

FERNANDO JOÃO BISPO BRANDÃO

**SECADOR SOLAR COM COLETOR DE TUBO DE POLIETILENO PARA
SECAGEM DE GRÃOS DE MILHO**

Botucatu

2018

FERNANDO JOÃO BISPO BRANDÃO

**SECADOR SOLAR COM COLETOR DE TUBO DE POLIETILENO PARA
SECAGEM DE GRÃOS DE MILHO**

Tese apresentada à Faculdade de Ciências Agronômicas da Unesp Câmpus de Botucatu, para obtenção do título de Doutor em Agronomia (Energia na Agricultura).

Orientador: Prof. Dr. Marco Antonio Martin Biaggioni

Botucatu

2018

FICHA CATALOGRÁFICA ELABORADA PELA SEÇÃO TÉCNICA DE AQUISIÇÃO E TRATAMENTO DA INFORMAÇÃO - DIRETORIA TÉCNICA DE BIBLIOTECA E DOCUMENTAÇÃO - UNESP - FCA - LAGEADO - BOTUCATU (SP)

Brandão, Fernando João Bispo, 1989-
B817s Secador solar com coletor de tubo de polietileno para secagem de grãos de milho / Fernando João Bispo Brandão.
- Botucatu: [s.n.], 2018
 90 p.: fots. color., grafs., ils., tabs.

 Tese (Doutorado)- Universidade Estadual Paulista
 Faculdade de Ciências Agrônômicas, Botucatu, 2018
 Orientador: Marco Antonio Martin Biaggioni
 Inclui bibliografia

 1. Milho - Secagem. 2. Coletores solares. 3. Altas temperaturas. 4. Energia renovável. I. Biaggioni, Marco Antonio Martin. II. Universidade Estadual Paulista "Júlio de Mesquita Filho" (Câmpus de Botucatu). Faculdade de Ciências Agrônômicas. III. Título.

Elaborada por Ana Lucia G. Kempinas - CRB-8:7310

"Permitida a cópia total ou parcial deste documento, desde que citada a fonte"


CERTIFICADO DE APROVAÇÃO

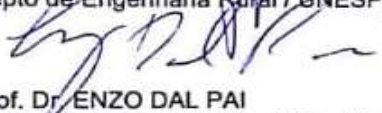
TÍTULO: "SECADOR SOLAR COM COLETOR DE TUBO DE POLIETILENO PARA A SECAGEM DE GRÃOS DE MILHO"

AUTOR: FERNANDO JOÃO BISPO BRANDÃO

ORIENTADOR: MARCO ANTONIO MARTIN BIAGGIONI


Aprovado como parte das exigências para obtenção do Título de Doutor em AGRONOMIA (ENERGIA NA AGRICULTURA), pela Comissão Examinadora:


Prof. Dr. MARCO ANTONIO MARTIN BIAGGIONI
Depto de Engenharia Rural / UNESP - Faculdade de Ciências Agrônômicas de Botucatu


Prof. Dr. ENZO DAL PAI
Depto de Engenharia Rural / Faculdade de Ciências Agrônômicas de Botucatu


Prof. Dr. MAGNUN ANTONIO PENARIOL DA SILVA
Depto de Engenharia Agrícola / Universidade Federal Rural da Amazônia


Prof. Dr. ÉRICO TADAO TERAMOTO
Depto de Engenharia e Pessa / UNESP - Campus Experimental de Registro


Prof. Dr. JOAO ALBERTO BORGES DE ARAUJO
Depto de Produção Industrial / FACULDADE DE TECNOLOGIA DE BOTUCATU

Botucatu, 04 de junho de 2018.

AGRADECIMENTOS

A Deus.

Aos meus queridos pais pelo apoio incondicional.

Ao Prof. Dr. Marco Antonio Martín Biaggioni, pela orientação, ensinamentos, paciência e exemplo de professor.

Ao Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico-CNPQ, pelo apoio financeiro, concedido por meio de bolsa de doutorado.

À Universidade Estadual Paulista “Júlio de Mesquita Filho” UNESP Campus de Botucatu pela oportunidade de realizar a minha pós graduação sendo o mestrado e doutorado na Instituição.

Aos meus amigos e companheiros de moradia da República Mato-Minas, onde morei por cinco anos.

RESUMO

A secagem é considerada a etapa de maior gasto energético na produção de grãos, sendo normalmente efetuada com a queima de biomassa, como a lenha, por exemplo. Do ponto de vista financeiro, a secagem de grãos continua sendo dispendiosa e inviável para pequenos agricultores. O objetivo deste trabalho foi projetar, construir e avaliar a viabilidade técnica e econômica de um coletor solar de tubo de polietileno em espiral, destinado à secagem de grãos de milho, em leito fixo, para pequenas propriedades rurais. O coletor foi testado em três condições distintas: sem cobertura, com cobertura de plástico de estufa e com cobertura de vidro. A área do coletor é 4,18 m². A caracterização do coletor foi feita com o levantamento do rendimento térmico, sua curva de eficiência e da perda de carga no coletor. O desempenho do sistema de secagem foi avaliado com a determinação do consumo específico de energia, tempo de secagem, temperatura da massa de grãos e plenum e custo de secagem. Foi realizada também uma simulação do tempo e custo de secagem em comparação com secador comercial. O coletor com cobertura de vidro obteve os melhores resultados com temperatura média na saída do coletor de 69,87°C, entrada de 35°C e eficiência térmica de 19%. Os coeficientes de absorvidade e perdas registrados foram $F_R(\tau\alpha)=0,150$, $F_{RUL}=1,101$, respectivamente. O vidro proporcionou acréscimo de 21% na eficiência em relação ao plástico de estufa e 150% em relação a configuração sem cobertura. A perda de carga para todas as configurações foi em torno de 40 mmca. O tempo de secagem foi de 4,5 horas, sendo o consumo específico de energia de 280,96 KJ/kg e a eficiência do sistema de secagem de 11,6%. O custo de confecção do equipamento foi de R\$ 1.296,00 e na simulação de secagem foi verificado que para secar 20 sacos de milho o custo é de R\$ 3,56 por saco, sendo necessários 3 coletores e um tempo total de 24 horas.

Palavras Chave: Eficiência energética, Secador solar, coletor solar alternativo, secagem em alta temperatura, Energia renovável.

ABSTRACT

Drying is considered the greater energy expenditure stage in the grains production, being usually carried out with biomass burning, such as firewood. Financially, grains drying process continues to be costly and infeasible for small farmers. The objective of this study was to design, build and evaluate the technical and economic feasibility of a solar collector with a spiral polyethylene tube for grain drying process in a fixed plate for small farms. The collector was tested in three different conditions: without cover, with greenhouse plastic cover and with glass cover. The collector area is 4,18m². The collector characterization was done measuring the thermal yield, its efficiency curve and collector load losses. The drying system performance was determined by the specific energy consumption, drying time, grain and plenum temperature and drying cost. A simulation of drying time and cost was also performed in comparison to commercial dryer. The collector with glass coverage obtained the best results with average temperature at the collector outlet of 69,87 °C, 35° C inlet and 19% of thermal efficiency. The coefficients of absorbance and losses were $FR(\tau\alpha) = 0.150$; $FR_{UL} 1,101$, respectively. The glass provided 21% increase in efficiency compared to the plastic cover and 150% relative to the configuration without cover. The pressure drop for all configurations was around 40 mmca. The drying time was 4,5 hours, the specific energy consumption was 280,96 KJ/kg and the drying system efficiency was 11,6%. The cost of manufacture of the equipment was R\$ 1.296,00 and in the drying simulation was found that to dry 20 bags of corn the cost was R\$ 3,56 per bag, requiring 3 collectors and a total time of 24 hours.

Keywords: Energy Efficiency, Alternative solar collector, Drying at high temperature, Renewable energy.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1- Gráfico da curva de eficiência do coletor, $\eta \times (T_1 - T_{amb}/I)$	27
Figura 2- Esquema do coletor solar de polietileno plano coberto por argamassa. ...	30
Figura 3- Esquema do coletor solar com tubo de polietileno.....	31
Figura 4- Secador tipo gabinete por convecção natural (a); Secador solar de convecção forçada (b); Secador solar tipo estufa.	33
Figura 5- Coletor solar de convecção natural para secagem de grãos projetado pela EMATER- RS.	37
Figura 6- Coletor solar de tubo de polietileno extrudado em espiral usado no experimento.....	42
Figura 7- Esquema da caixa coletora armazenadora de energia que será utilizada no experimento.....	43
Figura 8- Coletor solar sem cobertura (a); com cobertura de plástico de estufa (b); e com cobertura de vidro (c).....	43
Figura 9- Posição dos termopares no coletor solar de polietileno, sendo os pontos A: Temperatura de entrada, B: Temperatura de saída.	45
Figura 10- Sensor de radiação Global (Piranômetro) CMP3 Kipp & Zonen.	46
Figura 11- Datalogger modelo CR10 da Campbell®, utilizado no experimento.	46
Figura 12- Coleta de dados para a curva de eficiência, sendo o ponto A: temperatura de entrada de acordo com o ar ambiente, ponto B: posição das resistências que aqueceram o ar, e ponto C: entrada do ar aquecido dentro do coletor, após passagem pelas resistências.....	48
Figura 13- Manômetro digital usado no experimento.	49
Figura 14- Anemômetro de vareta usado no experimento.	49
Figura 15- Desenho esquemático do silo-secador solar testado no experimento; (1) ventilador; (2) secador solar de polietileno; (3) plenum; (4) silo secador de grãos; sendo que o ponto A, representa a posição do termopar de leitura da temperatura de entrada e o ponto B a posição do termopar de leitura da temperatura de saída.....	50
Figura 16- Ventilador centrífugo da marca Blasi, usado no experimento.	51
Figura 17- Desenho esquemático do silo secador de leito fixo utilizado no experimento, sendo os pontos A: localização do termopar para leitura de temperatura no plenum, e ponto B: Localização do termopar para leitura da massa de grãos.	52
Figura 18- Secador de cereais de leito fixo com capacidade de secagem de 20 sacos.	54
Figura 19- Arranjo de coletores solares de tubo de polietileno usado na simulação de secagem e econômica do experimento.	55
Figura 20 - Pontos do estado do ar usados no experimento para o balanço de energia e massa.....	56
Figura 21- Irradiância solar (I) (W/m^2); Temperatura de entrada (T_1) ($^{\circ}C$); Temperatura de saída (T_2) ($^{\circ}C$) ao longo do dia no coletor solar com configuração sem cobertura.	61
Figura 22- Irradiância solar (I) e eficiência (η) ao longo do dia no coletor solar com configuração sem cobertura.....	61

Figura 23- Curva característica de eficiência do coletor sem cobertura em relação a $(T_e - T_a)/I$ ($^{\circ}\text{C m}^2/\text{W}$).....	62
Figura 24- Irradiância solar (I); Temperatura de entrada (T_1), Temperatura de saída (T_2) e Temperatura dentro da caixa coletora (T_{cx}) ao longo do dia no coletor solar com configuração com cobertura de plástico de estufa.....	64
Figura 25- Irradiância solar (I) e eficiência (η) ao longo do dia no coletor solar com configuração com cobertura de plástico de estufa.....	65
Figura 26- Curva característica de eficiência do coletor com cobertura de plástico de estufa em relação a $(T_e - T_a)/I$ ($^{\circ}\text{C m}^2/\text{W}$).....	65
Figura 27- Irradiância solar (I); Temperatura de entrada (T_1), Temperatura de saída (T_2) e Temperatura dentro da caixa coletora (T_{cx}) ao longo do dia no coletor solar com configuração com cobertura de vidro.....	66
Figura 28- Irradiância solar (I) e eficiência (η) ao longo do dia no coletor solar com configuração com cobertura de vidro.....	67
Figura 29- Curva característica de eficiência do coletor com cobertura de vidro em relação a $(T_e - T_a)/I$ ($^{\circ}\text{C m}^2/\text{W}$).....	68
Figura 30- Irradiância solar (I); temperatura de entrada no coletor (T_1), temperatura de saída no coletor (T_2), temperatura do plenum (T_p) e Temperatura da massa de grãos (T_g) ao longo do dia, no coletor solar com configuração com cobertura de vidro.	70
Figura 31- Umidade Relativa ambiente; Umidade Relativa plenum e entalpia do secador solar ao longo do dia, no coletor solar com configuração com cobertura de vidro.	72
Figura 32- Irradiância solar (I); e redução do teor de água dos grãos (água) ao longo do dia, no coletor solar com configuração com cobertura de vidro.....	73
Figura 33- Projeção do tubo de polietileno com diâmetros de 2 (a), 3 (b) e 4 polegadas (c) dentro da caixa coletora.	75

LISTA DE TABELAS

Tabela 1- Temperatura e umidade relativa do ar nos diferentes pontos do estado do ar usados no experimento	56
Tabela 2- Parâmetros físicos durante a realização do experimento com coletor solar de polietileno.	60
Tabela 3- Coeficientes $F_R(\tau\alpha)$ e F_{RU_L} e R^2 da curva de eficiência característica do coletor solar de polietileno em diferentes configurações.....	69
Tabela 4- Parâmetros de eficiência energética durante a secagem dos grãos no experimento.....	73
Tabela 5- Perda de carga do ar dentro do coletor solar nas configurações sem cobertura (S_c), com cobertura de plástico de estufa (C_{pe}) e cobertura de vidro (C_v) para diferentes diâmetros do tubo coletor.	76
Tabela 6- Simulação de secagem considerando a vazão nominal, perda de carga, número de coletores e potência requerida pelo ventilador para o secador solar de tubo de polietileno com diferentes diâmetros e tempos de secagem.....	77
Tabela 7- Material e o preço gasto para a fabricação do protótipo usado no experimento no ano de 2017.....	79
Tabela 8- Análise econômica secador de polietileno e secador comercial da marca Perozin com capacidade de secagem de 20 sacos.	80

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

ASHRA American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers.

EMATER Empresa de Assistência Técnica e Extensão Rural.

GLP Gás Liquefeito de Petróleo.

IEA Instituto de Economia Agrícola do Estado de São Paulo

UNICAMP Universidade de Campinas

LISTA DE SÍMBOLOS

A_c = área do coletor (m^2)

C_a = calor específico do ar de secagem (kcal/kg.°C)

C_p = calor específico do ar a pressão constante em (J/kg.K)

h_c = perda de calor por convecção ($W/m^2.K$)

h_r = perda de calor por irradiação ($W/m^2.K$)

h_g = altura da massa (m)

h_v = calor latente de vaporização (kcal/kg de água)

I = fluxo de radiação solar incidente (W/m^2).

\dot{m} = fluxo de ar (kg/s)

mmca = milímetros de coluna de água.

MS = massa seca do produto (kg)

Q = vazão do ar de secagem (m^3/min)

t = tempo de secagem (h)

T_{amb} = temperatura ambiente (°C).

T_a = temperatura do ar de secagem (°C)

T_{plen} = temperatura no *plenum* (°C)

T_s = temperatura da saída (°C)

U = umidade média da massa (decimal b.s.)

U_0 = umidade inicial (decimal , b.s.)

U_c = coeficiente global de transferência de calor pela cobertura do coletor ($W/m^2 \text{ } ^\circ C$).

U_e = umidade de equilíbrio (decimal , b.s.)

U_F - coeficiente global de transferência de calor pelo fundo do coletor ($W/m^2 \text{ } ^\circ C$).

U_i = umidade inicial (decimal b.s.)

U_L = coeficiente global de perdas térmicas ($W/m^2 \text{ } ^\circ C$).

UR = umidade relativa do ar (decimal b.s.)

V = velocidade do vento (m/s)

V_e = volume específico do ar de secagem (m^3/kg)

α = absorvidade do material

ΔP_g = queda de pressão devido à resistência do produto (mmca)

ρ = densidade do ar (kg/m^3)

η = rendimento térmico do coletor

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO.....	21
2	REVISÃO DE LITERATURA.....	23
2.1	Energia solar.....	23
2.2	Coletores solares.....	24
2.2.1	Eficiência de um coletor solar.....	25
2.2.2	Curva Característica.....	26
2.2.3	Perda de carga no coletor solar.....	28
2.2.4	Coletores solares de polietileno.....	30
2.3	Secagem de grãos.....	31
2.4	Secadores solares.....	33
2.5	Eficiência de secagem.....	37
2.6	Custo de secagem	39
3	MATERIAL E MÉTODO.....	41
3.1	Clima de Botucatu.....	41
3.2	O coletor solar.....	41
3.3	Caixa coletora.....	42
3.4	Instalação do Experimento.....	43
3.5	Coleta de dados	44
3.6	Avaliação do coletor solar de polietileno.....	47
3.6.1	Eficiência instantânea do coletor.....	47
3.6.2	Curva de eficiência.....	47
3.6.3	Perda de carga do coletor.....	48
3.7	Avaliação do desempenho da secagem.....	49
3.7.1	O protótipo do secador solar.....	49
3.7.2	Ventilador e silo secador de leito fixo.....	51
3.8	Monitoramento das variáveis durante a secagem.....	51
3.8.1	Temperatura e Umidade Relativa do ar ambiente.....	50
3.8.2	Teor de água dos grãos.....	52
3.8.3	Temperaturas do sistema de secagem.....	53
3.8.4	Redução do teor de água.....	53

3.8.5	Consumo específico de energia.....	53
3.8.6	Eficiência do sistema de secagem.....	53
3.9	Simulação e modelagem da secagem de grãos.....	54
3.9.1	Balanco de energia e massa.....	55
3.10	Custo de secagem.....	58
4	RESULTADOS E DISCUSSÃO.....	60
4.1	Eficiência do Coletor solar.....	60
4.1.1	Coletor solar de polietileno sem cobertura.....	60
4.1.2	Coletor solar com cobertura de plástico.....	63
4.1.3	Coletor solar com cobertura de vidro.....	66
4.2	Coeficiente de absorção do coletor e de perdas no sistema.....	68
4.3	Eficiência da secagem dos grãos.....	70
4.4	Estimativa de Perda de carga no coletor solar.....	74
4.5	Simulação de secagem de grãos de milho com coletores solares em diferentes diâmetros.....	77
4.6	Análise de custos do equipamento e da secagem dos grãos.....	79
5	CONCLUSÃO.....	81
	REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	83

1 INTRODUÇÃO

O aumento da demanda energética e dos custos de produção de energia faz com que sejam buscadas fontes alternativas. Para este fim, o uso da energia solar vem ganhando espaço nas últimas décadas, sendo considerada uma fonte renovável e limpa, não ocasionando prejuízos ao meio ambiente.

A secagem de grãos por meio de energia solar através de um sistema de ventilação forçada é um processo recente, utilizado em sua maioria por pequenos agricultores. Os equipamentos mais comuns para este fim são os coletores solares planos, que permitem por meio de um corpo sólido, como a pedra britada, trocar o calor recebido do sol com o ar de secagem, sendo o ar direcionado a um silo secador, que realiza uma secagem estacionária, caracterizada como a passagem do fluxo de ar quente em uma massa de grãos em repouso.

O principal entrave dos coletores solares para secagem de alimentos é a baixa eficiência térmica do sistema, exigindo-se uma pequena vazão de secagem e trabalhando com o incremento de temperatura do ar não superior a 10°C, em relação à temperatura ambiente, o que faz estes secadores serem classificados como de baixa temperatura.

Uma alternativa possível, para atingir o aumento do gradiente de temperatura do ar em um secador solar, seria a utilização do tubo de polietileno em espiral como aquecedor. O polietileno em espiral é comumente usado para aquecimento de água em chuveiros e piscinas, uma adaptação deste sistema utilizando o ar como o fluido aquecido pode proporcionar energia suficiente para a secagem de alimentos.

O rendimento dos coletores, em geral, tende a ser elevado com seu isolamento dentro de uma caixa, podendo desta forma reduzir as perdas de calor por convecção para o ambiente externo. A radiação solar incidente dentro da caixa pode criar um ar estacionário com alta temperatura, permitindo trocas térmicas entre o ar da caixa com o coletor solar de polietileno, processo similar ao efeito estufa. Com a redução da perda por convecção, há o aumento da eficiência térmica do coletor.

A secagem de grãos no Brasil é normalmente realizada utilizando a lenha como combustível sólido, um dos problemas para o uso desta biomassa, é que para a sua combustão é necessário uma alta temperatura de ignição. Durante o processo de queima da lenha são liberadas grandes quantidades de produtos químicos, que podem contaminar os grãos, além de ocasionar cheiro característico de fumaça no

produto, alguns destes produtos químicos são considerados nocivos à saúde humana como os hidrocarbonetos poliaromáticos.

A substituição de biomassa por uma fonte de energia limpa e renovável, com o uso de secadores solares, pode proporcionar a redução dos custos de secagem, e valorizar a qualidade final do produto que seria estocado, isto com equipamentos seguros para o trabalhador e de fácil acesso aos pequenos produtores.

