

**LEANDRO RODRIGUES ARRIAGADA
THOMAS SHAO JI NG
VINÍCIUS RUIZ ALVES GOMES**

**COLETORES SOLARES DE PRATO PARABÓLICO COMO
FONTE DE ENERGIA PARA COCÇÃO DE ALIMENTOS**

São Paulo
2014

**LEANDRO RODRIGUES ARRIAGADA
THOMAS SHAO JI NG
VINÍCIUS RUIZ ALVES GOMES**

**COLETORES SOLARES DE PRATO PARABÓLICO COMO
FONTE DE ENERGIA PARA COCÇÃO DE ALIMENTOS**

Projeto de Formatura apresentado à
Escola Politécnica da Universidade de
São Paulo, no âmbito do Curso de
Engenharia Civil

Área de Concentração:
Engenharia Civil

Orientador: Prof. Livre-Docente
Racine Tadeu Araujo Prado

São Paulo
2014

FICHA CATALOGRÁFICA

Arriagada, Leandro Rodrigues

Coletores solares de prato parabólico como fonte de energia para cocção de alimentos / L.R. Arriagada; T.S.J. Ng; V.R.A. Gomes. -- São Paulo, 2014.
49 p.

Trabalho de Formatura - Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. Departamento de Engenharia de Construção Civil.

1.Energia solar 2.Fontes alternativas de energia 3.Restaurantes 4.Alimentos (Preparo) I.Ng, Thomas Shao Ji II.Gomes, Vinícius Ruiz Alves III.Universidade de São Paulo. Escola Politécnica. Departamento de Engenharia de Construção Civil IV.t.

AGRADECIMENTOS

Primeiramente gostaríamos de agradecer nossos pais, parentes e amigos que sempre nos deram o suporte necessário durante nossa jornada até o dia de hoje.

Também gostaríamos de agradecer todos os que de alguma forma colaboraram para a elaboração deste trabalho. Entre eles: Cláudia Harumi Maruta Kim, nutricionista responsável pelo Restaurante Central e que possibilitou nossa visita ao local; Shigeharu Nakaba, ex-aluno da EPUSP e que nos disponibilizou seu trabalho de formatura relacionado ao projeto de produção de vapor e aquecimento de água utilizando energia solar no Restaurante Central; e o Professor Racine Tadeu Araujo Prado pela orientação durante os dois semestres de elaboração deste trabalho e toda a atenção dedicada ao grupo.

SUMÁRIO

1	Introdução.....	9
2	Objetivos.....	17
2.1	Objetivos Gerais.....	17
2.2	Objetivos Específicos	17
3	Metodologia	18
3.1	Oferta Solar.....	18
3.1.1	ASHRAE	18
3.1.2	DUFFIE E BECKMAN	21
3.2	Demanda energética para a preparação de alimentos de um Shopping Center 23	
3.3	Sombra.....	25
4	Sistema proposto.....	27
5	Resultados obtidos.....	33
5.1	Oferta Solar.....	33
5.2	Demanda energética para a preparação de alimentos de um Shopping Center 34	
5.3	Coletores e Economia.....	35
6	Considerações finais	36
7	Referências Bibliográficas	37
8	Anexo 1	39
9	Anexo 2	40
10	Anexo 3	41
11	Anexo 4	44
12	Anexo 5	46

RESUMO

Este trabalho apresenta a concepção de um sistema de pré-aquecimento de água por meio da utilização de coletores solares de prato parabólico para a geração de vapor a ser utilizado no preparo de alimentos em uma praça de alimentação de um *shopping center*. O estudo contempla: a apresentação de sistemas semelhantes já implantados, a estimativa da energia solar direta na região de São Paulo, os possíveis usos de vapor no preparo de alimento em um *shopping center*, a quantificação da demanda energética na preparação de alimentos e o detalhamento do sistema e seu funcionamento.

Palavras-Chave: energia solar; fontes alternativas de energia, restaurantes, alimentos [preparo]

ABSTRACT

This paper presents the conception of a system to preheat water using solar parabolic dish collectors for the production of steam to be used on the preparing of meals in a shopping mall. This paper includes: presentation of similar systems already in use, estimation of the direct energy solar in São Paulo, possible uses of steam in the meals preparation in a shopping mall, quantification of the demanded energy to prepare the meals and presentation of the details about the system and its operation features.

Key-words: solar energy, alternative sources of energy, restaurants, food [preparation]

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Custo com energia em edifícios comerciais	9
Figura 2 – Consumo de energia em estabelecimentos de serviço de comida nos Estados Unidos	10
Figura 3 – Exemplo de coletor não concentrador	11
Figura 4 – Exemplo de coletor concentrador	11
Figura 5 – Desenho esquemático de um coletor solar de prato parabólico	13
Figura 6 – Casa das caldeiras do Restaurante Central da USP	14
Figura 7 – Panelões a vapor	15
Figura 8 – Banho-maria do Restaurante Central	16
Figura 9 - Esquema do sistema atual do Restaurante Central do COSEAS	16
Figura 10 - Consumo de energia para diferentes refeições	24
Figura 11– Energia (excluindo a gasta para esquentar ou resfriar o ambiente) por refeição em fast-food (fast) e outros restaurantes (other) na Suíça (CH), França (F), Califórnia (Ca) e Japão (J)	25
Figura 12 - Sombra causada pelo coletor	26
Figura 13 – Esquema do sistema de aquecimento de água de um shopping através da energia solar.....	28
Figura 14 – Caldeira horizontal geradora de vapor da empresa ECAL	29
Figura 15 - Coletores de energia solar ARUN®30 da empresa Clique Solar	30
Figura 16 - Coletores ARUN®30 associados	31
Figura 17 - Condensador Standard do Tipo Cascos e Tubos da empresa TroCalor.32	
Figura 18 - Forno Combinado Modelo CG20 da empresa Technicook Fornos Combinados	33

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Constantes para o cálculo da radiação direta e difusa	20
Tabela 2 – Dados de irradiação solar diária média mensal em São Paulo	21
Tabela 3 – Energia gasta nos restaurantes de 4 categorias diferentes de hotéis	24
Tabela 4 – Parâmetros técnicos do coletor ARUN®30	30
Tabela 5 - Resultados da metodologia da ASHRAE (kWh/m ² .dia).....	33
Tabela 6 - Resultados da metodologia de Duffie e Beckman (kWh/m ² .dia)	34

LISTA DE SÍMBOLOS

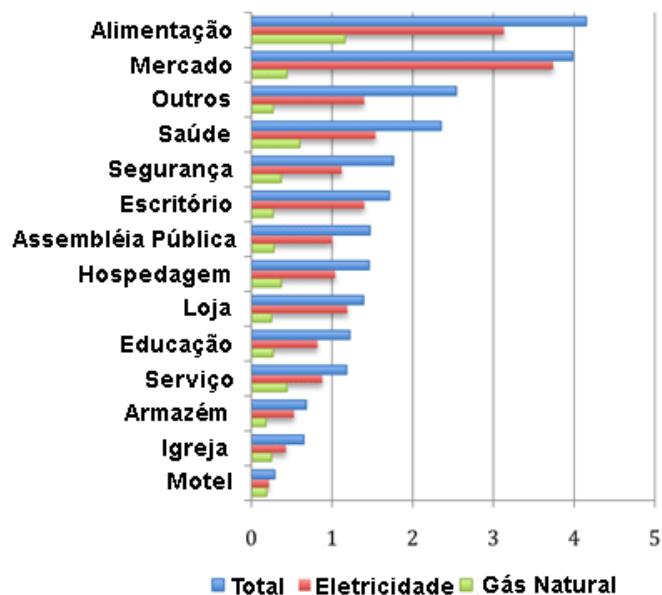
- β : Altitude solar ($^{\circ}$)
 δ : Declinação solar ($^{\circ}$)
 η : eficiência térmica do coletor (adimensional)
 θ : Ângulo de incidência ($^{\circ}$)
 θ_z : Ângulo de zênite ($^{\circ}$)
 Σ : Ângulo de inclinação da superfície ($^{\circ}$)
 ϕ : Latitude ($^{\circ}$)
 ω : Ângulo horário ($^{\circ}$)
 ω_s : Duração do dia ($^{\circ}$)
 A : Radiação solar aparente para massa de ar igual a zero (W/m^2)
 A_c : área de abertura do coletor (m^2)
 B : Coeficiente de extinção atmosférica (adimensional)
 C^* : Constante para cálculo da radiação difusa (adimensional)
 G_{SC} : Constante solar (W/m^2)
 H : Radiação total efetiva ($kWh/m^2 \cdot dia$)
 H_0 : Radiação total teórica segundo metodologia de Duffie e Beckman ($kWh/m^2 \cdot dia$)
 H_d : Radiação difusa efetiva ($kWh/m^2 \cdot dia$)
 H_{DN} : Radiação direta efetiva ($kWh/m^2 \cdot dia$)
 H'_{DN} : Radiação direta efetiva majorada ($kWh/m^2 \cdot dia$)
 I_d : Radiação difusa segundo metodologia da ASHRAE (W/m^2)
 I_{DN} : Radiação direta segundo metodologia da ASHRAE (W/m^2)
 I_T : Radiação total segundo metodologia da ASHRAE (W/m^2)
 K_T : Razão entre H e H_0 (adimensional)
 n : N-ésimo dia do ano (adimensional)
 N : número de coletores (adimensional)
 R_A : Razão entre I_{DN} e I_T (adimensional)
 R_D : Razão entre $\cos \theta$ e $\cos \theta_z$ (adimensional)
 R_{DB} : Razão entre H_{DN} e H (adimensional)
 R'_{DB} : Razão entre H'_{DN} e H (adimensional)

1 INTRODUÇÃO

Já não é de hoje a necessidade de substituir fontes não renováveis de energia por fontes renováveis. Desde a crise do petróleo na década de 70 até a atual discussão sobre o aquecimento global, a exigência por uma matriz energética mais sustentável de modo a diminuir o padrão atual de emissão de gases e diminuir o consumo de recursos escassos no planeta vem aumentando.

Em estudos realizados nos Estados Unidos sobre o consumo de energia em diferentes tipos de edifícios comerciais, viu-se que estabelecimentos relacionados a alimentação (restaurantes, cafés, bares, etc) são os que apresentaram maiores custos com energia por área, como mostra a Figura 1.

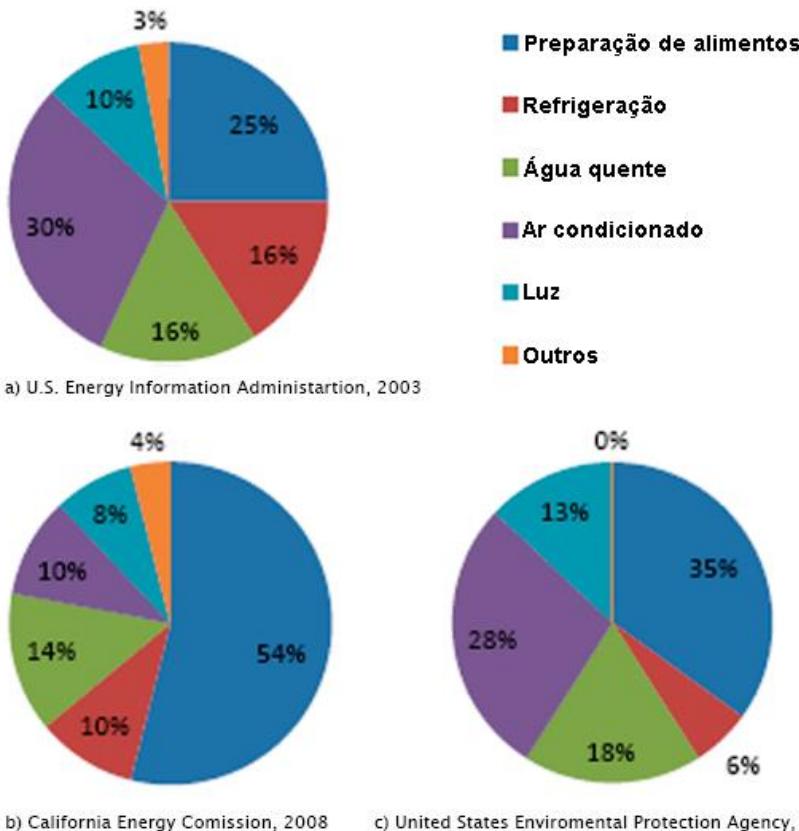
**Figura 1 - Custo com energia em edifícios comerciais
(dólares por pés quadrados)**



Fonte: U.S. Energy Information Administration, 2003

Já quanto à análise da destinação da energia em um restaurante, a Figura 2 mostra que os maiores gastos são para a preparação de alimentos, comprovando a importância de pesquisas de novas fontes de energia para essa área em especial.

