [kg]	M_{cv} [g]	Δt [min]	Panela nº	m_{H_2O} [kg]	Δt_a [min]	ΔT [°C]	Δm_{H_2O} [g]
1	13,0	2,0	138	100	1	1,267	35	69	378
					2	1,126	65	69	133
					3	0,751	-	62	2
					total	3,144	-	-	513
2	13,0	3,0	239	100	1	1,232	28	73	644
					2	0,991	35	73	454
					3	0,753	68	73	70
					total	2,976	-	-	1168
3	13,0	4,0	366	102	1	1,177	26	73	773
					2	1,096	24	73	625
					3	0,758	50	73	191
					total	3,031	-	-	1589
4	13,0	5,0	537	100	1	1,291	25	72	1045
					2	1,174	25	72	866
					3	0,803	40	72	332
					total	3,268	-	-	2243
5	13,0	6,0	725	105	1	1,609	38	74	905
					2	1,670	35	74	951
					3	0,930	40	74	488
					total	4,209	-	-	2,344

APENDICE B

DADOS E RESULTADOS DOS TESTES COM O FOGÃO A LENHA TRADICIONAL UTILIZANDO A NOVA METODOLOGIA.

B.2 Resultados dos testes com o fogão a lenha tradicional utilizando a nova metodologia de testes para o levantamento das curvas de Eficiência X Potência.

TESTE Nº	Q _f [kJ]	Pm _f [kW]	Panela Nº	Aquecim.		Evapor.		Total		
				Q _{ua} [kJ]	Pm _{ua} [W]	Q _{ue} [kJ]	Pm _{ue} [W]	Q _{ut} [kJ]	Pm _{ut} [W]	η %
1	26574	4,76	1	366	174	854	219	1220	203	4,27
			2	325	83	301	143	626	104	2,19
			3	195	32	4	1	199	33	0,7
			total	886	289	1159	363	2045	340	7,15
2	41933	6,99	1	374	222	1455	337	1829	304	4,36
			2	301	143	1026	263	1326	221	3,16
			3	228	55	158	82	387	64	0,92
			total	903	420	2639	682	3542	590	8,45
3	54526	8,91	1	357	299	1747	383	2104	344	3,86
			2	332	231	1412	302	1745	285	3,20
			3	230	77	431	138	661	108	1,21
			total	919	537	3590	823	4509	737	8,26
4	65861	10,97	1	389	259	2361	525	2750	458	4,17
			2	354	236	1957	435	2311	385	3,51
			3	242	101	750	208	992	165	1,51
			total	985	596	5068	1168	6053	1008	9,19
5	76703	12,17	1	495	217	2044	508	2538	403	3,31
			2	514	245	2148	511	2661	422	3,47
			3	286	119	1103	283	1389	220	1,81
			total	1295	581	5295	1302	6588	1046	8,59

APENDICE B

DADOS E RESULTADOS DOS TESTES COM O FOGÃO A LENHA TRADICIONAL UTILIZANDO A NOVA METODOLOGIA.

B.3 Resultados dos cálculos de excesso de ar e fluxos de calor nos gases de combustão nos testes com o fogão a lenha tradicional utilizando a nova metodologia de testes para o levantamento das curvas de Eficiência X Potência.

TESTE Nº	P _m _f [kW]	λ	vazão do ar [g/s]	temp. do gas [K]	Fluxo de Calor nos Gases				
					total [W]	CO [W]	H ₂ O [W]	exces ar [W]	outros [W]
1	4,76	3,76	7,2	330	568	293	21	201	53
		3,75	7,2	400	554	279	21	202	53
2	6,99	2,48	7,8	355	758	280	44	310	124
		1,68	6,0	390	918	306	66	343	203
3	8,91	1,55	7,2	450	1738	505	142	665	426
		1,23	6,3	650	3015	421	331	1251	1013
4	10,97	1,35	8,2	500	2400	510	237	953	700
		0,77	6,2	650	3081	469	402	969	1242
5	12,17	1,13	8,2	550	2910	499	332	1108	970
		0,54	5,9	640	3019	537	433	722	1326

APENDICE C

PROGRAMA EM FORTAM (PRODCOM) DESENVOLVIDO PARA CALCULAR O EXCESSO DE AR E OS FLUXOS DE CALOR PELOS GASES DE ESCAPE DO FOGÃO E EXECUÇÃO DO MESMO PARA O TESTE 4 (TESTE DE MAIOR EFICIÊNCIA).

```

10 FORMAT(5X, 'NUMERO DE MOLES [Kg MOL]: ',/,5X, 'CO2=',F9.6,/,5X, 'CO=',
*,F9.6,/,5X, 'N2=',F9.6,/,5X, 'H2O=',F9.6,/,5X, 'O2=',F9.6,/,5X, 'TOTAL:
*',F9.6,/)
CALCULA OS CALORES ESPECIFICOS MOLARES DE CADA GAS A TEMP. MEDIA
TETA=(TGAS+TAR)/(2.*100.)
CPN2=(9.3355-(122.56*(TETA**(-1.5)))+(256.38*(TETA**(-2.)))-(196.0
*8*(TETA**(-3.)))*4.184
CP02=(8.9465+(0.0048044*(TETA**1.5))-(42.679*(TETA**(-1.5)))+(56.6
*15*(TETA**(-2.)))*4.184
CPC02=(-0.89286+(7.2967*(TETA**0.5))-(0.98074*TETA)+(0.0057835*(TE
*TA**2.)))*4.184
CPC0=(16.526-(0.16841*(TETA**0.75))-(47.985*(TETA**(-0.5)))+(42.24
*6*(TETA**(-0.75)))*4.184
CPH2O=(34.190-(43.868*(TETA**0.25))+(19.778*(TETA**0.5))-(0.88407*
*TETA))*4.184
WRITE(*,13) CPC02,CPC0,CPN2,CPH2O,CP02
13 FORMAT(10X, 'CALORES ESPECIFICOS MOLARES A TEMPERATURA MEDIA [KJ
*/KgMOL.K]',/,5X, 'CpC02=',F6.3,/,5X, 'CpC0=',F6.3,/,5X, 'CpN2=',F6.3,
/,5X, 'CpH2O=',F6.3,/,5X, 'CpO2=',F6.3,/)
CALCULA O FLUXO DE CALOR SENSIVEL PERDIDO PELOS GASES
QPC02=(PC02*CP02*(TGAS-TAR)*1000.)/(TEMPO*60)
QPC0=(PC0*CPC0*(TGAS-TAR)*1000.)/(TEMPO*60)
QPN2E=(PN2E*CPN2*(TGAS-TAR)*1000.)/(TEMPO*60)
QPH2O=(PH2O*CPH2O*(TGAS-TAR)*1000.)/(TEMPO*60)
QP02=(P02*CP02*(TGAS-TAR)*1000.)/(TEMPO*60)
QPN2EX=(PN2EX*CPN2*(TGAS-TAR)*1000.)/(TEMPO*60)
QPAREX=(QP02+QPN2EX)
QPCONQ=(PC0*282993.2*1000.)/(TEMPO*60)
QPGSS=QPN2E+QPC02+QPC0
QPT=QPGSS+QPH2O+QPAREX+QPCONQ
WRITE(*,11) QPGSS,QPH2O,QPAREX,QPCONQ,QPT
11 FORMAT(15X, 'FLUXO DE CALOR PERDIDO NOS PRODUTOS DE COMBUSTAO [W]',
*,/,5X, 'CALOR SENSIVEL NOS GASES ESTEQUIOMETRICOS SECOS:',F7.2,/,5X,
* 'CALOR SENSIVEL NO VAPOR D'AGUA:',F7.2,/,5X, 'CALOR SENSIVEL NO AR D
*E EXCESSO:',F7.2,/,5X, 'CALOR PERDIDO PELA NAO OXIDACAO COMPLETA DO
* CO:',F7.2,/,5X, 'FLUXO DE CALOR TOTAL PERDIDO NOS PRODUTOS DE COMB
*USTAO:',F8.2,/)
CALCULA A VAZAO VOLUMETRICA DOS GASES DE SAIDA E SUA VELOCIDADE
VVGAS=((PTOTAL*8314.66*TGAS)/(94125.6*TEMPO*60))
VELGAS=VVGAS/0.04
WRITE(*,12) VVGAS,VELGAS
12 FORMAT(5X, 'VAZAO VOLUMETRICA DE GASES NA SAIDA:',F8.6,1X, 'm3/s',/,
*5X, 'VELOCIDADE MEDIA DOS GASES NA SAIDA:',F8.5,1X, 'm/s',///)
STOP
END

```

A)

A:\>prodcom

FCO2= FCO= F02= WL= DMW= DMR= TESTE MODELO
.088 .007 .121 .13 5. .537 500. 4.

FCO2= .088 FCO= .007 F02= .121 WL= .130 DMW=5.000 DMR= .537
TESTE:500.4
MADEIRA SECA:4.4248 Kg
Y= .9263
Z= .2334
X=34.171330 gMOL
QCF=161.67850 gMOL
QA=219.60280 gMOL

EXCESSO DE AR =1.350

TEMPO= TAR= TGAS=
100. 300. 500.

DURACAO DO TESTE:100.0 min.
TEMPERATURA DO AR:300.0 K
TEMPERATURA DO GAS:500.0 K

VAZAO MASSICA DE AR: .0081667 Kg/s
VAZAO VOLUMETRICA DE AR: .0076625 m3/s
VELOCIDADE DO AR NA ENTRADA: .1092 m/s

NUMERO DE MOLES [Kg MOL]:

CO2= .136058
CO= .010823
N2= 1.336071
H2O= .208190
O2= .204137
TOTAL: 1.895275

CALORES ESPECIFICOS MOLARES A TEMPERATURA MEDIA [KJ/KgMOL.K]

CpCO2=41.297
CpCO=28.829
CpN2=29.185
CpH2O=34.187
CpO2=30.077

FLUXO DE CALOR PERDIDO NOS PRODUTOS DE COMBUSTAO [W]

CALOR SENSIVEL NOS GASES ESTEQUIOMETRICOS SECOS: 699.88
CALOR SENSIVEL NO VAPOR D'AGUA: 237.25
CALOR SENSIVEL NO AR DE EXCESSO: 951.38
CALOR PERDIDO PELA NAO OXIDACAO COMPLETA DO CO: 510.45
FLUXO DE CALOR TOTAL PERDIDO NOS PRODUTOS DE COMBUSTAO: 2398.96

VAZAO VOLUMETRICA DE GASES NA SAIDA: .013952 m3/s
VELOCIDADE MEDIA DOS GASES NA SAIDA: .34879 m/s

Stop - Program terminated.

A:\>prodcom

FCO2= FCO= FO2= WL= DMW= DMR= TESTE MODELO
.124 .009 .092 .13 5. .537 500. 3.

FCO2= .124 FCO= .009 FO2= .092 WL= .130 DMW=5.000 DMR= .537
TESTE:500.3
MADEIRA SECA:4.4248 Kg
Y= .9323
Z= .2334
X=34.271160 gMOL
QCP=162.05380 gMOL
QA=126.25720 gMOL

EXCESSO DE AR = .774

TEMPO= TAR= TGAS=
100. 300. 650.

DURAÇÃO DO TESTE:100.0 min.
TEMPERATURA DO AR:300.0 K
TEMPERATURA DO GAS:650.0 K

VAZAO MASSICA DE AR: .0061826 Kg/s
VAZAO VOLUMETRICA DE AR: .0058007 m3/s
VELOCIDADE DO AR NA ENTRADA: .0826 m/s

NUMERO DE MOLES [Kg MOL]:
CO2= .136938
CO= .009939
N2= 1.011470
H2O= .197624
O2= .117366
TOTAL: 1.473336

CALORES ESPECIFICOS MOLARES A TEMPERATURA MEDIA [KJ/KgMOL.K]
CpCO2=43.856
CpCO=29.268
CpN2=29.414
CpH2O=34.868
CpO2=30.890

FLUXO DE CALOR PERDIDO NOS PRODUTOS DE COMBUSTAO [W]
CALOR SENSIVEL NOS GASES ESTEQUIOMETRICOS SECOS:1242.05
CALOR SENSIVEL NO VAPOR D'AGUA: 401.96
CALOR SENSIVEL NO AR DE EXCESSO: 968.67
CALOR PERDIDO PELA NAO OXIDACAO COMPLETA DO CO: 468.78
FLUXO DE CALOR TOTAL PERDIDO NOS PRODUTOS DE COMBUSTAO: 3081.46

VAZAO VOLUMETRICA DE GASES NA SAIDA: .014099 m3/s
VELOCIDADE MEDIA DOS GASES NA SAIDA: .35249 m/s

Stop - Program terminated.

APENDICE D

DADOS E RESULTADOS DOS TESTES EFETUADOS PARA A DETERMINAÇÃO DA INFLUÊNCIA DAS MODIFICAÇÕES NA CAMARA DE COMBUSTÃO DO FOGÃO A LENHA.

TESTES COM PORTINHOLA NA ENTRADA DA CAMARA DE COMBUSTÃO:

Nº 6.....ALIMENTAÇÃO: 200 g/10 MINUTOS - 10 CARGAS

Nº 7.....ALIMENTAÇÃO: 300 g/10 MINUTOS - 10 CARGAS

Nº 8.....ALIMENTAÇÃO: 400 g/10 MINUTOS - 10 CARGAS

TESTES COM FOGÃO TRADICIONAL (REPLICAÇÕES)

Nº 10.....ALIMENTAÇÃO: 400 g/10 MINUTOS - 10 CARGAS

Nº 11.....ALIMENTAÇÃO: 400 g/10 MINUTOS - 10 CARGAS

TESTES COM CAMARA DE COMBUSTÃO ENCURTADA E PASSAGEM RESTRITA

Nº 12.....ALIMENTAÇÃO: 400 g/10 MINUTOS - 10 CARGAS

Nº 13.....ALIMENTAÇÃO: 400 g/10 MINUTOS - 10 CARGAS

TESTES COM PORTINHOLA E MODIFICAÇÕES NA CAMARA DE COMBUSTÃO

Nº 14.....ALIMENTAÇÃO: 400 g/10 MINUTOS - 10 CARGAS

Nº 15.....ALIMENTAÇÃO: 400 g/10 MINUTOS - 10 CARGAS

NOMENCLATURA:

W_{le} = Umidade da lenha em base seca [%]

M_{le} = Massa total de lenha fornecida [kg]

M'_{cv} = Massa de carvão restante ao final do teste [g]

Δt = Duração total do teste [min]

m_{H_2O} = Massa de água no início da fase [kg]

Δt_a = Tempo necessário até a entrada em ebulição da água

ΔT = Diferença entre a temperatura de ebulição e inicial da água

Δm_{H_2O} = Massa de água evaporada [kg]

Q_f = Calor fornecido [kJ]

Pm_f = Potência média fornecida [W]

η = eficiência [%]

Q_u = Calor útil [kJ]

Pm_u = Potência média útil [W]

λ = excesso de ar

APÊNDICE D

DADOS E RESULTADOS DE TESTES COMPARATIVOS DOS FOGÕES TRADICIONAIS E COM MODIFICAÇÕES.

D.1 Dados dos Testes com fogão tradicional (10 e 11) e comparação com resultados já obtidos (3)

TESTE nº	W_{le} %	M_{le} [kg]	M_{cv} [g]	Δt [min]	Panela nº	m_{H_2O} [kg]	Δt_a [min]	ΔT [°C]	Δm_{H_2O} [g]
3	13,0	4,0	366	102	1	1,177	26	73	773
					2	1,096	24	73	628
					3	0,758	50	73	191
					total	3,031	-	-	1589
10	15,0	4,0	390	110	1	1,180	33	72	545
					2	1,095	33	72	526
					3	0,760	55	72	142
					total	3,035	-	-	1213
11	15,0	4,0	364	105	1	1,169	22	70	746
					2	1,162	38	70	512
					3	0,760	55	70	152
					total	3,091	-	-	1410

APÊNDICE D

DADOS E RESULTADOS DE TESTES COMPARATIVOS DOS FOGÕES TRADICIONAIS E COM MODIFICAÇÕES.

D.2 Resultados dos Testes com fogão tradicional (10 e 11) e comparação com resultados já obtidos (3)

TESTE Nº	Q_f [kJ]	Pm_f [kW]	Painela Nº	Aquecim.		Evapor.		Total		η %
				Q_{ua} [kJ]	Pm_{ua} [W]	Q_{ue} [kJ]	Pm_{ue} [W]	Q_{ut} [kJ]	Pm_{ut} [W]	
3	54526	8,91	1	357	299	1747	383	2104	344	3,86
			2	332	231	1412	302	1745	285	3,20
			3	230	77	431	138	661	108	1,21
			total	919	537	3590	823	4509	737	8,26
10	52538	7,96	1	353	178	1231	266	1584	240	3,01
			2	328	165	1188	257	1516	230	2,89
			3	227	69	321	97	548	83	1,04
			total	908	412	2740	620	3648	553	6,94
11	53292	8,46	1	345	261	1686	338	2030	322	3,81
			2	343	150	1157	288	1500	238	2,81
			3	224	68	343	115	568	90	1,06
			total	912	479	3187	741	4098	650	7,68

APÊNDICE D

DADOS E RESULTADOS DE TESTES COMPARATIVOS DOS FOGÕES TRADICIONAIS E COM MODIFICAÇÕES.

D.3 Resultados dos cálculos de excesso de ar e fluxos de calor nos gases de combustão do teste com fogão tradicional (11) e comparação com resultados já obtidos (3)

TESTE Nº	P _m _f [kW]	λ	vazão do ar [g/s]	temp. do gas [K]	Fluxo de Calor nos Gases				
					total [W]	CO [W]	H ₂ O [W]	exces ar [W]	outros [W]
3	8,91	1,55	7,2	450	1740	505	140	670	425
		1,23	6,3	650	3015	420	330	1250	1015
10	8,46	1,97	8,3	610	2930	0	305	1750	875
		1,48	6,5	685	3105	0	370	1640	1095

APÊNDICE D

DADOS E RESULTADOS DE TESTES COMPARATIVOS DOS FOGÕES TRADICIONAIS E COM MODIFICAÇÕES.

D.4 Dados dos testes com fogão com portinhola na entrada da câmara de combustão.

TESTE nº	W_{le} %	M_{le} [kg]	M_{cv} [g]	Δt [min]	Panela nº	m_{H_2O} [kg]	Δt_a [min]	ΔT [°C]	Δm_{H_2O} [g]
6	13,0	2,0	165	102	1	1,302	41	75	619
					2	1,128	70	77	132
					3	0,665	-	72	4
					total	3,095	-	-	755
7	13,0	3,0	268	105	1	1,229	23	76	941
					2	1,147	50	77	443
					3	0,858	75	78	63
					total	3,234	-	-	1447
8	13,0	4,0	418	107	1	1,222	22	80	993
					2	1,107	40	80	798
					3	0,816	60	80	252
					total	3,145	-	-	2043

APÊNDICE D

DADOS E RESULTADOS DE TESTES COMPARATIVOS DOS FOGÕES TRADICIONAIS E COM MODIFICAÇÕES.

D.5 Resultados dos testes com fogão com portinhola na entrada da câmara de combustão.

TESTE Nº	Q _f [kJ]	Pm _f [kW]	PANELA Nº	Aquecim.		Evapor.		Total		
				Q _{ua} [kJ]	Pm _{ua} [W]	Q _{ue} [kJ]	Pm _{ue} [W]	Q _{ut} [kJ]	Pm _{ut} [W]	η %
6	27785	4,54	1	406	165	1398	382	1804	295	6,49
			2	361	86	298	155	659	108	2,37
			3	230	38	10	2	240	39	0,86
			total	997	289	1706	539	2703	442	9,73
7	41092	6,52	1	391	283	2127	432	2517	400	6,12
			2	370	123	1001	303	1371	217	3,33
			3	280	62	143	79	423	67	1,03
			total	1041	468	3271	814	4311	684	10,49
8	53018	8,26	1	411	311	2244	440	2655	413	5,01
			2	373	155	1803	448	2176	339	4,10
			3	275	76	570	202	845	132	1,59
			total	1059	542	4617	1090	5676	884	10,70

APÊNDICE D

DADOS E RESULTADOS DE TESTES COMPARATIVOS DOS FOGÕES TRADICIONAIS E COM MODIFICAÇÕES.

D.6 Resultados dos cálculos de excesso de ar e fluxos de calor nos gases de combustão dos testes com fogão com portinhola na entrada da câmara de combustão.

TESTE Nº	P _m _f [kW]	λ	vazão do ar [g/s]	temp. do gas [K]	Fluxo de Calor nos Gases				
					total [W]	CO [W]	H ₂ O [W]	exces ar [W]	outros [W]
6	4,54	3,19	6,0	350	620	290	25	230	75
		2,38	4,9	400	810	270	50	345	145
7	6,52	1,43	5,1	350	490	165	40	170	115
		1,33	4,8	390	915	390	65	260	200
8	8,26	1,62	6,7	355	1075	655	50	230	141
		1,33	6,1	470	1610	420	150	595	445

APÊNDICE D

DADOS E RESULTADOS DE TESTES COMPARATIVOS DOS FOGÕES TRADICIONAIS E COM MODIFICAÇÕES.

D.7 Dados dos testes com fogão com câmara de combustão mais curta e passagem de gases restrita.

TESTE	W_{le}	M_{le}	M_{cv}	Δt	Panela	m_{H_2O}	Δt_a	ΔT	Δm_{H_2O}
n°	%	[kg]	[g]	[min]	n°	[kg]	[min]	[°C]	[g]
12	15,0	4,0	370	108	1	1,384	25	73	910
					2	1,360	35	73	846
					3	0,983	50	73	274
					total	3,727	-	-	2030
13	15,0	4,0	377	106	1	1,387	27	73	921
					2	1,377	32	73	871
					3	0,987	48	73	303
					total	3,751	-	-	2095

APÊNDICE D

DADOS E RESULTADOS DE TESTES COMPARATIVOS DOS FOGÕES TRADICIONAIS E COM MODIFICAÇÕES.

D.8 Resultados dos testes com fogão com câmara de combustão mais curta e passagem de gases restrita.

TESTE Nº	Q_f [kJ]	Pm_f [kW]	Painel Nº	Aquecim.		Evapor.		Total		
				Q_{ua} [kJ]	Pm_{ua} [W]	Q_{ue} [kJ]	Pm_{ue} [W]	Q_{ut} [kJ]	Pm_{ut} [W]	η %
12	53118	8,20	1	420	280	2056	412	2476	382	4,66
			2	413	196	1911	436	2324	359	4,37
			3	298	99	619	178	917	141	1,73
			total	1131	575	4586	1026	5717	882	10,76
13	52915	8,32	1	421	260	2081	439	2502	393	4,72
			2	418	217	1968	443	2386	375	4,51
			3	299	104	685	197	984	155	1,86
			total	1138	581	4734	1079	5872	923	11,10

APÊNDICE D

DADOS E RESULTADOS DE TESTES COMPARATIVOS DOS FOGÕES TRADICIONAIS E COM MODIFICAÇÕES.

D.9 Resultados dos cálculos de excesso de ar e fluxos de calor nos gases de combustão dos testes com fogão com câmara de combustão mais curta e passagem de gases restrita.

TESTE Nº	P _{m_f} [kW]	λ	vazão do ar [g/s]	temp. do gás [K]	Fluxo de calor nos gases				
					total [W]	CO [W]	H ₂ O [W]	exces ar [W]	outros [W]
12	8,20	4,78	15,2	440	2629	308	162	1788	371
		1,05	5,5	660	2490	155	320	1036	879
13	8,32	0,74	4,8	550	1466	45	217	515	688
		0,22	3,3	620	1648	323	265	192	868

APÊNDICE D

DADOS E RESULTADOS DE TESTES COMPARATIVOS DOS FOGÕES TRADICIONAIS E COM MODIFICAÇÕES.

D.10 Dados dos testes com fogão incluindo as duas modificações: portinhola e câmara modificada.

TESTE nº	W_{le} %	M_{le} [kg]	M_{cv} [g]	Δt [min]	Panela nº	m_{H_2O} [kg]	Δt_a [min]	ΔT [°C]	Δm_{H_2O} [g]
14	13,0	4,0	410	107	1	1,409	28	73	1136
					2	1,493	34	73	921
					3	1,070	41	73	361
					total	3,972	-	-	2418
15	14,0	4,0	345	107	1	1,389	21	71	1225
					2	1,454	25	71	929
					3	1,121	35	71	370
					total	3,964	-	-	2524

APÊNDICE D

DADOS E RESULTADOS DE TESTES COMPARATIVOS DOS FOGÕES TRADICIONAIS E COM MODIFICAÇÕES.