O presente trabalho teve por objetivo avaliar os aspectos de rendimento térmico, curva de eficiência e perda de carga em um coletor solar de tubo de polietileno em espiral com três diferentes configurações, e uma análise da secagem de milho através do acoplamento do coletor solar a um silo secador de grãos. Os parâmetros analisados foram: consumo de energia específico, temperatura do plenum e da massa de grãos, redução do teor de água, tempo de secagem do milho e custo de secagem, os resultados foram comparados através de simulação com um secador comercial convencional de 20 sacos em leito fixo.

2 REVISÃO DE LITERATURA

2.1 Energia solar

A demanda mundial por energia está crescendo rapidamente devido à explosão populacional e aos avanços tecnológicos. Portanto, é importante buscar uma fonte de energia renovável, confiável e econômica para a demanda energética atual. A energia solar é uma fonte de energia promissora e livremente disponível para solucionar problemas energéticos (KANNAN; VASKEESAN, 2016).

A radiação solar é a principal fonte de energia para o planeta, tanto como fonte de calor quanto de luz (LAMBERTS et al., 1997). Ela corresponde a energia eletromagnética, de onda curta, que atinge a troposfera após ser parcialmente absorvida pela atmosfera. A maior influência da radiação solar é na distribuição da temperatura do planeta (FROTA; SCHIFFER, 2001).

O Brasil está localizado em região de clima tropical (LIMA et al. 2016). Dados do Ministério do Meio Ambiente (2014) revelam que a radiação solar no país varia de 8 a 22 MJ/m² por dia, de acordo com a Aneel (2006) a região sudeste brasileira recebe em média de 16 MJ/m² por dia de energia a partir do sol.

Segundo Andrade; Tiba (2016) a radiação solar possui distribuição não uniforme nas diferentes regiões geográficas do planeta devido a uma série de fatores como: o movimento aparente do Sol, a distância do Sol em relação a Terra nas diferentes épocas do ano, as coordenadas geográficas (latitude, longitude e altitude), o estado atmosférico, incluindo nuvens e albedo do solo, entre outros.

De acordo com Inácio (2009) após atingir a superfície terrestre, a radiação solar divide-se em duas partes, sendo elas: radiação difusa e direta. A radiação difusa é decorrente dos processos de espalhamento da radiação solar na atmosfera devido a incidência de nuvens e aerossóis. A radiação direta atinge a superfície terrestre sem ter sofrido interações com a atmosfera. A soma das duas componentes resulta na radiação global.

Em projetos de aproveitamento da energia solar é necessário o conhecimento da irradiação no plano inclinado uma vez que, para melhor aproveitamento da energia solar os equipamentos devem sempre estar voltados para o Norte, quando localizados no hemisfério sul, tal informação mostra a quantidade de energia incidente no plano de maior irradiação solar direta considerando a posição geográfica do local.

2.2 Coletores Solares

Previsões indicam que existirá a introdução em larga escala de sistemas de energia solar, convertendo diretamente a radiação solar em calor (PIRASTEH et al., 2014). No entanto, existem desvantagens para esta tecnologia, visto que durante a noite, por exemplo, não existe produção de energia, o que faz desta uma fonte intermitente, sazonal e dependente das condições meteorológicas do local de captação da radiação (BAL et al., 2010.)

Um coletor solar basicamente é uma superfície enegrecida que, ao absorver radiação solar, se aquece e transmite energia térmica (calor) ao fluido de trabalho como a água e o ar. Essa energia recebida pelo fluido é chamada de energia útil. Parte da radiação absorvida, no entanto, será perdida pelo sistema através de processos de transferência de calor (KUMAR et al., 2015

Segundo Santos (2004), as principais partes constituintes de um coletor solar são:

- Superfície absorvedora de energia solar (exemplo: placa metálica plana pintada com tinta preta de alta absorvidade, leito de pedras, chapa de concreto, etc.).
- Dutos em contato com a superfície absorvedora, por onde circula o fluido (água ou ar).
- Isolamento nas laterais e no fundo do coletor, para evitar perdas térmicas.
- Uma ou mais coberturas transparentes à radiação solar, e situadas sobre a placa absorvedora, que visam minimizar as perdas por convecção e criar um efeito estufa.

No hemisfério sul, para melhor aproveitamento da radiação solar os coletores devem ficar posicionados com a face voltada para o Norte geográfico, em uma inclinação que varia de acordo com a latitude da posição geográfica onde o mesmo é instalado. Quanto mais ao sul, mais inclinado o coletor solar deve ser instalado (KALOUGIROU, 2004).

2.2.1 Eficiência de um coletor solar

Segundo Kramer et al. (2014) a energia do coletor é determinada pela razão entre as temperaturas de entrada e saída do coletor em uma determinada taxa de fluxo de massa. Desta forma a energia fornecida pelo coletor depende, portanto, da vazão mássica, da taxa de incidência da radiação solar, do nível de temperatura e da área do coletor.

O método para avaliar a capacidade térmica de um coletor solar foi proposto por Hottel; Woertz (1942) e replicado por Bliss (1959), Gomes et al. (1998) e Duffie; Beckman (1991). Neste método, a taxa de fluxo de ar, a temperatura da entrada e saída do coletor e a intensidade de radiação são medidas simultaneamente.

A energia instantânea fornecida ao fluxo de ar que atravessa o coletor (\dot{Q}_u) em cada ponto de medição de dados é determinada usando a seguinte equação:

$$\dot{Q}_u = \dot{m}C_p(T_f - T_i) \quad (1)$$

Onde \dot{m} é taxa de fluxo de massa do fluido (kg/s), C_p : Calor específico do fluido (J/kg.°C), T_f : Temperatura do ar na saída do coletor (°C) e T_i : Temperatura do ar na entrada do coletor (°C).

A eficiência térmica instantânea do coletor (η) é calculada a partir da potência (\dot{Q}_u):

$$\eta = \frac{\dot{Q}_u}{IA} \quad (2)$$

Onde \dot{Q}_u é a energia instantânea (W), I : Irradiância solar (Watts/m²), A : Área de absorção do coletor (m²).

Ayadi et al. (2014) analisaram o comportamento térmico de um coletor solar construído na Tunísia região norte do continente africano, com fluxo de 0,014 kg/s, o mesmo mostrou eficiência de 30,52% e temperatura de saída de 54,06°C. Fhudoli et al. (2015) trabalhando no sudeste asiático com um coletor solar de aletas com dupla passagem alcançaram uma eficiência de 31%, considerando uma irradiância instantânea solar média de 600 W/m² e taxa de fluxo de ar de 0,13 kg/s.

A eficiência média do coletor solar desenvolvido na Argélia por Benhamou et al. (2014) foi de 25%. Das; Kumar (1987) construíram um coletor de placa plana vertical em estudo adaptado para as condições do norte da Índia, este protótipo atingiu a temperatura média na saída de 56,5 °C, sendo que a temperatura máxima alcançada foi de 70°C usando a velocidade do ar de 0,225 m/s.

No trabalho realizado no Egito por El Sebaia et al. (2002) foi possível atingir a temperatura média na saída do coletor de 63°C. Hajar et al (2017) desenvolveram no Marrocos um coletor com duas placas de 1 m² de alumínio corrugadas, nos testes desenvolvidos, os autores verificaram a temperatura de 57 °C na saída do coletor e a eficiência do sistema em 11,11%

O coletor solar desenvolvido na Índia por Panghavane et al. (2002) alcançou a eficiência de 26% na vazão mássica de 0,0126 kg/s e 65% na vazão de 0,0246 kg/s. Vidaña et al. (2013) observaram que, o coletor solar construído no México, nas vazões de 0,072, 0,144, 0,280 e 0,434 kg/s alcançou as eficiências térmicas de 21, 27,34 e 38%, respectivamente.

Confeccionados por Zomorodian et al. (2007) na região do oriente médio, os seis aquecedores de 2 m² cada, resultaram na eficiência total de 37,13%. Os pesquisadores Çakmak; Yildiz (2011) projetaram um coletor solar na Turquia com um material específico de mudança de fase (Cloreto de cálcio), os pesquisadores perceberam que a temperatura média na saída do coletor foi de 70°C usando a velocidade do ar de 0,5 m/s, na velocidade de 1 m/s a temperatura de saída foi de 60°C e com velocidade de 1,5 m/s a temperatura de saída atingiu 50°C..

Abuşka; Şevik (2017) em estudo na região norte da África, com coletores de chapas de alumínio totalizando uma área de 1,71 m², observaram que, a eficiência térmica das placas foi de 60% na vazão mássica de 0,1 kg/s. Bolaji (2005) investigou um coletor solar, fabricado com uma cobertura de vidro e uma placa de absorção preta, o autor relatou que a eficiência máxima obtida no sistema foi de 60,5%.

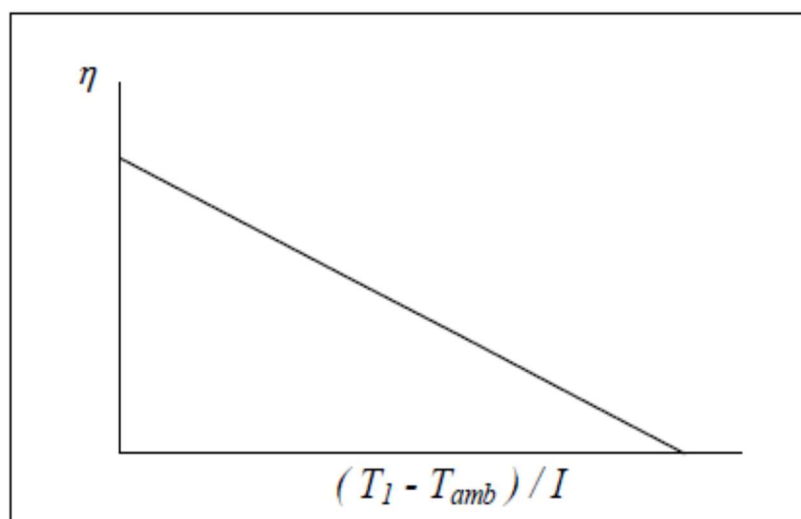
2.2.2 Curva Característica

Segundo Santos 2004, a eficiência de um coletor solar pode ser representada através de da reta de um gráfico (Figura 1) que relaciona a eficiência instantânea (η) do coletor versus a equação:

$$\frac{T_e - T_a}{I} \quad (3)$$

Onde T_e é temperatura do ar de entrada no coletor (°C), T_a : Temperatura do ar ambiente (°C) e I : Irradiância solar (W/m²).

Figura 1- Gráfico da curva de eficiência do coletor, $\eta \times (T_1 - T_{amb}/I)$.



Fonte: DUFFIE e BECKMAN (1991, p.38).

Os coeficientes linear e angular da reta podem ser determinados por regressão linear, sendo que o coeficiente linear é correlacionado ao fator de absorção térmica do coletor $F_R (\tau\alpha)$, ou seja, a quantidade de energia que o coletor é capaz de absorver da energia solar, e o coeficiente angular que representa as perdas de energia do coletor solar pelo sistema ($F_R U_L$).

Hernández; Quiñonez (2018) analisaram o comportamento térmico de coletores de fluxo duplo em paralelo para aquecimento de ar por convecção natural. Os valores diários de eficiência térmica variaram entre 0,48 e 0,5 durante os dias ensolarados e entre 0,41 e 0,46 durante os dias parcialmente nublados. A eficiência térmica foi calculada e plotada como uma função da variável $(T_e - T_a)/I$, os autores encontraram a seguinte equação:

$$\eta = 0,45 - 10,08 \frac{(T_e - T_a)}{I}$$

Zheng et al. (2017) em avaliação de desempenho térmico de um coletor solar para aquecimento de ar constituído de chapas metálicas onduladas, verificaram que, a eficiência térmica dos coletores de ar solar vidrados é reduzida com o aumento do parâmetro $(T_e - T_a)/I$.

O coletor solar estacionário de cerâmica desenvolvido por Zukowski; Woroniak (2017), em uma irradiância solar superior a 800 W/m^2 na velocidade média do vento entre 2-4 m/s, com fluxo constante igual a 0,039 kg/s, obteve o coeficiente de absorção de $F_R(\tau\alpha)$ 0,8332 e o coeficiente global de perdas térmicas de $F_R U_L$ de 16,332

Zhu et al. (2017) propuseram um tipo de coletor solar de placas planas, para aquecimento do ar, com diferentes arranjos de microtubos, sendo que os valores do produto transmitância-absortância ($\tau\alpha$) da superfície coletora e da cobertura em função do ângulo de incidência dos raios solares, no fluxo de ar de 290 m³/h foi de $F_R(\tau\alpha)$ 0,705 e F_{RUL} de 6,474.

2.2.3 Perda de carga no coletor solar

A perda de carga do ar ao atravessar um coletor é devido ao atrito com a parede interna do coletor, desta forma todos os coletores oferecem uma resistência à passagem de fluido. A queda da pressão do ar depende da taxa de fluxo em massa. A perda de carga é um valor importante para dimensionar o a potência requerida pelo ventilador para impulsionar o ar dentro do sistema. A partir do valor da potência requerida pelo ventilador, podemos estimar a demanda por energia elétrica no sistema.

A perda de carga ao longo de um tubo direto de seção transversal constante pode ser calculada pela equação de Darcy-Weisbach:

$$\Delta p = \lambda \frac{l}{D_h} \frac{\rho W^2}{2} \quad (4)$$

Onde Δp é a perda de carga (Pa), λ : Fator de fricção de Darcy(-), l : Comprimento do tubo (m), D_h : Diâmetro interno do tubo (m), ρ : Densidade do fluido (Kg/m³), W : Velocidade média do fluido (m/s).

Segundo Pillai; Argawal (1980) um conhecimento da magnitude da perda de pressão em um coletor solar em espiral para uma determinada taxa de fluxo é importante não só por sua influência sobre a potência necessária para circular um determinado fluido, mas também por seu efeito sobre a eficiência do coletor.

Reynolds (1883) percebeu que o fluxo dos fluidos pode ser caracterizado através de dois regimes: laminar e turbulento, de acordo com o autor o regime laminar em tubos é caracterizado por um fluxo em camadas de círculos concêntricos coaxiais, sem se misturar. Já no regime turbulento as partículas se misturam de forma não linear, isto é, de forma caótica com turbulência e redemoinhos.

O Número de Reynolds determina qual será o regime de transporte de um fluido esse número é adimensional e correlaciona as forças de inércia com as forças viscosas através dos parâmetros velocidade, massa específica, longitude característica do fluxo e viscosidade sendo que, o escoamento laminar possui $Re < 2100$ e escoamento turbulento com $Re > 4000$.

O número de Reynolds (Re) e seu significado como indicador do grau de turbulência do movimento.

$$NR = \frac{V \times D \times \rho}{\mu} \quad (5)$$

Onde V é a velocidade cinemática (m^2/s^2), ρ é a massa específica ($kgf \ s^2/m^4$), μ é a viscosidade dinâmica ($kgf \ s^2/m^4$) e D é o diâmetro do tubo (m^2).

A viscosidade dinâmica é a propriedade que determina o grau de resistência do fluido a uma força cisalhante. Alguns ensaios demonstram que a viscosidade dinâmica é diretamente influenciada por variações na temperatura (OLIVEIRA et al. 2009). Segundo Brunetti (2008) a viscosidade dinâmica é diretamente proporcional à força de atração entre as moléculas, com o aumento da temperatura, ocorre a queda desta força, reduzindo da mesma forma a viscosidade dinâmica. A redução da viscosidade dinâmica nos líquidos devido ao aumento da temperatura é atribuída ao aumento das distâncias intermoleculares provocadas durante o aquecimento do fluido (CANCIAM, 2013).

Uma das características do regime turbulento é que a troca de calor entre o fluido e a parede do coletor é mais intensa do que em comparação ao regime laminar, sendo que no regime laminar a troca de calor é realizada por difusão já no regime turbulento a troca é devida a existência de uma mistura caótica do ar quando se movimenta dentro do coletor. De acordo com Tomy et al., (2016) quanto maior o n° de Reynolds maior será a transferência de calor do coletor para o fluido.

Considerando que, para uma vazão constante, a perda de carga é inversamente proporcional à quinta potência do diâmetro do tubo, os acréscimos máximos de diâmetros, ocasionados pelo aumento da pressão verificados no experimento de Andrade (1990), reduziram a perda de carga em até 60,24%,

Li et al. (2017) usando diferentes superfícies absorventes para aquecedor de ar, percebeu diferentes perdas de cargas comparando coletores de placas planas.

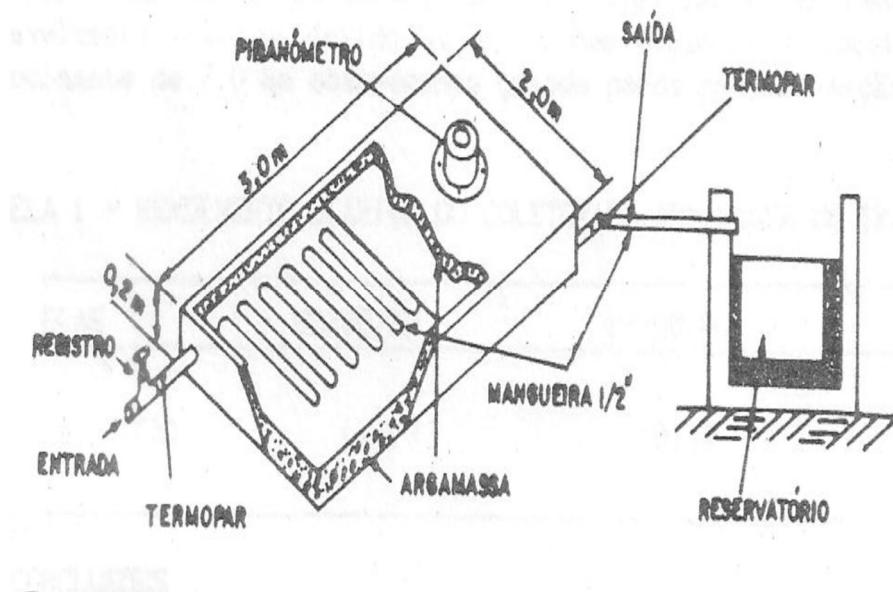
Hafez et al. (2018) usando coletor de placa plana com configuração de tipo U com tubos de absorção de 5,80 m de comprimento e diâmetro interno de 7,3 mm, observaram que vazões abaixo de 20 m³/h obedecem o regime laminar e vazões acima de 35 m³/h seguem o fluxo turbulento, sendo a perda de carga de 2.0×10^{-2} no fluxo de 50 m³/h.

Zhu et al. (2015) em trabalho com diferentes arranjos de tubos evacuados com 1880 mm de comprimento e diâmetro de 58 mm para aquecimento de ar percebeu a queda na pressão menor que 25 Pascal em fluxos de 201,6 m³/h.

2.2.4 Coletores solares de polietileno

Na literatura não há trabalhos com coletores de polietileno para o ar, apenas para água, estes estudos começaram no início dos anos de 1990, quando Santos (1991) avaliou um coletor solar plano (Figura 2).

Figura 2- Esquema do coletor solar de polietileno plano coberto por argamassa.

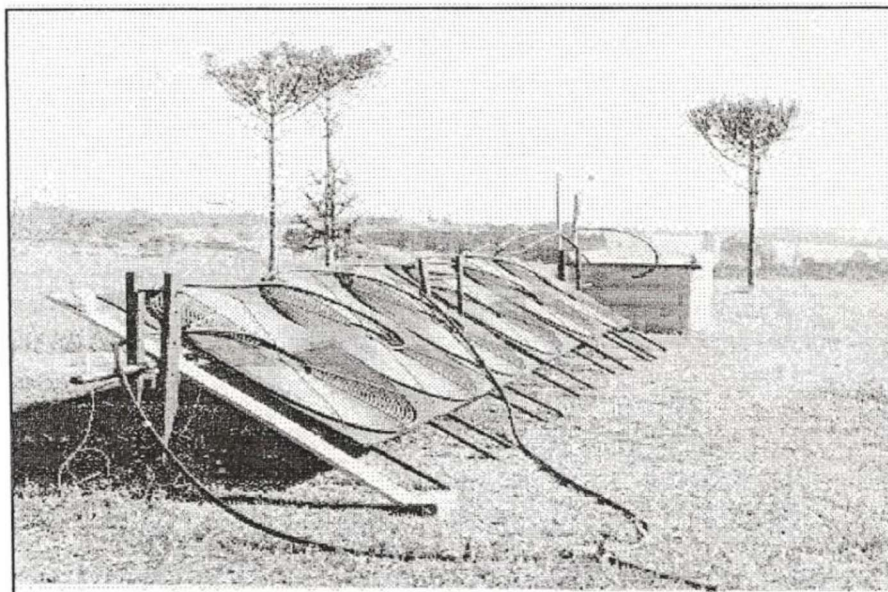


Fonte: SANTOS et al. (1991, p. 40).

Composto por um tubo de polietileno de 40 metros de comprimento em forma de serpentina introduzida no interior de uma placa plana horizontal de argamassa de 6,0 m², O rendimento médio deste coletor (Figura 2) foi de 20,07%, e a temperatura final teve um acréscimo de 13°C em relação a temperatura de entrada da água.