Figura 2 – Consumo de energia em estabelecimentos de serviço de comida nos Estados Unidos



Fontes: a) U.S. Energy Information Administration, 2003; b) California Energy Commission, 2006; c) United States Environmental Protection Agency, 2009.

Uma das possíveis alternativas à matriz energética atual, é a utilização da energia solar, que vem sendo cada vez mais estudada e explorada. A radiação solar pode ser utilizada na produção direta de energia térmica ou elétrica e com isso ganhou diversos usos e aplicações.

Essa energia renovável pode ser utilizada por meio de coletores de energia solar, que são um tipo especial de trocadores de calor que transformam a energia da radiação solar em energia térmica. Ele direciona a radiação direta incidente, a transforma em calor e transmite este calor a um fluido (em geral ar, água ou óleo) que por ali passa.

Há basicamente dois tipos de coletores: não concentradores (Figura 3) e os concentradores (Figura 4). Os coletores solares não concentradores recebem e absorvem a radiação solar na mesma área, enquanto os concentradores possuem, geralmente, uma superfície côncava refletiva para interceptar e direcionar os raios a uma superfície menor que terá maior fluxo de radiação e irá absorvê-la.

Figura 3 – Exemplo de coletor não concentrador



Fonte: PUREFA

Figura 4 – Exemplo de coletor concentrador



Fonte: CRESESB

Os coletores solares concentradores de radiação possibilitam atingir altas temperaturas, bastando apenas diminuir a área onde a energia é concentrada. As vantagens desse tipo de concentradores são:

- O fluido de trabalho pode atingir temperaturas superiores, o que significa que uma maior eficiência termodinâmica pode ser alcançada;
- Com o concentrador é possível alcançar compatibilidade termodinâmica entre níveis de temperatura requisitados e alcançados;
- A eficiência térmica é maior devido à menor área de perda de calor
- Superfícies refletoras requerem menos material e são estruturalmente mais simples que os painéis absorsores de radiação. Logo, seu custo por unidade de área também é menor;
- Dado o fato de se ter uma pequena área receptora, tratamento superficial específico e isolamento a vácuo para se reduzir as perdas de calor e melhorar a eficiência do coletor são economicamente viáveis.

Já as desvantagens são:

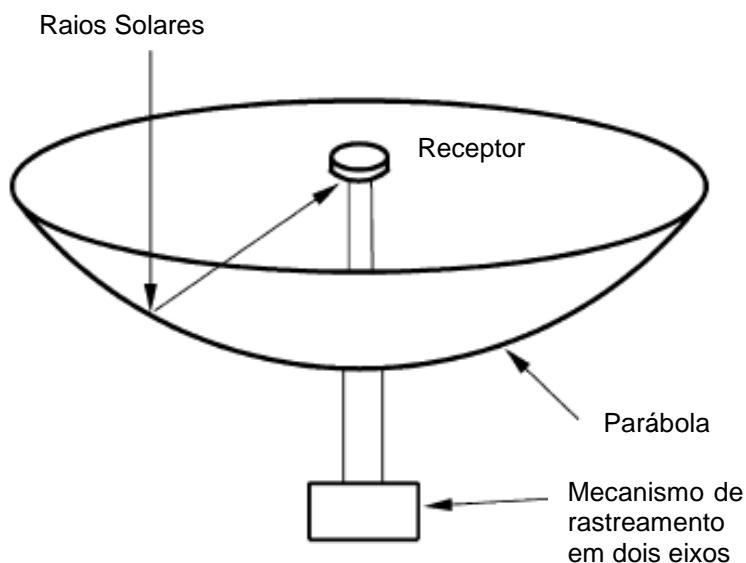
- Sistemas concentradores coletam pouca radiação difusa;
- Sistemas de rastreamento são necessários para possibilitar ao coletor seguir o Sol ao longo do dia;
- A superfície refletora pode perder refletância ao longo do tempo e assim precisar de manutenção periódica.

Inúmeras configurações já foram concebidas para os coletores solares do tipo concentradores: cilíndricos ou parabólicos, contínuos ou segmentados, côncavos ou convexos. De modo a se atingir maiores temperaturas com boa eficiência, pode-se usar os coletores concentradores parabólicos (Figura 5). São sistemas com estruturas leves e que podem atingir temperaturas acima de 1.500°C. A energia solar é oticamente centrada em seu foco antes de ser transformada em calor. Essa concentração pode ser obtida por reflexão ou refração com o uso de espelhos e lentes. A radiação vai para a zona focal aumentando assim o fluxo de energia no alvo receptor.

No foco, onde a radiação é concentrada, há um receptor que a absorve e converte em energia térmica distribuída a um fluido circulante. A energia térmica pode ser transformada em energia elétrica ou então diretamente aplicada nos diferentes usos desejados.

Por causa da movimentação do Sol ao longo do dia, os coletores concentradores de prato parabólico devem seguir essa movimentação para que aproveitem ao máximo a radiação emitida. Há dois métodos para este rastreamento do Sol. O primeiro é o azimutal, com movimentação em dois eixos, que usa como referências, azimute e altitude, e permite um exato rastreamento. O segundo é o rastreamento de um eixo, no qual o coletor se movimenta apenas de Leste a Oeste ou de Norte a Sul. Este sistema necessita constantes ajustes para compensar as mudanças na orientação do Sol.

Figura 5 – Desenho esquemático de um coletor solar de prato parabólico



Fonte: KALOGIROU, 2004

Este tipo de coletor é, geralmente, utilizado em sistemas com vários coletores idênticos e todos ligados a um mesmo sistema de distribuição. Algumas vantagens deste sistema são:

- Como estão sempre apontando para o Sol, se trata do sistema com os mais eficientes coletores
- Sistema altíssima eficiência na absorção da energia e em sua conversão em térmica
- Os coletores são modulares, ou seja, funcionam independentemente uns dos outros e como partes de um grande sistema

Umas das aplicações de coletores solares concentradores é a obtenção de água quente por meio da captação da energia dos raios solares e transferência da mesma, como energia térmica para a água.

Essa foi uma aplicação que se mostrou muito eficaz ao ser instalada, em 2005, no Restaurante Central da USP, que serve, em média, 5800 refeições diariamente, permitindo a garantia da água quente nos horários de pico do restaurante e uma economia no consumo de GLP e energia elétrica (NAKABA, 2004).

Neste caso, foram utilizados os coletores solares do tipo não concentradores e que estão alocados na cobertura da casa das caldeiras (Figura 6). Os coletores solares pré-aquecem água da rede, que por sua vez é utilizada na produção de vapor e água quente a 90°C. O vapor d'água e água aquecida são usados no restaurante para a cocção de alimentos, limpeza de talheres, pratos e bandejas e nas máquinas de banho-maria.

Figura 6 – Casa das caldeiras do Restaurante Central da USP



Fonte: Autores

O vapor é produzido na casa das caldeiras e chega até o restaurante por meio de dutos subterrâneos, que chegam à superfície em pontos específicos onde serão utilizados. No restaurante, o vapor é usado em dois equipamentos: as panelas a vapor e as máquinas de banho-maria.

As panelas (Figura 7) onde são preparadas as refeições são compostas por um compartimento que é envolto por uma serpentina por onde passa o vapor a alta temperatura. Após o vapor perder calor para o alimento e se condensar, ele retorna para o sistema (reservatório condensado). Essas panelas são da empresa Etera e no Restaurante Central há 6 panelas de 500 litros e 2 de 300 litros O catálogo está no Anexo 1.

Figura 7 – Panelões a vapor



Fonte: Autores

Nas máquinas de banho-maria, a serpentina por onde passa o vapor está submersa em água (Figura 8).

Figura 8 – Banho-maria do Restaurante Central

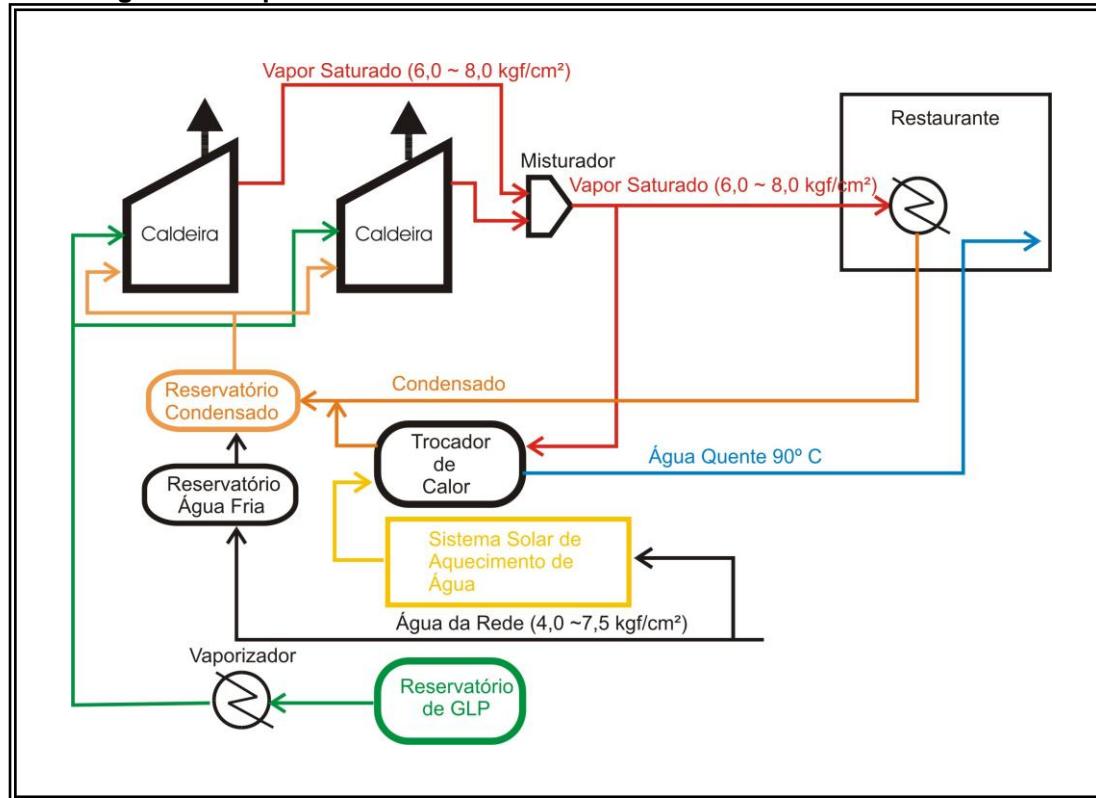


Fonte: Autores

A água aquecida vai direto para as máquinas de limpeza de talheres e bandejas. No caminho da casa das caldeiras até o restaurante, a água perde parte do calor e chega a uma temperatura mais baixa do que o necessário, mas é corrigida ao passar pelo equipamento.

Toda a água utilizada no restaurante é reutilizada no processo (Figura 9).

Figura 9 - Esquema do sistema atual do Restaurante Central do COSEAS



Fonte: NAKABA, 2004

O esquema acima foi obtido do trabalho de conclusão de curso do engenheiro mecânico da Escola Politécnica da Universidade de São Paulo Shigeharu Nakaba, que teve como tema a implantação desse sistema e seus resultados. O tempo de retorno desse sistema é de 7 anos (NAKABA, 2004).

Mostrou-se, portanto, o sucesso da aplicação da energia solar para o abastecimento de água quente em um restaurante de grande capacidade. A possibilidade da aplicação de um coletor de prato parabólico, que ainda é pouco explorado no Brasil, em um contexto semelhante em termos da magnitude de refeições servidas diariamente, como a praça de alimentação de um shopping center, foi a principal motivação para elaboração deste trabalho. Percebida a possibilidade da interação entre os coletores solares e restaurante central, iremos propor um sistema semelhante mas implantado em um shopping center.

2 OBJETIVOS

2.1 Objetivos Gerais

Este trabalho tem como objetivo conceber um sistema, aplicando um coletor solar de tecnologia inovadora, que pré-aqueça água para, posteriormente, fornecer vapor aos restaurantes da praça de alimentação de um shopping center. Com isso, realizaremos um estudo preliminar da substituição de parte do consumo de GLP usado na preparação de alimentos pelo vapor produzido. Para isso, pretende-se exibir os princípios envolvidos na tecnologia, caracterizar os componentes do sistema e seu funcionamento, apresentar atuais aplicações de tecnologia semelhante, e por fim conceber tal sistema.

