

SISTEMA AUTÔNOMO DE SECAGEM

074/85

Este exemplar corresponde a
redação final da tese defendida
por José Tomas Vieira Pereira e
aprovada pela comissão julgadora
em 06/09/85

Daniel de Carvalho Macedo

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

SISTEMA AUTÔNOMO DE SECAGEM

Autor: *José Tomaz Vieira Pereira*

Orientador: *Isaias de Carvalho Macedo*

Tese submetida à Comissão de Pós-Graduação
da Faculdade de Engenharia de Campinas -
UNICAMP, como parte dos requisitos para
obtenção do título de DOUTOR EM ENGENHARIA
MECÂNICA.

Campinas - SP - Brasil

Setembro de 1985

À

Arlete

Maurício e Francisco

AGRADECIMENTOS

Ao Prof. ISAIAS DE CARVALHO MACEDO pela orientação deste trabalho.

Ao Prof. CARLOS A. C. ALTEMANI e aos demais colegas do Departamento de Engenharia Mecânica pelo apoio e colaboração.

Ao LUIZ ZANAGA e aos técnicos do Setor e em especial ao SILVIO DE SOUZA pela montagem do equipamento e auxílio na realização das experiências com o gaseificador.

A TAKA OTA PERRONI e IVETE MUTUGUMA pelo trabalho de datilografia.

Ao WILTON FURQUIM pelos desenhos.

Ao Dr. SERGIO VASCO DE TOLEDO e a Secção de Café do Instituto Agrônomo de Campinas pelo fornecimento do café.

À Prof.^a RUTH GARRUTI e ao Departamento de Análise Sensorial da Faculdade de Engenharia de Alimentos pelas análises do café seco.

Ao Dr. ALDIR ALVES TEIXEIRA e ao Instituto Brasileiro do Café pelas análises do café seco.

Ao Prof. JOSÉ LUIZ V. DA ROCHA e ao Departamento de Pré Processamento da Faculdade de Engenharia Agrícola, pelo empréstimo do silo de grãos e do psicógrafo.

Aos Professores do Setor de Eletrotécnica do Departamento de Engenharia Elétrica pela colaboração nos testes do gerador.

À RIPASA S/A pelo fornecimento dos cavacos de madeira.

À DURAFLORA e DURATEX pelo fornecimento da madeira cortada em pequenos pedaços.

À VENTILEX pela doação do ventilador utilizado no sistema de secagem.

À YAMMAR pela substituição do cabeçote do motor estacionário.

RESUMO

Este trabalho teve como objetivo o desenvolvimento de um Sistema de Secagem capaz de operar em locais não servidos por energia elétrica e que utilizasse basicamente um combustível passível de ser produzido localmente. Esse sistema denominado SISTEMA AUTÔNOMO DE SECAGEM, foi constituído por um Gaseificador de madeira, tipo co-corrente, um motor estacionário de combustão interna, um ventilador radial, trocadores de calor, ciclone, filtros, dutos de conexão e silo de grãos. O gaseificador era o responsável pelo fornecimento de toda a energia mecânica e térmica, exceto aquela necessária para a partida do Sistema.

O gaseificador foi estudado e testado para determinação de sua faixa de operação (potência) sem produção de alcatrão. Foi verificada também a influência do tamanho da partícula de madeira sobre a produção de alcatrão. Para a faixa de tamanhos de cavacos testada, a potência do gaseificador foi limitada apenas pela perda de carga e não pela produção de alcatrão como era esperado.

Para testar o motor estacionário foi construído um banco de ensaios, utilizando um gerador de corrente alternada como freio dinamométrico. O motor foi testado, alimentado com gasolina e com gás pobre, e sua eficiência foi relacionada com a rotação e a carga. Os resultados foram generalizados para todo o campo de operação do motor.

O ensaio do ventilador foi efetuado utilizando-se a montagem do próprio Sistema de Secagem. Os testes do ventilador possibilitaram a determinação de sua curva característica e eficiência.

A determinação da temperatura do ar de secagem foi efetuada através do ensaio de todo o Sistema (com o silo de grãosazio), para várias vazões de ar, com o motor sendo alimentado com gasolina e com gás pobre, em várias rotações.

Os resultados dos ensaios de cada componente, juntamente com os resultados dos ensaios do conjunto possibilitaram a simulação numérica da operação do Sistema. Os resultados da simulação foram comparados com os resultados experimentais e estendidos a toda a faixa de operação do motor estacionário.

O Sistema mostrou-se muito eficiente do ponto de vista do aproveitamento da energia. A eficiência total definida como a relação percentual entre as energias mecânica + térmica e a energia do combustível variou entre um mínimo de 36% a um máximo de 78%.

A simulação da secagem de grãos foi desenvolvida a partir do Modelo de Thompson e seus resultados foram comparados com resultados experimentais da secagem realizada com este Sistema e com resultados experimentais obtidos por outros pesquisadores.

A simulação da secagem, juntamente com a simulação da operação do Sistema foram utilizadas para estudar os efeitos da posição do ventilador e a influência do binômio vazão-temperatura sobre a secagem e o consumo de energia.

A instalação do ventilador após o silo (fazendo aspiração) proporcionou uma secagem mais uniforme entre as várias camadas de grãos.

O aumento da temperatura propicia uma secagem mais rápida, mas muito desigual.

Os resultados são analisados e apresentados na forma de tabelas e gráficos.

SUMMARY

The objective of the present work is the development of a drying system suitable for operation without electric energy and that could be fed by locally produced fuel. The system herein called SELF-SUFFICIENT DRYING SYSTEM is constituted by a moving bed wood gasifier, an internal combustion engine, a fan, heat exchangers, cyclone and filters, ducts and grain bin. All mechanical and thermal energy used to operate the system, except that needed for its starting is supplied by the wood gasifier.

The wood gasifier was tested to find out its tar free operation range and the influence of wood size in tar production. In the whole range of wood size tested, power generation was limited by heat losses instead of tar production as could be expected.

An alternated current generator was used as a dynamometer brake to test the internal combustion engine. The engine was tested running with petrol and poor gas, and its efficiency related to speed and brake power. Results were generalized for the whole engine operation range.

The drying air temperature was measured with empty bin through the operation of the whole system, for several air flow rates, with the engine fed by petrol and poor gas at various rotations.

Results of those tests of each component as well as tests with the whole system made possible the numerical simulation of the system. Simulation results were compared with experimental ones and extended to the whole range of engine operation.

The system proved to be very efficient as for as energy use is concerned. The total efficiency, defined as the percent ratio of mechanical plus thermal energy to the full heat content, varied from a minimum of 36% to a maximum of 78%.

Grain drying was simulated by means of Thompson's model, and the results compared with experimental data obtained by the present author as well as those obtained by other workers.

The system operation simulation together with the grain drying simulation were used to study the effects of fan position relative to grain silo and the influence of air temperature and flow rate over drying time and energy consumption. Setting up the fan behind the bin (suctioning rather than blowing) promoted a more uniform drying among the several layers.

Increasing the temperature allows a quicker but rather unequal drying. Results are presented in table and graphic forms and discussed.

INDICE GERAL

Resumo	iii
Summary	v
CAPÍTULO 1 - INTRODUÇÃO	1
CAPÍTULO 2 - DESCRIÇÃO DA MONTAGEM EXPERIMENTAL	5
2.1 - INTRODUÇÃO	7
2.2 - MONTAGEM EXPERIMENTAL PARA TESTE DO GASEIFICADOR	8
2.2.1 - Introdução	8
2.2.2 - Características gerais	9
2.2.3 - Considerações sobre o dimensionamento de gaseificadores co-correntes	11
2.2.4 - Gaseificador utilizado na experiência	14
2.2.5 - Montagem do gaseificador co-corrente para testes	15
2.3 - MONTAGEM EXPERIMENTAL PARA TESTE DO MOTOR ESTACIONÁRIO	16
2.3.1 - Introdução	16
2.3.2 - Montagem experimental para teste do gerador	17
2.3.3 - Montagem experimental para teste do ventilador	18
2.3.4 - Montagem experimental para teste do motor estacionário	22
2.4 - MONTAGEM EXPERIMENTAL PARA CALIBRAÇÃO DAS PLACAS DE ORIFÍCIO	24
2.5 - MONTAGEM EXPERIMENTAL PARA TESTE DO SISTEMA DE SECAGEM	26
CAPÍTULO 3 - INSTRUMENTAÇÃO	29
3.1 - INSTRUMENTAÇÃO PARA MEDIDA DE FORÇA E/OU MASSA	31
3.2 - EQUIPAMENTOS PARA MEDIDA DE POTÊNCIA ELÉTRICA	32
3.3 - INSTRUMENTOS PARA MEDIDA DE PRESSÃO	32
3.4 - INSTRUMENTOS PARA MEDIDA DE TEMPERATURA	33
3.5 - INSTRUMENTOS PARA MEDIDA DE TEMPO	34
3.6 - INSTRUMENTOS PARA MEDIDA DE ROTAÇÃO	35
3.7 - EQUIPAMENTOS PARA MEDIDA DE UMIDADE RELATIVA	35
CAPÍTULO 4 - PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL	36
4.1 - INTRODUÇÃO	38
4.2 - GASEIFICADOR	38
4.2.1 - Preparação do combustível	38
4.2.2 - Operação do gaseificador	40
4.2.3 - Determinação do teor de alcatrão	43

4.3 - MOTOR ESTACIONÁRIO	44
4.3.1 - Procedimento para teste do gerador	44
4.3.2 - Procedimento para teste do ventilador	45
4.3.3 - Procedimento para teste do motor esta cionário operando gasolina	46
4.4 - PLACAS DE ORIFÍCIO	47
4.5 - SISTEMA DE SECAGEM	47
4.5.1 - Determinação das temperaturas do ar de secagem	48
4.5.2 - Secagem do café	49
CAPÍTULO 5 - REDUÇÃO DOS DADOS OBTIDOS	52
5.1 - INTRODUÇÃO	54
5.2 - GASEIFICADOR	54
5.3 - GERADOR	57
5.4 - MOTOR ELÉTRICO DE CORRENTE ALTERNADA	63
5.5 - VENTILADOR	65
5.6 - PLACAS DE ORIFÍCIO	69
5.7 - MOTOR ESTACIONÁRIO	75
5.8 - SISTEMA DE SECAGEM	80
CAPÍTULO 6 - SIMULAÇÃO DO SISTEMA DE SECAGEM	87
6.1 - INTRODUÇÃO	89
6.2 - CARACTERIZAÇÃO DOS GANHOS DE CALOR	89
6.2.1 - Refrigeração do Motor Estacionário	90
6.2.2 - Ventilador	92
6.2.3 - Conjunto gaseificador	94
6.2.4 - Gás de escape	95
6.3 - SIMULAÇÃO	95
CAPÍTULO 7 - SIMULAÇÃO DA SECAGEM	102
7.1 - INTRODUÇÃO	104
7.2 - MODELO DE THOMPSON	105
7.3 - PERDA DE CARGA	110
7.4 - SIMULAÇÃO	112
CAPÍTULO 8 - RESULTADOS EXPERIMENTAIS E SIMULADOS	116
8.1 - INTRODUÇÃO	118
8.2 - GASEIFICADOR	118
8.3 - SISTEMA DE SECAGEM	121
8.4 - SECAGEM DE CAFÉ	128

CAPÍTULO 9 - CONCLUSÕES	141
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	146
APÊNDICE 1 - PROGRAMAS DE COMPUTADOR	150
APÊNDICE 2 - ANÁLISES DO CAFÉ	162
APÊNDICE 3 - FOTOS	167

CAPÍTULO 1

INTRODUÇÃO

CAPÍTULO 1

INTRODUÇÃO

O processo de secagem consiste em reduzir o teor de umidade do produto para um valor no qual ele possa ser manuseado e/ou armazenado por períodos relativamente longos sem se deteriorar.

A secagem pode ser feita de modo chamado "natural", no qual o produto é exposto ao sol. Esse é o processo mais antigo, mas por depender muito das condições atmosféricas e ser um proceso demorado (com perda muito grande de produto), tem cedido lugar ao processo de secagem "artificial".

Na secagem "artificial", o ar aquecido e com baixa umidade relativa é insuflado através do produto. O aquecimento do ar pode ser obtido através da energia elétrica, queima de derivados de petróleo ou biomassa, ou coletores solares. No último caso, a temperatura do ar é relativamente baixa, (5 a 15°C acima da temperatura ambiente) e nos demais a temperatura é imposta pelas características do produto a ser seco e pela qualidade final desejada, situando-se na faixa de 60 a 200 graus centígrados.

Até a eclosão da crise do petróleo não se deu muita importância ao aspecto econômico da energia utilizada na secagem e os sistemas em geral apresentavam eficiências muito baixas.

Com a crise, a energia necessária a secagem passou a ser computada como um custo que precisa ser minimizado, e o interesse pelo aquecimento do ar através de coletores solares e fontes alternativas aumentou muito.

A preocupação maior tem sido com a energia para aquecimento do ar, o que é justificado, uma vez que a energia mecânica necessária ao processo é uma fração pequena da energia total (térmica + mecânica) requerida [2], ficando em geral abaixo de 25%, mesmo para os secadores que operam com grandes vazões e baixas temperaturas.

Na falta de preocupação com a energia mecânica de acionamento dos ventiladores está implícita a suposição de que essa energia é disponível e barata, o que só é correto para as regiões servidas pela rede de distribuição de energia elétrica. Para as demais regiões, deve-se recorrer aos motores estacionários (grupos geradores ou não) ou as tomadas de força das máquinas agrícolas, com os inconvenientes de estar consumindo derivados de petróleo ou álcool.

Além disso, os motores de combustão interna apresentam um rendimento relativamente baixo e grande parte da energia do combustível é perdida na forma de calor, principalmente pelos gases de escape e na refrigeração do motor.

O aproveitamento desse calor para aquecimento do ar de secagem representa uma utilização mais racional da energia, reduzindo, ou mesmo eliminando outras fontes de energia térmica para o processo de secagem, dependendo da temperatura do ar de secagem desejada.

O problema do combustível poderia ser resolvido pela utilização de um gaseificador de madeira para alimentação do motor, o que além de propiciar uma redução substancial no custo do combustível permitiria uma maior autonomia de uso dos secadores nas regiões mais distantes.

O sistema de secagem desenvolvido recebeu o nome de SISTEMA AUTÔNOMO DE SECAGEM e era constituído por um gaseificador de madeira do tipo co-corrente, um motor estacionário, um ventilador, trocadores de calor, sistema de limpeza do gás, dutos e silo secador. Cada um desses componentes foi estudado e/ou testado para levantamento de suas características, de forma a permitir a simulação numérica da operação do Sistema.

A relação entre as energias mecânica e térmica, para toda a faixa de operação estudada esteve entre 9% e 20%, o que é bastante favorável a secagem a baixas temperaturas. A eficiência total, definida como a relação percentual entre as energias mecânica + térmica e a energia do combustível esteve entre 36,5% e 78,5%.

A simulação numérica da secagem foi efetuada utilizando-se o Modelo de Thompson, e sua combinação com a simulação numérica da operação do Sistema permitiu estudar o efeito da posição do ventilador relativamente ao silo secador, bem como a influência do binômio vazão de ar-temperatura sobre a secagem.

C A P Í T U L O 2

DESCRIÇÃO DA MONTAGEM EXPERIMENTAL

CAPÍTULO 2 - DESCRIÇÃO DA MONTAGEM EXPERIMENTAL

2.1 - INTRODUÇÃO

2.2 - MONTAGEM EXPERIMENTAL PARA TESTE DO GASEIFICADOR

2.2.1 - Introdução

2.2.2 - Características gerais

2.2.3 - Considerações sobre o dimensionamento de gaseificadores co-correntes

2.2.4 - Gaseificador utilizado na experiência

2.2.5 - Montagem no gaseificador co-corrente para testes

2.3 - MONTAGEM EXPERIMENTAL PARA TESTE DO MOTOR ESTACIONÁRIO

2.3.1 - Introdução

2.3.2 - Montagem experimental para teste do gerador

2.3.3 - Montagem experimental para teste do ventilador

2.3.4 - Montagem experimental para teste do motor estacionário.

2.4 - MONTAGEM EXPERIMENTAL PARA CALIBRAÇÃO DAS PLACAS DE ORIFÍCIO

2.5 - MONTAGEM EXPERIMENTAL PARA TESTE DO SISTEMA DE SECAGEM

CAPÍTULO 2

DESCRIÇÃO DA MONTAGEM EXPERIMENTAL

2.1. INTRODUÇÃO

Os Sistemas de Secagem são geralmente constituídos por um dispositivo para movimentação do ar, dutos de conexão, reservatórios onde os grãos são colocados e dispositivos para aquecimento e/ou secagem do ar. Os grãos podem ficar parados (secagem por batelada), ou ser movimentados (secagem contínua) [1].

Os Sistemas de Secagem são ainda classificados quanto a temperatura do ar de secagem em Sistemas de Altas Temperaturas (60 - 200°C) e Sistemas de Baixas Temperaturas (até 60°C).

Na maioria dos Sistemas de Secagem a energia mecânica para movimentação do ventilador é fornecida por um motor elétrico e a energia térmica provém de aquecedores elétricos e/ou fornalhas alimentadas por combustíveis fósseis ou biomassa. Recentemente tem se difundido o uso da Energia Solar para aquecimento do ar em Sistemas de Secagem a baixas temperaturas [2].

Nos Sistemas de altas temperaturas, o ventilador aspira o ar da atmosfera e sopra-o através dos dispositivos de aquecimento, dutos e silos. Nos Sistemas de baixas temperaturas, principalmente nos que utilizam Energia Solar, o ventilador pode ser instalado antes ou depois do aquecedor solar, dependendo das características do aquecedor solar.

O Sistema de Secagem utilizado neste trabalho pode ser classificado como um Sistema de Baixa Temperatura e é caracterizado por ter, como fonte principal de energia, um gaseificador de madeira que é responsável pelo fornecimento de toda a energia mecânica e térmica utilizada na secagem (exceto a necessária para a partida do Sistema).

O Sistema completo, cuja montagem está descrita no item 2.5 foi constituído por um Gaseificador de madeira, do tipo co-

corrente, um motor de combustão interna de ciclo Otto, um ventilador radial, trocadores de calor, filtros e dutos de conexão.

Alguns desses componentes foram testados e/ou estudados separadamente para levantamento de suas características. As montagens desses componentes estão descritas nos itens seguintes.

2.2. MONTAGEM EXPERIMENTAL PARA TESTE DO GASEIFICADOR

2.2.1. Introdução

Os objetivos principais dos testes com o gaseificador foram:

- a) determinar a faixa de operação (potência) do gaseificador.
- b) verificar a influência do tamanho das partículas de madeira sobre a produção de alcatrão.

A gaseificação de combustíveis sólidos é empregada desde o início do século XIX, mas seu desenvolvimento tecnológico foi caracterizado por fases de grande esforço e fases de relativo ou completo abandono.

A utilização de gasôgênio para acionamento de motores, principalmente em veículos, foi bastante intensa durante a 2.^a Grande Guerra, e segundo SKOV [3] a Suíça chegou a ter 35000 veículos alimentados por gasogênios naquele período. Entretanto com a abundância de combustível líquido no pós guerra e sua maior facilidade de uso, os gasogênios foram esquecidos e muito da tecnologia e conhecimento sobre o assunto se perdeu.

Uma visão geral dos processos de gaseificação mais antigos pode ser encontrada em SKOV [3].

Nos anos recentes, com a crise do petróleo e o despertar da consciência da necessidade de se buscar formas alternativas de energia, os gaseificadores voltaram a ser estudados e utilizados. MAKRAY [4] apresenta uma resenha bastante atualizada e completa sobre o assunto.

Dentre os vários tipos de gaseificadores existentes, o mais indicado para combustíveis com alcatrão (biomassas em geral) é o gaseificador co-corrente [3,4,5]. Esses gaseificadores apresentam variações construtivas, mas suas características principais são comuns a todos eles. Essas características estão descritas no parágrafo a seguir.

2.2.2. Características Gerais

O Gaseificador é usualmente dividido em 4 zonas, para efeito de estudo dos processos: Zona de Oxidação, Zona de Pirólise, Zona de Secagem e Zona de Redução.

Zona de Oxidação

Situa-se próxima aos bicos de entrada de ar. Nessa Zona a temperatura atinge de 1200 a 1600 graus centígrados. Essa região, além de ser responsável pela geração do calor necessário ao processo, converte e oxida todos os produtos orgânicos condensáveis (alcatrões) provenientes da Zona de Pirólise. Essa Zona deve ser cuidadosamente projetada para evitar regiões frias por onde o alcatrão possa passar sem sofrer o processo de decomposição. Medidas efetuadas por GROENEVELD [5] para escoamento de ar em leitos frios mostraram que a penetração do jato de ar é influenciada fortemente pelo tamanho da partícula e praticamente independente da vazão de ar. Quanto menor a partícula, menor a penetração do jato de ar e portanto menor a Zona de Oxidação. Isso explica o fato de, empiricamente, a maioria dos gaseificadores exigirem um tamanho mínimo das partículas para que o gás produzido seja livre de alcatrão.

As regiões frias podem ser evitadas pela redução da secção transversal do gaseificador abaixo das entradas de ar e pela distribuição radial do ar através de bicos instalados nas pare

des do gaseificador ou na entrada central de ar. A Fig. 2.1 ilustra essas possibilidades.

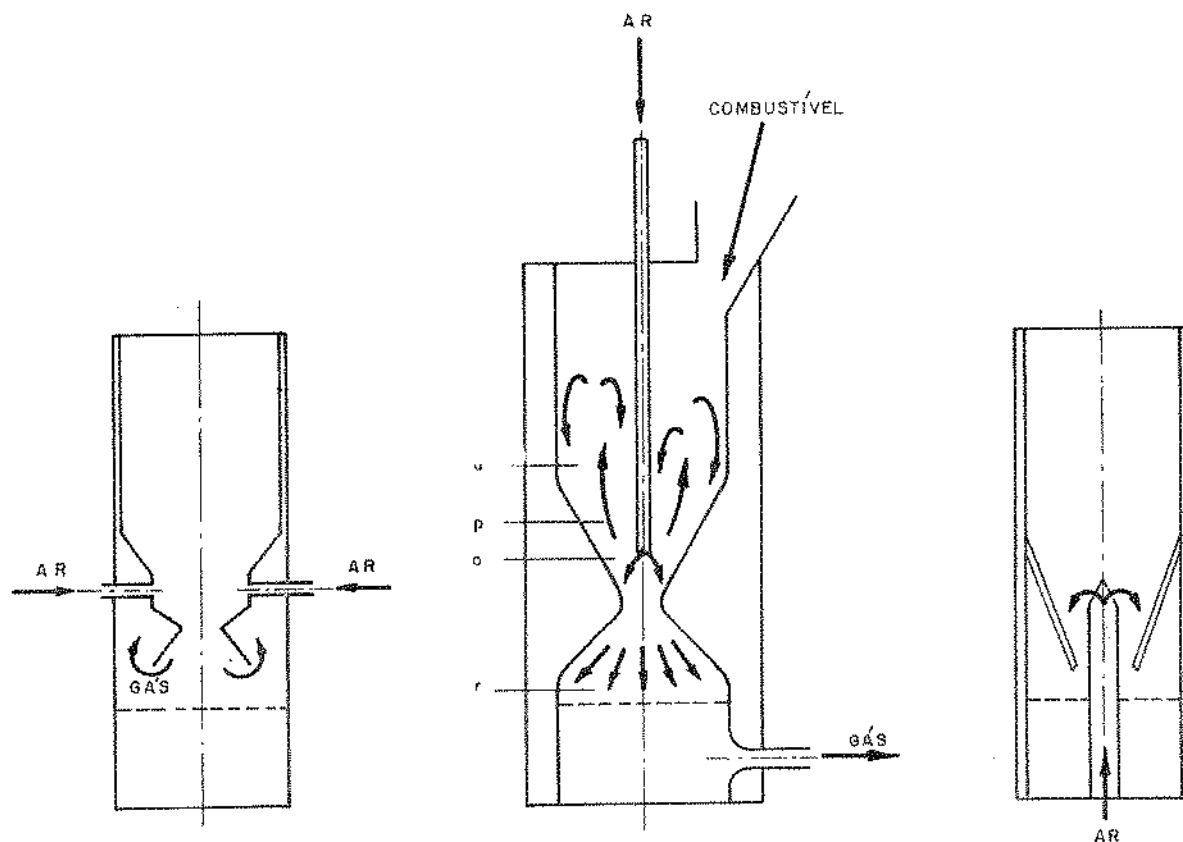


FIG. (2.1) GASEIFICADORES CO - CORRENTES

Zona de Pirólise

Essa Zona inicia-se a alguns diâmetros (das partículas) acima das entradas de ar e termina na garganta do gaseificador. A decomposição térmica da madeira inicia-se quando a temperatura atinge cerca de 250°C e termina a uma temperatura por volta de 600°C . Nesse processo, a madeira é transformada em carvão vegetal perdendo todos os voláteis.

Zona de Secagem

Está situada acima da Zona de Pirólise. Apesar da dificuldade de transferência de calor das Zonas de Pirólise e Oxidação para o restante do Silo do Gaseificador, a região próxima a Zona de Pirólise atinge temperaturas suficientes para que ocorra o processo de secagem da madeira. A água evaporada nessa Zona é

parcialmente condensada nas partículas frias de madeira das Zonas superiores e nas paredes do gaseificador. O vapor não condensado escoou junto com os gases gerados nas Zonas inferiores.

Zona de Redução

É a região abaixo da garganta do gaseificador. Essa Zona é caracterizada por reações endotérmicas que utilizam o calor sensível dos gases e do carvão provenientes da Zona de Oxidação. Essas reações envolvem o vapor d'água, o dióxido de carbono e o carbono do carvão, produzindo hidrogênio e monóxido de carbono, que são os principais combustíveis do gás que sai do gaseificador. Segundo GROENEVELD [5], próximo a Zona de Oxidação, onde a temperatura é elevada, o carbono é consumido das camadas externas das partículas, provocando uma redução em seu tamanho e facilitando o escoamento. Nas regiões mais afastadas e portanto mais frias, o carbono é consumido da partícula toda, tornando-a porosa e reduzindo-lhe a resistência mecânica até provocar sua fragmentação.

O comprimento da Zona de Redução depende principalmente das características do combustível, capacidade específica, perda de carga e escoamento dos sólidos. É sugerido por GROENEVELD [5] que uma Zona de Redução com $0,5 \text{ m}^3/\text{m}^2$ de área de garganta é, na maioria dos casos, suficiente. O Gaseificador utilizado nesta montagem apresenta uma relação de $0,9 \text{ m}^3/\text{m}^2$, enquanto que no utilizado por MAKRAY [4] essa relação é maior que $2,0 \text{ m}^3/\text{m}^2$.

2.2.3. Considerações sobre o dimensionamento de gaseificadores de madeira co-correntes.

Uma leitura cuidadosa do trabalho de GROENEVELD [5], visando extrair subsídios para o projeto de gaseificadores de madeira, co-correntes, permite algumas considerações interessantes.

Basicamente é proposta uma configuração para o gaseificador co-corrente, com as relações geométricas mostradas na Fig. 2.2.

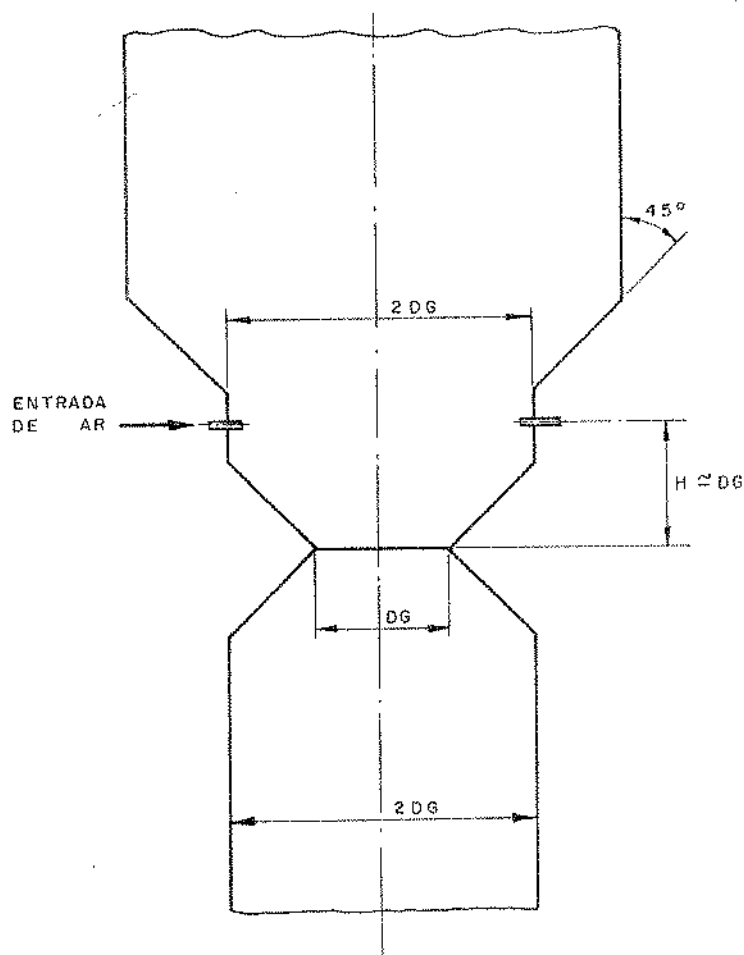


FIG. (2.2) RELAÇÕES GEOMÉTRICAS PARA GASEIFICADORES
CO - CORRENTES

Com alguma margem de segurança pode ser sugerido que para a produção de gás sem alcatrão, o diâmetro das partículas e o diâmetro da garganta do gaseificador devem guardar a relação:

$$.05 D_g < D_p < .35 D_g \quad (2.1)$$

onde:

D_g : diâmetro da garganta do gaseificador (m)
 D_p : diâmetro das partículas de madeira (m)

O tempo de permanência das partículas na Zona de Pirólise é relacionado com o tempo que o interior da partícula demora para atingir a temperatura de 700 K e pode ser obtido por:

$$t_p = \text{Exp}(13,121 + 2 \ln D_p) \quad (2.2)$$

t_p : tempo de permanência na Zona de Pirólise (s)
 D_p : diâmetro das partículas (m)

Isso significa que um gaseificador pode operar sem produzir alcatrão, com uma gama bastante variável de tamanhos de partículas.

A potência máxima que o gaseificador é capaz de desenvolver pode então ser relacionada com as dimensões da Zona de Pirólise e portanto com o diâmetro da garganta e o tamanho das partículas, pela relação:

$$P_{\text{máx}} = \rho_m V_p PC \eta_g / t_p \quad (2.3)$$

onde:

$P_{\text{máx}}$: potência máxima sem produção de alcatrão [w]
 ρ_m : densidade da madeira [Kg/m³]
 V_p : volume da Zona de Pirólise [m³]
 PC : poder calorífico da madeira [J/Kg]
 η_g : eficiência do processo de gaseificação
 t_p : tempo de permanência na Zona de Pirólise [s]

Para a geometria sugerida o volume da Zona de Pirólise seria aproximadamente o volume representado na Fig. 2.3.

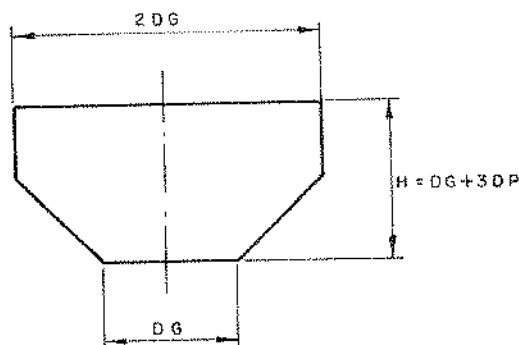


FIG. (2.3) DIMENSÕES PROVÁVEIS DA ZONA DE PIROLISE

Fixando-se um diâmetro de garganta (D_g) e portanto as dimensões da Zona de Pirólise e efetuando-se alguns cálculos de potência máxima utilizando a equação (2.3), obtêm-se resultados irrealistas (potências muito elevadas) quando se trabalha com as partículas menores.

Daí se conclui que o tempo de permanência das partículas na Zona de Pirólise não é o fator limitante da potência máxima do gaseificador, pelo menos para as partículas menores. Essa limitação deve estar relacionada também com a perda de carga através do gaseificador.

2.2.4. Gaseificador Utilizado na Experiência

O gaseificador utilizado na experiência, com capacidade de 3 Kg/h de madeira, foi construído inteiramente de aço carbono, nas oficinas do Setor de Energia do Departamento de Engenharia Mecânica da UNICAMP, mediante projeto de ZSOLT T. MAKRAY, na época Professor do Departamento de Engenharia Química da UNICAMP.

Esse Gaseificador sofreu posteriormente algumas modificações, visando principalmente melhorar o escoamento dos cavacos e aumentar a capacidade do Silo. A Fig. 2.4 mostra um corte desse Gaseificador em sua versão final.

O ar entrava no Gaseificador por um tubo com diâmetro interno de 27 mm e era distribuído aos três bocais de 7 mm de diâmetro interno por meio de uma câmara anular. O gás produzido saía do gaseificador através de um tubo com diâmetro interno de 27 mm, localizado em outra câmara anular, abaixo da entrada de ar.

A alimentação era feita por bateladas e toda a carga (máxima = 6 Kg) repousava sobre um tronco de cone, mantido em suspensão sobre a Zona de Oxidação por meio de 3 hastes soldadas à carcaça do gaseificador. Esse tronco de cone estava ligado a um vibrador e tinha a função de facilitar o escoamento dos cavacos.

A grelha estava solidária a um cilindro de tela que tinha a altura da Zona de Redução e estava ligada a outro vibrador. Dessa forma todo o carvão contido na Zona de Redução estava em

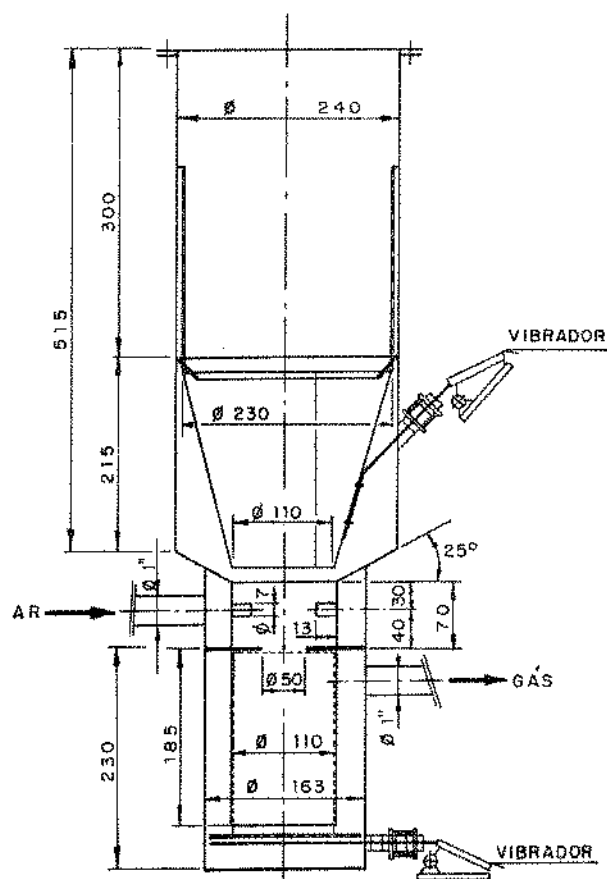


FIG. (2.4) CORTE DO GASEIFICADOR UTILIZADO NA EXPERIÊNCIA

OBS.: TODAS AS DIMENSÕES EM mm

constante vibração, facilitando o escoamento das cinzas e dos finos de carvão para o cinzeiro.

2.2.5. Montagem do Gaseificador Co-corrente para Testes

A montagem experimental completa para testes do gaseificador é mostrada na Fig. 2.5. Essa montagem era composta por:

- compressor de ar SHULZ, 3 HP, 420 l/min
- placa de orifício para determinação da vazão de ar
- gaseificador co-corrente
- ciclone
- filtro de lã de vidro
- serpentina imersa em água quente para resfriamento do gás
- filtro de algodão hidrófilo

- placa de orifício para determinação da vazão de gás
- bico queimador.

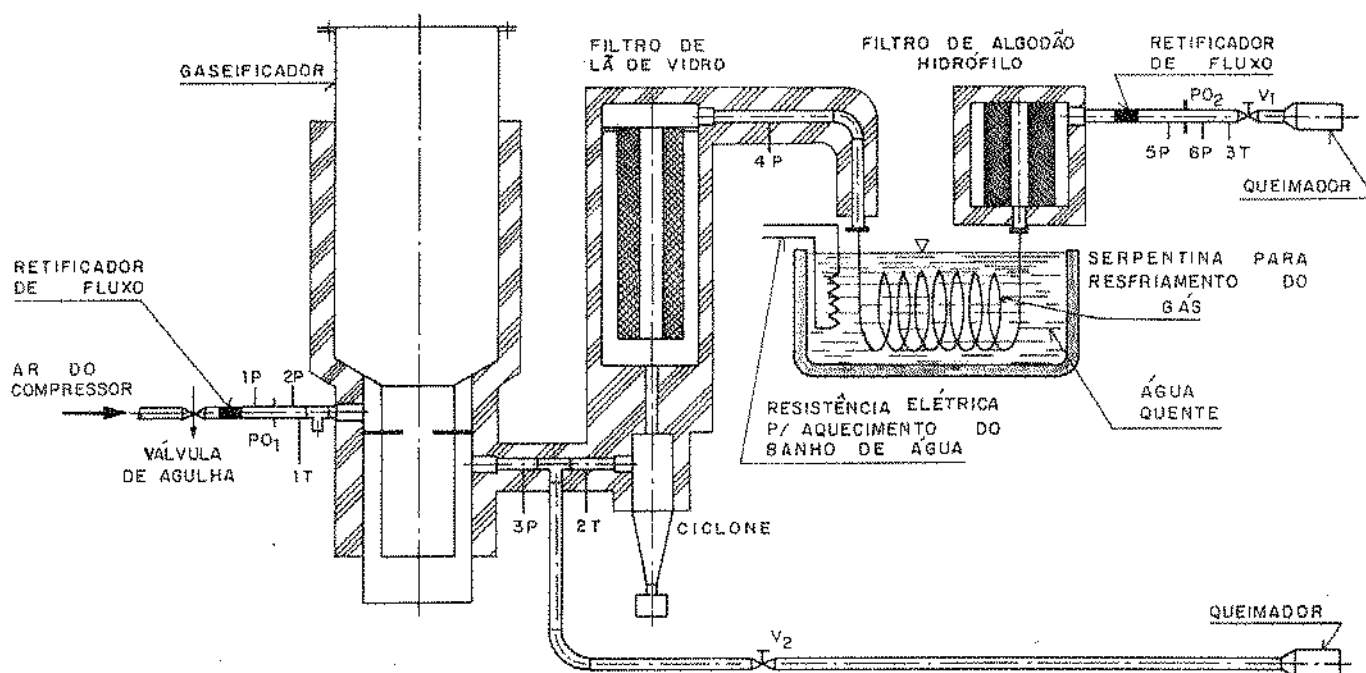


FIG. (2.5) MONTAGEM EXPERIMENTAL PARA TESTE DO GASEIFICADOR

Logo após o gaseificador foi instalada uma derivação para desviar o fluxo de gás no início da operação.

Os pontos 1P ... 6P são pontos de tomada de pressão e os pontos 1T, 2T e 3T pontos de tomadas de temperaturas. PO1 e PO2 são as placas de orifício para determinação das vazões de ar e gás, respectivamente.

2.3. MONTAGEM EXPERIMENTAL PARA TESTE DO MOTOR ESTACIONÁRIO

2.3.1. Introdução

Os testes do motor estacionário visavam a determinação de suas características de operação, principalmente as relações

entre a eficiência, rotação e carga para toda a faixa de utilização do motor.