Silva (1991) desenvolveu um coletor solar com tubo de polietileno com 50 metros de comprimento disposto em espiral, neste experimento foram construídas seis unidades coletoras, sendo 2 blocos em série formada por 3 coletores de polietileno em cada bloco, totalizando uma área total de absorção de 5,1 m² como visto na Figura 3.

Figura 3- Esquema do coletor solar com tubo de polietileno.



Fonte: SILVA (1992, p. 25).

O desempenho do coletor mostrou que quando a água entra no 1° módulo tem aumento percentual de 87,5% de temperatura no 2° módulo de 7,5% e no último módulo de 0%, portanto o ideal seria apenas 2 coletores de radiação solar dispostos em série.

2.3 Secagem de grãos

A secagem de produtos agrícolas tem por finalidade reduzir o teor de água do produto a níveis que permitam a armazenagem segura, além de atender os requisitos de qualidade para a comercialização e processamento do produto (OLIVEIRA et al., 2010; HARTMANN FILHO et al., 2016; RESENDE et al., 2008; SILVA et al., 2014).

O processo de secagem é explicado por Fournier; Guinebault (1995). No início, o produto possui o mesmo teor de água tanto na superfície como no interior do grão (fase I), a água está presente sobre a superfície do grão como água livre, com o

aumento da temperatura ocorre a evaporação da água na superfície, assim que a superfície do produto tenha secado, a água tende a migrar do interior para a superfície, onde pode ser evaporada (fase II) (MURTHY, 2009; EL-SEBAIL; SHALABY, 2012; EKECHUKWU, 1999). A temperatura necessária para a secagem nesta fase é maior do que a utilizada na fase I.

Responsável por 7-15% da energia total para a produção de grãos, a secagem é a etapa de maior gasto energético (BELESSIOTIS; DELYANNIS, 2011, BENNAMOUN L, BELHAMRI, 2003), geralmente o combustível é derivado de uma fonte comercial como a lenha, gás e óleo vegetal (PIRASTEH et al., 2014), o que provoca o aumento de custos ao produtor (LACERDA; FILHO, 1998).

Segundo Biagi (1992), a secagem de grãos pode ser dividida em baixa e alta temperatura, sendo a de baixa temperatura, aquela com ar natural ou levemente aquecido (1 a 10°C), acima da temperatura ambiente. A secagem em altas temperaturas é quando o ar é aquecido acima de dez graus Celsius da temperatura ambiente.

A secagem em altas temperaturas é mais rápida e menos dependente das condições atmosféricas permitindo reduzir rapidamente o teor de água dos produtos colhidos acima de 20% de teor de água (SILVA, 1995).

Secadores de altas temperaturas são equipamentos mecânicos usados na redução da água dos grãos, e auxiliam na manutenção da qualidade do produto desde o armazenamento, consumo e industrialização (ELIAS et al., 2007). Segundo Silva (1995), a velocidade de secagem depende das características do equipamento, qualidade dos grãos e de fatores ambientais, geralmente o fluxo de ar empregado é de $10 \text{ m}^3 \text{ min}^{-1} \text{ ton}^{-1}$ de grão. Para Biaggioni et al. (2006) alguns cuidados devem ser tomados na operação destes secadores, pois as altas temperaturas aplicadas no processo podem prejudicar a integridade e longevidade do grão armazenado.

Dentre os secadores existentes, Lacerda Filho (1986) afirma que, de modo geral, os secadores de leito fixo são os mais acessíveis aos produtores, em função principalmente de seu custo, porém, possuem como ponto negativo o elevado consumo de combustível e energia elétrica durante a secagem.

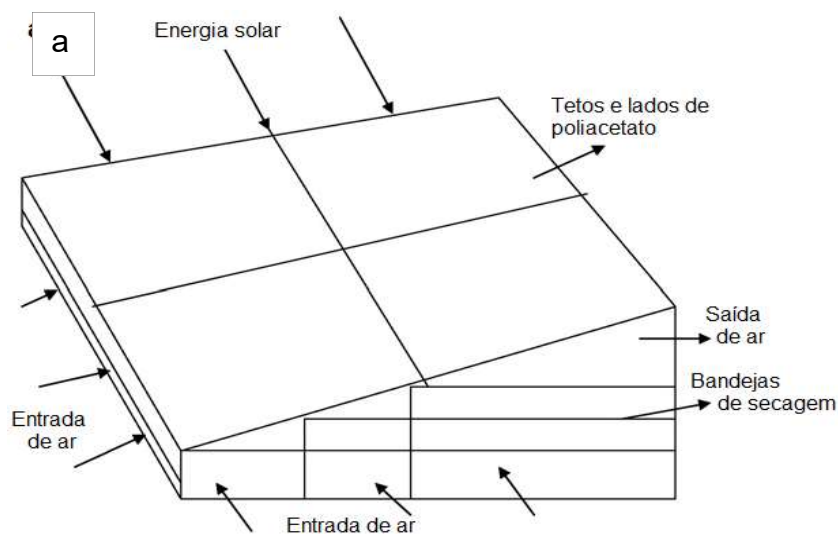
2.4 Secadores solares

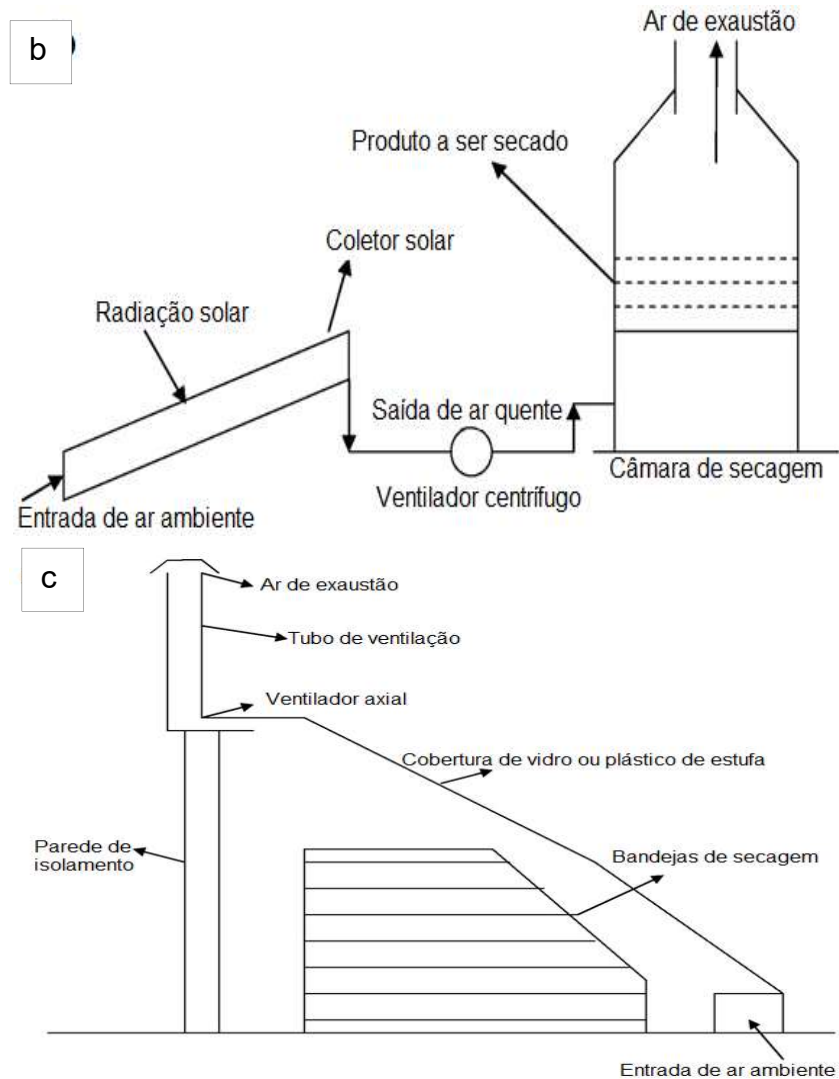
Os secadores solares usados para a secagem dos produtos agrícolas podem ser dispositivos úteis tanto do ponto de vista econômico bem como funcional. O secador solar dá qualidade ao produto armazenado, com o mínimo de custos e impactos ambientais, além de ser um método seguro e eficaz, para a secagem dos alimentos (EL-SEBAIL; SHALABY. 2012, KUMAR et al. 2016).

O avanço da tecnologia de coletores solares, para a secagem de alimentos tem sido dado ultimamente pela introdução de circulação forçada e natural dentro dos sistemas de secagem, em alguns casos existe o uso de fontes auxiliares de energia, como a elétrica e de combustíveis fósseis, para encontrar características desejáveis durante a secagem (EKECHUKWU; NORTON, 1999).

Existem vários tipos de secadores desenvolvidos para secagem de produtos agrícolas (LEON et al., 2002). De acordo com Murthy (2009) e Sharma et al., (2009), o design e a forma de aquecimento do ar dependem das características climáticas e a tecnologia disponível da região; os mais convencionais são basicamente formados por três modelos (Figura 4): (a) convecção natural, (b) convecção forçada e (c) Tipo estufa.

Figura 4- Secador tipo gabinete por convecção natural (a); Secador solar de convecção forçada (b); Secador solar tipo estufa.





Fonte: MURTHY (2009, p.837).

Nos secadores de convecção natural não existe a movimentação forçada do fluido de ar, por isso esse tipo de secadores atingem altas temperaturas de secagem devido à baixa vazão do ar de entrada. Os secadores de convecção natural podem ser classificados como de secagem direta e indireta. Na secagem direta o produto fica exposto a radiação solar dentro do coletor/secador, diferentemente na secagem indireta, onde o fluido de secagem é movimentado por convecção natural a uma câmara de secagem, na qual se encontram os produtos a serem secos (MURTHY,2009).

Kumar et al. (2016) observou-se que os secadores solares diretos são os dispositivos mais utilizados para secar produtos agrícolas e alimentares. A eficiência média de secagem dos secadores solares diretos é de 20 a 40%, dependendo do tipo de produto, da vazão do ar e do local de secagem (EL-SEBAIL; SHALABY 2016).

De acordo com Leon et al. (2002) nos secadores por convecção forçada é necessário um ventilador para a movimentação da massa, essa movimentação diminui a temperatura de saída do coletor, porém aumenta a cinética de secagem e conseqüentemente possibilitando uma secagem mais rápida. Na secagem em estufa, a movimentação do ar pode ser por convecção natural ou forçada.

A eficiência do secador solar por convecção forçada depende da taxa de fluxo de ar que atravessa o coletor solar, esse fluxo é controlado através um ventilador, que mantém um fluxo de ar desejado no processo de secagem, o que resulta na evaporação uniforme da água no produto (GHATREHSAMANI; ZOMORODIAN, 2012).

A capacidade de secagem de um secador solar varia de acordo com o tipo de produto e a quantidade de teor de água a ser removida (SHARMA et al., 2009). Os outros fatores, tais como o fluxo de ar dentro do coletor e a área de absorção do coletor e câmara de secagem, também podem afetar a capacidade de secagem (PIRASTEH et al., 2014).

Segundo Murthy (2009), o tempo de secagem dentro de uma temperatura máxima permissível é considerado outro fator importante, devido às características organolépticas dos alimentos como: cor, sabor, aroma, vitaminas, etc. (BELESSIOTIS; DELYANNIS, 2011). Recomenda-se que os produtos não sejam expostos a altas temperaturas durante longos períodos, quando se objetiva a manutenção da qualidade final do produto (SHARMA et al., 2009b).

A temperatura inicial de entrada do ar de secagem e a umidade relativa do ar ambiente influenciam o tempo de secagem (MEKHILEF et al., 2013, LEON, 2002), pois com a temperatura inicial elevada, o coletor poderá aumentar sua eficiência de transferência de calor, assim como uma baixa umidade relativa do ar pode facilitar o processo de remoção de água nos grãos (BELESSIOTIS; DELYANNIS, 2011b).

Condorí et al. (2017) em estudo realizado na Argentina usando 10 coletores solares de túnel por convecção forçada em uma área de 92 m², com capacidade de secagem de 450 kg de diferentes vegetais, observaram que, os coletores solares permitem que o secador funcione com temperaturas em torno de 50°C durante 6 ou 7 horas em um dia ensolarado, no estudo foi usado um fluxo de ar foi de 0,07 kg/s.

O sistema para secagem de 132 kg de arroz no Irã, desenvolvido por Zomorodian et al. (2007), foi construído utilizando 6 secadores solares planos. Este sistema reduziu o teor de água do grão de 27% para 13% b.u. em três horas de secagem.

Al Juamily et al. (2007) avaliaram um secador de convecção forçada de modo indireto para secar frutas e vegetais. Foram usados dois coletores solares de ar idênticos com placas de absorção de ranhuras em V de duas passagens de ar e uma única cobertura de vidro. A área total dos coletores foi de 2,4 m². Foram secos uvas, damascos e feijões. O teor de água do damasco reduziu de 80% para 13% em um dia e meio de secagem, o teor de água das uvas foi diminuiu de 80% para 18% b.u. em dois dias e meio de secagem e o feijão de 65% para 18% em apenas um dia.

Othieno et al. (1981) propuseram um coletor para secagem de grãos de milho, constituído de secador solar por convecção natural, uma placa absorvente de 1 m² e um espaçador de ar de 5 cm entre o a placa e o vidraça do coletor. O secador foi capaz de secar 90 kg de milho com teor de água 20% para 12%b.u. em 3 dias. Nonclercq et al. (2009) elaboraram um protótipo de unidade de secagem solar capaz de secar mais de 40 kg do tomate fresco (*S. lycopersicum*) em 10 horas.

ELkhadraoui et al. (2015) propuseram um sistema de secagem para pimenta vermelha e uva de sultana através de uma estufa solar com convecção forçada, o estudo foi conduzido na Tunísia, localizada no norte do continente africano, através do secador foi possível reduzir o teor de água da pimenta vermelha para 16% b.u. em 17 horas e o teor de água da uva Sultana diminuiu para 18% b.u. em 50 horas de secagem. Janjai; Tung (2005) usando o ar de secagem de coletores solares integrados ao telhado em uma estufa localizada na Tailândia, conseguiram secar 200 kg de flor de rosella e folhas de limão em 4 dias.

No Brasil foram instalados alguns coletores solares, com objetivo de fomentar essa tecnologia aos pequenos produtores. A EMATER/RS desenvolveu um silo-secador solar de grãos com capacidade estática de 50 sacos (Figura 5). O secador era do tipo túnel solar e segundo Ramos et al. (2002), o tempo de secagem variou conforme a temperatura ambiente, o tipo de grão e teor de água do produto. No verão com as altas temperaturas, levou-se em torno de 60 horas para secar os grãos de milho com 22% para 14% b.u de teor de água.

Figura 5- Coletor solar de convecção natural para secagem de grãos projetado pela EMATER- RS.



Fonte: RAMOS et al. (2002, p. 32).

2.5 Eficiência de secagem

A eficiência de secagem é comumente usada para representar o desempenho do secador (RAKWICHIAN et al., 1998). Os principais fatores que afetam a eficiência do sistema de secagem incluem aumento da temperatura do ar na câmara de secagem, taxa de fluxo de ar, e design do coletor/secador, que se relacionam direta ou indiretamente com as perdas térmicas globais no sistema (TOKAR, 1997).

A eficiência do sistema de secagem relata o desempenho da absorção de energia solar pelo coletor sobre a taxa de remoção de água do produto a ser seco, sendo a quantidade de água removida no alimento determinada pela fórmula:

$$A_m = \frac{P_u(U_i - U_f)}{100 f} \quad (6)$$

Onde P_u é o peso inicial dos grãos (Kg), U_i = Teor de água inicial (%), U_f = Teor de água final (%).

A eficiência do coletor (Equação 2) é usada para determinar o desempenho térmico do coletor antes da determinação da eficiência do secador solar (RACHMAT et al., 1998; TIRIS et al., 1995).

A eficiência do sistema secagem indica o desempenho térmico geral do sistema de secagem, incluindo a eficiência do coletor e secador solar, ela fornece o real valor

de entrada (radiação solar) para o sistema de secagem usada no produto Mastekbayeva et al. (1998). Para secadores solares de convecção natural pode ser descrita através da equação:

$$\eta_s = \frac{\dot{W}L}{IA} \quad (7)$$

Onde W é o peso de água evaporada do produto (Kg), L: Calor latente de vaporização da água (J/kg).

No sistema de convecção forçada precisa levar em conta a energia consumida pelo ventilador para a movimentação do fluido, para essa relação é usada a seguinte Equação:

$$\eta_s = \frac{\dot{W}L}{IA + P_v} \quad (8)$$

Onde P_v é a energia consumida pelo ventilador (KWh ou J).

Mumba (1996) construiu um secador solar no Malawi, localizado no leste do continente africano, para a secagem de 90 kg de grãos de milho, o secador possuía um sistema de circulação de ar a partir de um ventilador de energia fotovoltaica, o protótipo foi capaz de reduzir o teor de água de 33,3% para de 20% b.u. em apenas um dia, sendo a eficiência térmica deste secador de 58%.

Realizado na Malásia o experimento de Fhudoli et al. (2015) foi proposto usando um coletor solar com aletas de dupla passagem de ar, durante os testes foi observado que 100 kg de palma foram secos em 22 horas, diminuindo o teor de água de 60% para 10% b.u. A eficiência da secagem neste sistema foi de 19% em uma radiação solar média de 600 W/m² na taxa de fluxo de ar de 0,13 kg/s.

No Brasil, Braga et al. (2005) propuseram a secagem de 1.500 kg feijão utilizando um secador solar tipo plano, com área de absorção de 24 m² e vazão de 30 m³.min⁻¹.h⁻¹. Os resultados mostraram a redução de teor de água de 25 para 12% b.u. em 28 horas de secagem, sendo que a eficiência média deste sistema foi de 71%.

Um secador de arroz projetado na Indonésia, composto por uma estufa transparente com recirculação de ar foi desenvolvido Chan et al. (2015), neste sistema foi possível reduzir de 25 para 14,3% b.u o teor de água no grão em 5 horas de

secagem, utilizando a temperatura média de 50°C, a secagem resultou na eficiência de 23,6%, sendo que a energia específica total necessária para secagem do arroz foi de 14.600,00 KJ/Kg de água evaporada.

2.6 Custo de secagem

Os secadores de combustíveis fósseis ou biomassa possuem barreiras financeiras devido a grandes custos iniciais e correntes, que estão fora do alcance de pequenos agricultores. Nesses casos, o secador solar pode ser utilizado em áreas rurais nos países em desenvolvimento como uma alternativa para desidratar o produto agrícola sem dificuldades. A utilização de tecnologias melhoradas pode ter impactos socioeconômicos positivos sobre a segurança alimentar e geração de renda local.

A depreciação dos secadores de energia solar é apenas um terço do custo do uso de um secador com base em combustíveis convencionais (CHAVDA; KUMAR, 2009).

O custo de secagem de grãos pode ser estimado por meio do modelo proposto por Jasper et al. (2006).

$$CT_{\text{Total}} = [(C_e + C_{\text{mo}})V] + C_f + C_{\text{quebra}} \quad (9)$$

Onde CT_{Total} é o custo total de secagem (R\$), C_e é o custo de eletricidade para secagem (R\$/m³), C_{mo} é o custo de mão-de-obra para secagem (R\$/m³); V é o volume a ser secado (m³), C_f é o custo fixo (R\$) e C_{quebra} é o custo de quebra técnica (R\$).

O silo-secador desenvolvido pela EMATER/RS com capacidade estática de 50 sacos obteve um custo de secagem de 20 centavos em energia elétrica por saco. O retorno de investimento do secador solar de grãos foi de três anos e custa 1/3 do que seria necessário para se construir um silo metálico.

De acordo com Janjai et al. (2009) o preço dos produtos secos obtidos a partir do secador de estufas de polietileno possuem custos 20% maior que o obtido a partir da secagem ao sol aberto e o período estimado de recuperação é de 2,3 anos. Um secador de polietileno pode funcionar com sucesso e eficiência com mínima manutenção a baixo custo.

Sem desvantagens adicionais, os secadores solares poderiam ser substituir os secadores convencionais, tornando-os assim acessíveis pelos agricultores em áreas rurais (SANGAMITHRA et al. 2014).

3 MATERIAL E MÉTODO

3.1 Clima de Botucatu

A classificação climática de Köppen caracteriza o clima da cidade de Botucatu-SP como (clima subtropical úmido - mesotermal), sendo os verões quentes e úmidos e o inverno frio e seco.

A temperatura do ar e os valores de umidade relativa seguem as variações astronômicas solares, com os valores máximos e mínimos 23,12°C (fevereiro) e 17,10° C (julho) para temperatura do ar e 78,25% (fevereiro) e 63,97% (agosto) para umidade relativa, respectivamente (DAL PAI et al. 2014).

Segundo Teramoto; Escobedo (2012) a cidade de Botucatu situada no estado de São Paulo, possui latitude de 22°Sul e existe a predominância de condições atmosféricas de baixa nebulosidade, com elevada frequência de dias com condição de céu claro, sendo que a radiação global varia de 24,0 MJ/m² a 11,9 MJ/m² por dia.