2.2 Objetivos Específicos

Este trabalho tem como meta:

- Quantificar a oferta solar para um coletor de prato parabólico em São Paulo
- Quantificar a demanda energética de uma praça de alimentação de um shopping center

- Propor um sistema que utiliza energia solar, utilizando a tecnologia do coletor solar de prato parabólico, e que poderia suprir parte da demanda energética de um shopping center
- Pré-dimensionamento do sistema proposto, assim como detalhamento de seus elementos e funcionamento da aplicação
- Sugerir método de cocção de alimentos com vapor de água
- Cálculo da economia de GLP gerada pela adoção do sistema proposto

3 METODOLOGIA

Para a obtenção da área útil de coletores necessária para atender parte da demanda energética na preparação de alimentos de um shopping center, calculou-se a oferta de energia solar disponível ao longo do ano e a demanda energética da praça de alimentação do shopping em questão. No caso, nos baseamos no Shopping Eldorado, localizado na Avenida Rebouças, nº 3970 – Pinheiros – São Paulo/SP. A área dos coletores foi obtida através da compatibilização da oferta solar e da demanda energética.

3.1 Oferta Solar

Dado o funcionamento do coletor, que consiste em focar os raios solares a fim de obter altas temperaturas, apenas a parcela direta da radiação solar será aproveitada para os fins deste trabalho. A parcela difusa da radiação solar será desprezada.

Para o cálculo da radiação direta, foram utilizadas 2 metodologias distintas, explicitadas a seguir:

3.1.1 ASHRAE

ASHRAE propõe o cálculo da radiação direta para um céu limpo e sua metodologia será apresentada a seguir.

A obtenção da radiação direta teórica, I_{DN} (W/m^2), será feita por meio da Equação (1):

$$I_{DN} = A \cdot e^{-(B/\sin \beta)} \quad (1)$$

Onde:

- β : altitude solar (ângulo entre o plano horizontal sobre a terra e os raios solares) ($^{\circ}$);
- A : radiação solar aparente para massa de ar igual a zero (Tabela 1) (W/m^2);
- B : coeficiente de extinção atmosférica (Tabela 1) (adimensional).

Para o cálculo de β foi utilizada a Equação (2):

$$\sin \beta = \cos \phi \cdot \cos \delta \cdot \cos \omega + \sin \phi \cdot \sin \delta \quad (2)$$

Onde:

- ϕ : latitude (negativo no hemisfério sul) ($^{\circ}$);
- ω : ângulo horário (exprime o ângulo do sol em relação ao meio dia; é negativo antes do meio dia) ($^{\circ}$);
- δ : declinação solar (ângulo entre os raios solares e o plano equador) ($^{\circ}$).

Já δ é calculado pela Equação (3):

$$\delta = 23,45 \operatorname{sen} \left[\frac{360(284 + n)}{365} \right] \quad (3)$$

Onde:

- n : néssimo dia do ano (adimensional).

Os cálculos da radiação total (I_T) e difusa (I_d) foram feitos segundo as Equações (4) e (5), respectivamente:

$$I_T = I_{DN} + I_d \quad (4)$$

$$I_d = C * I_{DN} \left(\frac{1 + \cos \Sigma}{2} \right) \quad (5)$$

Onde:

- C^* : constante para cálculo da radiação difusa (Tabela 1) (adimensional);
- Σ : ângulo de inclinação da superfície ($^\circ$).

Como neste caso $\cos \Sigma = 1$ (plano horizontal), pode-se simplificar a Equação 5 na Equação 6:

$$I_d = C^* I_{DN} \quad (6)$$

Calculou-se, por fim, a fração da radiação total composta pela radiação direta (R_A) através da Equação (7). R_A será utilizado para a comparação desta fração dentre as metodologias.

$$R_A = \frac{I_{DN}}{I_T} \quad (7)$$

A Tabela 1 foi utilizada para a obtenção dos coeficientes A, B e C^* de cada mês para o cálculo da radiação direta e difusa.

Tabela 1 – Constantes para o cálculo da radiação direta e difusa

Mês	A (W/m ²)	B	C*
Janeiro	1.230	0,142	0,058
Fevereiro	1.215	0,144	0,060
Março	1.186	0,156	0,071
Abril	1.136	0,180	0,097
Maio	1.104	0,196	0,121
Junho	1.088	0,205	0,134
Julho	1.085	0,207	0,136
Agosto	1.107	0,201	0,122
Setembro	1.151	0,177	0,092
Outubro	1.192	0,160	0,073
Novembro	1.221	0,149	0,063
Dezembro	1.233	0,142	0,057

Fonte: ASHRAE, 2009

Com as equações apresentadas e os dados da Tabela 1, calculou-se a radiação direta para todos os dias do ano, das 6h às 18h. Os resultados serão apresentados no item 5.

3.1.2 DUFFIE E BECKMAN

A metodologia a seguir estabelece uma relação entre a radiação teórica e a radiação efetiva encontrada na prática. A radiação total teórica, H_0 , é calculada segundo a Equação (8):

$$H_0 = \frac{24 * 3600 G_{SC}}{\pi} \left(1 + 0,033 \cos\left(\frac{360n}{365}\right) \right) \left(\cos\phi \cos\delta \sin\omega_S + \frac{\pi \omega_S}{180} \sin\phi \sin\delta \right) \quad (8)$$

Onde:

- G_{SC} : constante solar (radiação média a meia distância entre o céu e a terra) equivalente a 1.367 W/m²;
- ω_S : duração do dia (°).

E ω_S pode ser encontrado pela Equação (9):

$$\arccos \omega_S = -\tan \phi \tan \delta \quad (9)$$

Já a radiação solar total no plano horizontal efetiva, H , foi obtida com o auxílio do CRESESB (Centro de Referência para Energia Solar e Eólica Sérgio de Salvo Brito). No site da instituição obteve-se a média mensal da radiação solar total diária (em kWh/m².dia) no plano horizontal, de todos os meses, em São Paulo. Os dados estão mostrados a seguir (Tabela 2):

Tabela 2 – Dados de irradiação solar diária média mensal em São Paulo

IRRADIAÇÃO SOLAR DIÁRIA MÉDIA MENSAL [kWh/m².dia]

Jan	Fev	Mar	Abr	Mai	Jun	Jul	Ago	Set	Out	Nov	Dez	Média
4,50	5,00	4,06	3,61	3,19	2,94	3,22	3,72	3,75	4,03	5,00	4,53	3,96

Fonte: CRESESB, 2014

Observando a Tabela 2, percebemos que o mês de menor irradiação solar diária é o de Junho, enquanto que de maior irradiação solar diária são os de Fevereiro e de Novembro.

A relação entre H e H_0 é indicada pelo adimensional K_T , denominado de índice de claridade, vide Equação (10):

$$K_T = \frac{H}{H_0} \quad (10)$$

Com K_T e ω_S é possível obter a relação entre H_d (radiação difusa efetiva) e H segundo a Equação (11):

$$\frac{H_d}{H} \begin{cases} \text{para } \omega_S \leq 81,4^\circ & \begin{cases} = 1 - 0,2727K_T + 2,4495K_T^2 - 11,951K_T^3 + 9,3879K_T^4 \text{ para } K_T < 0,715 \\ = 0,143 \text{ para } K_T \geq 0,715 \end{cases} \\ \text{para } \omega_S > 81,4^\circ & \begin{cases} = 1 + 0,2832K_T - 2,5557K_T^2 + 0,8448K_T^3 \text{ para } K_T < 0,722 \\ = 0,175 \text{ para } K_T \geq 0,722 \end{cases} \end{cases} \quad (11)$$

Obtém-se H_{DN} (radiação direta efetiva) pela diferença entre a radiação total e a radiação difusa, segundo a Equação (12).

$$H_{DN} = H - H_d \quad (12)$$

A fração da radiação direta em relação à radiação total segundo esta metodologia foi calculada como R_{DB} pelas Equação (13):

$$R_{DB} = \frac{H_{DN}}{H} \quad (13)$$

Propõe-se neste trabalho o cálculo da relação R_D com a finalidade de majorar o H_{DN} encontrado devido ao fato do sistema proposto ser composto por um coletor que é rastreador e se movimenta de acordo com o Sol, maximizando a absorção da radiação direta. R_D foi calculado segundo a Equação (14):

$$R_D = \frac{\cos\theta}{\cos\theta_z} \quad (14)$$

Onde:

- θ : ângulo de incidência (0);
- θ_z : ângulo de zênite (0).

Como $\cos\theta = 1$ (plano perpendicular à radiação direta), pode-se simplificar a Equação 13 na Equação (15):

$$R_D = \frac{1}{\cos\theta_z} \quad (15)$$

E $\cos\theta_z$ é encontrado a partir da Equação (16):

$$\cos\theta_z = \cos\phi \cos\delta \cos\omega + \sin\phi \sin\delta \quad (16)$$

Portanto a radiação direta majorada (H'_{DN}) e a fração da radiação direta majorada sobre a radiação total (R'_{DB}) resultam das Equações (17) e (18):

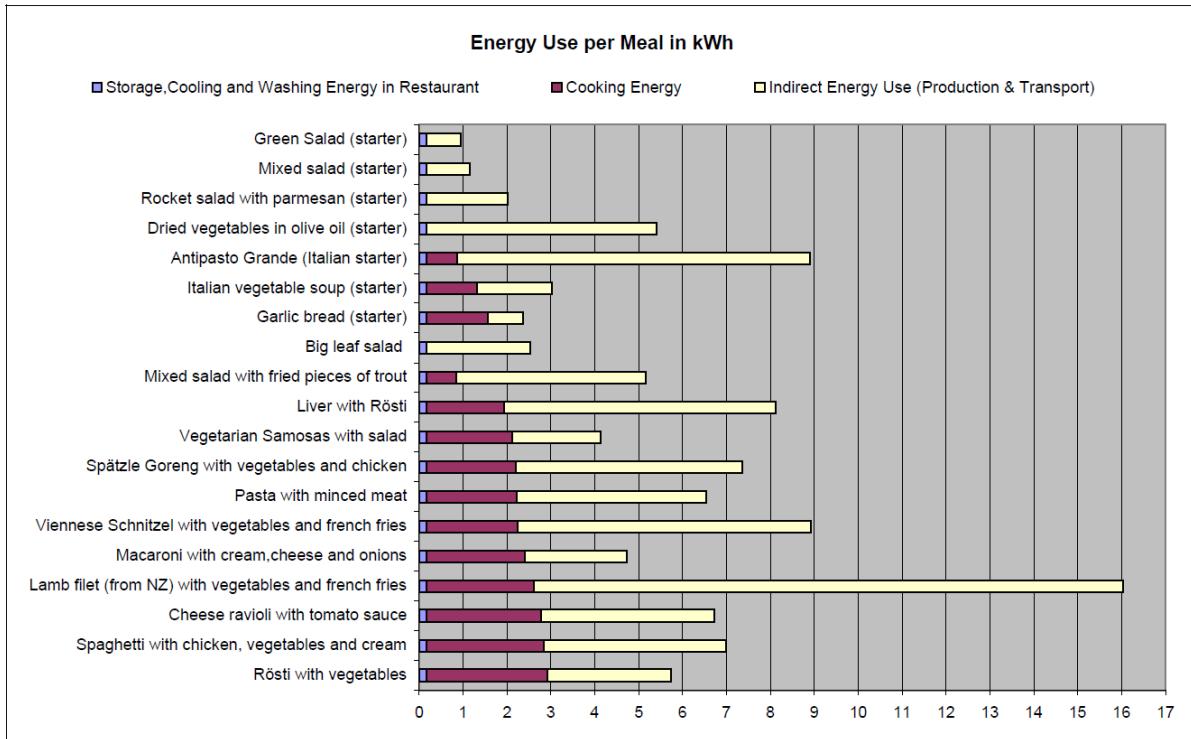
$$H'_{DN} = R_D * H_{DN} \quad (17)$$

$$R'_{DB} = \frac{H'_{DN}}{H} \quad (18)$$

As frações indicadas por R_{DB} e R'_{DB} serão comparadas a fração obtida segundo ASHRAE (R_A) no item 5.1.

3.2 Demanda energética para a preparação de alimentos de um Shopping Center

É importante ressaltar que diferentes refeições demandam diferentes níveis de energia para sua preparação. É possível observar essa variação na Figura 10, a seguir.