Para a realização desses testes foi necessário montar um banco de ensaios, uma vez que a potência do motor estava abaixo da capacidade dos freios dinamométricos disponíveis no Laboratório. Optou-se pela utilização de um gerador de eletricidade como freio dinamométrico, por se dispor de um, compatível com a potência de Motor Estacionário. O item seguinte descreve a montagem experimental para teste do gerador.

Devido a necessidade de se conhecer a potência desenvolvida pelo Motor Estacionário durante a operação do Sistema de Secagem, o ventilador do Sistema teve sua curva determinada. A montagem experimental para a determinação da curva característica do ventilador é mostrada no item 2.3.3.

2.3.2. Montagem Experimental para Teste do Gerador

O levantamento das características do Gerador foi efetuado através da Montagem Experimental esquematizada na Fig. 2.6. Essa montagem era composta por:

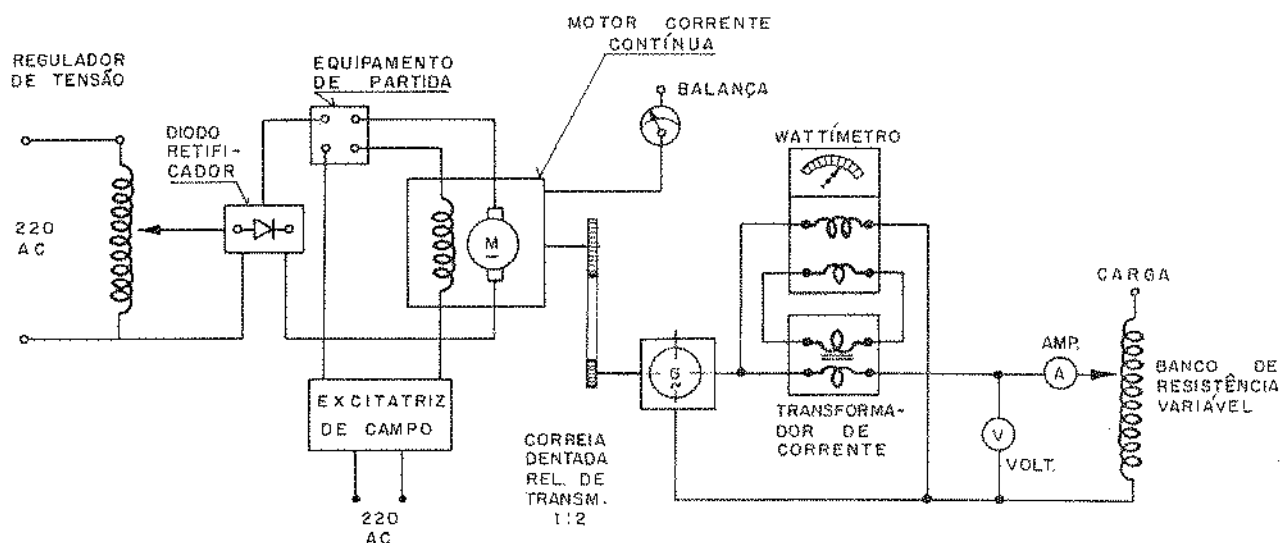


FIG. (2.6) MONTAGEM EXPERIMENTAL PARA TESTE DO GERADOR

- Motor elétrico da corrente contínua, 2KW, 1800 RPM, marca ANEL, montado de forma a ter seu estator em balanço

ço. Um braço de 453 mm com uma das extremidades fixada na carcaça do motor, transmite o esforço da carcaça a uma balança.

- Equipamentos auxiliares para controle de rotação e carga do Motor elétrico, como: excitatriz, regulador de tensão, retificadores, sistema de proteção e contagiros.
- Gerador monofásico MONTGOMERY 1,5 KVA, 110 Volts, auto-excitado, corrente alternada.
- Banco de resistências variáveis, construído de modo a possibilitar variação contínua da carga do gerador, Fig. 2.7.
- Instrumentação.

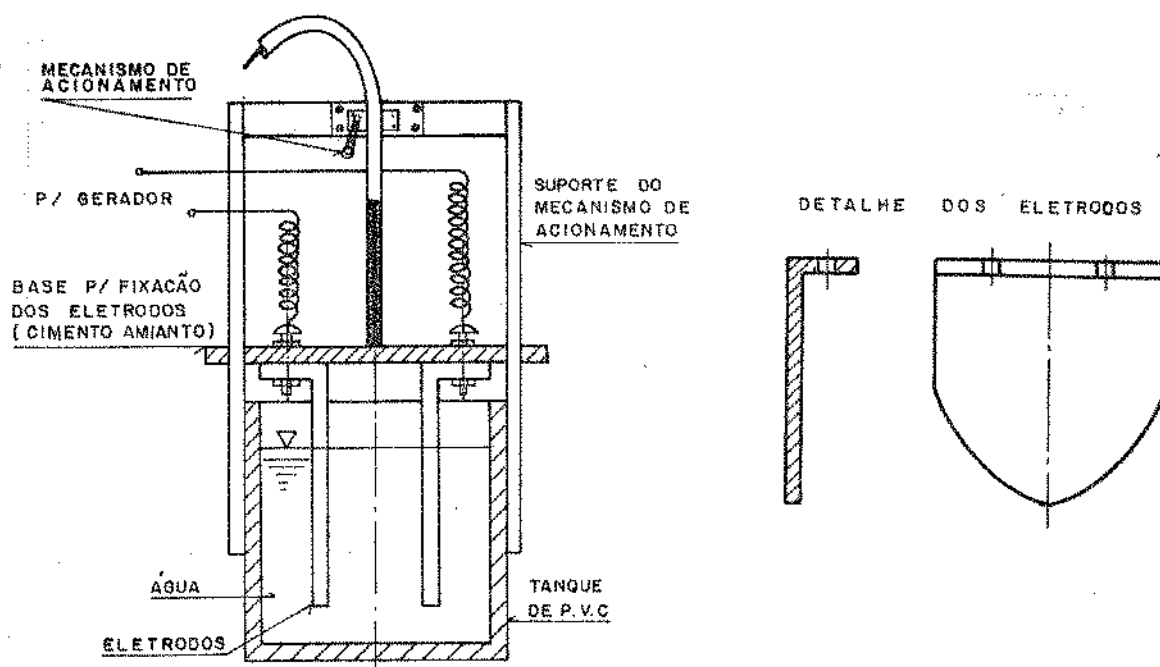


FIG. (2.7) BANCO DE RESISTÊNCIAS VARIÁVEIS

2.3.3. Montagem Experimental para Teste do Ventilador

Como não se dispunha de instalações apropriadas para testar o ventilador, e por outro lado, desejava-se conhecer o comportamento do mesmo nas condições de operação do Sistema, optou-se por testá-lo utilizando a montagem do Sistema de Secagem, subs

tituindo o motor estacionário por um motor elétrico previamente testado. Dessa forma os resultados obtidos tem validade restrita, uma vez que não foram obtidos segundo condições normalizadas [6].

O ventilador foi testado para uma única rotação e a extensão dos resultados às demais rotações foi efetuada por meio de relações teóricas expostas na parte final deste item.

Antes de testar o ventilador foi necessário testar o motor elétrico que o acionaria. A montagem para teste do Motor Elétrico está mostrada esquematicamente na Fig. 2.8 e consta de:

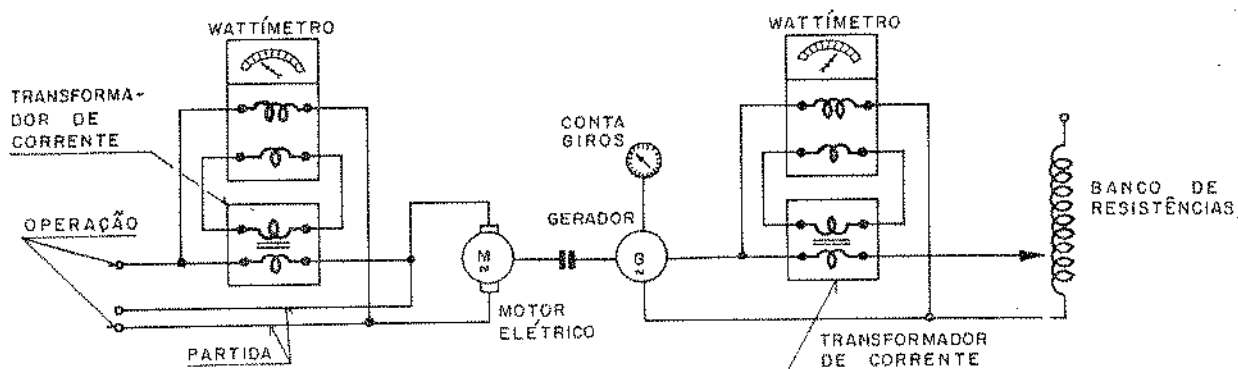


FIG. (2.8) MONTAGEM EXPERIMENTAL PARA TESTE DO MOTOR ELÉTRICO

- Motor elétrico WEG, 3400 RPM, 1 HP, 220 Volts, corrente alternada
- Gerador Elétrico MONTGOMERY, 1,5 KVA, utilizado como freio dinamométrico.
- Banco de resistências variáveis. Fig. 2.7
- Instrumentação.

O esquema da montagem para teste do ventilador pode ser visto na Fig. 2.9 e consta de:

- Motor elétrico WEG, 3400 RPM, 1 HP, 220 Volts, corrente alternada
- Ventilador VENTILEX MTL-30-C1, Radial, Pas retas.
- Dutos
- Instrumentação.

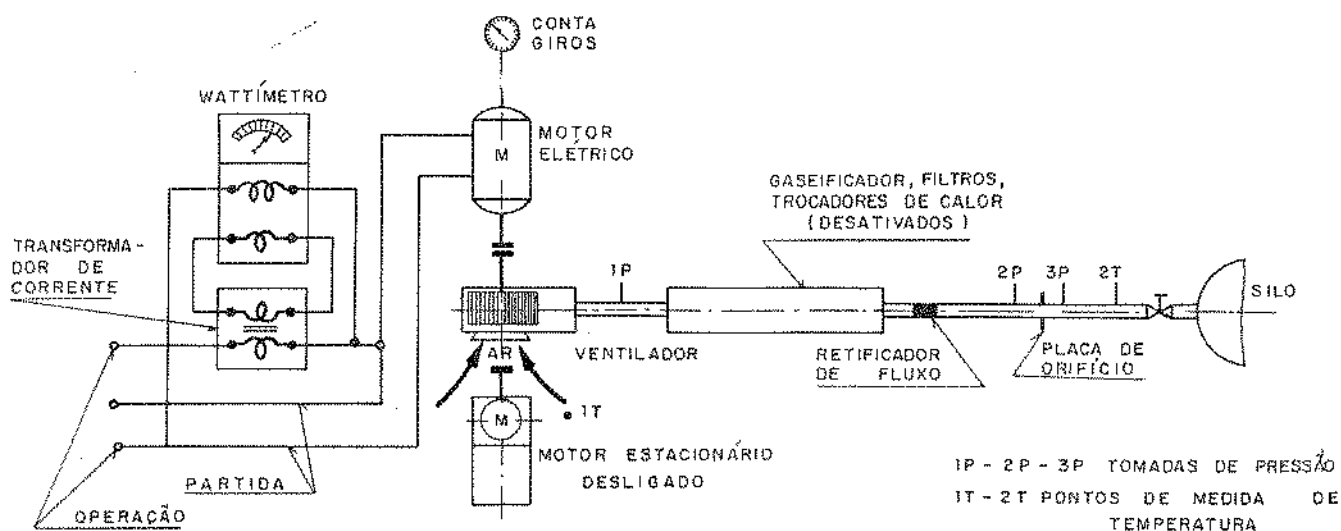


FIG. (2.9) ESQUEMA DA MONTAGEM EXPERIMENTAL PARA TESTE DO VENTILADOR

Considerações sobre Ventiladores Radiais

Para uma máquina de fluxo radial, sem aletas diretrizes na entrada, a altura de elevação (pressão estática + pressão dinâmica) pode ser expressa, segundo PFLEIDERER [7], por:

$$H = K_0 \frac{U_2}{g} \left(U_2 - \frac{Q}{2\pi r_2 b_2 \tan \beta_2} \right) - K_1 Q^2 - K_2 (Q - Q_0)^2 \quad (2.4)$$

onde:

- H : altura de elevação expressa em metros de coluna de fluido |m|
- U_2 : velocidade tangencial na aresta de saída do rotor |m/s|
- Q_0 : vazão de projeto |m³/s|
- Q : vazão real |m³/s|
- r_2 : raio da pá na aresta de saída do rotor |m|
- b_2 : largura do canal na saída do rotor |m|
- β_2 : ângulo da pá na aresta de saída do rotor |m|
- K_0 : coeficiente que leva em consideração a espessura das aletas
- K_1 : coeficiente para as perdas por atrito

K_2 : coeficiente para as perdas por choque
 g : aceleração da gravidade (m/s²)

Reordenando a expressão acima e exprimindo a velocidade tangencial em termos da rotação (N) em RPM, tem-se:

$$H = \frac{K_0}{g} \left(\frac{2\pi r_2}{60} \right)^2 N \left(N - \frac{60Q}{(2\pi r_2)^2 b_2 \operatorname{tg}\beta_2} \right) - K_1 Q^2 - K_2 (Q - Q_0)^2 \quad (2.5)$$

Fazendo,

$$C_0 = \frac{K_0}{g} \left(\frac{\pi r_2}{30} \right)^2$$

$$C_1 = \frac{15}{(\pi r_2)^2 b_2 \operatorname{tg}\beta_2}$$

e reordenando os termos em K_1 e K_2 obtêm-se:

$$H = C_0 N^2 - K_2 Q_0^2 + (2K_2 Q_0 - C_0 C_1 N) Q - (K_1 + K_2) Q^2 \quad (2.6)$$

Para uma dada rotação N, essa curva é uma parábola em Q e pode ser escrita

$$H = a_0 + a_1 Q + a_2 Q^2 \quad (2.7)$$

onde,

$$a_0 = (C_0 N^2 - K_2 Q_0^2)$$

$$a_1 = (2K_2 Q_0 - C_0 C_1 N)$$

$$a_2 = -(K_1 + K_2)$$

Por outro lado, os pontos de operação similares, que também são pontos de aproximadamente mesma eficiência, mantêm as relações:

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{N_1}{N_2} \quad (2.8)$$

$$\frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{N_1}{N_2} \right)^2 \quad (2.9)$$

Observando-se as curvas características dos ventiladores radiais, em um diagrama log log vê-se que as linhas de eficiência são retas praticamente paralelas com coeficiente angular.

$$\text{tg}_{\alpha} = 2$$

Assim, para a parametrização das curvas de um ventilador basta conhecer a curva característica para uma determinada rotação, com os respectivos pontos de eficiência.

Para uma mesma rotação a eficiência pode ser representada por uma parábola, como:

$$\eta_v = b_0 + b_1 Q + b_2 Q^2 \quad (2.10)$$

Os coeficientes a_0 , a_1 , a_2 , b_0 , b_1 , e b_2 podem ser obtidos através do ensaio do ventilador ou de curvas características fornecidas pelo fabricante. Conhecendo-se esses coeficientes para uma dada rotação e utilizando as equações (2.7), (2.8), (2.9) e (2.10), qualquer ponto de operação do ventilador pode ser estimado.

2.3.4. Montagem Experimental para Teste do Motor Estacionário

Os testes com o Motor Estacionário visaram o levantamen

to de suas características de operação, principalmente as relações entre eficiência, rotação e carga.

Para operação com Gasolina foram seguidos os procedimentos recomendados pela Norma ABNT-P-MB-749 [8].

Para operação com gás pobre, dada as características do gás e o fato dele estar sendo gerado no instante do consumo, seria muito difícil e trabalhoso tentar seguir as recomendações normalizadas para operação com combustível gasoso. Diante disso, os testes do Motor operando com gás pobre foram efetuados juntamente com os testes do Sistema de Secagem. Para operar com gás pobre foi efetuada uma modificação no carburador do motor, de modo a permitir que o mesmo carburador fosse utilizado tanto para Gasolina como para Gás pobre, ou ambos. Foi efetuada também uma adaptação no sistema de ignição de modo a permitir o ajuste do ponto com o motor em operação.

A montagem experimental para testes do Motor Estacionário operando com Gasolina é mostrada esquematicamente na Fig. 2.10 e consta de:

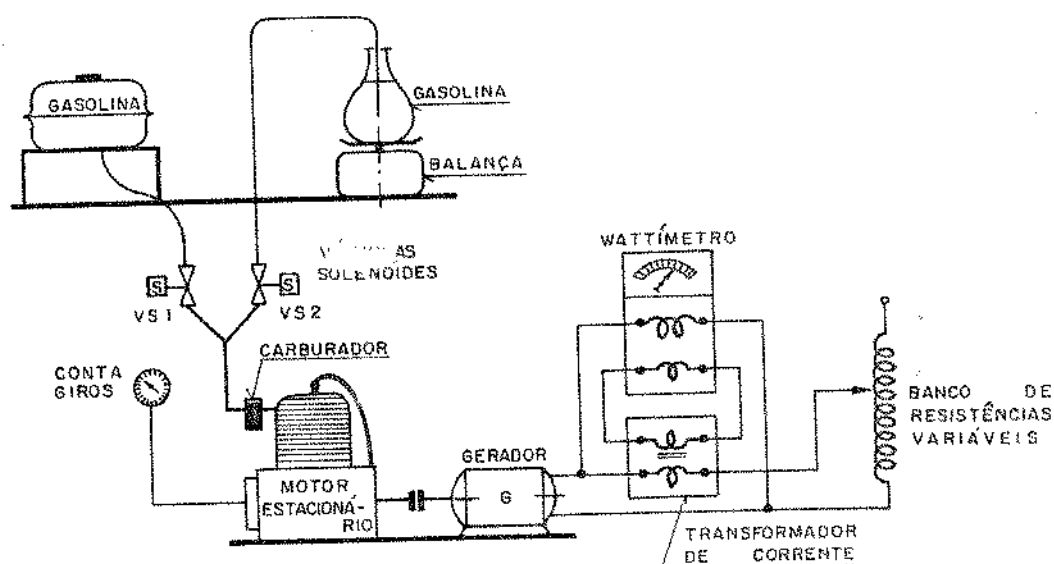


FIG. (2.10) MONTAGEM EXPERIMENTAL PARA TESTE DO MOTOR ESTACIONÁRIO

- Motor Estacionário MONTGOMERY, 4 tempos, Modelo G-137, 3,4 HP a 3600 RPM.
- Gerador Elétrico MONTGOMERY, 1,5 KVA, 110 Volts, calibrado para operar como freio dinamométrico.
- Banco de Resistências Variáveis. Fig. 2.7.
- Sistema de alimentação de gasolina, composto por dois reservatórios, duas válvulas solenoides e balança.
- Instrumentação.

2.4. MONTAGEM EXPERIMENTAL PARA CALIBRAÇÃO DAS PLACAS DE ORIFÍCIO

As placas de orifício utilizadas foram montadas segundo o esquema mostrado na secção de teste da Fig. 2.11. Todas as dimensões seguem recomendações da ASME [9].

A vazão através da placa de orifício pode ser obtida por:

$$Q = \frac{C}{(1 - \beta^4)^{1/2}} A_2 \left[\frac{2 DP}{\rho} \right]^{1/2} \quad (2.11)$$

onde,

C : Coeficiente de descarga real

β : razão entre o diâmetro do orifício e o diâmetro do tubo

A_2 : área do orifício (m^2)

DP: diferença de pressão, na placa de orifício (N/m^2)

ρ : densidade do fluido que está escoando (Kg/m^3)

Para a placa montada com as tomadas de pressão a 1 D e 1/2 D da face de entrada, o coeficiente teórico CT pode ser calculado como segue:

$$CT = K (1 - \beta^4)^{1/2}$$

$$K = K_0 + b\lambda$$

$$\lambda = 1000/(\beta \text{ Rd})^{1/2}$$

Rd : número de Reynolds referido ao orifício da placa

$$\beta : d/D$$

$$K_o = (0,6014) - 5,397 \cdot 10^{-3} D^{-0,25} + (0,3760 + 2,897 \cdot 10^{-2} D^{-0,25})$$

$$\cdot \left(\frac{2,5 \cdot 10^{-4}}{(1550 D^2 \beta^2 + 0,0984 D)} + \beta^4 + 1,5 \beta^{16} \right)$$

$$b = \left(0,0002 + \frac{2,794 \cdot 10^{-5}}{D} \right) + \left(0,0038 + \frac{1,016 \cdot 10^{-5}}{D} \right)$$

$$\left[\beta^2 + (16,5 + 196,85 D) \beta^{16} \right]$$

Para D = 98 e d = 70 mm

$$K_o = 0,706$$

$$b = 3,118 \cdot 10^{-3}$$

$$CT = 0,86 (0,706 + 3,6893/\text{Rd}^{1/2}) \quad (2.12)$$

A contribuição do termo que possui $(\text{Rd})^{1/2}$ para o coeficiente de descarga é de 3% para $\text{Rd}=39.000$, caindo para 1,5% para $\text{Rd}=158.000$. As vazões do ar de secagem estão compreendidas nesse intervalo de Rd.

Para eliminar os efeitos de possíveis falhas na execução e montagem das placas, foi montada uma bancada para teste, que utiliza um Elemento de Fluxo Laminar (EFL) calibrado como padrão.

A montagem foi efetuada de forma a ter uma parte permanente, onde está instalado o Elemento de Fluxo Laminar e uma secção de teste capaz de receber tubulações de vários diâmetros. A parte permanente foi construída segundo as recomendações do fabricante do Elemento do Fluxo Laminar [10] e a secção de teste era constituída pela placa de orifício já montada na tubulação onde ia ser usada.

A Montagem Experimental pode ser vista no esquema da Fig. 2.11 e consta de:

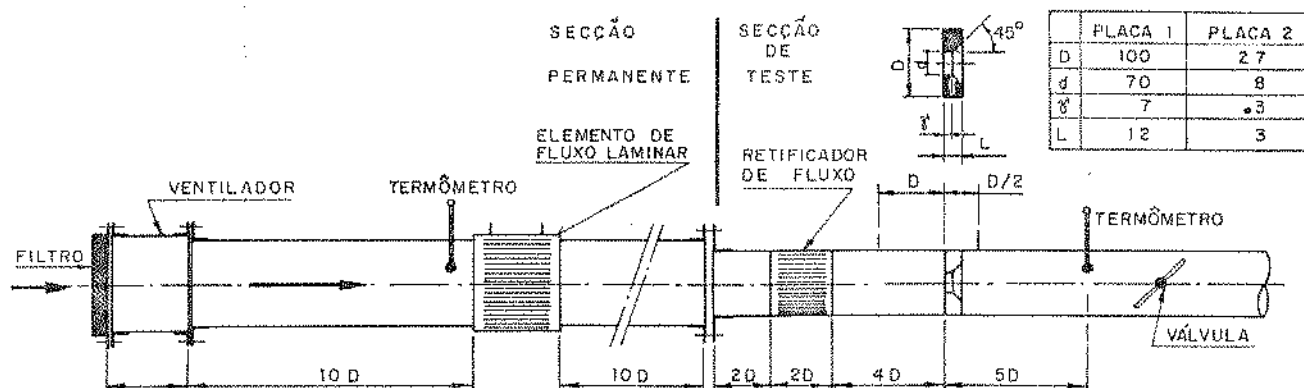


FIG. (2.11) MONTAGEM EXPERIMENTAL PARA CALIBRAÇÃO DAS PLACAS DE ORIFÍCIO.

- Ventilador.
- Tubulação de PVC de 4" (secção permanente).
- Elemento de Fluxo Laminar MERIAM Mod. 50MH10-4NT.
- Tubulação e placa de orifício montada (secção de teste).
- Instrumentação.

2.5. MONTAGEM EXPERIMENTAL PARA TESTE DO SISTEMA DE SECAGEM

Esta montagem foi utilizada para dois objetivos distintos.

- a) Estudar o aproveitamento das perdas térmicas dos componentes do Sistema, para aquecimento do ar de secagem e testar o Motor Estacionário alimentado com gás pobre.
- b) Realizar a secagem experimental de uma batelada (600 litros) de café.

A disposição dos componentes foi ditada pelas conveniências de montagem, pela limitação de espaço físico, e por imposições técnicas, principalmente no que se refere as medidas de vazão.

O ar de secagem era aspirado pelo ventilador através do cabeçote do motor estacionário e soprado através de uma câmara que continha o gaseificador, ciclone, filtros e resfriadores, indo finalmente para o silo secador. Nesse circuito o ar era aquecido, principalmente pelas perdas térmicas do motor estacionário, pelo processo de compressão no ventilador, pelas trocas de calor com o gás pobre e com o gás de escape do motor estacionário.

O gás pobre para alimentação do motor, produzido pelo gaseificador, passava por um ciclone e por um filtro de lã de vidro, sendo em seguida resfriado em um trocador de calor. Após o trocador de calor o gás pobre era novamente filtrado e ia para o motor.

A montagem experimental está esquematizada na Fig. 2.12 e consta de:

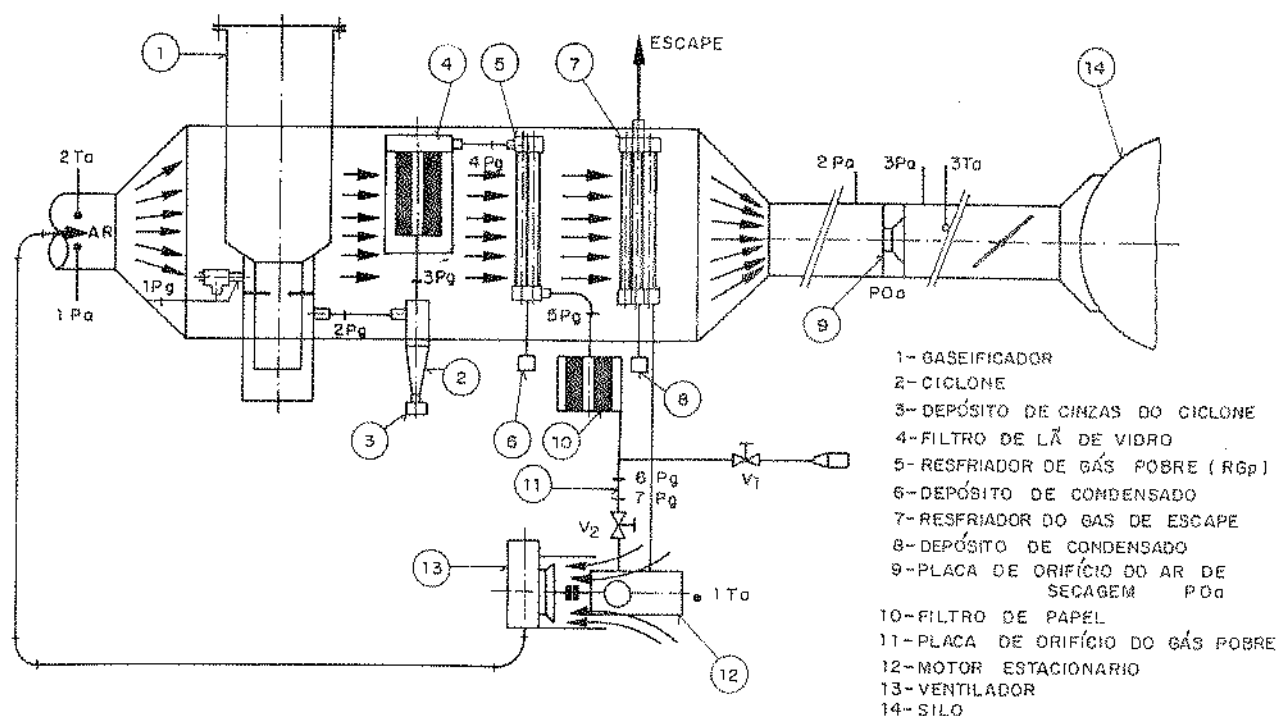


FIG. (2.12) ESQUEMA DA MONTAGEM EXPERIMENTAL PARA TESTE DO SISTEMA DE SECAGEM.

- Motor MONTGOMERY, 4 tempos, Mod. G-137, 3,4 HP a 3600 RPM.
- Ventilador VENTILEX MTL-30-C1, Radial de pás retas.
- Ciclone para separação das partículas maiores de car-

vão e cinzas.

- Filtro de lã de vidro (filtragem a quente).
- Resfriador do gás pobre.
- Resfriador do gás de escape do motor.
- Placas de orifício.
- Silo.
- Dutos de conexão.
- Instrumentação.

Os pontos para tomada de pressão e temperaturas também estão mostrados na Fig. 2.12.

CAPÍTULO 3

INSTRUMENTAÇÃO

CAPÍTULO 3 - INSTRUMENTAÇÃO

- 3.1 - Instrumentação para medida de força e/ou massa.
- 3.2 - Equipamentos para medida de potência elétrica
- 3.3 - Instrumentos para medida de pressão
- 3.4 - Instrumentos para medida de temperatura
- 3.5 - Instrumentos para medida de tempo
- 3.6 - Instrumentos para medida de rotação
- 3.7 - Instrumentos para medida de umidade relativa

CAPÍTULO 3

INSTRUMENTAÇÃO

A instrumentação utilizada está descrita em seguida, tendo sido agrupada em função de sua finalidade.

3.1. INSTRUMENTAÇÃO PARA MEDIDAS DE FORÇA E/OU MASSA

- Balança Analítica METTLER H33AR.
Capacidade máxima: 160 gramas.
Divisão : 0,0001 grama.

Utilizada para aferição do Sistema de medição do consumo de gasolina, na montagem experimental para teste do Motor Estacionário.

- Balança Elétrica SARTORIUS Mod. 1103.
Capacidade máxima: 2,0 Kg
Divisão : 0,1 grama

Utilizada na determinação do consumo de gasolina no ensaio do Motor Estacionário.

- Balança MARTE.
Capacidade máxima: 1610 gramas
Divisão : 0,1 grama

Esta balança foi utilizada em quase todas as experiências, na determinação:

- do teor de umidade da madeira e do café.
 - da carga do gaseificador.
 - da produção do alcatrão.
 - da quantidade de carvão, cinzas e água.
- Balança CROWN
Capacidade máxima: 5,0 Kgf.
Divisão : 0,020 Kgf.

Utilizada na determinação do torque do Motor Elétrico de corrente contínua, na Montagem Experimental para Teste do Gerador. A calibração desta balança, contra pesos aferidos resultou na seguinte curva:

$$P_r = 0,03466 + 9,865 \cdot 10^{-4} L_b$$

onde,

P_r : peso real [Kgf]

L_b : leitura do dial da balança

3.2. EQUIPAMENTOS PARA MEDIDA DE POTÊNCIA ELÉTRICA

- Wattímetro HB - Classe 1.
 Leitura máxima : escala com 120 divisões.
 Precisão : 1% do fundo de escala.
 Seletor de tensão: 48 - 120 - 240 - 480 volts.
 Fator de escala : 2 5 10 20
- Transformador de corrente HB tipo Ti44-1
 Várias opções de transformação.
 Relação de transformação utilizada: 3:1

Esses instrumentos foram utilizados no levantamento das características do Gerador MONTGOMERY, do Motor elétrico WEG de corrente alternada e no ensaio do Motor de Combustão Interna.

3.3. INSTRUMENTOS PARA MEDIDA DE PRESSÃO

- Micromanômetro MERIAM Mod. 34FB2 - 7M
 Pressão máxima: 20 polegadas de coluna de água
 Divisão : 0,001 polegada de coluna de água.
- Manômetro inclinado MERIAM Mod 40HE35WM
 Pressão máxima: 14 polegadas de coluna de água.
 Divisão : 0,01 polegada de coluna de água.

- Manômetros em U: construídos no laboratório.
Pressão máxima: 400 mm de coluna de água
Menor leitura : 1,0 mm
- Manômetro em U: construído no laboratório.
Pressão máxima: 1200 mm de coluna de água.
Menor leitura : 1,0 mm

O Micromanômetro foi utilizado para a calibração das placas de orifício. O manômetro inclinado foi usado para a determinação das vazões do ar de secagem e os demais para medidas de pressão ao longo do circuito de gaseificação e na determinação da vazão do gás pobre. Em todos os manômetros foi utilizado um óleo solúvel da MERIAM com densidade 1.000 Kg/m^3 .

3.4. INSTRUMENTOS PARA MEDIDA DE TEMPERATURA

- Registrador contínuo de 3 canais ECB Mod RB-103
Várias opções para a seleção da escala de operação.
Escala com 100 divisões.
- Registrador pontual PHILIPS de 12 canais.
Várias opções para a seleção da escala de operação.
Escala com 100 divisões.
- Registrador pontual HB Modelo ARUCOMP 6.
Máxima temperatura: 100°C .
Divisão : 2°C .
- Multímetro digital KEITLEY Mod 171
Várias opções para a seleção da escala operação.
Visor com 5,5 dígitos.
- Termômetros de mercúrio.
Máxima temperatura: 100°C
Divisão : $0,1^{\circ}\text{C}$
- Termopares de CuCo confeccionados no laboratório.
- Termopares de CrAl encapsulados, fabricados pela ECIL.

Os termopares de CuCo foram confeccionados pelo processo de descarga elétrica em ambiente de gás inerte (Argônio) e testados em banho de água, contra o termômetro de mercúrio. Os termopares de CrAl, para temperaturas elevadas, foram testados apenas na faixa de 0 - 100°C, contra o termômetro de mercúrio.

Esses instrumentos foram utilizados na determinação das temperaturas do ar ambiente, do ar de secagem, do gás pobre, do gás de escape do motor e da garganta do gaseificador.

Todos esses instrumentos foram testados para a faixa de 0 - 100°C e apenas o Registrador HB Mod ARUCOMP 6 apresentou desvios significativos. Este Registrador foi então ensaiado e levantada sua curva de calibração. A equação abaixo representou bem os pontos experimentais.

$$T = 0,84 + 1,18L$$

onde,

- T : temperatura real |C|
- L : leitura do registrador.

3.5. INSTRUMENTOS PARA MEDIDA DE TEMPO

- Cronômetro de corda OMEGA.
Menor leitura: 0,1 seg.
- Cronômetro digital CASSIO
Menor leitura: 0,01 seg.

Esses cronômetros foram utilizados nos testes do Motor Estacionário e do Gaseificador.

3.6. INSTRUMENTOS PARA MEDIDA DE ROTAÇÃO

- Stroboscópio GENERAL RADIO.
Precisão: ± 10 RPM.
- Tacômetro STUSKA.
Faixa de operação: 1000 - 4000 RPM.
Divisão : 100 RPM.

O Stroboscópio foi utilizado nos testes do Gerador Elétrico e para verificação do Tacômetro STUSKA. O tacômetro foi utilizado nos testes do Motor Estacionário e no levantamento da curva característica do Ventilador.

3.7. EQUIPAMENTOS PARA MEDIDA DE UMIDADE RELATIVA

- Psicôgrafo
Escala de umidade: 0 - 100%.
Menor leitura: 2%
- Psicrômetro HIDROLÓGICA Mod. PSM 2/2-313
Termômetros de mercúrio: 0 - 100°C
Divisão : 0,1°C

O Psicôgrafo foi utilizado para registrar a umidade relativa do ar durante a secagem do café (uma semana) e o psicrômetro para determinação da umidade relativa do ar durante os ensaios do Motor Estacionário quando alimentado com gasolina.

C A P Í T U L O 4

PROCEDIMIENTO EXPERIMENTAL

CAPÍTULO 4 - PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

4.1 - INTRODUÇÃO

4.2 - GASEIFICADOR

4.2.1 - Preparação do combustível

4.2.2 - Operação do gaseificador

4.2.3 - Determinação do teor de alcatrão

4.3 - MOTOR ESTACIONÁRIO

4.3.1 - Procedimento para teste do gerador

4.3.2 - Procedimento para teste do ventilador

4.3.3 - Procedimento para teste do motor estacionário operando gasolina

4.4 - PLACA DE ORIFÍCIO

4.5 - SISTEMA DE SECAGEM

4.5.1 - Determinação das temperaturas do ar de secagem

4.5.2 - Secagem de café

CAPÍTULO 4

PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

4.1. INTRODUÇÃO

Neste capítulo são expostos os procedimentos experimentais para cada uma das montagens explicitadas no Capítulo 2. Algumas montagens, principalmente as referentes a operação do Gaseificador e do Sistema de Secagem (Gaseificador - Motor Estacionário) consumiram bastante tempo e esforço até se conseguir estabelecer um procedimento de operação satisfatório. Em todas as montagens foram realizados ensaios preliminares que visaram a familiarização com o equipamento e sua operação. Essa fase foi utilizada também para detectar e corrigir os problemas referentes a montagem e ao procedimento experimental.

4.2. GASEIFICADOR

4.2.1. Preparação do Combustível

Para o gaseificador operar de forma a produzir um gás praticamente isento de alcatrão, os pedaços de madeira utilizados devem ter dimensões adequadas ao gaseificador, conforme exposto no item 2.2.3 do Capítulo 2.

Em todo o experimento foi utilizada madeira de eucalipto das variedades EUCALYPTUS SALIGNA e EUCALYPTUS GRANDIS, usualmente empregadas na Indústria de Papel e Celulose.

Trabalhou-se com pedaços de madeira de 2 tipos:

- a) cilindro - pequenos cilindros de altura aproximadamente igual ao diâmetro.
- b) cavaco - cavacos de formato e dimensões irregulares.

Os pedaços tipo cilindro foram obtidos a partir de has-

tes (galhos) finas, cortadas em comprimentos aproximadamente iguais aos diâmetros, cedidos pela DURAFLOA, de Jundiaí, SP e cortadas pela DURATEX, Campinas, SP.

O tipo cavaco foi obtido a partir de hastes descascadas, grossas, picadas em picador industrial e cedidos pela RIPASA S/A, Indústria de Papel Celulose, localizada em Americana, SP.

Nos dois casos a madeira foi secada ao Sol até um teor de umidade de aproximadamente 10%, base úmida e em seguida classificada por peneiramento.

Um jogo de peneiras com malhas quadradas foi instalado em um conjunto classificador (ver Fig. 4.1) que vibrava com uma amplitude de 6 cm e uma frequência de aproximadamente 200 ciclos por minuto. Verificou-se que após 5 minutos de operação do vibrador a carga de madeira estava praticamente classificada, de acordo com as malhas das peneiras. Toda a madeira foi classificada por

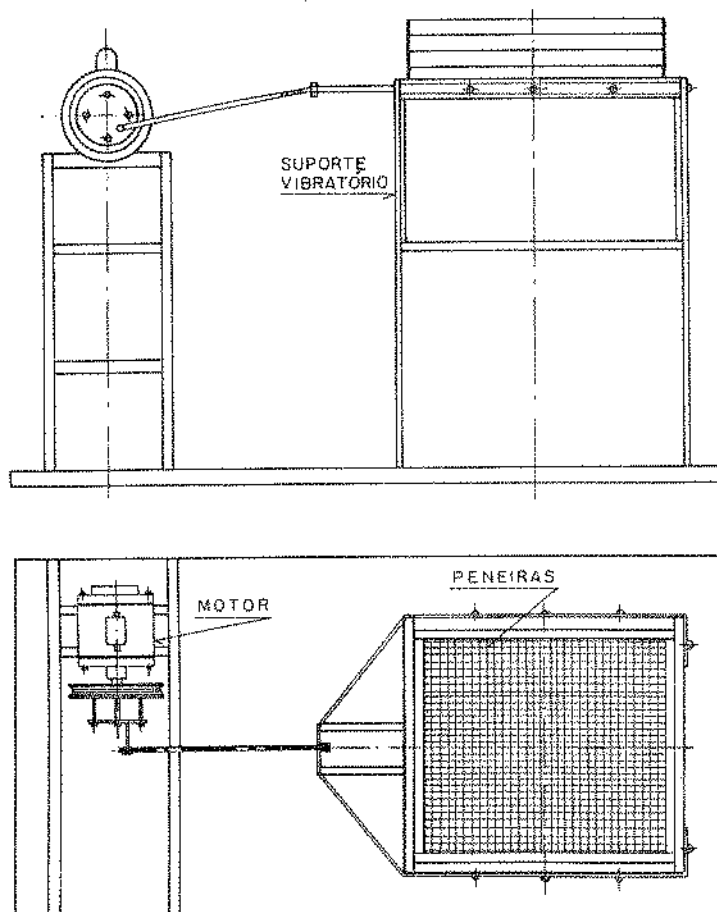


FIG. (4.1) CONJUNTO CLASSIFICADOR

esse processo e separada em 6 lotes para a madeira tipo cavaco, e 3 lotes para a madeira tipo cilindro, cada lote representando a madeira que ficou retida entre duas peneiras consecutivas.