O experimento com o coletor solar em diferentes configurações ocorreu durante o período de outubro de 2016 a março de 2017, sendo que as configurações sem cobertura e com cobertura de vidro estavam no horário de verão na época das coletas. A secagem dos grãos foi realizada no mês de Abril de 2017 e a curva característica do coletor foi determinada com medições obtidas no mês de julho de 2017.

3.2 O coletor solar

Foi confeccionado um coletor solar de tubo polietileno extrudado, com diâmetro de 2 polegadas e 25 metros de comprimento totalizando 1,17 m² de superfície de absorção solar (Figura 6), desenvolvido e instalado na Universidade Estadual Paulista “Júlio de Mesquita Filho” – UNESP, Faculdade de Ciências Agrônomicas – FCA, Campus de Botucatu/SP (Latitude 22,85°S, Longitude 48,45°W e altitude 786 m). O travamento em espiral do tubo foi devido á confecção de uma estrutura de aço de baixo carbono série 1000 que possibilitou este formato ao tubo.

Figura 6- Coletor solar de tubo de polietileno extrudado em espiral usado no experimento



3.3 Caixa coletora

Com o objetivo de melhorar a performance do coletor solar, foi construída uma caixa visando a proteção do coletor contra os agentes ambientais externos (vento, chuva, orvalho), e conseqüentemente diminuir as perdas térmicas por convecção do ar externo, a caixa foi pintada de preto fosco, pois esta cor possui alto valor de absorvidade e emissividade térmica.

O desempenho térmico da caixa sobre o coletor solar foi avaliado em duas condições: com cobertura de plástico de estufa de 150 μ e com cobertura de vidro de 3 milímetros, desta forma foi verificado o aumento do rendimento do coletor solar devido as duas condições de coberturas sobre a caixa.

A caixa coletora foi construída em madeira (compensado de 15 milímetros) com dimensões de 1,90 m de largura por 2,20 m de comprimento e altura de 0,20 m. Na parte inferior, foram feitos dois orifícios com 0,06 m de diâmetro para permitir o acoplamento da entrada e saída do tubo junto ao ventilador e silo secador (Figura 7).

Figura 7- Esquema da caixa coletora armazenadora de energia que será utilizada no experimento



3.4 Instalação do Experimento

O coletor foi testado em três configurações: tubo exposto (sem caixa coletora); tubo dentro da caixa coletora com superfície de plástico de estufa com 150μ e tubo dentro da caixa coletora com superfície de vidro de 3 milímetros (Figura 8).

Figura 8- Coletor solar sem cobertura (a); com cobertura de plástico de estufa (b); e com cobertura de vidro (c)





Nos experimentos realizados, adotou-se a orientação leste – oeste, com a superfície absorvedora voltada frontalmente para o norte. Entre o plano do coletor e o plano horizontal estabeleceu-se um ângulo de 32° (correspondente à latitude local mais 10°), durante todo o experimento, a orientação do coletor permaneceu fixa.

O ar circulou entrando pela espira menor e saindo pela espira maior, o sentido de circulação foi horário. A vazão foi constante de $1,22 \text{ m}^3 \text{ min}^{-1}$, sendo determinada de acordo com a capacidade movimentação e massa do ventilador contra perda de carga ao longo do tubo.

3.5 Coleta de dados

A temperatura do fluido de trabalho foi coletada com termopares inseridos similarmente na entrada e saída do coletor (Figura 9). Nos experimentos com a caixa

coletora nas duas condições de cobertura, foi instalado um termopar dentro da caixa (T_{cx}) visando analisar o ganho de energia do coletor solar devido ao efeito estufa criado dentro da caixa coberta. Os termopares usados foram o de Ferro Constantan (tipo K). O termoelemento positivo é o Ferro (Fe 99,5%) e o termoelemento negativo é o Constantan (Cu 55%; Ni45%), operando na faixa de temperatura entre -210°C a 760°C .

Figura 9- Posição dos termopares no coletor solar de polietileno, sendo os pontos A: Temperatura de entrada, B: Temperatura de saída.



Simultaneamente às coletas das temperaturas, foram coletados dados de radiação global com Piranômetro Kipp & Zonen CMP3, com fator de calibração $15,98 \mu\text{V}/\text{Wm}^{-2}$, intervalo espectral de 300-2800nm, tempo de resposta $<18\text{s}$, não linearidade $<1\%$ (de 0 a $2800 \text{W}/\text{m}^2$), e resposta a temperatura de $\pm 1\%$ de -20°C a 80°C (Figura 10). O piranômetro foi instalado no mesmo ângulo do coletor solar em 32° .

Figura 10- Sensor de radiação Global (Piranômetro) CMP3 Kipp & Zonen.



Fonte: Catálogo Kipp & Zonen - 2017

Para aquisição dos dados foi usado um datalogger da marca Campbell® modelo CR10 (Figura 11) operando na frequência de 1 Hz, armazenando médias instantâneas de 5 minutos (médias de 300 leituras instantâneas).

Figura 11- Datalogger modelo CR10 da Campbell®, utilizado no experimento.



Foto: Fernando João Bispo Brandão - 2017

Os dados armazenados no módulo de memória SM192 da Campbell foram transferidos para um computador utilizando-se uma interface SC532 e o software PC208w® da Campbell®.

3.6 Avaliação do coletor solar de polietileno

3.6.1 Eficiência instantânea do coletor

Na determinação do gráfico da eficiência instantânea em função do tempo duas grandezas foram quantificadas: a potência útil (Q_u), que é a potência transferida do absorvedor para o fluido conforme a Equação 1, e a potência solar incidente (Q_i), que é aquela registrada no plano do sistema coletor através do piranômetro de acordo com a Equação 10.

$$Q_i = I \cdot A \quad (10)$$

Onde I é Intensidade de radiação (watts/m^2), A : Área do absorvedor (m^2).

O cálculo da eficiência η foi determinado pelo quociente entre essas duas potências: útil e incidente, sendo calculado de acordo com a equação 2.

3.6.2 Curva de eficiência

Do ajuste linear dos pontos do gráfico da eficiência instantânea em função da $T_e - T_a / I$, foi determinada a função $\eta = F(\tau\alpha) - F_U (T_e - T_a / I)$ com ajuste de regressão Hoffman; Vieira (1977).

A comparação da função experimental com a função teórica de Hottel; Whillier (1955) possibilitou a identificação dos parâmetros $F(\tau\alpha)$ e F_U , bem como a temperatura de estagnação do módulo coletor. Na metodologia experimental a unidade teve como variável intensidade de radiação, área do absorvedor, vazão e temperatura de entrada e saída do coletor.

A metodologia foi seguida de acordo com o proposto pela norma ASHRAE 93-77, citada por Duffie; Beckman (1991). Para o experimento foram usadas duas resistências elétricas tubulares aletadas de inox 3/8, com potência de 2500 W, inseridas em um compartimento de aço galvanizado (Figura 12), com o objetivo de manter a temperatura de entrada constante.

Figura 12- Coleta de dados para a curva de eficiência, sendo o ponto A: temperatura de entrada de acordo com o ar ambiente, ponto B: posição das resistências que aqueceram o ar, e ponto C: entrada do ar aquecido dentro do coletor, após passagem pelas resistências.



A coleta dos dados foi realizada próxima ao meio-dia, houve o monitoramento da radiação solar incidente no coletor e das temperaturas de entrada e saída do coletor, sendo que o fluido de entrada no coletor manteve-se com temperatura constante devido à ação da resistência usada no experimento.

3.6.3 Perda de carga do coletor

A perda de carga do coletor foi monitorada com o uso de um manômetro digital de pressão estática com intervalo de pressão entre 0-300 mmca (Figura 13), para esta avaliação foram tomadas medidas de pressão estática na entrada e na saída do coletor solar, representando desta forma, a perda de pressão do ar dentro do coletor.

Figura 13- Manômetro digital usado no experimento.



Foto: Fernando João Bispo Brandão - 2017

O monitoramento da vazão do ar no coletor solar, foi realizado através das tomadas de velocidade de ar, com o auxílio do anemômetro TA 2 Air flow, a faixa de velocidade do equipamento varia de 0-30 m.s⁻¹ (Figura 14).

Figura 14- Anemômetro de vareta usado no experimento.



Foto: Fernando João Bispo Brandão - 2017

3.7 Avaliação do desempenho da secagem

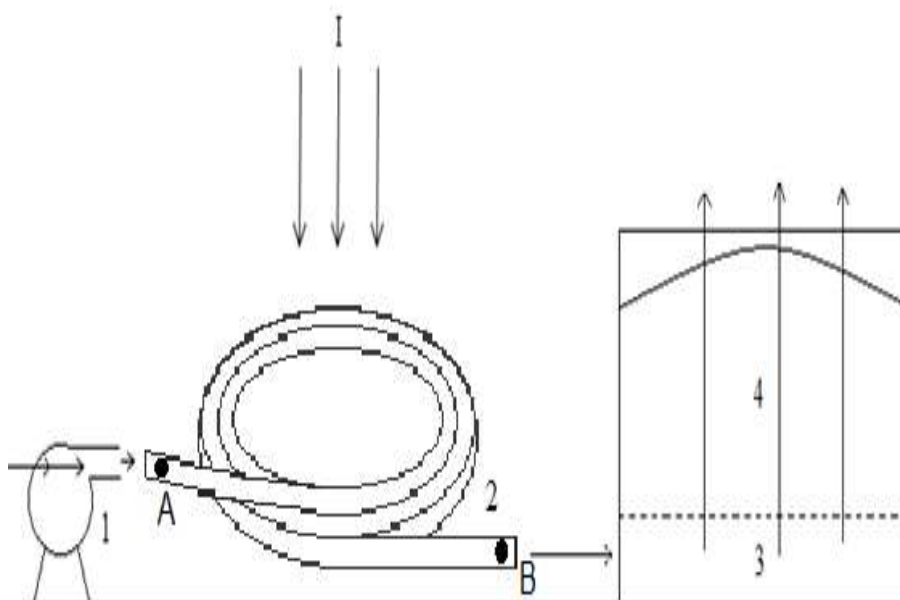
3.7.1 O protótipo do secador solar

Na avaliação do desempenho do secador de grãos foi construído um protótipo de um sistema de secagem de grãos constituído por um silo secador, ventilador e coletor solar de polietileno (Figura 15). O milho a granel foi colhido na Fazenda Experimental da FCA, com o teor de água inicial de 18%.

O experimento foi realizado conforme metodologia de Bakker-Arkema et al. (1978), que sugeriram uma secagem contínua por lote, sendo realizadas, desta forma três testes consecutivos.

Os grãos foram secos entre o período de 09:10 h da manhã às 17:45 h da tarde. Nos testes foi usado o coletor solar de polietileno com cobertura de vidro, isto porque durante as avaliações esta configuração obteve a maior eficiência.

Figura 15- Desenho esquemático do silo-secador solar testado no experimento; (1) ventilador; (2) secador solar de polietileno; (3) plenum; (4) silo secador de grãos; sendo que o ponto A, representa a posição do termopar de leitura da temperatura de entrada e o ponto B a posição do termopar de leitura da temperatura de saída.



Desenho: Fernando João Bispo Brandão - 2017

Os parâmetros relativos à secagem dos grãos foram: teor inicial e final de água (%), temperatura de entrada e saída do coletor solar ($^{\circ}\text{C}$), temperatura do Plenum ($^{\circ}\text{C}$) e temperatura da massa de grãos ($^{\circ}\text{C}$).

Para cada teste foi verificado o consumo específico de energia (KJ/Kg de água evaporada), a duração da Secagem (horas) em cada repetição, a redução do teor de água do produto (% b.u.) e o custo de secagem (R\$).

3.7.2 Ventilador e silo secador de leito fixo

A circulação forçada do ar de secagem foi realizada por um ventilador centrífugo da marca Blasi, com potência de 1/3 CV (Figura 16), sendo que a distribuição do ar para a massa de grãos foi feita por meio de um duto localizado longitudinalmente no centro do silo, transferindo o calor para o plenum.

Figura 16- Ventilador centrífugo da marca Blasi, usado no experimento.

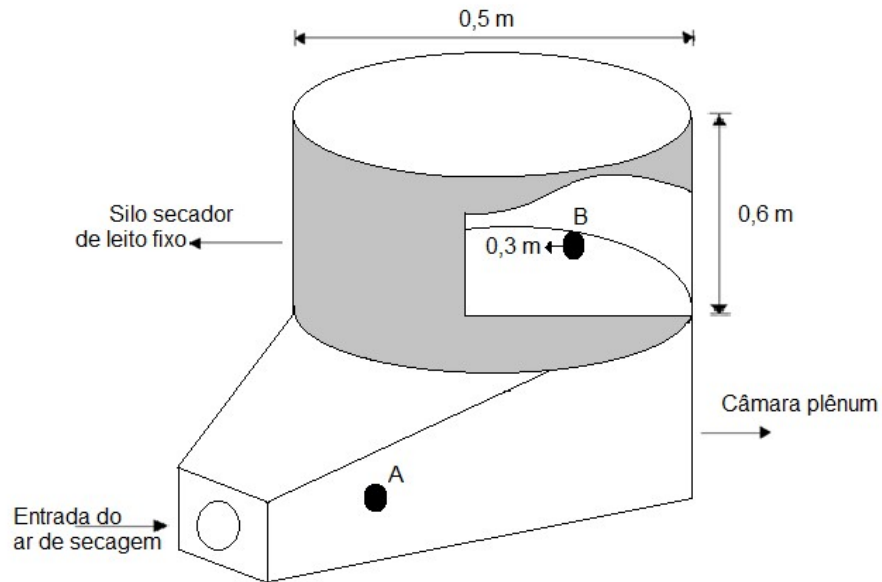


O sistema de ventilação foi mantido ligado em tempo integral e a vazão média foi de 1,22 m³/min. A passagem do ar do Plenum para o silo foi realizada por meio de chapas difusoras perfuradas fixadas na base do silo.

Os grãos foram destinados ao silo secador com teor de água inicial de 18% de base húmida (b.u.), onde foram secos ao teor de água final de 13% b.u.

No silo a massa de grãos foi revolvida continuamente, do início ao final da secagem, a movimentação foi efetuada em intervalos de regulares de 1 hora. O silo secador de leito fixo é constituído de metal e possui 0,5 m de altura por 0,5 m de diâmetro, o que perfaz um volume de 0,12 m³, obtendo a capacidade estática de 74 kg de milho (Figura 17).

Figura 17- Desenho esquemático do silo secador de leito fixo utilizado no experimento, sendo os pontos A: localização do termopar para leitura de temperatura no plenum, e ponto B: Localização do termopar para leitura da massa de grãos.



Desenho: Fernando João Bispo Brandão - 2017

3.8 Monitoramento das variáveis durante a secagem

3.8.1 Temperatura e Umidade Relativa do ar ambiente

A Temperatura e Umidade relativa do ar ambiente foram monitoradas por meio de termohigrógrafo bi-metálico instalado no abrigo meteorológico dentro da estação meteorológica da Faculdade de Ciências Agrônomicas-Campus de Botucatu/SP (UNESP).

3.8.2 Teor de água dos grãos

A determinação do teor de água dos grãos, durante a secagem, foi monitorada por meio de estufa de circulação forçada de ar, em temperatura de $105 \pm 3^\circ\text{C}$ durante 24 horas (BRASIL,2009), aplicando-se o processo gravimétrico.

3.8.3 Temperaturas do sistema de secagem

As temperaturas de entrada e saída do coletor, do Plenum e da massa de grãos foram monitoradas por termopares tipo “k” previamente calibrados, e conectados a um sistema de armazenamento de dados.

3.8.4 Redução do teor de água

A quantidade total de água removida da massa de grãos durante a secagem foi determinada de acordo com a Equação 6.

O tempo de secagem foi monitorado através de um relógio digital, sendo verificado o tempo da secagem até os 13 % b.u, considerado o teor de água ideal para armazenagem do grão de milho, e também foi verificado o teor de água final que o sistema consegue reduzir durante um dia útil (09:10h - 17:45h) de secagem solar.

3.8.5 Consumo específico de energia

O consumo específico de energia necessária para evaporar uma unidade de massa de água do produto, foi obtido da seguinte Equação 11:

$$EE_S = \frac{EC}{M_i - M_f} \quad (11)$$

Onde EE_S é a eficiência energética de secagem (kJ/kg) de água evaporada; EC é a energia consumida (kJ), M_i é a massa inicial do produto (kg) e M_f : Massa final do produto (kg).

A energia consumida representa a energia proveniente do coletor solar mais a energia elétrica necessária para movimentar o motor do ventilador.

3.8.6 Eficiência do sistema de secagem

Na eficiência do sistema de secagem é usada a relação entre a quantidade removida de água da massa de grãos e a energia que foi usada no sistema, para o

secador solar usado neste experimento, foi usada a equação 8 para determinar a eficiência da secagem.

3.9 Simulação e modelagem da secagem de grãos

O coletor de polietileno foi comparado com secadores de leito fixo de capacidade estática de 20 sacos, o seja 1.200 kg de grãos. A empresa Perozin possui um equipamento que se adequa a nossa simulação, Figura 18. O secador é composto por aço galvanizado e possui as dimensões com largura de 1,20 m e comprimento de 3m, sendo a altura da chaminé de 0,8m, o ventilador do secador tem a potência de 2 CV e a capacidade de produzir 2,318 m³/h de ar, segundo o fabricante o equipamento realiza a secagem de um lote de 20 sacos em 3 horas e 30 min, sendo necessário 0,8-1 m³ de lenha.

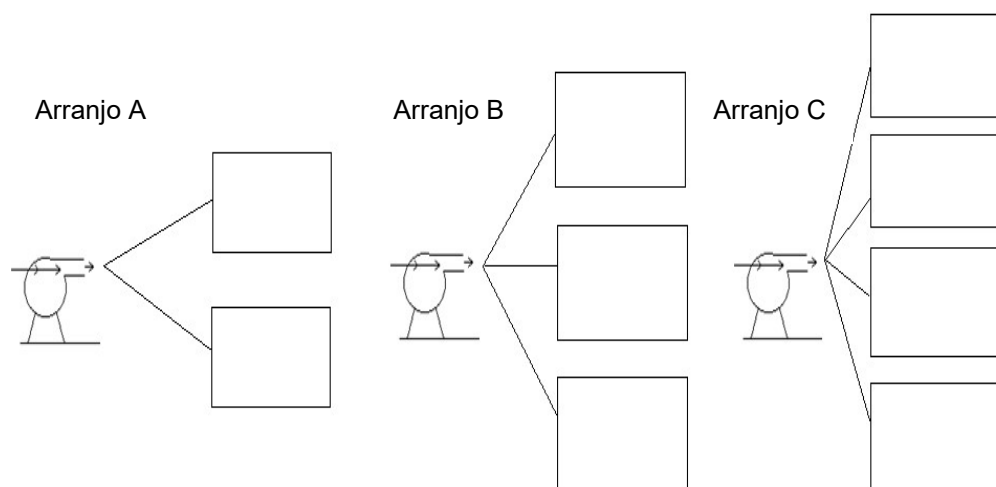
Figura 18- Secador de cereais de leito fixo com capacidade de secagem de 20 sacos.



Fonte: Site da empresa Perozin Indústria Metalúrgica Ltda - 2018

Na simulação foram considerados dois diâmetros de tubo com 2 e 3 polegadas e com três arranjos de coletores solares (Figura 19), sendo o arranjo A com 1 ventilador e 2 coletores solares, o arranjo B com 1 ventilador e 3 coletores e o arranjo C com 1 ventilador e 4 coletores.

Figura 19- Arranjo de coletores solares de tubo de polietileno usado na simulação de secagem e econômica do experimento.



Desenho esquemático: Fernando João Bispo Brandão. 2018

Para a simulação foi seguida a metodologia descrita por Filho (2014), na qual se utiliza o software computacional: *Equation Engineering Solver* (EES). Esse software é registrado pela empresa *F-Chart Software* sendo usada no experimento a versão comercial do software. O EES tem função de resolver equações diferenciais, equações com variáveis complexas, realizar otimização e fornecer regressão linear e não linear. O software EES se adaptam as condições de simulação e modelagem propostas no trabalho, pois possui uma boa interface e disponibilidade das propriedades dos fluidos e gases simulados nesse trabalho.

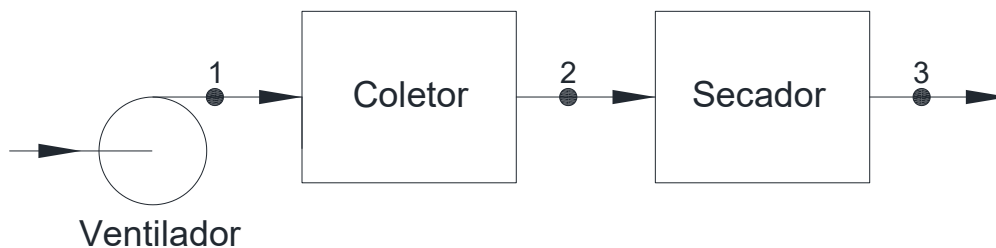
O software utiliza parâmetros baseados na primeira e segunda lei da termodinâmica. A primeira lei da termodinâmica se limita ao princípio da conservação de energia, enquanto que a segunda lei está relacionada à qualidade da energia e demonstra as irreversibilidades presentes no dispositivo analisado. Uma análise termodinâmica completa de um dispositivo é feita com o uso em conjunto da primeira e segunda leis da termodinâmica.