D.11 Resultados dos testes com fogão incluindo as duas modificações: portinhola e câmara modificada.

TESTE Nº	Q_f [kJ]	Pm_f [kW]	PANELA Nº	Aquecim.		Evapor.		Total		
				Q_{ua} [kJ]	Pm_{ua} [W]	Q_{ue} [kJ]	Pm_{ue} [W]	Q_{ut} [kJ]	Pm_{ut} [W]	η %
14	53262	8,30	1	430	256	2567	541	2997	467	5,62
			2	456	223	2081	475	2537	395	4,76
			3	327	133	816	206	1142	178	2,15
			total	1213	612	5464	1222	6676	1040	12,53
15	54847	8,49	1	412	327	2768	536	3180	495	5,84
			2	432	288	2099	427	2531	394	4,64
			3	333	159	836	193	1169	182	2,14
			total	1177	774	5703	1156	6880	1071	12,62

APÊNDICE D

DADOS E RESULTADOS DE TESTES COMPARATIVOS DOS FOGÕES TRADICIONAIS E COM MODIFICAÇÕES.

D.12 Resultados dos cálculos de excesso de ar e fluxos de calor nos gases de combustão dos testes com fogão incluindo as duas modificações: portinhola e câmara de combustão mais curta

					Fluxo de calor nos gases				
TESTE Nº	P _m _f [kW]	λ	vazão do ar [g/s]	temp do gás [K]	total [W]	CO [W]	H ₂ O [W]	exces ar [W]	outros [W]
14	8,30	0,35	3,6	630	1690	205	270	320	895
		0,36	3,7	690	2480	105	435	520	1420
15	8,49	0,25	3,4	640	1730	260	280	240	950
		1,61	7,3	590	2540	135	270	1320	815

APENDICE E

TESTES TC051 E TC052: COM FOGÃO DE CHAPA E TERMOSIFÃO DE COBRE COM EVAPORADOR ENCAIXADO ABAIXO DA BASE DO FOGÃO E DISSIPAÇÃO DE CALOR NO CONDENSADOR POR FLUXO DE AR (FIG. V.5) ENCHIMENTO DE 5 ml DE ÁGUA.

NOMENCLATURA:

T_{mevap} = Temperatura no ponto 1 (meio do evaporador)

T_{fivap} = Temperatura no ponto 2 (fim do evaporador)

T_{adibm} = Média das temperaturas na região adiabática (pontos 4, 5)

T_{cond} = temperatura no meio do condensador (ponto 7)

T_{amb} = temperatura do fluxo de ar não perturbado

V_{el} = Velocidade do fluxo de ar

T_{pelic} = Média entre a temperatura do ar e da parede do condensador

Re_y = Número de Reynolds do escoamento de ar

h_{ext} = Coeficiente de transferência de calor do condensador calculado pela equação V.7

P_{ot} = Potência dissipada no condensador

U_{evapm} = Coeficiente global de transferência de calor do evaporador calculado pela equação V.3 para cada condição.

U_{conde} = Coeficiente global de transferência de calor do condensador calculado pela equação V.4 para cada condição

K_A = Coeficiente global de transferência de calor do termosifão calculado pela equação V.5 para cada condição

K_{ef} = Condutividade térmica efetiva do termosifão calculada pela equação V.6 para cada condição

q_c = Fluxo de calor por unidade de área do evaporador calculado para cada instante

q_{ex} = Fluxo de calor por área de seção transversal do tubo calculado para cada instante

M_{intot} = massa inicial total (panela + água)

M_{pan} = massa da panela

T_{empin} = Temperatura inicial da água

M_{fintot} = Massa final total (panela + água)

Q_{aquec} = Calor utilizado para aquecimento da água

Q_{evap} = Calor utilizado para a vaporização da água

Q_{total} = Calor utilizado total

P_{media} = Potência média útil

$E_{fic.}$ = Eficiência

APENDICE E: TESTE TC051 TS DE COBRE COM CARREGAMENTO DE 5 ml DE AGUA,5 CARGAS 400g/10 min.

tempo	Tmevap	Tfivap	Tadibm	Tcond	Tamb	Velar	Ipelic	Rey	hext	Pot	Uevap	Uconde	kA	Kef	qc	qcx
[min]	[C]	[C]	[C]	[C]	[C]	[m/s]	[C]		[W/m2K]	[W]	[W/m2K]	[W/m2K]	[W/K]	[W/mK]	[W/m2]	[W/m2]
0	12,0	13,0	13,0	14,0	15,0	24,6	14,5	16185	183,4	-1,0	ERR	183,4	1,0	2,88E+04	-3,29E+04	-1,74E+02
5	33,0	35,0	34,8	31,5	15,0	24,6	23,3	15211	181,0	17,0	11345,8	918,7	4,9	1,34E+05	5,36E+05	2,84E+03
10	69,0	57,0	50,5	44,5	15,0	24,6	29,8	14560	179,3	30,1	773,2	881,7	2,4	6,65E+04	9,50E+05	5,03E+03
15	123,0	64,0	55,3	49,0	15,0	24,6	32,0	14347	178,8	34,6	660,0	972,7	2,3	6,37E+04	1,09E+06	5,78E+03
20	195,0	78,0	64,0	59,0	15,6	24,6	37,3	13870	177,6	43,8	523,1	1541,9	2,3	6,37E+04	1,38E+06	7,32E+03
25	224,0	80,0	66,5	62,0	15,6	24,6	38,8	13741	177,3	46,8	579,0	1828,4	2,6	7,18E+04	1,48E+06	7,82E+03
30	218,0	76,0	66,5	60,0	16,0	24,6	38,0	13809	177,5	44,4	780,9	1201,4	2,8	7,67E+04	1,40E+06	7,42E+03
35	266,0	88,0	75,0	69,0	17,0	24,6	43,0	13391	176,5	52,2	670,6	1529,5	2,7	7,59E+04	1,65E+06	8,72E+03
40	339,0	112,0	90,0	85,0	17,0	24,6	51,0	12772	175,0	67,7	513,9	2380,2	2,5	6,92E+04	2,14E+06	1,13E+04
50	430,0	131,0	109,5	103,0	17,5	24,6	60,3	12124	173,5	84,4	655,5	2282,5	3,0	8,32E+04	2,66E+06	1,41E+04
60	475,0	143,0	124,0	115,0	18,0	24,6	66,5	11722	172,6	95,2	837,2	1860,5	3,4	9,39E+04	3,01E+06	1,59E+04
70	470,0	148,0	130,0	120,0	19,0	24,6	69,5	11539	172,2	98,9	918,0	1739,4	3,5	9,76E+04	3,12E+06	1,65E+04
80	477,0	150,0	131,5	123,0	20,0	24,6	71,5	11419	172,0	100,7	909,5	2083,7	3,7	1,03E+05	3,18E+06	1,68E+04
90	456,0	144,0	126,0	114,0	20,0	24,6	67,0	11691	172,6	92,2	856,1	1351,7	3,1	8,49E+04	2,91E+06	1,54E+04
105	439,0	152,0	139,0	130,0	20,5	6,1	75,3	2778	72,4	45,1	579,7	881,4	2,0	5,66E+04	1,42E+06	7,54E+03
120	414,0	154,0	140,5	131,0	20,5	3,2	75,8	1454	48,6	30,5	377,9	565,3	1,3	3,67E+04	9,64E+05	5,10E+03

TESTE TC0 S1 RESULTADOS DE EFICIENCIA DO FOGAO

APENDICE E: TESTE TC051 TS DE COBRE COM CARREGAMENTO DE 5 ml DE AGUA,5 CARGAS 400g/10 min.

Data		I	Mintot	Mpan	Tempin	Mfintot	Qaquec	Qevap	Qttotal	Pmedia	Efic.	
M.carga	[g]	400	[g]	[g]	[C]	[g]	[kJ]	[kJ]	[kJ]	[W]	[X]	
M.cargas		5	Panela 1	1999,0	564,0	17	1046,0	498,3	2150,9	2649,3	368,0	9,6%
M.ttotal	[g]	2000	Panela 2	1727,0	339,0	17	1104,0	482,0	1406,1	1888,1	262,2	6,9%
Tempo	[min]	120	Panela 3	1200,0	294,0	17	1002,0	314,6	446,9	761,5	105,8	2,8%
M le	Z	14,0										
PCI le	kJ/kg	16123,5	Total	4926,0	1197,0	17	3152,0	1295,0	4003,9	5298,9	736,0	19,3%
M.cur	[g]	165										
Qform	kJ	27462,0										
PHF	kW	3,8										

APENDICE E:TESTE TCO 52 TS COBRE CARREGADO COM 5ml DE AGUA, SEM CONTROLE DE ALIMENTACAO

tempo	Tmevap	Tfivap	Tadiba	Tcond	Tamb	Velar	Tpelic	Rey	hext	Pot	Uevap	Uconde	kA	Kef	qc	qcx
[min]	[C]	[C]	[C]	[C]	[C]	[m/s]	[C]		[W/m2K]	[W]	[W/m2K]	[W/m2K]	[W/K]	[W/mK]	[W/m2]	[W/m2]
0	24,7	25,0	24,9	24,3	24,1	24,2	24,2	14866	178,9	0,2	339,9	59,6	0,3	8,03E+03	6,42E+03	3,40E+01
5	40,4	35,7	32,5	25,7	24,8	24,2	25,3	14760	178,6	0,9	47,7	23,6	0,1	2,53E+03	2,89E+04	1,53E+02
10	53,7	43,0	40,1	35,0	25,8	24,2	30,4	14262	177,4	9,3	534,5	320,0	1,2	3,20E+04	2,93E+05	1,55E+03
15	66,2	50,5	45,3	38,6	24,9	24,2	31,8	14137	177,1	13,8	438,9	364,8	1,2	3,20E+04	4,35E+05	2,30E+03
20	79,4	61,2	51,5	42,5	25,0	24,2	33,8	13955	176,6	17,6	301,1	345,3	0,9	2,60E+04	5,55E+05	2,94E+03
25	85,2	65,4	54,5	44,2	25,6	24,2	34,9	13853	176,4	18,6	285,9	318,5	0,9	2,43E+04	5,89E+05	3,12E+03
30	89,0	68,3	55,8	45,2	25,0	24,2	35,1	13835	176,3	20,2	270,7	336,0	0,9	2,42E+04	6,39E+05	3,38E+03
35	111,8	74,5	51,8	41,3	25,0	24,2	33,2	14009	176,7	16,4	120,3	275,7	0,5	1,36E+04	5,17E+05	2,74E+03
40	128,0	80,3	52,8	42,3	25,0	24,2	33,7	13964	176,6	17,4	105,4	292,4	0,5	1,26E+04	5,49E+05	2,90E+03
50	194,5	127,3	52,8	42,0	25,0	24,2	33,5	13978	176,7	17,1	38,3	278,1	0,2	5,53E+03	5,39E+05	2,85E+03
125	435,0	309,0	87,9	72,0	23,2	7,3	47,6	3866	82,9	23,0	17,4	254,4	0,1	2,68E+03	7,26E+05	3,84E+03
135	442,0	304,0	67,2	50,6	23,5	23,4	37,1	13214	172,3	26,5	18,7	282,1	0,1	2,89E+03	8,38E+05	4,44E+03
145	444,0	303,0	66,4	49,4	22,4	24,3	35,9	13822	176,6	27,1	19,1	281,3	0,1	2,95E+03	8,56E+05	4,53E+03
155	447,0	316,5	79,0	60,2	22,2	14,8	41,2	8145	129,2	27,9	19,6	261,8	0,1	3,01E+03	8,81E+05	4,66E+03
165	502,0	338,0	77,4	59,0	21,3	14,8	40,2	8198	129,3	27,7	17,8	265,0	0,1	2,75E+03	8,75E+05	4,63E+03
180	540,0	379,0	67,0	49,1	20,5	14,8	34,8	8477	130,2	21,2	11,3	208,0	0,1	1,77E+03	6,68E+05	3,54E+03
210	445,0	329,0	62,6	45,9	19,1	24,8	32,5	14417	179,6	27,4	17,2	288,2	0,1	2,67E+03	8,64E+05	4,57E+03

APENDICE F

TESTES TCO1 A TCO11: COM FOGÃO DE CHAPA E TERMOSIFÃO DE COBRE COM EVAPORADOR ENCAIXADO ABAIXO DA BASE DO FOGÃO E DISSIPACÃO DE CALOR NO CONDENSADOR POR FLUXO DE AR (FIG. V.5) ENCHIMENTO DE 11 ml DE ÁGUA.

NOMENCLATURA:

T_{evapm} = Média das temperaturas do evaporador (pontos 0,1 e 2)
 T_{adibm} = Média das temperaturas na região adiabática (ptos. 4,5 e 6)
 T_{condm} = Média das temperaturas do condensador (pontos 6 e 8)
 T_{amb} = Temperatura do fluxo de ar não perturbado
 V_{el} = Velocidade do fluxo de ar
 T_{pelic} = Média entre a temperatura do ar e da parede do condensador
 Re_y = Número de Reynolds do escoamento de ar
 h_{ext} = Coeficiente de transferência de calor do condensador calculado pela equação V.7
 P_{ot} = Potência dissipada no condensador
 U_{evapm} = Coeficiente global de transferência de calor do evaporador calculado pela equação V.3 para cada condição.
 U_{conde} = Coeficiente global de transferência de calor do condensador calculado pela equação V.4 para cada condição
 KA = Coeficiente global de transferência de calor do termosifão calculado pela equação V.5 para cada condição
 K_{ef} = Condutividade térmica efetiva do termosifão calculada pela equação V.6 para cada condição
 q_c = Fluxo de calor por unidade de área do evaporador calculado para cada instante
 q_{cx} = Fluxo de calor por área de secção transversal do tubo calculado para cada instante
 M_{intot} = massa inicial total (panela + água)
 M_{pan} = massa da panela
 T_{empin} = Temperatura inicial da água
 M_{fintot} = Massa final total (panela + água)
 $Adicao$ = massa de água adicionada durante o teste
 Q_{aquec} = Calor utilizado para aquecimento da água
 Q_{evap} = Calor utilizado para a vaporização da água
 Q_{total} = Calor utilizado total
 P_{media} = Potência média útil
 $E_{fic.}$ = Eficiência

APENDICE F: TESTE TCD1 TS COBRE CARREGAMENTO 11 ml, 7 CARGAS 400g/10 min

tempo	Tevapm	Tadibm	Tcond	Tamb	Velar	Tpelic	Rey	hext	Pot	Uevapm	Uconde	KA	Kef	qc	qcx
[min]	[C]	[C]	[C]	[C]	[m/s]	[C]		[W/m2K]	[W]	[W/m2K]	[W/m2K]	[W/K]	[W/mK]	[W/m2]	[W/m2]
0	21,5	21,3	22,1	21,7	7,4	21,9	4619	86,3	0,2	164,0	-45,0	-0,3	-9,57E+03	6,20E+03	3,28E+01
5	45,1	23,7	23,2	22,4	7,4	22,8	4590	86,2	0,4	3,1	129,3	0,0	4,94E+02	1,24E+04	6,55E+01
10	76,5	55,1	26,5	21,0	7,4	23,8	4560	86,1	2,7	21,1	16,5	0,1	1,49E+03	8,50E+04	4,50E+02
15	118,9	98,1	78,4	21,4	7,4	49,9	3867	83,4	27,0	216,8	241,7	0,7	1,84E+04	8,53E+05	4,52E+03
20	164,6	121,4	48,7	21,9	24,1	35,3	13761	175,8	26,8	103,5	64,8	0,2	6,39E+03	8,46E+05	4,48E+03
25	321,7	187,3	63,7	22,0	24,1	42,9	13131	174,3	41,3	51,4	58,8	0,2	4,43E+03	1,30E+06	6,90E+03
30	432,2	183,5	85,0	22,0	7,4	53,5	3787	83,1	29,8	20,0	53,2	0,1	2,37E+03	9,40E+05	4,97E+03
40	471,3	182,0	103,0	22,0	7,4	62,5	3603	82,4	38,0	21,9	84,5	0,1	2,85E+03	1,20E+06	6,34E+03
60	510,3	173,7	65,5	22,0	24,1	43,8	13059	174,1	43,1	21,4	70,0	0,1	2,67E+03	1,36E+06	7,20E+03
80	463,3	176,5	66,5	22,0	24,1	44,3	13020	174,0	44,0	25,6	70,4	0,1	3,07E+03	1,39E+06	7,36E+03
90	436,4	173,6	90,9	22,0	7,4	56,5	3725	82,9	32,5	20,6	69,0	0,1	2,60E+03	1,03E+06	5,42E+03
110	336,5	195,6	136,0	22,0	7,4	79,0	3307	81,4	52,8	62,6	155,7	0,3	7,27E+03	1,67E+06	8,82E+03
120	302,4	175,1	68,5	22,0	24,1	45,2	12942	173,8	46,0	60,3	75,8	0,2	5,43E+03	1,45E+06	7,68E+03

APENDICE F: TESTE TCD1 TS COBRE CARREGAMENTO 11 ml, 7 CARGAS 400g/10 min

Data	I	Mintot	Mpan	Minliq	Tempin	Adicao	Mfintot	Mfinliq	Qaquec	Qevap	Qtotal	Pmedia	Efic.		
M.carga	[g]	400 l	[g]	[g]	[g]	[C]	[g]	[g]	[g]	[kJ]	[kJ]	[kJ]	[W]	[%]	
M.cargas	7 l	IPanela 1	1875,0	564,0	1311,0	19	0,0	737,0	173,0	444,3	2568,5	3012,8	418,4	7,4%	
M.total	[g]	2800 l	IPanela 2	1666,0	339,0	1327,0	19	0,0	914,0	575,0	449,7	1697,3	2147,0	298,2	5,3%
Tempo	[min]	120 l	IPanela 3	1200,0	294,0	906,0	19	0,0	940,0	646,0	307,0	586,8	893,9	124,1	2,2%
W le	%	14,0 l	=====												
PCI le	kJ/kg	16123,0 l	Total	4741,0	1197,0	3544,0	19	0,0	2591,0	1394,0	1201,1	4852,6	6053,6	840,8	14,9%
M.cvr	[g]	155 l													
Qform	kJ	40649,4 l													
PMF	kW	5,6 l													

APENDICE F: TESTE TCO2 TS COBRE CARREGAMENTO 11 ml 7 CARGAS 400g/10 min

tempo	Tevapw	Tadibw	Tcondw	Tamb	Velar	Tpelic	Rey	hext	Pot	Uevapw	Uconde	KA	Kef	qc	qcx
[min]	[C]	[C]	[C]	[C]	[m/s]	[C]		[W/m2K]	[W]	[W/m2K]	[W/m2K]	[W/K]	[W/mK]	[W/m2]	[W/m2]
0	21,6	21,2	22,0	21,3	7,4	21,7	4627	86,3	0,3	156,6	-78,8	-0,9	-2,37E+04	1,08E+04	5,74E+01
5	27,9	22,2	22,3	21,6	7,4	22,0	4617	86,3	0,3	10,1	-453,0	0,1	1,70E+03	1,08E+04	5,74E+01
10	49,9	27,3	22,9	21,7	7,4	22,3	4607	86,3	0,6	4,2	22,3	0,0	5,77E+02	1,78E+04	9,42E+01
17	97,6	80,4	61,0	22,0	7,4	41,5	4066	84,1	18,6	181,7	168,2	0,5	1,41E+04	5,88E+05	3,11E+03
21	128,6	104,3	64,4	22,7	7,4	43,5	4015	84,0	19,9	136,9	87,5	0,3	8,55E+03	6,28E+05	3,32E+03
25	174,3	136,2	54,2	22,8	7,4	38,5	4142	84,4	15,0	65,9	32,3	0,1	3,46E+03	4,75E+05	2,51E+03
30	207,7	165,9	66,9	23,0	7,4	44,9	3982	83,8	20,9	83,6	37,1	0,1	4,10E+03	6,60E+05	3,49E+03
35	242,3	190,0	103,1	23,2	7,4	63,1	3590	82,4	37,4	119,5	75,6	0,3	7,42E+03	1,18E+06	4,25E+03
40	263,5	196,7	112,8	23,5	7,4	68,1	3496	82,1	41,6	104,2	87,2	0,3	7,63E+03	1,31E+06	4,96E+03
45	292,2	205,2	119,4	23,6	7,4	71,5	3435	81,8	44,6	85,6	91,4	0,3	7,13E+03	1,41E+06	7,45E+03
50	307,8	205,1	125,3	23,9	7,4	74,6	3381	81,7	47,1	76,6	103,7	0,3	7,12E+03	1,49E+06	7,86E+03
55	323,0	208,4	127,8	24,0	7,4	75,9	3359	81,6	48,1	70,2	105,1	0,2	6,82E+03	1,52E+06	8,05E+03
60	367,3	216,5	137,2	24,3	7,4	80,8	3278	81,3	52,2	57,8	115,8	0,2	6,27E+03	1,65E+06	8,72E+03
65	384,1	212,3	92,0	24,6	23,5	58,3	11707	169,0	64,8	63,0	94,7	0,2	6,13E+03	2,04E+06	1,08E+04
70	403,7	214,0	91,3	24,8	23,5	58,0	11725	169,0	63,9	56,2	91,5	0,2	5,65E+03	2,02E+06	1,07E+04
80	380,8	224,4	105,0	25,0	23,5	65,0	11288	168,0	76,4	81,6	112,6	0,3	7,66E+03	2,41E+06	1,28E+04
85	356,3	225,2	107,8	25,5	23,5	66,6	11191	167,8	78,5	100,0	117,5	0,3	8,72E+03	2,48E+06	1,31E+04
90	348,7	226,0	108,8	25,2	23,5	67,0	11170	167,7	79,7	108,5	119,5	0,3	9,17E+03	2,52E+06	1,33E+04
95	326,6	224,8	105,8	25,5	23,5	65,6	11250	167,9	76,6	125,8	113,2	0,3	9,59E+03	2,42E+06	1,28E+04
100	312,2	221,7	102,3	25,5	23,5	63,9	11356	168,2	73,4	135,6	108,0	0,3	9,66E+03	2,32E+06	1,23E+04
105	292,2	217,3	103,3	25,5	23,5	64,4	11326	168,1	74,3	165,8	114,6	0,4	1,09E+04	2,35E+06	1,24E+04
110	274,5	212,5	97,4	25,5	23,5	61,4	11508	168,5	68,8	185,4	105,2	0,4	1,07E+04	2,17E+06	1,15E+04
115	259,4	206,6	96,0	25,5	23,5	60,8	11550	168,6	67,6	213,9	107,5	0,4	1,14E+04	2,13E+06	1,13E+04
120	254,7	202,6	90,0	25,5	23,5	57,8	11743	169,1	62,0	198,8	96,9	0,4	1,04E+04	1,96E+06	1,04E+04
125	250,0	209,2	105,2	25,5	23,5	65,4	11267	168,0	76,1	311,4	128,8	0,5	1,45E+04	2,40E+06	1,27E+04
130	246,3	204,4	95,0	25,5	23,5	60,3	11582	168,7	66,7	265,6	107,2	0,4	1,22E+04	2,10E+06	1,11E+04
135	238,3	201,2	91,0	25,5	23,5	58,3	11710	169,0	62,9	282,9	100,5	0,4	1,18E+04	1,99E+06	1,05E+04
140	235,0	199,2	89,5	25,5	23,5	57,5	11759	169,1	61,5	287,2	98,7	0,4	1,17E+04	1,94E+06	1,03E+04
145	227,8	194,7	89,3	25,5	23,5	57,4	11767	169,1	61,3	309,1	102,2	0,4	1,22E+04	1,94E+06	1,02E+04
150	223,0	196,1	121,5	25,5	7,7	73,5	3538	83,8	45,7	284,7	107,7	0,5	1,24E+04	1,44E+06	7,64E+03
160	213,1	186,0	100,3	25,5	7,7	62,9	3741	84,5	35,9	221,3	73,6	0,3	8,79E+03	1,13E+06	6,00E+03