As tabelas 4.1 e 4.2 mostram a classificação efetuada.

Cavaco número	Malha mm	Dimensões médias típicas (mm)		
		espessura	largura	comprimento
-	26	-	-	-
6	19	6,5	24,9	38,5
5	13	5,5	16,7	35,7
4	9	4,5	13,3	32,9
3	6	4,0	8,8	26,8
2	4	2,4	5,2	27,8
1	2	-	-	-

Tabela 4.1 - Classificação da madeira tipo cavaco.

Cavaco número	Malha mm	Dimensões médias típicas (mm)	
		diâmetro	comprimento
-	26	-	-
3	22	23,2	22,2
2	19	19,8	19,0
1	13	16,4	15,6

Tabela 4.2 - Classificação da madeira tipo cilindro.

Após a classificação esses lotes foram colocados em sacos plásticos para permanecerem com um teor de umidade uniforme.

4.2.2. Operação do Gaseificador

Estando o Gaseificador completamente vazio ele devia receber uma carga de carvão vegetal suficiente para encher as Zonas de Redução, Oxidação e Pirólise. Sobre essa carga de carvão

era colocada a carga de madeira. Para não repetir o processo de colocação de carvão vegetal toda vez que acabava a carga do Gaseificador era necessário recarregá-lo antes que o nível da carga de madeira atingisse a Zona de Pirólise.

A determinação do instante de recarga pode ser efetuada por vários processos. Neste trabalho optou-se inicialmente pela instalação de um visor que indicava o instante em que o nível da madeira atingia a Zona de Oxidação. Nesse instante a entrada de ar do gaseificador era fechada e nova carga de madeira colocada.

Esse processo apresentava o inconveniente de não fornecer nenhuma indicação prévia do momento em que o nível da madeira ia atingir a Zona de Oxidação.

Optou-se então pela instalação de um indicador de nível (ver Fig. 4.2). Esse indicador era constituído por uma haste com

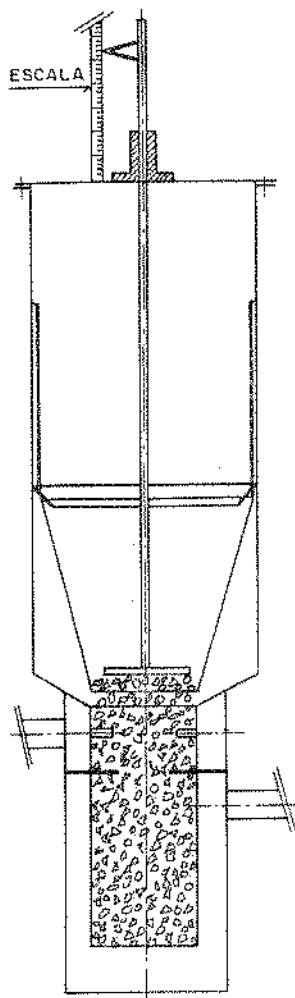


FIG. (4.2) INDICADOR DO NÍVEL DE MADEIRA NO GASEIFICADOR

um disco numa das extremidades. O disco repousava sobre a madeira e a haste saía para fora através de um orifício especial existente na tampa do gaseificador, indicando o nível da carga. Com o auxílio desse indicador de nível, a operação do gaseificador podia ser interrompida sempre em um nível pré-estabelecido.

Toda vez que um novo lote de madeira (ver parágrafo anterior) ia ser usado, o gaseificador era carregado com uma carga suficiente para garantir que após consumir essa carga, toda a madeira e carvão existente abaixo do nível escolhido como referência era desse novo lote.

O nível de referência escolhido situava-se logo acima dos bicos de entrada de ar e antes do início da Zona de Pirólise. Sobre esse nível era colocada a carga de madeira (1,5 a 2,0 Kg) que seria consumida durante o ensaio.

O dispositivo para acendimento do gaseificador, mostrado na Fig. 4.3 era constituído por um tubo metálico com uma mecha

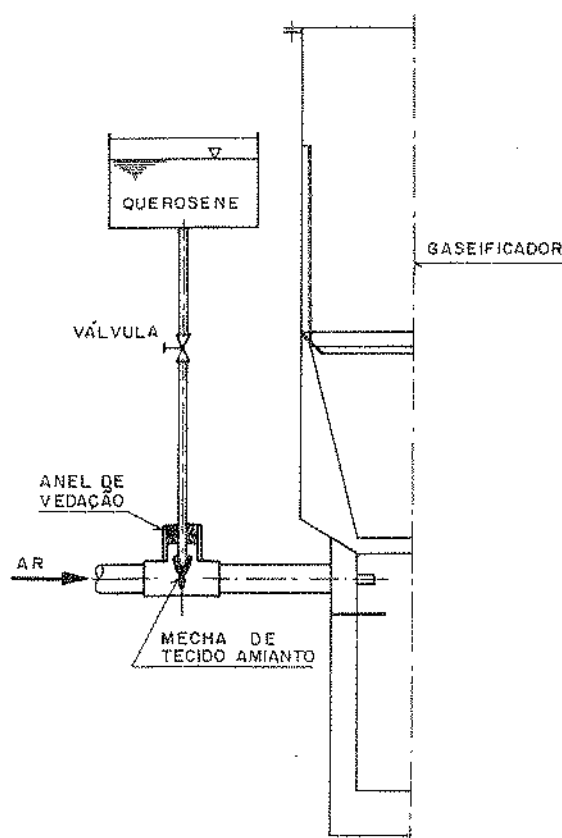


FIG. (4.3) DISPOSITIVO PARA INICIAR A OPERAÇÃO DO GASEIFICADOR

de tecido de amianto numa das extremidades. Essa mecha era mantida umedecida com querosene proveniente de um pequeno reservatório e colocada acesa na entrada de ar do gaseificador. O ar era insuflado através do gaseificador por meio de um ventilador ou de um compressor.

Uma lâmpada piloto colocada junto aos queimadores provocava a ignição do gás produzido, indicando se o gaseificador estava em operação. Quando o gás pobre começava a queimar, os vibradores eram ligados, a mecha com querosene era removida, a vazão de ar aumentada para o valor desejado e o cronômetro acionado. Durante esse processo a válvula V_1 era mantida fechada e a válvula V_2 aberta (ver Fig. 2.5). Após 5 minutos de operação a válvula V_2 era fechada e a V_1 aberta, obrigando o gás produzido a passar pela serpentina de resfriamento e filtro de algodão.

Quando o nível da madeira atingia o ponto pré-determinado, tendo portanto sido consumida toda a carga colocada, a entrada de ar era fechada e os vibradores e o cronômetro desligados.

Periodicamente o conjunto precisava ser desmontado para limpeza. O ponto mais crítico era o filtro de lã de vidro que necessitava ser desmontado e substituído a cada 4 horas de operação. A tubulação, do gaseificador ao filtro, e a parte inferior do gaseificador operavam bem por vários dias.

4.2.3. Determinação do Teor de Alcatrão

Cada lote de madeira foi consumido a taxas variáveis, controladas pela vazão do ar de gaseificação. Em todos os testes o objetivo era verificar como a quantidade de alcatrão produzido era afetada pelo aumento da taxa de consumo de madeira. Assim a vazão de ar era aumentada de experimento para experimento, até os limites permitidos pela montagem, ou pela produção de alcatrão.

As vazões de ar e gás eram determinadas através de placas de orifício calibradas. As leituras de pressões e temperaturas eram efetuadas a cada 5 minutos.

O teor de umidade da madeira era determinado para cada

novo carregamento e após a experiência era determinada a quantidade de resíduos (cinzas e carvões).

Admitiu-se que fazendo o resfriamento do gás até aproximadamente 100°C , todo o alcatrão presente se condensaria. Parte desse alcatrão condensado iria aderir às paredes da serpentina de resfriamento e as partículas restantes seriam retidas pelo filtro de algodão. A eficiência desse processo podia ser visualizada pela cor da chama do queimador, normalmente azulada para gás isento de alcatrão e carbono, e amarelada em caso contrário. Foi observado que a chama só ficava amarelada quando a produção de alcatrão era muito grande e nesse caso o filtro de algodão não era suficiente para reter todo o alcatrão produzido.

Após a experiência, a serpentina de resfriamento e o filtro de algodão eram colocados em uma estufa a 110°C por 12 horas para remoção da umidade e pesados em seguida.

Como o filtro de lã de vidro era bastante eficiente, todo o material retido na serpentina e no filtro de algodão, determinado por diferença de peso, foi considerado como sendo alcatrão.

4.3. MOTOR ESTACIONÁRIO

Antes da descrição do procedimento experimental para teste do Motor Estacionário, serão discutidos os procedimentos para teste do Gerador, do Motor Elétrico de corrente alternada e do Ventilador, utilizados no banco de ensaios do Motor.

4.3.1. Procedimento para teste do Gerador.

O Motor Elétrico de corrente contínua que acionava o Gerador possui campo e armadura alimentados de modo independente, como pode ser visto no esquema da Fig. 2.6.

A partida do Motor Elétrico era efetuada sempre com o Gerador sem carga. Primeiramente era ligada a excitatriz e ajustada a corrente de campo para um valor próximo do máximo. Em segui-

da era ligado o Regulador de Tensão da armadura e a tensão ia sendo aumentada até atingir a tensão nominal do motor. O controle da velocidade era efetuado através do reostato que controlava a corrente de campo.

A velocidade do motor era ajustada para o valor desejado e o Gerador carregado e descarregado várias vezes. Após 1/2 hora de operação o conjunto já estava em regime e as leituras podiam ser efetuadas.

Eram feitas leituras de força, rotação e potência. Inicialmente foram efetuadas leituras de tensão e corrente, para verificação do Wattímetro. As experiências foram realizadas para rotações do Gerador, de 1800 a 3600 RPM, de 200 em 200 RPM.

Para cada rotação foram feitas duas séries de medidas, para carregamento crescente e duas séries para carregamento decrescente do Gerador.

4.3.2. Procedimento Experimental para Teste do Ventilador

Os testes do ventilador foram precedidos dos testes do Motor Elétrico de corrente alternada, cuja montagem é mostrada na Fig. 2.8.

Procedimento Experimental para teste do Motor Elétrico

A partida do motor era efetuada por uma ligação auxiliar, de modo a proteger os instrumentos de medida. Uma vez em operação, os instrumentos eram ligados em paralelo com a alimentação e em seguida a ligação auxiliar era interrompida.

Após a partida, o Gerador era carregado e descarregado várias vezes e ficava em operação durante 1/2 hora. Após esse tempo eram efetuadas as leituras de potência do Motor Elétrico, rotação e potência produzida pelo Gerador. A carga era controlada pelo banco de resistências variáveis.

Terminados os testes com o Motor Elétrico, ele foi instalado para acionar o ventilador, como mostrado na Fig. 2.9.

Procedimento Experimental para Teste do Ventilador

Todos os equipamentos e acessórios do Sistema de Secagem foram mantidos em seus respectivos lugares, porém desativados.

A vazão através do Ventilador era controlada por meio de uma válvula instalada na extremidade da tubulação, próxima do Silo de grãos.

Eram efetuadas leituras de Potência Elétrica, pressões, temperaturas e rotações, para vazões variando em toda a faixa de operação do Ventilador.

4.3.3. Procedimento Experimental para teste do Motor Estacionário Operando com Gasolina.

O sistema de alimentação de gasolina foi montado conforme esquematizado na Fig. 2.10, e foi aferido para taxas de consumo semelhantes as do motor em operação. A ligação elétrica das válvulas solenoides permitia manter as duas válvulas desligadas, ou manter uma ligada e outra desligada. A chave para alternar o acionamento das válvulas era uma só e assim, quando uma era desligada a outra era acionada no mesmo instante.

O Motor era colocado em funcionamento, alimentado pelo tanque de combustível, e ficava operando em baixa rotação, com carga mínima por 20 a 30 minutos. Em seguida a rotação era ajustada para o valor desejado e a carga aumentada para a máxima correspondente àquela rotação. A relação ar/combustível era ajustada de modo a se obter a maior carga possível e esse ajuste era mantido para todo o ensaio nessa rotação.

Os ensaios eram sempre iniciados com carga mínima (gerador em vazio). Para cada carga o motor ficava operando por 10 minutos antes de se fazer as medidas. Após esse tempo o cronômetro era acionado juntamente com a chave de acionamento das válvulas solenoides e o motor passava a receber gasolina do reservatório que estava sobre a balança. Quando a quantidade de gasolina consumida estava entre 100 e 200 gramas, o cronômetro era acionado novamente e as válvulas solenoides transferiam a alimentação para o tanque de combustível do motor.

Eram efetuadas pelo menos duas medidas para cada condição de carga. Se o consumo de gasolina (g/s) entre uma medida e outra diferísse por mais que 5% era necessário efetuar nova medida.

Eram efetuadas também medidas da pressão barométrica, da umidade relativa e das temperaturas ambiente e do gás de escape do motor.

A gasolina utilizada nos testes tinha um teor de Álcool de 24% e um PCI = 9300 Kcal/Kg, conforme análises efetuadas pelo Laboratório da Refinaria do Planalto, da PETROBRÁS, em Paulínia, SP.

4.4. PLACAS DE ORIFÍCIO

Foram testadas 3 placas de orifício, sendo uma para tubulação de 100 mm e 2 para tubulação de 27 mm. Todas elas utilizaram a Instalação mostrada na Fig. 2.11.

A placa, já montada na tubulação em que ia operar, era instalada na seção de teste e o conjunto pressurizado para localizar e eliminar possíveis vazamentos.

Os testes foram efetuados para toda a faixa de vazão do ventilador, da mínima à máxima e depois da máxima à mínima.

Foram efetuadas leituras de pressão e temperaturas tanto para o Elemento de Fluxo Laminar, quanto para as placas de orifício.

4.5. SISTEMA DE SECAGEM

Os testes do Sistema de Secagem, Fig. 2.12 visaram:

- a) determinar as temperaturas do ar de secagem quando o Motor Estacionário era alimentado por gasolina e por gás pobre, e

- b) verificar o comportamento do Sistema em condições reais de operação, efetuando-se a secagem de uma batelada de café.

4.5.1. Determinação das Temperaturas do Ar de Secagem

Antes de cada teste era efetuada uma verificação das condições do Sistema, com especial atenção para o circuito do gás pobre, e condições dos filtros. A entrada de ar do gaseificador era conectada a uma linha de ar comprimido para testar as condições dos diversos pontos de tomada de pressão.

O gaseificador era carregado com uma carga de madeira tipo cavaco, já classificada, como exposto no item 4.2.1. Para essas experiências foi utilizada apenas a madeira tipo cavaco por ser de mais fácil obtenção.

O Motor Estacionário era colocado em funcionamento alimentado com gasolina, promovendo um fluxo de ar através do circuito de gaseificação.

O escoamento através do circuito de gaseificação poderia ser efetuado por dois modos:

- a) aspiração pelo motor, que poderia ser conseguida abrindo-se a válvula que controlava a entrada de gás pobre e simultaneamente fechando a entrada de ar do carburador e a válvula de desvio V_1 , do Sistema de Secagem (ver Fig. 2.12). Com esse procedimento o ar de combustão seria aspirado através do gaseificador.
- b) fechando a válvula da entrada de gás pobre do carburador e abrindo a válvula de desvio V_1 . A boca de entrada de ar do gaseificador estava dentro da tubulação do ar de secagem, assim a pressão na entrada do gaseificador era a pressão desenvolvida pelo ventilador. Como o queimador estava a pressão atmosférica o ar podia fluir através do circuito de gaseificação.

O acendimento do gaseificador era efetuado conforme descrição relatada no item 4.2.2, utilizando o dispositivo de acen-

dimento mostrado na Fig. 4.3 e demorava no máximo 10 minutos. Após o acendimento a mecha com querosene era removida e o gás continuava sendo queimado até a chama ficar homogênea e azulada. Nesse momento a válvula V_1 era fechada e iniciava-se o processo de substituição da gasolina pelo gás pobre, na alimentação do motor.

Para essa operação o motor era acelerado até a condição de operação normal (3600 RPM), a mistura era empobrecida o máximo possível, pelo acionamento da válvula de controle de gasolina. A válvula de controle do gás era então aberta até a mistura ficar bastante rica. Nesse ponto voltava-se a atuar na válvula de gasolina para empobrecer a mistura e novamente na válvula do gás para enriquecê-la. O processo continuava até a entrada de gasolina ficar totalmente bloqueada.

Com o motor operando apenas com gás pobre a relação ar/combustível era ajustada, sempre de modo a se obter a potência máxima do motor.

Foram efetuados ensaios para várias condições de carga, para as rotações de 3600, 3100 e 2450 RPM. Fixadas as condições do ensaio (vazão e rotação) o Sistema funcionava até que a temperatura do ar de secagem se estabilizasse por 5 a 10 minutos. Durante o ensaio procurava-se manter o motor na rotação especificada atuando na válvula de entrada de ar do carburador e se necessário na válvula de entrada do gás pobre.

As pressões eram lidas a cada 5 minutos e as temperaturas registradas continuamente. Após a estabilização, a vazão era modificada, mantendo-se a rotação e o processo se repetia. Após cada ensaio o filtro de lã de vidro era substituído, a cinza e água condensada eram removidas e todo o Sistema era examinado.

O Sistema foi ensaiado também com o Motor operando apenas com gasolina e o gaseificador desligado. O objetivo era comparar as temperaturas obtidas para o ar de secagem. Procurou-se manter as mesmas condições de rotação e carga.

4.5.2. Secagem de Café

Com o Sistema operando razoavelmente bem e tendo sido

verificado que as temperaturas do ar de secagem eram adequadas a secagem de grãos, decidiu-se promover a secagem de uma certa quantidade de café, por ser disponível naquela época.

O café, a ser secado, foi cedido pela Secção de Sementes do Instituto Agronômico de Campinas. Esse café era proveniente de lotes que foram despulpados e era constituído basicamente por cafés maduros já na forma de "passa" e por cafés verdes. Por questões de segurança, optou-se por um café já parcialmente seco, com teor de umidade, base úmida, por volta de 27%.

O Silo foi carregado com café até uma altura de 60 cm, aproximadamente, e o Sistema de Secagem colocado em operação, com o motor operando a 3600 RPM e com a válvula de controle de vazão do ar de secagem totalmente aberta.

Periodicamente eram tiradas amostras de café de 3 alturas diferentes do Silo, para controle do teor de umidade.

A secagem demorou 5 dias e o número de horas de operação em cada dia foi variável, dependendo do comportamento do Sistema e da necessidade de paradas para limpeza e substituição dos filtros. Ao final de cada dia o Sistema era desligado e o café permanecia em repouso, sem ventilação, até o dia seguinte.

Foram feitas leituras de pressão nos circuitos de gás pobre e de ar e as temperaturas foram registradas. Foi anotada a quantidade de madeira e gasolina consumida e feita a determinação da quantidade de água e cinzas removida.

O gás pobre entrava no motor com um teor de umidade de 100% e o gás de escape do motor deixava o trocador de calor também saturado.

Terminado o processo de secagem foram recolhidas 4 amostras de café, sendo uma do fundo do Silo, e as demais a 20, 40 e 60 cm do fundo, respectivamente, e o café seco foi devolvido ao Instituto Agronômico. Foi recolhida também uma amostra do café (do mesmo lote original) que ficou secando no IAC, para ser analisada em conjunto com as demais. Essas amostras foram enviadas ao Departamento de Análise Sensorial da Faculdade de Engenharia de Alimentos e Agrícola da UNICAMP e ao Instituto Brasileiro do Café,

em São Paulo, para análise. Os objetivos dessa análise era verificar se o processo de secagem havia prejudicado o produto e se a posição do café no secador tinha influenciado sua qualidade.

Os resultados da análise são mostrados no Apêndice (2) e pode ser notado que o café secado no secador apresentou uma bebida melhor que aquele que ficou secando no terreiro do IAC, e que a posição relativa do café no silo secador não afetou a qualidade da bebida.

C A P Í T U L O 5

REDUÇÃO DOS DADOS OBTIDOS

CAPÍTULO 5 - REDUÇÃO DOS DADOS OBTIDOS

5.1 - INTRODUÇÃO

5.2 - GASEIFICADOR

5.3 - GERADOR

5.4 - MOTOR ELÉTRICO DE CORRENTE ALTERNADA

5.5 - VENTILADOR

5.6 - PLACAS DE ORIFÍCIO

5.7 - MOTOR ESTACIONÁRIO

5.8 - SISTEMA DE SECAGEM

CAPÍTULO 5

REDUÇÃO DOS DADOS OBTIDOS

5.1. INTRODUÇÃO

Neste capítulo estão relacionados os principais dados experimentais obtidos durante os ensaios de cada componente do Sistema de Secagem, e o modo pelo qual esses dados foram tratados.

Para as placas de orifício, motor elétrico, gerador, ventilador e motor estacionário os resultados são apresentados na forma de tabelas e equações. Para o gaseificador e o Sistema de Secagem, são efetuados apenas alguns cálculos de forma a transformar os dados experimentais em quantidades diretamente utilizáveis na simulação do Sistema, que é estudada no Cap. 6.

5.2. GASEIFICADOR

As experiências com o gaseificador foram conduzidas com o objetivo de determinar a relação entre o tamanho da partícula de madeira e a produção de alcatrão, para várias taxas de consumo de madeira.

Em cada ensaio eram efetuadas as medidas de pressão, temperatura e tempo. O teor de umidade, a carga de madeira, o teor de alcatrão e a quantidade de cinzas eram determinadas através de uma balança.

O quadro seguinte mostra as medidas efetuadas durante um ensaio.

EXPERIENCIA Nº 2

MADEIRA TIPO: CILINDRO Nº 1

TEOR DE UMIDADE DA MADEIRA

CARREGAMENTO DO GASEIFICADOR

Peso da amostra úmida: 250,6 g

Nível inicial: 272 mm

Peso da amostra seca : 215,1 g

Nível final : 72 mm

Carga : 1997,6 g

TEOR DE ALCATRÃO

FILTRO DE ALGODÃO

SERPENTINA

Peso antes do ensaio (seco): 362,0 g

Peso antes (seca): 549,0 g

Peso depois do ensaio(seco): 363,4 g

Peso depois(seca): 551,8 g

TEOR DE CINZAS E CARVÃO

FILTRO DE LÃ DE VIDRO

Peso antes (seco): 960,4 g

CINZEIRO: 74,9 g

Peso depois(seco): 967,7 g

CICLONE: 0,0 g

LEITURAS

TEMPO min	AR			GÁS		
	h_2	DH_2	t_2	h_3	DH_3	t_3
10	816	60	25,3	163,0	150	36,0
15	1020	60	25,5	245,0	200	49,4
20	1020	60	25,8	245,0	216	48,9
25	1088	60	26,0	245,0	190	46,2
30	1224	60	26,3	245,0	200	43,6
35	1360	60	26,5	245,0	200	44,2
40	1632	60	26,7	272,0	210	44,8
41'55"	1632	60	26,9	272,0	210	44,4

Tabela 5.1 - Folha de teste para ensaio do Gaseificador. Exemplar de um ensaio.

O teor de umidade (TU), base úmida, era determinado por:

$$TU(\%) = \frac{(\text{peso da amostra úmida} - \text{peso da amostra seca})}{(\text{peso da amostra úmida})} (100)$$

O teor de alcatrão era o somatório das quantidades retidas no Filtro de Algodão e na Serpentina.

O teor de cinzas e carvão era dado pela soma das quantidades retidas no cinzeiro, ciclone e filtro de lã de vidro.

A vazão de ar e gás era determinada através dos valores de DH_2 , h_2 , t_2 , DH_3 , h_3 e t_3 determinados durante o ensaio.

DH_2 e DH_3 : diferenças de pressão nas placas de orifício do ar e gás respectivamente (mm H_2O)

h_2 e h_3 : pressões estáticas na entrada das placas de orifício do ar e do gás (mm H_2O)

t_2 e t_3 : temperaturas do ar e do gás, após as placas de orifício ($^{\circ}C$)

As vazões de ar e gás foram obtidas através da Eq.5.16, com os valores de C_1 da Tabela 5.11, para as placas 2 e 3 respectivamente, sendo a pressão atmosférica local 9724 mm H_2O .

$$Q_o = C_1 \left(\frac{DH(t+273,15)}{h + 9724} \right)^{1/2} \quad m^3/s \quad (5.16)$$

Essa equação adaptada de modo a fornecer os valores da vazão em litros/segundo (Nl/s), referidos a condição normal de temperatura (273 $^{\circ}K$) e pressão (760 mmHg), resulta em:

Vazão de ar:

$$Q_{ar} = 0,01781 \left(\frac{(2+9724)DH_2}{t_2 + 273,15} \right)^{1/2} \quad Nl/s$$

Vazão de gás pobre:

$$Q_{gp} = 0,01949 \left(\frac{(h_3 + 9724) DH_3}{t_3 + 273,15} \right)^{1/2} \text{ Nl/s}$$

Os valores de DH_2 , DH_3 , h_2 , h_3 , t_2 e t_3 são obtidos da Tabela 5.1.

5.3. GERADOR

Para determinação das curvas características do gerador, foram efetuadas leituras de rotação, força e potência elétrica.

As leituras do Wattímetro eram multiplicadas por dois fatores F_1 e F_2 para serem convertidas em potência elétrica produzida pelo gerador. O fator F_1 representava o fator de escala do Wattímetro, que era função da tensão selecionada (120 volts, no caso). O fator F_2 representava a razão entre a corrente produzida pelo Gerador e a corrente que chegava ao Wattímetro através do transformador de corrente.

Em todos os ensaios os valores de F_1 e F_2 foram:

$$F_1 = 3$$

$$F_2 = 5$$

Assim a Potência elétrica produzida pelo Gerador (PEG), era obtida por:

$$PEG = F_1 F_2 Lw \text{ (watts)} \quad |5.1|$$

onde:

Lw: valor lido na escala do Wattímetro.

A potência de eixo do Gerador elétrico (P) era obtida por:

$$P = K F B N/2 \quad |5.2|$$

onde,

$$K = 1,027 \text{ (W/(Kgf m RPM))}$$

K : coeficiente de correção, para se trabalhar com a rotação em RPM, a força em Kilograma-força e se obter a potência em Watts (W/(m Kgf RPM)).

F : força, corrigida, indicada pela balança (Kgf)

B = 0,453 (m): braço da alavanca.

N : rotação do gerador (RPM)

Para obtenção da potência de eixo do gerador, a força indicada pela balança precisava ser corrigida para levar em conta os erros da própria balança e a carga representada pelo Motor Elétrico.

Os erros da balança foram determinados por comparação entre pesos conhecidos colocados na balança e o valor da leitura correspondente. Ao todo foram efetuadas 27 leituras, com peso variando de 100 em 100 gramas.

A equação seguinte, obtida pelo Método dos Mínimos Quadrados, representou muito bem a curva de calibração da balança.

$$P_r = 0,03466 + 9,865 \cdot 10^{-4} L_b$$

onde,

P_r : peso real |Kgf|

L_b : leitura indicada pela balança.

A carga representada pelo Motor Elétrico foi obtida com o motor operando desacoplado do gerador. Foram feitas 19 leituras para rotações variando de 900 a 1800 RPM, de 50 em 50 RPM. Essa carga, admitida linear, foi representada por:

$$C = 0,03466 + 9,865 \cdot 10^{-4} (30 + N/90) \quad |Kgf|$$

Assim, a força corrigida F utilizada para cálculo da potência de eixo do gerador podia ser obtida pela equação:

$$F = P_r - C$$

$$F = 9,865 \cdot 10^4 (L_b - N/90 - 30) \quad |Kgf|$$

Através das equações 5.1 e 5.2 e das leituras efetuadas L_b e L_w , foram determinadas as potências de eixo e elétrica do gerador para cada rotação ensaiada, desde o valor mínimo até o valor máximo suportado pelo gerador.

A potência de eixo mínima era obtida para o gerador operando sem carga. A potência máxima era auto-limitada pelo gerador em virtude do mesmo possuir o campo em paralelo com a carga.

Os ensaios foram efetuados para rotações, no gerador, variando de 1800 a 3600 RPM, de 200 em 200 RPM. A tabela 5.2 é ilustrativa dos dados obtidos.

L_b	L_w	L_b	L_w	L_b	L_w	L_b	L_w
510	0,0	2110	24,2	510	0,0	2180	86,5
660	8,9	1970	77,2	670	9,5	2020	79,1
880	20,9	1850	70,5	880	20,1	1830	69,5
1050	30,1	1610	58,8	1060	31,1	1630	60,0
1290	42,8	1430	49,5	1280	42,0	1440	50,1
1460	52,0	1230	39,3	1440	50,4	1220	39,0
1650	61,0	1040	30,0	1650	61,2	1070	31,5
1850	71,3	860	20,2	1860	72,5	880	21,0
2040	81,5	680	10,2	2060	81,3	690	10,8
2300	92,5	500	0,0	2280	92,0	500	0,0
2510	102,5	-	-	2480	102,0	-	-

Tabela 5.2 - Ensaio do Gerador - Leituras efetuadas na balança e no wattímetro para o gerador a 3600 RPM.

Como o gerador ia servir de freio dinamométrico para o Motor de Combustão Interna, foi feita uma avaliação de erros dos resultados obtidos.

Foi utilizada a notação abaixo para os desvios das grandezas medidas.

Força : F +/- DF (Kgf)

Distância: B +/- DB (m)

Rotação : N +/- DN (RPM)

Utilizando a expressão (5.2) para a potência de eixo do gerador, o erro absoluto, segundo DOEBELIN [11] pode ser obtido por:

$$E_a = \left| \frac{\partial P}{\partial F} DF \right| + \left| \frac{\partial P}{\partial B} DB \right| + \left| \frac{\partial P}{\partial N} DN \right|$$

$$\frac{\partial P}{\partial F} = \frac{K}{2} B N$$

$$\frac{\partial P}{\partial B} = \frac{K}{2} F N$$

$$\frac{\partial P}{\partial N} = \frac{K}{2} F B$$

$$E_a = \frac{K}{2} |B N DF| + |F N DB| + |F B DN|$$

Dividindo-se a expressão acima pela potência, obtém-se:

$$\frac{E_a}{P} = \left| \frac{DF}{F} \right| + \left| \frac{DB}{B} \right| + \left| \frac{DN}{N} \right| \quad (5.4)$$

Para os instrumentos utilizados os desvios eram:

DF = 0,01 (Kgf)

DB = 0,001 (m)

DN = 10 (RPM)

De acordo com o Standard Measurement Guide [12], o intervalo de confiança para 95% de probabilidade é dado por:

$$E_{95\%} = \left(\left(\frac{DF}{F} \right)^2 + \left(\frac{DB}{B} \right)^2 + \left(\frac{DN}{N} \right)^2 \right)^{1/2} \quad (5.5)$$

Os maiores erros ocorrerão para os menores valores de potência e vice-versa. Isso é ilustrado pelo quadro abaixo, obtido a partir dos dados da Tabela 5.2 e das equações (5.3), (5.4) e (5.5).

Força Kgf	Potência Watts	Erro absoluto %	Erro 95% %
0,42	352	2,9	2,4
2,41	2018	0,9	0,6

Pode ser observado, que a menor potência, no caso 352 Watts, para o gerador operando a 3600 RPM está sujeita ao maior erro absoluto que é 2,9%, enquanto que para a maior potência o erro absoluto é 0,9%.

A potência elétrica produzida pelo gerador foi determinada através de um Wattímetro, classe 1, o que significa que o valor lido apresenta um erro da ordem de 1% do fundo de escala e portanto +/- 18 Watts no presente caso. Aqui também, os maiores erros correspondem aos menores valores de potência e vice-versa, como ilustrado no quadro abaixo.

Potência Watts	Erro absoluto %
133.5	13,5
1537.5	1,2

Verificou-se que os pontos representados pela Potência

de eixo e pela Potência elétrica do gerador quando lançados em um gráfico $P \times PEG$ sugeriam linhas ligeiramente curvadas.

Esses pontos foram muito bem representados por:

$$P = b_0 + b_1 PEG + b_2 PEG^2 \quad (5.6)$$

onde os coeficientes b_0 , b_1 e b_2 foram determinados pelo Método dos Mínimos Quadrados, para cada rotação ensaiada, e estão apresentados na Tabela 5.3. A Fig. 5.1 mostra os resultados para 3600 RPM, bem como a faixa de erro absoluto.

Rotação RPM	b_0	b_1	b_2 $\times 10^3$
3600	356,8	0,9741	0,0653
3400	332,9	0,9675	0,0859
3200	284,7	0,9566	0,1008
3000	260,8	0,9622	0,1015
2800	226,1	0,9537	0,1333
2600	193,0	0,9653	0,1520
2400	173,4	0,9273	0,2350
2200	149,2	0,9647	0,1981
2000	128,3	0,8867	0,5034
1800	103,7	0,9512	0,3733

Tabela 5.3 - Coeficiente b_0 , b_1 e b_2 da Eq. 5.6 para as rotações ensaiadas,

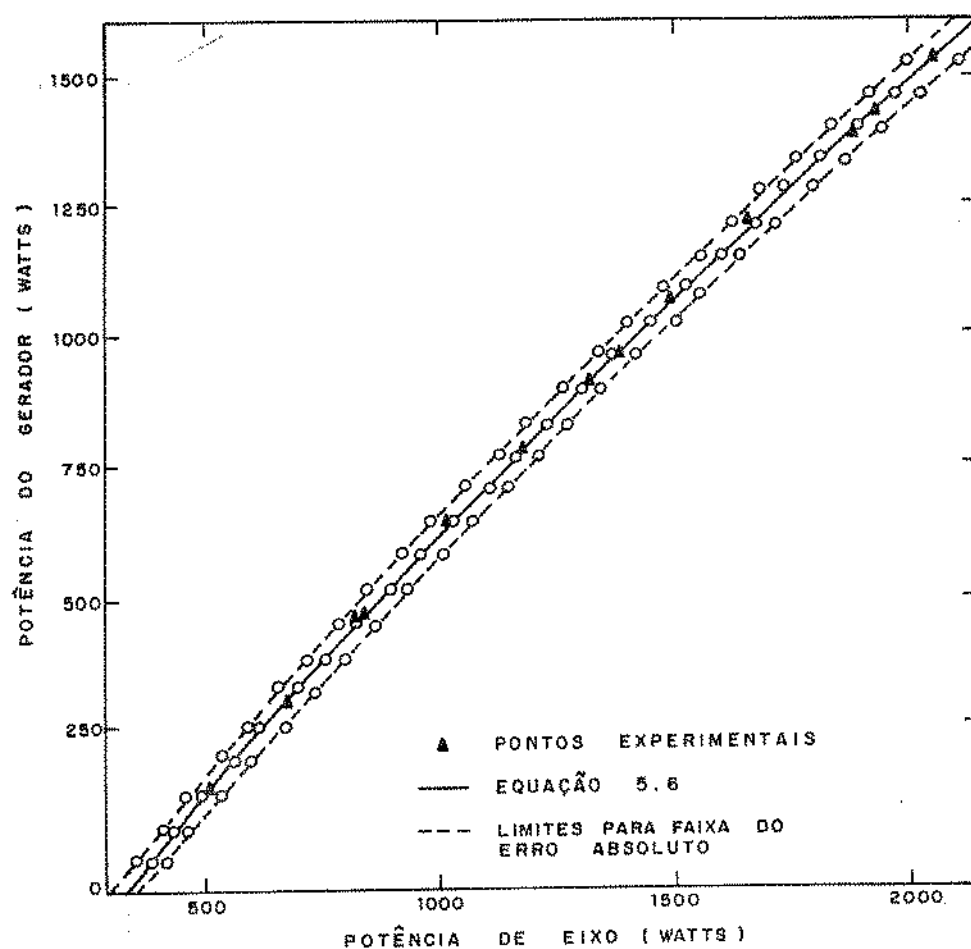


FIG. (5.1) RESULTADOS DO ENSAIO DO GERADOR (3600 RPM)

5.4. MOTOR ELÉTRICO DE CORRENTE ALTERNADA

O ensaio desse motor foi efetuado segundo a montagem esquematizada na Fig. 2.8. Foram registradas as leituras do Wattímetro, tanto para o motor quanto para o gerador. As leituras de rotação foram obtidas por interpolação linear entre os valores marcados na escala do tacômetro. Esse procedimento foi verificado com o auxílio do Stroboscópio e revelou-se satisfatório.

As potências elétricas foram determinadas através da Equação 5.1.

$$P = F_1 F_2 L_w$$

| 5.1 |

Para o motor elétrico $F_1 F_2 = 30$ e para o gerador $F_1 F_2 = 15$.

A potência de eixo do motor foi obtida através da Equação 5.6, com os coeficientes b_0 , b_1 , b_2 obtidos por interpolação linear entre as rotações 3200, 3400 e 3600 da Tab. 5.3, resultando em:

$$b_0 = -288,1 + 0,1800 N$$

$$b_1 = 0,8173 + 0,4375 \cdot 10^{-4} N$$

$$b_2 = 0,3858 \cdot 10^{-3} - 0,8875 \cdot 10^{-7} N$$

Os dados obtidos do ensaio, bem como os valores calculados de potência e eficiência estão mostrados na tabela abaixo.

VALORES LIDOS			VALORES CALCULADOS		
N RPM	L_{WM}	L_{WG}	Potência Consumida (Watts)	Potência Eixo (Watts)	Eficiência η_{me} %
3430	25,0	0	750	329,3	43,9
3425	26,0	0	780	328,4	42,1
3415	31,5	10	945	473,5	50,1
3410	38,0	20	1140	623,1	54,7
3390	45,5	30	1365	773,8	56,7
3375	54,0	40	1620	929,4	57,4
3340	65,0	50	1950	1085,9	55,7
3250	79,0	60	2370	1239,3	52,3
3265	66,0	50	1980	1073,7	54,2
3315	55,0	40	1650	919,0	55,7
3350	46,0	30	1380	766,6	55,6
3365	38,5	20	1155	614,8	53,2
3400	31,0	10	930	470,7	50,6
3425	25,5	0	765	328,4	42,9

Tabela 5.4 - Ensaio do Motor Elétrico.

L_{WM} - Leitura no wattímetro (pot. consumida)

L_{WG} - Leitura no wattímetro (pot. de eixo)

A eficiência pode ser bem representada em função da potência consumida (PC) pelo motor elétrico pela equação:

$$\eta_{me} = 14,053 + 0,051 PC - 0,150 \cdot 10^{-4} PC^2 \quad (5.7)$$

5.5. VENTILADOR

Os dados do ensaio do ventilador foram obtidos a partir das experiências realizadas segundo a montagem esquematizada na Fig. 2.9. A rotação manteve-se constante durante todo o ensaio (3400 RPM).

Durante o ensaio foram tomadas medidas da potência consumida pelo motor elétrico, da pressão estática desenvolvida pelo ventilador (hE) da diferença de pressão (DH₀) e da pressão estática na placa de orifício (h₀), bem como das temperaturas ambiente e na placa de orifício. Os dados obtidos são mostrados na Tabela 5.5.