3.9.1 Balanço de energia e massa

Para a simulação de balanço de energia e massa foram usados neste experimento os parâmetros: eficiência do coletor de 19%, área do coletor totalizando 4,18 m², Irradiância média de 768,45 W/m² e a eficiência do ventilador de 85%.

Foram considerados 3 pontos do estado do ar, de acordo com a Figura 20. O Ponto 1 é logo após a saída do ventilador e representa o ar nas condições similares as condição de ambiente com um pequeno aquecimento devido as pás do ventilador, no ponto 2 é o estado do ar após a saída do coletor, este estado vai designar o poder de aquecimento e de movimentação de massa dos grãos úmidos ao entrar dentro do secador, quanto maior a temperatura desse ponto maior o poder de movimentação de massa. O ponto 3 após o secador representa o estado do ar com a temperatura resfriada devido a umidade do grão retirada da massa.

Figura 20 - Pontos do estado do ar usados no experimento para o balanço de energia e massa.



As condições do ar nos diferentes pontos usados na simulação de energia e massa estão descritas na Tabela 1, para esta simulação foi considerada a vazão de 277 m³/h e a entalpia do estado igual ao estado 3.

Tabela 1- Temperatura e umidade relativa do ar nos diferentes pontos do estado do ar usados no experimento

Ponto do estado do ar	Temperatura [°C]	Umidade Relativa [%]
1	33,55	48
2	60	12,5*
3	32,93*	80

*obtido através de balanço de energia e massa.

A equação do balanço de massa para um volume de controle com várias entradas e saídas é expressa pela equação 12.

$$\frac{dm_{vc}}{dt} = \sum \dot{m}_e - \sum \dot{m}_s \quad (12)$$

Onde dm é taxa de variação da massa contida dentro do volume de controle com o tempo; \dot{m}_e é a vazão mássica de entrada e \dot{m}_s vazão mássica de saída.

Considerando que o dispositivo opera em regime permanente, esse termo é igual à zero, sendo assim, a Equação (12) pode ser reescrita como:

$$\sum \dot{m}_e - \sum \dot{m}_s \quad (13)$$

A Equação (13) pode ser interpretada como sendo a taxa total de massa que entra no volume de controle é igual à taxa total de massa que sai do volume de controle.

O balanço de energia em um volume de controle (ÇENGEL; BOLES, 2006) é expresso pela equação (14):

$$\dot{E}_e - \dot{E}_s = \frac{dE_{vc}}{dt} \quad (14)$$

Onde \dot{E}_e é a taxa de energia de entrada (KW) e \dot{E}_s a taxa de energia de saída (KW).

Os termos do lado esquerdo da Equação (14) representam a taxa líquida de transferência de energia por calor, trabalho e fluxo de massa e o termo do lado direito representa a taxa de variação das energias interna, cinética e potencial com o tempo.

Sabendo que os dispositivos analisados nesse trabalho operam em regime permanente, a Equação (14) pode ser reescrita como:

$$\dot{E}_e = \dot{E}_s \quad (15)$$

O termo do lado esquerdo da Equação (15) representa a taxa líquida de entrada de energia e o termo do lado direito representa a taxa líquida de saída de energia.

Sabendo que a energia pode ser transferida por calor, trabalho e fluxo de massa, o balanço de energia da Equação (15) aplicado a um volume de controle pode ser expresso como:

$$\dot{Q}_e + \dot{W}_e + \sum \dot{m}_e \left(h_e + \frac{V_e^2}{2} + g z_e \right) = \dot{Q}_s + \dot{W}_s + \sum \dot{m}_s \left(h_s + \frac{V_s^2}{2} + g z_s \right) \quad (16)$$

Onde Q é Taxa de transferência de calor; \dot{W} é a Potência; \dot{m}_e Vazão mássica; h: entalpia específica (KJ/Kg); V velocidade (m/s); gz é a aceleração da gravidade por cota (m/s²).

Desprezando os termos relacionados às variações de energia cinética e potencial, a Equação (16) é então reescrita como:

$$\dot{Q}_e + \dot{W}_e + \sum \dot{m}_e h_e = \dot{Q}_s + \dot{W}_s + \sum \dot{m}_s h_s \quad (17)$$

3.10 Custo de secagem

Para o custo de secagem foi realizado um levantamento do custo de aquisição do equipamento proposto, após essa análise o resultado foi comparado com os dados obtidos na simulação e modelagem do equipamento, e os custos foram comparados com o secador comercial de 20 sacas da marca Perozin.

O custo de secagem foi estimado por meio do modelo proposto por Jasper et al. (2006), de acordo com equação 9.

O custo da eletricidade foi calculado pela equação (18), sendo que o preço de energia elétrica no Estado de São Paulo é R\$ 0,30 kW⁻¹ (CPFL, 2018). Não se incluiu o custo da energia envolvida na carga do silo, pois considerou-se a operação sendo realizada por gravidade.

$$C_e = \frac{\text{Pot} \cdot P}{n} \quad (18)$$

Onde Pot é a Potência despendida pelo ventilador (kW/m⁻³) de produto, P é o preço da eletricidade (R\$.kW⁻¹) e n é eficiência do sistema de ventilação (%) (= 0,70 - SILVA, 1995).

O custo de mão-de-obra foi determinado pela “diária” média de um trabalhador rural para a cidade de Botucatu, que segundo o Instituto de Economia Agrícola (IEA, 2016), para o ano de 2016 foi de R\$ 60. Efetuou-se a conversão em custo horário de mão-de-obra, sendo considerada em nossa análise que o trabalhador gaste em média

2 h diárias de trabalho, para o manejo do secador, assim sendo o custo do funcionário é de R\$ 15 por dia para a secagem de grãos.

Para definir os custos fixos no experimento foi determinado, o custo de confecção do coletor solar, a partir deste custo, foi calculada a taxa de juros sobre o capital investido, a depreciação do equipamento e os gastos com manutenção.

A depreciação, que representa o desgaste natural do equipamento à medida que envelhece e perde valor de mercado, foi estimada pelo método linear, considerando a vida útil do equipamento de 10 anos. No cálculo foi usada a (Equação 19):

$$D = \frac{P - S}{L} \quad (19)$$

Onde D é a depreciação (R\$/ano), P é o valor de aquisição do equipamento (R\$); S é o valor de sucata do equipamento (R\$) e L é a vida útil do equipamento (anos).

Na determinação do custo de quebra técnica, foram incorporadas as perdas de matéria seca ocorrida durante a secagem, devido à secagem em excesso ou incompleta e a perda na qualidade, sendo usada neste parâmetro a equação (20).

$$C_{\text{Quebra}} = F_q P_{\text{Produto}} V_t \quad (20)$$

Onde C é a quebra é o custo de inadequação (R\$), F_q é o fator de quebra técnica = 0,005 (SILVA, 1995); P_{Produto} é o preço do produto (R\$/m³) e V_t é a quantidade total a ser secada (m³).

4 RESULTADOS E DISCUSSÃO

4.1 Eficiência do Coletor solar

A temperatura do ar na saída do coletor solar, nas diferentes configurações propostas no trabalho foi monitorada para análise da capacidade de absorção do polietileno, sendo os resultados submetidos a análise de eficiência instantânea e comparados com a irradiância solar. O experimento com temperaturas foi realizado entre outubro de 2016 a março de 2017 nas estações de primavera e verão e o experimento com a curva de eficiência foi realizado no inverno durante o mês de julho de 2017.

Cada configuração foi testada por três dias diferentes e realizada a média das coletas para compor os resultados, sendo que a temperatura de entrada do coletor solar foi determinada antes do ar entrar no coletor, desta forma esta temperatura reflete a temperatura do ar ambiente no local do experimento sem grandes alterações. Os parâmetros físicos usados para caracterização da eficiência do coletor solar estão descritos na Tabela 2.

Tabela 2- Parâmetros físicos durante a realização do experimento com coletor solar de polietileno.

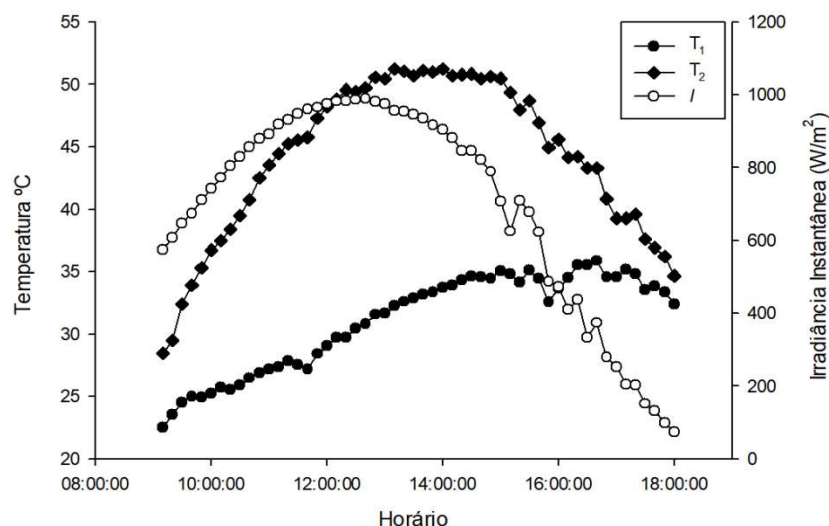
Parâmetros	Valor
Área de absorção do coletor solar	4,18 m ²
Velocidade do ar na saída do coletor	8 m/s
Área do tubo do coletor de polietileno	0,002027 m ²
Vazão mássica na saída do coletor	0,01574 kg/s
Calor específico do ar dentro do coletor	1,03 KJ/kg °C

4.1.1 Coletor solar de polietileno sem cobertura

A temperatura de saída e de entrada em relação à irradiância solar incidente ao longo do dia, para o coletor sem cobertura, está descrito na Figura 21. Os picos de temperatura máxima ocorreram no período entre 11 e 14 horas, sendo que após a queda da radiação solar incidente, a temperatura de saída do coletor se mantém

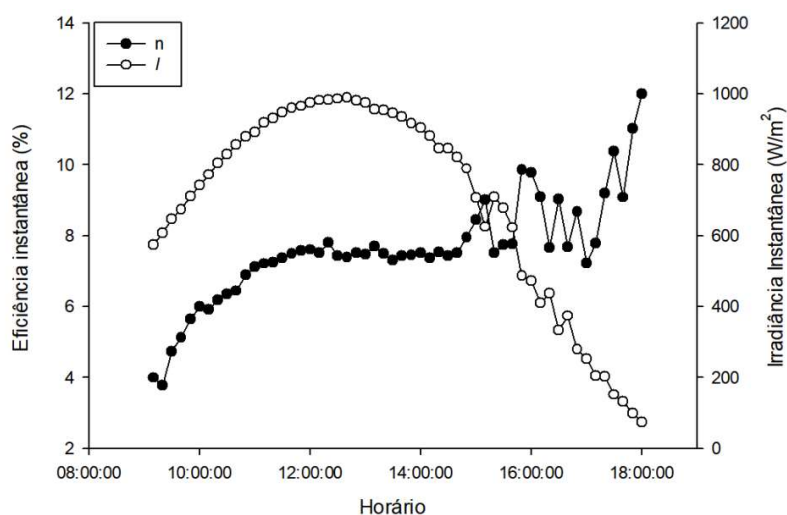
constante devido a inércia térmica do coletor. A temperatura média na saída do coletor durante o dia foi de 44 °C e o ganho de temperatura em relação à temperatura de entrada do coletor foi de 13°C.

Figura 21- Irradiância solar (I) (W/m^2); Temperatura de entrada (T_1) (°C); Temperatura de saída (T_2) (°C) ao longo do dia no coletor solar com configuração sem cobertura.



A eficiência térmica média do coletor foi de 7,6% e ao longo do dia manteve-se constante até às 15 horas (Figura 22), com queda da Irradiância solar aumentou-se proporcionalmente a eficiência do coletor, pois foi necessário menos energia para o aquecimento do polietileno aquecido devido à inércia térmica do material.

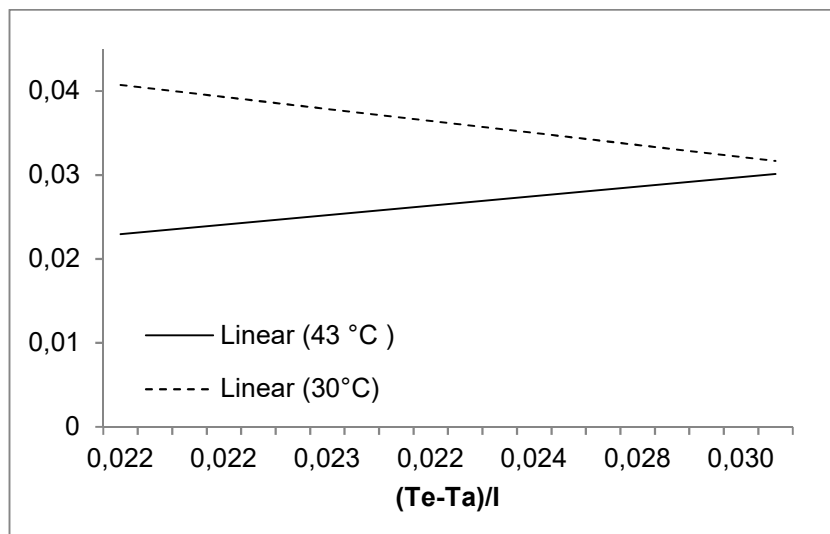
Figura 22- Irradiância solar (I) e eficiência (η) ao longo do dia no coletor solar com configuração sem cobertura.



A baixa eficiência média desta configuração se assemelha ao experimento de Hajar et al. (2017), que alcançou 11,11% de eficiência. Este resultado pode ser explicado pelo fato de que nesta configuração, não havia proteção do coletor solar contra as perdas de calor por convecção para o ambiente externo, prejudicando desta forma o rendimento térmico do tubo de polietileno.

A curva característica do coletor de polietileno sem cobertura baseada na eficiência instantânea está descrita na Figura 23. Foram realizados testes em duas temperaturas de entrada sendo a 30 °C e 44°C, como se pode observar na Figura 23, na curva com temperatura de entrada a 30°C, a eficiência diminui de acordo com o aumento de $(T_e - T_a)/I$.

Figura 23- Curva característica de eficiência do coletor sem cobertura em relação a $(T_e - T_a)/I$ ($^{\circ}\text{C m}^2/\text{W}$).



Na curva com temperatura de entrada a 44°C, observamos um comportamento diferente, sendo que com aumento de $(T_e - T_a)/I$ aumenta-se a eficiência, isso pode ser explicado devido ao fato da temperatura de saída do coletor ser igual a da entrada, e com a redução da radiação solar o polietileno não é capaz de absorver energia térmica que adicione calor à temperatura de entrada de 44°C, como o polietileno está exposto às condições externas, o coletor tende a perder calor e equilibrar-se termicamente com o ambiente, desta forma a energia térmica do coletor basicamente vem da temperatura de entrada que é aquecida pela resistência elétrica acoplada antes do coletor.

Durante os testes, a velocidade média do vento na condição de temperatura de entrada a 30°C foi de 2,66 m/s em relação a condição de 44°C de temperatura de entrada a velocidade do vento foi de 2,48 m/s. A eficiência do coletor sofre a influência da velocidade do vento, se a superfície de absorção é disposta termicamente com ambiente, o calor absorvido pelo coletor é resfriado pelo vento. Isso leva à situação de que os coletores não cobertos devem ser descritos incluindo a dependência da velocidade do vento (KRAMER et al., 2014).

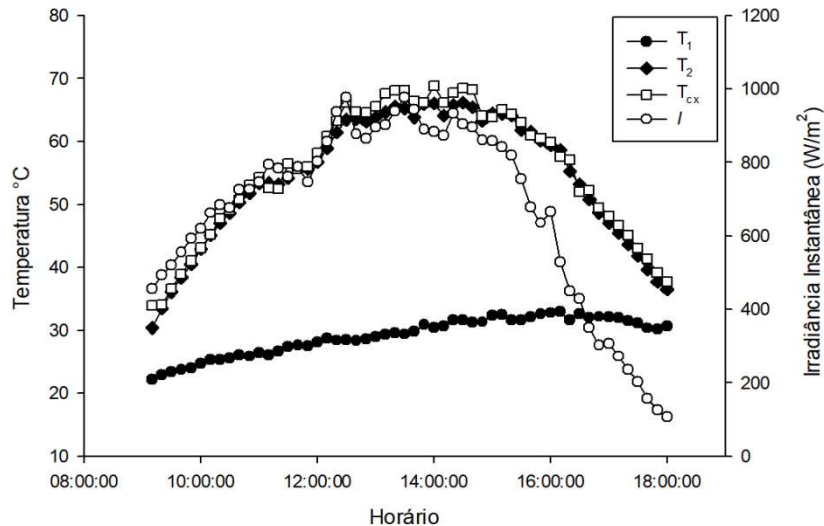
Para os coletores não cobertos também devem ser consideradas as perdas de radiação, que dependem do material do absorvedor (WELZ et al., 2013), comportamento semelhante encontrado no experimento, também foram registrados por Zukowski; Woroniak (2017), Zhu et al. (2017).

4.1.2 Coletor solar com cobertura de Plástico

A Figura 24 mostra a variação das temperaturas de saída e entrada do coletor e a temperatura dentro da caixa coletora ao longo de um dia no coletor solar com cobertura de plástico.

A temperatura média na saída do coletor foi de 54°C, o incremento de temperatura do coletor foi de 25°C, desta forma houve um aumento de 12°C em relação à configuração sem cobertura. Observa-se que a temperatura dentro da caixa coletora manteve-se praticamente igual a temperatura de saída do coletor, pode-se afirmar que o tubo de polietileno absorveu toda energia térmica transportada por convecção presente dentro da caixa coletora, seguindo as variações térmicas da caixa ao longo do dia.

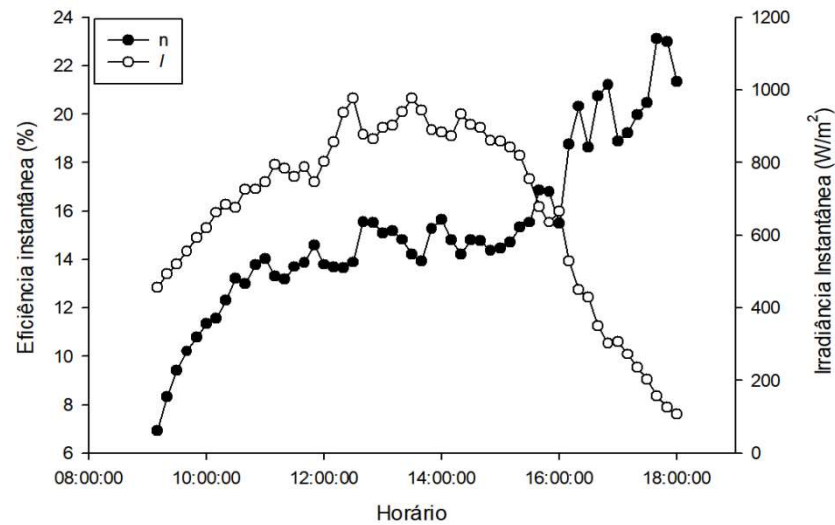
Figura 24- Irradiância solar (I); Temperatura de entrada (T_1), Temperatura de saída (T_2) e Temperatura dentro da caixa coletora (T_{cx}) ao longo do dia no coletor solar com configuração com cobertura de plástico de estufa.



Na Figura 24 é possível verificar que a temperatura de saída manteve-se alta por um período mais longo em comparação a configuração sem proteção, é provável que a redução das perdas térmicas pela presença de cobertura, tenha aumentado a temperatura dentro da caixa e possibilitou o aumento da inércia térmica do polietileno, proporcionando um acréscimo do tempo real na produção de energia térmica pelo material proposto. Os resultados do experimento se aproximam aos de Ayadi et al (2014) e Das; Kumar (1987) que observaram a temperatura média de 54°C e 56°C na saída do coletor, respectivamente.