Figura 10 - Consumo de energia para diferentes refeições

Fonte: AEBISHER, et al, 2003

A Figura 10 acima trata de um estudo realizado a respeito de restaurantes na Alemanha. Nota-se que, neste caso, a energia gasta para preparar os alimentos indicados pode variar de 0 (no caso de pratos frios e saladas) a 3 kWh.

Na França mediou-se, em 1999, a energia gasta nos restaurantes de diferentes categorias de hotéis. O gasto foi dividido em conservação, preparação da refeição e lavagem de pratos e talheres. Na Tabela 3 é possível observar o resultado encontrado, dado em valores por refeição.

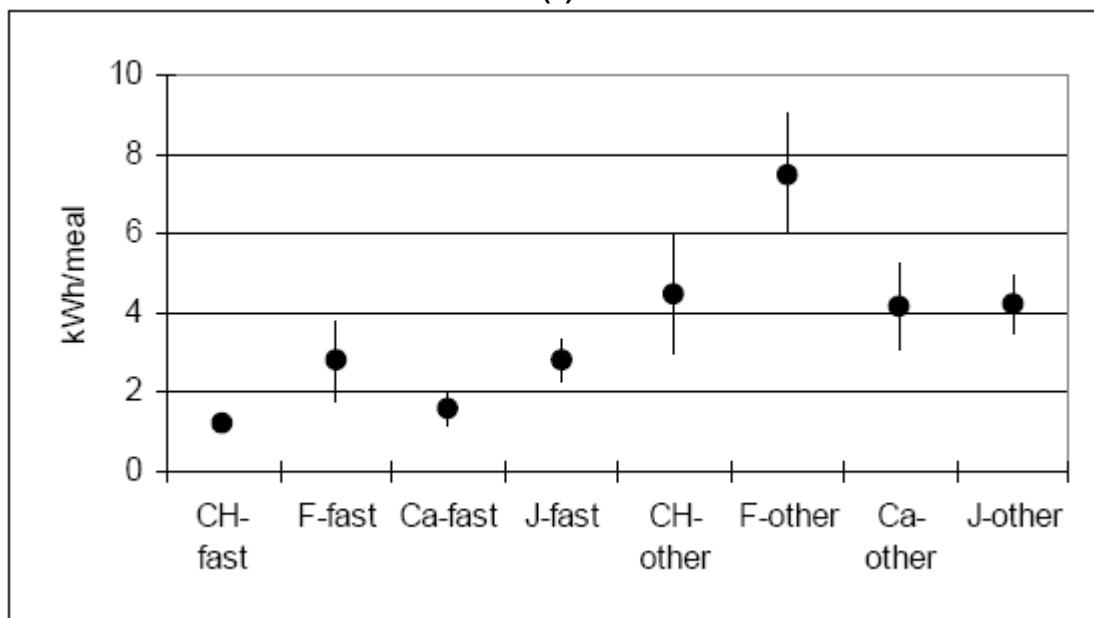
Tabela 3 – Energia gasta nos restaurantes de 4 categorias diferentes de hotéis

category of hotels	conservation kWh/meal	cooking kWh/meal	dishwashing kWh/meal	total kWh/meal	standard deviation
2**	0.44	2.08	0.25	2.77	0.94
2**/3***	3.81	3.89	0.25	7.95	2.18
3***	3.67	3.99	0.21	7.86	1.47
4****	2.53	3.92	0.13	6.58	2.13

Fonte: AEBISHER, et al, 2003

Estudos de caso em outros países mostraram que o consumo de energia por refeição em restaurantes fast-food é da ordem de 2 kWh e de 5 kWh em outros restaurantes (AEBISHER, et al. 2003 - Figura 11).

Figura 11– Energia (excluindo a gasta para esquentar ou resfriar o ambiente) por refeição em fast-food (fast) e outros restaurantes (other) na Suíça (CH), França (F), Califórnia (Ca) e Japão (J)



Fonte: AEBISHER, et al, 2003

Visto que há uma grande variabilidade de energia gasta por tipo de refeição e também há a variabilidade dos diferentes tipos de restaurantes em um shopping, se cria uma dificuldade na obtenção de uma boa estimativa para o consumo total de energia na preparação de alimentos. Após análise cuidadosa, adotamos a média dos dados de fast-food (Figura 11) e do estudo realizado na Alemanha para diversos tipos de refeições (Figura 10), chegando ao número de gasto energético por refeição a ser utilizado ao longo do dimensionamento. O gasto energético adotado foi de 1,5 kWh/refeição.

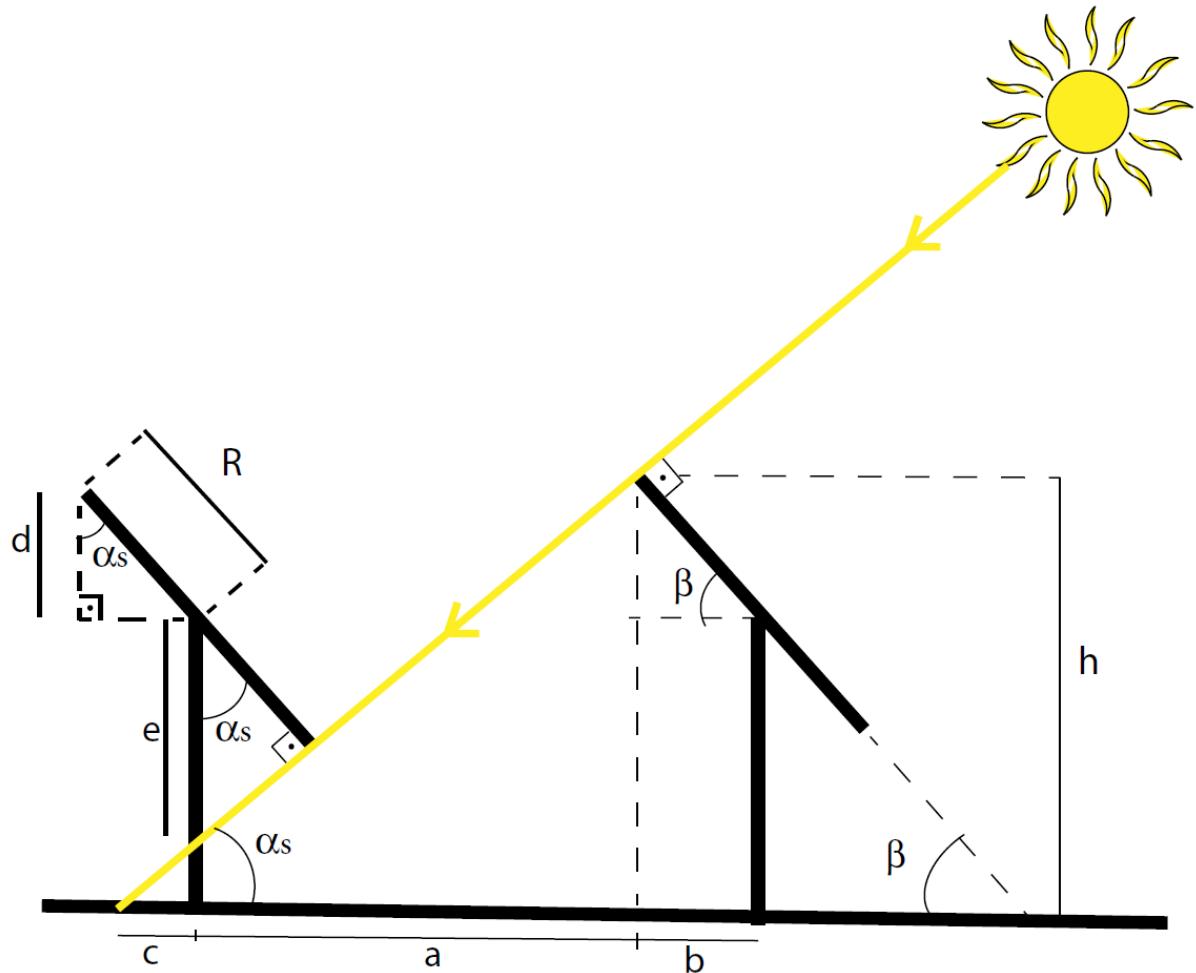
Sabido o gasto de energia na preparação de cada refeição e o número de refeições servidas diariamente no shopping, foi possível estimar o consumo total diário de energia.

3.3 Sombra

É necessário o correto espaçamento dos coletores quando implantados de modo a evitar ao máximo que ao longo do ano um coletor faça sombra em outro coletor vizinho, o que diminuiria a eficiência do sistema ao deixar de captar parte dos raios solares.

Utilizou-se o esquema representado na Figura 12 para o cálculo do espaçamento.

Figura 12 - Sombra causada pelo coletor



Fonte: Autores

O ângulo α_s foi calculado ao meio-dia ($\omega = 0$) no dia de maior declinação solar ($\delta = 23,45^\circ$), ou seja, dia 21 de junho através da Equação 19.

$$\operatorname{sen}\alpha_s = \cos\phi \cdot \cos\delta \cdot \cos\omega + \operatorname{sen}\phi \cdot \operatorname{sen}\delta \quad (19)$$

Já o espaçamento (e) é dado pela Equação 20.

$$e = a + b \quad (20)$$

Conhecido α_s e a altura do coletor, pode-se calcular, através das relações trigonométricas e semelhança de triângulos, os valores de a e b de tal forma a forma a determinar o espaçamento.

4 SISTEMA PROPOSTO

Um esquema do sistema proposto neste trabalho é mostrado na Figura 13. Como comentado anteriormente, o sistema proposto nesse trabalho de conclusão de curso é baseado no sistema já existente no Restaurante Central do COSEAS. Entretanto, eles se diferem na escolha do tipo de coletor solar e o nosso sistema produz apenas vapor.

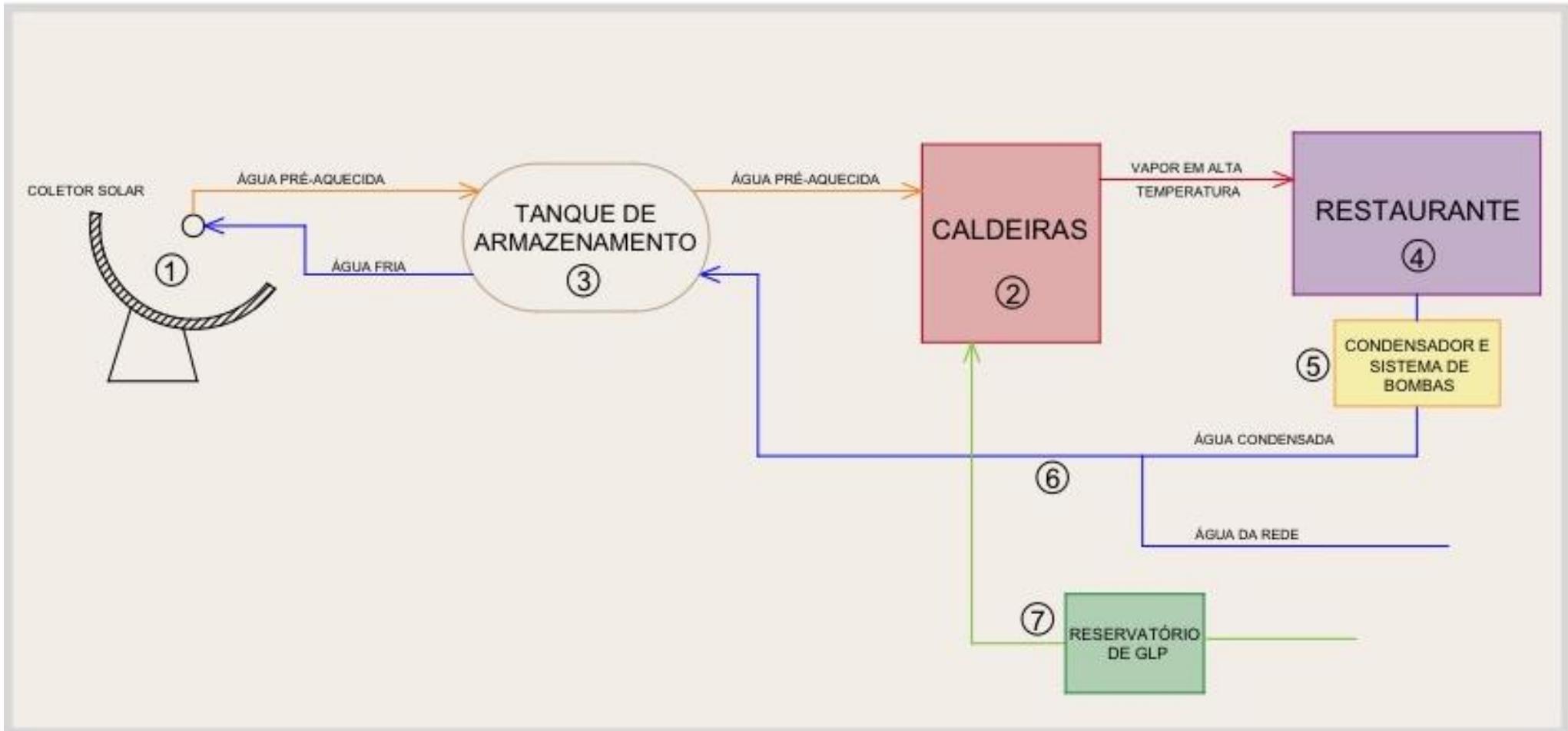
A primeira etapa do sistema é a captação de energia solar com os coletores solares de prato parabólicos (1) instalados na cobertura do shopping. No foco do coletor, a energia solar concentrada é transferida para água que está à temperatura ambiente e que sofre então, um pré-aquecimento.