Potência Consumida Mot. Elet. (watts)	hE mmH ₂ O	DH ₀ mmH ₂ O	H ₀ mmH ₂ O	t _o °C
960	187	0	186,4	19,3
990	182	13,2	172,7	19,6
1020	178	25,9	162,1	19,6
1020	176	38,9	151,6	19,6
1050	173	51,1	142,2	19,3
1050	170	64,0	131,6	19,3
1080	168	76,7	122,2	19,3
1110	163	101,9	103,1	19,6
1140	156	137,2	76,5	19,6
930	184	0	184,7	22,0
960	179	13,0	171,5	22,0
990	177	25,9	160,5	22,0
1020	174	38,1	150,6	22,0
1020	172	51,3	140,0	22,0
1050	169	63,5	130,6	22,0
1080	167	76,7	120,4	22,0
1095	160	102,1	101,3	22,0
1140	156	135,1	76,2	22,0

Tabela 5.5 - Dados obtidos no ensaio do ventilador.

Para determinação da vazão através da placa de orifício foi utilizada a Eq. 5.16, discutida no item 5.6.

$$Q_o = C_1 \left(\frac{DH_o T_o}{H_o} \right)^{1/2} \quad (5.16)$$

Essa equação foi modificada de modo a fornecer a vazão já corrigida para as condições adotadas como de referência para a elaboração do gráfico com as curvas do ventilador.

Assim,

$$C_1 = 0,0657 - \text{Valor médio da Tab. 5.10}$$

$$T_r = 293,15 \text{ K } (20^\circ\text{C})$$

$$H_r = 715 \text{ mmHg } (9724 \text{ mm H}_2\text{O})$$

Efetuada as modificações adequadas obtém-se:

$$Q_r = 1,98 \left(\frac{DH_o H_o}{T_o} \right)^{1/2}$$

onde,

Q_r : vazão (litros/segundo) a T_r e H_r

DH_o : diferença de pressão na placa de orifício (mm H_2O)

$H_o = 9724 + h_o$ (pressão total na placa de orifício mm H_2O)

$T_o = 273,15 + t_o$ (temperatura absoluta na entrada da placa de orifício) (K)

A determinação da potência de eixo foi efetuada a partir da potência consumida (Tab. 5.5) e da eficiência do motor elétrico, calculada através da Eq. 5.7.

A eficiência do ventilador foi definida como a razão entre a potência fornecida ao fluido, e a potência de eixo do ventilador.

A potência fornecida ao fluido foi determinada pela equação:

$$P_u = \rho_o g Q_o h \quad (5.8)$$

onde,

P_u : potência fornecida ao fluido (watts)

ρ_o : densidade do ar (20°C e 715 mmHg) (Kg/m³)

g : aceleração da gravidade, considerada constante

$g = 9,807$ (m/s²)

Q_o : vazão (20°C e 715 mmHg) (m³/s)

h : altura de elevação em metros de col. fluido (m.c.ar).

Como pode ser visto pela Eq. 2.6, do Cap. 2, a altura de elevação em termos de altura de coluna de fluido, para uma mesma vazão depende das perdas por atrito e portanto das propriedades do fluido. No entanto, segundo HANSEN [13], o escoamento dentro do rotor é tão turbulento que as perdas por atrito podem ser consideradas como independentes do número de Reynolds, e portanto da viscosidade.

Dessa forma, variações na temperatura do ar não afetam o valor de h , expresso em metros de coluna de ar. No entanto no trabalho com ventiladores é usual exprimir a altura de elevação em mm H₂O e estabelecer uma temperatura e pressão de referência. Neste trabalho essas condições foram:

Temperatura de referência: $T_R = 293,15$ K (20°C)

Pressão de referência : $H_R = 715$ mm Hg

A altura de elevação expressa em mm H₂O depende da densidade do ar e portanto da sua temperatura, e sua variação com a temperatura pode ser relacionada por:

$$h_1/h_2 = T_2/T_1 \quad (5.9)$$

onde,

h_1 e h_2 : alturas de elevação para o ar a T_1 e T_2 respectivamente (mm H₂O).

T_1 e T_2 : temperaturas absolutas do ar (K).

A altura de elevação é a soma das pressões estática e dinâmica e podem ser obtidas por:

$$h = hE + \rho_{ar} Co Q^2 \quad (5.10)$$

onde,

hE : pressão estática (mm H_2O)

$Co = 8,969 \cdot 10^{-4} [s^2/Kgm^2]$: função da área, aceleração da gravidade, e coerência dimensional.

Q : vazão através do ventilador (litros/segundo)

ρ_{ar} : densidade do ar na entrada do ventilador.

A vazão através do ventilador foi obtida a partir da vazão na placa de orifício, pela utilizado na Equação da Continuidade, por:

$$Q = Q_o T/T_o \quad (5.11)$$

Os valores de h obtidos pela Eq. 5.10, são transformados para a condição de referência pela Eq. 5.9. A partir desses cálculos, foi construída a Tab. 5.6.

Como discutido no Cap. 2 Item 2.3.3 a altura de elevação e a eficiência podem ser representadas por polinômios do 2º grau, Eq. 2.7 e Eq. 2.10, em função da vazão. Os coeficientes dessas equações foram determinados pelo Método dos Mínimos Quadrados, a partir dos valores listados na Tab. 5.6. Aquelas equações escritas em função desses coeficientes são:

$$h = 185,86 - 0,0634 Q - 0,000303 Q^2 \quad (5.12)$$

$$\eta_v = -0,0227 + 0,4691 Q - 0,00113 Q^2 \quad (5.13)$$

onde,

h : altura de elevação (mm H_2O)

η_v : eficiência do ventilador (%)

Q : vazão (l/s)

Potência eixo (watts)	Q_o l/s	Q l/s	h mm H_2O	Eficiência %
472,2	0,0	0,0	186,6	0,0
493,4	41,8	41,7	183,3	17,3
514,8	58,6	58,4	180,8	22,9
514,8	71,7	71,5	180,3	28,0
536,2	82,2	81,9	178,6	30,5
536,2	92,0	91,6	177,1	33,9
557,7	100,6	100,3	176,6	35,5
579,2	115,4	115,4	174,7	38,9
600,8	134,2	133,7	171,8	42,7
451,1	0,0	0,0	185,3	0,0
472,2	41,3	41,2	181,8	17,6
493,4	58,3	58,1	181,3	23,7
514,8	70,7	70,5	179,7	27,3
514,8	82,0	81,7	179,2	31,5
536,2	91,2	90,9	177,6	33,4
557,7	100,2	99,8	177,1	35,1
568,4	115,4	115,0	173,0	38,8
600,8	132,6	132,2	172,8	42,1

Tabela 5.6 - Resultados do ensaio do ventilador a 3400 RPM.

5.6. PLACAS DE ORIFÍCIO

As placas de orifício foram ensaiadas na montagem esquematizada na Fig. 2.11 e foram efetuadas medidas de pressões e temperaturas, tanto para a placa de orifício quanto para o elemento de fluxo laminar.

Foram testadas ao todo três placas de orifício, sendo uma para o ar de secagem, outra para o ar de gaseificação e a terceira para o gás pobre.

A placa do ar de secagem foi testada apenas dentro de sua faixa de utilização, por limitação da capacidade do ventila-

dor. Os dados obtidos estão mostrados nas tabelas seguintes.

ELEMENTO LAMINAR			PLACA DE ORIFÍCIO		
t_e	DH_e	h_e	t_o	DH_o	h_o
34,4	5,391	208	33,0	21,6	76,2
34,6	4,587	252	33,1	15,7	131,8
34,9	3,568	343	33,3	9,7	248,4
34,9	4,837	223	33,5	17,5	97,3
34,7	5,501	155	33,5	22,4	11,9

Tabela 5.7 - Dados obtidos no ensaio da placa 1.

ELEMENTO LAMINAR			PLACA DE ORIFÍCIO		
t_e	DH_e	h_e	t_o	DH_o	h_o
31,5	0,039	541	26,5	13,5	537,8
33,0	0,071	541	26,2	35,1	531,8
34,0	0,100	541	26,2	65,0	524,1
35,5	0,112	541	26,5	80,0	520,7
36,5	0,126	541	26,7	109,2	516,7
37,0	0,135	541	26,8	127,8	513,1
37,7	0,155	541	27,0	158,0	505,3
38,2	0,168	541	27,0	183,1	500,1
38,5	0,180	541	27,2	210,8	494,5
39,0	0,191	541	27,5	237,7	489,6
39,2	0,199	541	27,8	257,3	485,7
39,8	0,208	541	28,0	280,7	481,6
40,0	0,224	541	28,2	319,5	473,0
40,0	0,206	541	28,8	273,1	482,2
40,0	0,191	541	28,8	237,2	490,2
40,0	0,177	541	28,8	200,9	496,5
40,0	0,150	541	28,8	153,2	508,0
39,5	0,133	541	28,5	123,7	514,7
39,2	0,114	541	28,2	84,3	521,0
38,8	0,097	541	28,0	62,2	526,1
38,5	0,082	541	28,0	42,7	530,0
37,5	0,039	541	27,8	13,0	537,9

Tabela 5.8 - Dados obtidos no ensaio da placa 2.

ELEMENTO LAMINAR			PLACA DE ORIFÍCIO		
t_e	DH_e	h_e	t_o	DH_o	h_o
33,0	0,055	541	27,2	17,0	535,2
33,5	0,085	541	27,2	43,4	528,5
35,5	0,108	541	27,5	66,0	522,1
36,5	0,124	541	27,5	87,1	516,7
37,2	0,147	541	27,8	119,4	508,1
38,0	0,160	541	28,0	142,2	503,0
38,5	0,180	541	28,0	176,3	494,0
39,0	0,190	541	28,2	191,9	489,7
39,2	0,197	541	28,5	215,6	485,8
39,8	0,210	541	28,8	241,6	479,8
40,0	0,217	541	28,8	269,7	476,2
40,0	0,233	541	29,0	297,9	467,2
40,0	0,246	541	29,2	325,1	459,1
40,2	0,230	541	29,2	295,1	469,2
40,2	0,215	541	29,2	253,7	477,4
40,0	0,196	541	29,0	210,6	486,9
40,0	0,180	541	29,0	181,1	495,0
40,0	0,166	541	29,0	151,9	501,1
40,0	0,145	541	29,0	120,9	510,2
39,8	0,123	541	29,0	87,9	518,1
39,0	0,095	541	29,0	47,8	526,4
38,0	0,038	541	28,5	8,4	538,0

Tabela 5.9 - Dados obtidos nos ensaios da placa 3.

A curva de calibração do Elemento de Fluxo Laminar representa a vazão versus diferença de pressão através do Elemento para escoamento em condições normalizadas. No caso,

Temperatura $T^* = 294,26 \text{ K}$ ($21,45^\circ\text{C}$)

Pressão $P^* = 760 \text{ mmHg}$ ($10\,336 \text{ mm H}_2\text{O}$)

Quando as condições de temperatura e pressão são diferentes dessas, é necessário corrigir o valor lido na curva de calibração. Essa correção leva em consideração as variações de pres

são, temperatura e viscosidade do ar e pode ser obtida por:

$$Q_e = \frac{P_e}{P_e^*} \frac{T_e^*}{T_e} \frac{\mu_e^*}{\mu_e} Q_e^* \quad (5.14)$$

onde,

- Q_e : vazão no Elemento de Fluxo Laminar: EFL (m^3/s)
- P_e : pressão no EFL (N/m^2)
- T_e : temperatura no EFL (K)
- Q_e^* : vazão do EFL a T^* e P^* (m^3/s)
- P_e^* : pressão de referência do EFL (N/m^2)
- T_e^* : temperatura de referência para o EFL (K)
- μ_e, μ_e^* : viscosidade absoluta a T_e e T_e^* respectivamente.

A vazão através da placa de orifício foi obtida a partir da vazão no Elemento de Fluxo Laminar, usando a equação da continuidade, pela expressão:

$$Q_o = \frac{T_o}{T_e} \frac{P_e}{P_o} Q_e \quad (5.15)$$

onde,

- Q_o : vazão através da Placa de Orifício.
- P_o, T_o : Pressão e temperatura na Placa de Orifício.

Utilizando os dados da Tab. 5.7, (Placa 1) com a curva de calibração do EFL e as equações 2.11, 2.12, 5.14, e 5.15, foram determinados a vazão real através da placa de orifício, o coeficiente de descarga teórico (Eq. 2.12) e o coeficiente de descarga real (obtido da equação 2.11). Esses valores estão na Tab.5.10.

Pode ser notado que os valores teóricos do coeficiente de descarga estão muito próximos dos valores reais, para essa placa (tubulação de 98 mm de diâmetro interno).

PLACA 1			
Q_0 (l/s)	CT	C	C_1
53,9	0,620	0,612	0,0656
46,1	0,621	0,616	0,0660
36,2	0,623	0,619	0,0663
48,0	0,621	0,606	0,0650
55,0	0,620	0,611	0,0655
MÉDIA	0,621	0,613	0,0657

Tabela 5.10 - Vazão através da Placa 1

CT - Coeficiente teórico

C - Coeficiente real

 C_1 - Coeficiente Global (Eq.5.16)

A utilização da Eq. 2.11 na forma que está, não é prática pois as pressões são usualmente determinada em altura de coluna de água e a densidade é calculada a partir da equação de estado para gás perfeito.

Fazendo as substituições necessárias e admitindo que o coeficiente de descarga é constante na faixa de interesse e juntando todos os termos constantes em um único coeficiente, tem-se:

$$Q_0 = C_1 \left(\frac{DH_0 T_0}{H_0} \right)^{1/2} \quad (5.16)$$

$$C_1 = C A_2 (2R)^{1/2} / (1-\beta^4)^{1/2}$$

onde,

C : coeficiente de descarga real

A_2 : área do orifício (m^2)

R : constante de gás do ar ($J/(Kg K)$)

β : razão entre os diâmetros do orifício e do tubo

Q_0 : vazão à temperatura T_0 e pressão H_0 (m^3/s)

C_1 : coeficiente global de descarga $m^2/(s K^{1/2})$

DH_0 : diferença de pressão na placa de orifício (mm H_2O)

H_0 : pressão absoluta na placa de orifício (mm H_2O)

T_0 : temperatura absoluta (K)

Os coeficientes globais C_1 para as placas de orifício do ar de gaseificação (placa 2) e do gás pobre (placa 3) estão listados na Tabela 5.11.

PLACA 2			PLACA 3		
Q_0 (l/s)	C	$C_1 \cdot 10^3$	Q_0 (l/s)	C	$C_1 \cdot 10^3$
0,38	0,509	0,615	0,37	0,616	0,745
0,39	0,514	0,621	0,55	0,645	0,780
0,71	0,580	0,701	0,84	0,616	0,745
0,78	0,577	0,697	0,91	0,635	0,767
0,92	0,563	0,681	1,16	0,596	0,720
0,99	0,594	0,718	1,05	0,625	0,755
1,08	0,568	0,686	1,36	0,596	0,720
1,09	0,590	0,713	1,20	0,621	0,750
1,21	0,560	0,677	1,41	0,622	0,752
1,25	0,542	0,655	1,56	0,609	0,736
1,29	0,552	0,667	1,52	0,615	0,743
1,41	0,549	0,663	1,68	0,601	0,726
1,47	0,565	0,683	1,70	0,617	0,746
1,58	0,563	0,681	1,78	0,619	0,748
1,65	0,560	0,677	1,83	0,606	0,733
1,69	0,562	0,679	1,85	0,606	0,733
1,77	0,553	0,668	1,99	0,601	0,726
1,78	0,557	0,673	1,95	0,603	0,729
1,85	0,556	0,672	2,01	0,588	0,711
1,91	0,556	0,672	2,12	0,593	0,717
1,92	0,552	0,667	2,15	0,598	0,723
2,06	0,554	0,670	2,27	0,605	0,731
MÉDIA	0,558	0,674	MÉDIA	0,611	0,738

Tabela 5.11 - Coeficientes Globais de descarga para as placas 2 e 3.

5.7. MOTOR ESTACIONÁRIO

O ensaio do motor foi efetuado conforme descrito no Cap. 4 item 4.3.3, utilizando a montagem experimental esquematizada na Fig. 2.10.

Os dados obtidos de Potência elétrica produzida pelo gerador (PEG), consumo de gasolina (CG), temperatura ambiente (t_o), temperatura do gás de escape (t_{es}) e umidade relativa (UR), estão mostrados na Tab. 5.12, para a rotação de 3600 RPM.

PEG	CG	t_o	t_{es}	UR
Watts	g/s	C	C	%
0,0	0,1034	19,0	649	75,4
0,0	0,1038	19,4	650	73,9
0,0	0,1021	19,4	630	72,4
0,0	0,0990	19,4	630	72,4
0,0	0,1012	19,8	636	69,6
187,5	0,1119	21,0	642	65,0
187,5	0,1094	21,0	642	65,0
195,0	0,1135	21,0	626	65,0
277,5	0,1138	17,6	609	68,5
277,5	0,1129	17,6	-	68,5
697,5	0,1625	18,0	-	67,0
697,5	0,1606	18,4	-	65,1
847,5	0,1803	18,4	-	65,1
750,0	0,1707	18,4	-	65,1
735,0	0,1657	18,4	-	65,1
1185,0	0,2045	18,6	-	64,8
1177,5	0,2014	19,2	-	61,2

Tabela 5.12 - Dados experimentais obtidos durante ensaio do motor a 3600 RPM.

A potência de eixo do motor, denominada potência efetiva observada (N_{eo}) foi obtida através da Eq. 5.6, com os coeficientes b_0 , b_1 e b_2 tirados da Tab. 5.3 para a rotação adequada.

$$N_{eo} = b_0 + b_1 \text{ PEG} + b_2 \text{ PEG}^2 \quad (5.6)$$

Segundo a ABNT (8), a potência efetiva observada deve ser reduzida as condições padrões. Essas condições são:

Pressão atmosférica: $B_p = 736 \text{ mmHg}$
 Temperatura : $T_p = 293 \text{ K } (20^\circ\text{C})$
 Umidade relativa : $UR_p = 60\%$
 Pressão parcial de
 vapor d'água : $p_{vp} = 10,5 \text{ mmHg}$

A redução é efetuada como segue:

$$N_{er} = N_{eo} / \alpha A \quad (5.17)$$

$$\alpha A = KA + 0,7 (KA - 1) (1/\eta_m - 1)$$

$$KA = (T_p/T_o)^{0,75} ((B-h)/(B_p-h_p))$$

$$\eta_{mec} = 0,85 \text{ (admitido)}$$

onde,

N_{er} : potência efetiva reduzida (watts)

αA : coeficiente de redução

KA : fator que depende da razão entre as temperaturas padrão e observada, e da relação entre as pressões parciais do ar.

η_{mec} : rendimento mecânico

A pressão de vapor (p_v) pode ser obtida em função da umidade relativa e da pressão de saturação (P_s) do vapor d'água.

$$p_v = UR P_s$$

$$P_s = \exp(55,536 - 6834,27/T_o - 5,17 \ln T_o) \text{ (mmHg)}$$

onde,

T_o : temperatura absoluta (K)

Efetuando as substituições necessárias obtém-se:

$$\alpha A = 1,1235 \frac{293}{T_o} \frac{715 - UR P_s}{725,5} - 0,1235 \quad (5.17a)$$

Os valores de αA , assim calculados estiveram por volta de 0,97 para a quase totalidade dos pontos. Isso era esperado, uma vez que as condições dos ensaios eram próximas das condições padrões.

A potência consumida (N_c) pelo motor foi obtida por:

$$N_c = CG PCI \quad (5.18)$$

onde,

N_c : potência consumida (watts)

CG : consumo de gasolina Tab. 5.12 (g/s)

PCI: poder calorífico inferior da gasolina (J/grama)

O rendimento do motor foi definido como a relação entre a potência efetiva reduzida (N_{er}) e a potência consumida (N_c).

$$\eta_m = (N_{er}/N_c) 100 \quad (5.19)$$

Utilizando as Eq. 5.6, 5.17, 5.17a, 5.18, 5.19 e os dados experimentais, os valores da potência de eixo reduzida, da potência consumida e da eficiência do motor foram calculados e estão apresentados na Tab. 5.13.

Verificou-se que o rendimento do motor poderia ser expresso em função de sua potência de eixo, para cada rotação, por meio de polinômios do 2º grau.

$$\eta_m = a_0 + a_1 N_{er} + a_2 N_{er}^2 \quad (5.20)$$

N	N_{er}	N_c	η_m	Eq. 5.21	Erro
RPM	Watts	Watts	%	%	%
3600	367,8	3966,5	9,3	8,7	7,0
	558,5	4307,1	13,0	12,3	5,9
	651,7	4412,1	14,8	13,8	7,3
	1101,0	6288,4	17,5	19,1	-8,2
	1150,6	6547,2	17,6	19,4	-9,5
	1648,0	7899,9	20,9	20,9	0,1
3400	343,2	3717,4	9,2	8,8	4,1
	494,8	4000,2	12,4	11,9	4,3
	729,6	4626,3	15,8	15,6	1,3
	973,4	5550,7	17,5	18,1	-3,6
	1448,0	7434,7	19,5	19,3	1,0
3200	293,5	3280,1	8,9	8,3	6,9
	428,5	3701,8	11,6	11,3	2,3
	720,1	4370,0	16,5	16,1	2,4
	911,5	4977,2	18,3	18,0	1,8
	1126,0	5914,0	19,0	18,9	0,7
3000	268,9	3172,4	8,5	8,3	2,6
	412,3	3328,1	12,4	11,7	5,9
	420,0	3612,3	11,6	11,9	-2,3
	627,5	4166,9	15,1	15,6	-3,0
	862,7	4927,9	17,5	18,1	-3,1
	1094,7	6006,2	18,2	18,7	-2,8
2800	235,5	2884,4	8,2	7,9	3,7
	875,8	4708,6	18,6	18,6	0,2
2600	694,2	3913,3	17,7	17,8	-0,6
2400	545,8	3469,5	15,7	16,5	-4,9
2200	412,5	3071,2	13,4	14,5	-7,8
2000	289,1	2094,2	13,8	13,8	17,3

Tabela 5.13 - Resultados do ensaio do motor operando com gasolina.

Os coeficientes a_0 , a_1 e a_2 desses polinômios foram determinados para as rotações de 3000, 3200, 3400 e 3600 RPM, por meio do Método dos Mínimos Quadrados, utilizando os valores de rendimento (η_m) e potência de eixo (N_{er}) da Tab. 5.13. Foi imposto que esses polinômios passassem pelos pontos de rendimento nulo quando a potência de eixo fosse zero.

Os valores desses coeficientes estão mostrados na Tab. 5.14.

N RPM	a_0	a_1	a_2 10^5
3600	0,05582	0,02665	-0,88362
3400	0,05475	0,02978	-1,1412
3200	0,05478	0,03138	-1,215
3000	0,05705	0,03547	-1,7416

Tabela 5.14 - Coeficientes da Eq. 5.20 obtidos a partir da Tab. 5.13.

Os coeficientes a_0 , a_1 e a_2 foram expressos em função da rotação por meio de interpolação linear, permitindo assim a utilização da Eq. 5.20 para todas as rotações de interesse. Esses coeficientes em termos da rotação ficam:

$$\begin{aligned} a_0 &= 0,06174 - 0,186 \cdot 10^{-5} N \\ a_1 &= 0,7712 - 0,14 \cdot 10^{-4} N \\ a_2 &= -0,5614 \cdot 10^{-4} + 0,13239 \cdot 10^{-7} N \end{aligned}$$

A substituição dos valores de a_0 , a_1 e a_2 na expressão da Ea. 5.20 resulta em:

$$\begin{aligned} \eta_m &= (0,06174 - 0,186 \cdot 10^{-5} N) + (0,7712 - 0,14 \cdot 10^{-4} N) \\ &\quad N_{er} + (-0,5614 \cdot 10^{-4} + 0,13239 \cdot 10^{-7} N) N_{er}^2 \end{aligned} \quad (5.21)$$

Os valores do rendimento calculados a partir da Eq. 5.21 estão mostrados na Tab. 5.13 para efeito de comparação com os rendimentos obtidos a partir dos dados experimentais. Pode ser observado que os erros relativos entre os valores experimentais e os calculados são menores que 10%, com exceção do único resultado experimental disponível para 2000 RPM.

5.8. SISTEMA DE SECAGEM

Determinação das temperaturas do ar de secagem

Os ensaios para determinação das temperaturas do ar de secagem foram efetuados com o motor operando com gás pobre e com gasolina.

Motor operando com gás pobre

As medidas efetuadas, de pressões e temperaturas, para o gás pobre e para o ar de secagem estão mostradas na Tab. 5.15.

N RPM	h_{gp} mm H ₂ O	DH_{gp} mm H ₂ O	t_{gp} °C	h_{ar} mm H ₂ O	DH_{ar} mm H ₂ O	t_{ar} C	t_{amb} C	hE mm H ₂ O
3600	-9	55	43,7	159	105	58,3	30,0	169
	-21	63	46,0	125	94	64,3	32,4	169
	-48	63	48,8	136	45	70,0	33,6	180
3100	-32	33	41,6	58	106	52,1	27,7	122
	-40	27	44,0	85	69	54,8	30,6	128
	-13	36	45,5	114	35	60,0	32,7	135
	-15	28	45,0	128	8	67,9	31,8	142
2450	-46	25	43,7	88	5	60,2	28,9	89
	-35	28	43,5	71	25	53,3	28,9	84
	-23	21	41,0	54	46	50,7	28,9	80
	-21	23	34,2	39	65	48,5	28,9	77

Tabela 5.15 - Dados experimentais obtidos durante ensaio do Sistema de Secagem. Motor operando com gás pobre.

Todas essas medidas foram efetuadas após a estabilização da temperatura do ar de secagem.

Motor operando com gasolina

As medidas efetuadas, de pressões e temperaturas do ar de secagem e do ar ambiente estão mostradas na Tab. 5.16 e foram tomadas após a estabilização da temperatura do ar de secagem.

N RPM	h_{ar} mm H ₂ O	DH_{ar}	t_{ar} C	t_{amb} C	hE mm H ₂ O
3600	149	47	51,0	26,0	184
	99	107	47,7	27,4	172
3050	55	98	47,0	30,0	118
	79	71	47,3	30,0	123
	114	38	49,5	31,8	130
	126	8	56,6	32,4	138
2450	84	7	50,9	28,9	88
	66	31	46,2	28,9	83
	67	38	45,2	28,9	81
	33	59	44,6	28,9	77

Tabela 5.16 - Dados obtidos durante ensaio do Sistema de secagem. Motor operando com Gasolina.

A vazão de ar foi obtida através da Eq. 5.16.

$$Q_o = C_1 \left(\frac{DH_o T_o}{H_o} \right)^{1/2} \quad (5.16)$$

onde,

C_1 : 0,0657 - valor médio da Tab. 5.10

DH_o : DH_{ar} (mm H₂O)

H_o : pressão atmosférica + h_{ar} = 9724 + h_{ar} /Tab.5.15 e 5.16

T_o : 273,15 + t_{ar}

A vazão de gás foi obtida também através da Eq. 5.16 , mas com o coeficiente C_1 tirado da Tab. 5.11.

$$C_1 = 0,000738 - \text{Valor médio} - \text{Tab. 5.11 (placa 3)}$$

$$DH_o = DH_{gp}$$

$$H_o = 9724 + h_{gp}$$

$$T_o = 273,15 + t_{gp}$$

O coeficiente $C_1 = 0,000738$ foi obtido para a placa 3 operando com ar. Como está sendo admitido que esse coeficiente é constante na faixa de utilização e portanto não depende do número de Reynolds, ele será usado para determinação da vazão de gás, sem correção.

Por outro lado as propriedades do gás, avaliadas a partir de uma composição média típica (14), mostrada na Tabela 5.17, não diferem substancialmente das propriedades do ar a mesma temperatura como pode ser visto na Tab. 5.18.

COMPONENTE	% VOLUME b. seca	DENSIDADE kg/m ³	CALOR ESP. J/(Kg K) $\times 10^{-3}$	VISCOS. Kg/(m s) $\times 10^{-6}$	COND.TERM. W/(m K)
H ₂	16,2	0,08185	14,3140	8,963	0,182
CO	24,4	1,13876	1,0421	17,843	0,02525
CH ₄	3,2	0,642	2,244	10,432	0,0341
N ₂	47,4	1,1421	1,0408	17,84	0,02620
CO ₂	8,1	1,7973	0,871	14,958	0,01672
O ₂	0,7	1,3007	0,9203	20,63	0,02676

Tabela 5.17 - Composição típica do Gás Pobre e propriedades dos componentes a 300 K.

As propriedades do Gás Pobre foram avaliadas a partir das propriedades de seus componentes, segundo PERRY [15] e estão apresentadas na Tabela 5.18.

PROPRIEDADE	UNIDADES	GÁS POBRE	AR
Densidade	Kg/m ³	1,008	1,177
Const. gás	J/(Kg K)	335,3	286,86
Viscosidade	Kg/(m s)	17,18.10 ⁻⁶	19,83.10 ⁻⁶
Calor Espec.	J/(Kg K)	1213	1005,7
Condutividade	W/(m K)	0,02461	0,026

Tabela 5.18 - Propriedades do Gás Pobre e do Ar a 300 K.

A vazão do ar de secagem à temperatura e pressão na placa de orifício foi transformada em vazão a $t = 20^{\circ}\text{C}$ e pressão $H = 715 \text{ mmHg}$. A vazão de gás pobre foi referida às condições normais ($T = 273,15 \text{ K}$ e $H = 760 \text{ mmHg}$). Esses resultados estão mostrados nas Tab. 5.19 e 5.20.

A variação total na temperatura do ar pode ser obtida das Tab. 5.15 e 5.16. Como havia interesse em determinar a quantidade de energia fornecida ao ar pela refrigeração do motor estacionário foram efetuadas leituras da temperatura do ar logo após a saída do ventilador, ponto $2T_a$ na Fig. 2.12. Para essa finalidade seria melhor medir essa temperatura na entrada do ventilador, mas na montagem realizada isso não foi possível. As diferenças de temperaturas representadas por DT_1 , DT_2 e DT são mostradas nas Tab. 5.19 e 5.20.

RPM	Q_{ar} (l/s)	Q_{gp} (Nl/s)	DT_1 (C)	DT_2 (C)	DT (C)
3600	71,8	0,845	17,2	19,2	36,4
	105,9	0,847	17,6	14,3	31,9
	111,0	0,797	16,8	11,2	28,0
3100	30,1	0,564	15,5	20,6	36,1
	63,9	0,645	13,0	14,3	27,3
	90,1	0,553	13,5	10,7	24,2
	111,8	0,618	14,9	9,5	24,4
2450	24,3	0,536	13,8	17,5	31,3
	53,4	0,565	13,2	11,2	24,4
	74,2	0,496	12,0	9,8	21,8
	86,7	0,522	11,3	8,3	19,6

Tabela 5.19 - Aumento na temperatura do ar com o motor funcionando com gás pobre.

RPM	Q_{ar} (l/s)	DT_1 (C)	DT_2 (C)	DT (C)
3600	74,9	17,0	8,0	25,0
	113,2	14,3	6,0	20,3
3050	29,9	14,3	9,9	24,2
	67,6	12,9	4,8	17,7
	92,4	13,1	4,2	17,3
	108,4	13,1	3,9	17,0
2450	29,0	13,7	8,3	22,0
	60,6	13,7	3,6	17,3
	67,9	13,7	2,6	16,3
	84,3	13,3	2,4	15,7

Tabela 5.20 - Aumento na temperatura do ar com o motor funcionando com gasolina e o gaseificador desativado.

DT_1 : Diferença entre a temperatura lida após o ventilador e a temperatura ambiente.

DT_2 : Diferença entre a temperatura lida na placa de orifício e a temperatura após o ventilador.

DT : Diferença entre a temperatura lida na placa de orifício e a temperatura ambiente.

Secagem do café

A secagem do café foi efetuada com o motor estacionário operando com gás pobre. Foi utilizado gasolina apenas para a partida do motor, colocação do gaseificador em operação e para situações de pane do motor, provocadas por problemas na produção de gás.

Durante a secagem foram registradas a umidade relativa e a temperatura do ar ambiente, e as temperaturas do ar de secagem e de um ponto no centro do silo, dentro da massa de café.

Os valores medidos diários para os cinco dias de secagem estão mostrados na Tab. 5.21.

DIA	TEMPO DE OPERAÇÃO HORAS	Q_0 (1/s)	h_{ar} mm H ₂ O	t_{ar} °C	t_{amb} °C	$t_{café}$ °C	UR %
15/05	7,0	117,6	130,0	52,0	26,5	-	72
16	7,0	118,8	131,5	50,2	26,8	36,7	74
17	4,0	114,6	119,4	49,9	27,5	38,7	78
18	7,0	122,2	138,4	50,4	26,0	48,5	74
21/05	5,0	119,4	128,3	52,0	28,0	47,7	54

Tabela 5.21 - Valores médios diários obtidos durante a secagem do café.

O teor de umidade do café era determinado a partir de amostras retiradas de três alturas diferentes do silo. As amostras eram pesadas e colocadas numa estufa a 110°C e após 24 horas eram pesadas novamente. Foi admitido que após 24 horas na estufa a 110°C o café poderia ser considerado seco. A tabela 5.22 mostra os valores obtidos para as várias camadas do silo.

DIA	HORA	U_{bu} 20 cm %	U_{bu} 40 cm %	U_{bu} 60 cm %
15/05	10	26,0	26,0	26,0
	14	24,8	25,7	27,0
	15	20,9	23,4	26,8
	17	22,3	24,1	27,5
	18	20,9	22,8	23,1
	19	17,4	21,4	26,5
16/05	9	20,1	23,2	25,8
	10	19,1	23,5	26,9
	11	18,4	24,1	24,6
	16	15,3	20,9	21,1
17/05	10	16,2	20,3	21,5
	12	15,3	21,0	20,8
	17	13,5	17,6	19,5
18/05	10:30	12,9	18,4	21,8
	12:00	13,2	18,0	21,1
	15:30	12,9	16,1	15,4
	17:30	11,7	14,4	14,8
21/05	11:00	10,0	14,4	15,2
	14:00	10,3	12,0	13,4
	17,20	8,4	12,4	12,4

Tabela 5.22 - Valores da umidade do café durante a secagem.

U_{bu} : teor de umidade, base úmida. É a razão entre a quantidade de água evaporada na estufa e o peso da amostra antes de ser colocada na estufa.

Durante a secagem foram anotadas as quantidades de madeira e gasolina consumida, bem como a quantidade de água e resíduos (cinzas e finos de carvão) removida. Esses valores estão na Tab. 5.23.

DIA	MADEIRA grama	GASOLINA litro	RESÍDUOS grama	ÁGUA grama
15/05	9062	1,0	668,4	780,8
16	7030	1,5	421,8	1241,6
17	4698	0,0	375,8	386,3
18	7979	1,0	615,1	727,2
21/05	5150	0,0	481,5	693,6
TOTAIS	33919	3,5	2562,6	3829,5

Tabela 5.23 - Quantidade de madeira e gasolina consumidas e quantidades de água e resíduos removidos.

A água era retida nos reservatórios do resfriador de gás pobre e na câmara do filtro de papel, sendo que a maior quantidade era proveniente dos reservatórios.

Os resíduos (cinzas e carvões) ficavam no cinzeiro, ciclone e no filtro de lã de vidro. A maior quantidade ficava no cinzeiro (>85%) e a quantidade retida no filtro era sempre muito pequena (<5%) quando comparada com a do cinzeiro ou mesmo do ciclone (10%).

CAPÍTULO 6

SIMULAÇÃO DO SISTEMA DE SECAGEM

CAPÍTULO 6 - SIMULAÇÃO DO SISTEMA DE SECAGEM

6.1 - INTRODUÇÃO

6.2 - CARACTERIZAÇÃO DOS GANHOS DE CALOR

6.2.1 - Refrigeração do Motor Estacionário

6.2.2 - Ventilador

6.2.3 - Conjunto gaseificador

6.2.4 - Gás de escape

6.3 - SIMULAÇÃO

CAPÍTULO 6

SIMULAÇÃO DO SISTEMA DE SECAGEM

6.1. INTRODUÇÃO

Neste Capítulo é efetuado um estudo visando simular a operação do Sistema de Secagem com o objetivo de estimar as temperaturas do ar de secagem para qualquer condição de operação do Sistema.

Conforme visto no Capítulo anterior, os ensaios do Sistema de Secagem permitiram a determinação das variações de temperaturas do ar de secagem, para várias condições de operação, conforme mostrado nas Tab. 5.19 e 5.20.

Esses resultados experimentais são utilizados para obtenção de parâmetros que relacionam o ganho de calor com a potência do gaseificador e as condições de operação.

6.2. CARACTERIZAÇÃO DOS GANHOS DE CALOR

Como já mencionado no Capítulo 2, item 2.5, o ar de secagem era aspirado pelo ventilador, através do cabeçote do motor. A montagem experimental foi efetuada de modo que todo o ar de refrigeração movimentado pela ventoinha do motor estacionário era conduzido para a boca de aspiração do ventilador. Dessa forma, o ar de secagem ao entrar no ventilador já tinha recebido uma quantidade de energia térmica correspondente ao calor perdido na refrigeração do motor e ao trabalho da ventoinha.

Ao passar pelo ventilador, o ar recebia mais uma quantidade de energia, relacionada com a eficiência do ventilador e com a variação de entalpia provocada pelo processo de compressão.

Esse ganho de energia, pelo ar, provocava a elevação de sua temperatura em DT_1 , correspondendo a diferença das temperatu

ras tomadas nos pontos $1T_a$ e $2T_a$ da Fig. 2.12.

Em seguida o ar passava pelo corpo do gaseificador, ciclone, filtro de lã de vidro, trocador de calor do gás pobre e por último pelo trocador de calor do gás de escape. A quantidade de energia removida do corpo do gaseificador, ciclone e filtro de lã de vidro era pequena porque esses componentes estavam isolados termicamente, para evitar a condensação de possíveis alcatrões presentes no gás pobre. Dessa forma, a maior quantidade de energia seria removida dos trocadores de calor do gás pobre e do gás de escape do motor.

Essa quantidade de energia era responsável pela elevação da temperatura do ar em DT_2 , que correspondia a diferença das temperaturas tomadas nos pontos $3T_a$ e $2T_a$ da Fig. 2.12. Assim, a variação total na temperatura do ar seria:

$$DT = DT_1 + DT_2$$

Devido as características dos componentes envolvidos, as trocas de calor experimentadas pelo ar puderam ser separadas em quatro partes: 1) ganho de calor devido a refrigeração do motor estacionário; 2) ganho de calor devido ao ventilador; 3) ganho de calor devido ao conjunto gaseificador e 4) ganho de calor devido ao gás de escape do motor.

6.2.1. Refrigeração do motor estacionário

A energia rejeitada pelo motor pode ser expressa como uma fração de energia total que o motor recebe do combustível (gás pobre ou gasolina, no caso). Na montagem realizada, uma parte considerável dessa energia era absorvida pelo ar de secagem e foi representada em termos de energia por unidade de tempo (potência), por:

$$DT_m \rho Q C_{par} = \beta_3 P_{tm}$$

Assim, a energia recebida do motor pelo ar de secagem, provocava um aumento de sua temperatura de:

$$DT_m = \beta_3 P_{tm} / (\rho Q C_{par}) \quad (C)$$

onde,

β_3 : fração da potência total recebida do combustível que é removida na refrigeração do motor

P_{tm} : potência total do combustível, fornecida ao motor (w)

ρ : densidade do ar (Kg/m^3)

Q : vazão de ar (m^3/s)

C_{par} : calor específico do ar ($\text{J}/(\text{Kg } ^\circ\text{C})$)

A potência total do combustível podia ser expressa como uma fração da potência do gaseificador (P_g), assim:

$$P_{tm} = \beta_1 P_g$$

onde,

β_1 : eficiência do processo de gaseificação

P_g : potência associada a madeira colocada no gaseificador (w).