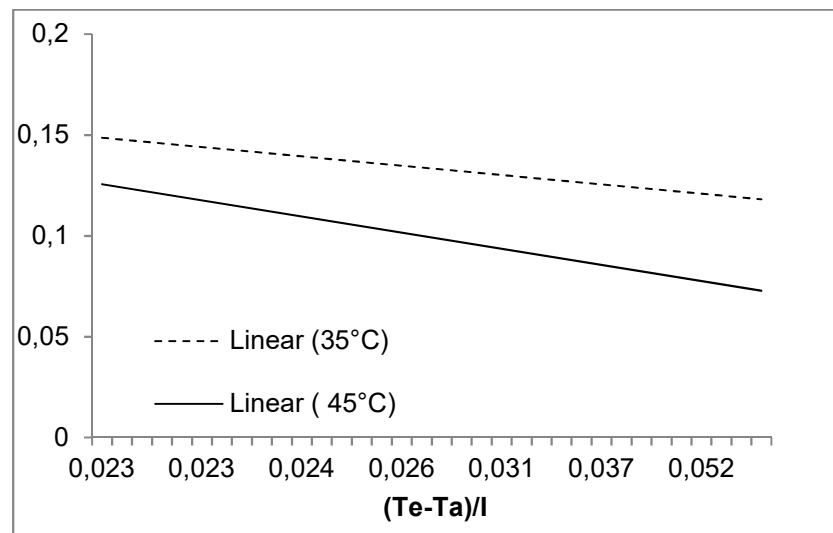
A eficiência média do coletor nesta configuração foi de 15,2% (Figura 25). A cobertura de plástico de estufa aumentou em 100% a eficiência do coletor solar mostrando que para os projetos com coletores solares é aconselhável que busque a proteção da placa absorvente contra as perdas por convecção dos agentes externos, tais como chuva e vento.

Figura 25- Irradiância solar (I) e eficiência (η) ao longo do dia no coletor solar com configuração com cobertura de plástico de estufa.



A Figura 26 apresenta a curva característica de eficiência do coletor com cobertura de plástico de estufa em relação a $(T_e - T_a)/I$ ($^{\circ}C m^2/W$), em duas temperaturas de entradas (35 e 45 $^{\circ}C$), para ambas as condições a eficiência diminui de acordo com o aumento de $(T_e - T_a)/I$, corroborando (SAEDODIN et al. 2017, RICCI et al. 2015, ABUSKA; SEVIC 2017, CONDORÍ et al. 2017, LI et al. 2017; SALLABERRY et al. 2017).

Figura 26- Curva característica de eficiência do coletor com cobertura de plástico de estufa em relação a $(T_e - T_a)/I$ ($^{\circ}C m^2/W$).



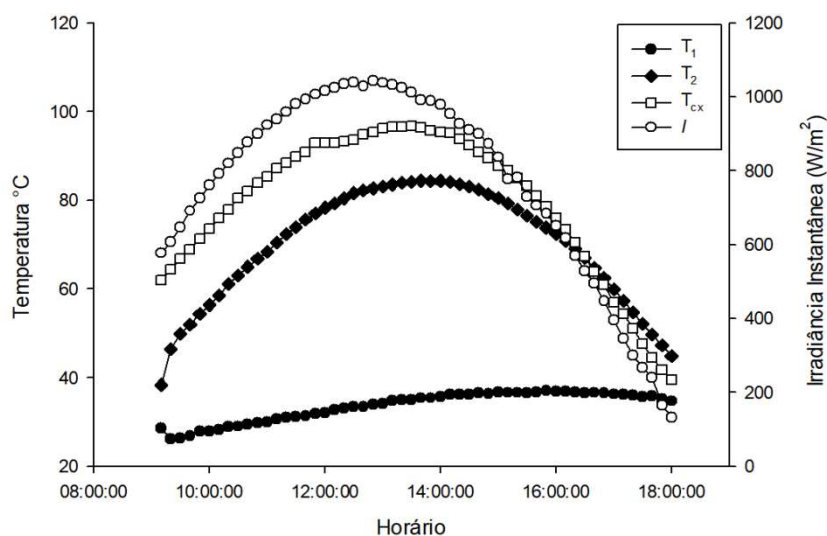
Analisando as duas temperaturas de entrada no coletor, pode-se ponderar que, o aumento da temperatura de entrada diminui a eficiência do coletor, isto porque o acréscimo de temperatura na entrada do coletor reduz o incremento de temperatura na saída do coletor, isto afetará a poder de absortividade do polietileno que não atingirá a sua capacidade máxima de absorção do calor.

4.1.3 Coletor solar com cobertura de vidro

A temperatura de saída média do coletor solar com cobertura de vidro foi de $69,87^{\circ}\text{C}$ (Figura 27), resultado parecido obteve o experimento desenvolvido por Çamak; Yildiz (2011) que verificaram a temperatura média de 70°C na saída do coletor.

Na Figura 27, verifica-se que a temperatura dentro da caixa foi sistematicamente maior que a temperatura da saída do coletor. A temperatura da caixa obteve média de $78,98^{\circ}\text{C}$, isto significa que o tubo de polietileno ainda tem a possibilidade de absorver por convecção aproximadamente 10°C em relação ao aquecido dentro da caixa.

Figura 27- Irradiância solar (I); Temperatura de entrada (T_1), Temperatura de saída (T_2) e Temperatura dentro da caixa coletora (T_{cx}) ao longo do dia no coletor solar com configuração com cobertura de vidro.

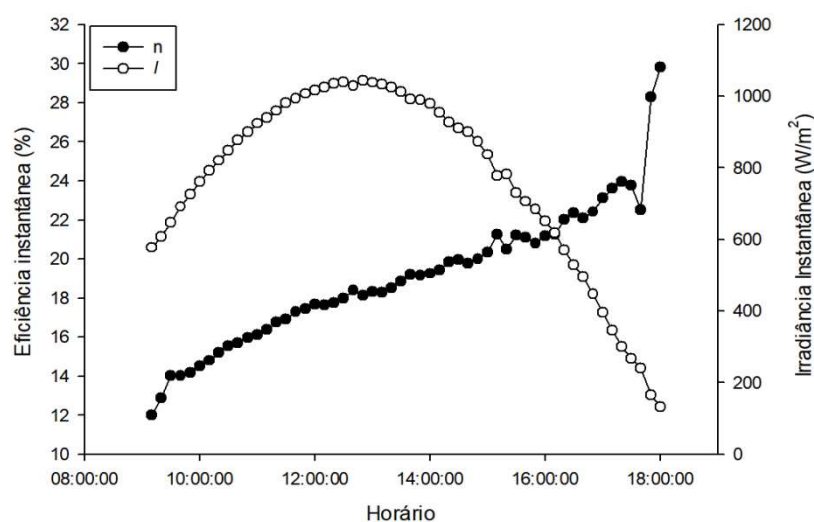


O vidro proporcionou um acréscimo de 12°C de temperatura na saída coletor, em relação a configuração com plástico, isto foi possível devido ao aumento da

transmissividade à radiação solar proporcionada pelo vidro em comparação ao plástico de estufa, este fator físico está relacionado com a capacidade do material em permitir a passagem de radiação solar, desta forma quanto melhor a transmissividade de um material maior o efeito estufa em coletores solares em sistema fechado, segundo Farkas et al. (2001), a transmissividade das coberturas de plástico está em torno de 78% enquanto a do vidro 91%.

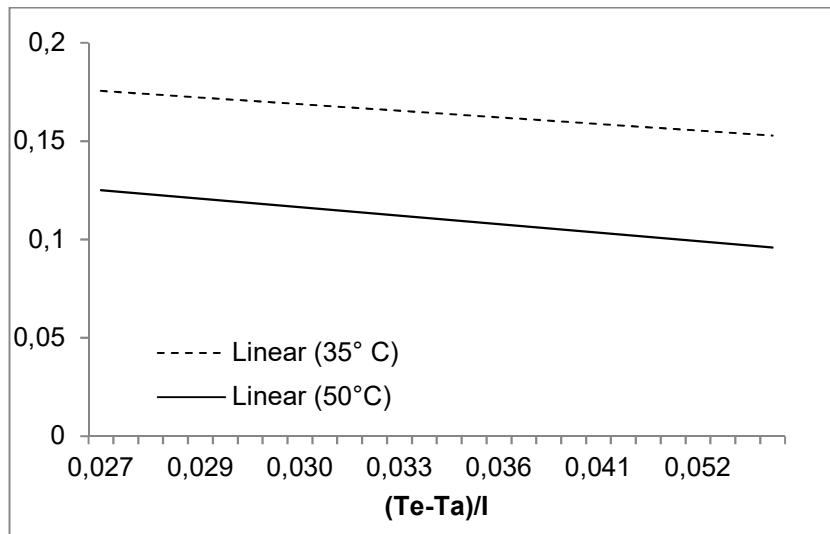
A eficiência média nesta configuração foi de 19% (Figura 28) se aproximando ao coletor construído por Panghavane et al. (2012) que atingiu 21% de eficiência no seu experimento. O vidro proporcionou acréscimo de 21% na eficiência em relação ao plástico de estufa e 150 % em relação a configuração sem cobertura. A proteção do coletor e o uso de uma superfície transparente de vidro promove a redução de perdas térmicas por convecção do ar externo, e permite também uma melhoria no desempenho devido ao aquecimento do tubo de polietileno por convecção natural, a partir do ar aquecido presente dentro da caixa coletora.

Figura 28- Irradiância solar (I) e eficiência (η) ao longo do dia no coletor solar com configuração com cobertura de vidro.



A Figura 29 demonstra a curva característica de eficiência do coletor com cobertura de vidro em relação a $(T_e - T_a)/I$ ($^{\circ}C m^2/W$), em duas temperaturas de entradas (35 e $50^{\circ}C$), para ambas as condições a eficiência diminui de acordo com o aumento de $(T_e - T_a)/I$.

Figura 29- Curva característica de eficiência do coletor com cobertura de vidro em relação a $(T_e - T_a)/I$ ($^{\circ}\text{C m}^2/\text{W}$).



Pela curva observamos que a eficiência térmica é maior na configuração de vidro, em relação aos outros dois modelos com tubo de polietileno, e de maneira semelhante as outras configurações a eficiência diminui com o aumento de $(T_e - T_a)/I$ ($^{\circ}\text{C m}^2/\text{W}$), sendo que a temperatura de entrada à 35°C obteve maior rendimento térmico em relação à temperatura de 50°C , mostrando que quanto maior a temperatura de entrada menor a eficiência térmica da placa absorvente (ZHENG et al., 2017).

4.2 Coeficiente de absorção do coletor e de perdas no sistema

Para a análise da curva característica de eficiência do coletor solar de polietileno foram realizados testes de eficiência e por regressão linear foram obtidos os valores dos coeficientes lineares e angulares da reta (A e B), correspondentes médios dos fatores de capacidade de absorção de energia solar do coletor ($F_R(\tau\alpha)$) e das perdas globais do sistema ($F_R U_L$) e o R^2 nas diferentes configurações propostas nos experimentos (Tabela 3).

Os resultados do experimento demonstram que o coletor solar proposto independente das configurações possui ganho de temperatura e eficiência térmica (SALLABERRY et al., 2017, AYADI et al. 2014, SAEDODIN et al., 2017 HERNÁNDEZ; QUIÑONEZ 2018, ZHU et al., 2017), sendo que para um sistema de secagem é necessário que toda energia obtida pelo coletor solar seja transferida para o

compartimento de secagem, avaliando este parâmetro é aconselhável que se construa uma proteção para coletor, reduzindo as perdas térmicas no sistema e que se adicione uma cobertura transparente ao coletor que permita à passagem de radiação solar, é possível com estas sugestões aumentar-se a eficiência térmica do coletor solar.

Tabela 3- Coeficientes $F_R(\tau\alpha)$ e $F_R U_L$ e R^2 da curva de eficiência característica do coletor solar de polietileno em diferentes configurações.

Configuração	T de entrada (°C)	$F_R(\tau\alpha)$	$F_R U_L$	R^2
Sem cobertura	30	0,063	2,19	0,7978
	44	0,032	1,11	0,1981
Cob. plástico de estufa	35	0,147	1,454	0,7451
	45	0,159	1,504	0,7635
Cobertura de vidro	35	0,150	1,101	0,4585
	50	0,175	0,482	0,8143

Neyeloff; Bartok (1981) citam que coletores de alta tecnologia apresentam parâmetros $F_R(\tau\alpha)$ e $F_R U_L$ da ordem de 0,75 e 5,0 ($^{\circ}\text{C m}^2/\text{W}$).

Silva 1991 trabalhando com tubo de polietileno sem cobertura de 0,5 polegadas e comprimento de 50 metros para aquecimento de água de $F_R(\tau\alpha)$ e $F_R U_L$ 0,71 23($^{\circ}\text{C m}^2/\text{W}$), Tiwari et al. (1988) trabalhando com coletores planos com 5 revestimentos distintos, conseguiram valores na ordem de $F_R(\tau\alpha)$ 0,81 e $F_R U_L$ 6,48. Tamimi; Rawajfeh (1990) usando dois coletores com superfícies absorvedoras distintas obteve os pares de $F_R(\tau\alpha)$ 0,78 e $F_R U_L$ 9,2 ($^{\circ}\text{C m}^2/\text{W}$).

Os valores obtidos no experimento mostram a importância da aplicação da cobertura de uma superfície transparente sobre o tubo de polietileno. Os resultados estão de acordo com a literatura, pode-se notar que a cobertura de vidro obteve os melhores resultados de desempenho, principalmente no quesito de redução de perdas ($F_R U_L$), pois a absorvidade do tubo não foi expressivamente maior em relação à configuração de plástico de estufa, isso demonstra que o plástico de estufa, assim como o vidro possui uma boa transmitância à radiação solar, porém o plástico não promove uma boa isolamento térmica do coletor, desta forma aumenta-se o coeficiente global de perdas.

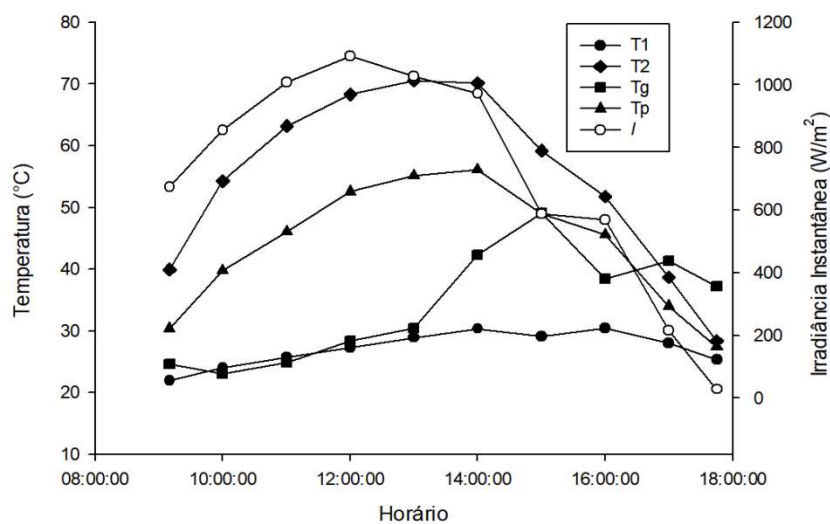
4.3 Eficiência da secagem dos grãos

Na análise do desempenho da secagem dos grãos, foi testado o coletor solar de polietileno na configuração com cobertura de vidro, devido aos melhores resultados obtidos por essa configuração nos resultados de eficiência térmica.

O coletor foi acoplado a um silo-secador de grãos que possui uma câmara de secagem, denominada de plenum. Para o experimento foram realizados três testes de secagem de grãos, tendo o início as 09:10 e o término às 17:45 h, para compor a análise, neste estudo foi realizada uma média dos resultados dos três dias. Foram secos 60 kg de milho com teor inicial de água de 18% e o final de 13%, a massa de grãos foi revolvida a cada 60 minutos, através da Equação 6 foi determinado que o total de água retirado dos grãos no experimento foi de 3,45 kg.

A temperatura da massa de grãos, do plenum, da entrada e saída do coletor de polietileno, e a irradiância instantânea durante o dia está descrita na Figura 30, sendo que a média da temperatura de saída do coletor nos dias analisados foi de 55°C, obtendo temperatura máxima de 70°C durante os picos de radiação solar (I) e mínima de 40 °C.

Figura 30- Irradiância solar (I); temperatura de entrada no coletor (T_1), temperatura de saída no coletor (T_2), temperatura do plenum (T_p) e Temperatura da massa de grãos (T_g) ao longo do dia, no coletor solar com configuração com cobertura de vidro.



A Temperatura dos grãos (T_g) se manteve constante até às 13 horas, devido ao revolvimento da massa que misturava os grãos quentes e secos do fundo do silo com

os grãos úmidos e frios da parte superior, a partir das 13 horas toda a massa se encontrava com temperatura uniforme, desta forma com a contínua entrada de ar de secagem do coletor houve o aumento temperatura da massa de grãos.

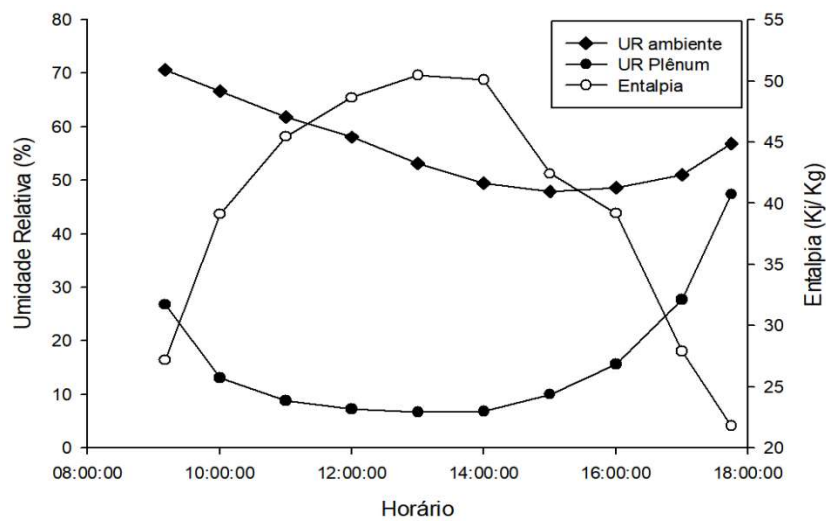
A temperatura do plênum (T_p) do secador foi em torno de 10°C abaixo da temperatura de entrada do secador (T_2). Todo o plênum do secador é revestido de madeira, material considerado como bom isolante térmico, porém a zona de transição do plênum e do tubo de polietileno é feita de chapa galvanizada, tal metal é descrito como condutor térmico, possivelmente a queda de temperatura do plenum em relação a T_2 foi devido ao contato do ar de secagem com a chapa galvanizada provocando perdas térmicas para o ambiente externo, deve se adicionar também a essa perda, a falta de revestimento térmico isolante do tubo de polietileno durante a transição do coletor solar para o silo-secador.

Os resultados das temperaturas de secagem observadas nos testes se assemelham com autores como Bolaji (2005), Condorí et al. (2017), Zomorodian et al. (2007) Al Juamily et al. (2007)

A umidade relativa é um fator importante que influencia a capacidade de secagem, segundo Jain; Tewari (2015), quanto menor a Umidade relativa dentro da câmara de secagem dos secadores solares, maior a redução do teor de água dos alimentos.

A Figura 31 apresenta a variação da umidade relativa do ar ambiente e dentro do plênum em relação a diferença de entalpia do ar que define a capacidade de secagem do secador. Observou-se que, a umidade relativa do plenum sempre esteve abaixo da umidade relativa ambiente, sendo que a UR ambiente encontrou-se na média de 56% e dentro do plênum em 17%, resultado que demonstra a relação entre o aumento de temperatura e queda da umidade Relativa, corroborando (PU et al., 2016, LINGAYAT et al., 2017, JAIN; TEWARI 2015, STILING et al., 2012 e TELLEZ et al., 2018).

Figura 31- Umidade Relativa ambiente; Umidade Relativa plênium e entalpia do secador solar ao longo do dia, no coletor solar com configuração com cobertura de vidro.

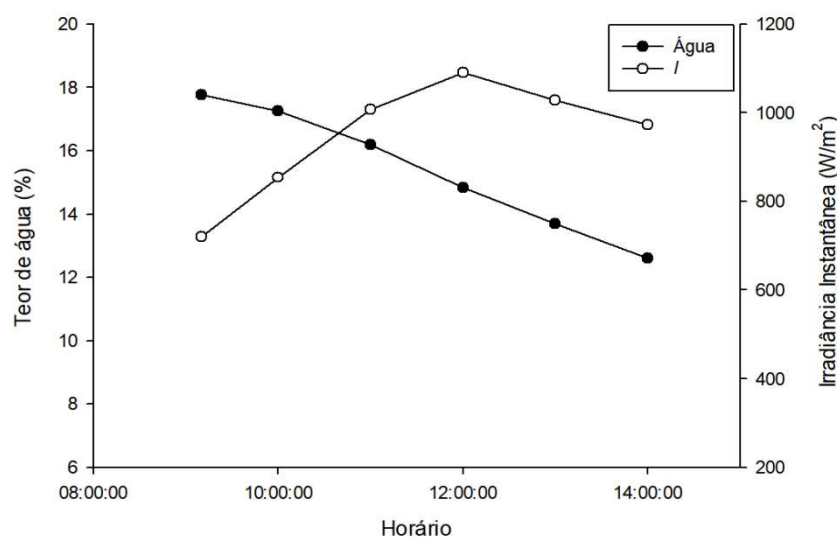


Na Figura 31 é possível verificar que durante o começo e o final da secagem existe o aumento da umidade relativa dentro do plenum, justamente no período que diminui a intensidade da radiação solar incidente, ou seja no começo e final do dia, provocando desta forma a redução da temperatura de secagem, que consequentemente eleva a umidade relativa.