A água pré-aquecida é então bombeada até um tanque de armazenamento (3), de onde sai a água para as caldeiras que produzem vapor saturado a 8 Kgl/cm² a partir da queima de GLP (2). O vapor em alta temperatura sai das caldeiras e chega aos restaurantes (4) onde será aplicado em panelas e equipamentos de banho-maria. O transporte do vapor é feito por meio de dutos com isolamento térmico para evitar ao máximo as perdas de temperatura para o meio.

Após o vapor ser utilizado nos restaurantes, é conduzido para um condensador (5), onde se transformará em água condensada, que será bombeada de novo para o sistema, para alimentar novamente a água que é pré-aquecida pelo conjunto de coletores solares. Para auxiliar na alimentação do sistema, junto à água condensada será utilizada água proveniente diretamente da rede de abastecimento (6). A mistura de água condensada e água da rede de abastecimento é conduzida até o tanque de armazenamento (3) e depois irá novamente para o coletores solares, reiniciando o processo de pré-aquecimento.

Todo o GLP utilizado nas caldeiras provém de um reservatório (7), que por sua vez está conectado à rede de abastecimento.

Figura 13 – Esquema do sistema de aquecimento de água de um shopping através da energia solar



Fonte: Autores

A caldeira escolhida para o nosso sistema foi a da empresa ECAL, modelo VMI-800 GLP (Figura 14), o mesmo utilizado no restaurante central do COSEAS, na USP. A capacidade de produção de vapor desta caldeira é de 3000 a 5000 kg/h a 8kgf/cm², podendo chegar até 12 kgf/cm². As especificações da caldeira estão no Anexo 1

Figura 14 – Caldeira horizontal geradora de vapor da empresa ECAL



Fonte: ECAL

O coletor será do modelo ARUN®30, da empresa Clique Solar (Figura 15). Ele automaticamente rastreia o Sol ao longo de todo o dia, nos eixos Leste-Oeste e Norte-Sul, para que se intercepte o máximo possível da radiação solar. O sistema de rastreamento é a combinação de um mecanismo cronológico com um mecanismo de percepção da luz solar, o que garante uma precisão apurada. Os painéis refletores, o receptor e o esquema de integração são os três componentes cruciais em qualquer sistema de concentrador solar. Ele é montado com um único apoio na superfície, com 3 metros de largura e 3 metros de comprimento. Pode ser operado com diversos fluidos passantes (vapor, água, óleo, ar, entre outros) e atinge temperaturas de até 180°C. O fluido passante escolhido é a água. Utilizando-se diretamente água ao invés de um óleo se conseguirá uma maior eficiência no aproveitamento energético do processo, pois assim não será necessário que se use um trocador de calor para que o óleo pré-aqueça a água do sistema. A vazão de água deverá ser dimensionada de maneira que ao passar pelo foco do concentrador

não se atinja a temperatura de ebulição, com isso se evita problemas no bombeamento. A vida útil deste coletor é superior a 25 anos. A cavidade, na qual os painéis refletores estão inseridos, é concebida para proporcionar altas temperaturas e minimizar as perdas. A eficiência deste coletor é de 60-65%. Outros parâmetros técnicos podem ser encontrados na Tabela 4.

Tabela 4 – Parâmetros técnicos do coletor ARUN®30

Área de abertura	34 m ²
Base de apoio	3 m x 3 m
Fluídos passantes	Vapor, água, óleo e ar
Capacidade de entrega	Até 180 °C
Massa da parte móvel	2,5 toneladas
Massa total	3 toneladas
Altura	7,5 m

Fonte: Clique Solar

Figura 15 - Coletores de energia solar ARUN®30 da empresa Clique Solar



Fonte: Clique Solar

Figura 16 - Coletores ARUN®30 associados



Fonte: Clique Solar

O condensador, equipamento utilizado para transferir calor entre dois fluidos que estão a diferentes temperaturas, será utilizado para resfriar e condensar o vapor d'água. Escolhemos utilizar um Modelo Standard do Tipo Cascos e Tubos da empresa TroCalor, como ilustrado na Figura 17 abaixo. Este modelo possui capacidade de refrigeração de 3.600 kcal/h (15,1 MJ/h) até 144.000 kcal/h (602,5 MJ/h). Possui alta capacidade de troca térmica devido à extensão de sua superfície de troca, proporcionando um aparelho de dimensões reduzidas.

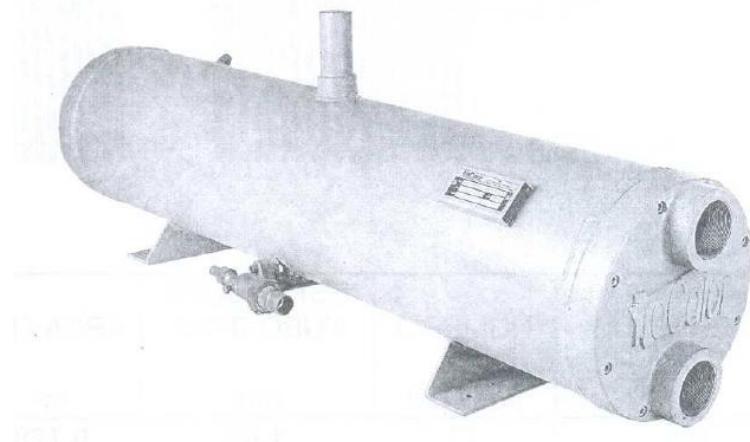
Considerações construtivas do modelo do condensador:

- São usados tubos aletados de Ø5/8" do tipo TRUFFIN em aço inoxidável / aço carbono / cobre / latão / cupro-níquel;
- Suporte em aço carbono;
- Espelhos de entrada e retorno são fixos podendo ser confeccionados em aço inoxidável / aço carbono / latão;

- Cabeçotes de entrada e retorno são fixos podendo ser confeccionados em aço inoxidável / aço carbono;
- Separadores / Chicanas são soldadas no casco e podem ser de aço inoxidável / aço carbono / latão;
- Casco: aço inoxidável / aço carbono.

Outras especificações e dados técnicos podem ser encontradas no Anexo 3.

Figura 17 - Condensador Standard do Tipo Cascos e Tubos da empresa TroCalor



Fonte: TroCalor

Para o aproveitamento do vapor na cocção dos alimentos, escolhemos um forno combinado Modelo CG20 da empresa Technicook Fornos Combinados (Figura 18). Os fornos possuem uma tecnologia que possui as funções: assar com ar seco, assar com vapor combinado, cozinhar ao vapor, grelhar, gratinar/corar, regenerar, descongelar e tecla de acionamento rápido para ar quente, vapor e cool down. A geração de vapor pode se dar por injeção automática e direta de água na câmara de cocção, com nível de vapor regulável. Porém, pode ser dar também por injeção manual de vapor através de comando independente e, com isso, o forno se adapta perfeitamente ao propósito do projeto. Outros dados técnicos se encontram no Anexo 4.

Figura 18 - Forno Combinado Modelo CG20 da empresa Technicook Fornos Combinados



Fonte: Prática

5 RESULTADOS OBTIDOS

5.1 Oferta Solar

Foi estudada a radiação direta em São Paulo portanto a latitude (ϕ) adotada foi de $-23,33^\circ$ (hemisfério sul).

O cálculo da radiação direta através da metodologia da ASHRAE foi feito para todos os dias do ano, das 6h às 18h. Assumiu-se a atuação de cada radiação por uma hora e foram somados em um mesmo dia. As médias mensais estão dispostas na Tabela 5 a seguir:

Tabela 5 - Resultados da metodologia da ASHRAE (kWh/m².dia)

	Jan	Fev	Mar	Abr	Mai	Jun	Jul	Ago	Set	Out	Nov	Dez	Média
ΣI_{DN}	11,80	11,09	9,84	8,36	7,07	6,39	6,55	7,52	8,98	10,29	11,45	11,95	9,27
ΣI_d	0,68	0,67	0,70	0,81	0,86	0,86	0,89	0,92	0,83	0,75	0,72	0,68	0,78
ΣI_T	12,48	11,76	10,54	9,17	7,92	7,25	7,44	8,43	9,81	11,04	12,17	12,63	10,05
R_A	0,95	0,94	0,93	0,91	0,89	0,88	0,88	0,89	0,92	0,93	0,94	0,95	0,92

Fonte: Autores

Observou-se que, por serem teóricos para um céu claro, os valores encontrados de radiação direta por este método são maiores do que os valores de radiação total medidos pelo CRESESB (Tabela 2). Os valores de R_A (fração da radiação direta perante a total) encontrados também foram altos (entre 0,88 e 0,95).

Os resultados encontrados pela metodologia de Duffie e Beckman estão na Tabela 6. Para encontrar a relação H_d/H utilizando as médias mensais, foi utilizado o valor de ω_S do dia 15 de cada mês uma vez que o CRESESB não informa os valores

de H diariamente. No caso do cálculo de R_D , ele foi calculado diariamente utilizando $\omega=45^\circ$ (9h ou 15h).

Tabela 6 - Resultados da metodologia de Duffie e Beckman (kWh/m².dia)

	Jan	Fev	Mar	Abr	Mai	Jun	Jul	Ago	Set	Out	Nov	Dez	Média
H_0	11,75	11,12	9,93	8,34	6,92	6,22	6,52	7,70	9,27	10,66	11,54	11,88	9,32
H	4,50	5,00	4,06	3,61	3,19	2,94	3,22	3,72	3,75	4,03	5,00	4,53	3,96
H_d	3,51	3,44	3,03	2,57	2,14	1,84	1,87	2,36	2,82	3,17	3,56	3,55	2,82
H_{DN}	0,99	1,56	1,03	1,04	1,05	1,10	1,35	1,36	0,93	0,86	1,44	0,98	1,14
R_{DB}	0,22	0,31	0,25	0,29	0,33	0,37	0,42	0,36	0,25	0,21	0,29	0,22	0,29
R_D	1,34	1,38	1,51	1,75	2,06	2,26	2,16	1,86	1,58	1,42	1,35	1,33	1,67
H'_{DN}	1,32	2,16	1,55	1,81	2,17	2,49	2,92	2,52	1,47	1,21	1,94	1,30	1,90
R'_{DB}	0,29	0,43	0,38	0,50	0,68	0,85	0,91	0,68	0,39	0,30	0,39	0,29	0,48

Fonte: Autores

Neste caso os valores da radiação direta são compatíveis aos valores do CRESESB por incorporar este aos cálculos. Por outro lado, a fração de radiação direta perante a total R_{DB} resultou em valores baixos (entre 0,21 e 0,42). Já R'_{DB} , que leva em consideração a radiação direta majorada por R_D , apresenta valores ligeiramente maiores no começo e no fim do ano (valores de 0,29 a 0,50 entre janeiro e março e entre setembro e dezembro) e picos maiores no meio do ano (valores de 0,68 a 0,91 entre maio e agosto).

Pode-se notar também que os valores de radiação direta encontrados no meio do ano são significativamente maiores que os encontrados no verão. Esta distorção se deve a adaptações das metodologias neste trabalho.

Calculada a radiação direta segundo as duas metodologias, adotou-se como oferta solar a média no ano da radiação direta de Duffie e Beckman majorada por R_D , portanto 1,9 kWh/m².dia.

5.2 Demanda energética para a preparação de alimentos de um Shopping Center

Por meio do estudo da bibliografia, observou-se que restaurantes fast-food, que representam a maior parte da praça de alimentação de um shopping, gastam, em média, 1,5 kWh na preparação de cada refeição.