Segundo VOINOV [16], para motores veiculares, a potência perdida na refrigeração do motor (β_3), está entre 12% e 30% da potência total associada ao combustível que entra no motor. A eficiência do processo de gaseificação (β_1), para gaseificadores semelhantes ao utilizado nesta experiência está por volta de 72%, segundo experiências conduzidas por MAKRAY [4].

Dessa forma, a variação na temperatura do ar pode ser reescrita, ficando:

$$DT_m = \alpha_3 P_g / (\rho Q C_{par}) \quad (C) \quad (6.1)$$

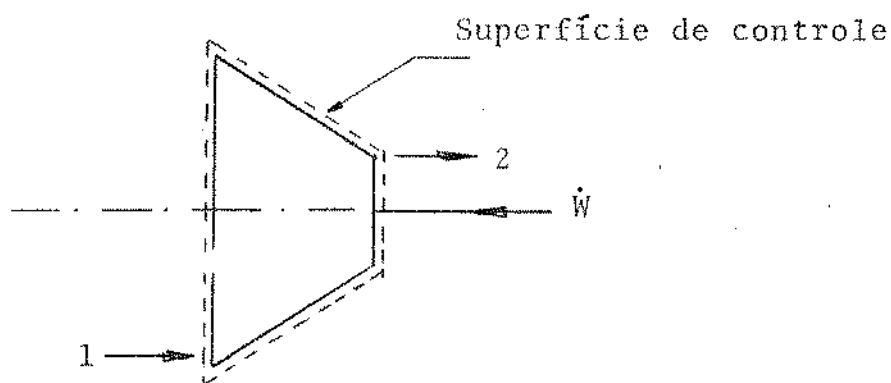
onde,

$$\alpha_3 = \beta_3 \cdot \beta_1 \quad \text{e} \quad 8\% < \alpha_3 < 22\%$$

Para o motor operando apenas com gasolina e o gaseificador desligado, pode ser usada a mesma expressão (6.1) para cálculo de DT_m , mas nesse caso $\beta_1 = 100\%$ e $\alpha_3 = \beta_3$.

6.2.2. Ventilador

A variação da entalpia do ar ao passar pelo ventilador pode ser obtida a partir da 1.^a lei da Termodinâmica, aplicada a um volume de Controle envolvendo o ventilador.



$$\dot{q}_{vc} + \dot{m}_1(e_1 + g Z_1 + V_1^2 / 2g) = \dot{m}_2(e_2 + g Z_2 + V_2^2 / 2g) + \dot{w}$$

onde,

$\dot{q}_{vc}$: calor transferido através da superfície de controle

$\dot{m}_1, \dot{m}_2$: fluxo de massa através da superfície de controle.

e_1, e_2 : entalpia do ar nas seções 1 e 2 do volume de controle

$g Z_1$: energia potencial associada a massa que cruza a superfície 1

$g Z_2$: energia potencial associada a massa que cruza a superfície 2

v_1, v_2 : velocidades nas superfícies 1 e 2

Considerando o processo como adiabático e desprezando as variações de energia cinética e potencial, a 1.^a Lei fica:

$$\dot{m}_1 e_1 = \dot{m}_2 e_2 + \dot{w}$$

Pela Equação da continuidade - Regime Permanente

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 \quad e$$

$$-w = e_2 - e_1$$

O sinal negativo significa que o trabalho está sendo realizado sobre o volume de controle.

O trabalho específico fornecido ao ar pode ser escrito também como:

$$-w = g h$$

onde,

h : altura de elevação (metros de coluna de ar)

Considerando o ar como gás perfeito, com calor específico constante,

$$(e_2 - e_1) = C_{\text{par}} DT_{v1}$$

Assim,

$$DT_{v1} = g h / C_{\text{par}} \quad (C) \quad (6.2)$$

onde,

DT_{v1} : variação de temperatura do ar, devido ao trabalho útil do ventilador.

Como a eficiência do ventilador é menor que 100%, a variação na temperatura do ar será maior que a calculada pela Eq. 6.2. Essa variação adicional pode ser obtida considerando que a

diferença entre a potência de eixo e a potência útil do ventilador é transformada em calor e removida pelo ar.

$$P_e - P_u = \rho Q C_{par} DT_{v2}$$

A eficiência do ventilador é definida como:

$$\eta_v = P_u / P_e$$

onde,

$$P_u = \rho Q g h$$

e

$$DT_{v2} = g h / C_{par} (1/\eta_v - 1) \quad (6.3)$$

A variação da temperatura provocada pelo ventilador será a soma de $DT_{v1} + DT_{v2}$ e pode ser obtida por:

$$DT_v = g h / (C_{par} \eta_v) \quad (6.4)$$

6.2.3. Conjunto Gaseificador

A energia transferida ao ar pelo corpo do gaseificador, ciclone, filtro de lã de vidro e trocador de calor do gás pobre pode ser expressa como uma fração da energia da madeira colocada no gaseificador. Dessa forma, trabalhando com a energia por unidade de tempo (potência), tem-se:

$$DT_g = \alpha_1 P_g / (\rho Q C_{par}) \quad (C) \quad (6.5)$$

onde,

DT_g : variação na temperatura do ar devida a troca de calor com o conjunto gaseificador.

α_1 : fração da potência do gaseificador que é transferida ao ar de secagem.

6.2.4. Gás de Escape

Na montagem realizada o ar de secagem recebia calor do gás de escape do motor por intermédio de um trocador de calor (item 7 na Fig. 2.12). A potência do gás de escape (P_{ge}) varia, segundo VOINOV [16], entre 30% e 55% da potência associada ao combustível injetado no motor (P_{tm}). Por outro lado, a potência associada ao combustível pode ser representada como uma fração da potência do gaseificador (P_g).

Assim, tem-se as relações:

$$P_{ge} = \beta_2 P_{tm} \quad 30\% < \beta_2 < 55\%$$

$$P_{tm} = \beta_1 P_g \quad \beta_1 = 72\%$$

A variação da temperatura do ar provocada pela troca de calor com o gás de escape pode ser representada como uma fração da potência do gaseificador.

$$DT_{ge} = \alpha_2 P_g / (\rho Q C_{par}) \quad (C) \quad (6.6)$$

com,

$$\alpha_2 = \beta_1 \beta_2 \quad 20\% < \alpha_2 < 40\%$$

Os valores de α_2 podem ser menores que 20% pois nem toda a energia do gás de escape é transferida ao ar de secagem.

6.3. SIMULAÇÃO

A variação total na temperatura do ar de secagem é o somatório das variações experimentadas em cada componente, efetuadas no item anterior, representadas pelas Equações 6.1, 6.4, 6.5 e 6.6. Assim:

$$DT_1 = DT_m + DT_v$$

$$DT_1 = \alpha_3 P_g / (\rho Q C_{par}) + g h / (C_{par} \eta_v) \quad (C) \quad (6.7)$$

$$DT_2 = DT_g + DT_{ge}$$

$$DT_2 = (\alpha_1 + \alpha_2) P_g / (\rho Q C_{par}) \quad (C) \quad (6.8)$$

A potência do gaseificador (P_g) pode ser expressa em termos da potência útil (P_u) do ventilador e assim associada com a vazão, como segue:

$$\text{Potência útil} \quad P_u = \rho g Q h$$

$$\text{Potencia de eixo} \quad P_e = \rho g Q h / \eta_v$$

$$\text{Pot. total motor} \quad P_{tm} = \rho g Q h / (\eta_v \eta_m)$$

$$\text{Pot. gaseificador} \quad P_g = \rho g Q h / (\eta_v \eta_m \eta_G)$$

Substituindo o valor de P_g em 6.7 e 6.8, obtêm-se:

$$DT_1 = g h / C_{par} (\alpha_3 / (\eta_v \eta_m \eta_G) + 1 / \eta_v) \quad (C) \quad (6.9)$$

$$DT_2 = g h / C_{par} (\alpha_1 + \alpha_2) / (\eta_v \eta_m \eta_G) \quad (C) \quad (6.10)$$

Para determinação da variação de temperatura do ar será necessário estabelecer relações que permitam a determinação dos coeficientes α_3 e $(\alpha_1 + \alpha_2)$, além das eficiências do ventilador (η_v), do motor (η_m) e do gaseificador (η_G).

A eficiência do gaseificador foi considerada constante

$$\eta_G = \beta_1 = 72\%$$

Para a determinação da eficiência do ventilador era necessário transformar a vazão na placa de orifício em vazão através do ventilador, o que foi efetuado com auxílio da Equação da Continuidade, resultando em:

$$Q_v = Q_{ar} T_v / 293.15 \quad (6.11)$$

onde,

Q_{ar} : vazão a temperatura de 20°C e pressão de 715 mmHg.
(ver Tab. 5.19 e 5.20).

No entanto, a temperatura de entrada do ventilador (T_v), não era conhecida e só podia ser determinada conhecendo-se o valor de α_3 , pois

$$T_v = 273,15 + t_{amb} + g h / C_{par} \frac{\alpha_3}{\eta_v \eta_m \eta_G} \quad (6.12)$$

Como α_3 era uma grandeza a ser determinada, utilizou-se como uma primeira aproximação

$$T_v = 273,15 + t_{amb} + DT_1 \quad (6.13)$$

com,

DT_1 retirado das Tab. 5.19 e 5.20.

Com isso, a vazão através do ventilador podia ser calculada pela Eq. 6.11. Essa vazão foi transformada em vazão a 3400 RPM, através da Eq. 2.8 e a eficiência determinada pela Eq. 5.13. A altura de elevação (h), foi obtida pela Eq. 5.10, a partir dos valores de hE das tabelas 5.15 e 5.16 e dos valores de Q_v da Eq. 6.11.

A potência de eixo (P_e) do ventilador foi determinada por:

$$P_e = \rho_v g Q_v h / \eta_v \quad (w) \quad (6.14)$$

onde,

ρ_v : densidade do ar a T_v (Kg/m^3)

A eficiência do motor estacionário foi então determinada pela Eq. 5.21 a partir dos valores da potência de eixo (P_e) calculados pela expressão acima.

Os valores dos coeficientes α_3 e $(\alpha_1 + \alpha_2)$ foram obtidos a partir das Eq. 6.9 e 6.10, resultando em:

$$\alpha_3 = \left(\frac{DT_1 C_{par}}{g h} - \frac{1}{\eta_v} \right) \eta_v \eta_m \eta_G \quad (\%) \quad (6.15)$$

$$(\alpha_1 + \alpha_2) = \frac{DT_2 C_{par}}{g h} \eta_v \eta_m \eta_G \quad (\%) \quad (6.16)$$

Esse processo é necessariamente iterativo, e foi efetuado através de um pequeno programa para computador, denominado ALFA, mostrado no Apêndice 1.

Os valores obtidos, para os coeficientes α_3 e $(\alpha_1 + \alpha_2)$, bem como a vazão e potência de eixo estão mostrados na Tab. 6.1

OPERANDO COM GASOLINA					OPERANDO COM GÁS POBRE				
N RPM	$(\alpha_1 + \alpha_2)$ %	α_3 %	Q_v l/s	P_e watts	N RPM	$(\alpha_1 + \alpha_2)$ %	α_3 %	Q_v l/s	P_e watts
3600	15,28	20,99	79,24	513,7	3600	22,48	24,94	119,49	553,8
	16,99	28,14	119,89	563,5		27,50	25,21	115,11	542,8
						25,46	14,72	77,85	499,7
3050	13,94	36,59	115,88	353,9	3100	24,54	30,91	119,30	374,0
	12,92	30,46	98,67	337,1		22,58	21,31	96,46	349,3
	10,95	20,16	72,36	313,0		21,70	12,98	68,53	323,8
	10,14	6,09	31,77	284,9		14,92	4,93	32,01	298,7
2450	10,86	11,99	30,79	150,1	2450	13,84	6,68	25,74	148,2
	9,74	30,57	64,78	166,1		19,28	18,14	56,94	162,3
	7,86	34,77	72,62	170,5		23,24	23,55	78,97	175,1
	8,95	42,54	90,14	181,4		22,87	26,01	92,12	183,9

Tabela 6.1 - Coeficiente $(\alpha_1 + \alpha_2)$, α_3 , Vazão e Potência de eixo do motor (P_e), para operação com gasolina e gás pobre.

Os valores de $(\alpha_1 + \alpha_2)$ e α_3 foram representados como funções lineares da potência de eixo e da vazão respectivamente, tanto para operação com gasolina quanto para operação com gás pobre. Os coeficientes dessas funções foram determinados a partir dos valores da Tab. 6.1

$$\alpha_1 + \alpha_2 = C_{120} + C_{121} P_c \quad |6.17|$$

$$\alpha_3 = C_{30} + C_{31} Q_v \quad |6.18|$$

Os coeficientes dessas equações foram expressões em função da rotação, para operação com gasolina e gás pobre, através das relações abaixo:

Operação com Gasolina

$$C_{120} = 0,56404 - 0,37957 \cdot 10^{-3} N + 0,618433 \cdot 10^{-7} N^2$$

$$C_{121} = 0,0954894 - 0,184606 \cdot 10^{-4} N$$

$$C_{30} = 2,5682 - 0,178796 \cdot 10^{-2} N + 0,30242 \cdot 10^{-6} N^2$$

$$C_{31} = 0,95317 - 0,201644 \cdot 10^{-3} N$$

Operação com gas pobre

$$C_{120} = 0,116599 - 0,104637 \cdot 10^{-3} N + 0,22002 \cdot 10^{-7} N^2$$

$$C_{121} = 0,714623 - 0,35755 \cdot 10^{-3} N + 0,47811 \cdot 10^{-7} N^2$$

$$C_{30} = 3,5624 - 0,241585 \cdot 10^{-2} N + 0,39233 \cdot 10^{-6} N^2$$

$$C_{31} = 0,47 - 0,733 \cdot 10^{-4} N$$

Com isso, todos os parâmetros das Eq. 6.9 e 6.10 podem ser estimados para qualquer condição de operação do Sistema de Secagem, dentro da faixa de vazão e rotação testadas. A simulação do Sistema foi efetuada através de um programa denominado MAPA, cuja listagem está no Apêndice 1. Os resultados da simulação são mostrados no Cap. 8.

A simulação do Sistema foi efetuada para vazões no ventilador, variando de 40 a 140 litros/segundo, na condição de referência (temperatura ambiente = 20°C e pressão atmosférica = 715 mmHg). Para a condição de referência a altura de elevação (h) era determinada pela Eq. 5.12 e a eficiência do ventilador pela Eq. 5.13.

$$h = 185,86 - 0,0634 Q - 0,000303 Q^2 \quad (5.12)$$

$$\eta_v = -0,0227 + 0,4691 Q - 0,00113 Q^2 \quad (5.13)$$

Para as demais rotações as vazões e alturas de elevação eram determinadas a partir dos valores obtidos pela Eq. 5.12, através das Eq. 2.8 e 2.9.

$$Q_1/Q_2 = N_1/N_2 \quad (2.8)$$

$$h_1/h_2 = (N_1/N_2)^2 \quad (2.9)$$

Como esses pontos (h e Q) são pontos de operação similares e pontos de operação similares são pontos de mesma eficiência, a eficiência para o par (h₁, Q₁) é a mesma do par (h₂, Q₂).

No entanto, como a temperatura de entrada do ar no ventilador (T_v) era diferente da temperatura de referência (293.15 K), foi necessário determinar o valor da altura de elevação correspondente a T_v, o que foi efetuado pela Eq. 5.9.

$$h/h_{tv} = T_v/T \quad (5.9)$$

A potência de eixo do ventilador foi obtida a partir dos valores de h, Q e η_v determinados.

$$p_e = \rho_{20} Q h_{tv}/\eta_v \quad (6.19)$$

Como já mencionado anteriormente, o valor de T_v depende de α_3 e dessa forma, como uma primeira aproximação adotou-se $T_v = T_{amb}$.

Com o valor da potência de eixo (P_e) conhecido, são determinados: a eficiência do motor estacionário, pela Eq. 5.20

$$\eta_m = a_0 + a_1 P_e + a_2 P_e^2 \quad |5.20|$$

$$a_0 = 0,06174 - 0,186 \cdot 10^{-5} N$$

$$a_1 = 0,07712 - 0,140 \cdot 10^{-4} N$$

$$a_2 = -0,5614 \cdot 10^{-4} + 0,13239 \cdot 10^{-7} N$$

e os coeficientes $(\alpha_1 + \alpha_2)$ e α_3 pelas Eq. 6.17 e 6.18.

Conhecido o valor de α_3 , a temperatura de entrada no ventilador T_v , é determinada pela Eq. 6.12 e os cálculos são efetuados novamente. Esse processo foi repetido até que a temperatura calculada apresentasse um desvio menor que $0,1^\circ C$ em relação ao anterior.

A simulação é mostrada no programa denominado MAPA, constante do Apêndice 1.

C A P Í T U L O 7
SIMULAÇÃO DA SECAGEM

CAPÍTULO 7 - SIMULAÇÃO DA SECAGEM

7.1 - Introdução

7.2 - Modelo de Thompson

7.3 - Perda de Carga

7.4 - Simulação

CAPÍTULO 7

SIMULAÇÃO DA SECAGEM

7.1. INTRODUÇÃO

A secagem consiste em remover a água do produto, reduzindo seu teor de umidade até um valor para o qual ele é considerado seco, ou em condições de ser estocado.

Admite-se que no início do processo de secagem a umidade esteja distribuída uniformemente através do produto. Iniciado o processo, a água mais próxima a superfície é removida a uma velocidade que depende principalmente da temperatura, vazão e umidade relativa do ar insuflado, e portanto da diferença entre a pressão de saturação e a pressão do vapor d'água presente no ar em contato com o produto.

Uma vez removida essa água superficial, a velocidade da secagem passa a ser controlada pela difusão da água através do produto, em direção a superfície.

Os grãos de cereais, quando secados em camadas apresentam um comportamento como mostrado acima, mas segundo BROOKER [1], quando secados individualmente mediante condições externas constantes, tem a taxa de secagem, desde o início, dependente dos coeficientes de difusão.

Existem vários modelos para a simulação do processo de secagem e também muito trabalho experimental. Esses trabalhos [1], [17] e [18], em geral envolveram na simulação principalmente os Modelos de Thompson ou da Universidade Estadual de Michigan (MSU) com modificações.

Como todos os Modelos utilizados apresentaram resultados bem concordantes com os dados experimentais, optou-se neste trabalho, pela utilização do modelo mais simples que é o Modelo de Thompson.

7.2. MODELO DE THOMPSON

O modelo de secagem desenvolvido por Thompson [19], trata a secagem em camadas expressas, como se fosse a secagem de uma série de camadas delgadas, para as quais os dados de temperatura e umidade de saída de uma camada são os dados de entrada para a camada seguinte. A secagem de uma camada delgada é simulada considerando as mudanças que ocorrem no grão e no ar de secagem, como ilustrado na Fig. 7.1

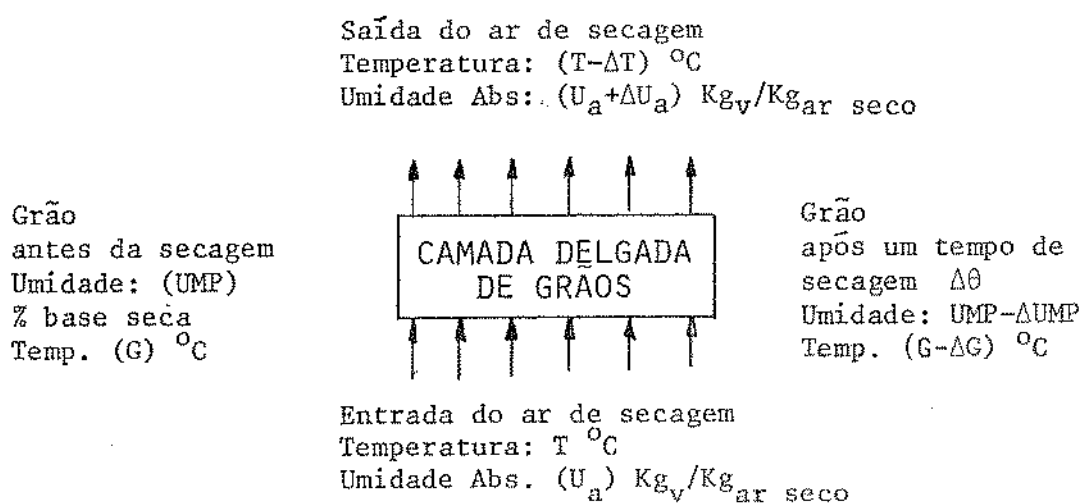


Fig. 7.1 - Esquema da secagem de uma camada delgada.

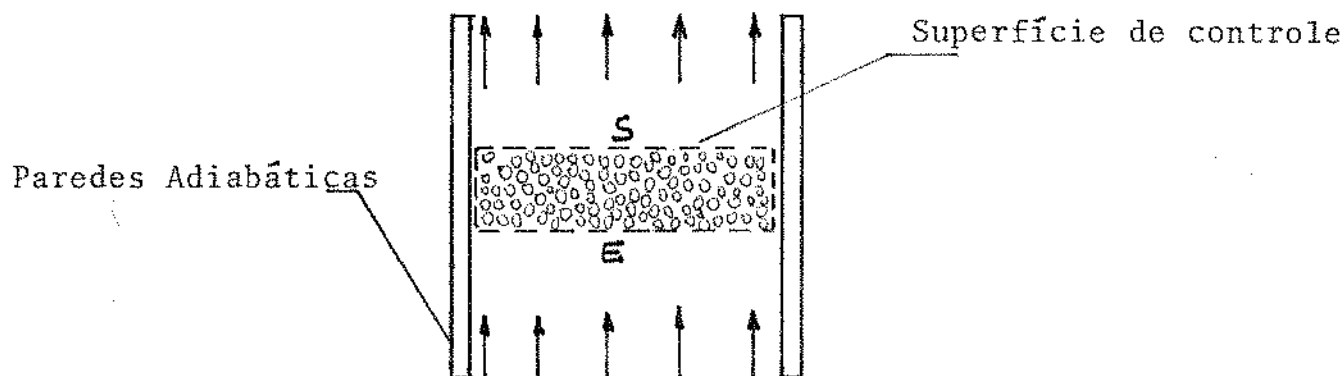
Para efetuar a simulação matemática da secagem é necessário conhecer:

- a equação de secagem para camada delgada
- o teor de umidade de equilíbrio do produto
- as condições de entrada do ar de secagem na primeira camada de grãos
- as condições iniciais de temperatura e umidade do produto
- as propriedades físicas e higroscópicas do produto e do ar em função das condições de operação.

Na descrição de seu procedimento Thompson admite, para efeito de simulação, que o ar e o produto passam por uma fase intermediária de equilíbrio de temperatura. Neste trabalho, o balan

ço de energia é efetuado diretamente entre os estados inicial e final, como mostrado a seguir.

Balanco de energia para uma camada de grãos no secador.



Aplicando a 1.^a Lei da Termodinâmica a esse volume de controle, tem-se:

$$\dot{Q}_{VC} + \dot{m}_E h_E = \frac{d}{dt} E_{VC} + \dot{m}_S h_S + \dot{W}_{VC}$$

Como as paredes são adiabáticas e não há trabalho relacionado com o volume de controle.

$$\dot{Q}_{VC} = 0$$

$$\dot{W}_{VC} = 0$$

Considerando o processo que ocorre entre dois instantes (i) e (f), com um intervalo de tempo $\Delta\theta$, tem-se:

$$m_E h_E = E_{vcf} - E_{vci} + m_S h_S$$

onde,

m_E : massa de ar úmido que entra no VC, no intervalo de tempo $\Delta\theta$, através da superfície E

m_S : massa de ar úmido que sai do VC, no intervalo de tempo $\Delta\theta$, através da superfície S

E_{vci} : energia do volume de controle no instante (i)

E_{vcf} : energia do volume de controle no instante (f)

h_E, h_E : entalpias do ar úmido que entra e que sai do volume de controle.

As variações nas massas de ar úmido e do produto são relacionadas pela Equação da Continuidade, que aplicada ao VC da Fig. 7.1, considerando os instantes (i) e (f) fica:

$$m_E = m_f - m_i + m_S$$

onde,

m_f, m_i : massa do VC nos instantes (f) e (i) respectivamente

Essas massas podem ser expressas em termos da massa de ar seco, da umidade absoluta e da massa do produto, como segue:

$$m_E = m_{ar} + w_E m_{ar}$$

$$m_S = m_{ar} + w_E m_{ar} + \Delta w m_{ar}$$

$$m_f = m_{puf} + m_{arf}(vc)$$

$$m_i = m_{pui} + m_{ari}(vc)$$

onde,

m_{ar} : massa de ar seco que entra e sai do VC

m_{pui}, m_{puf} : massa do produto úmido contida no VC nos instantes (i) e (f) respectivamente

m_{ari}, m_{arf} : massa de ar úmido contida no VC nos instantes (i) e (f) respectivamente

w_E : umidade absoluta do ar que entra no VC

Δw : acréscimo da umidade absoluta pela evaporação da água do produto, durante o intervalo de tempo $\Delta\theta$

A energia associada a essas massas é:

$$m_E h_E = m_{ar} C_{par} T_E + w_E m_{ar} (C_{pv} T_E + h_{l_{vo}})$$

$$m_S h_S = m_{ar} C_{par} T_S + w_E (C_{pv} T_S + h_{l_{vo}}) + \Delta w m_{ar} (C_{pv} T_S + h_{l_{vo}})$$

$$E_{vcf} = m_{puf} C_{puf} T_{pf} + m_{arf} C_{paruf} T_{pf}$$

$$E_{vci} = m_{pui} C_{pui} T_{pi} + m_{ari} C_{parui} T_{pi}$$

onde,

$h_{l_{vo}}$: entalpia de mudança de fase para a água a 0°C |J/Kg|

C_{par} : calor específico do ar seco |J/(Kg $^\circ\text{C}$)|

C_{paru} : calor específico do ar úmido

C_{pu} : calor específico do produto úmido

T_{pi}, T_{pf} : temperaturas do produto nos instantes (i) e (f) $^\circ\text{C}$

Dividindo cada um desses termos pela massa de ar seco (m_{ar}), admitindo que a temperatura de saída do ar T_S seja igual a temperatura do produto no instante (f) (T_{pf}), e fazendo:

$$m_{puf}/m_{ar} = R_{uf}$$

$$m_{pui}/m_{ar} = R_{ui}$$

$$m_{ari}/m_{ar} = R_{ai}$$

$$m_{arf}/m_{ar} = R_{af}$$

a Equação da 1.^a Lei, em termos de T_f , fica:

$$T_f = \frac{T_E (w_E C_{pv} + C_{par}) + T_{pi} (R_{ui} C_{pui} + R_{ai} C_{parui}) - \Delta w h_{l_{vo}}}{w_E C_{pv} + C_{par} + \Delta w C_{pv} + R_{uf} C_{puf} + R_{af} C_{paruf}} \quad (7.1)$$

Relacionando a massa do produto seco (m_{ps}), com a massa de ar (m_{ar}) e trabalhando com o teor de umidade do produto (UMP), base seca, as relações R_{ui} e R_{uf} podem ser modificadas como segue:

$$R = m_{ps}/m_{ar}$$

$$UMP = (m_{pu} - m_{ps})/m_{ps}$$

$$R_{ui} = R(1 + UMP_i)$$

$$R_{uf} = R(1 + UMP_f)$$

A umidade absoluta do ar que entra (w_E) mais a variação de umidade (Δw) que ocorre dentro do volume de controle representa a umidade absoluta do ar que sai (w_S) e pode ser escrita assim:

$$w_S = w_E + \Delta w$$

Efetuada as substituições acima na Eq. 7.1, a temperatura de saída do ar fica:

$$T_f = \frac{T_E (w_E C_{pv} + C_{par}) + T_{pi} (R(1+UMP_i) C_{pui} + R_{ai} C_{parui}) - \Delta w h_{lvo}}{w_S C_{pv} + C_{par} + R(1+UMP_f) C_{puf} + R_{af} C_{paruf}} \quad (7.2)$$

A secagem em camadas delgadas foi representada pela equação sugerida do ROA [20]

$$\frac{\partial UMP}{\partial t} = - m q (UMP - UMP_{eq}) (P_s - P_v)^m t^{q-1} \quad (7.3)$$

O teor de umidade de equilíbrio (UMP_{eq}) é determinado em função da umidade relativa e da temperatura do ar pela Equação:

$$UMP_{eq} = (P_1 UR + P_2 UR^2 + P_3 UR^3) \exp((q_0 + q_1 UR + q_2 UR^2 + q_3 UR^3 + q_4 UR^4) (t+273,15)) \quad (7.4)$$

onde,

t: temperatura do produto °C

Os parâmetros (m), (n) e (q) da Eq. 7.3 e (p_1), (p_2), (p_3), (q_0), (q_1), (q_2), (q_3) e (q_4) da Eq. 7.4 e as propriedades físicas e higroscópicas do café foram obtidas de VILLELA [18].

As propriedades do ar foram determinadas considerando um comportamento de gás perfeito, como segue:

$$P_v = wP/(w + 0,622) \quad (7.5)$$

$$P_s = \exp (58,146 - 6834,27/T - 5,17 \ln T) \text{ Kgf/m}^2 \quad (7.6)$$

$$UR = P_v/P_s \quad (7.7)$$

onde,

P_v : pressão de vapor (Kgf/m²)

P_s : pressão de saturação (Kgf/m²)

P : pressão total (Kgf/m²)

T : temperatura absoluta do ar, bulbo seco [K]

UR : umidade relativa do ar, decimal

A expressão para a pressão de saturação foi obtida de BROOKER [1], pag. 27 e adaptada para fornecer a pressão em Kgf/m².

7.3. PERDA DE CARGA

A pressão de vapor depende da pressão total, como pode ser visto pela Eq. 7.5 e dessa forma foi necessário determinar a variação da pressão através do circuito do ar de secagem.

A pressão total em cada ponto ao longo do secador depende da perda de carga e da posição relativa do ventilador. Para efeito da determinação da perda de carga, o Sistema de secagem pode ser dividido em 4 partes, independentemente de posição do ventilador.

A primeira parte compreenderia o sistema de aquecimento e os dutos, desde a atmosfera até a câmara de distribuição, imediatamente abaixo da 1.^a camada de grãos. A segunda parte seria a chapa perfurada que distribui o ar no silo de grãos. A terceira parte seria compreendida pelo leito de grãos e a quarta parte seria o percurso desde a última camada de grãos até a saída do silo.

A perda de carga na primeira parte depende da montagem realizada (dutos, trocadores de calor e entrada na câmara de distribuição). Na montagem realizada essa perda era aumentada pela placa de orifício e pela válvula de controle de vazão e foi representada por:

$$DP_1 = K_{pi} Q^2 \quad (\text{mm H}_2\text{O}) \quad (7.8)$$

onde,

K_{pi} : coeficiente de perda de carga determinado a partir dos ensaios realizados e de gráficos para perda de carga em placas de orifício [9], e pontos singulares [21]

$$K_{pi} = 0,010$$

Q : vazão [1/s]

A perda de carga através da chapa perfurada, quando o produto está sobre ela, foi calculada segundo recomendação de HENDERSON [22], por:

$$DP_2 = 0,10936 \left(\frac{Q}{\epsilon \phi} \right)^2 \quad (\text{mm H}_2\text{O}) \quad (7.9)$$

onde,

Q : vazão por unidade de área do silo ($\text{m}^3/\text{m}^2\text{s}$)

ϵ : porosidade do leito de grãos que está sobre a chapa

ϕ : fração de vazios = área dos furos/área da chapa

ϕ : 0,25 no silo utilizado (determinado experimentalmente)

A perda de carga para o escoamento através do produto depende das características do próprio produto e do grau de compactação, que influi na porosidade do leito. MATTHIES [23], apresenta dados experimentais para uma grande variedade de produtos e sugere a utilização da equação:

$$DP_3 = K_o K_{es} L/d_e \frac{1}{\epsilon^4} \frac{\rho}{2g} V^2 \quad (\text{mm H}_2\text{O}) \quad (7.10)$$

$$K_{es} = 47,92/R_e + 1,18 R_e^{-0,1}$$

onde,

K_o : coeficiente que depende do tamanho e da superfície da partícula

K_{es} : coeficiente de resistência para esferas

L : altura do leito de grãos (m)

d_e : diâmetro equivalente da partícula (m)

ϵ : porosidade do leito

ρ : densidade do ar (Kg/m^3)

V : velocidade do ar no leito vazio (m/s)

g : aceleração da gravidade (m/s^2)

Para o café,

$$\epsilon = 0,41$$

$$d_e = 0,00591 \text{ (m)}$$

$$K_o = 2$$

A perda de carga para a saída do silo dependerá também do tipo de construção, mas em geral representa uma parcela muito pequena da perda de carga total, podendo ser desprezada.

7.4. SIMULAÇÃO

Para a simulação, o primeiro passo foi determinar as propriedades do ar que entrava na primeira camada de grãos. Como a temperatura e a umidade absoluta eram conhecidas, havia a necessidade de determinar a pressão total para se poder calcular a umidade relativa. A pressão total dependia da perda de carga e da posição relativa do ventilador.

Foram consideradas quatro posições para o ventilador:

- a) ventilador instalado após o silo. Nesse caso o ventilador aspirava o ar através do silo e soprava-o para a atmosfera. Dessa forma o circuito do ar de secagem era: atmosfera, conjunto aquecedor, dutos, câmara de distribuição, grãos, saída do silo, ventilador e atmosfera.

- b) ventilador instalado entre o sistema de aquecimento e o silo. Nessa instalação o ar atmosférico passava pelo conjunto aquecedor, duto, entrava no ventilador e em seguida na câmara de distribuição, grãos e atmosfera.
- c) ventilador instalado antes do aquecedor. O ventilador aspirava o ar atmosférico e soprava-o através do conjunto aquecedor, dutos, câmara de distribuição, grãos e saída do silo para a atmosfera.
- d) ventilador instalado após o motor. O ventilador aspirava o ar parcialmente aquecido pelas perdas térmicas do corpo do motor estacionário. (ver Fig. 2.12). Esta montagem foi realizada por ser mais prática.

No caso (a), a pressão na primeira camada de grãos seria:

$$P_1 = P_{atm} - DP_1 - DP_2 \quad (7.11)$$

com DP_1 e DP_2 calculados pelas Eq. 7.8 e 7.9.

Nos casos (b), (c) e (d), a pressão seria calculada por:

$$P_1 = P_{atm} + DP_3 \quad (7.12)$$

com DP_3 calculado pela Eq. 7.10.

A pressão na primeira camada (P_1) apesar de estar sendo calculada pela mesma expressão terá valores diferentes para os 3 casos, porque a temperatura de entrada do ar no ventilador será diferente para cada um dos casos.

O ponto de operação do ventilador será determinado pela curva característica do sistema e pela curva característica do ventilador.

A curva característica do sistema pode ser obtida pela soma das perdas de carga calculadas pelas Eq. 7.8, 7.9 e 7.10, modificadas de modo a se obter coerência dimensional e serem expressas em função da vazão através do ventilador.

Numa primeira aproximação a Eq. 7.10 é considerada como independente do número de Reynolds e a curva característica do sistema é representada em função da vazão através do ventilador pela expressão:

$$H_s = (K_{p1} + K_{p2} + K_{p3}) Q^2 \quad (\text{mm H}_2\text{O}) \quad (7.13)$$

onde,

$$K_{p1} = 0,010 (T_{11}/T_v)^2$$

$$K_{p2} = 0,1689 \cdot 10^{-4} (T_{12}/T_v)^2$$

$$K_{p3} = 0,00223$$

$$T_{11} \text{ e } T_{12}: \text{ temperaturas locais (K)}$$

$$T_v : \text{ temperatura na entrada do ventilador (K)}$$

A curva característica do ventilador dada pela Eq. 5.12 é modificada para fornecer a altura de elevação em função da vazão no ventilador, para qualquer rotação e temperatura, resultando em:

$$H_v = AH_0 + AH_1 Q + AH_2 Q^2 \quad (\text{mm H}_2\text{O}) \quad (7.14)$$

onde,

$$AH_0 = 185,86 (N/N_{\text{ref}})^2 (T_{\text{ref}}/T_v)$$

$$AH_1 = -0,0634 (N/N_{\text{ref}}) (T_{\text{ref}}/T_v)$$

$$AH_2 = -0,000303 (T_{\text{ref}}/T_v)$$

$$N_{\text{ref}} = 3400 \text{ RPM}$$

$$T_{\text{ref}} = 293,15 \text{ K}$$

Como o ponto de operação do ventilador implica em $H_s = H_v$, a vazão é determinada pela solução das Eq. 7.13 e 7.14. A pressão na entrada da 1.^a camada de grãos é calculada pelas Eq. 7.11 ou 7.12 dependendo da posição do ventilador.

As Equações (7.5), (7.6) e (7.7) são empregadas então para determinar a umidade relativa do ar e assim todas as proprie

dades do ar de interesse na entrada da primeira camada de grãos ficam conhecidas.

Conhecendo então as propriedades iniciais do produto, a simulação da secagem pode ser efetuada e consiste basicamente em resolver as Eq. (7.2), (7.3) e (7.4). A umidade retirada do produto é incorporada ao ar, a vazão é corrigida pela variação da temperatura e a perda de carga calculada pela Eq. 7.10. Dessa forma as condições na entrada da segunda camada estão determinadas e o processo prossegue até a última camada de grãos. O aumento da umidade absoluta do ar a cada camada pode resultar na sua saturação, dependendo da umidade inicial dos grãos e da espessura do leito. Se isso ocorrer, a última temperatura calculada não é verdadeira e a quantidade de água removida na última camada é menor que a calculada. Impõe-se então que a umidade relativa na saída dessa camada seja 100% e através de um balanço de energia e massa determina-se a temperatura de saída e a quantidade de água que deve ser incorporada ao produto. Após a última camada, a perda de carga através do produto estará determinada e seu valor é comparado com o valor inicialmente admitido e dependendo da diferença, um novo valor de vazão é determinado e o procedimento reiniciado.

A simulação foi efetuada por intermédio de um programa denominado SEC, apresentado no Apêndice 1. Os resultados da simulação são comentados e comparados com valores experimentais no Cap. 8.

C A P Í T U L O 8

RESULTADOS EXPERIMENTAIS E SIMULADOS

CAPÍTULO 8 - RESULTADOS EXPERIMENTAIS SIMULADOS

8.1 - Introdução

8.2 - Gaseificador

8.3 - Sistema de Secagem

8.4 - Secagem de café.

8.1. INTRODUÇÃO

São Apresentados e comentados os resultados experimentais obtidos nos ensaios do gaseificador. Esses ensaios visaram o estabelecimento de relações entre as dimensões do cavaco e a produção de gás e de alcatrão.

Os resultados da simulação da operação do Sistema de Secagem, para o motor alimentado com gás pobre e com gasolina são apresentados na forma de Tabelas e Gráficos e comparados com os resultados experimentais.

A simulação da secagem foi efetuada para café, considerando várias opções em termos de posição do ventilador relativamente ao silo de grãos e suas implicações sobre o consumo de energia e a velocidade de secagem. Foram estudados também os efeitos da variação do binômio vazão-temperatura sobre a secagem e o consumo de energia. Os resultados da simulação são comparados com resultados experimentais obtidos na secagem realizada por meio desse sistema e com resultados experimentais de secagem de café usando energia solar, efetuada por Villela (18).

8.2. GASEIFICADOR

Como mencionado no Cap.2, item 2.2, o principal objetivo dos testes com o gaseificador era a determinação de sua faixa de operação (sem produção de alcatrão). Para o mesmo gaseificador essa faixa de operação estaria relacionada com o tamanho da partícula de madeira e com a perda de carga através do circuito de gaseificação.

As partículas de madeira foram classificadas e numeradas segundo seu tamanho, como mostrado nas Tabelas 4.1 e 4.2, do Cap.4. Cada tamanho foi utilizado em várias taxas de consumo e os resultados são apresentados na Tab. 8.1 para as partículas tipo cavaco e na Tab. 8.2 para as partículas tipo cilindro.