A capacidade de secagem é maior nos picos de radiação durante o período entre 12 e 15 horas, e com o aumento da temperatura neste período aumentou-se o valor de entalpia, desta forma o ar de secagem possui capacidade maior de retirar água dos grãos, sendo o calor latente de vapor d'água observado para o nosso experimento na média de 2.260 KJ/Kg.

Durante a secagem, o milho reduziu o teor de água de 18 para 13% em 04h e 35 min considerando o período entre 09:10 e 14:00 h realizado no experimento, como pode ser observado na Figura 32.

Figura 32- Irradiância solar (I); e redução do teor de água dos grãos (água) ao longo do dia, no coletor solar com configuração com cobertura de vidro.



O rendimento da secagem no experimento foi maior em relação ao rendimento observados por Othieno et al. (1981), que necessitaram de 24 horas para a secagem de 90 kg de milho. Em comparação ao estudo de Zomorodian et al (2007), o secador proposto neste experimento teve rendimento menor, o autor observou que foram secos 127 kg de arroz em três horas.

O total de energia durante a secagem foi de 15.179,60 KJ e a eficiência térmica do coletor de polietileno antes da entrada do silo-secador foi de 14% (Tabela 4). A eficiência do sistema de secagem (conjunto coletor e secador) foi de 11,6%, para essa análise é necessário adicionarmos a quantidade de energia gasta pelo motor do ventilador.

Tabela 4- Parâmetros de eficiência energética durante a secagem dos grãos no experimento.

Parâmetros	Resultados
Entalpia total (KJ/Kg)	15.179,60
Tempo de secagem do milho de 18 para 13%b.u (horas)	4,6 h
Consumo específico de energia (Kcal/kg)	280,96
Eficiência do coletor solar (%)	14
Eficiência do sistema de secagem (%)	11,6

4.4 Estimativa de Perda de carga no coletor solar

Na simulação de perda de carga do coletor solar ao longo do tubo de polietileno, foram analisados os tubos considerando os diâmetros de 2, 3 e 4 polegadas, para essa análise foi proposto que o tubo permanecesse dentro da área da caixa coletora ($4,18 \text{ m}^2$), desta forma é possível estimar a perda de carga em diferentes diâmetros simulando a área usada no equipamento.

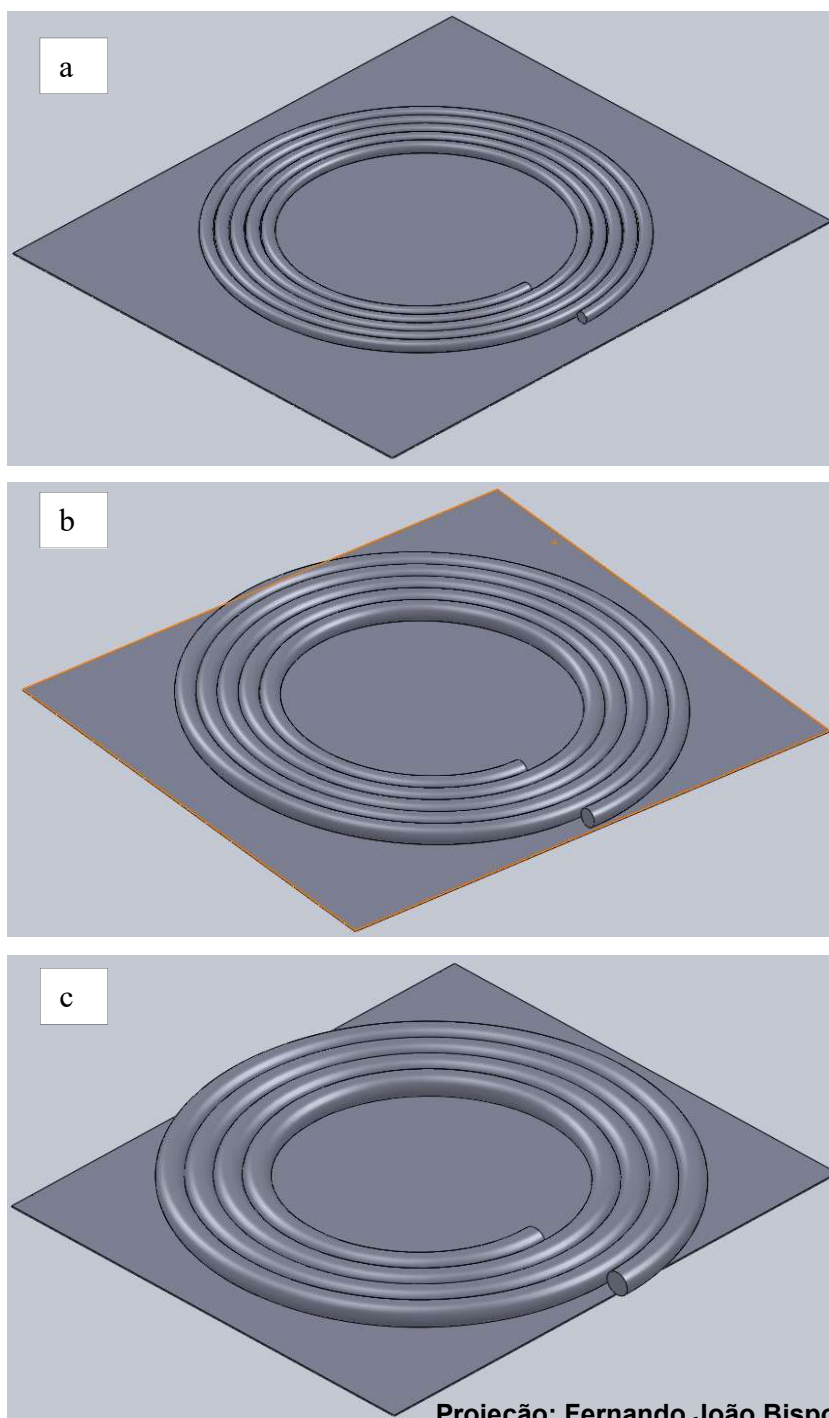
Para gerar uma taxa de fluxo de massa e um bom fator de remoção de calor dentro do coletor solar, a perda de carga ou a resistência à passagem do fluxo de da tubulação deve ser superada pelo ventilador, por isso é necessário o conhecimento prévio desta perda pra o dimensionamento correto dos coletores solares, pois além da perda no coletor existe a perda de carga dentro da câmara do secador.

Com o aumento dos diâmetros do tubo de polietileno, aumentou-se também a superfície de absorção solar dentro da caixa coletora, desta forma as áreas ficaram com as seguintes dimensões: 1,17; 1,84 e $1,88 \text{ m}^2$ para os diâmetros de 2, 3 e 4 polegadas, respectivamente.

A projeção do tubo em diferentes diâmetros na área da caixa coletora (1,9 m x 2,20 m), pode ser visto na Figura 33, para essa projeção foi usado o software Solid works. Na simulação realizada verificou-se que é necessário um aumento de 100 mm de altura da caixa coletora.

Para a análise da perda de carga foi considerado que o escoamento no interior da serpentina obedece ao escoamento em tubos retos, segundo Pillai; Argawal (1980) os coletores em serpentinas dependem também da taxa de curvatura da espiral para predição da perda de carga, porém no experimento as medidas de pressão em linha reta e em espira não se diferenciaram, desta forma trabalhamos com escoamento em tubos retos.

Figura 33- Projeção do tubo de polietileno com diâmetros de 2 (a), 3 (b) e 4 polegadas (c) dentro da caixa coletora.



Projeção: Fernando João Bispo Brandão - 2018

As medidas de pressão foram recolhidas antes e depois do coletor com o uso de um anemômetro. A Tabela 5 mostra os resultados para a perda de carga nas diferentes configurações usadas no experimento, nos diâmetros de 2, 3 e 4 polegadas, essa simulação foi realizada através do programa EES (Equation Engineer solver)

usando os resultados médios de Umidade relativa e temperatura de entrada e saída do coletor, na vazão constante de 57,6 m³/h usada nos testes.

Tabela 5- Perda de carga do ar dentro do coletor solar nas configurações sem cobertura (Sc), com cobertura de plástico de estufa (Cpe) e cobertura de vidro (Cv) para diferentes diâmetros do tubo coletor.

Diâm. Tubo ["]	V [m/s]	Comp. Total [m]	Sem cobertura		Cob, Plástico		Cob, Vidro	
			ΔP [mmca]	Re [-]	ΔP [mmca]	Re [-]	ΔP [mmca]	Re [-]
2	7,83	25	40,66	21,465	40,22	20,861	39,57	19,752
3	3,53	26,5	6,42	14,404	8,22	13,999	6,53	13,254
4	1,96	22,5	1,55	10,733	1,33	10,431	1,31	9,876

A perda de carga no coletor caiu em função do aumento do diâmetro do tubo, como a vazão é em função da velocidade e área, os acréscimos na área diminuem a velocidade reduzindo pressão de escoamento do fluido corroborando Andrade (1990).

Verifica-se na Tabela que o tubo na configuração sem cobertura obteve maior perda de carga, em relação às outras configurações. O aumento na temperatura dos coletores com cobertura diminui conseqüentemente a viscosidade do fluido, desta forma reduz a força necessária para a movimentação do mesmo, por isso nestas configurações a perda de carga foi inferior.

Na Tabela verifica-se que o n° de Reynolds diminui com o aumento do diâmetro, a partir desse ponto de vista, pode-se concluir que o aumento no diâmetro do tubo de polietileno pode prejudicar a transferência de calor para o fluido reduzindo a eficiência térmica do coletor.

Os resultados do estudo corroboram alguns autores como Hafez et al., (2017) que usando coletor de placa plana com configuração de tipo U, observaram que vazões abaixo de 20 m³/h obedecem o regime laminar e vazões acima de 35 m³/h seguem o fluxo turbulento, sendo a perda de carga de 2.0×10^{-2} no fluxo de 50 m³/h.

Zhu et al. (2015) em trabalho com diferentes arranjos de tubos evacuados com 1880 mm de comprimento e diâmetro de 58 mm para aquecimento de ar percebeu a queda na pressão menor que 25 Pascal em fluxos de 201,6 m³/h.

4.5 Simulação de secagem de grãos de milho com coletores solares em diferentes diâmetros

Na simulação da secagem de grãos usamos o coletor solar de tubo em polietileno em configuração com cobertura de vidro, no capítulo sobre eficiência de secagem ficou evidenciado que o sistema é capaz de realizar a secagem de grãos.

O objetivo da simulação é comparar o secador proposto com os secadores que existem no mercado. Segundo Welz et al., (2014) Para uma operação eficiente do sistema, o fluxo de massa do coletor de ar será escolhido em relação à demanda de energia auxiliar do ventilador causada pela perda de carga do sistema, desta forma, usaremos a simulação para propor o melhor sistema de secagem por tubo de polietileno em conjunto com a potência requerida pelo ventilador.

O tempo de secagem, a vazão nominal, a perda de carga, a quantidade de coletores e a potência requerida pelo ventilador para a secagem de 1.200 kg de milho em diferentes arranjos de coletores de tubo de polietileno estão descritos na Tabela 5. A vazão necessária para a secagem em 8 horas é de 833,8 m³/h, em 16 horas exige vazão de 416,9 m³/h e em 24 horas são necessários 277,9 m³/h.

Tabela 6- Simulação de secagem considerando a vazão nominal, perda de carga, número de coletores e potência requerida pelo ventilador para o secador solar de tubo de polietileno com diferentes diâmetros e tempos de secagem.

Ø Tubo	Comp .Tubo	Arranjo coletores	T Secagem	Q ar	Δp coletor	Δp secador	Δp total	N° coletores	P Ventilador
["]	[m]	---	[h]	[m ³ /h]	[mmca]	[mmca]	[mmca]	[un]	[cv]
2	50	A	8	833,80	2824,00	6,70	2830,00	10,95	10,27
3	53	A	8	833,80	427,30	6,70	434,00	10,95	1,57
2	50	A	16	416,90	793,20	2,59	795,80	5,47	1,44
3	53	A	16	416,90	122,30	2,59	124,90	5,47	0,22
2	50	A	24	277,90	381,10	1,54	382,60	3,65	0,46
3	53	A	24	277,90	59,26	1,54	60,81	3,65	0,07
2	75	B	8	833,80	2010,00	6,70	2017,00	10,67	7,31
3	79.5	B	8	833,80	307,60	6,70	314,30	10,67	1,14
2	75	B	16	416,90	571,60	2,59	574,20	5,33	1,00
3	79.5	B	16	416,90	88,90	2,59	91,49	5,33	0,16
2	75	B	24	277,90	276,40	1,54	277,90	3,55	0,33

3	79,5	B	24	277,90	43,33	1,54	44,87	3,55	0,05
2	100	C	8	833,80	1586,00	6,70	1593,00	10,67	5,78
3	106	C	8	833,80	244,50	6,70	251,20	10,67	0,91
2	100	C	16	416,90	454,80	2,59	457,40	5,33	0,82
3	106	C	16	416,90	71,14	2,59	73,44	5,33	0,13
2	100	C	24	277,90	220,90	1,54	222,40	3,55	0,27
3	106	C	24	277,90	34,81	1,54	36,35	3,55	0,04

Na análise da Tabela verifica-se que o tubo de 2 polegadas é inviável devido a grande perda de pressão do ar proporcionada por este diâmetro de tubo, desta forma apenas o tubo de 3 polegadas é indicado para a secagem dos grãos, pois este diâmetro não oferece resistência suficiente a passagem do ar que possa inviabilizar a secagem devido o aumento da potência requerida pelo ventilador

O arranjo A com 3 polegadas necessita de 11 coletores em paralelo para a secagem em 8 horas e de 5,4 coletores em 16 horas com potência de 0,2 CV, este resultado é satisfatório, porém como o arranjo é composto pelo conjunto de 1 ventilador e 2 coletores seria necessário a aquisição de outro ventilador para que se possa secar em 8 horas o que aumentaria o custo do sistema de secagem.

O arranjo B composto pelo conjunto de 1 ventilador e 3 coletores de polietileno é capaz de secar os grãos em 24 horas, com apenas um único conjunto. O arranjo C (1 ventilador e 4 coletores), também é capaz de secar em 24 horas com um único conjunto.

A configuração que mais se adequou ao estudo no quesito custo-benefício foi o arranjo B com 3 polegadas e 24 horas de secagem e potência requerida pelo ventilador de 0,3 CV, apesar do arranjo C, também secar a massa de grãos em 24 h, esta configuração possui maior custo de aquisição dos tubos, pois seriam necessários 106 metros de tubo e 4 coletores solares e de acordo com Hafez et al. (2017) os comprimentos de tubos mais curtos implicam menores custo de material e instalação, menores perdas térmicas nas linhas de distribuição, e menor queda de pressão e conseqüentemente menor poder de bombeamento.

É necessário considerar que a secagem por leito fixo possui rendimento inferior, quando não existe o revolvimento do grão, por isso é aconselhável que haja o revolvimento da massa de grãos com o intuito de melhorar o desempenho da secagem, na tabela usada no estudo não considera o revolvimento dos grãos.

4.6 Análise de custos do equipamento e da secagem dos grãos

Na análise de custo de secagem, consideramos a capacidade do secador em 20 sacos, como definido no capítulo anterior, o arranjo que melhor se adequou ao nosso estudo é do arranjo com 3 coletores e 1 ventilador em um tempo de secagem de 24 horas, ou seja são necessários 3 dias para a secagem de uma carga com 20 sacos.

A Tabela 7 mostra os custos de fabricação do protótipo usado no experimento, considerando apenas um coletor e tubo de polietileno com 2 polegadas e 25 metros de comprimento.

Tabela 7- Material e o preço gasto para a fabricação do protótipo usado no experimento no ano de 2017.

Material	Quantidade (unidade)	Preço (R\$)
Compensado 15 mm fabricação caixa coletora (1,6 x 2,20m)	2	187,00
Armação de ferro para suporte do tubo de polietileno	1	610,00
Tubo de polietileno 25 m	1	142,00
Vidros 3 mm (1,10x1,10m)	4	270,00
Impermeabilizante para madeira Polisten	1	32,00
Barras de metal para suporte do vidro	2	16,00
Tinta preta fosca	1	31,90
Tinta Spray Realux preto fosco	1	19,00
Cola de madeira	1	9,75
Pregos	Caixa	20,00
Total	-----	1.296,00
Motor monofásico 1/3 CV	1	2.000,00
Total	-----	3.296,00

De acordo com a simulação apresentada no estudo, o arranjo B com tubo de 3 polegadas foi o mais apropriado para a nossa análise. Para adequar a simulação do estudo com a Tabela 5 é necessário substituir o custo do tubo de polietileno de 2 polegadas pelo de 3 polegadas. O valor comercial do tubo de 3 polegadas é de 400 reais, desta forma o custo de fabricação do equipamento seria de R\$ 1.554,00 somando 3 coletores mais o ventilador de 1 CV o custo total do equipamento é de R\$ 6.662,00

A Tabela 8 mostra a comparação entre o custo de secagem entre o secador de polietileno em relação ao secador encontrado no mercado para 20 sacas, para essa análise foi considerado que um trabalhador gasta 2 horas por dia de sua diária para o manejo do secador de grãos. O secador comercial realiza uma secagem de 20 sacas em torno de 3 horas na nossa simulação foi considerado 1 dia de secagem por carga, enquanto o secador de polietileno precisa de 2 dias, outra observação é que o ventilador do secador comercial possui 3 CV, sendo que o secador proposto apenas 1 CV é capaz de realizar a secagem.

Tabela 8- Análise econômica secador de polietileno e secador comercial da marca Perozin com capacidade de secagem de 20 sacos.

.Parâmetros	Secador de Polietileno	Comercial
Custo Equipamento (R\$)	6.662,00	21.900,00
Biomassa (R\$/m ³)	0	50,00
Custo energia (R\$ m ³)	0,39	0,778
Depreciação (R\$/ano)	599,58	1.971,00
Mão de obra (R\$)	45	15,00
Volume (m ³)	18,75	18,75
Preço milho (R\$/ m ³)	375,00	375,00
Custo de quebra (R\$)	35,15	35,15
Custo Total (R\$)	1.485,79	3.239,50
Custo por saca (R\$)	3,56	7,76

Usando a (Equação 8), chegamos ao custo total de secagem com o secador de tubo de polietileno no valor de R\$ 1.485,79 por ano agrícola e R\$3,56 por saco de milho, enquanto o secador comercial o custo de secagem é de R\$ 3.239,00 por ano e R\$ 7,76 por saco de milho, essa diferença se deve principalmente pelo custo da lenha como fonte de calor para o ar de secagem usado no secador comercial.

O resultado sugere que o secador proposto pelo estudo possui viabilidade econômica, quando possuímos pequena escala de produção de grãos, como o secador necessita de um tempo de secagem relativamente alto em relação aos secadores comerciais, o mesmo não é capaz de atender grandes demandas de produção.