APENDICE F: TESTE TCO2 TS COBRE CARREGAMENTO 11 ml 7 CARGAS 400g/10 min

Data	10/8/88	I	Mintot	Mpan	Minliq	Tempin	Mfintot	Mfinliq	Qaquec	Qevap	Qtotat	Pmedia	Efic.	
M.carga	[g]	400	I	[g]	[g]	[C]	[g]	[g]	[kJ]	[kJ]	[kJ]	[kW]	[%]	
M.cargas		7	IPanela	1930,0	564,0	1366,0	20	612,0	48,0	457,2	2974,7	3432,0	309,2	8,6%
M.totat	[g]	2800	IPanela	1798,0	339,0	1459,0	20	1008,0	669,0	488,4	1783,0	2271,4	204,6	5,7%
Tempo	[min]	185	IPanela	1263,0	294,0	969,0	20	992,0	698,0	324,3	611,6	936,0	84,3	2,3%
M le	X	14,0												
PCI le	kJ/kg	16123,0	ITotal	4991,0	1197,0	3794,0	20	2612,0	1415,0	1269,9	5369,4	6639,3	598,1	16,5%
M.cvr	[g]	173												
Qform	kJ	40127,4												
PHF	kW	3,6												

APENDICE F: TESTE TC03 IS COBRE CARREGAMENTO11 ml, 7 CARGAS 400g/10 min

tempo	Tevapm	Tadibm	Tcondm	Tasb	Velar	Tpelic	Rey	hext	Pot	Uevapm	Uconde	KA	Kef	qc	qcx
[min]	[C]	[C]	[C]	[C]	[m/s]	[C]		[W/m2K]	[W]	[W/m2K]	[W/m2K]	[W/K]	[W/mK]	[W/m2]	[W/m2]
0	24,2	23,9	25,0	23,6	7,4	24,3	4543	86,0	0,7	428,9	-112,9	-0,9	-2,36E+04	2,16E+04	1,14E+02
5	35,5	25,5	25,2	23,4	7,4	24,3	4544	86,0	0,9	14,3	430,0	0,1	2,28E+03	2,70E+04	1,43E+02
10	69,3	52,9	38,4	24,2	7,4	31,3	4335	85,2	6,9	70,2	83,2	0,2	6,15E+03	2,17E+05	1,15E+03
15	119,0	91,8	70,5	26,0	7,4	48,2	3905	83,5	21,1	129,5	174,2	0,4	1,20E+04	6,67E+05	3,53E+03
20	166,0	135,3	87,5	26,1	7,4	56,8	3717	82,8	28,9	157,6	106,3	0,4	1,02E+04	9,13E+05	4,83E+03
25	190,7	161,0	111,5	26,0	7,4	68,8	3485	82,0	39,9	224,3	141,8	0,5	1,39E+04	1,26E+06	6,66E+03
30	218,7	182,3	127,4	26,5	7,4	76,9	3341	81,5	46,7	215,0	149,5	0,5	1,41E+04	1,48E+06	7,81E+03
35	248,7	208,4	145,0	26,7	7,4	85,9	3198	81,1	54,5	226,0	151,2	0,5	1,45E+04	1,72E+06	9,11E+03
40	271,3	229,1	174,5	26,9	7,4	100,7	2985	80,4	67,4	266,8	217,1	0,7	1,92E+04	2,13E+06	1,13E+04
45	285,3	220,2	128,5	27,0	14,5	77,8	6520	123,5	71,3	182,9	136,6	0,5	1,26E+04	2,25E+06	1,19E+04
50	290,5	220,7	123,8	27,0	14,5	75,4	6598	123,7	68,1	163,1	123,5	0,4	1,13E+04	2,15E+06	1,14E+04
55	306,3	231,2	135,3	27,6	14,5	81,5	6402	123,2	75,4	167,7	138,4	0,4	1,22E+04	2,38E+06	1,26E+04
60	308,7	248,7	160,5	28,0	14,5	94,3	6023	122,2	92,1	256,5	183,7	0,6	1,72E+04	2,91E+06	1,54E+04
65	301,0	242,0	146,3	28,0	23,0	87,1	9879	163,2	109,7	310,8	201,6	0,7	1,96E+04	3,47E+06	1,83E+04
70	306,0	244,6	146,8	28,7	23,0	87,7	9851	163,2	109,5	298,2	196,8	0,7	1,90E+04	3,46E+06	1,83E+04
75	308,7	246,2	147,4	28,5	23,0	88,0	9840	163,2	110,3	294,6	196,4	0,7	1,89E+04	3,48E+06	1,84E+04
80	302,2	243,8	148,5	28,6	23,0	88,6	9812	163,1	111,2	318,1	205,3	0,7	2,00E+04	3,51E+06	1,86E+04
85	296,7	239,0	142,5	28,6	23,0	85,6	9954	163,4	105,8	306,6	192,9	0,7	1,90E+04	3,34E+06	1,77E+04
90	299,9	242,6	144,0	28,6	23,0	86,3	9918	163,3	107,2	312,5	191,1	0,7	1,90E+04	3,38E+06	1,79E+04
95	299,5	243,2	144,6	28,9	23,0	86,8	9897	163,3	107,4	318,4	191,7	0,7	1,92E+04	3,39E+06	1,79E+04
100	299,6	242,9	145,9	29,0	23,0	87,5	9864	163,2	108,5	319,7	196,7	0,7	1,95E+04	3,43E+06	1,81E+04
105	294,4	240,2	144,4	28,6	23,0	86,5	9910	163,3	107,5	331,3	197,2	0,7	1,98E+04	3,39E+06	1,80E+04
110	293,9	239,4	140,4	28,6	23,0	84,5	10006	163,5	103,9	318,9	184,4	0,7	1,87E+04	3,28E+06	1,74E+04
115	285,7	234,9	137,0	28,7	23,0	82,9	10085	163,7	100,8	331,5	181,1	0,7	1,87E+04	3,18E+06	1,68E+04
120	286,2	233,0	131,5	28,7	23,0	80,1	10223	164,0	95,8	301,0	166,1	0,6	1,71E+04	3,03E+06	1,60E+04
125	273,1	226,1	128,5	29,0	23,0	78,8	10291	164,1	92,8	330,3	167,3	0,6	1,77E+04	2,93E+06	1,55E+04
130	267,8	223,6	120,5	29,0	23,0	74,8	10500	164,6	85,6	323,4	146,1	0,6	1,61E+04	2,70E+06	1,43E+04
135	259,4	217,9	115,8	29,0	23,0	72,4	10629	164,9	81,3	327,6	140,0	0,6	1,56E+04	2,57E+06	1,36E+04
140	250,2	211,6	107,0	29,0	23,0	68,0	10873	165,4	73,3	318,1	123,3	0,5	1,42E+04	2,32E+06	1,23E+04
145	240,3	203,1	102,7	29,0	23,0	65,8	10999	165,7	69,4	311,1	121,5	0,5	1,39E+04	2,19E+06	1,16E+04
150	230,8	194,9	93,3	29,0	23,0	61,1	11281	166,3	60,8	298,9	103,1	0,4	1,22E+04	1,92E+06	1,02E+04

APENDICE F: TESTE TC03 IS COBRE CARREGAMENTO11 ml, 7 CARGAS 400g/10 min

Data	11/8/88 I	Mintot	Mpan	Minliq	Tempin	Mfintot	Mfinliq	Qaquec	Qevap	Qtotal	Pmedia	Efic.	
M.carga	[g] 400 I	[g]	[g]	[g]	[C]	[g]	[g]	[kJ]	[kJ]	[kJ]	[W]	[%]	
M.cargas	7 IPanela 1	1945,0	564,0	1381,0	20	648,0	78,0	462,2	2940,9	3403,1	378,1	8,3%	
M.total	[g] 2800 IPanela 2	1821,0	339,0	1482,0	20	965,0	626,0	496,1	1932,0	2428,0	269,8	5,9%	
Tempo	[min] 150 IPanela 3	1251,0	294,0	957,0	20	942,0	648,0	320,3	697,4	1017,7	113,1	2,5%	
W le	X 14,0 I	=====											
PCI le	kJ/kg 16123,5 I	Total	5017,0	1197,0	3820,0	20	2549,0	1352,0	1278,6	5570,3	6848,9	761,0	16,7%
M.cvr	[g] 140 I												
Qform	kJ 41085,8 I												
PNF	kW 4,6 I												

APENDICE F: TESTE TCO4 TS COBRE CARREGAMENTO 11 ml, 7 CARGAS 500g/10 min

tempo	Tevap	Tadiab	Tcondm	Tamb	Velar	Ipelic	Rey	hert	Pot	Uevap	Uconde	KA	Kef	qc	qcx
[min]	[C]	[C]	[C]	[C]	[m/s]	[C]		[W/m2K]	[W]	[W/m2K]	[W/m2K]	[W/K]	[W/mK]	[W/m2]	[W/m2]
0	25,0	24,7	25,9	26,1	7,7	26,0	4673	87,9	-0,1	-45,6	14,3	0,1	3,19E+03	-3,16E+03	-1,67E+01
5	46,4	26,0	26,1	26,9	7,7	26,5	4657	87,9	-0,4	-3,3	527,2	0,0	-5,44E+02	-1,26E+04	-6,68E+01
10	55,7	32,8	26,4	26,9	7,7	26,6	4653	87,8	-0,3	-2,0	-7,5	0,0	-2,59E+02	-8,67E+03	-4,59E+01
15	65,6	45,5	39,2	27,1	7,7	33,2	4457	87,1	6,0	49,8	167,3	0,2	6,27E+03	1,89E+05	1,00E+03
20	83,3	62,2	53,4	27,3	7,7	40,4	4260	86,3	12,8	101,2	257,6	0,4	1,16E+04	4,05E+05	2,14E+03
25	121,8	93,2	78,7	27,4	7,7	53,1	3951	85,2	24,9	145,1	302,5	0,6	1,59E+04	7,85E+05	4,15E+03
30	179,5	147,5	110,6	27,6	7,7	69,1	3620	84,0	39,6	206,7	188,7	0,6	1,59E+04	1,25E+06	6,62E+03
35	205,6	173,0	128,9	27,7	7,7	78,3	3454	83,5	48,0	245,7	191,5	0,6	1,73E+04	1,52E+06	8,02E+03
40	223,5	187,5	136,2	27,7	7,7	82,0	3391	83,3	51,4	238,4	176,1	0,6	1,63E+04	1,62E+06	8,58E+03
45	240,9	202,4	112,9	28,2	14,5	70,5	6765	124,1	59,7	258,7	117,4	0,5	1,29E+04	1,89E+06	9,98E+03
50	258,1	218,6	134,2	29,1	14,5	81,7	6396	123,2	73,6	311,3	153,4	0,6	1,64E+04	2,32E+06	1,03E+04
55	277,2	231,2	152,8	29,4	14,5	91,1	6113	122,5	85,9	312,0	192,5	0,7	1,91E+04	2,71E+06	1,44E+04
60	300,0	247,8	169,8	29,8	14,5	99,8	5873	121,9	97,0	310,3	218,7	0,7	2,06E+04	3,06E+06	1,62E+04
65	307,4	248,8	154,5	30,0	22,9	92,3	9601	162,3	114,9	327,4	214,3	0,8	2,08E+04	3,63E+06	1,92E+04
70	303,6	246,7	151,3	30,5	22,9	90,9	9662	162,4	111,6	327,6	205,8	0,7	2,02E+04	3,52E+06	1,86E+04
75	292,9	241,9	145,6	30,8	22,9	88,2	9787	162,7	106,1	348,0	193,8	0,7	1,99E+04	3,35E+06	1,77E+04
80	293,9	242,1	144,0	31,0	22,9	87,5	9819	162,8	104,6	336,9	187,5	0,7	1,93E+04	3,30E+06	1,75E+04
85	299,1	244,1	147,5	31,1	22,9	89,3	9735	162,6	107,6	326,5	196,0	0,7	1,96E+04	3,40E+06	1,80E+04
90	299,7	244,7	149,7	31,2	22,9	90,5	9682	162,5	109,5	332,6	202,6	0,7	2,02E+04	3,46E+06	1,83E+04
95	305,9	249,5	153,1	31,3	22,9	92,2	9604	162,3	112,4	333,3	204,8	0,7	2,03E+04	3,55E+06	1,88E+04
100	305,3	248,0	154,8	31,4	22,9	93,1	9564	162,2	113,8	331,8	214,7	0,8	2,09E+04	3,59E+06	1,90E+04
105	287,6	239,4	139,9	31,4	22,9	85,6	9907	162,9	100,5	347,8	177,6	0,7	1,88E+04	3,17E+06	1,68E+04
110	286,2	235,0	134,1	31,4	22,9	82,7	10048	163,2	95,3	311,1	166,0	0,6	1,73E+04	3,01E+06	1,59E+04
115	279,6	233,0	130,4	31,4	22,9	80,9	10139	163,4	91,9	330,2	157,5	0,6	1,70E+04	2,90E+06	1,54E+04
120	280,6	232,5	135,1	31,1	22,9	83,1	10029	163,2	96,5	335,0	174,3	0,7	1,83E+04	3,05E+06	1,61E+04
125	267,5	224,7	121,5	30,9	22,9	76,2	10378	164,0	84,5	330,2	143,9	0,6	1,60E+04	2,67E+06	1,41E+04
130	263,0	221,5	120,3	31,1	22,9	75,7	10405	164,0	83,2	335,4	144,5	0,6	1,61E+04	2,63E+06	1,39E+04
135	256,5	217,5	115,0	31,1	22,9	73,1	10546	164,3	78,4	335,8	134,5	0,6	1,53E+04	2,48E+06	1,31E+04
140	252,9	214,3	110,0	31,1	22,9	70,6	10683	164,6	73,9	319,7	124,5	0,5	1,43E+04	2,33E+06	1,23E+04

APENDICE F: TESTE TCO4 TS COBRE CARREGAMENTO 11 ml, 7 CARGAS 500g/10 min

Data	* 15/8/88		Mintot	Mpan	Minliq	Tempin	Mfintot	Mfinliq	Qaquec	Qevap	Qtotat	Pmedia	Efic.	
M.carga	[g]	400	[g]	[g]	[g]	[C]	[g]	[g]	[kJ]	[kJ]	[kJ]	[W]	[%]	
M.cargas		7	IPanela 1	1994,0	564,0	1430,0	22	618,0	54,0	466,7	3105,6	3572,3	410,6	9,3%
M.total	[g]	2800	IPanela 2	1853,0	339,0	1514,0	22	912,0	573,0	494,1	2123,8	2617,9	300,9	6,8%
Tempo	[min]	145	IPanela 3	1176,0	294,0	882,0	22	819,0	525,0	287,8	805,7	1093,6	125,7	2,9%
M le	%	14,0												
PCI le	kJ/kg	16123,5	Total	5023,0	1197,0	3826,0	22	2349,0	1152,0	1248,6	6035,2	7283,8	837,2	19,0%
M.cur	[g]	235												
Qform	kJ	38330,8												
PMF	kW	4,4												

APENDICE F: TESTE TC05 TS DE COBRE CARREGAMENTO 11 ml,7 CARGAS 500g/10 min

tempo	Tevapm	Tadiba	Tcondm	Tamb	Velar	Ipelic	Rey	hext	Fot	Uconde	Uevapm	KA	Kef	qc	qcx
[min]	[C]	[C]	[C]	[C]	[m/s]	[C]		[W/m2K]	[W]	[W/m2K]	[W/m2K]	[W/K]	[W/mK]	[W/m2]	[W/m2]
0	25,5	25,8	27,6	27,9	8,0	27,8	4798	89,8	-0,2	15,25	85,3	0,1	2,05E+03	-4,84E+03	-2,56E+01
5	40,2	27,6	28,0	27,9	8,0	27,9	4792	89,8	0,0	-11,71	0,3	0,0	5,77E+01	8,06E+02	4,90E+00
10	105,8	76,5	61,6	27,9	8,0	44,7	4310	88,0	16,8	197,59	96,0	0,4	1,05E+04	5,31E+03	2,81E+03
15	212,3	148,5	89,4	28,0	8,0	58,7	3977	86,8	30,3	89,97	79,3	0,2	4,80E+03	9,56E+03	3,01E+03
20	226,7	190,8	121,1	28,3	8,0	74,7	3653	85,7	45,2	114,03	210,8	0,4	1,18E+04	1,43E+06	7,06E+03
25	287,5	222,3	125,2	28,8	14,5	77,0	6545	123,5	67,7	122,70	173,4	0,4	1,15E+04	2,14E+06	1,13E+04
30	274,9	229,7	143,1	29,0	14,5	86,1	6260	122,8	79,7	161,83	294,8	0,6	1,67E+04	2,52E+06	1,33E+04
35	270,5	227,0	140,0	29,3	14,5	84,7	6303	122,9	77,4	156,42	297,0	0,6	1,64E+04	2,44E+06	1,29E+04
40	281,2	232,5	142,5	29,4	14,5	85,9	6264	122,8	79,0	154,26	270,9	0,6	1,57E+04	2,49E+06	1,38E+04
45	276,9	229,6	126,9	29,7	23,0	76,3	10314	164,2	90,7	155,37	320,3	0,6	1,67E+04	2,86E+06	1,58E+04
50	280,9	231,1	130,7	30,0	23,0	80,4	10210	163,9	93,9	164,48	314,7	0,6	1,73E+04	2,96E+06	1,87E+04
55	280,2	233,6	129,7	30,2	23,0	79,9	10231	164,0	92,7	156,88	332,5	0,6	1,70E+04	2,93E+06	1,58E+04
60	278,4	232,4	129,9	30,4	23,0	80,2	10220	164,0	92,8	159,21	336,9	0,6	1,73E+04	2,93E+06	1,58E+04
65	283,0	234,8	130,5	30,5	23,0	80,5	10204	163,9	93,2	156,96	322,9	0,6	1,69E+04	2,94E+06	1,56E+04
70	288,9	240,6	140,5	30,6	23,0	85,6	9954	163,4	102,1	179,33	353,4	0,7	1,90E+04	3,32E+06	1,71E+04
75	294,6	243,7	162,8	30,8	14,5	96,8	5954	122,1	91,6	198,91	301,0	0,7	1,92E+04	2,89E+06	1,58E+04
80	298,7	246,9	165,0	30,7	14,5	97,8	5925	122,0	93,1	199,88	300,6	0,7	1,92E+04	2,94E+06	1,56E+04
85	305,2	254,2	174,3	30,4	14,5	102,3	5806	121,7	95,6	219,12	326,0	0,8	2,10E+04	3,14E+06	1,66E+04
90	302,7	252,4	172,1	30,3	14,5	101,2	5836	121,8	98,2	215,09	326,2	0,8	2,08E+04	3,10E+06	1,64E+04
95	316,1	258,2	179,0	30,5	14,5	104,8	5744	121,6	102,7	227,99	296,1	0,7	2,07E+04	3,24E+06	1,78E+04
100	317,4	260,9	181,5	31,1	14,5	106,3	5705	121,5	103,9	230,16	307,3	0,8	2,11E+04	3,28E+06	1,74E+04
105	313,9	258,2	180,9	30,9	14,5	105,9	5716	121,5	103,6	235,70	310,8	0,8	2,15E+04	3,27E+06	1,73E+04
110	314,8	257,9	179,5	30,8	14,5	105,2	5734	121,6	102,8	230,48	302,0	0,8	2,10E+04	3,25E+06	1,72E+04
115	308,3	253,5	174,0	30,8	14,5	102,4	5804	121,7	99,1	219,36	302,2	0,7	2,04E+04	3,13E+06	1,66E+04
120	316,8	256,6	178,4	30,8	14,5	104,6	5748	121,6	102,0	229,62	283,2	0,7	2,04E+04	3,22E+06	1,71E+04
125	305,3	250,7	171,8	30,8	14,5	101,3	5834	121,8	97,6	217,36	298,7	0,7	2,02E+04	3,08E+06	1,63E+04
130	298,7	245,7	161,0	30,8	14,5	95,9	5977	122,1	90,4	187,74	285,2	0,7	1,81E+04	2,85E+06	1,51E+04
135	286,3	241,4	153,2	30,8	14,5	92,0	6087	122,4	85,1	169,76	316,4	0,6	1,77E+04	2,69E+06	1,42E+04
140	277,0	233,6	145,0	30,8	14,5	87,9	6205	122,7	79,7	158,08	306,7	0,6	1,67E+04	2,52E+06	1,33E+04
150	269,0	213,6	110,5	30,8	14,5	70,7	6761	124,1	56,2	95,98	169,4	0,4	9,80E+03	1,78E+06	9,40E+03

APENDICE F: TESTE TC05 TS DE COBRE CARREGAMENTO 11 ml,7 CARGAS 500g/10 min

Data	17/8/88	I	Mintot	Mpan	Tempin	Adicao	Mfintot	Qaquec	Qevap	Qtotal	Pmedia	Efic.	
M.carga	[g]	500	I	[g]	[g]	[C]	[g]	[g]	[kJ]	[kJ]	[kJ]	[W]	[%]
M.cargas		7	IPanela 1	1933,0	564,0	25	527,0	645,0	595,0	4096,5	4691,4	521,3	9,3%
M.total	[g]	3500	IPanela 2	1750,0	339,0	25		634,0	442,8	2518,8	2961,6	329,1	5,9%
Tempo	[min]	150	IPanela 3	1302,0	294,0	25		875,0	316,3	963,7	1280,0	142,2	2,5%
W le	Z	14,0	I										
PCI le	kJ/kg	16123,5	ITotal	4985,0	1197,0	25	527,0	2154,0	1354,0	7579,0	8933,1	992,6	17,7%
M.cur	[g]	205	I										
Qform	kJ	50487,3	I										
PMF	kW	5,6	I										

APENDICE F: TESTE TQ6 SEM CONTROLE DE ALIMENTAÇÃO, PARADO POR SECAGEM DO EVAP, REINICIADO EM SEQUIDA

tempo	Tevapm	Tadibm	Tcondm	Tamb	Velar	Tpelic	Rey	hext	Pot	Uconde	Uevapm	KA	Kef	qc	qcx
[min]	[C]	[C]	[C]	[C]	[m/s]	[C]		[W/m2K]	[W]	[W/m2K]	[W/m2K]	[W/m2]	[W/mK]	[W/m2]	[W/m2]
0	20,3	20,1	22,6	21,5	8,0	22,0	4989	90,5	0,5	-38,28	338,7	-0,2	-6,74E+03	1,71E+04	9,03E+01
5	98,3	66,7	33,0	22,0	8,0	27,5	4806	89,8	5,6	29,35	29,6	0,1	2,38E+03	1,77E+05	9,39E+02
10	195,0	134,3	50,4	22,4	8,0	36,4	4537	88,8	14,1	29,56	28,9	0,1	2,70E+03	4,46E+05	2,36E+03
15	307,7	128,4	48,4	22,8	8,0	35,6	4559	88,9	12,9	28,46	12,1	0,0	1,38E+03	4,09E+05	2,17E+03
20	361,2	132,1	45,3	23,2	8,0	34,2	4599	89,1	11,2	22,62	8,1	0,0	9,76E+02	3,53E+05	1,87E+03
25	404,5	149,1	40,6	23,4	8,0	32,0	4666	89,3	9,7	14,11	5,7	0,0	6,61E+02	2,75E+05	1,45E+03
30	424,8	158,2	52,0	23,9	8,0	37,9	4493	88,7	14,1	23,41	8,9	0,0	1,05E+03	4,46E+05	2,36E+03
120	41,0	41,8	31,9	28,2	8,0	30,0	4726	89,5	1,9	32,74	-358,2	0,2	5,63E+03	5,87E+04	3,10E+02
125	57,5	41,8	30,9	28,9	8,0	29,9	4730	89,6	1,0	16,38	10,9	0,0	1,06E+03	3,22E+04	1,70E+02
130	79,9	67,8	50,6	29,6	8,0	40,1	4433	88,4	10,6	108,18	145,4	0,4	9,96E+03	3,93E+05	1,76E+03
135	127,3	103,0	69,5	29,7	8,0	49,6	4187	87,5	19,8	104,00	136,0	0,3	9,46E+03	6,25E+05	3,31E+03
150	284,3	162,7	66,4	29,8	8,0	48,1	4224	87,7	18,2	33,33	25,1	0,1	2,31E+03	5,76E+05	3,05E+03
155	255,3	212,3	153,0	29,8	8,0	91,4	3367	84,8	59,4	176,04	230,8	0,6	1,60E+04	1,88E+06	9,92E+03
160	269,7	221,5	139,0	30,0	14,5	84,5	6307	122,9	76,2	162,43	263,9	0,6	1,61E+04	2,41E+06	1,27E+04
165	282,0	229,7	143,5	30,0	14,5	86,8	6239	122,8	79,2	161,72	253,0	0,6	1,58E+04	2,50E+06	1,32E+04
170	286,3	233,2	151,8	30,2	14,5	91,0	6116	122,5	84,6	102,46	266,8	0,6	1,74E+04	2,67E+06	1,41E+04
175	284,7	232,9	146,1	30,3	14,5	88,2	6197	122,7	80,7	163,49	260,6	0,6	1,61E+04	2,53E+06	1,39E+04
180	296,3	240,6	158,1	30,4	14,5	94,3	6023	122,2	88,8	189,14	266,6	0,6	1,77E+04	2,80E+06	1,48E+04
185	286,2	237,4	157,3	30,4	14,5	93,8	6035	122,2	88,2	193,60	301,5	0,7	1,87E+04	2,78E+06	1,47E+04
190	281,9	233,1	152,0	30,4	14,5	91,2	6109	122,5	84,7	183,53	290,3	0,7	1,80E+04	2,67E+06	1,41E+04
195	272,7	227,4	148,2	30,5	14,5	89,4	6163	122,6	82,0	182,17	302,8	0,7	1,82E+04	2,59E+06	1,37E+04
200	261,5	220,2	138,8	30,5	14,5	84,6	6304	122,9	75,7	163,45	305,9	0,6	1,70E+04	2,39E+06	1,26E+04
205	259,8	217,7	134,2	30,5	14,5	82,3	6374	123,1	72,5	152,73	287,9	0,6	1,60E+04	2,09E+06	1,21E+04
210	256,4	215,1	134,0	30,5	14,5	82,3	6377	123,1	72,4	157,19	293,1	0,6	1,64E+04	2,29E+06	1,21E+04
215	257,0	214,2	135,0	30,5	14,5	82,8	6361	123,1	73,1	162,33	285,7	0,6	1,66E+04	2,31E+06	1,22E+04
220	255,3	213,3	136,8	30,5	14,5	83,6	6334	123,0	74,3	170,66	295,9	0,6	1,73E+04	2,35E+06	1,24E+04
225	250,7	210,0	131,5	30,5	14,5	81,0	6416	123,2	70,8	158,53	290,7	0,6	1,64E+04	2,23E+06	1,18E+04
230	246,0	207,7	129,3	30,5	14,5	79,9	6451	123,3	69,3	155,46	301,9	0,6	1,64E+04	2,19E+06	1,16E+04
235	245,7	209,5	119,9	30,5	14,5	75,2	6606	123,7	62,8	123,34	290,1	0,5	1,38E+04	1,98E+06	1,05E+04
240	238,0	204,5	112,0	30,5	14,5	71,3	6740	124,1	57,5	109,31	286,7	0,5	1,26E+04	1,82E+06	9,61E+03
245	237,0	204,2	111,0	30,5	14,5	70,8	6757	124,1	56,8	107,23	289,1	0,5	1,25E+04	1,79E+06	9,49E+03
250	234,7	202,4	110,0	30,5	14,5	70,3	6775	124,2	56,1	106,82	290,6	0,5	1,24E+04	1,77E+06	9,38E+03
255	238,3	204,0	112,0	29,9	14,5	71,0	6750	124,1	57,9	110,74	281,9	0,5	1,27E+04	1,83E+06	9,68E+03
260	235,0	203,0	110,0	29,8	14,5	69,9	6787	124,2	56,6	107,09	295,7	0,5	1,25E+04	1,79E+06	9,46E+03
270	220,3	192,0	96,5	29,7	14,5	63,1	7036	124,9	47,4	87,34	279,7	0,4	1,06E+04	1,50E+06	7,92E+03