Para a madeira tipo cavaco, pode ser visto da Tab. 4.1, Cap.4, que a espessura varia numa faixa bastante estreita (2,4 a 6,5 mm). Tomando a espessura como a dimensão característica, o consumo máximo pode ser obtido através das Eq. 2.2 e 2.3 do Cap.2 e é apresentado na coluna consumo máximo, da Tab.8.1 para efeito de comparação com os experimentos.

CAVACO Nº	CONSUMO MÁXIMO Kg/h	CONSUMO REAL Kg/h	UMIDADE MADEIRA %	PROD.GÁS Nm ³ /h	CONS.AR Nm ³ /h	ALCATRÃO g/Nm ³ gás
1	>75	2,2	10,5	4,6	2,8	6,2
2	75	2,7	9,5	4,9	2,8	1,2
		3,8	9,6	6,4	3,7	4,7
		4,4	9,9	6,6	4,1	9,1
		4,2	10,1	5,7	3,3	2,8
3	27	4,9	10,7	9,1	4,8	3,2
		5,8	10,4	10,1	5,4	2,4
		6,0	10,0	10,9	6,1	1,8
		6,1	11,4	12,6	6,8	1,2
		6,6	9,7	14,5	7,5	0,9
4	21	2,1	11,0	3,2	1,8	3,5
		3,1	11,8	4,8	2,8	3,1
		3,5	10,5	6,3	3,7	2,2
		3,5	9,2	6,7	4,1	1,9
		4,0	7,8	8,1	4,7	1,1
		4,4	10,6	8,5	5,3	0,9
		4,9	10,2	10,6	6,0	0,1
5	14	1,9	10,7	3,0	1,8	1,3
		2,2	10,6	4,7	2,8	1,0
		3,0	11,3	5,9	3,7	0,4
		2,8	7,0	6,7	4,1	0,3
		3,0	11,0	8,0	4,8	0,4
		4,7	10,7	9,1	5,3	0,2
		5,2	11,0	11,0	6,1	0,3
		5,6	11,4	12,5	6,7	0,4
6	10	5,1	10,6	11,1	6,7	0,3
		5,7	10,8	12,8	7,3	0,5

Tab. 8.1 - Ensaios efetuados com a madeira tipo cavaco.

Pode ser observado que para a madeira tipo cavaco, em nenhuma experiência o consumo de madeira atingiu os valores máximos. Essa limitação no consumo foi imposta pela perda de carga no

circuito de gaseificação, principalmente pelo filtro, resfriador e placas de orifício. A perda de carga no gaseificador manteve-se sempre abaixo de 200 mm de coluna de água. A produção de alcatrão esteve sempre baixa, e para efeitos práticos desprezível, exceto para os cavacos números 1 e 2. Os cavacos número 2 estão no limite inferior de tamanho recomendado e o de número 1 está abaixo do valor recomendado. Observar também que a produção de alcatrão é maior para as partículas menores e com pequeno consumo. Isso ocorre porque a penetração do ar depende do tamanho da partícula e para partículas pequenas e baixo consumo o volume da zona de oxidação fica circunscrito as proximidades das saídas dos bicos de ar, deixando espaços frios para a passagem do alcatrão.

CILIND Nº	CONSUMO MÁXIMO Kg/h	CONSUMO REAL Kg/h	UMIDADE MADEIRA %	PROD. GÁS Nm ³ /h	CONS. AR Nm ³ /h	ALCATRÃO g/Nm ³ gás
1	1,6	1,8	13,2	3,2	1,8	0,9
		2,8	14,2	5,4	3,0	1,3
		3,2	13,1	7,0	4,0	0,5
		3,4	13,5	7,4	4,5	0,4
		4,3	13,2	8,9	5,4	0,7
		4,7	10,3	11,1	6,2	1,0
2	1,1	2,1	10,2	3,5	1,9	1,0
		4,4	9,7	8,3	4,9	0,5
3	0,8	3,0	10,4	6,6	3,7	0,3
		3,7	9,0	7,6	4,2	0,4
		4,1	8,7	10,0	5,5	0,5
		4,2	9,0	11,2	6,4	0,4

Tab. 8.2 - Ensaios efetuados com madeira tipo cilindro.

Devido a dificuldade de obtenção da madeira tipo cilindro, foram testados apenas 3 tamanhos diferentes. Também aqui, a limitação no consumo foi ditada pela perda de carga no circuito de gaseificação e diferentemente do esperado, a produção de alcatrão esteve sempre muito baixa, mesmo para taxas de consumo maiores que as recomendadas. Foram aventadas duas hipóteses para explicar esse fato: a) por se tratar de galhos finos, o conteúdo de pirolenhosos da madeira tipo cilindro é mais baixo que o normal e o tempo de residência também é menor, por se tratar de madeira ma

is porosa.

b) a temperatura da zona de redução, abaixo da garganta é suficientemente elevada para efetuar a decomposição térmica do alcatrão liberado abaixo da garganta do gaseificador.

Pode ser observado das Tab. 8.1 e 8.2 que a faixa de utilização do gaseificador é bastante ampla para todos os tipos de madeira. O fator limitante da potência (consumo de madeira), foi a perda de carga, mesmo para a madeira tipo cilindro, onde se esperava que o limite de potência seria dado pela produção de alcatrão uma vez que essas partículas eram de diâmetros maiores que as partículas tipo cavaco.

Foi observado que a vibração do gaseificador desempenha um papel fundamental no escoamento das partículas de madeira e como consequência na operação sem produção de alcatrão. Se a vibração for insuficiente, a madeira escoar de modo irregular, provocando uma alimentação intermitente da região de pirólise. Dessa forma, mesmo para taxas de consumo relativamente baixas, o tempo de permanência na Zona de Pirólise é insuficiente e o conteúdo de alcatrão presente no gás gerado cresce muito.

O escoamento intermitente da madeira no gaseificador pode ser observado através do indicador de nível. Várias experiências foram efetuadas com o objetivo de se estabelecer uma relação entre o nível da madeira no gaseificador e a carga, durante a operação. Essas experiências foram efetuadas com a vazão do ar de gaseificação constante (consumo de madeira constante) e, como o silo do gaseificador é cilíndrico na faixa testada, esperava-se que a variação do nível com o tempo fosse representada por uma curva suave, mas isso não ocorreu devido ao escoamento intermitente da madeira no gaseificador.

A fig. 8.1 mostra a variação do nível com o tempo de operação.

8.3. SISTEMA DE SECAGEM

A simulação da operação do sistema de secagem foi efetuada primeiramente para as rotações de 2450, 3100 e 3600 RPM, considerando o motor operando com gás pobre, e para 2450, 3050 e

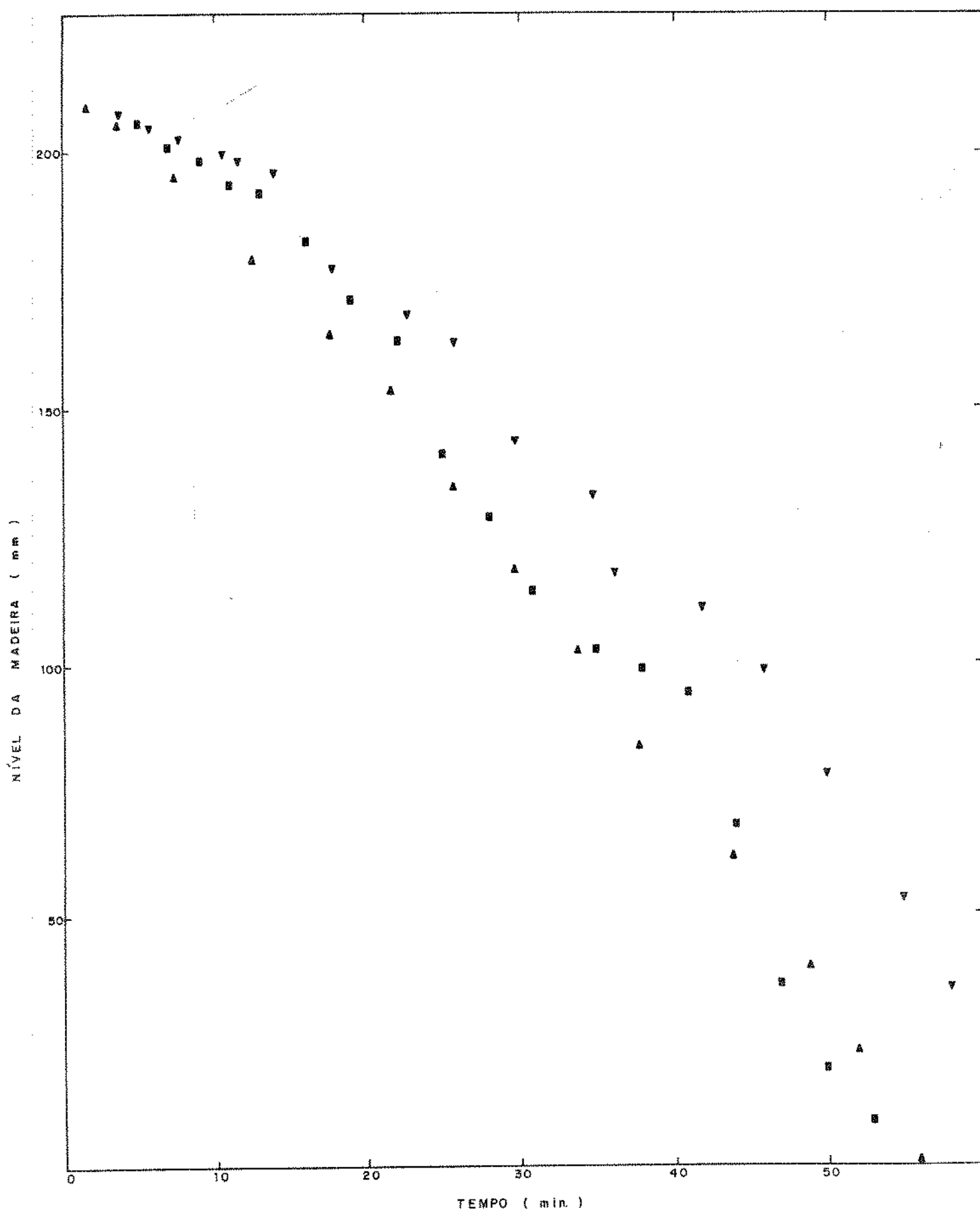


FIG. (8.1) VARIAÇÃO DO NÍVEL DA MADEIRA COM O TEMPO DE OPERAÇÃO

3600 RPM para o motor operando com gasolina.

Os resultados obtidos são mostrados nas Fig.8.2 e 8.3 e comparados com os valores experimentais. (DT e DT₁ ver Pag. 84.)

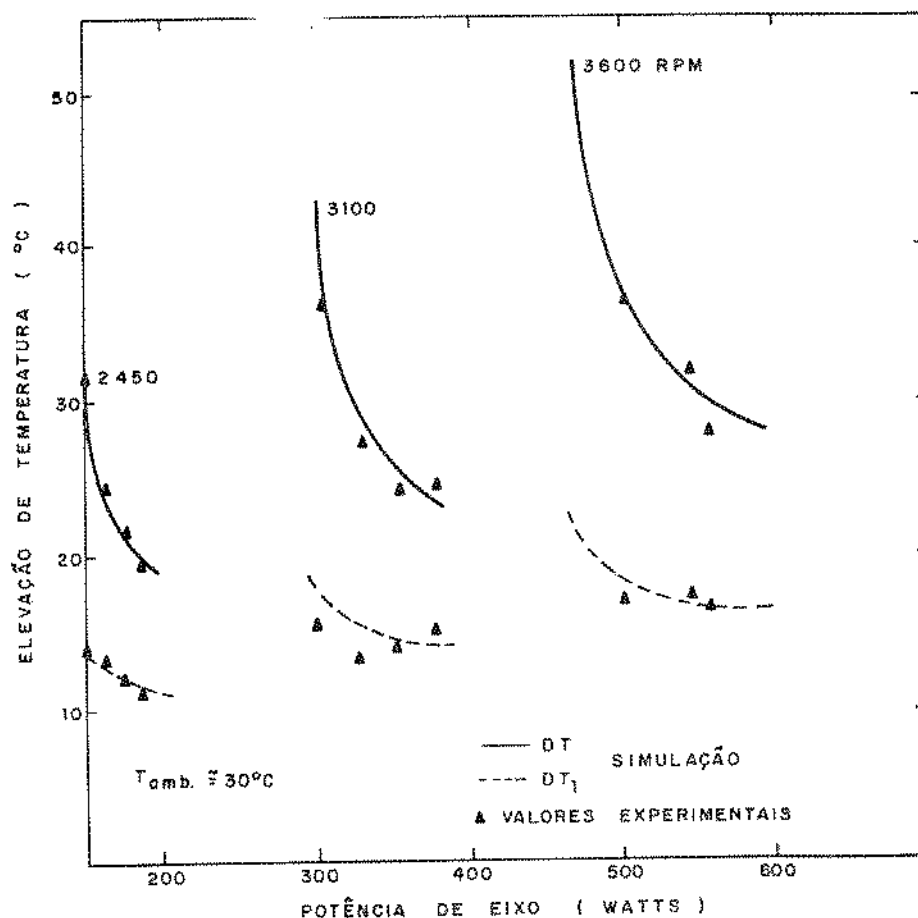


FIG. (8.2) RESULTADOS SIMULADOS E EXPERIMENTAIS
OPERAÇÃO COM GÁS POBRE

A simulação completa da operação do Sistema foi efetuada para rotações variando de 2400 a 3600 RPM e vazões de 40 a 140 litros/segundo a 3400 RPM. As vazões correspondentes a outras rotações foram obtidas por similaridade.

Os resultados da simulação são apresentados nas Fig. 8.4 e 8.5, para operação com gás pobre e gasolina respectivamente.

As Tab. 8.3 e 8.4 mostram os resultados da simulação para 3600 RPM para operação com gás pobre e gasolina. Para as demais rotações o comportamento é similar, como pode ser observado pelas Fig. 8.4 e 8.5.

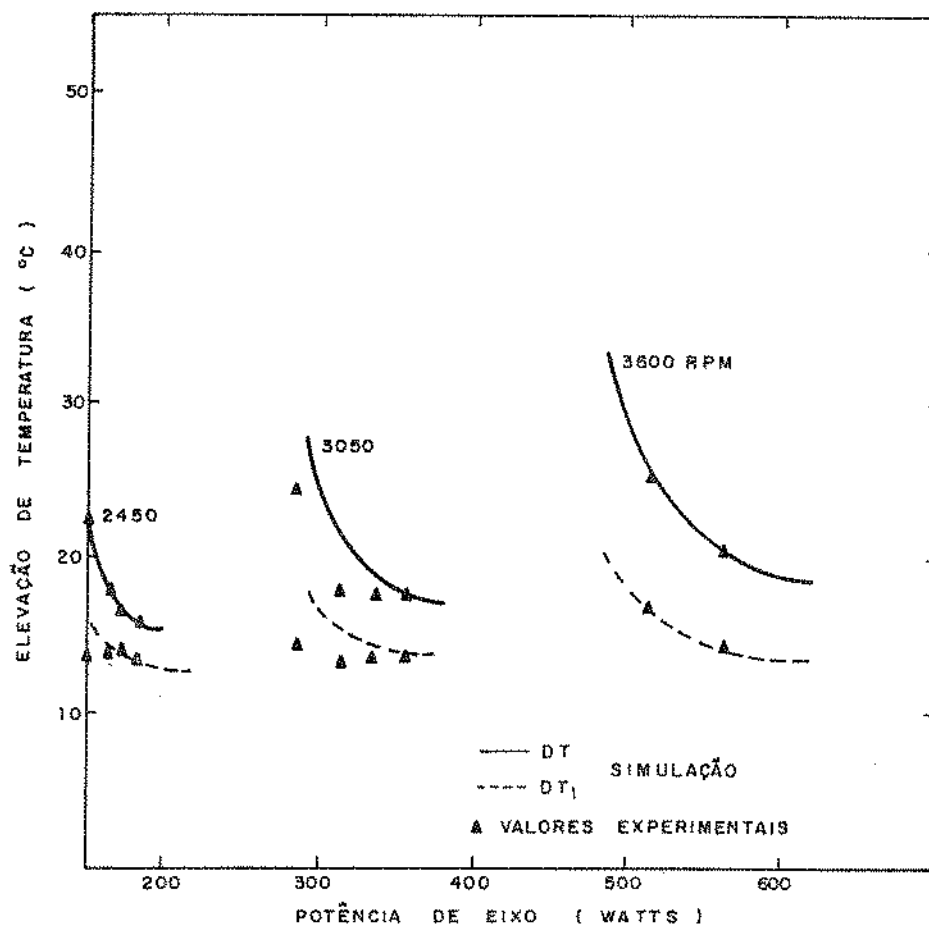


FIG. (8.3) RESULTADOS SIMULADOS E EXPERIMENTAIS
OPERAÇÃO COM GASOLINA

Pelas Tab. 8.3 e 8.4 pode ser notado que as máximas temperaturas ocorrem para as menores vazões e vice versa. No entanto a variação na potência do gaseificador ou da gasolina, entre os limites de operação das tabelas é muito pequena, da ordem de 5% enquanto que a variação na vazão é da ordem de 250%. Isso ocorre principalmente porque os coeficientes $(\alpha_1 + \alpha_2)$ e α_3 crescem com a vazão.

P.GASEIF. WATTS	P.EIXO WATTS	VAZÃO l/s	H mmH ₂ O	DT1 C	DT2 C	$\alpha_1 + \alpha_2$ %	α_3 %
6139,7	483,9	42,4	205,0	21,9	30,1	22,8	8,7
6164,8	494,4	52,9	204,0	20,0	24,7	23,3	10,9
6191,2	505,5	63,5	202,9	18,8	21,2	23,8	13,0
6219,0	517,0	74,1	201,7	18,0	18,6	24,4	15,2
6248,3	529,1	84,7	200,5	17,4	16,8	24,9	17,4
6279,2	541,7	95,3	199,2	17,0	15,3	25,5	19,6
6312,0	554,9	105,9	197,9	16,6	14,2	26,1	21,8
6346,7	568,8	116,5	196,4	16,4	13,3	26,8	24,0
6383,6	583,5	127,1	194,9	16,2	12,6	27,5	26,1
6423,1	598,9	137,6	193,4	16,0	12,0	28,2	28,3
6465,3	615,3	148,2	191,8	15,9	11,6	29,0	30,5

Tab. 8.3 - Resultados da simulação a 3600 RPM
Operação com gás pobre.

Pode ser verificado também pelos valores da Tab. 8.6, que para a vazão máxima, 9,5% da energia da madeira é transformada em energia mecânica útil, e que 69% é transformada em energia térmica, enquanto que para a vazão mínima esses valores são 8% e 39% respectivamente.

P.GASOL WATTS	P.EIXO WATTS	VAZÃO l/s	H mmH ₂ O	DT1 C	DT2 C	$\alpha_1 + \alpha_2$ %	α_3 %
4426,9	487,6	42,4	205,0	19,6	13,4	14,2	9,7
4445,2	498,3	52,9	204,0	17,7	11,0	14,5	12,1
4464,5	509,5	63,5	202,9	16,5	9,4	14,8	14,5
4484,8	521,1	74,1	201,7	15,6	8,3	15,1	16,9
4506,2	533,3	84,7	200,5	15,0	7,4	15,5	19,3
4528,8	546,1	95,3	199,2	14,5	6,8	15,9	21,7
4552,7	559,4	105,9	197,9	14,2	6,3	16,2	24,1
4578,1	573,5	116,5	196,4	13,9	5,9	16,6	26,5
4605,0	588,3	127,1	194,9	13,7	5,6	17,1	28,9
4633,8	603,9	137,6	193,4	13,5	5,3	17,5	31,3
4664,7	620,5	148,2	191,8	13,4	5,1	18,0	33,7

Tab. 8.4 - Resultados da Simulação a 3600 RPM
Operação com gasolina.

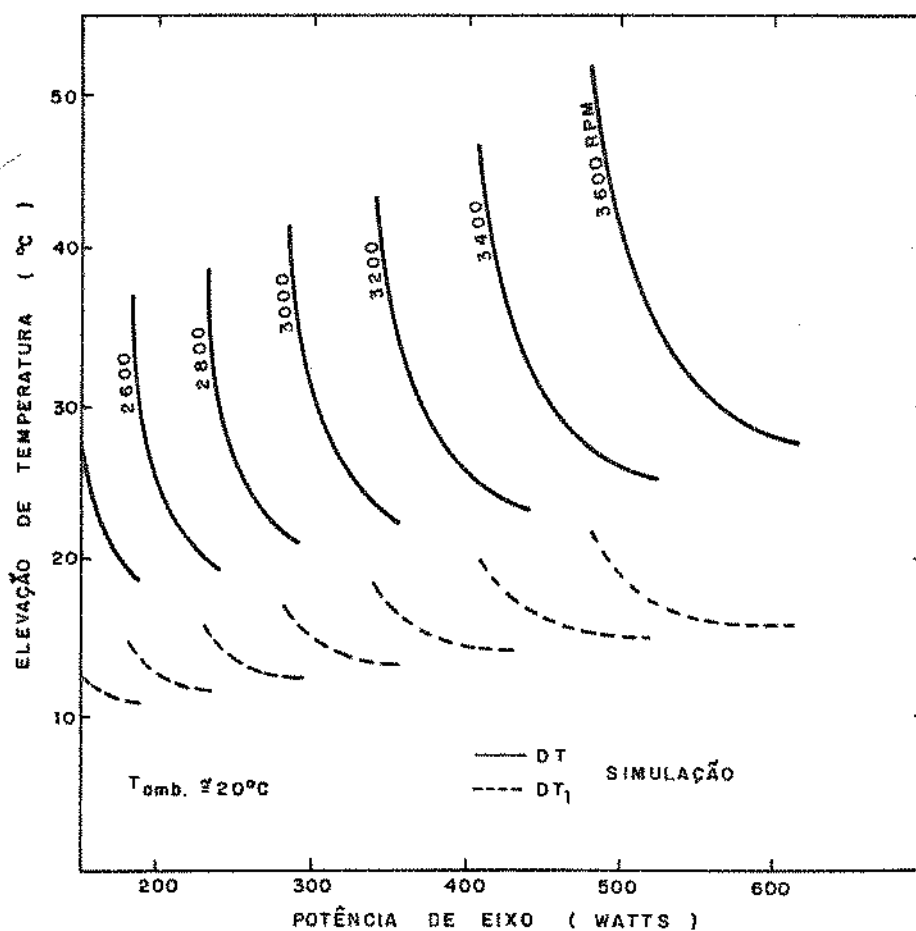


FIG. (8.4) RESULTADOS DA SIMULAÇÃO PARA TODA A FAIXA DE
ROTAÇÕES DO MOTOR
OPERAÇÃO COM GÁS POBRE

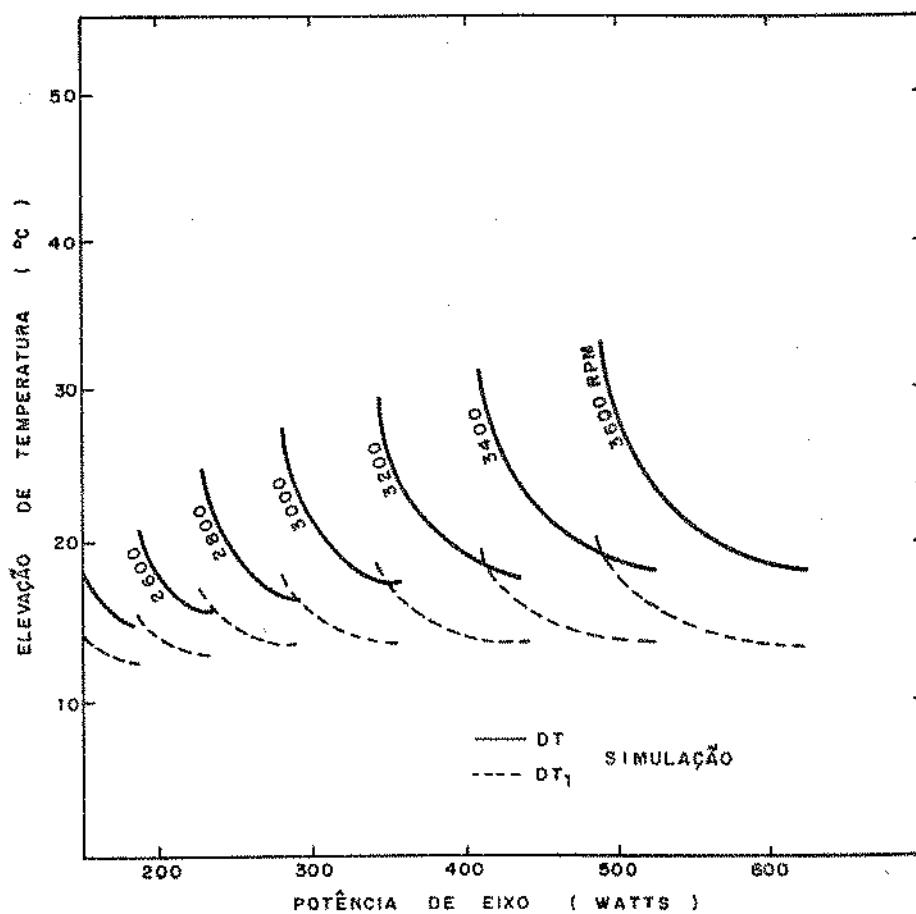


FIG. (8.5) RESULTADOS DA SIMULAÇÃO PARA TODA A FAIXA DE
ROTAÇÕES DO MOTOR
OPERAÇÃO COM GASOLINA

Dessa forma, do ponto de vista do aproveitamento da energia é aconselhável operar sempre com as máximas vazões em cada rotação. As Tab. 8.5 e 8.6 mostram a eficiência térmica (ET) a eficiência mecânica (EM) e a eficiência total para o Sistema operando a 2400 e 3600 RPM respectivamente.

Observar que, mesmo para a rotação de 2400 RPM, a eficiência total do Sistema é bastante boa, variando de 35,8 a 63,7%.

P.GASEI WATTS	P.EIXO WATTS	VAZÃO (l/s)	H (mmH ₂ O)	DT (° C)	ET (%)	EM (%)	ETOT (%)
3444,2	144,4	28,2	91,1	34,8	31,6	4,2	35,8
3451,6	147,6	35,3	90,7	30,2	34,1	4,3	38,4
3459,3	150,9	42,4	90,2	27,2	36,7	4,4	41,1
3467,3	154,4	49,4	89,7	25,0	39,4	4,5	43,8
3475,7	158,0	56,5	89,1	23,4	42,0	4,5	46,6
3484,5	161,8	63,5	88,5	22,2	44,7	4,6	49,3
3493,7	165,8	70,6	87,9	21,2	47,4	4,7	52,1
3503,4	170,0	77,6	87,3	20,5	50,1	4,9	55,0
3513,7	174,4	84,7	86,6	19,9	52,9	5,0	57,8
3524,6	179,0	91,8	86,0	19,4	55,7	5,1	60,8
3536,1	184,0	98,8	85,2	19,0	58,5	5,2	63,7

Tab. 8.5 - Eficiências do Sistema.
Simulação da operação a 2400 RPM
Operação com gás pobre.

P.GASEI WATTS	P.EIXO WATTS	VAZÃO (l/s)	H (mmH ₂ O)	DT (° C)	ET (%)	EM (%)	ETOT (%)
6139,7	483,9	42,4	205,0	52,0	39,4	7,9	47,2
6164,8	494,4	52,9	204,0	44,8	42,2	8,0	50,2
6191,2	505,5	63,5	202,9	40,0	45,0	8,2	53,2
6219,0	517,0	74,1	201,7	36,7	47,9	8,3	56,2
6248,3	529,1	84,7	200,5	34,2	50,8	8,5	59,3
6279,2	541,7	95,3	199,2	32,3	53,7	8,6	62,4
6312,0	554,9	105,9	197,9	30,9	56,7	8,8	65,5
6346,7	568,8	116,5	196,4	29,7	59,7	9,0	68,7
6383,6	583,5	127,1	194,9	28,8	62,8	9,1	71,9
6423,1	598,9	137,6	193,4	28,1	65,9	9,3	75,2
6465,3	615,3	148,2	191,8	27,5	69,0	9,5	78,5

Tab. 8.6 - Eficiências do Sistema.
Simulação da operação a 3600 RPM
Operação com gás pobre.

8.4. SECAGEM DO CAFÉ

Os resultados da Simulação foram comparados com os resultados experimentais da secagem realizada, como mostrado na Fig. 8.6 e com os resultados experimentais de Villela (18), mostrados na Fig. 8.7.

Observando-se as Fig. 8.6 e 8.7, nota-se que os resultados experimentais apresentam-se bastante dispersos, principalmente no início da secagem. Isso é atribuído ao fato do café apresentar grãos com teores de umidade muito diferentes, tornando difícil a obtenção de amostras representativas para determinação do teor de umidade. A medida que o teor de umidade cai, os valores experimentais de umidade tornam-se mais coerentes.

Pode-se observar também que os resultados simulados estão razoavelmente próximos dos resultados experimentais, indicando que o programa de simulação desenvolvido pode servir para prever o comportamento da secagem.

Utilizando o programa desenvolvido para a secagem, juntamente com o programa de simulação da operação do sistema, foi efetuado um estudo visando relacionar o consumo de energia com a secagem.

O primeiro passo nesse sentido foi estudar o efeito da posição do ventilador relativamente ao silo de grãos e ao Sistema de Aquecimento. As posições estudadas estão descritas no item 7.4, Cap. 7. A posição relativa do ventilador tem implicações sobre a pressão e a temperatura do ar que entra no silo e a potência do ventilador.

A influência sobre a pressão é significativamente diferente apenas para os casos do ventilador instalado antes ou após o silo. As posições (b), (c), e (d) apresentam praticamente a mesma influência.

Na avaliação da influência sobre a temperatura devem ser considerados dois aspectos distintos.

O primeiro refere-se a elevação de temperatura devida ao processo de compressão e eficiência do ventilador. Essa eleva-

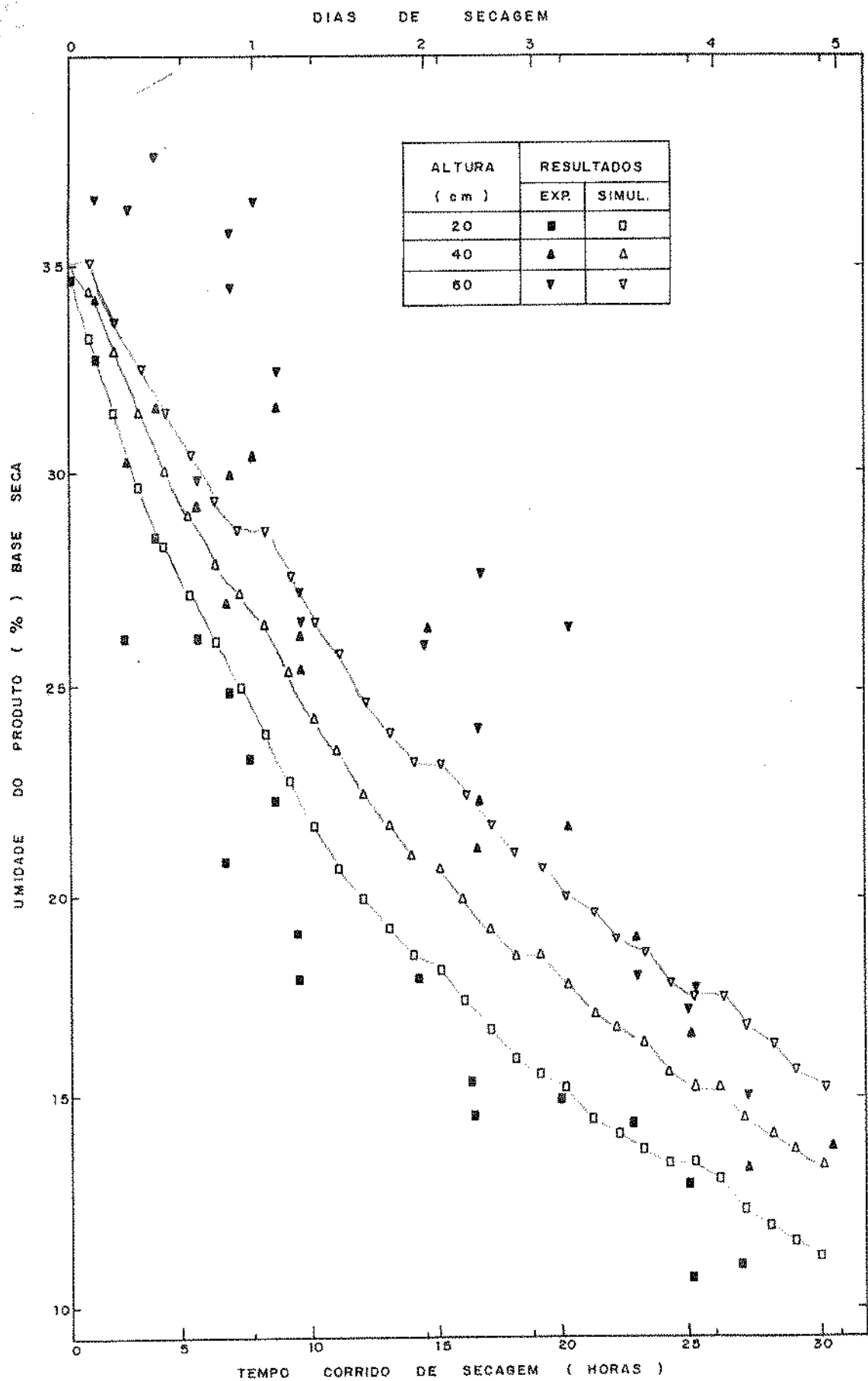


FIG. (8.6) COMPARAÇÃO DOS RESULTADOS DA SIMULAÇÃO COM RESULTADOS EXPERIMENTAIS DA SECAGEM (TABELA 5.22)

DIAS DE SECAGEM

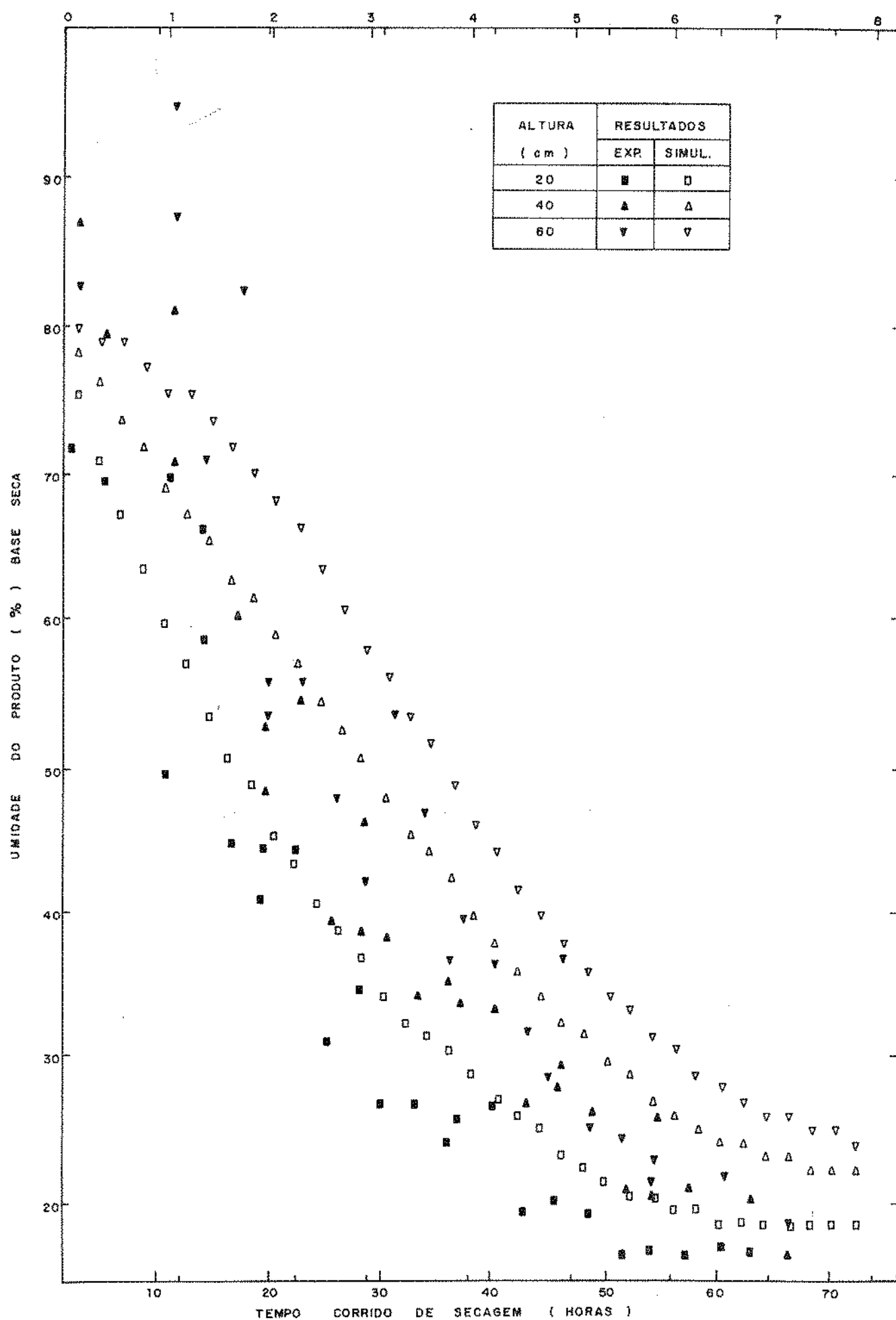


FIG. (8.7) COMPARAÇÃO DOS RESULTADOS DA SIMULAÇÃO COM OS RESULTADOS DE VILLELA (18)

ção de temperatura só não é experimentada pelo ar de secagem no caso do ventilador instalado após o silo. -Posição (a).-

O segundo aspecto trata da elevação da temperatura de corrente da variação do fluxo de massa. Essa variação no fluxo de massa do ar é provocada pelas diferentes temperaturas de entrada do ar no ventilador, que são distintas para cada posição analisada.

Os efeitos combinados de pressão e temperatura afetam a umidade relativa do ar e conseqüentemente a secagem dos grãos.

A Tab. 8.7 ilustra o efeito da posição relativa do ventilador sobre a temperatura de entrada do ar no silo, o fluxo de massa, a umidade relativa na entrada e na saída do silo e as potências do gaseificador e de eixo do ventilador.

Os resultados comparativos entre as várias posições do ventilador são mostrados na Fig. 8.8, em termos da variação da umidade média do café com o tempo.

POSIÇÃO VENT.	TEMPERAT ENTRADA C	FLUXO AR SECO Kg/s	UR ENTRADA %	UR SAÍDA %	POTÊNCIA GASEIF. watts	POT. EIXO watts
a	50,7	0,137	18,6	45,7	6380	582
b	55,4	0,129	15,1	66,6	6310	554
c	55,3	0,136	15,2	62,9	6406	592
d	55,4	0,133	15,1	64,6	6354	572

Tab. 8.7 - Efeito da posição do ventilador sobre a potência do ventilador e propriedades do ar de secagem
Condições atmosféricas: $T_{amb.}=26,5\text{ C}$
Umidade absoluta $=0,016\text{ Kg vapor/Kgar}$
Pressão Atmosférica $=715\text{ mm Hg}$

Pode ser notado pela Fig. 8.8, que a melhor posição para a instalação do ventilador é a posição (a), ventilador instalado após o silo. A Tab. 8.8, abaixo confirma esse resultado e mostra que além de propiciar a secagem mais eficiente, as diferenças entre os teores de umidade nas várias camadas é menor.