São feitas 10.000 refeições diariamente no shopping estudado e, adotando 1,5 kWh/refeição na preparação do alimento, resulta em 15.000 kWh/dia de demanda total.

5.3 Coletores e Economia

Com os dados obtidos e adotando 65% de eficiência do coletor ARUN®30, calculou-se a economia gerada considerando a instalação de 3 coletores de prato parabólico na cobertura do shopping estudado. A escolha de 3 coletores foi feita com base nas dificuldades técnicas de implantação dos coletores na cobertura de um shopping deste porte e os diversos outros sistemas (ar condicionado, antenas, entre outros) que demandam grande parte da área útil da cobertura. A energia útil provida por eles foi calculada através da Equação 20:

$$Oferta\ solar = N \cdot A_C \cdot \eta \cdot H'_{DN} \quad (21)$$

Onde:

- N : número de coletores (adimensional);
- A_C : área de abertura de cada coletor (m^2);
- η : eficiência térmica do coletor (adimensional);
- H'_{DN} : média no ano da radiação direta segundo metodologia descrita no item 3.1.2 ($kWh/m^2.dia$).

Ao utilizarmos os parâmetros $N = 3$, $A_C = 34 m^2$, $\eta = 65\%$ e $H'_{DN} = 1,9 kWh/m^2.dia$, chega-se a uma oferta solar de aproximadamente 126 kWh/dia. Esta energia é equivalente a utilizada no preparo diário de aproximadamente 84 refeições.

Supondo que esta economia de 126 kWh/dia seja de GLP (poder calorífico de 11.500 kcal/kg (48,1 MJ/kg) ou 13,4 kWh/kg – Fonte: Copagaz) utilizado na caldeira, são aproximadamente 280 kg mensais economizados, o que se traduz em algo em torno de R\$ 850 mensais de economia (utilizando preço de R\$ 3,00 por kg – Fonte: ANP).

Quanto ao espaçamento dos 3 coletores, chegou-se a um espaçamento de aproximadamente 9,7m. Desta maneira, pode-se adotar, em favor da segurança, um raio de 10m de espaçamento entre cada coletor.

6 CONSIDERAÇÕES FINAIS

O sistema proposto tratou da utilização de radiação solar como fonte de energia para um shopping center, fato que, por si só, já possui um forte apelo de sustentabilidade que pode ser utilizado como um marketing do empreendimento. Outro ponto importante, é que por se tratar da aplicação de uma nova tecnologia que é visualmente atraente e chamativa para a população em geral, possui um apelo de marketing e até midiático ainda maior e que pode ser fortemente explorado. Esta foi uma das motivações para a realização deste trabalho, pois temos ciência de que um sistema inovador e deste porte, atualmente, não gera um retorno financeiro que pague o alto investimento a ser realizado.

A instalação dos 3 coletores propostos na cobertura do shopping estudado gerou uma economia de 126 kWh diariamente, equivalente a 84 refeições. Esta economia pode ser mais significativa em shoppings centers menores ou térreos, nos quais a relação de demanda energética por área seja menor. Outra possível aplicação desta tecnologia é em restaurantes ou postos de beira de estrada, onde a disponibilidade de área é maior, o custo desta área por metro quadrado é menor, a demanda energética é menor e o acesso à energia, tanto elétrica quanto gás, pode ser mais difícil que nos grandes centros urbanos.

Vale destacar também que o peso de cada coletor é de 3 toneladas e que sua instalação em uma cobertura necessitaria uma análise cuidadosa do ponto de vista estrutural. Com isso, também concluímos que o sistema será mais facilmente implantado em empreendimentos ainda a serem construídos, em que o projeto contemplará, de início, a laje de cobertura com o reforço estrutural necessário. Sabemos da dificuldade que seria a realização de uma obra de reforço de laje de cobertura em um shopping center em operação.

7 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- AEBISHER, et al. **Energy Efficiency Indicators for High Electric-Load Buildings.** Berkeley: Lawrence Berkeley National Laboratory, 2003.
- ANP. **Sistema de Levantamento de Preços.** Disponível em <http://www.anp.gov.br/preco/prc/Resumo_Por_Estado_Municipio.asp> Último acesso em: 7 de dezembro de 2014
- ARETE. **Arete – Cozinhas Industriais.** Disponível em: <<http://www.aretebrasil.com.br>> Último acesso em 08 de dezembro de 2014.
- ASHRAE. **Fundamentals.** Atlanta, 2009.
- CLIQUE SOLAR. **Clique Solar – ARUN Solar Boiler and Concentrated Solar Thermal Company.** Disponível em: <<http://www.cliquesolar.com/index.aspx>> Último acesso em 6 de dezembro de 2014.
- COPAGAZ. **O que é GLP?** Disponível em: <http://www.copagaz.com.br/representantes/o_que_e_glp.asp> Último acesso em 8 de dezembro de 2014.
- DUFFIE, J. A.; BECKMAN, W.A. **Solar Engineering of Thermal Processes.** Nova Iorque: John Wiley, 2006.
- ECAL. **Ecal – Caldeiras e Aquecedores.** Disponível em: <<http://www.ecal.com.br>> Último acesso em 08 de dezembro de 2014.
- HEARNSHAW, et al. **Energy Reduction and Benchmarking in Commercial Kitchens.** Berkshire: University of Reading, 2010.
- KALOGIROU, S. A. **Solar termal collectors and applications.** Nicosia: Elsevier, 2004.
- MCDONALD, C. F. **A hybrid solar closed-cycle gas turbine combined heat and power plant concept to meet the continuous total energy needs of a small community.** San Diego: Pergamon Journals, 1986.
- NAKABA, S. **Sistema solar para pré-aquecimento da água do restaurante universitário ‘Bandejão Central’ – Campus São Paulo.** São Paulo: EPUSP, 2004. 52 p.
- FILHO, A.M.B. **Consumo desagregado de energia elétrica por uso final m shopping centers na cidade de São Paulo – Estudo de casos.** São Paulo: EPUSP, 2004. 52 p.
- PRADO, R. T. A. **Notas de aula de PCC2261 – Física das Construções.** São Paulo: EPUSP.

PRÁTICA. Forno Combinado – A mais completa linha do mercado. Disponível em: <<http://www.praticaforos.com.br>> Último acesso em 6 de dezembro de 2014.

PUREFA. PUREFA – Programa de Uso Racional de Energia e Fontes Alternativas. Disponível em: <<http://sites.poli.usp.br/pme/sisea/Portugues/projetos/antigos/purefa.htm>> Último acesso em: 10 de outubro de 2014.

TROCALOR. Trocalor Indústria Mecânica LTDA. Disponível em: <<http://www.trocalor.com.br>> Último acesso em 2 de dezembro de 2014.

U.S. ENERGY INFORMATION ADMINISTRATION. Commercial Buildings Energy Consumption Survey (CBECS) - 2003. Disponível em: <<http://www.eia.gov/consumption/commercial/data/2003>> Último acesso em: 6 de outubro de 2014.

VEJA SÃO PAULO. Teto de shopping tem horta de 1.000 metros quadrados. Disponível em: <<http://vejasp.abril.com.br/materia/telhado-shopping-horta>> Último acesso em 6 de outubro de 2014.

8 ANEXO 1



Arete Assessoria em Vendas e Assistência Técnica Ltda
Rua Conceição, 571/ 603 2º andar - São Caetano do Sul - SP - Cep: 09530-060
Fone pabx: 0(xx11) 4229-7722 Fax: 0(xx11) 4229-7601
<http://www.aretebrasil.com.br>
e-mail: aretevendas@terra.com.br

COZINHAS PROFISSIONAIS

CALDEIRÃO GÁS/ VAPOR REDONDO

CALDEIRÃO GÁS/VAPOR MODELOS: GVAR E GVUR

Caldeirão REDONDO com aquecimento indireto a gás NATURAL ou GLP.

CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS DE FABRICAÇÃO:

Corpo fabricado em chapa de aço inoxidável, AISI-304, liga 18/8, com fundo abaulado para cima, para facilitar o escoamento total dos alimentos.

Câmara de vapor confeccionada em chapa de aço carbono tratado com pintura especial resistente a altas temperaturas composta de um corpo externo soldado ao interno, formando um conjunto rígido e resistente. Pressão de trabalho 0,5 Kg/cm².

Isolamento com lã de vidro ou lã de rocha na espessura mínima de 2", para evitar aquecimento da superfície externa e ao mesmo tempo melhorar o seu rendimento.

Revestimento externo de proteção em aço inoxidável, AISI-304, liga 18/8.

A água que se encontra na câmara é aquecida pôr um potente queimador de gás, tubular com injetores recambiáveis, o qual transforma à água em vapor, este aquece as paredes da câmara e transmite seu calor aos alimentos contidos no Caldeirão.

Pés construídos em tubo de aço inoxidável de diâmetro 4" e sapatas reguláveis.

PERFECES DO CALDEIRÃO:

- Válvula de segurança contra aumento de pressão na câmara de vapor.
- Válvula de vácuo, para proteção da câmara.
- Manômetro instalado na câmara.
- Dois registros de latão cromado diâmetro 3/8", para alimentação de gás nos queimadores.
- Indicador de nível de água da câmara, composto por registro diâmetro 3/8" para enchimento e um registro de diâmetro 3/8", para drenagem e indicação de nível.
- Torneira giratoria para alimentação de água diâmetro 3/4".
- Válvula para descarga de diâmetro 1 1/2".

MODELO AMERICANO GVAR:

Tampa fabricada em aço inoxidável, balanceada e fixada através de suportes ficando com um ângulo de abertura de 75 graus.

MODELO AUTOCLAVADO GVUR:

Tampa fabricada em aço inoxidável, balanceada e fixada através de molas ficando com um ângulo de abertura de 75 graus, e tendo na parte perimetral uma canaleta onde se encaixa uma guarnição de borracha sintética. A tampa é hermeticamente fechada pôr meio de torniquetes atarraxantes reforçados, Válvula de duplo efeito diâmetro 1 1/2", para proteção contra aumento de pressão e vácuo no lado de cocção dos alimentos, instalada na tampa do caldeirão.

CAPACIDADE: 100 LITROS

- MODELO GVAR100
- MODELO GVUR100

Espaço mínimo ocupado: 1.160 x 900 mm.

Altura total: 900 mm.

Consumo de gás GLP: 1,5 kg/h.

Diâmetro externo: 890 mm.

CAPACIDADE: 200 LITROS

- MODELO GVAR200
- MODELO GVUR200

Espaço mínimo ocupado: 1.350 x 1.115 mm.

Altura total: 900 mm.

Consumo de gás GLP: 2,4 kg/h.

Diâmetro externo: 1.070 mm.

CAPACIDADE: 300 LITROS

- MODELO GVAR300
- MODELO GVUR300

Espaço mínimo ocupado: 1.350 x 1.500 mm.

Altura total: 900 mm.

Consumo de gás GLP: 3,6 kg/h.

Diâmetro externo: 1.230 mm.

CAPACIDADE: 500 LITROS

- MODELO GVAR500
- MODELO GVUR500

Espaço mínimo ocupado: 1.730 x 1.530 mm.

Altura total: 900 mm.

Consumo de gás GLP: 5,0 kg/h.

Diâmetro externo: 1.422 mm.

OPCIONAL:

- Registros de gás com sistema de segurança para falta de chama.
- Acendimento automático dos queimadores (sistema piezoelétrico) 100W 220V mono.