APENDICE F: TESTE TC07 TS COBRE SEM CONTROLE DE ALIMENTACAO

tempo	Tevap	Tadib	Tcond	Tamb	Velar	Tpelic	Rey	hext	Pot	Uevap	Uconde	KA	Kef	qc	qcx
[min]	[C]	[C]	[C]	[C]	[m/s]	[C]		[W/m2K]	[W]	[W/m2K]	[W/m2K]	[W/K]	[W/mK]	[W/m2]	[W/m2]
0	29,1	28,7	28,5	28,3	8,0	28,4	4778	89,7	0,1	34,9	53,8	0,1	3,43E+03	2,42E+03	1,28E+01
5	66,8	50,6	38,0	29,8	8,0	33,9	4609	89,1	4,2	42,9	57,8	0,1	3,98E+03	1,31E+05	6,94E+02
10	135,5	99,2	65,2	30,0	8,0	47,6	4237	87,7	17,6	80,8	90,8	0,2	6,90E+03	5,54E+05	2,93E+03
45	249,2	210,8	107,8	31,5	22,9	69,6	10734	164,7	71,4	311,3	121,9	0,5	1,40E+04	2,26E+06	1,19E+04
55	270,2	222,8	125,3	31,8	22,9	78,5	10258	163,7	87,0	306,8	156,8	0,6	1,66E+04	2,75E+06	1,45E+04
60	281,2	230,2	133,0	32,1	22,9	82,6	10056	163,3	93,7	306,5	169,5	0,6	1,75E+04	2,96E+06	1,56E+04
70	288,2	237,7	138,8	32,6	22,9	85,7	9905	162,9	98,3	325,2	174,8	0,7	1,82E+04	3,11E+06	1,64E+04
75	291,0	238,3	143,7	32,8	22,9	88,3	9784	162,7	102,6	325,4	190,7	0,7	1,92E+04	3,24E+06	1,71E+04
80	300,4	240,5	149,4	32,9	22,9	91,1	9652	162,4	107,5	300,1	207,4	0,7	1,97E+04	3,40E+06	1,80E+04
85	302,8	241,7	151,3	33,0	22,9	92,1	9607	162,3	109,1	298,3	212,3	0,7	1,99E+04	3,45E+06	1,82E+04
90	282,3	228,3	140,0	33,1	22,9	86,6	9863	162,9	99,0	306,7	197,1	0,7	1,92E+04	3,13E+06	1,65E+04
95	268,5	218,3	130,8	33,0	22,9	81,9	10090	163,3	90,8	302,1	182,3	0,7	1,82E+04	2,87E+06	1,53E+04
100	250,3	205,6	108,5	33,1	22,9	70,8	10669	164,6	70,6	263,6	127,9	0,5	1,37E+04	2,23E+06	1,18E+04

APENDICE F: TESTE TC08 TS CORRE CARREGAMENTO 11ml. 7 CARGAS 250g/10 min

tempo	Tevapm	Tadibm	Tcondm	Tamb	Velar	Teelic	Rey	hert	Pot	Uevapm	Uconde	KA	Kef	qc	qcx
[min]	[C]	[C]	[C]	[C]	[m/s]	[C]		[W/m2K]	[W]	[W/m2K]	[W/m2K]	[W/K]	[W/mK]	[W/m2]	[W/m2]
0	20,4	20,0	22,7	22,3	8,0	22,5	4973	90,5	0,2	75,2	-12,0	-0,1	-2,21E+03	5,69E+03	3,01E+01
5	47,0	22,8	23,5	22,6	8,0	23,0	4954	90,4	0,4	3,0	-124,6	0,0	5,13E+02	1,38E+04	7,30E+01
10	112,3	24,5	71,1	23,0	8,0	47,0	4251	87,8	24,0	143,9	313,5	0,6	1,60E+04	7,57E+05	4,01E+03
15	173,0	126,0	55,0	23,3	8,0	39,2	4459	88,5	16,0	56,7	39,5	0,1	3,74E+03	5,04E+05	2,67E+03
20	210,0	141,6	53,3	23,6	8,0	38,4	4479	88,6	14,9	36,5	29,7	0,1	2,63E+03	4,72E+05	2,50E+03
25	277,2	131,8	50,1	23,9	8,0	37,0	4520	88,8	13,2	15,2	28,4	0,1	1,60E+03	4,17E+05	2,80E+03
30	321,0	129,8	48,2	24,3	8,0	36,2	4541	88,8	12,0	10,5	25,9	0,0	1,22E+03	3,80E+05	2,01E+03
35	379,0	132,5	48,0	24,7	8,0	36,4	4538	88,8	11,8	8,0	24,5	0,0	9,82E+02	3,72E+05	1,97E+03
40	430,0	147,3	47,4	25,3	8,0	36,4	4538	88,8	11,2	6,6	19,6	0,0	8,06E+02	3,52E+05	1,86E+03
45	443,7	159,7	45,8	25,6	8,0	35,7	4556	88,9	10,2	6,0	15,8	0,0	7,09E+02	3,22E+05	1,71E+03
50	457,5	167,5	42,8	26,0	8,0	34,4	4594	89,0	8,5	4,9	12,0	0,0	5,67E+02	2,69E+05	1,42E+03
55	464,7	169,6	42,2	26,4	8,0	34,3	4598	89,1	8,0	4,5	11,0	0,0	5,21E+02	2,52E+05	1,33E+03
60	458,0	170,8	42,2	26,9	8,0	34,6	4590	89,0	7,7	4,5	10,6	0,0	5,15E+02	2,45E+05	1,29E+03
65	457,0	172,1	42,4	27,1	8,0	34,7	4585	89,0	7,7	4,5	10,5	0,0	5,14E+02	2,44E+05	1,29E+03
70	478,0	178,2	42,7	27,5	8,0	35,1	4574	89,0	7,7	4,3	9,9	0,0	4,86E+02	2,42E+05	1,28E+03
75	477,6	182,6	43,9	27,9	8,0	35,9	4551	88,9	8,1	4,6	10,2	0,0	5,15E+02	2,55E+05	1,35E+03
80	463,3	182,6	44,7	28,3	8,0	36,5	4533	88,8	8,3	4,9	10,5	0,0	5,47E+02	2,61E+05	1,38E+03
85	432,7	178,2	45,0	28,7	8,0	36,8	4524	88,8	8,2	5,4	10,8	0,0	5,84E+02	2,59E+05	1,57E+03
90	404,7	172,1	44,7	29,1	8,0	36,9	4523	88,8	7,8	5,6	10,8	0,0	6,02E+02	2,48E+05	1,31E+05
100	362,7	160,7	43,6	29,1	8,0	36,4	4532	88,8	7,3	6,1	11,0	0,0	6,34E+02	2,31E+05	1,22E+02
110	324,3	145,6	42,0	29,3	8,0	35,6	4558	88,9	6,4	6,0	10,9	0,0	6,26E+02	2,02E+05	1,07E+02
120	273,3	132,6	40,9	29,2	8,0	35,1	4575	89,0	5,9	7,0	11,4	0,0	7,03E+02	1,87E+05	9,89E+02

APENDICE F: TESTE TC08 TS CORRE CARREGAMENTO 11ml. 7 CARGAS 250g/10 min

Data	19/8/88	I	Mintot	Mpan	Tempm	Mfintot	Qaquec	Qevap	Qtotat	Pmedia	Efic.	
M.carga	[g]	250	I	[g]	[g]	[C]	[g]	[kJ]	[kJ]	[kJ]	[W]	[%]
M.cargas		7	IPanela 1	1934,0	564,0	20	1103,0	458,6	1875,6	2334,1	277,9	9,1%
M.totat	[g]	1750	IPanela 2	1713,0	339,0	20	1280,0	459,9	977,3	1437,2	171,1	5,6%
Tempo	[min]	140	IPanela 3	1258,0	294,0	20	1158,0	322,7	225,7	548,4	65,3	2,1%
W le	%	14,0	I=====									
PCI le	kJ/kg	16123,5	ITotal	4905,0	1197,0	20	3541,0	1241,1	3078,5	4319,7	514,2	16,8%
M.cur	[g]	85	I									
Qform	kJ	25751,1	I									
PMF	kW	3,1	I									

APENDICE F: TESTE TCD9 TS CORRE CARREGAMENTO 11 ml SEM CONTROLE DE ALIMENTACAO

tempo	T _{capa}	T _{adib}	T _{cond}	T _{amb}	Velar	T _{pelic}	Rey	hert	Pot	U _{capa}	U _{cond}	KA	K _{ef}	qC	qCX
[min]	[C]	[C]	[C]	[C]	[m/s]	[C]		[W/m2K]	[W]	[W/m2K]	[W/m2K]	[W/K]	[W/mK]	[W/m2]	[W/m2]
0	28,5	28,1	28,2	28,0	8,0	28,1	4787	89,8	0,1	36,5	-134,7	0,3	8,46E+03	3,22E+03	1,71E+01
5	52,5	31,3	29,0	28,0	8,0	28,5	4774	89,7	0,5	4,0	38,5	0,0	5,99E+02	1,61E+04	8,52E+01
10	95,2	76,7	47,9	28,4	8,0	38,2	4487	88,6	9,8	88,8	59,9	0,2	5,74E+03	3,10E+05	1,64E+03
15	123,3	109,5	66,4	28,5	8,0	47,4	4241	87,7	18,9	229,7	76,9	0,3	9,16E+03	5,96E+05	3,15E+03
20	210,5	116,0	66,4	27,5	8,0	47,0	4253	87,8	19,4	34,3	68,8	0,1	3,72E+03	6,13E+05	3,24E+03
25	256,8	119,5	47,3	28,5	8,0	37,9	4494	88,7	9,5	11,5	23,0	0,0	1,25E+03	2,98E+05	1,58E+03
30	161,6	104,9	47,9	28,5	8,0	38,2	4485	88,6	9,8	28,8	30,2	0,1	2,37E+03	3,09E+05	1,63E+03
36	131,3	94,3	44,9	28,5	8,0	36,7	4528	88,8	8,3	37,3	29,3	0,1	2,64E+03	2,61E+05	1,38E+03

APENDICE F: TESTE TCD10 IS COBRE CARREGAMENTO 11 ml SEM CONTROLE DE ALIMENTACAO

tempo [min]	Tevapm [C]	Taditm [C]	Tcondm [C]	Tamb [C]	Velar [m/s]	Tpelic [C]	Rey	hert [W/m2K]	Pot [W]	Uevapm [W/m2K]	Uconde [W/m2K]	KA [W/K]	Kef [W/mK]	qc [W/m2]	qcx [W/m2]
0	22,0	22,6	24,5	24,3	8,0	24,4	4908	90,2	0,1	-32,1	-9,3	0,0	-1,15E+03	3,24E+03	1,71E+01
5	41,2	24,8	26,0	24,7	8,0	25,4	4876	90,1	0,7	6,8	-97,6	0,0	1,21E+03	2,10E+04	1,11E+02
10	69,9	31,1	26,9	25,3	8,0	26,1	4852	90,0	0,8	3,4	32,6	0,0	5,10E+02	2,50E+04	1,33E+02
15	85,5	70,2	28,8	25,4	8,0	27,1	4820	89,9	1,7	18,7	7,3	0,0	8,34E+02	5,41E+04	2,86E+02
20	125,9	84,6	35,2	25,4	8,0	30,3	4719	89,5	5,0	20,1	17,6	0,1	1,51E+03	1,57E+05	8,29E+02
25	204,7	99,8	40,4	26,5	8,0	33,4	4623	89,1	7,0	11,2	20,8	0,0	1,18E+03	2,22E+05	1,17E+03
30	266,9	107,5	42,3	25,6	8,0	34,0	4607	89,1	8,5	8,9	22,8	0,0	1,04E+03	2,67E+05	1,41E+03
35	316,2	120,3	46,1	25,7	8,0	35,9	4551	88,9	10,3	8,8	24,4	0,0	1,05E+03	3,25E+05	1,72E+03
40	381,0	137,8	50,5	26,7	8,0	38,6	4475	88,6	12,0	8,2	24,1	0,0	1,00E+03	3,78E+05	2,00E+03
45	421,7	149,1	56,0	26,5	8,0	41,3	4401	88,3	14,8	9,1	28,0	0,0	1,13E+03	4,68E+05	2,48E+03
50	450,3	162,1	64,0	25,8	8,0	44,9	4306	88,0	19,1	11,1	34,2	0,0	1,36E+03	6,02E+05	3,19E+03
55	443,3	195,6	87,4	27,3	8,0	57,4	4006	86,9	29,7	20,0	48,3	0,1	2,30E+03	9,38E+05	4,96E+03
60	337,0	267,3	206,7	26,5	8,0	116,6	3012	83,8	85,8	205,7	248,8	0,7	1,82E+04	2,71E+06	1,43E+04
65	321,6	260,5	201,2	27,8	8,0	114,5	3039	83,8	82,7	226,0	245,0	0,7	1,90E+04	2,61E+06	1,38E+04
70	329,0	233,3	122,6	27,8	23,0	75,2	10476	164,5	88,7	154,8	140,9	0,4	1,19E+04	2,80E+06	1,48E+04
75	340,7	223,9	104,1	28,4	23,0	66,2	10976	165,6	71,2	101,9	104,5	0,3	8,32E+03	2,25E+06	1,19E+04
80	386,9	223,6	104,7	28,0	23,0	66,4	10969	165,6	72,2	73,9	106,8	0,3	7,07E+03	2,28E+06	1,21E+04
85	395,5	223,6	102,3	27,0	23,0	64,6	11070	165,8	71,0	69,0	102,8	0,2	6,69E+03	2,24E+06	1,19E+04
90	389,2	223,9	102,7	28,5	23,0	65,6	11012	165,7	69,9	70,7	101,5	0,2	6,74E+03	2,21E+06	1,17E+04
95	388,1	225,7	105,1	28,6	23,0	66,8	10941	165,6	72,0	74,0	104,9	0,3	7,02E+03	2,27E+06	1,20E+04
100	357,1	222,5	105,8	27,5	23,0	66,7	10951	165,6	73,7	91,5	111,1	0,3	8,10E+03	2,33E+06	1,23E+04
105	362,0	225,5	107,7	27,2	23,0	67,4	10906	165,5	75,7	92,6	113,0	0,3	8,22E+03	2,39E+06	1,26E+04
110	364,9	231,8	117,4	28,2	23,0	72,8	10605	164,8	83,6	104,9	128,5	0,3	9,33E+03	2,64E+06	1,40E+04
115	356,5	224,9	108,5	27,6	23,0	68,1	10870	165,4	76,1	96,6	115,0	0,3	8,48E+03	2,40E+06	1,27E+04
120	339,2	221,5	105,5	28,0	23,0	66,8	10945	165,6	73,0	103,6	110,6	0,3	8,62E+03	2,30E+06	1,22E+04
125	335,2	229,7	114,7	27,2	23,0	71,0	10707	165,0	82,1	130,1	125,6	0,4	1,03E+04	2,59E+06	1,37E+04
130	288,1	230,9	132,0	29,0	23,0	80,5	10204	163,9	95,9	280,0	170,6	0,6	1,70E+04	3,03E+06	1,60E+04
135	283,0	227,9	127,5	28,0	23,0	77,8	10343	164,2	92,9	281,6	162,8	0,6	1,65E+04	2,93E+06	1,55E+04
180	241,0	199,0	91,4	28,4	23,0	59,9	11359	166,5	59,6	237,1	97,4	0,4	1,10E+04	1,88E+06	9,96E+03
190	222,0	188,7	78,5	28,6	23,0	53,6	11768	167,5	47,5	238,2	75,9	0,3	9,15E+03	1,50E+06	7,94E+03
200	242,7	201,3	92,0	28,5	23,0	60,3	11335	166,5	60,1	242,9	96,7	0,4	1,10E+04	1,90E+06	1,00E+04
210	240,0	202,0	94,8	29,0	23,0	61,9	11234	166,2	62,2	273,4	102,0	0,4	1,18E+04	1,96E+06	1,04E+04
220	270,0	222,3	120,6	29,4	23,0	75,0	10487	164,5	85,3	299,1	147,5	0,6	1,58E+04	2,69E+06	1,43E+04
230	278,7	227,3	126,0	29,0	23,0	77,5	10356	164,3	90,6	294,9	157,2	0,6	1,64E+04	2,86E+06	1,51E+04
235	290,2	241,3	184,0	28,9	8,0	106,5	3146	84,1	74,2	253,5	227,6	0,7	1,93E+04	2,34E+06	1,24E+04
240	290,3	240,5	184,8	28,7	8,0	106,8	3142	84,1	74,7	250,3	235,7	0,7	1,95E+04	2,36E+06	1,25E+04
260	282,1	234,3	179,0	30,5	8,0	104,8	3169	84,2	71,1	248,1	226,2	0,7	1,90E+04	2,24E+06	1,19E+04
295	206,3	233,2	70,0	31,0	8,0	50,5	4166	87,5	19,4	-120,6	20,9	0,1	3,92E+03	6,12E+05	3,24E+03

APENDICE F: TESTE TCO11 IS SOBRE CARREGAMENTO 11 m1. SEM CONTROLE DE ALIMENTACAO

tempo	Tevap	Tadiba	Tcond	Tamb	Velar	Ipelic	Rey	hext	Pot	Uevap	Uconde	KA	Ket	qc	qcx
[min]	[C]	[C]	[C]	[C]	[m/s]	[C]		[W/m2K]	[W]	[W/m2K]	[W/m2K]	[W/K]	[W/mK]	[W/m2]	[W/m2]
0	20,7	21,2	24,0	23,8	8,0	23,9	4925	90,3	0,1	-30,9	-4,8	0,0	-6,61E+02	2,43E+03	1,29E+01
5	27,7	21,7	24,7	23,8	8,0	24,3	4913	90,3	0,5	12,7	-26,6	0,2	4,21E+03	1,46E+04	7,72E+01
10	63,6	32,5	25,7	24,1	8,0	24,9	4892	90,2	0,8	4,3	20,6	0,0	5,78E+02	2,51E+04	1,33E+02
15	102,3	79,3	31,1	24,1	8,0	27,6	4803	89,8	3,6	26,0	13,1	0,1	1,39E+03	1,13E+05	5,97E+02
20	175,1	115,8	43,5	24,3	8,0	33,9	4609	89,1	9,7	27,4	23,7	0,1	2,04E+03	3,07E+05	1,63E+03
25	241,7	106,0	41,9	24,1	8,0	33,0	4636	89,2	9,0	11,1	24,8	0,0	1,25E+03	2,85E+05	1,51E+03
30	297,8	101,1	40,1	25,9	8,0	33,0	4636	89,2	7,2	6,1	20,7	0,0	7,69E+02	2,27E+05	1,20E+03
35	372,0	101,2	38,4	24,5	8,0	31,5	4682	89,4	7,1	4,4	19,8	0,0	5,85E+02	2,23E+05	1,18E+03
40	509,7	100,0	37,6	24,1	8,0	30,9	4701	89,4	6,9	2,8	19,4	0,0	4,02E+02	2,17E+05	1,13E+03
45	430,0	100,7	38,0	26,1	8,0	32,0	4665	89,3	6,0	3,1	16,9	0,0	4,24E+02	1,90E+05	1,01E+03
50	438,3	104,4	39,5	25,4	8,0	32,4	4653	89,3	7,1	3,6	19,3	0,0	4,94E+02	2,25E+05	1,19E+03
55	441,0	107,7	41,0	26,0	8,0	33,5	4621	89,1	7,6	3,8	20,1	0,0	5,25E+02	2,40E+05	1,27E+03
60	437,8	109,8	40,6	25,1	8,0	32,9	4640	89,2	7,9	4,0	20,0	0,0	5,47E+02	2,48E+05	1,31E+03
65	429,5	110,7	41,4	26,5	8,0	34,0	4607	89,1	7,5	4,0	19,2	0,0	5,37E+02	2,38E+05	1,26E+03

APENDICE G

TESTES T1A A T5A: COM FOGÃO DE CHAPA E TERMOSIFÃO DE AÇO INOX COM EVAPORADOR ENCAIXADO ABAIXO DA BASE DO FOGÃO E DISSIPACÃO DE CALOR NO CONDENSADOR POR FLUXO DE AR (FIG. V.5) ENCHIMENTO DE 70 ml DE ÁGUA.

NOMENCLATURA:

T_{amb} = Temperatura do fluxo de ar não perturbado

$V_{el ar}$ = Velocidade do fluxo de ar

T_{evapcm} = Média das temp. acima do evaporador (pontos 9, 10 e 11)

T_{evapbm} = Média das temp. abaixo do evaporador (pontos 0, 1 e 2)

T_{adibm} = Média das temp. na região adiabática (pontos 4, 5 e 6)

T_{condm} = Média das temp. do condensador (pontos 8 e 9)

T_{pelic} = Média entre a temperatura do ar e da parede do condensador

Re_y = Número de Reynolds do escoamento de ar

h_{ext} = Coeficiente de transferência de calor do condensador calculado pela equação V.7

P_{ot} = Potência dissipada no condensador

U_{evapm} = Coeficiente global de transferência de calor do evaporador calculado pela equação V.3 para cada condição.