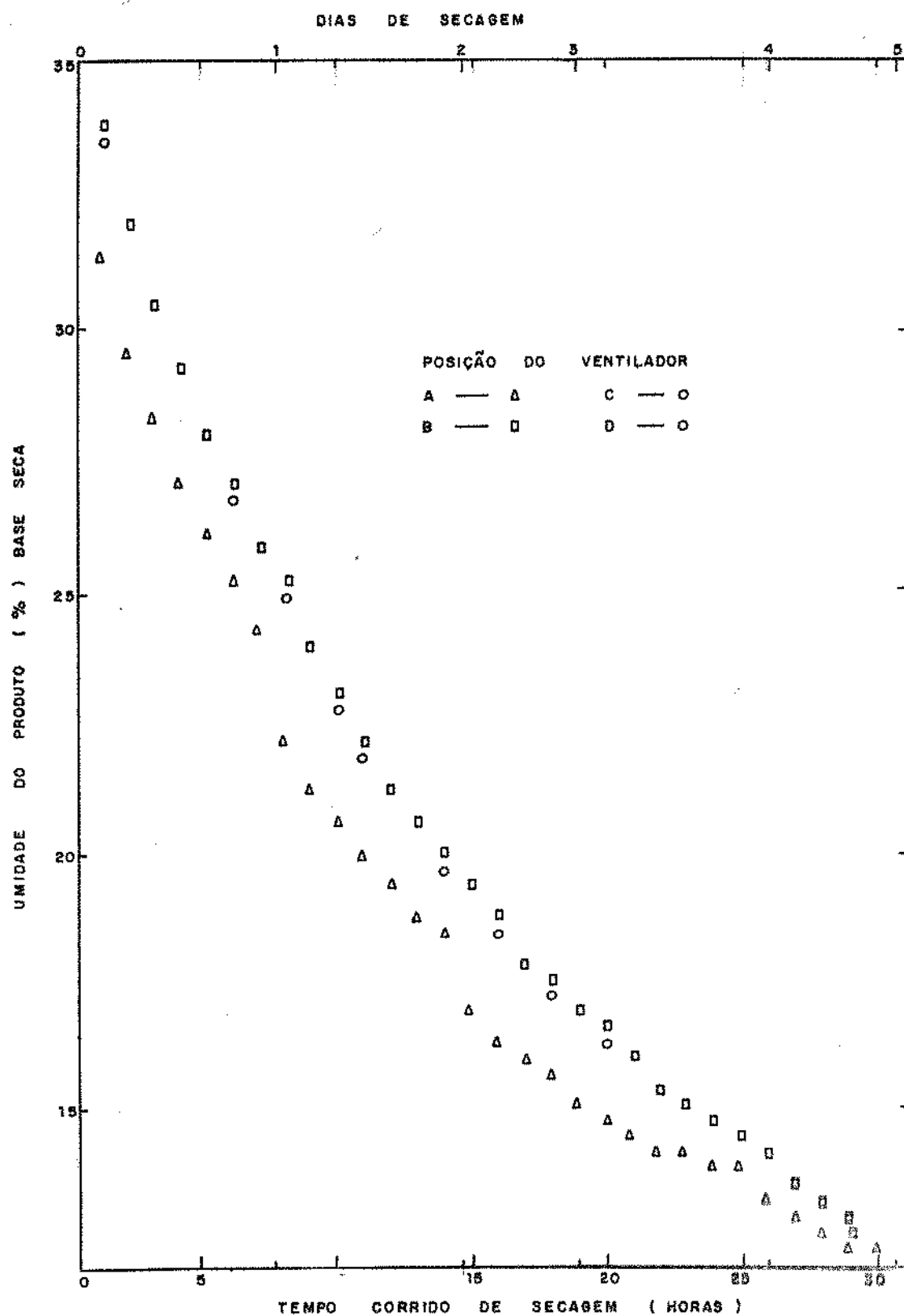


FIG. (8.8) INFLUÊNCIA DA POSIÇÃO DO VENTILADOR SOBRE A SECAGEM

POSIÇÃO	ALTURA DOS GRÃOS NO SILO (cm)				UMIDADE MÉDIA %
	0	20	40	60	
a	10,68	11,64	12,76	13,97	12,26
b	9,68	11,48	13,45	15,45	12,55
c	9,76	11,48	13,35	15,26	12,50
d	9,70	11,45	13,37	15,32	12,50

Tab. 8.8 - Valores finais da umidade do café (% base seca) para várias alturas no silo.

Para o ventilador instalado antes do silo (todas as posições (b), (c) e (d), as variações no teor médio de umidade do produto não são significativas. Uma comparação dos teores de umidade para várias alturas no silo, apresentada na Tab. 8.8 mostra que praticamente não há diferença entre essas 3 posições. O teor médio de umidade cresce ligeiramente para a posição (b), que no entanto apresenta o menor consumo de energia entre as tres.

As curvas de secagem para as várias alturas no silo, para o ventilador nas posições (a) e (d) são mostradas nas Fig. 8.9 e 8.10. As curvas para o ventilador nas posições (b), e (c) são praticamente idênticas as curvas da Fig. 8.10.

O segundo passo no sentido de otimizar o processo de secagem foi o estudo dos efeitos da variação da temperatura e da vazão sobre a secagem e o consumo de energia.

Um exame da Tab. 8.3 mostra que o Sistema de Secagem utilizado é bastante propício para a realização desse estudo, pois um aumento na perda de carga irá provocar uma redução na vazão, com uma conseqüente elevação na temperatura do ar e uma redução na potência de eixo do ventilador. No entanto, verifica-se que a potência do gaseificador varia muito pouco (em torno de 5% entre os limites extremos de operação).

Essa simulação foi efetuada para o ventilador na posição (d), a 3600 RPM para tres condições diferentes de perda de carga. As vazões, temperaturas e outros dados de interesse podem ser vistos na Tab. 8.9.

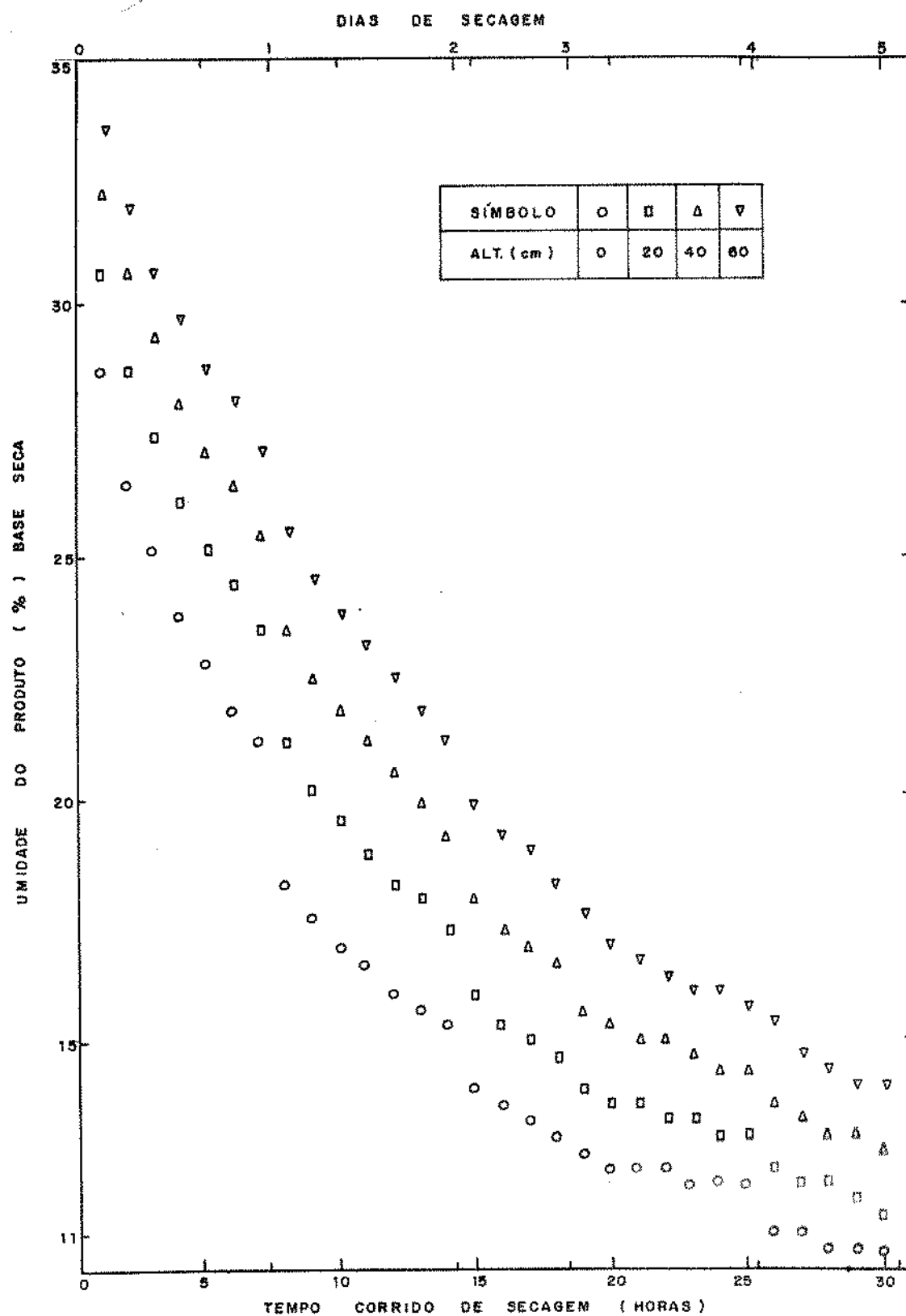


FIG. (8.9) SIMULAÇÃO DA SECAGEM DO CAFÉ
VENTILADOR INSTALADO APÓS O SILO
POSICAO (A)

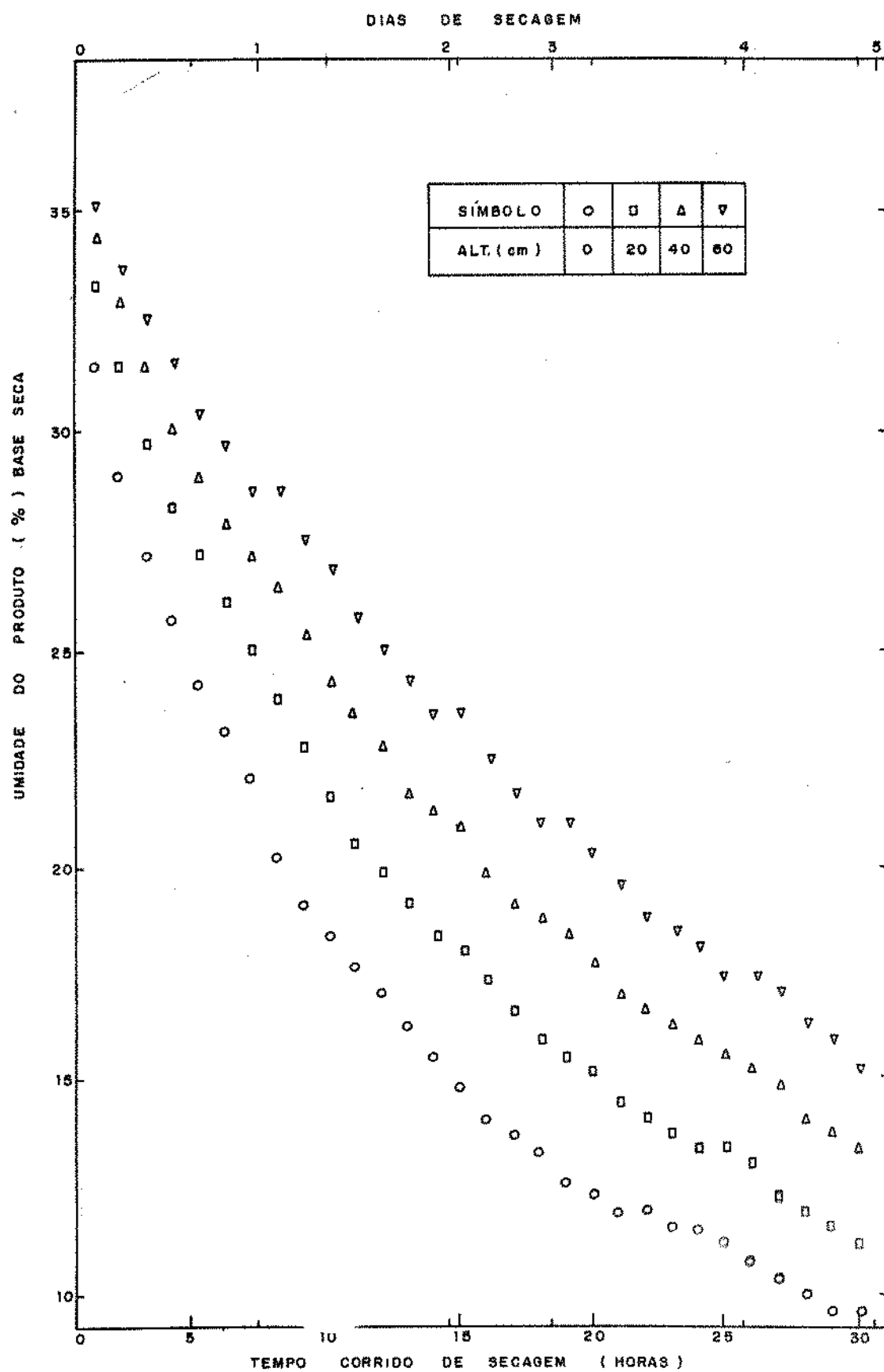


FIG. (8.10) SIMULAÇÃO DA SECAGEM DO CAFÉ
VENTILADOR INSTALADO ANTES DO SILO
POSICÃO (A)

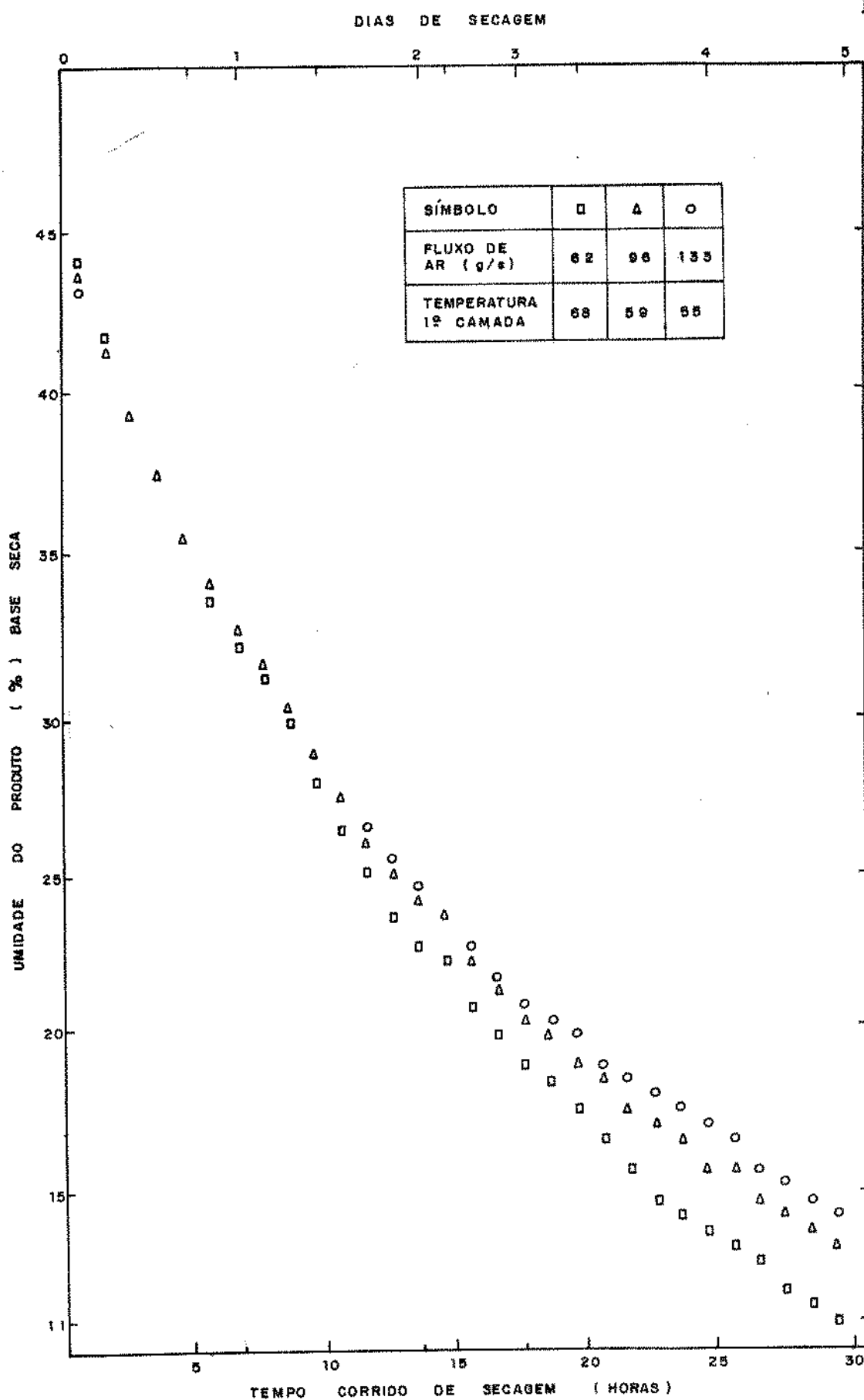


FIG. (8.11) EFEITOS DA VARIAÇÃO DA VAZÃO E TEMPERATURA SOBRE A SECAGEM
CONDIÇÕES AMBIENTES : VER TABELA (5.21)

VAZÃO	FLUXO DE AR	TEMP. ENTRADA	POTÊNCIA GASEIF.	POTÊNCIA EIXO	UMIDADE MÉDIA FINAL
	Kg/s	°C	watts	watts	%
BAIXA	0,062	68	6155	490	10,7
MÉDIA	0,096	59	6243	527	13,0
ALTA	0,133	55	6354	572	14,1

Tab. 8.9 - Efeitos da variação do binômio vazão-temperatura sobre a secagem e o consumo de energia. Ventilador na posição (d).

A figura 8.11 mostra a curva da secagem, em termos de valores médios de umidade para as tres diferentes condições de operação.

Como era esperado, no início da secagem, a vazão apresenta um efeito mais pronunciado e a medida que o produto vai secando, a temperatura passa a desempenhar um papel mais importante.

O comportamento da secagem para as várias alturas dos grãos no siló pode ser visto através das Fig.8.12 e 8.13, que correspondem as vazões alta e baixa respectivamente.

Pela Tab. 8.9 pode ser visto que o menor teor médio de umidade final é obtido com a vazão baixa, que corresponde também a menor potência de eixo e menor potência do gaseificador. Essa conclusão é válida para produtos com teor de umidade inicial baixo, como no presente caso.

Para esse Sistema, a vazão e a temperatura não são variáveis independentes, como pode ser visto nas Tab.8.5 e 8.6. A elevação da temperatura provoca uma redução da umidade relativa, aumentando a capacidade do ar em absorver umidade. Porém a diminuição da vazão reduz a quantidade de água que pode ser absorvida, fazendo com que para teores elevados de umidade do produto o aumento da vazão seja mais eficaz que a elevação da temperatura.

Pode-se notar, no entanto, pela curvas das Fig.8.12 e 8.13 que a elevação da temperatura provoca uma secagem mais desigual entre as camadas de grãos, o que não é interessante.

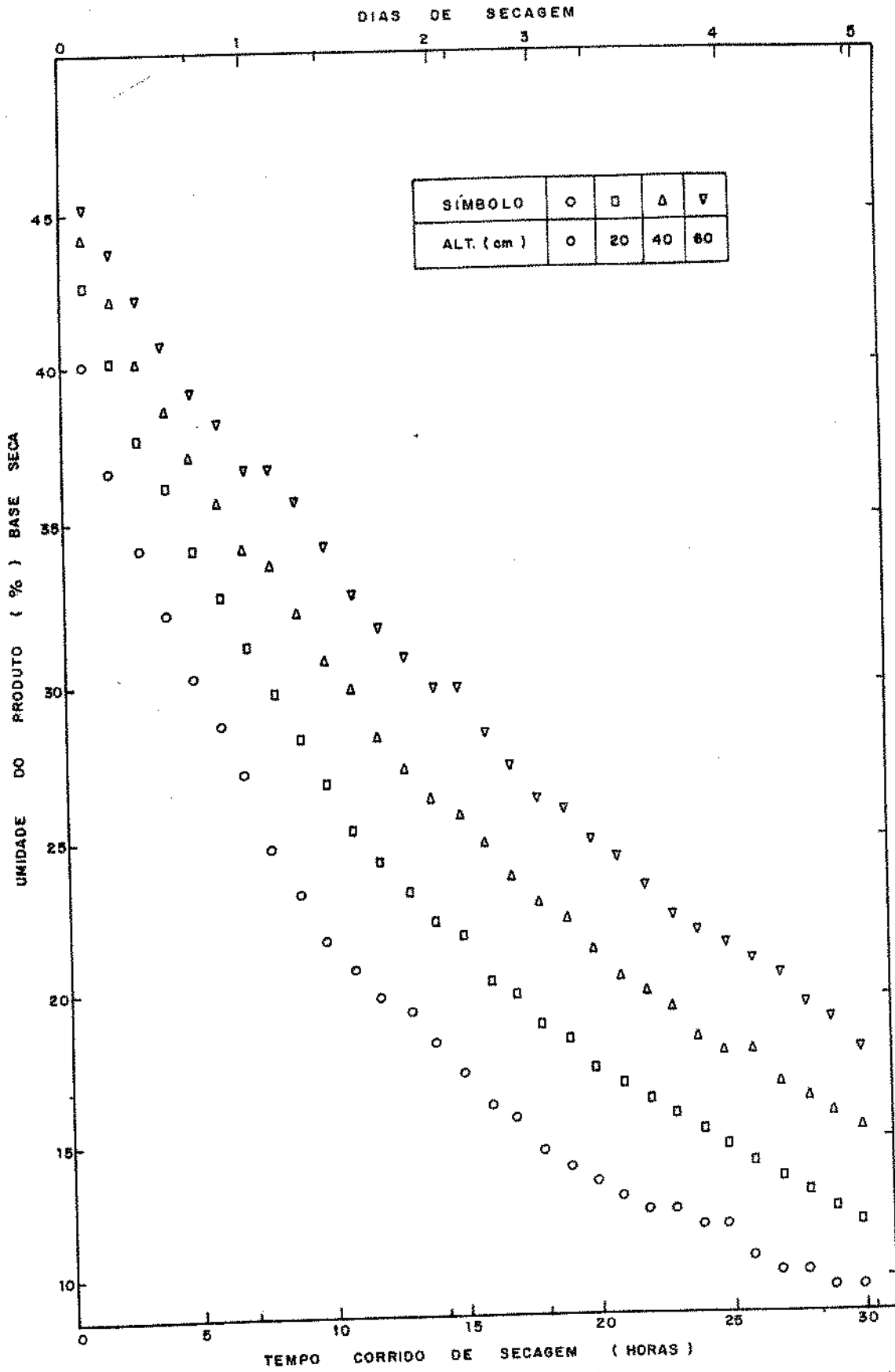


FIG. (8.12) EFEITOS DA VARIAÇÃO RELATIVA DA VAZÃO E TEMPERATURA SOBRE A SECAGEM. FLUXO DE AR = 0.133 Kg/s TEMPERATURA = 55 °C

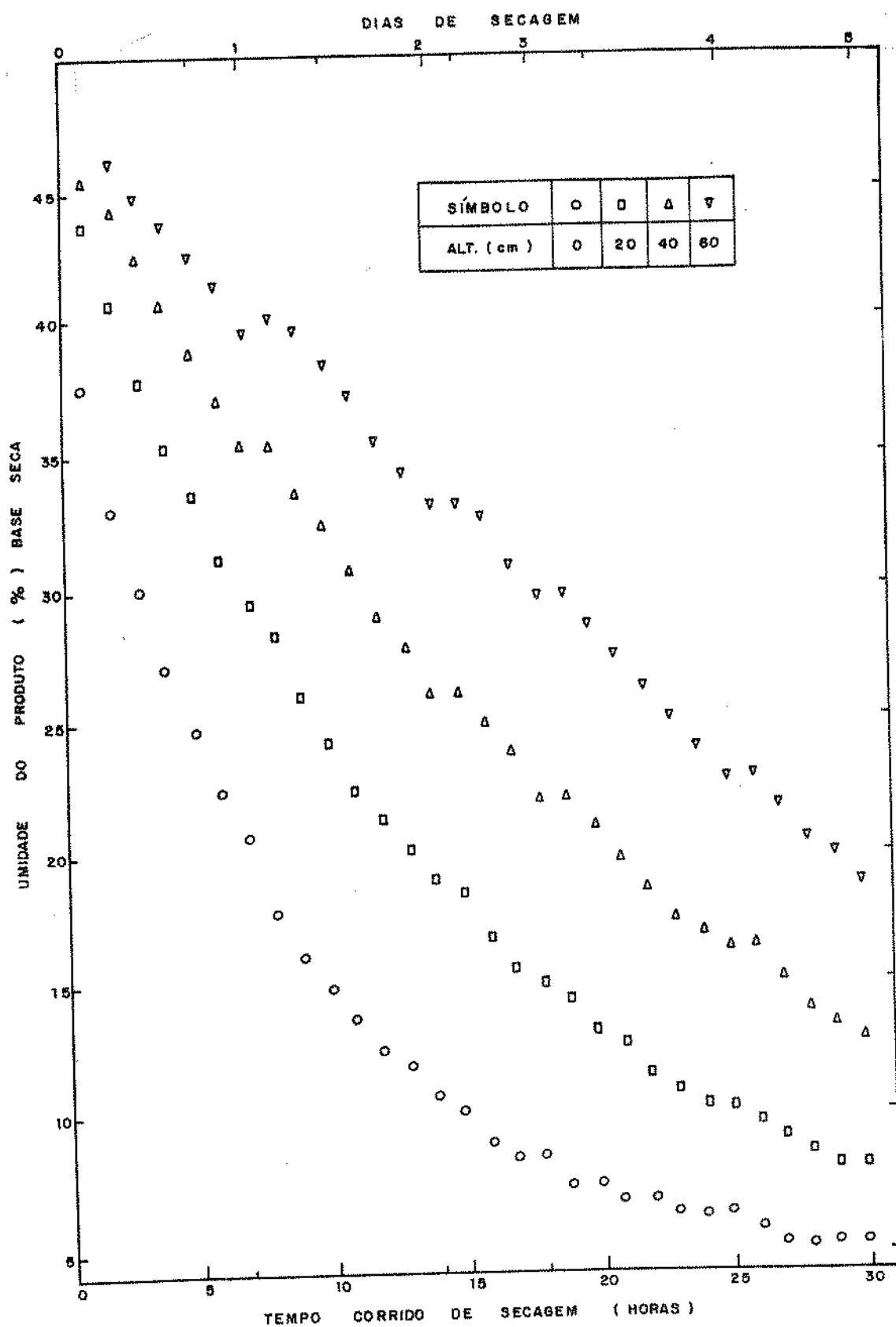


FIG. (8.13) EFEITOS DA VARIAÇÃO RELATIVA DA VAZÃO E TEMPERATURA SOBRE A SECAGEM. FLUXO DE AR = 0.082 Kg/s TEMPERATURA = 55°C

Os resultados das análises do café, efetuadas pelo Instituto Brasileiro do Café (IBC) em São Paulo (ver Apêndice 2), indicaram que o café secado no secador apresentou uma bebida melhor que o café que ficou secando no terreiro do Instituto Agrônomo de Campinas (IAC). Isso provavelmente ocorreu porque a secagem foi efetuada em um período de muita chuva e o café que ficou no IAC precisou ficar amontado e coberto, aguardando a chuva passar. Como o teor de umidade do café era ainda muito elevado é provável que tenha ocorrido o desenvolvimento de fungos que afetaram sua qualidade.

Não foram constatados cheiros ou odores estranhos, o que era esperado pois o ar de secagem não teve contacto direto com outros gases.

O café do secador ficou com um teor de umidade final abaixo do recomendado, provocando uma elevada porcentagem de quebra durante o processo de beneficiamento (remoção da casca).

CAPÍTULO 9

CONCLUSÕES

CAPITULO 9 - CONCLUSÕES

Neste capítulo são apresentadas e discutidas as principais conclusões do trabalho realizado. A exposição segue aproximadamente a sequência observada no corpo do trabalho.

No final do capítulo são apresentadas algumas sugestões para trabalhos futuros.

Pelos resultados da operação do gaseificador, mostrados nas Tab. 8.1 e 8.2 do Cap.8, conclui-se que as recomendações feitas para o dimensionamento do gaseificador podem ser seguidas com boa chance de êxito. No entanto o problema relacionado com a determinação da potência máxima (Eq.2.3 do Cap.2) para operação sem produção de alcatrão, em função do tamanho da partícula e do diâmetro da garganta ainda persiste. Em todos os testes realizados a limitação da potência foi determinada pela perda de carga, mesmo para partículas com diâmetros maiores que os recomendados.

O problema pode estar relacionado com o cálculo do tempo de permanência (Eq. 2.2, Cap.2) que deve ser diferente para cada tipo e mesmo idade da madeira empregada.

O escoamento uniforme dos cavacos é fundamental para a operação do gaseificador sem produção de alcatrão. O escoamento intermitente, como mostrado na Fig. 8.1, com formação de cavernas nas zonas de Oxidação e Pirólise, propicia o aparecimento de alcatrão no gás gerado.

O modelamento de cada componente do Sistema, efetuado a partir de testes específicos desses componentes mostrou-se adequado para a simulação numérica da operação do conjunto, como pode ser visto nas Fig. 8.2 e 8.3. Isto significa que outros sistemas de portes diferentes podem ter sua operação simulada a partir do conhecimento do comportamento de cada componente individualmente. O único problema está relacionado com a determinação dos coeficientes α_1 , α_2 , e α_3 . No entanto, um exame das Fig. 8.2 e 8.3 mos-

tra que a quantidade de energia térmica removida do bloco do motor (refrigeração) pelo ar de secagem foi praticamente independente do combustível utilizado, pois a elevação da temperatura do ar (DT1) foi aproximadamente a mesma com o motor operando com gás pobre ou com gasolina. Admitindo que o mesmo ocorre com a energia do gás de escape, o conhecimento do balanço energético do motor permitiria determinar pelo menos aproximadamente os valores dos coeficientes α_2 e α_3 . O coeficiente α_1 , que representa a fração da energia removida do corpo de gaseificador, dutos, ciclone, filtros e principalmente do resfriamento gás pobre poderia ser estimado no ensaio do gaseificador.

Através das Tab. 8.5 e 8.6 pode ser observado que a eficiência do Sistema, em termos do aproveitamento da energia é muito boa, para toda a faixa de operação do motor estacionário. Esses resultados foram obtidos com um Sistema de pequeno porte, mas, como relatado acima, o modelo desenvolvido pode ser utilizado para Sistemas de qualquer porte. A idéia básica é o aproveitamento máximo da energia. Se os componentes dos Sistemas maiores forem mais eficientes, isto é, transformarem uma maior quantidade da energia do combustível em energia mecânica, a fração disponível para aquecimento do ar será menor. Dessa forma a relação entre as eficiências mecânica e térmica se modifica, mas a eficiência total não deve ser alterada substancialmente, devendo no entanto crescer, pois maiores vazões melhoram a transferência de calor. Assim espera-se que nos Sistemas de maior porte as vazões sejam maiores e conseqüentemente o ar de secagem experimente uma menor elevação de temperatura. Havendo interesse em aumentar a temperatura sem reduzir demasiado a vazão haverá necessidade de instalação de uma fonte térmica adicional.

A utilização do programa desenvolvido para a simulação da secagem, juntamente com o programa de simulação da operação do Sistema permitiu verificar que a melhor posição para o ventilador é após o Silo, fazendo aspiração através dos grãos, como pode ser visto nas Fig. 8.8 e 8.9 e nas Tab. 8.7 e 8.8.

Essa posição do ventilador propicia uma secagem ligeiramente mais rápida e mais uniforme entre as várias camadas de grãos. Como a umidade relativa na saída do silo é bem mais baixa

para essa posição do ventilador, a altura dos grãos no silo pode ser maior que nos outros casos. Para a secagem em silos de leito fixo, esses fatores são bastante importantes.

Devido as características do Sistema, a vazão e a temperatura do ar são variáveis dependentes e pode ser visto nas Tab. 8.5 e 8.6 que o ponto de operação do Sistema pode ser facilmente controlado por uma válvula (controle da altura de elevação H).

Essa característica do Sistema pode ser utilizada para otimizar o processo de secagem. A tab. 8.9 mostra que a redução da vazão com o correspondente aumento da temperatura propicia uma secagem mais rápida, com um menor consumo de energia. No entanto, pela Fig. 8.11 pode ser notado que no início da secagem o efeito da vazão é maior que o da temperatura. Assim, no início do processo a secagem seria efetuada com a vazão máxima, que iria sendo reduzida a medida que a secagem progredisse.

Entretanto, pela Fig. 8.13 nota-se que a secagem fica muito desigual entre as várias camadas de grãos, o que é um inconveniente sério, que poderia ser solucionado pela movimentação dos grãos.

O programa de secagem foi desenvolvido para simular a secagem de grãos em geral, em leitos fixos e pode ser utilizado, em princípio, para sistemas de qualquer porte. A limitação da secagem em leitos fixos está relacionada com a espessura do leito.

Apesar do Sistema ter operado relativamente bem, sua operação exigiu a presença permanente do operador, para atender possíveis panes. Todos os problemas detectados estão relacionados com o gaseificador e sistema de tratamento do gás pobre.

RECOMENDAÇÕES

O projeto do conjunto Motor-Gaseificador deve ser efetuado de modo a fazer com que a vibração do motor seja transmitida ao leito de madeira e carvão do gaseificador, para facilitar o escoamento.

O gaseificador deve ser de dois depósitos de madeira pa

ra permitir o carregamento sem desligar o motor.

Todas as tubulações do gás pobre, antes do sistema de tratamento do gás deve ser de fácil acesso para facilitar uma manutenção periódica.

O sistema de limpeza do gás pobre utilizado precisa ser revisto, para redução de custos e do tempo de substituição do elemento filtrante. Para sistema de maior porte um lavador de gás deve resolver o problema.

A secagem de grãos em leitos fixos pode ser otimizada alternando-se períodos de secagem com períodos de repouso. Nos secadores com movimentação dos grãos, o tempo de repouso é o tempo que o produto leva para retornar ao secador. Esse tempo de repouso seria o tempo necessário para que a umidade do grão se uniformizasse novamente. Seria interessante a realização de estudos visando a determinação desse parâmetro, pelo menos para os grãos produzidos em maiores quantidades, como soja, café, milho, feijão, etc.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- (1) BROOKER, BAKKER-ARKEMA and HALL - Drying Cereal Grain - Cap. 7 "Grain Drying Systems". The AVI publishing Co. (1974).
- (2) ROSSI, S.J. e ROA G. - Secagem e Armazenamento de Produtos Agropecuários com uso de Energia Solar e Ar Natural. ACIESP nº 22 (1980).
- (3) SKOV, N.A. and PAPWORTH, M.L. - The Pegasus Unit. Pegasus Publishers (1974).
- (4) MAKRAY, Z.T. - Gaseificação de Madeira de Gaseificador Co-corrente para produção de Gás de Médio Poder Calorífico e Gás de Síntese. Cap. 2. Tese de Doutorado - UNICAMP/FEC (1984).
- (5) GROENEVELD, M.J. - The Co-Current Moving bed Gasifier. Tese de Doutorado - Universidade de Twente - Holanda (1980).
- (6) STANDARD TEST CODE FOR AIR MOVING DEVICES - Air Moving and Air Conditioning Association (AMCA) (1967).
- (7) PFLBIDERER, C. e PETERMANN, H. - Máquinas de Fluxo - Cap. 6 - Pg. 180 e seguintes. Livros Técnicos e Científicos Editora S/A (1979).
- (8) NORMA ABNT-P-MB-749 - Motores Alternativos de Combustão Interna não Veiculares - ABNT (1973).
- (9) FLUID METERS - Theory and Application - Cap. III Pg. 197-210 ASME - Sixth Edition (1971).
- (10) MERIAN LAMINAR FLOW ELEMENT - Merian Instruments Co.
- (11) DOEBELIN, E.O. - Measurements Systems - Application and Design - Cap. 3, Pg. 63. McGraw-Hill Kogakusha Ltd (1976)
- (12) STANDARD MEASUREMENT GUIDE - Engineering Analysis of Experimental Data, ASHRAE STANDARDS 41.5-75 (1976).

- (13) HANSEN, A.G. - Fluid Mechanics - Cap. 10 Dimensional Analysis
Pg. 410. JOHN WILEY AND SONS, INC. 1967.
- (14) MAKRAY, T.M. - Comunicação Pessoal.
- (15) PERRY, R.H. and CHILTON, C.H. - Chemical Engineers Handbook
- 5th Edition Cap. 3. McGraw-Hill Kogakusha Ltd.
- (16) VOINOV, A. - Motor Vehicle Engines - Cap. 12 Pg. 249. MIR
PUBLISHERS - Moscow.
- (17) MACHADO, J.O. - Quantificação da Deterioração da Mandioca durante a secagem com Coletor Solar. Tese de Mestrado - UNICAMP/FEAA.
- (18) VILELA, E.R. - Secagem de Café em Terreiro e em Silo com Energia Solar. Tese de Mestrado - UNICAMP/FEAA.
- (19) THOMPSON, T.L.; PEART, R.M. and FOSTER, G.H.- Mathematical Simulation of Corn Drying - Transaction of ASME (1968).
- (20) ROA, G. and MACEDO, I.C. - American Society of Agricultural Engineers - Annual Meeting. Paper nº 76.3021 (1976).
- (21) FLOW OF FLUIDS - Through Valves, Fittings and Pipe Crane - Technical Paper nº 410M.
- (22) HENDERSON, S.M. - Resistance of Shelled Corn Bin Walls to Air Flow. AGR. ENG. 25 - 357.369.374 (1943).
- (23) MATTHIES, H.J. and PETERSON, H. - New Data for Calculating the Resistance to Air Flow of Stored Granular Materials. Trans. of ASAE, Pg. 1144 - (1974).
- (24) DATA, R. and DUTT, G.S. - Producer Gas Engines in Villages of Less-Developed Countries. Science, Vol. 213, 14 August 1981.
- (25) TOSELLO, A. - Influência do Parcelamento na secagem do Café - Bragantia, Vol. 23 nº 24 (1964).

- (26) CLARK, W.J. and MOSS E.B. - Fluid Flow Through Square-Edged Orifice Plates - Some Practical Aspects. Transaction of the Society of Instrument Technology Vol. 4, n° 4 December 1952.
- (27) IRVING, S.J. - The Effect of Disturbed Flow Conditions on the Discharge Coefficient of Orifice Plates. Int. J. Heat & Fluid Flow, Vol. 1 n° 1 (1979).