Modelo GVUR500
Foto Ilustrativa

9 ANEXO 2



Características	Unid.	Modelos		
		VMI-3000	VMI-4000	VMI-5000
Potência Térmica	kcal/h	1.926.000	2.568.000	3.210.000
Produção de Vapor	20°C	3000	4000	5000
	80°C	3300	4400	5500
Consumo de Combustível	GLP	Kg/h	199	265,3
	GN	m ³ /h	235,3	313,8
	Diesel	l/h	253,9	338,5
Saída de Vapor	(N1)	Pol.	4	4
Descarga de Fundo	(N2)	Pol.	2	2 1/2
Válvula de Seg. (2x)	(N3)	Pol.	2	2
Chaminé	(N4)	mm	400	500
Dimensões	A	mm	2000	2000
	B	mm	3600	3600
	C	mm	4700	5240
	D	mm	5500	6370
	E	mm	3400	3950
	F	mm	2680	2680
Peso Aprox. com Água	Kg		16200	18000
				19250

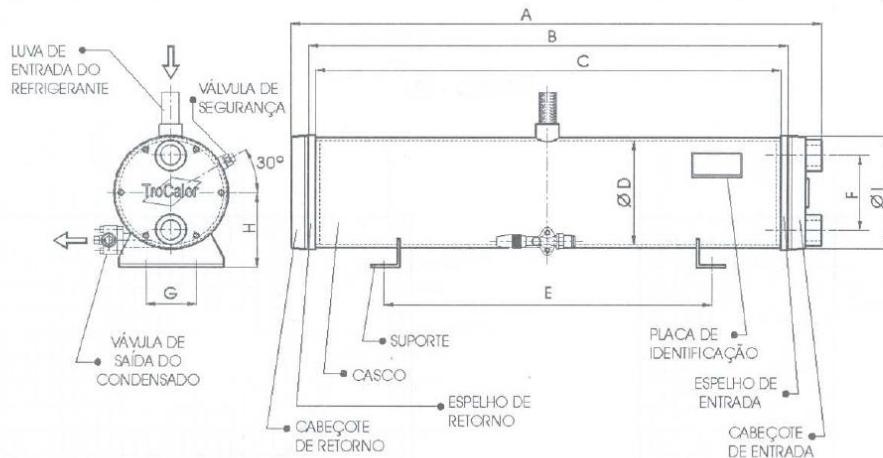
10 ANEXO 3



CONDENSADOR SHELL & TUBE

CARACTERÍSTICAS

DADOS DIMENSIONAIS DOS CONDENSADORES STANDARD TROCALOR



MODELO	CAP. NOM. kcal/h	ÁREA DE TROCA M ²	N. ^o TUBOS / PASSES	CONEXÕES (pol.)		REFRIG. ÁGUa								DIMENSÕES (mm)								
				Ø TUBOS		REFRIG. ÁGUa								DIMENSÕES (mm)								
				ENTR	SAÍDA	1/2	3/8	1/4	1/2	1	1 1/2	1 1/8	5/8	1	1 1/2	1,161	1,050	1,020	230	720	165	180
TCT-1	3.600	0.75	24/6	1/2	3/8	1/4	1/4	1/4	1/2	1	1 1/2	1 1/8	5/8	1	1 1/2	1,161	1,050	1,020	230	720	165	180
TCT-2	7.200	1.50	24/6	1/2	3/8	1/4	1/4	1/4	1/2	1	1 1/2	1 1/8	5/8	1	1 1/2	1,161	1,050	1,020	230	720	165	180
TCT-3	10.800	2.27	24/6	1/2	3/8	1/4	1/4	1/4	1/2	1	1 1/2	1 1/8	5/8	1	1 1/2	1,161	1,050	1,020	230	720	165	180
TCT-4	12.500	2.63	36/6	1/2	1	1/4	1/2	1	1	1	1 1/2	1 1/8	5/8	1	1 1/2	1,161	1,050	1,020	230	720	165	180
TCT-5	18.000	3.79	36/6	1 1/8	5/8	1	1	1	1	1	1 1/2	1 1/8	5/8	1	1 1/2	1,161	1,050	1,020	230	720	165	180
TCT-7,5	27.000	5.31	48/6	1 1/8	5/8	1	1	1	1	1	1 1/2	1 1/8	5/8	1	1 1/2	1,161	1,050	1,020	230	720	165	180
TCT-10	36.000	7.60	48/6	1 1/2	5/8	1	1	1	1	1	1 1/2	1 1/8	5/8	1	1 1/2	1,161	1,050	1,020	230	720	165	180
TCT-15	54.000	10.90	48/6	1 1/2	5/8	1	1	1	1	1	1 1/2	1 1/8	5/8	1	1 1/2	1,161	1,050	1,020	230	720	165	180
TCT-20	72.000	14.86	80/4	2	1	1	1	1	1	1	1 1/2	1 1/8	5/8	1	1 1/2	1,161	1,050	1,020	230	720	165	180
TCT-25	90.000	18.80	80/4	2	1	1	1	1	1	1	1 1/2	1 1/8	5/8	1	1 1/2	1,161	1,050	1,020	230	720	165	180
TCT-30	108.000	21.70	80/4	2 1/2	1	1	1	1	1	1	1 1/2	1 1/8	5/8	1	1 1/2	1,161	1,050	1,020	230	720	165	180
TCT-40	144.000	28.50	80/4	3	1 5/8	2 1/2	2 1/2	2 1/2	2 1/2	2 1/2	1 1/2	1 1/8	5/8	1	1 1/2	1,161	1,050	1,020	230	720	165	180

SELEÇÃO DO CONDENSADOR

CONDIÇÕES DE CÁLCULO

Temperatura de Condensação: 40°C

Temperatura de Entrada da Água: 27°C

Dados Necessários: Carga Frigorífica e Temperatura de Evaporação

TEMPERATURA DE EVAPORAÇÃO (°C)											
- 40	- 35	- 30	- 25	- 20	- 15	- 10	- 5	0	5	10	
COEFICIENTE DE CORREÇÃO											
1.53	1.49	1.44	1.39	1.35	1.30	1.27	1.24	1.21	1.19	1.17	

Exemplo: Para uma Carga Frigorífica = 3.710 kcal/h e Temp. Evaporação = -5°C

3.710 kcal/h x 1.24 = 4.600 kcal/h

Localizar no diagrama 4.600 kcal/h, o que corresponde ao condensador TCT-1, com vazão de 1.110 l/h

TroCalor - Home page : www.trocalor.com.br - e-mail : engenharia@trocalor.com.br - tel.: (0xx21) 3372 - 8484

*AS ESPECIFICAÇÕES E DADOS DESSE CATÁLOGO ESTÃO SUJEITOS A MODIFICAÇÕES SEM AVISO PRÉVIO.

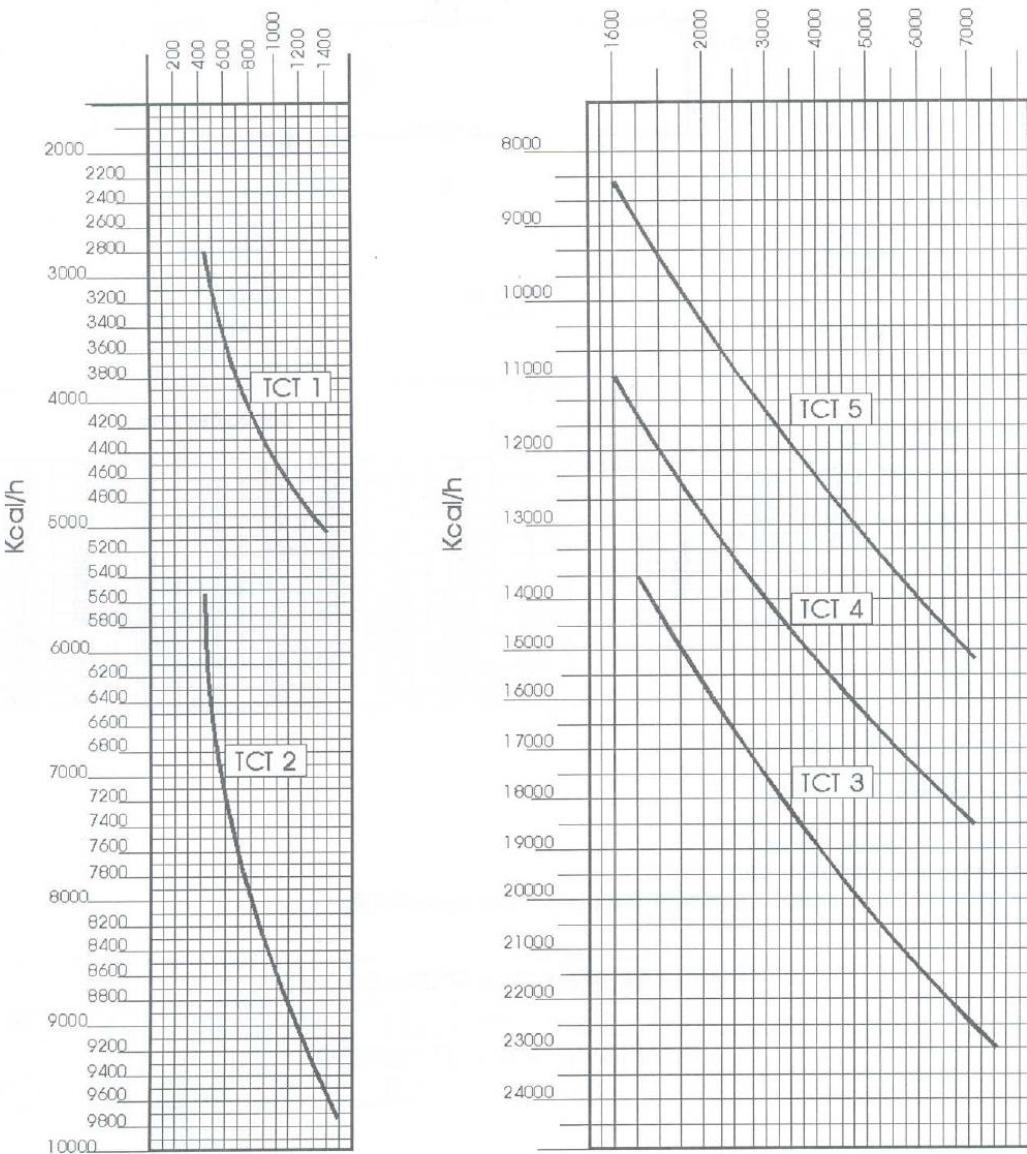


CONDENSADOR SHELL & TUBE

CARACTERÍSTICAS

DIAGRAMAS DE DESEMPENHO

VAZÃO - l/h

TrocCalor - Home page : www.trocalor.com.br - e-mail : engenharia@trocalor.com.br - tel.: (0xx21) 3372 - 8484

*AS ESPECIFICAÇÕES E DADOS DESSE CATÁLOGO ESTÃO SUJEITOS A MODIFICAÇÕES SEM AVISO PRÉVIO.

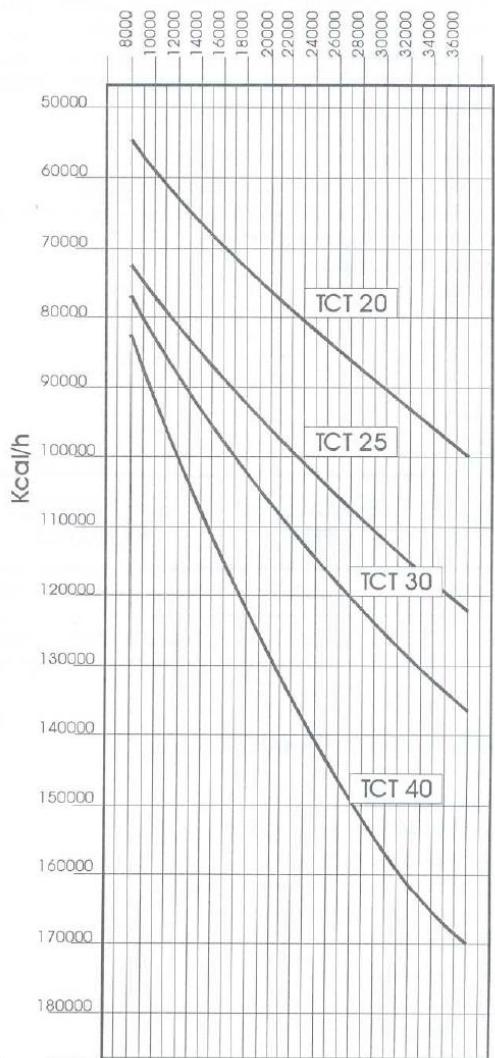
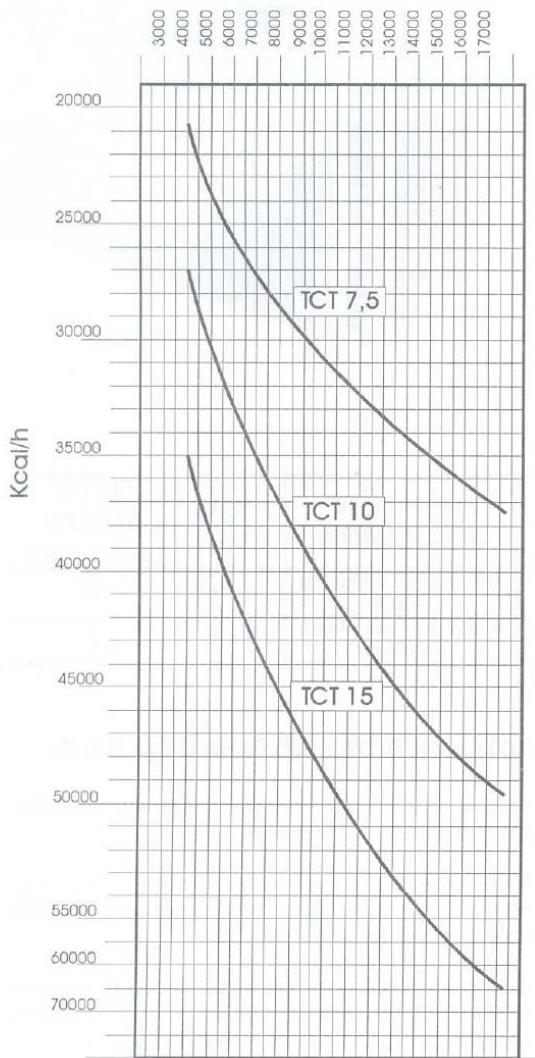


CONDENSADOR SHELL & TUBE

CARACTERÍSTICAS

DIAGRAMAS DE DESEMPENHOS

VAZÃO - l/h



11 ANEXO 4

**FORNO COMBINADO
A GÁS CG20**



**CAPACIDADE
20 Gns 1/1x65mm**

Aplicação
Preparação de alimentos através das funções assar com ar seco, assar com vapor combinado, cozinhar ao vapor, grelhar, gratinar/corar, regenerar, descongelar.