U_{conde} = Coeficiente global de transferência de calor do condensador calculado pela equação V.4 para cada condição

K_A = Coeficiente global de transferência de calor do termosifão calculado pela equação V.5 para cada condição

K_{ef} = Condutividade térmica efetiva do termosifão calculada pela equação V.6 para cada condição

q_c = Fluxo de calor por unidade de área do evaporador calculado para cada instante

q_{ex} = Fluxo de calor por área de seção transversal do tubo calculado para cada instante

M_{intot} = massa inicial total (panela + água)

M_{pan} = massa da panela

T_{empin} = Temperatura inicial da água

M_{fintot} = Massa final total (panela + água)

Q_{aquec} = Calor utilizado para aquecimento da água

Q_{evap} = Calor utilizado para a vaporização da água

Q_{total} = Calor utilizado total

P_{media} = Potência média útil

$E_{fic.}$ = Eficiência

APENDICE G: TESTE T1A TS ACD COM EVAP, ENCAIXADO ABAIXO DA BASE

Tempo	Tamb	Velar	Tevapcm	Tevapbm	Tadiba	Tcondm	Tpelic	Rey	hext	Pot	Uconde	Uevapm	KA	Kef	qc	qcX
[min]	[C]	[m/s]	[C]	[C]	[C]	[C]	[C]		[W/m2K]	[W]	[W/m2K]	[W/m2K]	[W/K]	[W/mK]	[W/m2]	[W/m2]
0	26,0	8,9	29,6	29,6	28,3	27,5	26,7	10749	73,7	1,2	130,88	56,7	0,6	2,17E+03	7,56E+01	5,32E+03
5	25,2	8,9	91,3	78,7	28,2	26,4	25,8	10816	73,8	1,0	49,21	1,2	0,0	7,38E+01	6,27E+01	4,43E+03
10	25,0	8,9	162,6	130,6	57,1	26,5	25,8	10820	73,8	1,3	3,62	1,1	0,0	4,64E+01	7,84E+01	5,51E+03
15	25,2	8,9	196,3	147,3	112,8	73,0	49,1	9344	71,8	39,0	86,14	70,4	0,5	2,01E+03	2,42E+03	1,71E+05
20	25,0	8,9	240,0	163,3	105,0	82,3	53,6	9103	71,5	46,5	179,84	49,7	0,6	2,20E+03	2,90E+03	2,04E+05
40	26,0	21,0	360,7	213,7	117,0	96,0	61,0	20615	120,7	96,1	401,61	61,9	0,8	3,13E+03	5,98E+03	4,21E+05
50	26,0	9,4	306,9	204,6	138,0	125,5	75,8	8540	72,6	82,1	577,83	76,7	1,0	3,98E+03	5,11E+03	3,60E+05
60	26,0	9,4	332,3	219,7	153,0	136,5	81,3	8309	72,3	90,9	484,34	84,8	1,1	4,19E+03	5,66E+03	3,98E+05
70	26,0	9,4	326,8	211,0	151,8	128,9	77,4	8468	72,5	84,8	324,47	89,2	1,0	3,96E+03	5,28E+03	3,71E+05
80	26,0	9,4	283,0	181,7	131,9	107,9	66,9	8938	73,1	68,0	248,34	85,1	0,9	3,53E+03	4,23E+03	2,98E+05
90	26,0	9,4	260,3	171,3	110,7	87,5	56,8	9447	73,7	51,5	195,67	52,9	0,6	2,36E+03	3,21E+03	2,76E+05

APENDICE G: TESTE T1A TS ACD COM EVAP, ENCAIXADO ABAIXO DA BASE

Data		3/1/89	I	Mintot	Npan	Tempin	Mfintot	Raquec	Devap	Qtotat	Pmedia	Efic.
M.carga	[g]	400	I	[g]	[g]	[C]	[g]	[kJ]	[kJ]	[kJ]	[W]	[Z]
M.cargas		5	IPanela 1	1933,0	564,0	27	1067,0	418,1	1954,6	2372,7	439,4	8,5%
M.total	[g]	2000	IPanela 2	1777,0	339,0	27	1327,0	439,2	1015,7	1454,9	269,4	5,2%
Tempo	[min]	90	IPanela 3	1238,0	294,0	27	1098,0	288,3	316,0	604,3	111,9	2,2%
W le	I	14,0	I									
PCI le	kJ/kg	16123,5	ITotal	4948,0	1197,0	27	3492,0	1145,7	3286,2	4431,9	820,7	15,9%
M.cvr	[g]	150	I									
Qform	kJ	27897,0	I									
PMF	kW	5,2	I									

APENDICE 6: TESTE T2A TS ACO COM EVAP. ENCAIXADO ABAIXO DA BASE 7 CARGAS 400g/10 min.

Tempo	Tamb	Velar	Tevapcm	Tevapbm	Tadiba	Tcondm	Tpelic	Rer	hext	Pot	Uconde	Uevapm	KA	Kef	qc	qcx
[min]	[C]	[m/s]	[C]	[C]	[C]	[C]	[C]		[W/K]	[W]	[W/m ² K]	[W/m ² K]	[W/K]	[W/mK]	[W/m ²]	[W/m ²]
0	23,7	10,3	24,2	24,1	23,9	24,3	24,0	18474	11,6	0,5	-140,7	157,6	-4,3	-1,46E+04	3,15E+01	2,22E+03
5	24,0	10,3	61,4	43,5	30,5	28,0	26,0	12301	10,8	3,7	127,5	17,6	0,2	1,08E+02	2,27E+02	1,61E+04
20	24,7	10,3	62,5	47,3	38,5	33,6	29,2	12241	10,4	8,1	145,1	57,8	0,6	2,28E+03	5,06E+02	3,54E+04
25	25,0	10,3	133,9	67,9	48,6	38,2	31,6	12047	10,2	12,0	100,9	38,7	0,4	1,55E+03	7,46E+02	5,25E+04
30	24,5	10,3	176,1	84,9	63,6	48,4	36,4	11679	79,7	21,6	124,6	63,0	0,6	2,26E+03	1,34E+03	9,44E+04
35	24,5	10,3	210,8	102,1	75,8	52,8	38,6	11519	78,5	25,5	97,4	60,5	0,5	1,98E+03	1,59E+03	1,12E+05
40	24,5	10,3	257,2	124,7	92,0	66,1	45,3	11059	78,7	37,3	126,5	71,1	0,6	2,44E+03	2,32E+03	1,63E+05
45	24,5	10,3	263,3	129,3	98,6	71,5	48,0	10884	78,7	42,0	136,4	85,1	0,7	2,79E+03	2,69E+03	1,84E+05
50	24,0	10,7	279,8	143,4	102,8	74,3	49,1	11232	80,4	46,0	141,4	70,5	0,7	2,55E+03	2,86E+03	2,01E+05
55	24,0	10,7	307,0	172,2	108,0	88,6	56,3	10780	79,9	58,7	265,5	56,8	0,7	2,69E+03	3,65E+03	2,97E+05
60	24,0	10,7	334,7	192,3	114,0	93,5	58,8	10634	79,7	63,0	270,2	50,0	0,6	2,44E+03	3,92E+03	2,76E+05
65	23,0	10,7	356,3	213,0	121,0	97,2	60,1	10557	77,6	67,1	247,5	45,4	0,6	2,22E+03	4,18E+03	2,94E+05
70	23,0	10,7	368,0	215,3	127,3	103,0	63,0	10390	77,4	72,2	261,1	51,1	0,6	2,46E+03	4,50E+03	3,14E+05
75	22,3	10,7	368,3	218,6	133,7	107,0	64,7	10298	75,2	76,4	251,9	56,0	0,7	2,62E+03	4,75E+03	3,35E+05
80	23,7	10,7	368,7	218,7	135,3	108,3	66,0	10224	75,2	76,2	247,9	56,9	0,7	2,65E+03	4,74E+03	3,34E+05
90	23,7	10,7	353,7	207,0	132,0	106,5	65,1	10274	75,2	74,6	247,7	62,8	0,7	2,85E+03	4,65E+03	3,27E+05
100	24,0	10,7	321,0	192,8	124,5	95,5	59,8	10576	75,6	64,7	196,3	59,0	0,7	2,55E+03	4,03E+03	2,84E+05
110	24,6	10,7	223,0	182,2	113,3	88,0	56,3	10780	75,7	57,6	199,9	52,0	0,6	2,34E+03	3,58E+03	2,92E+05

APENDICE 6: TESTE T2A TS ACO COM EVAP. ENCAIXADO ABAIXO DA BASE 7 CARGAS 400g/10 min.

Data	4/1/89	I	Mintot	Mpan	Tempin	Mfintot	Qequec	Qevap	Qtotal	Pmedia	Efic,	
M.carga	[g]	400	I	[g]	[g]	[C]	[g]	[kJ]	[kJ]	[kJ]	[W]	[%]
M.cargas		7	IPanela 1	1914,0	564,0	25	896,0	423,6	2297,6	2721,3	404,9	7,5%
M.total	[g]	2800	IPanela 2	1707,0	339,0	25	1010,0	429,3	1573,1	2002,4	298,0	5,5%
Tempo	[min]	112	IPanela 3	1242,0	294,0	25	934,0	297,5	695,2	992,6	147,7	2,7%
W le	Z	14,0	=====									
PCI le	kJ/kg	16123,5	ITotal	4863,0	1197,0	25	2840,0	1150,4	4565,9	5716,3	850,6	15,7%
M.cup	[g]	300										
Qform	kJ	36445,8										
PMF	kW	5,4										

PENDICE 0: TESTE T3A TS ACO COM EVAP. ENCAIXADO NA BASE. 6 CARGAS 700 g/10 min.

empo	Tamb Velar		Tevapcm		Tevapbm		Tadiba		Tcond		Tpelic		Key	hext	Pot	Uconde	Uevapm	KA	Kef	qc	qcx
min]	[C]	[m/s]	[C]	[C]	[C]	[C]	[C]	[C]	[C]	[C]	[C]	[C]		[W/m2K]	[W]	[W/m2K]	[W/m2K]	[W/K]	[W/mK]	[W/m2]	[W/m2]
0	24,1	9,6	24,1	24,1	23,9	24,7	24,4	11779	77,5	0,5	-58,1	219,4	-0,8	-3,12E+03	3,29E+01	2,32E+03					
5	25,0	9,6	43,8	33,6	26,1	25,4	25,2	11717	77,4	0,3	34,6	2,6	0,0	1,43E+02	1,92E+01	1,35E+03					
10	25,7	9,6	53,2	41,6	28,2	27,8	26,8	11593	77,2	1,8	442,4	8,5	0,1	5,12E+02	1,15E+02	8,08E+03					
15	26,0	9,6	58,7	48,5	30,3	29,1	27,6	11531	77,2	2,7	199,3	9,3	0,1	5,39E+02	1,69E+02	1,19E+04					
20	25,4	9,6	92,6	64,2	33,9	33,6	29,5	11382	77,0	7,2	2366,4	14,7	0,2	8,99E+02	4,47E+02	3,14E+04					
25	25,0	9,6	135,9	85,4	51,7	42,0	33,5	11090	76,6	14,8	133,7	27,4	0,3	1,31E+03	9,21E+02	6,48E+04					
30	25,0	9,6	178,0	106,0	63,8	54,0	39,5	10680	76,0	25,0	223,4	36,9	0,5	1,84E+03	1,56E+03	1,10E+05					
35	24,4	9,6	218,0	139,0	82,5	63,5	44,0	10392	75,6	33,6	155,6	37,0	0,4	1,71E+03	2,09E+03	1,47E+05					
40	25,0	9,6	241,7	163,0	87,9	70,8	47,9	10152	75,3	39,2	200,5	32,5	0,4	1,63E+03	2,44E+03	1,72E+05					
45	25,0	9,6	288,0	205,0	97,7	75,8	50,4	10003	75,1	43,4	174,5	25,2	0,3	1,29E+03	2,70E+03	1,90E+05					
50	25,4	9,6	309,0	228,5	103,8	81,5	53,5	9829	74,9	47,8	188,1	23,9	0,3	1,25E+03	2,97E+03	2,09E+05					
55	25,6	9,6	359,3	238,5	111,7	85,3	55,4	9720	74,8	50,7	168,8	24,9	0,3	1,27E+03	3,16E+03	2,22E+05					
60	25,6	10,7	319,0	236,5	114,7	88,0	56,8	10750	79,8	56,7	186,8	28,9	0,4	1,46E+03	3,53E+03	2,48E+05					
65	26,0	20,8	318,3	232,0	100,1	69,1	47,5	22041	121,5	59,5	168,5	28,1	0,4	1,40E+03	3,70E+03	2,60E+05					
70	27,5	20,8	328,6	234,0	97,6	67,4	47,5	22050	121,5	55,1	160,4	25,2	0,3	1,27E+03	3,43E+03	2,41E+05					
75	26,0	20,8	343,3	245,0	101,1	74,5	50,3	21692	121,2	66,8	220,6	28,9	0,4	1,50E+03	4,16E+03	2,93E+05					
80	27,0	20,8	342,0	235,5	103,9	76,9	52,0	21480	121,0	68,6	223,6	32,5	0,4	1,66E+03	4,27E+03	3,01E+05					
85	27,0	20,8	335,7	233,5	116,7	79,0	52,0	21351	120,8	71,4	166,8	38,1	0,5	1,77E+03	4,45E+03	3,13E+05					
90	27,0	9,6	340,0	246,5	127,0	98,5	62,0	9335	74,3	60,4	186,4	31,5	0,4	1,56E+03	3,76E+03	2,65E+05					
95	26,2	9,6	340,7	244,5	128,6	99,0	62,6	9342	74,3	61,5	182,9	33,0	0,4	1,62E+03	3,83E+03	2,69E+05					
100	26,8	10,5	347,8	237,0	129,0	99,0	62,9	10202	78,5	64,4	188,9	37,1	0,5	1,79E+03	4,01E+03	2,82E+05					
110	27,1	10,5	349,3	233,0	136,7	99,2	63,2	10188	78,5	64,3	151,0	41,6	0,5	1,84E+03	4,00E+03	2,82E+05					
120	27,5	10,5	331,7	225,0	133,2	101,5	64,5	10114	78,4	66,0	183,2	44,7	0,5	2,05E+03	4,11E+03	2,89E+05					

PENDICE 0: TESTE T3A TS ACO COM EVAP. ENCAIXADO NA BASE. 6 CARGAS 700 g/10 min.

Data	S/1/89 I		Mintot	Mpan	Tempin	Mfintot	Qaquec	Qevap	Qtotal	Pmedia	Efic.	
,carga	[g]	700 I	[g]	[g]	[C]	[g]	[kJ]	[kJ]	[kJ]	[W]	[%]	
,cargas	6	IPanela 1	1922,0	564,0	25	665,0	426,1	2837,0	3263,2	6,7	5,7%	
,total	[g]	4200	IPanela 2	1736,0	339,0	25	810,0	438,4	2090,0	2528,4	5,2	4,4%
tempo	[min]	136	IPanela 3	1168,0	294,0	25	486,0	274,3	1539,3	1813,5	3,7	3,2%
M le	2	14,0 I										
CI le	kJ/kg	16123,5	ITotal	4826,0	1197,0	25	1961,0	1138,8	6466,3	7605,1	15,7	13,2%
l,cur	[g]	350 I										
Qform	kJ	57568,7 I										
PMF	kW	7,1 I										

APENDICE G: TESTE T4A 15 AÇO COM EVAP. ENCAIXADO ABAIXO DA BASE SEM CONTROLE DE ALIMENTAÇÃO

Tempo [min]	Tamb [C]	Velar [m/s]	Tevapc [C]	Tevapb [C]	Tadibm [C]	Tcondm [C]	Rey [W/m²K]	hext [W/m²K]	Pot [W]	Uconde [W/m²K]	Uevapm [W/m²K]	KA [W/K]	Kef [W/mK]	qc [W/m²]	qcx [W/m²]
0	20,1	9,1	20,8	21,1	20,9	20,5	11489	75,4	0,3	63,4	80,1	0,5	1,77E+03	1,87E+01	1,31E+03
5	21,1	9,1	39,1	37,2	23,3	21,7	11399	75,3	0,5	28,2	2,3	0,0	1,27E+02	3,20E+01	2,25E+03
10	21,8	9,1	73,0	70,0	27,7	24,0	11281	75,1	1,9	44,3	2,8	0,0	1,57E+02	1,17E+02	8,23E+03
20	23,0	9,1	166,0	151,0	27,4	25,2	11188	75,0	1,9	73,9	0,9	0,0	5,72E+01	1,17E+02	8,22E+03
30	23,3	9,1	333,3	322,5	28,9	26,0	11148	75,0	2,3	66,6	0,5	0,0	2,92E+01	1,41E+02	9,89E+03
60	30,0	21,8	258,0	136,5	82,5	66,3	23019	125,0	51,5	278,3	59,4	0,7	2,81E+03	3,21E+03	2,26E+05
70	30,0	21,8	282,3	170,5	98,5	80,5	22074	124,1	71,3	348,3	61,6	0,8	3,04E+03	4,44E+03	3,12E+05
80	28,5	21,8	297,0	182,8	107,2	80,3	22204	124,2	73,1	238,8	60,2	0,7	2,73E+03	4,55E+03	3,20E+05

APENDICE G: TESTE T4A 15 AÇO COM EVAP. ENCAIXADO ABAIXO DA BASE SEM CONTROLE DE ALIMENTAÇÃO

Data	6/1/89	Mintot	Mpan	Tempin	Mfintot	Qaquec	Qevap	Qtotal	Fmedia	Efic,		
N.carga	[g]	[g]	[g]	[C]	[g]	[kJ]	[kJ]	[kJ]	[W]	[%]		
N.cargas	?	Panela 1	1914,0	564,0	21	1079,0	446,2	1884,6	2330,8	ERR	7,3%	
N.total	[g]	2000	Panela 2	1904,0	339,0	21	1480,0	517,3	957,0	1474,3	ERR	4,6%
Tempo	[min]	?	Panela 3	1072,0	294,0	21	1056,0	257,2	36,1	293,3	ERR	0,9%
N le	%	14,0	=====									
PCI le	kJ/kg	16123,5	Total	4890,0	1197,0	21	3615,0	1220,7	2877,7	4098,3	ERR	12,8%
N.cur	[g]	9										
Qforn	kJ	32000,5										
PNF	kW	ERR										

APENDICE 6: TESTE 15A TS ACO COM EVAP. ENCAIXADO ABAIXO DA BASE SEM CONTROLE DE ALIMENTACAO

Tempo	Tamb	Velar	Tevapca	Tevapb	Tadiba	Tcondm	Tpelic	Rey	hext	Pot	Uconde	Uevapm	KA	Kef	qc	qcx
[min]	[C]	[m/s]	[C]	[C]	[C]	[C]	[C]		[W/m2K]	[W]	[W/m2K]	[W/m2K]	[W/K]	[W/mK]	[W/m2]	[W/m2]
0	18,7	8,6	20,5	20,1	20,2	19,1	13,8	11373	73,6	0,3	4,1	-273,4	0,3	1,07E+03	1,83E+01	1,28E+03
10	20,0	8,6	82,2	54,5	24,3	20,5	14,5	11315	73,5	0,4	2,4	0,8	0,0	4,23E+01	2,34E+01	1,65E+03
20	20,0	8,6	163,3	112,5	41,9	20,6	14,6	11308	73,5	0,5	1,6	0,4	0,0	2,09E+01	3,12E+01	2,20E+03
30	20,5	8,6	246,7	159,1	97,5	24,0	41,3	9462	70,9	43,1	67,4	43,5	0,5	1,94E+03	2,49E+03	1,89E+05
40	20,7	8,6	292,7	184,5	105,7	81,7	45,2	9242	70,6	48,9	71,1	38,7	0,5	1,82E+03	3,09E+03	2,14E+05
45	21,0	8,6	323,0	207,0	118,0	90,5	49,6	9005	70,2	55,5	71,3	38,8	0,5	1,83E+03	3,45E+03	2,43E+05
50	21,2	9,1	322,0	207,5	125,7	95,4	52,2	9383	72,6	61,2	73,3	46,5	0,5	2,09E+03	3,81E+03	2,46E+05
55	21,5	9,1	318,3	206,5	128,2	95,3	52,2	9385	72,6	60,8	70,4	48,4	0,5	2,10E+03	3,79E+03	2,64E+05
60	21,6	9,1	314,3	204,5	129,8	95,3	52,2	9385	72,6	60,8	68,9	50,6	0,6	2,13E+03	3,78E+03	2,66E+05
65	21,8	9,1	308,9	203,7	129,5	94,6	51,9	9403	72,6	60,1	68,1	51,1	0,6	2,13E+03	3,74E+03	2,62E+05

APENDICE H

TESTES T1B E T2B: COM FOGÃO DE CHAPA E TERMOSIFÃO DE AÇO INOX
COM EVAPORADOR NO MEIO DO BRASEIRO DA CAMARA DE COMBUSTÃO DO FOGÃO
E DISSIPACÃO DE CALOR NO CONDENSADOR POR FLUXO DE AR.
ENCHIMENTO DE 70 ml DE ÁGUA.

NOMENCLATURA:

T_{amb} = Temperatura do fluxo de ar não perturbado

V_{el} = Velocidade do fluxo de ar

T_{adibm} = Média das temp. na região adiabática (pontos 4, 5 e 6)

T_{condm} = Média das temp. do condensador (pontos 6 e 8)

T_{gasm} = Temperatura média do gás na entrada da chaminé

T_{pelic} = Média entre a temperatura do ar e da parede do
condensador

Re_y = Número de Reynolds do escoamento de ar

h_{ext} = Coeficiente de transferência de calor do condensador
calculado pela equação V.7

Pot = Potência dissipada no condensador

U_{conde} = Coeficiente global de transferência de calor do
condensador calculado pela equação V.4 para cada condição

q_c = Fluxo de calor por unidade de área do evaporador calculado
para cada instante

q_{ex} = Fluxo de calor por área de secção transversal do tubo
calculado para cada instante

M_{intot} = massa inicial total (panela + água)

M_{pan} = massa da panela

T_{empin} = Temperatura inicial da água

M_{fintot} = Massa final total (panela + água)

Q_{aquec} = Calor utilizado para aquecimento da água

Q_{evap} = Calor utilizado para a vaporização da água

Q_{total} = Calor utilizado total

P_{media} = Potência média útil

$E_{fic.}$ = Eficiência

APENDICE H: TESTE T18 TS ACO COM EVAP. NO MEIO DO BRASEIRO SEM CONTROLE DE ALIMENTACAO

Tempo	Tamb	Velar	Tadiba	Tconda	Tgasm	Ipelic	Rer	hext	Pot	Uconda	qc	qcx
[min]	[C]	[m/s]	[C]	[C]	[C]	[C]		[W/m2K]	[W]	[W/m2K]	[W/m2]	[W/m2]
0	26,2	20,8	27,2	26,8	27,3	26,5	25164	124,6	0,8	152,3	4,85E+01	3,41E+03
10	26,4	20,8	37,0	27,1	47,7	26,8	25117	124,6	1,0	8,8	6,17E+01	4,34E+03
21	26,7	20,8	65,6	35,0	81,6	30,9	24444	123,9	11,7	33,6	7,28E+02	5,12E+04
30	26,8	9,2	114,4	71,0	182,0	48,9	9670	73,3	36,8	74,7	2,29E+03	1,61E+05
55	26,9	9,2	139,1	85,0	181,0	56,0	9287	72,8	48,1	78,2	2,99E+03	2,11E+05
60	27,0	9,2	167,5	124,5	161,0	75,8	8358	71,6	79,4	162,2	4,94E+03	2,48E+05
70	27,0	20,7	149,5	88,0	169,0	57,5	20716	120,0	83,2	119,1	5,18E+03	3,64E+05
75	26,7	20,7	137,5	86,3	145,0	56,5	20835	120,1	81,3	139,4	5,06E+03	3,56E+05
80	26,5	20,7	142,1	89,0	123,2	57,8	20688	119,9	85,2	141,3	5,30E+03	3,73E+05
85	27,1	20,7	138,5	93,4	110,3	60,2	20407	119,7	90,2	175,7	5,61E+03	3,95E+05
90	26,8	20,7	134,4	89,0	105,1	57,9	20673	119,9	84,8	164,0	5,27E+03	3,71E+05
95	26,6	20,7	121,5	78,8	96,0	52,7	21285	120,5	71,5	147,4	4,45E+03	3,13E+05
100	26,2	20,7	117,3	76,9	70,5	51,6	21426	120,6	69,6	151,3	4,33E+03	3,05E+05