5 CONCLUSÃO

A partir dos dados obtidos durante o experimento, podemos concluir que:

- O coletor em configuração com cobertura de vidro obteve os melhores resultados de desempenho térmico em relação às configurações sem cobertura e com cobertura de plástico de estufa.
- Os coeficientes de absorvidade foram maiores na configuração com vidro, sendo o coeficiente geral de perdas menor nesta configuração, evidenciando que a cobertura de vidro melhora as condições de desempenho térmico do coletor solar.
- Quanto menor a temperatura de entrada no coletor solar melhor é o seu desempenho térmico.
- O tempo de secagem foi de 4,5 horas, sendo o consumo específico de energia de 280,96 KJ/kg e a eficiência do sistema de secagem de 11,6 %.
- O custo de confecção do equipamento foi de R\$ 1.296,00.
- A secagem de 20 sacos de milho, no secador solar proposto no experimento custa R\$ 3,56 por saco, sendo necessário o conjunto de 1 ventilador e 3 coletores de tubo de polietileno, e um tempo total de 24 horas de secagem.
- O secador proposto pelo estudo possui viabilidade econômica, apenas em pequena escala de secagem.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- ABUŞKA, M.; ŞEVİK, S. Energy, exergy, economic and environmental (4E) analyses of flat-plate and V-groove solar air collectors based on aluminium and copper. **Solar Energy** 158 (2017) 259–277.
- AGÊNCIA NACIONAL DE ENERGIA ELÉTRICA. Energia solar. Disponível em <www.aneel.gov.br/aplicacoes/atlas/pdf/03-energia_solar%283%29.pdf> Acesso: 25/07/2016.
- AL-JUAMILY, K. E. J.; KHALIFA, A. J. N.; YASSEN, T. A. Testing of performance of fruit and vegetable solar drying system in Iraq. **Desalination** 2007; 209: 163–70.
- ANDRADE, D.V. Avaliação hidráulica de tubos flexíveis de polietileno perfurados a laser, utilizados na irrigação. 1990. Dissertação (Mestrado em Irrigação e Drenagem)-Escola Superior de Agricultura “Luiz de Queiroz”, Universidade de São Paulo, Piracicaba, 1990.
- ANDRADE, R. C; TIBA, C.; Extreme global solar irradiance due to cloud enhancement in northeastern Brazil. **Renewable Energy** 86 (2016) 1433 e 1441.
- ASHRAE Standard 93-77: *Methods of testing to determine the thermal performance of solar collectors*, **American society of heating, refrigeration and air conditioning engineers**, Nova Iorque, 1977 apud DUFFIE, J., A.; BECKMAN, W., A. **Solar Engineering of Thermal Process**. 2ed. Nova Iorque: John Wiley, 1991.
- AYADI, M. et al., Simulation and performance of a solar air collector and a storage system for a drying unit. **Solar Energy** 107 (2014) 292–304.
- BAKKER-ARKEMA, F. W. et al. **Energy and capacity performance evaluation of grain dryers**. St. Joseph: ASAE, 1978. 13p. (Paper 78-3523);
- BAL, L. M; SATYA, S; NAIK S. N; Solar dryer with thermal energy storage systems for drying agricultural food products: A review. **Renewable and Sustainable Energy Reviews** 14 (2010). 2298–2314.
- BRASIL. Ministério da Agricultura. Departamento Nacional de Produção Vegetal Divisão de Sementes e Mudanças. **Regras para análise de Sementes**. Brasília, 1980. 188p. 1992.
- BENHAMOU, A.; FAZOUANE, F.; BENYOUCEF, B. Simulation of solar dryer performances with forced convection experimentally proved. **Physics Procedia** 55 (2014) 96 – 105.
- BELESSIOTIS, V; DELYANNIS, E. Solar drying. **Solar Energy** 85 (2011) 1665-1691.
- BENNAMOUN, L; BELHAMRI, A. Design and simulation of a solar dryer for agriculture products. **Journal of Food Engineering** 59 (2003) 259–266.

- BIAGI, J. D; VALENTINI, S. R. T; QUEIROZ, D. M. de Secagem de produtos agrícolas. In: CORTEZ, L.A., MAGALHÃES, P.S.G. (coord.) **Introdução à Engenharia Agrícola**. Campinas, SP: Ed. UNICAMP, 1992. p.245-266.
- BLISS, R. W. Jr. The derivations of several “plate – efficiency factors” useful in the design of flat – plate solar heat collectors. **Solar Energy**, v.3, n.4, p.55-64, 1959.
- BOLAJI, B. O. Development and performance evaluation of box-type absorber solar air collector for crop drying. **Journal of Food Technology** 2005; 3 (4) : 515–600.
- BRAGA, C. A. S. et al. Desenvolvimento e avaliação de um secador solar para grãos, associado a silo subterrâneo. **Revista Brasileira de Engenharia Agrícola e Ambiental**, v.9, n.4, p.666-670, 2005.
- BROOKER, D. B; BAKKER-ARKEMA, F. W; HALL, C. W. **Drying and storage of grain and oilseeds**. Nova Iorque; Van Nostrand Reinhold, 1992.
- BRUNETTI, F. Mecânica dos Fluidos. **Pearson Education**, São Paulo, 2008. 431 p.
- ÇAKMAK, G.; YILDIZ, G. The drying kinetics of seeded grape in solar dryer with PCM-based solar integrated collector. **food and bioproducts processing** 89 (2011) 103–108.
- CANCIAM, C. A. Efeito da temperatura na viscosidade dinâmica dos óleos lubrificantes sae 5w20, sae 5w30 e sae 5w40. **Revista da Universidade Vale do Rio Verde**, Três Corações, v. 11, n. 2, p. 239-250, ago./dez. 2013
- CHAN, Y.; DYAH, N.; ABDULLAH, K. Performance of a recirculation type integrated collector drying chamber (ICDC) solar dryer. **Energy Procedia** 68 (2015) 53 – 59.
- CHAVDA, T.V., KUMAR, N., **Solar dryers for high value agro products at SPRERI**. In: Proceedings of the International Solar Food Processing Conference. 2009.
- CONDORÍ, M. et al. Semi-industrial drying of vegetables using an array of large solar air collectors. **Energy for Sustainable Development** 37 (2017) 1–9
- DAL PAI, A. et al. Estimation of Hourly, Daily and Monthly Mean Diffuse Radiation Based on *MEO* Shadowing Correction. **Energy Procedia** 57 (2014) 1150–1159.
- DAS, S. K.; KUMAR, Y. Design and performance of a solar dryer with vertical collector chimney suitable for rural application. **Energy Convers. Mgmt** Vol. 29, Nº. 2, pp. 129-135, 1989.
- DUFFIE, J.A. AND BECKMAN, W.A., 1991. **Solar Engineering of Thermal Processes**. John Wiley & Sons, Nova York, 2nd edition.
- ELIAS, M.C.; GUERRA, R.A.; ELIAS, S.A.A.; ANTUNES, P.L. Operações de pré-armazenamento, armazenamento e conservação de grãos. In: ELIAS, M.C. **Pós-**

colheita de arroz: secagem, armazenamento e qualidade. Pelotas: UFPel, 2007. p.147-244.

EKECHUKWU, O; NORTON, B. Review of solar-energy drying Systems II: an overview solar drying technology. ***Energy Convers Manag.*** 1999; 40: 615–55.

ELKHADRAOUI, A. et al. Experimental investigation and economic evaluation of a new mixed mode solar greenhouse dryer for drying of red pepper and grape. ***Renewable Energy*** 77 (2015) 1 e 8.

EL-SEBAIL, A. A. et al. Experimental investigation of an indirect type natural convection solar dryer. ***Energy Conversion and Management*** 43 (2002) 2251–2266.

EL-SEBAIL, A. A.; SHALABY, S. M. Solar drying of agricultural products: A review. ***Renewable and Sustainable Energy Reviews*** 16 (2012) 3–43.

FARKAS, I. et al. Modelling of radiative PAR transfer in a tunnel greenhouse. ***Mathematics and Computers in Simulation***, 56:357-368. 2001.

FOURNIER M, GUINEBAULT A. The shell dryer—modeling and experimentation. ***Renewable Energy.*** 1995; 6: 459–63.

FROTA, A. B.; SCHIFFER, S.T. R. **Manual de conforto térmico.** 5. ed. São Paulo, Studio Nobel, 2001, 243 p. ISBN 85-85445-39-4.

FUDHOLI, A. et al., Review of solar dryers for agricultural and marine products. ***Renewable and Sustainable Energy Reviews.*** 14 (2010) 1–30.

FUDHOLI, A. et al. Performances and improvement potential of solar drying system for palm oil fronds. ***Renewable Energy*** 78 (2015) 561 e 565.

GHATREHSAMANI, S.; ZOMORODIAN, A. Impacts of drying air temperature, bed depth and air flow rate on walnut drying rate in an indirect solar dryer. ***Int J Agric Sci*** 2012; 4(6):253–6.

GOMES, D. G. **Otimização teórica/experimental de um coletor de energia solar plano.** Instituto Tecnológico da Aeronáutica, 1998.

HAFEZ, A. Z. et al. Design analysis of solar parabolic trough thermal collectors. ***Renewable and Sustainable Energy Reviews*** 82 (2018) 1215–1260.

HAJAR, E.; RACHID, T.; NAJIB, B. M. Conception of a Solar Air Collector for an Indirect Solar Dryer. Pear Drying Test. ***Energy Procedia*** 141 (2017) 29-33.

HARTMANN FILHO, C. P. et al. Quality of second season soybean submitted to drying and storage. ***Pesq. Agropec. Trop.***, Goiânia, v. 46, n. 3, p. 267-275, Jul./Sep. 2016.

HERNÁNDEZ, A. L.; QUIÑONEZ, J. E. Experimental validation of an analytical model for performance estimation of natural convection solar air heating collectors.

Renewable Energy 117 (2018) 202-216.

HOTTEL, H. C.; WOERTZ, B., B. **The performance of flat-plate solar heat collectors.** Transactions ASME, v.64, p.91–103, 1942.

HOTTEL, H.C., WHILLIER, A. Evaluation of flat-plate collector performance. Trans. Of the Conference on the Use of Solar Energy -***The Scientific Basis***, Vol. 2, University of Arizona, pp. 74-104.

IEA - Instituto de Economia Agrícola. Agência Paulista de Tecnologia dos Agronegócios. Governo do Estado de São Paulo. Disponível em: < http://ciagri.iaea.sp.gov.br/nia1/precors.aspx?cod_tipo=6&cod_sis=13 > Acesso:25/07/2017.

INÁCIO, T. **Potencial solar das radiações global, difusa e direta em Botucatu.** Dissertação apresentada à Faculdade de Ciências Agrônomicas da UNESP – Campus de Botucatu, para obtenção do título de Mestre em Agronomia (Energia na Agricultura). Dezembro 2009.

JAIN, D.; TEWARI, P. Performance of indirect through pass natural convective solar crop dryer with phase change thermal energy storage. ***Renewable Energy*** 80 (2015) 244e250

JANJAI, S. et al. Experimental and simulated performance of a PV-ventilated solar greenhouse dryer for drying of peeled longan and banana. ***Sol Energy*** 2009; 83: 1550.

JANJAI, S.; TUNG, P. Performance of a solar dryer using hot air from roof-integrated solar collectors for drying herbs and spices. ***Renewable Energy*** 30 (2005) 2085–2095.

JASPER, S. P; BIAGGIONI, M. A. M; RIBEIRO, J. P. Viabilidade econômica de aquisição de um silo-secador para pequenas áreas de produção. ***Eng. Agríc., Jaboticabal***, v.26, n.3, p.795-803, set./dez. 2006.

KALOGIROU, S. A. Solar thermal collectors and applications. ***Progress in Energy and Combustion Science***, Oxford, v. 30 p. 231-295, 2004.

KANNAN, N.; VAKEESA, D.; Solar energy for future world: - A review. ***Renewable and Sustainable Energy Reviews*** 62 (2016) 1092–1105.

KADAM, D.; SAMUEL D. Convective flat-plate solar heat collector for cauli- flowers drying. ***Biosyst Eng*** 2006; 93 (2):189 – 98.

KRAMER, K. S. et al., Testing solar air-heating collectors. ***Energy Procedia*** 48 (2014) 137–144.

KUMAR, A. BAREDAR, P. QURESHI, U. Historical and recente development of photovoltaic thermal (PVT) technologies. **Renew Sustain Energy Rev.** 2015; 42: 1428–36.

KUMAR, M.; SANSANIWAL, S.K.; KHATAK, P. Progress in solar dryers for drying various commodities. **Renewable and Sustainable Energy Reviews** 55 (2016) 346–360.

LACERDA FILHO, A. F. **Avaliação de diferentes sistemas de secagem e suas influências na qualidade do café (*Coffea arabica L.*)** Viçosa: UFV, 1986. 136p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Agrícola) – Universidade Federal de Viçosa, 1986.

LACERDA FILHO, A. F. **Avaliação de uma unidade de beneficiamento de sementes de milho (*Zea mays L.*)**. 1998. 215f. Tese (Doutorado em Engenharia Agrícola) - Universidade Estadual Paulista, 1998.

LAMBERTS, R.; DUTRA, L.; PEREIRA, F. O. R. **Eficiência energética na arquitetura**. São Paulo: PW, 1997.

LEON, M. A.; KUMAR, S.; BHATTACHARYA, S. C. A comprehensive procedure for performance evaluation of solar food dryers. **Renewable and Sustainable Energy Reviews** 6 (2002) 367–393.

LI, S. et al. Design and analysis of a medium-temperature, concentrated solar thermal collector for air-conditioning applications. **Applied Energy** 190 (2017) 1159–1173.

LIMA, F. J. L et al., Forecast for surface solar irradiance at the Brazilian Northeastern region using NWP model and artificial neural networks. **Renewable Energy** 87 (2016) 807 e 818.

LINGAYAT, A.; CHANDRAMOHAN V. P.; RAJU, V. R. K. Design, Development and Performance of Indirect Type Solar Dryer for Banana Drying. **Energy Procedia** 109 (2017) 409 – 416.

MASTEKBAYEVA, G. A.; LEON, M. A.; KUMAR, S. **Performance evaluation of a solar tunnel dryer for chilli drying**. Paper presented at the Asean Seminar and Workshop on Solar Drying Technology, 3–5 June, Phitsanulok, Thailand, 1998. 15–26.

MEKHILEF, S; et al. The application of solar technologies for sustainable development of agricultural sector. **Renewable and Sustainable Energy Reviews** 18 (2013) 583–594.

MINISTERIO DO MEIO AMBIENTE – **Energia Solar**. Disponível em: <<http://www.mma.gov.br/clima/energia/energias-renovaveis/energia-solar>> Acesso em 23. março.2014.

MUMBA, J. Design and development of a solar grain dryer incorporating photovoltaic powered air circulation. *Energy Convers.* Mgml Vol. 37, No. 5, pp. 615-621, 1996

MURTHY, M.V.R. A review of new technologies, models and experimental investigations of solar driers. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 13 (2009) 835–844.

NEYELOFF, S.; BARTOK, J.R. Design, construction and evaluation of a low cost solar collector for rural applications. St. Joseph, USA: ASAE. 1981.

NONCLERCQ, A. et al. Construction of a solar drying unit suitable for conservation of food and enhancement of food security in west Africa. *Food Secur* 2009; 1 (2):197–205.

OLIVEIRA, G. H. H; CORRÊA, P. C; ARAÚJO, E. F; V VALENTE, D. S. M; BOTELHO, F. M. Desorption isotherms and thermodynamic properties of sweet corn cultivars (*Zea mays* L.). *International Journal of Food Science and Technology*, v.45, n. 03, p. 546–554, 2010.

OLIVEIRA, R. C.; BARROS, S. T. D.; ROSSI, R. M. Aplicação da metodologia Bayesiana para o estudo reológico da polpa de uva. *Revista Brasileira de Produtos Agroindustriais*, v.11, n.1, p.73-80, 2009.

OTHIENO H, GRAINGER W, TWIDEL JW. **Application of small scale solar crop dryers to maize drying in Kenya.** Proc 2nd Conf Energy for Rural & Island Communities, Inverness, UK 1981:377 ± 86.

PANGAVHANE, D. R.; SAWHNEY, R. L.; SARSAVADIA, P.N. Design, development and performance testing of a new natural convection solar dryer. *Energy* 27 (2002) 579–590.

PILLAI, P. K. C.; Argawal, R. C. Pressure loss in a spiral solar energy collector. *Applied Energy* 6 (1980) 363-370.

PIRASTEH, G; et al. A review on development of solar drying applications. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 31(2014)133–148.

PORTO, L. **Energias Renováveis**, Diretoria do Departamento de Desenvolvimento Energético, São Paulo, 2007.

PU, H. et al. Effect of relative humidity on microwave drying of carrot. *Journal of Food Engineering* 190 (2016) 167-175.

RACHMAT, R.; HORIBE, K.; SUZUKI, K. Experimental performance of an FRP solar drying house. *Agricultural Engineering Journal* 1998; 7 (3&4):159–70.

RAKWICHIAN, W.; THADNIUM, V.; WIENGMUON, B. **INTRODUCTION TO A SOLAR DRYER FOR THE VEGETABLE DRYING INDUSTRY.** Paper presented at the Asean Seminar and Workshop on Solar Drying Technology, 3–5 June, Phitsanulok, Thailand, 1998. 113–118.

RAMOS, M. R. et al. Secador de grãos com uso de energia solar. **Agroecol. e Desenv. Rur. Sustent.**, Porto Alegre, v.3, n.1, jan./mar.2002.

RESENDE, O.; FERREIRA, L. U.; ALMEIDA, D. P. Modelagem matemática para descrição da cinética de secagem do feijão adzuki (*Vigna angularis*). **Revista Brasileira de Produtos Agroindustriais**, Campina Grande, v. 12, n. 2, p. 171-178, 2010.

RICCI, M et al. Experimental Tests of Solar Collectors Prototypes Systems. **Energy Procedia** 82 (2015) 744 – 751.

SAEDODIN, S. et al. Performance evaluation of a flat-plate solar collector filled with porous metal foam: Experimental and numerical analysis. **Energy Conversion and Management** 153 (2017) 278–287.

SALLABERRY, F.; VALENZUELA, L.; PALACIN, L. G. On-site parabolic-trough collector testing in solar thermal power plants: Experimental validation of a new approach developed for the IEC 62862-3-2 standard. **Solar Energy** 155 (2017) 398–409.

SANGAMITHRA, A. et al. An overview of a polyhouse dryer. **Renewable and Sustainable Energy Reviews** 40 (2014) 902–910.

SANTOS, B. M. **Metodologia de dimensionamento de sistemas de aquecimento solar para secagem de produtos agrícolas**. Dissertação. (Mestrado em Engenharia Agrícola) Universidade Estadual de Campinas, 2004.

SANTOS, J. G. et al. **Avaliação de um coletor solar plano em argamassa de traço simples para aplicações rurais e urbanas periféricas**. In: REUNIÃO ANUAL DA SBPC, 13, 1991, Rio de Janeiro. Ciência e Sobrevivência: anais... Rio de Janeiro: SBPC, 1991, p. 95-96.

SHARMA, A; CHEN, C. R; LAN, N. V. Solar-energy drying systems: A review. **Renewable and Sustainable Energy Reviews** 13 (2009) 1185–1210

SILVA, L. A. **Coletor de polietileno: uma alternativa de aproveitamento de energia solar de baixo custo**. 1992. 54 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Civil)-Faculdade de Ciências Agrônômicas, Universidade Estadual Paulista, Botucatu, 1992.

SILVA, L. M. M. et al. Modelos de predição da cinética de secagem dos grãos de guandu. **Campinas**, v. 17, n. 4, p. 310-318, out./dez. 2014.

SILVA, J. de S. **Pré-processamento de produtos agrícolas**. Juiz de Fora - MG: Instituto Maria, 1995. 509 p.

STILING, J. et al. Performance evaluation of an enhanced fruit solar dryer using concentrating panels. **Energy for Sustainable Development** 16 (2012) 224–230

TAMIMI, A.; RAWAJFEH, K. Analysis and performance of an extended-surface, tubeless, flat-plate solar collector. *Energy*, V°15, Issue 11, November 1990, pg. 963-967.

TÉLLEZ, M. C. et al. Solar drying of Stevia (Rebaudiana Bertoni) leaves using direct and indirect technologies. *Solar Energy* 159 (2018) 898–907.

TERAMOTO, E; ESCOBEDO, J.F. Análise da frequência anual das condições de céu em Botucatu, São Paulo. *Rev. bras. eng. agríc. ambient.* vol.16 no.9 Campina Grande Set. 2012.

TIRIS C, OZBALTA N, TIRIS M, DINCER I. Thermal performance of a new solar air heater. *International Communications in Heat and Mass Transfer* 1995a; 22 (3): 411–23.

TIWARI, G. et al. Performance prediction of pccm collection-cum-storage water heater: quasi-steady state solution. *Energy Convers. Manage.* 28, 219–223, 1988.

TOKAR, G. M. Food drying in Bangladesh. Agro-based industries and technology project (ATDP), IFDC, Dhaka 1213, Dezembro, 1997. Available from: <http://www.agrobengal.org/special/fooddry.htm>, 1997.

TOMY, A. M. et al. Analysing the Performance of a Flat Plate Solar Collector with Silver/Water Nanofluid Using Artificial Neural Network. *Procedia Computer Science* 93 (2016) 33 – 40.

VIDAÑA, E. C. L; MÉNDEZ-LAGUNAS, L. L.; RAMÍREZ, J. R. Efficiency of a hybrid solar–gas dryer. *Solar Energy* 93 (2013) 23–31.

WELZ, C. M. et al. **THERMO HYDRAULISCHE SIMULATION** von Luft collector system en und System be zogen e Bewertung von Luftkollektoren. Thermische Solar energie /23. Symposium, April 24-26. 2013.

ZOMORODIAN, A.; ZARE, D.; GHASEMKHANI, H. Optimization and evaluation of a semi-continuous solar dryer for cereals (Rice, etc). *Desalination* 209 (2007) 129–135.

ZHENG, W. et al. Thermal performance analysis of a metal corrugated packing solar air collector in cold regions. *Applied Energy* 203 (2017) 938–947.

ZUKOWSKI, W.; WORONIAK, G. Experimental testing of ceramic solar collectors. *Solar Energy* 146 (2017) 532–542.

ZHU, T. T. et al. Experimental study on the thermal performance and pressure drop of a solar air collector based on flat micro-heat pipe arrays. *Energy Conversion and Management* 94 (2015) 447–457.

ZHU, T. et al. Performance evaluation of a novel flat-plate solar air collector with micro-heat pipe arrays (MHPA) *Applied Thermal Engineering* 118 (2017) 1–16.