APÊNDICE 1

Listagem dos programas de computador

ALFA - Determinação dos coeficientes $\alpha_1 + \alpha_2$ e α_3

MAPA - Simulação da Operação do Sistema

SEC - Simulação da Operação do Sistema e da Secagem

```

C      PROGRAMA PARA DETERMINAÇÃO DOS COEFICIENTES
C      (ALFA1 + ALFA2) E ALFA3
C      MOTOR OPERANDO COM GAS POBRE
C      DIMENSION Q(11),H(11),TAMB(11),ALFA12(11),ALFA3(11),TVENT(11),
1      ETAM(11),PEIXO(11),DT1(11),DT2(11),ROT(11),QR(11),HA(11),
2      ETA(11),DT(11),GDT(11),GPEI(11)
C      ROTACÃO DE REFERENCIA PARA O VENTILADOR :: RREF
      RREF = 3400
C      EFICIENCIA DO GASEIFICADOR, CONSIDERADA CONSTANTE :: ETAG
      ETAG=.72
C      COEFICIENTE PARA CALCULO DA DENSIDADE DO AR::CAR (PRESAO/RAR)
C      CAR TEM DIMENSAO DE [K KG/M3]
      CAR=332.44
C      COEFICIENTE PARA TEMPERATURA :: CTEMP [G/CPAR] .. (K/MS2)
      CTEMP=0.00975
C      DENSIDADE DO AR A 20 C
      ROAR=CAR/293.15
C      ACELERAÇÃO DA GRAVIDADE DIVIDIDA POR 1000 PARA CAL.PEIXO
      G=.009807
C      COEFICIENTE PARA O VENTILADOR ::A0,A1,A2,B0,B1,B2
      A0=185.86
      A1=-.0634
      A2=-.000303
      B0=-.0227
      B1=.4691
      B2=-.00113
      N=11
C      LEITURA DOS DADOS EXPERIMENTAIS
      READ(6,10)(ROT(I),DT1(I),DT2(I),TAMB(I),Q(I),H(I),I=1,N)
10     FORMAT(6F12.4)
      WRITE(5,15)
15     FORMAT(2X,'DADOS DE ENTRADA',//,3X,'ROTACAO',5X,'DT1',7X,
1      'DT2',7X,'TAMB',5X,'VAZAO',5X,'ALTURA',//,)
      WRITE(5,16)(ROT(I),DT1(I),DT2(I),TAMB(I),Q(I),H(I),I=1,N)
16     FORMAT(6F10.2)
      DO 30 I=1,N
C      COEFICIENTES PARA CALCULO DA EFICIENCIA DO MOTOR
      CM0=.06174-.186E-05*ROT(I)
      CM1=.07712-.1403E-04*ROT(I)
      CM2=-.5614E-04+.13239E-07*ROT(I)
      TAMB(I)=TAMB(I)+273.15
      TZ=293.15
      TVENT(I)=TAMB(I)+DT1(I)
60     HA(I)=H(I)*TVENT(I)/CAR
      HT=H(I)*TVENT(I)/293.15
      TV=TVENT(I)
      CQR=HT/Q(I)**2-A2
      QR(I)=(A1+SQRT(A1**2+4*CQR*A0))/(2*CQR)
      ETA(I)=(B0+B1*QR(I)+B2*QR(I)**2)/100.
      PEIXO(I)=ROAR*G*Q(I)*HA(I)/ETA(I)
      ETAM(I)=(CM0+CM1*PEIXO(I)+CM2*PEIXO(I)**2)/100.
      ALFA12(I)=DT2(I)*ETAG*ETAM(I)*ETA(I)/(CTEMP*HA(I))
      ALFA3(I)=(DT1(I)/(CTEMP*HA(I))-1./ETA(I))*ETAM(I)*ETAG*ETA(I)
      TVENT(I)=TAMB(I)+CTEMP*HA(I)*ALFA3(I)/(ETA(I)*ETAM(I)*ETAG)
      IF(ABS(TVENT(I)-TV).GT..1)GOTO 60

```

```

C      VAZAO ATRAVES DO VENTILADOR
      VZ=Q(I)
      Q(I)=Q(I)*TVENT(I)/TZ
      TZ=TVENT(I)
      IF (ABS(Q(I)-VZ).GT..1)GOTO 60
      ALFA12(I)=100.*ALFA12(I)
      ALFA3(I)=100.*ALFA3(I)
      ETA(I)=100.*ETA(I)
30     ETAM(I)=100.*ETAM(I)
      WRITE(5,49)
49     FORMAT(1X,/,2X,'DADOS DE SAIDA',/,1X,'ROTACAO',2X,'ALFA12',
1      3X,'ALFA3',4X,'ETAM',5X,'ETA',3X,'PEIXO',4X,'TAMB',3X,
2      'VAZAO',2X,'ALTURA',/,)
      WRITE(5,50)(ROT(I),ALFA12(I),ALFA3(I),ETAM(I),ETA(I),
1      PEIXO(I),TAMB(I),Q(I),H(I),I=1,N)
50     FORMAT(9F8.2)
      END

```

DADOS DE ENTRADA

ROTACAO	DT1	DT2	TAMB	VAZAO	ALTURA
RPM	°C	°C	°C	l/s	mmH ₂ O
3600.00	16.80	11.20	30.00	111.00	168.00
3600.00	17.60	14.30	32.40	105.90	178.00
3600.00	17.20	19.20	33.60	71.80	167.50
3100.00	14.90	9.50	27.70	111.00	129.30
3100.00	13.50	10.70	30.60	90.10	133.00
3100.00	13.00	14.30	32.70	63.90	135.70
3100.00	15.50	20.60	31.80	30.10	136.00
2450.00	13.80	17.50	28.90	24.30	98.50
2450.00	13.20	11.20	28.90	53.40	91.00
2450.00	12.00	9.80	28.90	74.20	81.00
2450.00	11.30	8.30	28.90	86.70	79.00

DADOS DE SAIDA

ROTACAO	ALFA12	ALFA3	ETAM	ETA	PEIXO	TAMB	VAZAO	ALTURA
RPM	%	%	%	%	watts	K	l/s	mmH ₂ O
3600.00	24.36	27.96	11.92	39.46	538.30	303.15	119.65	168.00
3600.00	29.47	27.20	12.60	37.79	577.86	305.55	115.15	178.00
3600.00	27.94	17.31	10.73	29.50	471.94	306.75	78.04	167.50
3100.00	26.09	33.24	10.67	42.42	380.67	300.85	119.35	129.30
3100.00	24.00	22.91	10.24	37.25	361.67	303.75	96.50	133.00
3100.00	23.11	14.06	9.65	29.11	336.09	305.85	68.56	135.70
3100.00	15.91	5.72	8.67	15.40	295.51	304.95	32.07	136.00
2450.00	14.31	6.29	6.94	14.64	178.85	302.05	25.67	98.50
2450.00	20.25	18.76	7.10	29.49	183.46	302.05	56.91	91.00
2450.00	24.77	25.45	6.77	38.45	173.71	302.05	79.00	81.00
2450.00	24.37	28.16	6.98	42.20	179.80	302.05	92.17	79.00

```

C      MAPA :: PROGRAMA PARA DETERMINAÇÃO DO MAPA "TEMPERATURA, VAZÃO
C      E PRESSÃO" DO SISTEMA AUTÔNOMO DE SECAGEM, PARA OPERAÇÃO COM
C      MADEIRA.
C      DIMENSION Q(11),H(11),ALFA12(11),ALFA3(11),TVENT(11),ETAM(11),
1      PEIXO(11),DT1(11),DT2(11),DTS(11),QR(11),HR(11),ETA(11),
2      PG(11),ET(11),EM(11),ETOT(11)
C      VAZÃO VARIANDO DE 40 ATÉ 140 LITROS/SEGUNDO, DE 10 EM 10
C      NÚMERO DE PONTOS CONSIDERADOS = 11
C      N=11
C      ROTAÇÕES ANALISADAS :: 2400 ATÉ 3600, DE 200 EM 200 RPM
C      NÚMERO DE PONTOS CONSIDERADOS PARA ROTAÇÕES :: NROT=7
C      NROT=7
C      ROTAÇÃO DE REFERÊNCIA PARA O VENTILADOR :: RREF
C      RREF=3400.
C      EFICIÊNCIA DO GASEIFICADOR, CONSIDERADA CONSTANTE:: ETAG
C      ETAG=.72
C      TEMPERATURA DE REFERÊNCIA :: TREF=20C (293.15 K)
C      TREF=293.15
C      TEMPERATURA AMBIENTE :: TAMB=20C (293.15 K)
C      TAMB=293.15
C      COEFICIENTE PARA CÁLCULO DA DENSIDADE DO AR :: CAR (PRES/CONST)
C      CAR :: TEM DIMENSÃO DE (K KG/M3)
C      CAR=332.21
C      CP : CALOR ESPECÍFICO DO AR [J/(KG C)]
C      CP=1005.7
C      COEFICIENTE PARA TEMPERATURA :: CTEMP :: G TREF/(CP CAR)
C      CTEMP=.00975*TREF/CAR
C      ACELERAÇÃO DA GRAVIDADE DIVIDIDA POR 1000 PARA CÁLCULAR PEIXO.
C      G=.009807
C      COEFICIENTES PARA O VENTILADOR :: A0,A1,A2,B0,B1,B2
C      A0=185.86
C      A1=-.0634
C      A2=-.000303
C      B0=-.0227
C      B1=.4691
C      B2=-.00113
C      CÁLCULO DOS VALORES INICIAIS DE REFERÊNCIA
C      QR(1)=40.
C      HR(1)=A0+A1*QR(1)+A2*QR(1)**2
C      ETA(1)=.01*(B0+B1*QR(1)+B2*QR(1)**2)
C      DO 10 I=2,N
C      QR(I)=QR(I-1)+10.
C      HR(I)=A0+A1*QR(I)+A2*QR(I)**2
10      ETA(I)=.01*(B0+B1*QR(I)+B2*QR(I)**2)
C      ROTAÇÃO INICIAL :: ROT
C      ROT=2200.
C      DO 20 J=1,NROT
C      ROT=ROT+200
C      DETERMINAÇÃO DOS COEFICIENTES DE ALFA12,ALFA3 E ETAM EM FUNÇÃO
C      DA ROTAÇÃO
C      C120=.116599-.104637E-03*ROT+.22002E-07*ROT**2
C      C121=.714623-.35755E-03*ROT+.47811E-07*ROT**2
C      C30=3.56224-.241585E-02*ROT+.39233E-06*ROT**2
C      C31=.47-.733E-04*ROT
C      CM0=.06174-.186E-05*ROT
C      CM1=.07712-.1403E-04*ROT
C      CM2=-.56143E-04+.13239E-07*ROT

```

```

DO 30 I=1,N
Q(I)=QR(I)*ROT/RREF
H(I)=HR(I)*(ROT/RREF)**2
ALFA3(I)=.01*(C30+C31*Q(I))
C  CÁLCULO INICIAL DA POTÊNCIA DE EIXO (PEIXO)
C  TEMPERATURA NA ENTRADA DO VENTILADOR : TVENT=TAMB
TVENT(I)=TAMB
PEIXO(I)=TREF*G*Q(I)*H(I)/(TVENT(I)*ETA(I))
ETAM(I)=.01*(CM0+CM1*PEIXO(I)+CM2*PEIXO(I)**2)
30 TVENT(I)=TAMB+CTEMP*H(I)*ALFA3(I)/(ETAM(I)*ETAG*ETA(I))
DO 40 I=1,N
60 PEIX=PEIXO(I)
PEIXO(I)=TREF*G*Q(I)*H(I)/(TVENT(I)*ETA(I))
IF(ABS(PEIXO(I)-PEIX).LT..01) GOTO 50
ETAM(I)=.01*(CM0+CM1*PEIXO(I)+CM2*PEIXO(I)**2)
TVENT(I)=TAMB+CTEMP*H(I)*ALFA3(I)/(ETAM(I)*ETAG*ETA(I))
GOTO 60
50 CDT=CTEMP*H(I)/ETA(I)
ALFA12(I)=.01*(C120+C121*PEIXO(I))
DT1(I)=CDT*(1.+ALFA3(I)/(ETAM(I)*ETAG))
DT2(I)=CDT*ALFA12(I)/(ETAM(I)*ETAG)
DTS(I)=DT1(I)+DT2(I)
PG(I)=PEIXO(I)/(ETAG*ETAM(I))
ALFA12(I)=100.*ALFA12(I)
ALFA3(I)=100.*ALFA3(I)
C  ET = EFICIENCIA TERMICA DO PROCESSO
C  ETER = ENERGIA TERMICA TRANSFERIDA AO AR DE SECAGEM
ETER=.001*CAR*Q(I)*CP*DTS(I)/TVENT(I)
ET(I)=100.*ETER/PG(I)
C  EM = EFICIENCIA MECANICA
EM(I)=100.*PEIXO(I)/PG(I)
C  ETOT : EFICIENCIA TOTAL DO PROCESSO
40 ETOT(I)=100.*(ETER+PEIXO(I))/PG(I)
WRITE(5,70)ROT
WRITE(5,80)(PG(I),PEIXO(I),Q(I),H(I),DTS(I),ET(I),
1  EM(I),ETOT(I),I=1,N)
70 FORMAT(/,40X,F6.0,/,
1  3X,'PGASEI',4X,'PEIXO',4X,'VAZAO',8X,'H',7X,'DT',
1  7X,'ET',7X,'EM',5X,'ETOT',/,4X,'WATTS',4X,'WATTS',
2  4X,'(L/S)',4X,'MMH2O',5X,'( C )',6X,'(%)',6X,'(%)',
3  6X,'(%)',/)
80 FORMAT(8F9.1)
20 CONTINUE
END

```

2400.

155

PGASEI WATTS	PEIXO WATTS	VAZAO (L/S)	H MMH2O	DT (C)	ET (%)	EM (%)	ETOT (%)
3444.2	144.4	28.2	91.1	34.8	31.6	4.2	35.6
3451.6	147.6	35.3	90.7	30.2	34.1	4.3	38.4
3459.3	150.9	42.4	90.2	27.2	36.7	4.4	41.1
3467.3	154.4	49.4	89.7	25.0	39.4	4.5	43.8
3475.7	158.0	56.5	89.1	23.4	42.0	4.5	46.6
3484.5	161.8	63.5	88.5	22.2	44.7	4.6	49.3
3493.7	165.8	70.6	87.9	21.2	47.4	4.7	52.1
3503.4	170.0	77.6	87.3	20.5	50.1	4.9	55.0
3513.7	174.4	84.7	86.6	19.9	52.9	5.0	57.8
3524.6	179.0	91.8	86.0	19.4	55.7	5.1	60.8
3536.1	184.0	98.8	85.2	19.0	58.5	5.2	63.7

2600.

PGASEI WATTS	PEIXO WATTS	VAZAO (L/S)	H MMH2O	DT (C)	ET (%)	EM (%)	ETOT (%)
3757.1	183.5	30.6	106.9	36.9	33.2	4.9	38.1
3766.7	187.5	38.2	106.4	32.0	35.9	5.0	40.9
3776.7	191.7	45.9	105.8	28.8	38.4	5.1	43.6
3787.2	196.1	53.5	105.2	26.5	41.3	5.2	46.5
3798.3	200.7	61.2	104.6	24.8	44.0	5.3	49.3
3809.8	205.5	68.8	103.9	23.5	46.8	5.4	52.2
3822.0	210.6	76.5	103.2	22.5	49.6	5.5	55.1
3834.9	215.9	84.1	102.5	21.7	52.4	5.6	58.0
3848.5	221.4	91.8	101.7	21.0	55.3	5.8	61.0
3862.9	227.3	99.4	100.9	20.5	58.2	5.9	64.1
3878.2	233.6	107.1	100.0	20.1	61.1	6.0	67.2

2800.

PGASEI WATTS	PEIXO WATTS	VAZAO (L/S)	H MMH2O	DT (C)	ET (%)	EM (%)	ETOT (%)
4119.3	229.0	32.9	124.0	39.0	34.4	5.6	39.9
4131.7	234.0	41.2	123.4	33.7	37.1	5.7	42.8
4144.6	239.2	49.4	122.7	30.3	39.8	5.8	45.6
4158.2	244.7	57.6	122.0	27.9	42.6	5.9	48.5
4172.5	250.4	65.9	121.3	26.1	45.4	6.0	51.4
4187.5	256.4	74.1	120.5	24.7	48.3	6.1	54.4
4203.4	262.6	82.4	119.7	23.7	51.1	6.2	57.4
4220.1	269.3	90.6	118.8	22.8	54.0	6.4	60.4
4237.9	276.2	98.8	117.9	22.2	56.9	6.5	63.5
4256.8	283.6	107.1	117.0	21.6	59.9	6.7	66.6
4276.9	291.3	115.3	116.0	21.2	62.9	6.8	69.7

3000.

PGASEI WATTS	PEIXO WATTS	VAZAO (L/S)	H MMH2O	DT (C)	ET (%)	EM (%)	ETOT (%)
4537.3	281.3	35.3	142.3	41.1	35.2	6.2	41.4
4552.9	287.4	44.1	141.6	35.6	38.0	6.3	44.3
4569.4	293.8	52.9	140.9	31.9	40.7	6.4	47.2
4586.6	300.5	61.8	140.1	29.4	43.6	6.6	50.1
4604.8	307.5	70.6	139.2	27.5	46.4	6.7	53.1
4623.9	314.9	79.4	138.3	26.1	49.3	6.8	56.1
4644.2	322.6	88.2	137.4	25.0	52.2	6.9	59.1
4665.6	330.7	97.1	136.4	24.1	55.1	7.1	62.2
4688.3	339.2	105.9	135.4	23.4	58.1	7.2	65.3
4712.5	348.2	114.7	134.3	22.8	61.1	7.4	68.5
4738.4	357.7	123.5	133.2	22.4	64.1	7.5	71.7

3200.

PGASEI WATTS	PEIXO WATTS	VAZAO (L/S)	H MMH2O	DT (C)	ET (%)	EM (%)	ETOT (%)
5015.5	340.9	37.6	162.0	43.6	36.0	6.8	42.8
5034.8	348.3	47.1	161.2	37.7	38.8	6.9	45.7
5055.1	356.1	56.5	160.3	33.8	41.6	7.0	48.6
5076.4	364.2	65.9	159.4	31.1	44.4	7.2	51.6
5098.9	372.7	75.3	158.4	29.1	47.3	7.3	54.6
5122.6	381.6	84.7	157.4	27.6	50.2	7.4	57.6
5147.6	390.9	94.1	156.3	26.4	53.1	7.6	60.7
5174.2	400.7	103.5	155.2	25.5	56.0	7.7	63.8
5202.4	411.0	112.9	154.0	24.8	59.0	7.9	66.9
5232.6	421.9	122.4	152.8	24.2	62.1	8.1	70.1
5264.8	433.4	131.8	151.5	23.7	65.1	8.2	73.4

3400.

PGASEI WATTS	PEIXO WATTS	VAZAO (L/S)	H MMH2O	DT (C)	ET (%)	EM (%)	ETOT (%)
5553.3	408.2	40.0	182.8	47.0	37.2	7.4	44.5
5576.1	417.1	50.0	181.9	40.6	40.0	7.5	47.4
5600.0	426.4	60.0	181.0	36.4	42.8	7.6	50.4
5625.2	436.1	70.0	179.9	33.4	45.6	7.8	53.4
5651.7	446.3	80.0	178.8	31.2	48.5	7.9	56.4
5679.8	457.0	90.0	177.7	29.6	51.4	8.0	59.5
5709.5	468.1	100.0	176.5	28.3	54.3	8.2	62.5
5741.0	479.8	110.0	175.2	27.3	57.3	8.4	65.7
5774.5	492.2	120.0	173.9	26.5	60.3	8.5	68.9
5810.2	505.2	130.0	172.5	25.8	63.4	8.7	72.1
5848.5	519.0	140.0	171.0	25.3	66.5	8.9	75.4

3600.

PGASEI WATTS	PEIXO WATTS	VAZAO (L/S)	H MMH2O	DT (C)	ET (%)	EM (%)	ETOT (%)
6139.7	483.9	42.4	205.0	52.0	39.4	7.9	47.2
6164.8	494.4	52.9	204.0	44.8	42.2	8.0	50.2
6191.2	505.5	63.5	202.9	40.0	45.0	8.2	53.2
6219.0	517.0	74.1	201.7	36.7	47.9	8.3	56.2
6248.3	529.1	84.7	200.5	34.2	50.8	8.5	59.3
6279.2	541.7	95.3	199.2	32.3	53.7	8.6	62.4
6312.0	554.9	105.9	197.9	30.9	56.7	8.8	65.5
6346.7	568.8	116.5	196.4	29.7	59.7	9.0	68.7
6383.6	583.5	127.1	194.9	28.8	62.8	9.1	71.9
6423.1	598.9	137.6	193.4	28.1	65.9	9.3	75.2
6465.3	615.3	148.2	191.8	27.5	69.0	9.5	78.5

```

C      VENTILADOR INSTALADO ASPIRANDO ATRAVES DO MOTOR ESTACIONARIO
C      SEC1.FOR  :: PROGRAMA PARA SIMULAÇÃO DA SECAGEM
C      MODELO DE THOMPSON MODIFICADO
C      SIMULAÇÃO DE SECAGEM DE CAFÉ  :: CAFÉ DO IAC  ::
      DIMENSION UM(40),P(40),T(40),QV(40),UMI(40),TEMPO(10),
1     DX(40),G(40),PV(40),PVS(40),UR(40),UEQ(40),UMF(40),
2     TA(10),QA(10),UMA(10),DELTAT(10),ARM(40),GR1(216),
3     GR2(216),GR3(216),GR4(216),GR5(216),GR6(216)
4     GR7(216),PLU(150),PLT(60),PLUR(60),GR8(200),GR9(200),
5     GR10(200),GR11(200),GR12(200)
      DATA AT/.6/,A/.785/,PMF/186.5/,C1/58.146/,C2/6834.27/,
1     PA/9724./,UM1/.35/,UMF/.08/,P1/15272./,P2/-32478./,
2     P3/33341./,Q0/-.029458/,Q1/-.0016309/,Q2/-.013695/,
3     Q4/.00/,Q5/273.15/,CM/.00537/,CN/.4614/,Q/.7683/,CPAR/.24/,
4     CPV/.45/,CPA/1./,RAR/29.27/,EPS/.41/,AKP/2./,
5     DK/5.91E-03/,NC/39/,C3/5.17/,Q3/.013205/
      K=30
      ND=5
      ROT=3600.
      PM=PMF/NC
      READ(6,22)(TEMPO(J),TA(J),UMA(J),J=1,ND)
22     FORMAT(3F10.4)
      WRITE(5,23)K,ND,ROT
23     FORMAT(2I3,F10.1)
      WRITE(5,24)(TEMPO(J),TA(J),UMA(J),J=1,ND)
24     FORMAT(3F10.1)
      DX1=AT/NC
      DXF=.66*DX1
C      CONSTANTE PARA CÁLCULO DO VOLUME DE AR ENTRE OS GRãos
      VOG=A*EPS
      IK=1
      DT=.1
      CONS=2*DK*9.81*EPS**4
      APRO=.001
C      CONDIÇÕES PARA INÍCIO DA SECAGEM
      DO 4 I=1,NC
      UMP(I)=UM1
4     DX(I)=DX1
C      ND é O NÚMERO DE PERÍODOS DE SECAGEM
      KK=0
C      ACELERAÇÃO DA GRAVIDADE, CONSIDERADA CONSTANTE.
      GRA=9.807
C      EFICIÊNCIA DO GASEIFICADOR .. CONSTANTE
      ETAG=.72
C      ROTAÇÃO DE REFERÊNCIA PARA O VENTILADOR.
      RREF=3400.
C      TEMPERATURA DE REFERÊNCIA PARA O VENTILADOR.
      TREF=293.15
C      COEFICIENTE PARA CALCULAR A DENSIDADE DO AR.
      CAR=332.2
C      COEFICIENTE PARA CALCULAR A TEMPERATURA :: CTEMP=B/((CAR CPA))
      CTEMP=.2935E-04
C      COEFICIENTE PARA CALCULAR A ALTURA DE ELEVAÇÃO DO VENTILADOR
C      PARA A ROTAÇÃO DADA :: ROT
      ARH0=185.86*(ROT/RREF)**2
      ARH1=-.0634*(ROT/RREF)
      ARH2=-.000303
C      COEFICIENTES PARA CALCULAR A EFICIÊNCIA DO MOTOR ESTACIONARIO.
      CM0=.06174-.186E-05*ROT
      CM1=.07712-.1403E-04*ROT

```



```

C      CM2=-.56143E-04+.13239E-07*ROT
C      COEFICIENTES PARA CÁLCULO DE ALFA12 E ALFA3
C120=.116599 - .104637E-03*ROT + .22002E-07*ROT**2
C121=.714623 - .35755E-03*ROT + .47811E-07*ROT**2
C30=3.5624 - .241585E-02*ROT + .39233E-06*ROT**2
C31=.47 - .733E-04*ROT
DO 5 J=1,ND
  IJJ=10
  IJ=0
  SDT=0.
C      CONDIÇÕES INICIAIS PARA CADA PERÍODO
TAMB=TA(J)+273.15
C      TEMPERATURA INICIAL DO PRODUTO
DO 10 I=1,NC
  10  G(I)=TAMB
  TQ1=TAMB
  TQ2=TAMB
  TV=TAMB
C      VALOR INICIAL PARA A PERDA DE CARGA ATRAVES DO PRODUTO.
BH3=.00223
C      CORREÇÃO NA ALTURA DE ELEVACÃO DO VENTILADOR, PELO FATO
C      DO AR NÃO ESTAR À TREF, MAS A TV.
  100 TV1=TV
  AH0=ARH0*TREF/TV
  AH1=ARH1*TREF/TV
  AH2=ARH2*TREF/TV
C      COEFICIENTE PARA AS PERDAS DE CARGA DO SISTEMA DE
C      AQUEDUCIMENTO, DUTOS E CHAPA PERFURADA.
  BH1=.010*(TQ1/TV)**2
  BH2=.1689E-04*(TQ2/TV)**2
C      PONTO DE OPERAÇÃO DO VENTILADOR .. HV=HS
  AS=-AH2+BH1+BH2+BH3
  DELTA=SQRT(AH1**2+4*AS*AH0)
C      VAZÃO ATRAVÉS DO VENTILADOR (LITRO/SEGUNDO)
  QA(J)=(AH1+DELTA)/(2*AS)
  HV=AH0+AH1*QA(J)+AH2*QA(J)**2
  PBH1=BH1*QA(J)**2
  PBH2=BH2*QA(J)**2
  PBH3=BH3*QA(J)**2
  ALFA3=.01*(C30+C31*QA(J))
  DP23=BH3*QA(J)**2
C      CÁLCULO DA EFICIÊNCIA DO VENTILADOR.
  QR=QA(J)*RREF/ROT
  ETA=.01*(-.0227+.4691*QR-.00113*QR**2)
C      VAZÃO EM METRO CÚBICO/SEGUNDO
  QA(J)=QA(J)/1000.
  PEIX0=GRA*QA(J)*HV/ETA
  ETAM=.01*(CM0+CM1*PEIX0+CM2*PEIX0**2)
  ALFA12=.01*(C120+C121*PEIX0)
  TV=TAMB+CTEMP*TV*HV*ALFA3/(ETAM*ETA*ETAG)
  DT1=CTEMP*TV*HV*(1./ETA+ALFA3/(ETA*ETAM*ETAG))
  DT2=CTEMP*TV*HV*ALFA12/(ETA*ETAM*ETAG)
  TQ1=TAMB+DT1
  TQ2=TQ1+DT2
  IF(SDT.LT..01) GOTO 102
  DIFT=(TV1-TV)
  WRITE(5,31)DIFT,QA(J)
  31  FORMAT('DIFT',2F10.5)
  IF(ABS(DIFT).GT..1) GOTO 100
  GOTO 101

```

```

C      CÁLCULO DA PERDA DE CARGA NO PRODUTO.
102    QV(1)=QA(J)*TQ2/TV
C      VELOCIDADE DO AR NO SILO VAZIO.
      VES=QV(1)/A
      VESQ=VES**2
      P(1)=PA+DP23
      ROAR=P(1)/(RAR*TQ2)
      RNI=(-14.8+.1016*TQ2)*1.E-06
      RE=VES*DK/RNI
      QSI=47.92/RE+1.18*(1./RE)**.1
      DP2=AKP*QSI*AT*ROAR*VESQ/CONS
      BH4=DP2/(1000.*QA(J))**2
      DIF=(BH4-BH3)/BH3
      WRITE(5,32)DIF,BH4
32     FORMAT('COEFICIENTE PERDA',2F10.5)
      IF(ABS(DIF).LT..01) GOTO 101
      BH3=BH4
      GOTO 100
101    T(1)=TQ2
      P(1)=PA+DP23
      PVENT=PA
      PRV1=UMA(J)*PVENT/(UMA(J)+.622)
C      CÁLCULO DA MASSA DE AR SECO
      ROAR=(PVENT-PRV1)/(RAR*TV)
      ARM1=ROAR*QA(J)*DT*3600.
      UM(1)=UMA(J)
      R=PM/ARM1
110    PV(1)=UM(1)*P(1)/(UM(1)+.622)
      PVS(1)=EXP(C1-C2/T(1)-C3*ALOG(T(1)))
      UR(1)=PV(1)/PVS(1)
      SDT=SDT+DT
      IJ=IJ+1
C      SECAÇÃO DAS CAMADAS PARA CADA INTERVALO DE TEMPO
      DO 20 I=1,NC
      DELTAP=PVS(I)-PV(I)
      UEQ(I)=(P1*UR(I)+P2*UR(I)**2+P3*UR(I)**3)*EXP((Q0+Q1*UR(I)+
1      Q2*UR(I)**2+Q3*UR(I)**3+Q4*UR(I)**4)*T(I))
      DMDT=-CM*Q*(UMP(I)-UEQ(I))*DELTAP**CN*SDT** (Q-1.)
      UMP2=UMP(I)+DMDT*DT
      DELTAU=-DMDT*DT*R
      T1=T(I)-273.15
      G1=G(I)-273.15
      UM(I+1)=UM(I)+DELTAU
C      CALOR ESPECÍFICO DO PRODUTO UMIDO ## KCAL/KG
      CP1=.4+.6*UMP(I)/(1+UMP(I))
      CP2=.4+.6*UMP2/(1+UMP2)
C      CALOR ESPECÍFICO DO AR UMIDO
      CPAR1=CPAR+CPV*UM(I)
      CPAR2=CPAR+CPV*UM(I+1)
C      RAZÃO ENTRE A MASSA DE AR DO VOL. DE CONTROLE E ARM1
      RA=(P(I)-PV(I))*VOG*DX(I)/(RAR*T(I)*ARM1)
C      ENTALPIA DE MUDANÇA DE FASE PARA A ÁGUA DO PRODUTO.
      HFG0=(597.6-.57*T1)*(1+.9036*EXP(-6.032*UMP(I)))
      QV0=0.
      QV1=QV(1)
      T2=(T1*(UM(I)*CPV+CPAR)+G1*(R*CP1*(1+UMP(I))+RA*CPAR1)
1      -HFG0*DELTAU)/(UM(I+1)*CPV+CPAR+R*CP2*(1+UMP2)+RA*CPAR2)
      T(I+1)=T2+273.15
      UMP1=UMP(I)
      UMP(I)=UMP2

```

```

RNI=(-14.8+.1016*T(I))*1.E-06
30 VES=QV1/A
RE=VES*DK/RNI
QSI=47.92/RE+.18*(1./RE)**.1
ROAR=P(I)/(RAR*T(I))
P(I+1)=P(I)-AKP*QSI*DX(I)*ROAR*VES**2/CONS
PV(I+1)=UM(I+1)*P(I+1)/(UM(I+1)+.622)
QV(I+1)=QV(I)*(P(I)-PV(I))*T(I+1)/(T(I)*(P(I+1)-PV(I+1)))
QV1=(QV(I)+QV(I+1))/2.
QV2=ABS(QV0-QV(I+1))
QV0=QV(I+1)
IF(QV2.GT.APRO) GOTO 30
PVS(I+1)=EXP(C1-C2/T(I+1)-C3*ALOG(T(I+1)))
UR(I+1)=PV(I+1)/PVS(I+1)
IF(UR(I+1)-1.) 40,40,50
40 G(I)=T(I+1)
IF(UMP(I).LE.UMF) GOTO 45
IF(UMP(I).LE..49) GOTO 20
DX(I)=DX1*(1.097*UMP(I)-.5000000000)
GOTO 20
50 QV1=QV(I)
QV2=0.
G1=G(I)-273.15
T1=T(I)-273.15
90 T2=T(I+1)-273.15
C PROCESSO ITERATIVO DE CONVERGÊNCIA RÁPIDA
T3=T1-((UR(I)-1)*(T1-T2))/(UR(I)-UR(I+1))
UM2=((T1-T3)*(CPAR+UM(I)*CPV)-R*(1+UMP2)*CP2*T3
1 +R*(1+UMP1)*CP1*G1+RA*(CPAR1*G1-CPAR2*T3))/(CPV*T3+HFG0)
UM3=UM(I+1)+UM2
T(I+1)=T3+273.15
60 VES=QV1/A
RE=VES*DK/RNI
QSI=47.92/RE+.18*(1./RE)**.1
ROAR=P(I)/(RAR*T(I))
P3=P(I)-AKP*QSI*DX(I)*ROAR*VES**2/CONS
PV3=UM3*P3/(UM3+.622)
QV3=QV(I)*(P(I)-PV(I))*T(I+1)/(T(I)*(P3-PV3))
QV1=(QV(I)+QV3)/2.
QV4=ABS(QV2-QV3)
QV2=QV3
IF(QV4.GT.APRO) GOTO 60
PVS3=EXP(C1-C2/T(I+1)-C3*ALOG(T(I+1)))
UR3=PV3/PVS3
UR10=ABS(UR3-1)
IF(UR10.LE.APRO) GOTO 70
UMP2=UMP1-UM2/R
CP2=.4+.6*UMP2/(1+UMP2)
CPAR2=CPAR+CPV*UM3
UR(I+1)=UR3
GOTO 90
70 UM(I+1)=UM3
P(I+1)=P3
QV(I+1)=QV3
UMP(I)=UMP2
PVS(I+1)=PVS3
PV(I+1)=PV3
UR(I+1)=UR3
GOTO 40
45 WRITE(5,600)J,SDT,T,UMP(I)

```

```

600    FORMAT(1X, 'TEMPO', I4, F12.6, 'CAMADA SECA', I4, 'UNIDADE', F12.6)
20    WRITE(5, 27) SDT, P(I+1), PVS(I+1), PV(I+1), T(I+1), UM(I+1), QV(I+1)
27    FORMAT(7F10.3)
      IF(IJ.EQ.IJJ) GOTO 499
      GOTO 498
499    SDX2=0.
      SUMP=0.
      KK=KK+1
      IJJ=IJJ+10
      DO 120 I=1, NC
      SUMP=SUMP+UMP(I)
120    SDX2=SDX2+DX(I)
      UMPM=SUMP/NC
      DX2=SDX2/NC
      I1=.2/DX2
      I2=.4/DX2
      GR1(KK)=UMP(1)*100.
      GR2(KK)=UMP(I1)*100.
      GR3(KK)=UMP(I2)*100.
      GR4(KK)=UMP(NC)*100.
      GR5(KK)=PEIXO/(ETAG*ETAM)
      GR6(KK)=ARM1/(3.6*DT)
      GR7(KK)=UMPM*100.
      GR8(KK)=PEIXO
      GR9(KK)=HV
      GR10(KK)=UR(1)*100.
      GR11(KK)=UR(NC+1)*100.
      GR12(KK)=T(1)
      PLU(KK)=KK
      PLU(KK+K)=GR1(KK)
      PLU(KK+2*K)=GR2(KK)
      PLU(KK+3*K)=GR3(KK)
      PLU(KK+4*K)=GR4(KK)
498    IF(UMP(NC).LE.UMF) GOTO 130
      BH4=(P(1)-P(NC+1))/(QV(1)*1000)**2
      DIF=(BH4-BH3)/BH3
      BH3=BH4
      IF(ABS(DIF).GT..01) GOTO 100
      IF(SDT.LT.TEMPO(J)) GOTO 110
5    CONTINUE
130    WRITE(5, 800) J, SDT, UMP(NC)
800    FORMAT(10X, 'PRODUTO SECO', //, 2X, 'TEMPO', I4, F12.6, 'UNIDADE',
1      2X, F12.6)
      WRITE(5, 501)
501    FORMAT(6X, 'UMP0', 6X, 'UMP1', 6X, 'UMP2', 6X, 'UMP3', 6X, 'UMPM',
1      3X, 'PGASEIF', 5X, 'PEIXO', 7X, 'ARM', 8X, 'HV', 7X, 'UR1', 6X, 'URNC',
2      5X, 'TEMP1', //)
      WRITE(5, 502) (GR1(KK), GR2(KK), GR3(KK), GR4(KK), GR7(KK), GR5(KK),
1      GR8(KK), GR6(KK), GR9(KK), GR10(KK), GR11(KK), GR12(KK), KK=1, K)
502    FORMAT(12F10.5)
      CALL PLOT(1, PLU, 30, 5, 30, 0, 18)
      END

```

APENDICE 2

Resultados das Análises do Café efetuadas pelo IBC -
São Paulo.

Ministério da Indústria e do Comércio
INSTITUTO BRASILEIRO DO CAFÉ
Agência de São Paulo
Divisão de Assistência à Cafeicultura

UNICAMP Nº 01

Interessado: UNICAMP Nº 01
Endereço:
Propriedade Agrícola:
Município: Campinas Estado: S. Paulo

[illegible]

Porcentagem dos Principais Defeitos:

Grãos Verdes	:	Claros	-	2%
Grãos Ardidos	:		-	
Grãos Pretos	:		-	
Outros				5%

Porcentagem das Peneiras:

INSTITUTO BRASILEIRO DO CAFÉ
DIVISÃO DE ASSISTÊNCIA À CAFEICULTURA - SÃO PAULO

Eng.º Agr.º Wilson de Queiroz Guerreiro
Chefe Substituto

Classificadores _____

São Paulo, 04 de setembro de 1984

Visto da Chefia

OBS.- Os resultados desta classificação informativa tem significado restrito, porquanto dizem respeito apenas as amostras entregues pelo interessado.

Cafê secado no Secador - camada inferior.

Interessado: _____ UNICAMP Nº 02 _____
Endereço: _____
Propriedade Agrícola: _____
Município: _____ Campinas _____ Estado: _____ S. Paulo _____

[illegible]

Grãos Verdes :	Quebrados.- 76%
Grãos Ardidos :	
Grãos Pretos :	Outros - 4%

INSTITUTO BRASILEIRO DO CAFÉ
DIVISÃO DE ASSISTÊNCIA A CAFEICULTURA - SÃO PAULO

Eng.º Agr.º Wilson de Queiroz Guerreiro
Chefe Substituto

Classificadores

São Paulo, 04 de setembro de 1984

Visto da Chefia _____

OBS. - Os resultados desta classificação informativa tem significado restrito, porquanto dizem respeito apenas as amostras entregues pelo interessado.

Café secado no Secador - camada a 40 cm do fundo.

Interessado: UNICAMP Nº 03
Endereço:
Propriedade Agrícola:
Município: Campinas Estado: S. Paulo

<u>Porcentagem dos Principais Defeitos :</u>		
Grãos Verdes	:	Claros - 4%
Grãos Ardidos	:	-
Grãos Pretos	:	-
QUEBRADOS		46%
		OUTROS - 4%

Classificadores

São Paulo, 04 de setembro de 1984

Visto da Chefia _____

165

Café secado no Secador - última camada.

UNICAMP Nº 04

Interessado: _____

Endereço: _____

Propriedade Agrícola: _____

Município: Campinas Estado: S. Paulo

[illegible]

Porcentagem das Peneiras:

INSTITUTO BRASILEIRO DO CAFÉ
DIVISÃO DE ASSISTÊNCIA À CAFFICULTURA - SÃO PAULO

Eng.^o Agr.^o Wilson de Queiroz Guerreiro
Chefe Substituto

Eng.^o Agr.^o Wilson de Queiroz Guerreiro
Chefe Substituto

Eng.^o Agr.^o Wilson de Queiroz Guerreiro
Chefe Substituto

São Paulo, 04 de setembro de 1984

Visto da Chefia _____

OBS. - Os resultados desta classificação informativa tem significado restrito, porquanto dizem respeito apenas as amostras entregues pelo interessado.

APÊNDICE 3

Algumas fotos do Sistema e componentes.

Conjunto Gaseificador com fil-
tros e trocadores de calor.

Isolados Termicamente.



Silo Secador e dutos.

Classificador de
cavacos.



Filtro de lã de vi-
dro. Antes e após
o uso.



Montagem para Tes-
te do gerador