APENDICE H: TESTE T2R TS ACO COM EVAP. NO MEIO DO BRASEIRO, 7 CARGAS 400g/ 10 min

Tempo	Tamb	Velar	Tadiba	Tcondm	Tgasm	Rey	hexl	Pot	Ucond	qc	qcx
[min]	[C]	[m/s]	[C]	[C]	[C]		[W/m2k]	[W]	[W/m2k]	[W/m2]	[W/m2]
0	25,0	9,2	25,3	24,4	24,6	11267	75,5	-0,6	-51,6	-3,47E+01	-2,44E+03
5	25,0	9,2	56,7	33,9	184,0	10913	75,0	7,5	29,0	4,69E+02	3,30E+04
10	25,0	9,2	73,2	47,1	180,0	10458	74,3	18,6	62,8	1,16E+03	8,16E+04
15	25,0	9,2	95,1	63,6	179,5	9968	73,7	31,5	85,2	1,96E+03	1,38E+05
20	25,0	9,2	102,8	65,8	133,0	9874	73,6	34,1	81,0	2,12E+03	1,49E+05
25	25,0	9,2	110,0	68,0	182,5	9808	73,5	35,9	75,2	2,24E+03	1,57E+05
30	25,0	9,2	123,0	70,6	238,0	9734	73,4	38,0	63,7	2,36E+03	1,66E+05
35	25,0	9,2	134,7	84,5	270,0	9350	72,9	49,3	86,4	3,07E+03	2,16E+05
40	25,0	9,8	143,0	87,3	304,0	9882	75,7	53,6	84,5	3,33E+03	2,35E+05
45	25,0	9,8	144,1	85,5	323,5	9932	75,7	52,1	78,2	3,24E+03	2,28E+05
50	25,0	9,8	147,0	87,0	252,0	9890	75,7	53,4	78,2	3,32E+03	2,34E+05
55	25,0	9,8	158,8	90,8	321,0	9787	75,6	56,5	73,0	3,52E+03	2,47E+05
60	25,0	9,8	173,1	98,9	276,5	9572	75,3	63,2	74,9	3,93E+03	2,77E+05
65	25,0	9,8	175,3	99,0	311,0	9568	75,3	63,3	73,0	3,94E+03	2,77E+05
70	25,0	10,5	179,2	100,9	219,0	10200	78,5	67,7	76,0	4,21E+03	2,97E+05
75	25,0	10,5	184,3	104,6	184,5	10098	78,4	70,9	78,2	4,41E+03	3,11E+05
80	25,0	10,5	196,3	111,0	160,0	9928	78,2	76,5	78,8	4,76E+03	3,35E+05
85	25,0	10,5	187,7	106,3	145,5	10053	78,3	72,4	78,2	4,50E+03	3,17E+05
90	25,0	10,5	168,7	94,3	130,7	10385	78,7	62,0	73,3	3,86E+03	2,72E+05
95	25,0	10,5	148,7	83,0	119,0	10717	79,1	52,2	69,9	3,25E+03	2,29E+05
100	25,0	10,5	138,0	77,3	112,0	10895	79,3	47,1	68,2	2,93E+03	2,06E+05
110	25,0	10,5	111,7	63,4	97,7	11351	79,9	34,8	63,4	2,17E+03	1,53E+05
120	25,0	10,5	86,8	42,7	89,7	12104	80,9	16,2	32,3	1,01E+03	7,11E+04

APENDICE H: TESTE T2R TS ACO COM EVAP. NO MEIO DO BRASEIRO, 7 CARGAS 400g/ 10 min

Data	10/1/89	I	Mintot	Mpan	Tempin	Mfintot	Qaquec	Qevap	Qtotat	Fmedia	Efic.	
M.carga	[g]	400	I	[g]	[g]	[C]	[g]	[kJ]	[kJ]	[kJ]	[W]	[%]
M.cargas		7	IPanela 1	1878,0	564,0	25	792,0	412,3	2451,1	2863,4	397,7	7,3%
M.totat	[g]	2800	IPanela 2	1522,0	339,0	25	798,0	371,2	1634,1	2005,3	278,5	5,1%
Tempo	[min]	120	IPanela 3	1184,0	294,0	25	902,0	279,3	636,5	915,8	127,2	2,3%
M le	z	14,0	I									
PCI le	kJ/kg	16123,5	ITotal	4584,0	1197,0	25	2492,0	1062,8	4721,6	5784,5	803,4	14,7%
M.cvr	[g]	200	I									
Qforn	kJ	39345,8	I									
PNF	kW	5,5	I									

APENDICE I

TESTES T1C A T3C: COM FOGÃO DE CHAPA E TERMOSIFÃO DE AÇO INOX COM EVAPORADOR ENCAIXADO ABAIXO DA GRELHA DE COBRE NA CAMARA E DISSIPACÃO DE CALOR NO CONDENSADOR POR FLUXO DE AR (FIG. V.21) ENCHIMENTO DE 70 ml DE ÁGUA.

NOMENCLATURA:

T_{gasm} ou T_{gas} = Temperatura média do gás na entrada da chaminé

T_{gre} = Temperatura na junção entre a grelha e o tubo

T_{amb} = Temperatura do fluxo de ar não perturbado

V_{el} = Velocidade do fluxo de ar

T_{adibm} = Média das temperaturas na região adiabática

T_{condm} = Média das temperaturas do condensador

T_{pelic} = Média entre a temp. do ar e da parede do condensador

Re_y = Número de Reynolds do escoamento de ar

h_{ext} = Coeficiente de transferência de calor do condensador calculado pela equação V.7

P_{ot} = Potência dissipada no condensador

U_{conde} = Coeficiente global de transferência de calor do condensador calculado pela equação V.4 para cada condição

U_{evapm} = Coeficiente global de transferência de calor do evaporador calculado pela equação V.3 para cada condição.

q_c = Fluxo de calor por unidade de área do evaporador calculado para cada instante

KA = Coeficiente global de transferência de calor do termosifão calculado pela equação V.5 para cada condição

K_{ef} = Condutividade térmica efetiva do termosifão calculada pela equação V.6 para cada condição

q_{cx} = Fluxo de calor por área de secção transversal do tubo calculado para cada instante

M_{intot} = massa inicial total (panela + água)

M_{pan} = massa da panela

T_{empin} = Temperatura inicial da água

M_{fintot} = Massa final total (panela + água)

Q_{aquec} = Calor utilizado para aquecimento da água

Q_{evap} = Calor utilizado para a vaporização da água

Q_{total} = Calor utilizado total

P_{media} = Potência média útil

$E_{fic.}$ = Eficiência

APENDICE I: TESTE T1C TS ACO COM EVAP. ENCAIXADO ABAIXO DA GRELHA. 7 CARGAS 400g/10min

Tempo	Tamb	Velar	Tadita	Tcondm	Tgasm	Ipelic	Rey	hext	Pot	Uconde	qc	qcx
[min]	[C]	[m/s]	[C]	[C]	[C]	[C]		[W/m2k]	[W]	[W/m2k]	[W/m2]	[W/m2]
0	30,0	10,5	29,6	29,7	31,3	29,9	12421	81,3	-0,3	243,9	-1,73E+01	-1,21E+03
5	30,0	10,5	39,1	29,8	159,0	29,9	12417	81,3	-0,2	-1,7	-1,15E+01	-8,10E+02
10	30,0	10,5	83,8	54,3	205,5	42,1	11492	80,1	22,1	65,7	1,37E+03	9,67E+04
15	30,0	10,5	115,5	69,8	186,0	49,9	10974	79,4	35,9	69,0	2,23E+03	1,57E+05
20	30,0	10,5	143,3	75,1	272,0	53,5	10808	79,2	40,6	52,3	2,53E+03	1,78E+05
25	30,0	10,5	156,3	84,5	261,5	57,3	10523	78,9	48,9	59,9	3,04E+03	2,14E+05
35	30,0	10,5	168,9	91,3	312,5	60,7	10327	78,7	54,8	62,1	3,41E+03	2,40E+05
40	30,0	21,4	190,7	98,5	306,5	59,3	21210	122,3	81,3	70,0	5,06E+03	3,56E+05
45	30,0	21,4	212,0	99,5	307,0	64,8	20586	121,7	96,2	75,2	5,99E+03	4,21E+05
50	30,0	21,4	224,0	117,5	304,0	73,8	19640	120,9	120,3	99,3	7,48E+03	5,27E+05
55	30,0	21,4	192,7	108,5	327,0	69,3	20102	121,3	108,3	113,1	6,74E+03	4,74E+05
60	30,0	21,4	229,7	109,0	264,5	69,5	20075	121,3	108,9	79,4	6,78E+03	4,77E+05
65	30,0	21,4	233,7	125,0	298,0	77,5	19271	120,5	130,2	105,4	8,10E+03	5,70E+05
70	30,0	21,4	240,3	113,5	259,0	71,8	19842	121,0	114,9	79,7	7,15E+03	5,03E+05
90	30,0	21,4	225,7	90,0	148,5	60,0	21123	122,2	83,4	54,0	5,19E+03	3,65E+05
100	30,0	21,4	200,0	90,0	130,5	60,0	21123	122,2	83,4	66,7	5,19E+03	3,65E+05

APENDICE I: TESTE T1C TS ACO COM EVAP. ENCAIXADO ABAIXO DA GRELHA. 7 CARGAS 400g/10min

Data		11/1/89	I	Mintot	Mpan	Tempin	Mfintot	Qaquec	Qevap	Qtotat	Pmedia	Efic.
M.carga	[g]	400	I	[g]	[g]	[C]	[g]	[kJ]	[kJ]	[kJ]	[W]	[%]
M.cargas		7	IPanela 1	1894,0	564,0	28	708,0	400,7	2676,8	3077,5	466,3	7,2%
M.total	[g]	2800	IPanela 2	1666,0	339,0	28	706,0	399,8	2166,7	2566,5	388,9	6,0%
Tempo	[min]	110	IPanela 3	1188,0	294,0	28	654,0	269,3	1205,2	1474,6	223,4	3,4%
Wle	%	14,0										
PCI le	kJ/kg	16123,5	Itotal	4748,0	1197,0	28	2068,0	1069,7	6048,8	7118,5	1078,6	16,6%
M.cor	[g]	80										
Qform	kJ	42825,8										
PMT	kW	6,5										

APENDICE 1: TESTE T2C TS ACO COM EVAP. ENCAIXADO ABAIXO DA GRELHA, 7 CARGAS 400g/10min

Tempo	Tgas	Tgre	Tamb	Velar	Tadiab	Tcondm	Rey	hext	Pot	Uconde	Uevapm	KA	Kef	qc	qcx
[min]	[C]	[C]	[m/s]	[C]	[C]	[C]		[W/m2K]	[W]	[W/m2K]	[W/m2K]	[W/K]	[W/mK]	[W/m2]	[W/m2]
0	26,3	24,6	24,6	21,2	24,5	24,9	25949	126,4	0,4	-103,4	402,5	-1,4	-5,51E+03	2,48E+01	1,39E+03
5	150,0	24,3	25,2	21,2	26,4	25,6	25835	126,3	0,6	65,9	4,5	0,1	2,53E+02	3,56E+01	2,56E+03
10	171,0	66,8	27,1	21,2	52,1	37,4	24692	125,1	14,6	87,1	41,6	0,5	1,50E+03	9,66E+02	4,19E+04
15	218,0	115,5	25,5	21,2	74,9	64,8	22787	123,2	55,0	478,2	84,2	1,1	4,15E+02	9,49E+03	5,41E+05
20	230,0	150,0	26,7	21,2	106,0	93,2	20934	121,5	91,8	628,3	129,8	1,6	6,19E+03	5,71E+03	4,80E+05
25	279,0	215,0	26,6	21,2	124,5	108,5	20092	120,7	112,4	618,0	77,3	1,1	4,03E+03	7,00E+03	4,98E+05
30	269,0	216,0	27,1	21,2	144,3	127,5	19110	119,9	126,8	714,9	118,8	1,5	5,93E+03	8,58E+03	5,99E+05
35	310,0	275,0	27,2	21,2	158,3	138,0	18415	119,4	150,5	650,9	80,3	1,1	4,21E+03	9,37E+03	4,29E+05
40	254,0	258,0	27,6	21,2	180,3	154,0	17398	118,9	170,8	570,5	136,9	1,6	6,30E+03	1,06E+04	7,46E+05
45	310,0	292,0	27,3	21,2	195,2	160,8	17629	118,6	180,1	660,9	114,6	1,4	5,88E+03	1,18E+04	7,19E+05
50	273,0	286,0	28,5	21,2	209,7	169,4	17240	118,3	189,5	612,4	154,5	1,6	6,23E+03	1,18E+04	8,26E+05
55	285,0	286,0	28,3	21,2	210,3	168,0	17300	118,4	188,1	590,7	154,7	1,6	6,11E+03	1,17E+04	8,14E+05
60	313,0	300,8	26,7	21,2	216,3	175,5	17072	118,2	200,0	630,7	147,4	1,6	6,12E+03	1,24E+04	8,76E+05
65	321,0	315,0	27,3	21,2	225,5	182,5	16786	118,0	208,2	625,9	144,8	1,6	6,02E+03	1,30E+04	9,19E+05
70	252,0	320,0	27,2	21,2	232,8	187,5	16607	117,9	214,8	616,7	153,4	1,6	6,21E+03	1,34E+04	9,41E+05
75	195,0	313,6	27,0	21,2	236,5	193,0	16417	117,7	222,2	649,3	179,3	1,8	7,06E+03	1,38E+04	9,73E+05
80	168,0	292,5	27,5	21,2	230,3	188,0	16578	117,8	215,0	646,7	211,9	2,0	7,81E+03	1,34E+04	9,48E+05
85	162,0	283,5	28,5	21,2	223,3	180,3	16825	118,0	203,6	616,3	210,4	2,0	7,56E+03	1,27E+04	8,92E+05
90	153,0	268,3	27,2	21,2	214,8	161,5	17604	118,6	181,1	299,1	210,6	1,7	6,50E+03	1,13E+04	7,93E+05
95	142,1	249,6	28,0	21,2	203,4	152,7	17938	118,9	168,5	292,0	227,0	1,7	6,66E+03	1,05E+04	7,38E+05
100	130,2	230,0	27,4	21,2	189,7	151,5	18012	118,9	167,9	386,8	259,0	2,1	8,19E+03	1,04E+04	7,35E+05
105	124,0	215,0	28,0	21,2	178,3	144,5	18289	119,2	157,9	410,4	267,9	2,2	8,58E+03	9,82E+03	6,91E+05
110	117,5	198,0	28,0	21,2	165,7	135,0	18715	119,5	145,4	417,1	279,9	2,3	8,85E+03	9,05E+03	6,37E+05
115	111,0	180,0	28,0	21,2	151,7	124,5	19211	120,0	131,6	426,1	289,1	2,4	9,09E+03	8,19E+03	5,77E+05
120	104,0	168,7	27,8	21,2	142,8	116,5	19616	120,3	121,3	406,3	291,2	2,3	8,91E+03	7,55E+03	5,31E+05
125	98,1	151,0	28,5	21,2	129,5	105,8	20137	120,8	106,1	393,4	306,6	2,3	8,98E+03	6,60E+03	4,65E+05
130	93,0	138,5	28,1	21,2	119,0	97,1	20631	121,2	95,1	382,5	303,0	2,3	8,80E+03	5,92E+03	4,17E+05
135	86,3	124,0	28,0	21,2	107,4	87,9	21167	121,7	82,8	373,2	309,9	2,3	8,78E+03	5,15E+03	3,63E+05
140	80,3	112,0	28,4	21,2	95,9	79,3	21660	122,2	70,6	372,4	273,6	2,2	8,27E+03	4,40E+03	3,09E+05
145	75,0	100,9	28,3	21,2	88,5	71,8	22138	122,6	60,6	317,5	304,9	2,1	7,97E+03	3,77E+03	2,65E+05
150	70,0	91,6	28,3	21,2	80,7	65,6	22541	123,0	52,2	304,5	297,0	2,0	7,69E+03	3,25E+03	2,29E+05

APENDICE 1: TESTE T2C TS ACO COM EVAP. ENCAIXADO ABAIXO DA GRELHA, 7 CARGAS 400g/10min

Data	12/1/89	I	Nintot	Npan	Tempin	Adicao	Mfintot	Qaquec	Qevap	Qttotal	Paedia	Efic.	
M.carga	[g]	400	I	[g]	[g]	[C]	[g]	[g]	[kJ]	[kJ]	[kJ]	[W]	[%]
M.cargas		7	IPanela 1	1952,0	564,0	26	122,0	664,0	467,5	3182,4	3649,9	405,5	8,2%
M.total	[g]	2800	IPanela 2	1914,0	339,0	26		1029,0	487,6	1997,4	2485,1	276,1	5,6%
Tempo	[min]	150	IPanela 3	1295,0	294,0	26		907,0	309,9	875,7	1185,6	131,7	2,7%
M le	Z	14,0	I										
PCI le	kJ/kg	16123,5	ITotal	5161,0	1197,0	26	122,0	2600,0	1265,1	6055,5	7320,6	813,4	16,5%
M.cvr	[g]	30	I										
Qforn	kJ	44275,8	I										
PMF	kW	4,9	I										

APENDICE I: TESTE T3C TS ACO COM EVAP. ENCAIXADO ABAIXO DA GRELHA. 10 CARGAS 400g/ 10 min.

Tempo	Tgas	Tgre	Tamb	Velar	Tadibm	Tcondw	Rey	hert	Pot	Uconde	Uevapw	KA	Kef	qc	qcx
[min]	[C]	[C]	[m/s]	[C]	[C]	[C]		[W/m2K]	[W]	[W/m2K]	[W/m2K]	[W/K]	[W/mK]	[W/m2]	[W/m2]
0	23,4	25,0	24,0	9,4	24,5	24,9	11329	76,5	0,8	-172,1	97,4	7,8	3,00E+04	4,87E+01	3,43E+03
10	210,0	112,5	24,6	9,4	81,7	73,4	9875	74,3	41,2	438,4	83,2	1,1	4,04E+03	2,56E+03	1,80E+05
15	198,0	182,0	26,0	9,4	117,4	106,0	8982	73,1	66,5	511,7	119,8	1,4	5,54E+03	4,14E+03	2,91E+05
25	252,0	186,0	27,0	9,4	158,2	139,9	8220	72,2	92,7	444,7	207,8	2,0	7,71E+03	5,77E+03	4,06E+05
30	247,0	217,0	27,0	9,4	177,3	182,5	7976	71,9	102,6	362,7	161,0	1,6	6,09E+03	6,39E+03	4,50E+05
35	292,0	263,0	26,7	9,4	202,3	176,0	7562	71,5	121,3	404,5	124,5	1,4	5,34E+03	7,55E+03	5,31E+05
45	271,0	312,0	27,8	9,4	247,0	212,6	6974	-70,9	149,0	280,3	142,6	1,5	5,74E+03	9,27E+03	6,53E+05
50	298,0	305,0	27,0	9,4	259,2	225,5	6803	70,8	159,7	477,2	151,0	1,6	6,13E+03	9,94E+03	7,00E+05
60	314,0	333,0	26,6	9,4	267,5	231,0	6734	70,7	164,3	396,5	156,0	1,6	6,17E+03	1,02E+04	7,20E+05
65	322,0	333,0	26,0	9,4	266,9	230,1	6754	70,7	164,1	382,6	154,4	1,6	6,11E+03	1,02E+04	7,15E+05
70	305,6	321,4	25,6	9,4	265,6	223,8	6846	70,8	159,5	234,9	178,0	1,6	6,26E+03	9,93E+03	6,99E+05
75	304,0	308,5	27,2	20,6	234,1	181,0	16369	116,0	202,8	335,9	169,6	1,6	6,10E+03	1,26E+04	8,80E+05
80	277,0	306,0	27,6	20,6	231,9	187,0	16140	115,8	209,9	411,4	176,2	1,8	6,76E+03	1,31E+04	9,19E+05
85	301,0	305,0	28,0	20,6	231,0	187,4	16112	115,8	209,8	423,2	176,5	1,8	6,84E+03	1,31E+04	9,19E+05
90	332,0	302,0	27,8	20,6	229,0	185,5	16186	115,8	207,7	419,6	177,1	1,8	6,83E+03	1,29E+04	9,10E+05
95	333,0	308,0	28,8	20,6	227,7	184,6	16183	115,8	205,2	419,0	158,9	1,7	6,37E+03	1,28E+04	8,99E+05
100	273,0	305,0	28,0	20,6	225,7	186,3	16151	115,8	208,4	422,7	172,2	1,8	6,73E+03	1,30E+04	9,13E+05
110	178,0	296,0	27,5	20,6	214,8	169,5	16784	116,3	187,8	364,2	144,0	1,5	5,69E+03	1,17E+04	8,22E+05
120	153,0	287,0	27,0	20,6	226,9	182,8	16313	115,9	205,3	408,6	212,7	2,0	7,55E+03	1,28E+04	8,99E+05
130	139,0	261,0	28,0	20,6	215,3	173,8	16605	116,1	192,5	407,1	262,3	2,2	8,45E+03	1,20E+04	8,43E+05
140	123,0	231,0	27,0	20,6	194,3	157,5	17274	116,7	173,1	413,4	293,8	2,4	9,03E+03	1,08E+04	7,58E+05
145	113,0	212,0	27,0	20,6	179,0	144,0	17835	117,1	155,8	391,6	293,9	2,3	8,78E+03	9,70E+03	6,83E+05
150	108,0	200,0	27,0	20,6	169,0	136,5	18163	117,4	146,2	395,6	293,5	2,3	8,82E+03	9,10E+03	6,40E+05

APENDICE I: TESTE T3C TS ACO COM EVAP. ENCAIXADO ABAIXO DA GRELHA. 10 CARGAS 400g/ 10 min.

Data	13/1/89	I	Mintot	Mpan	Tempin	Mfintot	Qaquec	Qevap	Qtotat	Fmedia	Efic.	
M.carga	[g]	400	I	[g]	[g]	[C]	[kJ]	[kJ]	[kJ]	[W]	[%]	
M.cargas		10	IPanela 1	2000,0	564,0	25	564,0	450,6	3241,1	3691,7	615,3	6,87
M.total	[g]	4000	IPanela 2	1711,0	339,0	25	620,0	430,5	2462,4	2892,9	482,2	5,37
Tempo	[min]	100	IPanela 3	1163,0	294,0	25	555,0	272,7	1372,3	1644,9	274,2	3,02
M le	Z	14,0	I									
PCI le	kJ/kg	16123,5	ITotal	4874,0	1197,0	25	1739,0	1153,8	7075,7	8229,5	1371,6	15,22
M.cvr	[g]	355	I									
Qform	kJ	54199,0	I									
PMF	kW	9,0	I									

APENDICE J

TESTE T1E: COM FOGÃO DE CHAPA E TERMOSIFÃO DE AÇO INOX COM EVAPORADOR SOLDADO ABAIXO DA GRELHA DE COBRE NA CAMARA E DISSIPAÇÃO DE CALOR NO CONDENSADOR POR FLUXO DE AR (FIG. V.21) ENCHIMENTO DE 70 ml DE ÁGUA.

NOMENCLATURA:

- Tamb = Temperatura do fluxo de ar não perturbado
- Velar = Velocidade do fluxo de ar
- Tadibm = Média das temperaturas na região adiabática
- Tcondm = Média das temperaturas do condensador
- Ipelic = Média entre a temp. do ar e da parede do condensador
- Rey = Número de Reynolds do escoamento de ar
- hexl = Coeficiente de transferência de calor do condensador calculado pela equação V.7
- Pot = Potência dissipada no condensador
- Uconde = Coeficiente global de transferência de calor do condensador calculado pela equação V.4 para cada condição
- qc = Fluxo de calor por unidade de área do evaporador calculado para cada instante
- qex = Fluxo de calor por área de secção transversal do tubo calculado para cada instante
- Mintot = massa inicial total (panela + água)
- Mpan = massa da panela
- Tempin = Temperatura inicial da água
- Adicao = Massa de água adicionada durante o teste
- Mfintot = Massa final total (panela + água)
- Qaquec = Calor utilizado para aquecimento da água
- Qevap = Calor utilizado para a vaporização da água
- Qtotal = Calor utilizado total
- P media = Potência média útil
- Efic. = Eficiência

APENDICE J: TESTE T1E TS ACO COM EVAP,SOLDADO ABAIXO DA GRELHA, 10 CARGAS 400g/10 min

Tempo	Tamb	Velar	Tadiba	Tcondm	Ipelic	Rey	hert	Pot	Uconde	qc	qcx
[min]	[C]	[m/s]	[C]	[C]	[C]		[W/m2k]	[W]	[W/m2k]	[W/m2]	[W/m2]
0	27,1	20,8	26,4	28,1	27,6	24975	124,4	1,4	-71,1	8,80E+01	6,20E+03
10	27,0	20,8	85,5	28,0	27,5	24991	124,4	1,4	2,2	8,81E+01	6,20E+03
15	27,6	20,8	150,2	126,4	77,0	18780	118,5	133,1	491,6	8,28E+03	5,83E+05
20	29,0	20,8	186,6	154,8	91,9	17472	117,4	167,9	463,5	1,04E+04	7,35E+05
25	28,0	20,8	217,0	177,2	102,6	16638	116,7	198,0	438,2	1,23E+04	8,67E+05
30	28,0	20,8	227,6	185,8	106,9	16325	116,5	209,0	440,3	1,30E+04	9,16E+05
35	28,0	20,8	240,0	195,0	111,5	16004	116,3	220,8	431,5	1,37E+04	9,67E+05
40	29,0	20,8	256,4	208,0	118,5	15538	115,9	236,0	429,2	1,47E+04	1,03E+06
45	30,0	20,8	264,4	214,5	122,3	15300	115,8	242,9	428,5	1,51E+04	1,06E+06
50	30,0	20,8	273,2	221,5	125,8	15084	115,6	251,8	428,7	1,57E+04	1,10E+06
55	29,5	20,8	279,8	226,8	128,1	14940	115,5	259,1	429,5	1,61E+04	1,13E+06
60	29,0	20,8	276,1	223,4	126,2	15058	115,6	255,5	426,3	1,59E+04	1,12E+06
65	29,2	20,8	273,0	221,0	125,1	15123	115,6	252,2	426,6	1,57E+04	1,10E+06
70	30,0	20,8	279,3	218,5	124,3	15176	115,7	248,0	358,6	1,54E+04	1,09E+06
75	30,0	20,8	277,3	224,0	127,0	15008	115,6	254,9	421,0	1,59E+04	1,12E+06
80	30,0	20,8	296,0	239,0	134,5	14571	115,3	273,9	422,3	1,70E+04	1,20E+06
85	30,5	20,8	304,6	245,4	138,0	14376	115,2	281,4	418,1	1,75E+04	1,23E+06
90	30,0	20,8	306,4	246,2	138,1	14369	115,2	283,1	413,2	1,76E+04	1,24E+06
96	30,0	20,8	311,3	250,0	140,0	14265	115,1	287,9	413,0	1,79E+04	1,26E+06
105	31,0	20,8	318,8	255,2	143,1	14097	115,0	293,2	405,7	1,82E+04	1,28E+06
110	30,5	20,8	315,8	252,7	141,6	14177	115,1	290,7	405,5	1,81E+04	1,27E+06
120	32,0	20,8	290,9	233,0	132,5	14684	115,4	263,7	400,5	1,64E+04	1,15E+06
132	31,5	20,8	256,3	206,1	118,8	15520	115,9	230,1	403,1	1,43E+04	1,01E+06
140	31,5	20,8	234,8	189,6	110,6	16069	116,3	209,1	407,3	1,30E+04	9,16E+05
150	32,5	20,8	206,5	168,0	100,3	16814	116,9	180,1	411,3	1,12E+04	7,89E+05

APENDICE J: TESTE T1E TS ACO COM EVAP,SOLDADO ABAIXO DA GRELHA, 10 CARGAS 400g/10 min

Data	5/2/89	1	Mintot	Mpan	Tempin	Adicao	Mfintot	Qaquec	Qevap	Qttotal	Pmedia	Efic.	
M.carga	[g]	400	1	[g]	[g]	[C]	[g]	[g]	[kJ]	[kJ]	[W]	[X]	
M.cargas		10	IPanela 1	1992,0	564,0	27	510,0	654,0	591,9	4170,9	4762,9	589,2	7,9%
M.total	[g]	4000	IPanela 2	1726,0	339,0	27	356,0	754,0	532,4	2997,3	3529,7	392,2	5,9%
Tempo	[min]	150	IPanela 3	1269,0	294,0	27		623,0	297,8	1458,0	1755,8	195,1	2,9%
W le	%	15,0	1										
PCI le	kJ/kg	15962,1	1Total	4987,0	1197,0	27	866,0	2031,0	1422,1	8626,3	10048,3	1116,5	16,7%
M.cvr	[g]	130	1										
Qform	kJ	60078,3	1										
PMF	kW	6,7	1										

APENDICE K

TESTES FOMEGEL 2 A FOMEGEL 4: COM FOGÃO DE CHAPA E TERMOSIFÃO DE AÇO INOX COM EVAPORADOR SOLDADO ABAIXO DA GRELHA DE COBRE NA CÂMARA E DISSIPAÇÃO DE CALOR NO CONDENSADOR ATRAVÉS DE RÉPLICA DO GERADOR DE AMÔNIA DA GELADEIRA COM ÁGUA COMO MEIO DE DISSIPAÇÃO DE CALOR (FIG. V.26) ENCHIMENTO DE 70 ml DE ÁGUA.

NOMENCLATURA:

Topcond = Temperatura no ponto 0 (fig. V.26)

Toptubo = Temperatura no ponto 1

Tadibm = Média das temperaturas na região adiabática

Taguaen = Temperatura da água na entrada do trocador de calor (2)

Taguasa = Temperatura da água na saída do trocador de calor (3)

Mvap = Massa de vapor condensada em 5 minutos

Fluxvap = Fluxo de vapor condensado no intervalo de tempo

Tempom = Metade do intervalo de tempo entre as pesagens

Pomevap = Potência média consumida na vaporização (eq. V.8)

Magua = massa de água transportada pelo tubo bomba em 5 min.

Fluxag = Fluxo de água transportado no intervalo de tempo

Pomeag = Potência média dissipada com o aquecimento da água

Pot = Potência total dissipada pelo condensador (Pomevap+Pomeag)

Uconde = Coeficiente global de transferência de calor do condensador calculado pela equação V.4 para cada condição (calculado pela temp. média dos pontos 0 e 1)

qe = Fluxo de calor por unidade de área do evaporador calculado para cada instante

qex = Fluxo de calor por área de secção transversal do tubo calculado para cada instante

Minliq = Massa inicial de líquido na panela

Mfinliq = Massa final de líquido na panela

* Os demais símbolos da tabela são encontrados nos apêndices anteriores.

APENDICE K: TESTE FOMEGEL2 TS ACO ACOPLADO COM GERADOR DE AMONIA VAPORIZANDO AGUA (400g/10 min) 10 CARGAS

Tempo	Topcond	Toptubo	Tadibm	Taguaen	Taguasa
[min]	[C]	[C]	[C]	[C]	[C]
0	30,0	29,8	29,1	29,1	30,6
5	32,7	35,0	50,4	28,5	29,8
10	56,2	81,9	93,5	28,6	30,7
15	80,9	107,9	126,1	29,0	30,7
22	112,9	120,5	162,6	27,3	35,0
27	125,8	123,0	187,0	27,6	31,0
32	150,2	127,4	202,7	28,0	30,0
37	170,1	140,0	233,5	28,1	29,4
42	181,1	145,7	245,2	28,4	29,8
48	187,4	147,7	250,7	28,7	29,9
52	195,2	149,0	260,5	29,1	30,5
57	204,3	151,0	264,5	29,5	30,5
62	199,3	146,8	251,4	29,8	31,0
67	195,8	148,2	251,4	27,7	31,1
72	191,5	144,8	242,1	28,0	30,9
77	186,8	143,0	238,7	28,3	31,0
82	181,8	140,4	230,8	28,0	30,2
87	183,9	141,7	237,5	28,1	30,5
92	183,0	140,2	232,7	28,5	30,6
97	186,1	145,3	243,6	28,5	30,5
102	190,8	143,3	242,9	27,7	30,6
107	182,6	142,6	232,9	27,9	30,1
112	178,4	138,1	228,7	27,9	29,8
117	176,6	138,3	224,9	27,4	29,8
122	173,0	134,5	220,3	26,5	29,9
127	168,6	131,6	212,9	26,8	28,4
132	163,0	128,5	204,5	27,1	28,4
137	153,2	124,5	190,6	27,3	29,1
142	146,2	122,5	182,2	27,6	29,2
147	139,7	120,8	174,3	27,0	29,5
152	134,1	119,1	166,5	27,4	30,5
157	128,6	117,5	160,1	27,3	33,1
162	124,3	116,2	155,4	27,6	34,4
167	121,0	115,2	151,4	28,1	36,0
172	118,4	114,5	147,7	26,3	35,8
177	115,0	113,2	142,6	26,5	36,5
182	111,7	111,9	137,9	26,8	37,9
187	108,8	110,9	134,3	27,0	39,7

APENDICE K: TESTE FOMEGEL2 TS ACO ACOPLADO COM GERADOR DE AMONIA VAPORIZANDO AGUA (400g/10 min) 10 CARGAS

FLUXO DE VAPOR					FLUXO D'AGUA					Pot Uconde		qc	qcx
Tempo	Mvap	Fluxvap	Tempo	Pomevap	Tempo	Magua	Fluxag	Tempo	Pomeag	[W]	[W/m2K]	[W/m2]	[W/m2]
[min]	[g]	[g/s]	[min]	[W]	[min]	[g]	[g/s]	[min]	[W]	0,0	0,0	0,00E+00	0,00E+00
21	0,0	0,000	21,0	0,0	15	0,0	0,000	15,0	0,0	0,0	0,0	0,00E+00	0,00E+00
26	25,4	0,085	23,5	216,7	20	177,0	0,590	18,5	4,2	4,2	10,9	2,61E+02	1,84E+04
31	42,0	0,140	28,5	358,2	25	127,0	0,423	23,5	13,6	230,4	432,8	1,43E+04	1,01E+06
36	49,0	0,163	33,5	417,9	30	31,0	0,103	28,5	1,5	359,6	561,2	2,24E+04	1,58E+06
41	60,5	0,202	38,5	515,6	35	16,4	0,055	33,5	0,5	418,2	568,7	2,60E+04	1,83E+06
47	64,2	0,178	44,0	455,7	40	7,5	0,025	38,5	0,1	515,7	602,5	3,21E+04	2,26E+06
51	68,0	0,283	49,0	723,5	45	5,0	0,017	43,5	0,1	455,8	514,7	2,84E+04	2,00E+06
56	73,5	0,245	53,5	625,2	50	4,0	0,013	48,5	0,1	723,6	792,8	4,50E+04	3,17E+06
61	68,5	0,228	58,5	582,4	55	2,4	0,008	53,5	0,0	625,3	660,1	3,89E+04	2,74E+06
66	58,5	0,195	63,5	499,1	60	3,5	0,012	58,5	0,0	582,5	641,5	3,62E+04	2,55E+06
71	61,0	0,203	68,5	520,2	65	0,8	0,003	63,5	0,0	499,1	589,2	3,11E+04	2,19E+06
76	55,8	0,186	73,5	475,6	70	3,7	0,012	68,5	0,2	520,4	621,1	3,24E+04	2,28E+06
81	54,5	0,182	78,5	464,7	75	3,8	0,013	73,5	0,2	475,8	597,6	2,96E+04	2,08E+06
86	53,0	0,177	83,5	451,9	80	8,5	0,028	78,5	0,3	465,1	594,9	2,89E+04	2,04E+06
91	53,5	0,178	88,5	455,8	85	6,5	0,022	83,5	0,2	452,1	589,5	2,81E+04	1,98E+06
96	53,5	0,178	93,5	455,8	90	4,3	0,014	88,5	0,1	456,0	575,2	2,84E+04	2,00E+06
101	57,5	0,192	98,5	490,6	95	7,0	0,023	93,5	0,2	456,1	578,9	2,84E+04	2,00E+06
106	53,5	0,178	103,5	456,3	100	3,0	0,010	98,5	0,1	490,7	589,6	3,05E+04	2,15E+06
111	52,5	0,175	108,5	447,8	105	5,0	0,017	103,5	0,2	456,5	571,2	2,84E+04	2,00E+06
116	51,5	0,172	113,5	439,6	110	7,0	0,023	108,5	0,2	448,0	591,2	2,79E+04	1,96E+06
121	49,0	0,163	118,5	418,9	115	8,6	0,029	113,5	0,2	439,8	587,0	2,74E+04	1,93E+06
126	49,0	0,163	123,5	418,7	120	11,5	0,038	118,5	0,4	419,3	579,5	2,61E+04	1,84E+06
131	44,5	0,148	128,5	380,0	125	11,5	0,038	123,5	0,5	419,2	595,1	2,61E+04	1,84E+06
136	41,9	0,140	133,5	357,7	130	19,0	0,063	128,5	0,4	380,5	573,5	2,37E+04	1,67E+06
141	31,5	0,105	138,5	268,8	135	24,0	0,080	133,5	0,4	358,1	586,9	2,23E+04	1,57E+06
146	29,5	0,098	143,5	252,0	140	70,0	0,233	138,5	1,8	270,5	496,7	1,68E+04	1,18E+06
151	23,5	0,078	148,5	200,6	145	72,0	0,240	143,5	1,6	253,6	504,3	1,58E+04	1,11E+06
156	20,0	0,067	153,5	170,7	150	106,0	0,353	148,5	3,7	204,3	443,0	1,27E+04	8,95E+05
161	16,5	0,055	158,5	140,8	155	133,0	0,443	153,5	5,8	176,5	419,8	1,10E+04	7,73E+05
166	13,5	0,045	163,5	115,1	160	141,0	0,470	158,5	11,4	152,2	387,7	9,47E+03	6,67E+05
171	11,5	0,038	168,5	98,3	165	169,0	0,563	163,5	16,0	131,1	352,0	8,16E+03	5,74E+05
176	8,0	0,027	173,5	68,4	170	181,0	0,603	168,5	19,9	118,3	336,3	7,36E+03	5,18E+05
181	5,2	0,017	178,5	44,4	175	201,5	0,672	173,5	26,7	95,1	290,1	5,92E+03	4,16E+05
186	3,9	0,013	183,5	33,3	180	216,5	0,722	178,5	30,2	74,6	249,4	4,64E+03	3,27E+05
					185	229,0	0,763	183,5	35,5	68,8	249,4	4,28E+03	3,01E+05

APENDICE K: TESTE FOMEGEL2 TS ACO ACOPLADO COM GERADOR DE AMONIA VAPORIZANDO AGUA (400g/10 min) 10 CARGAS

Data	14/2/89	1	Mintot	Mpan	Minliq	Tempin	Adicao	Mfintot	Mfinliq	Qaquec	Qevap	Qttotal	Pmedia	Efic.	
M.carga	[g]	400	1	[g]	[g]	[g]	[C]	[g]	[g]	[g]	[kJ]	[kJ]	[kJ]	[W]	[%]
M.cargas		10	IPanela 1	1895,0	564,0	1331,0	28	696,0	658,0	94,0	610,6	4362,8	4973,4	436,3	8,1%
M.total	[g]	4000	IPanela 2	1766,0	339,0	1427,0	28		505,0	166,0	429,9	2846,1	3276,0	287,4	5,3%
Tempo	[min]	190	IPanela 3	1261,0	294,0	967,0	28		717,0	423,0	291,3	1227,8	1519,1	133,3	2,5%
M le	2	15,0	1	=====											
PCI le	kJ/kg	15962,1	ITotal	4922,0	1197,0	3725,0	28	696,0	1880,0	683,0	1331,8	8436,7	9768,5	856,9	15,9%
M.cur	[g]	80	1	.											
Qforn	kJ	61528,3	1												
PNF	kW	5,4	1												

AFENDICE K: TESTE FOMEGEL 3 IS ACU ACUFLADO COM GERADOR DE AMONIA VAPORIZANDO AGUA (600g/10 min) 10 CARGAS

Tempo	Topcond	Toptubo	fadiba	Taguaen	Taguasa
[min]	[C]	[C]	[C]	[C]	[C]
0	21,5	21,5	21,8	21,7	22,2
5	21,6	21,5	22,0	21,8	22,3
10	33,7	42,4	59,9	21,7	22,2
15	63,9	101,6	113,5	21,9	22,4
20	107,0	120,9	162,6	22,3	22,8
25	140,7	126,1	196,6	22,6	23,1
30	164,9	135,6	223,3	22,8	23,3
35	181,8	143,0	241,2	23,0	23,5
40	194,7	148,9	254,5	23,2	23,7
45	199,5	150,7	257,6	23,3	23,8
50	203,4	151,2	262,5	23,6	24,1
55	206,1	154,1	263,3	23,9	24,4
60	207,3	155,3	265,7	23,6	24,1
65	208,5	154,0	266,9	23,4	23,9
70	211,6	158,1	272,2	23,3	23,8
75	230,4	166,1	275,8	23,3	23,8
80	241,0	170,0	295,5	23,3	23,8
85	248,9	170,0	294,9	23,1	23,6
90	250,8	173,0	299,8	24,1	24,6
95	248,8	169,0	295,5	24,5	25,0
100	238,0	166,5	289,3	24,9	25,4
105	233,5	166,5	288,0	24,9	25,4
110	233,9	166,5	287,0	25,2	25,7
115	231,3	164,8	277,9	25,3	25,8
120	227,0	164,4	270,0	25,3	25,8
125	223,0	160,0	265,3	25,5	26,0
130	218,0	158,0	262,8	25,5	26,0
135	211,6	156,9	259,7	25,8	26,3
140	206,7	154,0	256,8	25,9	26,4
145	203,6	150,9	250,7	26,0	26,5
150	198,0	150,0	245,0	26,0	26,5
155	192,5	146,0	238,3	26,0	26,5
160	184,0	142,0	226,8	26,1	26,6
165	178,5	137,0	218,0	26,4	26,9
170	169,3	133,5	207,9	26,2	26,7
175	163,6	130,9	199,7	26,6	27,1
180	158,0	129,0	192,3	26,4	26,9
185	152,2	127,4	184,9	26,8	27,3
190	148,9	126,3	178,4	27,3	28,0
195	145,0	125,2	173,7	27,7	29,3
200	133,4	124,0	169,4	27,0	30,4
205	129,5	122,5	166,4	27,9	31,5
210	125,8	121,4	161,6	27,1	32,6
215	123,0	120,0	158,0	26,7	33,8
220	119,0	119,0	154,2	27,4	33,9
225	115,5	117,8	150,3	27,5	35,4
230	112,5	116,6	146,6	26,8	35,4
235	110,5	115,7	143,6	26,9	36,4
240	108,0	115,0	140,5	26,9	37,9

APENDICE K: TESTE FOMEGL3 TS ACO ACOPLADO COM GERADOR DE AMONIA VAPORIZANDO AGUA (600g/10 min) 10 CARGAS

FLUXO DE VAPOR			I			FLUXO D'AGUA			I			Pot	Ucond	qc	qcx
Tempo	Mvap	Fluxvap	Tempo	Pomevap	Tempo	Magua	Fluxag	Tempo	Pomeag	I	0,0	[W/m2K]	[W/m2]	[W/m2]	[W/m2]
[min]	[g]	[g/s]	[min]	[W]	[min]	[g]	[g/s]	[min]	[W]	I	0,0	0,0	0,00E+00	0,00E+00	0,00E+00
22	0,0	0,000	22	0,0	18	0,0	0,000	18	0,0	I	0,0	0,0	0,00E+00	0,00E+00	0,00E+00
27	39,1	0,130	24,5	336,4	23	138,5	0,462	20,5	1,0	I	1,0	1,4	6,01E+01	4,23E+03	
32	48,0	0,160	29,5	412,8	28	21,6	0,072	25,5	0,2	I	336,5	494,3	2,09E+04	1,47E+06	
37	52,3	0,174	34,5	449,6	33	9,5	0,032	30,5	0,1	I	412,9	525,0	2,57E+04	1,81E+06	
42	68,0	0,227	39,5	584,4	38	2,2	0,007	35,5	0,0	I	449,7	530,0	2,80E+04	1,97E+06	
47	63,0	0,210	44,5	541,4	43	1,5	0,005	40,5	0,0	I	584,4	656,0	3,64E+04	2,56E+06	
52	65,2	0,217	49,5	560,0	48	1,7	0,006	45,5	0,0	I	541,4	609,5	3,37E+04	2,37E+06	
57	72,5	0,242	54,5	622,4	53	1,5	0,005	50,5	0,0	I	560,0	610,1	3,48E+04	2,45E+06	
62	69,5	0,232	59,5	596,9	58	1,5	0,005	55,5	0,0	I	622,4	694,4	3,87E+04	2,73E+06	
67	72,7	0,242	64,5	624,6	63	1,5	0,005	60,5	0,0	I	596,9	656,9	3,71E+04	2,61E+06	
72	70,5	0,235	69,5	605,8	68	0,5	0,002	65,5	0,0	I	624,6	677,4	3,89E+04	2,74E+06	
77	81,0	0,270	74,5	696,0	73	0,5	0,002	70,5	0,0	I	605,8	643,8	3,77E+04	2,65E+06	
82	77,2	0,257	79,5	663,4	78	1,5	0,005	75,5	0,0	I	696,0	833,2	4,33E+04	3,05E+06	
87	77,5	0,258	84,5	666,2	83	0,5	0,002	80,5	0,0	I	663,4	684,6	4,13E+04	2,91E+06	
92	74,0	0,247	89,5	635,1	88	0,5	0,002	85,5	0,0	I	666,2	724,1	4,15E+04	2,92E+06	
97	83,7	0,279	94,5	717,8	93	1,2	0,004	90,5	0,0	I	635,1	670,7	3,95E+04	2,78E+06	
102	75,5	0,252	99,5	647,1	98	1,5	0,005	95,5	0,0	I	717,8	769,9	4,47E+04	3,14E+06	
107	74,0	0,247	104,5	634,2	103	1,0	0,003	100,5	0,0	I	647,1	690,5	4,03E+04	2,83E+06	
112	70,7	0,236	109,5	605,7	108	1,1	0,004	105,5	0,0	I	634,2	669,4	3,95E+04	2,78E+06	
117	71,0	0,237	114,5	608,1	113	1,0	0,003	110,5	0,0	I	605,7	648,1	3,77E+04	2,65E+06	
122	77,5	0,258	119,5	663,8	118	0,5	0,002	115,5	0,0	I	608,1	707,0	3,78E+04	2,66E+06	
127	80,0	0,267	124,5	685,0	123	1,0	0,003	120,5	0,0	I	663,8	829,3	4,13E+04	2,91E+06	
132	74,5	0,248	129,5	637,9	128	1,0	0,003	125,5	0,0	I	685,0	862,2	4,26E+04	3,00E+06	
137	65,0	0,217	134,5	556,3	133	1,7	0,006	130,5	0,0	I	637,9	792,2	3,97E+04	2,79E+06	
142	65,0	0,217	139,5	556,2	138	1,0	0,003	135,5	0,0	I	556,3	684,4	3,46E+04	2,44E+06	
147	62,5	0,208	144,5	534,7	143	1,5	0,005	140,5	0,0	I	556,2	675,4	3,46E+04	2,44E+06	
152	55,0	0,183	149,5	470,5	148	1,1	0,004	145,5	0,0	I	534,7	675,8	3,33E+04	2,34E+06	
157	53,0	0,177	154,5	453,4	153	3,0	0,010	150,5	0,0	I	470,6	615,2	2,93E+04	2,06E+06	
162	48,5	0,162	159,5	414,9	158	4,2	0,014	155,5	0,0	I	453,5	610,1	2,82E+04	1,99E+06	
167	46,0	0,153	164,5	393,3	163	14,5	0,048	160,5	0,1	I	415,0	603,8	2,58E+04	1,82E+06	
172	41,5	0,138	169,5	354,9	168	21,0	0,070	165,5	0,1	I	393,4	606,2	2,45E+04	1,72E+06	
177	35,0	0,117	174,5	299,1	173	33,5	0,112	170,5	0,2	I	355,2	583,5	2,21E+04	1,56E+06	
182	34,0	0,113	179,5	290,7	178	50,0	0,167	175,5	0,3	I	299,5	530,6	1,86E+04	1,31E+06	
187	29,0	0,097	184,5	247,8	183	58,0	0,193	180,5	0,4	I	291,1	553,7	1,81E+04	1,27E+06	
192	26,0	0,087	189,5	222,0	188	86,0	0,287	185,5	0,6	I	248,4	511,2	1,55E+04	1,09E+06	
197	24,5	0,082	194,5	209,0	193	106,0	0,353	190,5	1,0	I	223,0	507,4	1,39E+04	9,77E+05	
202	20,0	0,067	199,5	170,8	198	101,0	0,337	195,5	2,3	I	211,3	508,8	1,31E+04	9,25E+05	
207	18,0	0,060	204,5	153,5	203	119,0	0,397	200,5	5,6	I	176,5	402,5	1,10E+04	7,73E+05	
212	17,0	0,057	209,5	145,2	208	131,0	0,437	205,5	6,6	I	160,1	368,3	9,96E+03	7,01E+05	
217	11,5	0,038	214,5	98,3	213	146,0	0,487	210,5	11,2	I	156,4	382,5	9,73E+03	6,85E+05	
222	10,1	0,034	219,5	86,2	218	153,5	0,512	215,5	15,2	I	113,5	288,6	7,06E+03	4,97E+05	
227	8,0	0,027	224,5	68,3	223	169,5	0,565	220,5	15,4	I	101,6	267,9	6,32E+03	4,45E+05	
232	6,0	0,020	229,5	51,3	228	181,0	0,603	225,5	19,9	I	88,2	243,4	5,49E+03	3,86E+05	
237	3,5	0,012	234,5	29,9	233	193,0	0,643	230,5	23,1	I	74,4	215,9	4,63E+03	3,26E+05	

APENDICE K:
 TESTE FOMECEL3 TS ACO ACOPLADO COM GERADOR DE AMONIA VAPORIZANDO AGUA (600g/10 min) 10 CARGAS

Data	16/2/89 I	Mintot	Mpan	Minliq	Tempin	Adicao	Mfintot	Mfinliq	Qaquec	Qevap	Qtotat	Pmedia	Efic.		
M.carga	[g]	600 I	[g]	[g]	[C]	[g]	[g]	[g]	[kJ]	[kJ]	[kJ]	[W]	[%]		
M.cargas		10 I	Panela 1	1766	564	1402	25	1314	574	10	852,3	6107,4	6959,7	471,5	7,5%
M.totat	[g]	6000 I	Panela 2	1803	339	1464	25	214,5	497	158	526,7	3431,8	3958,5	268,2	4,3%
Tempo	[min]	246 I	Panela 3	1328	294	1034	25		728	434	324,5	1354,2	1678,7	113,7	1,8%
W le	%	15,0 I													
PCI le	kJ/kg	15962,1 I	Total	5097	1197	3900	25	1528,5	1799	602	1703,5	10893,4	12596,9	853,4	13,6%
M.cur	[g]	120 I													
Qform	kJ	92292,5 I													
PMF	kW	6,3 I													

APENDICE K: TESTE FONEGELA TS ACO ACOPLADO COM GERADOR DE AMONIA VAPORIZANDO AGUA (200g/10 min.) 10 CARGAS

Tempo	Topcond	Toptube	Tadiba	Taguaen	Taguasa
[min]	[C]	[C]	[C]	[C]	[C]
0	25,4	24,9	24,5	25,5	27,2
5	25,5	25,0	26,4	25,6	27,4
10	27,6	26,5	51,4	25,7	27,8
15	55,4	54,4	67,0	25,7	27,6
20	67,9	80,3	91,0	26,1	28,1
25	80,1	107,8	120,0	26,1	28,1
30	97,4	114,0	139,8	26,4	29,8
35	112,8	121,5	160,0	26,5	33,8
40	128,1	125,8	180,2	26,7	31,7
45	143,1	128,8	199,3	27,1	29,4
50	153,3	131,3	208,5	27,3	28,6
55	169,4	136,1	219,7	27,6	28,9
60	162,0	133,5	212,4	27,8	28,9
65	158,2	131,5	208,1	28,1	29,0
70	154,1	129,6	201,3	28,5	29,3
75	154,0	130,9	205,7	28,9	29,4
80	150,0	128,5	195,3	28,7	29,6
85	146,6	127,9	194,5	28,8	30,0
90	146,0	127,4	191,8	28,8	30,1
95	142,8	126,7	187,5	28,8	30,5
100	137,6	124,5	180,5	29,0	30,5
105	133,7	124,2	176,1	29,1	31,3
110	130,3	122,7	170,6	28,5	32,8
115	126,2	120,8	163,1	28,7	33,8
120	120,0	116,1	154,2	26,7	36,6
125	114,0	113,5	146,9	27,8	36,4
130	108,9	112,2	139,8	28,3	39,1
135	104,8	112,0	134,4	30,1	41,5

APENDICE K: TESTE FOMEGL4 TS ACO ACOPLADO COM GERADOR DE AMONIA VAPORIZANDO AGUA (200g/10 min.) 10 CARGAS

FLUXO DE VAPOR				FLUXO D'AGUA				Pot Uconde				qc	qcx
Tempo	Muap	Fluxuap	Tempo	Pomevap	Tempo	Magua	Fluxag	Tempo	Pomeag	Pot	Uconde	[W/m2]	[W/m2]
[min]	[g]	[g/s]	[min]	[W]	[min]	[g]	[g/s]	[min]	[W]	[W]	[W/m2]	[W/m2]	[W/m2]
34	0,0	0,000	34	0,0	26	0,0	0,000	26,0	0,0	0,0	0,0	0,00E+00	0,00E+00
39	16,5	0,055	36,5	141,0	31	191,0	0,637	28,5	5,3	5,3	17,4	3,32E+02	2,33E+04
44	34,0	0,113	41,5	290,6	36	185,5	0,618	33,5	8,8	8,8	22,2	5,47E+02	3,85E+04
49	41,5	0,138	46,5	354,4	41	98,5	0,328	38,5	10,0	151,1	305,3	9,40E+03	6,62E+05
54	45,5	0,152	51,5	388,4	46	31,0	0,103	43,5	2,2	292,7	482,8	1,82E+04	1,28E+06
59	45,0	0,150	56,5	384,0	52	22,0	0,061	49,0	0,6	355,0	513,4	2,21E+04	1,55E+06
64	41,5	0,138	61,5	354,0	56	8,0	0,033	54,0	0,2	388,6	543,5	2,42E+04	1,70E+06
69	40,5	0,135	66,5	345,3	61	14,5	0,048	58,5	0,3	384,3	538,7	2,39E+04	1,68E+06
74	38,5	0,128	71,5	328,0	66	27,0	0,090	63,5	0,4	354,4	512,5	2,21E+04	1,55E+06
79	38,5	0,128	76,5	327,8	71	33,5	0,112	68,5	0,4	345,7	516,7	2,15E+04	1,51E+06
84	32,5	0,108	81,5	276,8	76	25,0	0,083	73,5	0,3	328,3	503,0	2,04E+04	1,44E+06
89	34,5	0,115	86,5	293,8	81	42,5	0,142	78,5	0,3	328,1	498,7	2,04E+04	1,44E+06
94	32,5	0,108	91,5	276,8	86	47,0	0,157	83,5	0,6	277,4	456,9	1,73E+04	1,22E+06
99	28,0	0,093	96,5	238,5	91	47,5	0,158	88,5	0,8	294,6	483,6	1,83E+04	1,29E+06
104	23,8	0,079	101,5	202,6	96	57,0	0,190	93,5	1,0	277,8	474,5	1,73E+04	1,22E+06
109	22,0	0,073	106,5	187,3	101	72,5	0,242	98,5	1,7	240,2	431,0	1,49E+04	1,05E+06
114	18,5	0,062	111,5	157,6	106	93,5	0,312	103,5	2,0	204,6	389,5	1,27E+04	8,96E+05
119	13,0	0,043	116,5	110,7	111	116,5	0,370	108,6	3,4	190,7	382,9	1,19E+04	8,35E+05
124	8,0	0,027	121,5	68,4	116	129,0	0,478	113,5	8,6	166,2	361,2	1,03E+04	7,28E+05
129	4,0	0,013	126,5	34,1	121	160,5	0,510	118,4	10,9	121,6	292,8	7,57E+03	5,33E+05
134	1,5	0,005	131,5	12,8	126	199,0	0,644	123,6	26,7	95,0	250,5	5,91E+03	4,16E+05
					131	221,0	0,759	128,6	27,3	61,4	178,4	3,82E+03	2,69E+05

APENDICE K: TESTE FOMEGL4 TS ACO ACOPLADO COM GERADOR DE AMONIA VAPORIZANDO AGUA (200g/10 min.) 10 CARGAS

Data	20/2/89	Mintot Mpan Minliq Tempin Adicao HfintotHfinliq Qaquec Qevap Qttotal Pmedia Efic.													
N.carga	[g]	200	[g]	[g]	[g]	[C]	[g]	[g]	[g]	[kJ]	[kJ]	[kJ]	[W]	[X]	
N.cargas		10	1929	564	1365	25		962	398	428,3	2182,5	2610,9	317,6	8,5%	
N.total	[g]	2000	1888	345	1543	25		1393	1048	484,2	1117,2	1601,4	194,8	5,22	
Tempo	[min]	137	1338	299	1039	25		1200	901	326,0	311,5	637,5	77,6	2,1%	
W le	X	15,0													
PCI le	kJ/kg	15962,1	Total	5155	1197	3958	25	0	3555	2358	1242,0	3611,2	4849,8	590,0	15,8%
N.cvr	[g]	40													
Qforn	kJ	30764,2													
PMF	kW	3,7													

APENDICE L

TESTES FOGEL 1 A FOGEL 3: COM FOGÃO DE CHAPA E TERMOSIFÃO DE AÇO INOX COM EVAPORADOR SOLDADO ABAIXO DA GRELHA DE COBRE NA CAMARA DE COMBUSTÃO E CONDENSADOR ACOPLADO À GELADEIRA PELO GERADOR DE AMÔNIA (FIG. VI.12) ENCHIMENTO DE 70 ml DE ÁGUA.

NOMENCLATURA:

Topcond = Temperatura no ponto 0 (fig. VI.12)

Toptubo = Temperatura no ponto 1

t1b = Temperatura no ponto 1b (início do tubo bomba)

t3 = Temperatura no ponto 3 (final do tubo bomba)

t1a" = Temperatura no ponto 1a" (saída do vapor de NH_3 do gerador)

Tadibm = Média das temperaturas na região adiabática

Tcong = Temperatura do ar no meio do congelador

Tgabmed = Média das três temperaturas do ar medidas no gabinete da geladeira

Mintot = massa inicial total (panela + água)

Minliq = Massa inicial de líquido na panela M_{pan} = massa da panela

Tempin = Temperatura inicial da água

Adicao = Massa de água adicionada durante o teste

Mfintot = Massa final total (panela + água)

Mfinliq = Massa final de líquido na panela

Qaquec = Calor utilizado para aquecimento da água

Qevap = Calor utilizado para a vaporização da água

Qtotat = Calor utilizado total

P media = Potência média útil

Efic. = Eficiência

APENDICE L: TESTE FOGELI FOGAO ACOPLADO A GELADEIRA DE ABSORCAO (300g/10 min) 10 CARGAS

tempo	topcond	toptubo	t 1b	t 3	t 1" a	t adibm	t cong	t gabmed
[min]	[C]	[C]	[C]	[C]	[C]	[C]	[C]	[C]
0	23.0	22.9	22.6	22.5	24.0	22.7	22.8	22.8
10	23.6	23.5	23.2	23.1	24.9	42.7	23.1	23.1
15	60.4	45.3	26.2	23.2	25.2	109.3	23.2	23.2
20	113.0	78.0	30.0	50.2	26.9	109.7	23.3	23.2
25	153.0	107.9	55.2	75.5	29.7	237.2	23.4	23.4
30	196.5	147.5	90.4	109.7	34.5	268.3	23.5	23.4
35	222.5	172.0	122.7	144.6	53.8	292.3	23.6	23.6
40	233.3	173.8	126.0	150.4	62.4	307.2	23.7	23.7
45	244.7	184.2	137.8	160.6	64.4	324.2	23.8	23.8
50	261.2	200.9	146.0	165.6	68.8	333.2	23.9	23.9
55	268.6	200.6	150.0	169.5	121.5	340.6	23.9	24.0
65	270.4	212.5	153.8	173.0	136.6	341.4	21.7	23.7
75	272.5	213.2	154.8	174.8	139.3	349.4	18.1	23.5
80	284.5	220.6	156.8	177.8	142.0	358.4	15.9	23.6
85	286.5	222.9	159.3	180.0	144.7	361.5	13.6	23.5
90	288.8	224.6	159.5	180.7	146.0	357.9	11.8	23.4
95	286.5	224.0	160.5	181.3	147.0	358.8	9.7	23.3
100	284.8	224.4	161.3	182.0	147.9	356.5	7.7	23.3
105	278.9	222.2	160.9	181.6	147.8	346.3	5.8	23.2
110	268.1	216.2	159.5	178.7	146.1	329.0	3.9	23.2
115	255.7	204.5	158.0	181.2	144.0	316.7	2.3	23.0
120	247.8	197.2	158.0	181.0	142.7	308.7	1.2	23.0
125	239.4	192.2	156.5	179.4	139.6	298.2	0.1	22.8
130	230.7	186.8	154.1	177.1	133.7	287.6	-1.1	22.8
135	222.0	182.0	151.4	174.7	108.0	276.2	-1.9	22.8
140	214.0	177.6	148.8	171.8	70.3	264.7	-2.5	22.9
145	207.3	174.5	146.6	170.9	67.3	255.0	-2.8	22.9
150	200.6	171.3	144.4	168.9	66.0	244.1	-3.0	22.9
155	197.6	178.7	148.5	160.4	64.7	233.2	-2.7	22.9
160	202.2	194.4	151.4	146.7	63.8	224.9	-2.2	22.9
165	200.2	197.0	148.2	135.8	63.0	215.2	-1.6	22.9
170	195.5	194.1	142.2	128.2	62.4	206.1	-1.0	23.1
175	187.7	188.0	133.4	121.0	61.8	195.7	-0.3	23.3
180	179.1	179.9	125.3	114.5	61.2	184.4	0.4	23.4

APENDICE L: TESTE FOGELI FOGAO ACOPLADO A GELADEIRA DE ABSORCAO (300g/10 min) 10 CARGAS

Data	4/3/89 I	Mintot	Mpan	Minliq	Tempin	Adicao	Mfintot	Mfinliq	Qaquec	Qevap	Qtotat	Pmedia	Efic.	
N.carga	[g]	300.0 I	[g]	[g]	[C]	[g]	[g]	[g]	[kJ]	[kJ]	[kJ]	[W]	[X]	
N.cargas		10.0 (Panela 1	1784.5	565.5	1219.0	27	716.5	932.6	367.1	591.2	3539.9	4131.0	382.5	8.9%
N.total	[g]	3000 (Panela 2	1916.5	341.5	1575.0	27		903.0	561.5	481.1	2287.5	2768.5	256.3	6.0%
Tempo	[min]	180.0 (Panela 3	1351.0	295.5	1055.5	27		928.0	632.5	322.4	954.7	1277.1	118.2	2.8%
W le	X	15.0 I=====												
PCI le	kJ/kg	15962.1 (Total	5052.0	1197.0	3855.0	27	716.5	2763.6	1566.6	1396.3	6782.1	8176.7	757.1	17.6%
M.cvr	[g]	50.0 I												
Qform	kJ	46436.3 I												
PNF	kW	4.3 I												

APENDICE L: TESTE FOGEL2 FOGAO ACOPLADO COM GELADEIRA DE ABSORCAO (400g/1o min.) 10 CARGAS

tempo	topcondto	toptubo	t 1b	t 3	t 1" a	tadibm	tcong	tgabmed	tamb
[min]	[C]	[C]	[C]	[C]	[C]	[C]	[C]	[C]	[C]
0	21.4	21.4	21.3	21.1	22.1	21.4	21.2	21.7	23.5
10	21.8	21.7	21.7	21.5	22.9	26.1	21.4	21.8	23.3
20	75.2	57.9	24.0	24.4	23.7	138.9	21.6	22.1	23.9
25	110.0	76.0	33.7	52.0	25.7	198.5	21.7	22.1	23.9
30	149.0	103.0	55.3	74.3	28.6	237.8	21.8	22.3	24.1
35	184.0	133.7	85.2	102.6	33.4	274.0	21.8	22.5	24.9
40	225.0	166.0	125.0	142.0	40.3	317.8	22.0	22.6	24.7
45	248.5	177.2	127.5	149.5	61.5	349.0	22.1	22.6	24.9
50	269.7	199.6	143.3	161.5	65.2	356.7	22.2	22.8	25.9
55	275.0	210.0	151.0	170.1	110.9	360.6	22.2	23.0	24.9
60	287.0	220.0	155.0	174.6	133.6	364.8	22.0	23.1	25.8
65	292.7	225.6	159.1	179.7	140.6	369.2	20.1	23.0	26.1
70	297.5	231.8	162.0	182.9	144.8	369.4	17.6	22.8	25.9
75	294.6	232.4	162.8	184.8	147.6	371.0	15.6	22.7	26.6
80	295.5	233.0	162.7	184.6	148.7	370.9	13.1	22.6	27.3
85	293.7	231.0	163.1	184.8	148.9	375.7	10.7	22.5	28.3
90	294.2	232.0	164.4	186.1	150.0	380.1	8.0	22.5	28.0
95	294.6	231.5	165.1	187.0	151.1	384.7	5.5	22.4	29.6
100	296.0	232.4	165.0	187.3	152.1	388.4	3.8	22.3	29.1
110	297.2	233.9	166.8	188.3	153.9	388.9	0.1	21.3	29.3
120	298.1	230.7	165.8	187.5	153.0	370.3	-2.5	19.8	29.4
130	283.3	226.1	164.7	185.4	151.8	356.5	-4.7	18.0	29.8
140	265.1	214.5	161.1	179.8	147.5	328.6	-6.3	16.1	29.8
150	246.2	203.2	158.0	176.0	143.1	302.8	-7.5	15.2	29.8
160	230.7	192.7	157.4	181.7	141.4	280.3	-8.2	15.3	30.3
170	213.4	183.4	153.8	177.8	130.3	256.8	-8.7	15.9	29.9
180	199.8	180.0	150.6	172.3	67.0	237.4	-9.2	16.3	30.4
190	207.3	204.8	154.6	151.0	64.0	224.9	-9.0	16.9	30.9
200	195.5	197.1	137.5	131.3	62.5	206.2	-7.6	17.5	30.7
210	181.0	182.7	122.9	116.2	61.1	189.8	-6.0	18.0	30.9

APENDICE L: TESTE FOGEL2 FOGAO ACOPLADO COM GELADEIRA DE ABSORCAO (400g/1o min.) 10 CARGAS

Data	5/3/89	1	Mintot	Mpan	Minliq	Tempin	Adicao	Mfintot	Mfinliq	Qaquec	Qevap	Qttotal	Fmedia	Efic.	
M.carga	[g]	400.0	[g]	[g]	[g]	[C]	[g]	[g]	[g]	[kJ]	[kJ]	[kJ]	[W]	[X]	
N.cargas		10.0	IPanela 1	1835.0	563.5	1271.5	27	934.5	732.0	168.5	673.8	4598.6	5272.4	462.5	8.3%
M.total	[g]	4000	IPanela 2	1840.0	340.5	1499.5	27	327.0	857.0	516.5	557.9	2956.7	3514.5	308.3	5.5%
Tempo	[min]	190.0	IPanela 3	1292.5	294.5	998.0	27		785.5	491.0	304.8	1144.3	1449.1	127.1	2.3%
W le	X	15.0	=====												
PCI le	kJ/kg	15962.1	Total	4967.5	1197.0	3770.5	27	1261.5	2374.5	1177.5	1536.9	8699.6	10236.1	897.9	16.1%
M.cvr	[g]	10.0													
Qfor	kJ	63558.3													
PMF	kW	5.6													

APENDICE L: TESTE FOGEL3 FOGAO ACOPLADO COM GELADEIRA DE ABSORCAO (400g/10 min) 10 CARGAS REINICIADO DEPOIS

tempo	topcond	toptubo	t lb	t 3	t i'a	Tabim	tcong	tgabwed	tamb
[min]	[C]	[C]	[C]	[C]	[C]	[C]	[C]	[C]	[C]
0	23.1	23.9	22.6	22.6	24.3	22.9	21.9	22.5	25.3
5	30.2	26.3	22.8	22.9	24.6	83.1	21.9	22.6	26.0
10	82.0	59.0	24.0	40.0	25.6	162.0	22.0	22.7	26.4
15	131.0	94.2	44.3	64.8	27.9	217.5	22.1	22.8	26.3
20	174.3	131.3	76.9	97.3	32.0	249.9	22.2	22.9	26.5
30	232.0	182.4	127.4	148.6	60.2	300.8	22.4	23.1	27.3
35	231.1	180.0	135.2	153.6	62.7	301.3	22.5	23.2	27.8
40	240.1	189.0	142.8	161.9	65.1	313.5	22.5	23.2	27.0
45	249.8	198.7	148.4	168.5	83.5	328.8	22.6	23.3	27.6
50	264.4	209.2	152.2	173.3	129.9	343.3	22.4	23.4	28.2
55	273.8	216.0	156.0	177.4	138.2	357.4	21.0	23.1	28.1
60	282.0	221.0	158.2	180.0	142.2	360.9	18.2	23.1	28.4
65	285.6	224.0	159.9	182.2	145.2	368.2	15.8	23.1	27.5
70	289.7	226.5	161.4	183.6	147.5	369.7	13.6	23.0	28.1
75	288.1	225.4	161.6	184.0	148.3	369.8	11.8	23.0	28.2
80	287.6	226.0	162.9	185.4	150.2	368.8	9.3	22.9	28.8
85	285.8	225.5	163.5	185.5	151.1	364.1	7.3	22.8	28.6
90	284.5	225.2	163.4	185.7	151.3	360.3	5.1	22.6	28.5
100	280.4	222.6	163.0	185.1	150.9	356.1	1.7	22.0	28.5
105	280.5	223.4	163.4	185.5	151.2	355.8	0.0	21.4	28.5
115	284.0	225.0	163.8	186.1	151.8	357.6	-2.4	20.0	29.2
120	282.0	223.7	164.5	185.4	151.7	352.5	-3.8	19.1	28.2
130	266.6	215.8	160.9	180.4	148.2	330.0	-5.4	17.5	27.8
140	250.2	205.4	150.5	176.1	144.2	306.0	-6.7	16.9	29.1
150	237.6	196.4	157.0	180.8	142.4	289.7	-7.5	16.4	29.7
160	225.2	188.5	155.5	179.0	138.4	271.7	-8.8	16.4	30.5
170	210.6	181.0	151.7	176.3	107.0	252.9	-10.1	16.5	31.0
180	201.5	176.1	148.1	174.1	68.6	239.9	-10.9	16.9	31.5
190	207.7	201.1	157.2	155.8	64.5	230.6	-11.1	17.3	31.3
240	155.2	156.1	102.8	91.7	59.5	161.1	-5.4	19.0	33.0
250	140.0	141.3	95.7	87.7	59.2	151.1	-4.0	20.1	31.2
260	156.9	153.2	95.3	85.3	58.9	188.5	-2.5	20.9	31.2
270	177.3	150.3	111.0	128.0	60.6	238.0	-1.2	21.5	30.9
280	220.9	177.5	132.8	158.7	64.1	292.5	-0.2	21.8	30.7
290	244.3	195.8	148.6	168.5	119.7	309.7	0.8	22.2	31.4
300	251.0	203.5	155.4	175.2	137.4	312.3	0.7	22.3	30.9
310	249.7	203.8	157.0	176.7	140.6	310.8	-1.2	22.3	31.0
320	244.8	201.6	157.1	179.0	141.7	299.0	-3.1	22.4	32.0
330	235.6	195.5	156.6	179.4	141.5	286.2	-5.2	22.4	32.9
340	223.0	187.0	154.0	177.6	137.5	269.5	-6.9	22.4	32.0
350	209.0	180.0	151.5	176.2	121.3	249.0	-8.0	22.6	31.2
360	206.6	196.0	156.7	170.9	67.3	237.4	-8.8	22.6	31.6

APENDICE L: TESTE FOGEL3 FOGAO ACOPLADO COM GELADEIRA DE ABSORCAO (400g/10 min) 10 CARGAS REINICIADO DEPOIS

Data	6/3/89	I	Mintot	Mpan	Minliq	Tempin	Adicao	Mfintot	Mfinliq	Qaquec	Qevap	Qtotat	Pmedia	Efic.	
M.carga	[g]	400.0	I	[g]	[g]	[g]	[C]	[g]	[g]	[g]	[kJ]	[kJ]	[kJ]	[W]	[X]
M.cargas		10.0	IPanela 1	1667.5	341.0	1326.5	25	1010.0	650.5	309.5	733.2	4574.9	5308.1	465.6	8.4X
M.total	[g]	4000	IPanela 2	1188.0	294.5	893.5	25	991.0	979.0	684.5	591.4	2708.4	3299.8	289.5	5.2X
Tempo	[min]	190.0	IPanela 3	743.5	225.0	518.5	25	334.5	631.0	406.0	267.7	1008.9	1276.6	112.0	2.0X
W le	X	15.0	I=====												
PCI le	kJ/kg	15962.1	ITotal	3599.0	1197.0	2402.0	25	2335.5	2260.5	1063.5	1486.6	8292.2	9884.4	867.1	15.6X
M.cvr	[g]	10.0	I												
Qforn	kJ	63558.3	I												
PMF	kW	5.6	I												