Capacidade
Para 20 Gns 1/1x65mm (compatível com Gns de demais profundidades e grelhas) ou até 700 refeições por turno de 4 horas, podendo variar de acordo com a aplicabilidade.

Outras Funções
Teclas de acionamento rápido para função ar quente, cozinhar ao vapor e vapor combinado
Função cool down (esfriamento)
Geração de vapor por injeção automática e direta de água na câmara de cocção, com nível de vapor regulável para: baixo, médio e alto.
Possui também a opção de injeção de vapor manual através de comando independente.

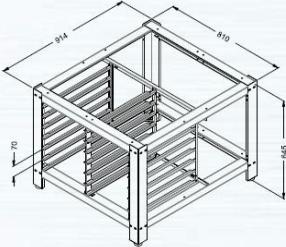
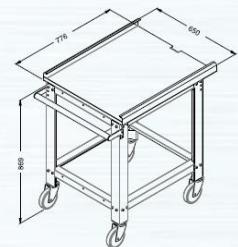
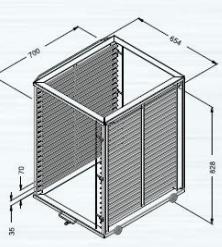
Construção
Integralmente construído em aço inoxidável
Amplio visor frontal com vidro duplo/temperado
Iluminação interna com comando no painel
Suporte interno removível para gns, equipado com rodízios para carga/descarga rápida
Possui cantos arredondados e dreno para facilitar a higienização
Disponível para consumo em gás GLP ou Gás natural.

Controles
Comando em teclado eletrônico e mostrador em display digital para temperatura de câmara e tempo
Temperatura de câmara varia de 50°C a 250°C.

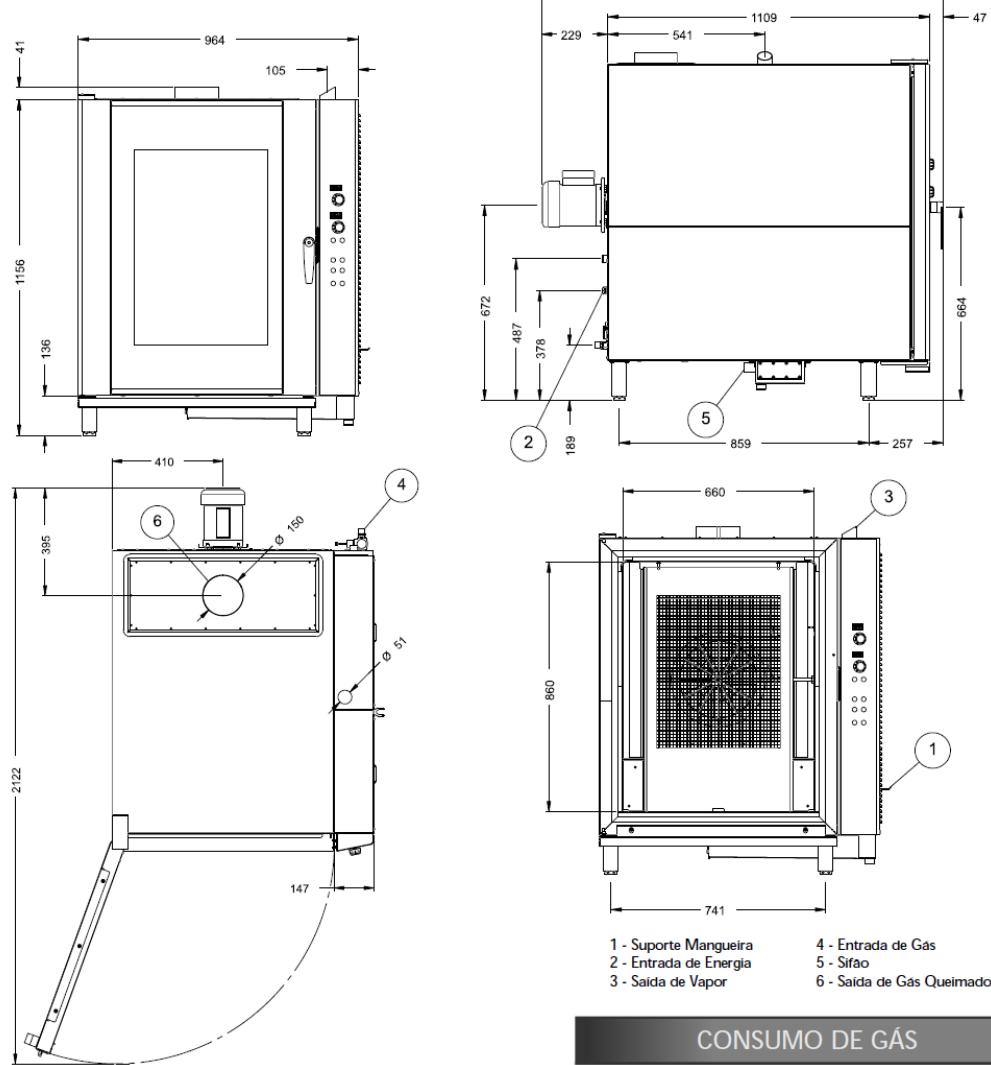
Acessórios Opcionais
Base em aço inox, desmontável, com suporte para gns
Gaiola Extra equipada com rodízios, capacidade de 20 Gns 1/1
Carro de troca rápida, com rodízios para locomoção da gaiola removível
Gastronorms 1/1
Grelha 1/1
Grelha para 6 Frangos
Filtro de Água.

CARRO GAIOLA

Dimensões	Externo
Altura	645mm
Largura	810mm
Profundidade	914mm
Espaço entre Gns	70mm
Quantidade Gns	12 (Máximo)

FORNO COMBINADO A GÁS CG20



TEMPERATURA

De 50 °C ate 250 °C.

ELÉTRICA

Volt	Amps	Hz	kW	Disjuntor	Consumo
220V 2~	3,3A	50/60	0,72	10 A	1 kW.h

Para instalar o equipamento:

- Conexão terra;
- Deve ser respeitado um afastamento mínimo em relação as laterais e o fundo do forno (esquema instalação);
- O forno não deve ser colocado junto a equipamentos que exalam gorduras, calor ou vapor.

CONSUMO DE GÁS

Kbtu	GLP (kg/h)	GN (m ³ /h)
106,62	2,38	2,28

VAPOR

Gerado por Injeção de água com 3 níveis de vapor.

DIMENSÕES

	Interno	Externo
Altura	860mm	1197mm
Largura	660mm	964mm
Profundidade	734mm	1385mm
Espaço entre prateleiras		70mm

DADOS PARA TRANSPORTE

Peso		Dimensões da Caixa			Tipo de Embalagem	
Líquido	Bruto	Altura	Largura	Profundidade	Volume	Pallet de Madeira, Plástico Bolha.
262kg	320kg	1,42m	1,14m	1,54m	2,49m ³	

12 ANEXO 5



Turnkey Solar Thermal Solutions

Performance Guarantee

Lifetime AMC Support



Thermal Energy Storage

Efficient Land Usage

★ INDIA'S FIRST SOLAR BOILER COMPANY ★

www.cliquesolar.com

CLIQUE SOLAR

Clique Solar manufactures solar boilers (under the brand name ARUN®) to generate thermal energy in the form of steam, hot water or hot oil for use in diverse applications like industrial process heating, cooking and comfort cooling. It provides a one-stop turnkey solution from design, product development, installation, integration with the existing system, commissioning as well as life-long operations & maintenance of the system. Clique Solar is a channel partner of Ministry of New and Renewable Energy (MNRE). Its patented ARUN® technology has been developed with support from IIT Bombay.

ARUN® TECHNOLOGY

ARUN® technology is based on the principles of a magnifying glass (or a parabola) and a sunflower. It uses an ingenious, two dimensional, fresnelized mirror arrangement scheme to get a 3-D parabola effect. Like a sunflower, ARUN® automatically tracks the sun from sunrise to sunset on both East-West and North-South axes to intercept maximum sunlight throughout the year, irrespective of the installation location. ARUN® dish is mounted on a single column, thus occupying ground area of less than 3m x 3m. The lifespan of an ARUN® dish is greater than 25 years.

KEY FEATURES OF ARUN®

Performance Guarantee: Clique Solar gives written guarantee on the performance of ARUN® dish

Small Footprint Area & Retrofits: The small footprint area of ARUN® dish enables it to be mounted at locations which have space limitations. It can also be erected on rooftops of existing buildings

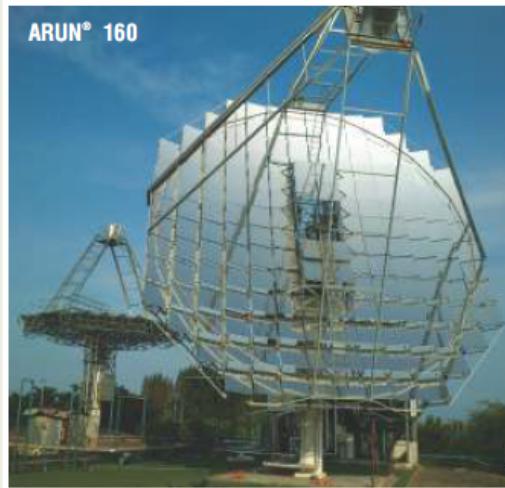
Non-Solar Hours Operations: ARUN® can be augmented with a heat energy storage facility for operation in non-solar hours.

Efficient & accurate delivery: ARUN® can accurately deliver upto 300°C (oil) and 20 bar (steam)

Government Subsidy: MNRE provides support by way of capital subsidy for every ARUN® installation

IBR Approval: ARUN® is the first IBR approved Solar Boiler in India

High Wind Bearing Capacity: ARUN® is designed to operate in wind speeds up to 10 m/s and it can survive in wind speeds up to 45 m/s

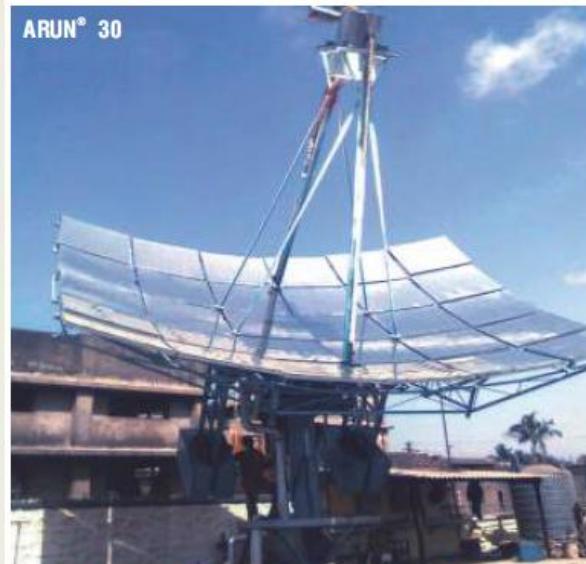


APPLICATIONS OF ARUN®

Industry/Process	Applications
Mass/Community Cooking	Steam or thermic oil based cooking at a mass level
Pharmaceutical Industry	Sterilization, Drying, Process and comfort cooling
Dairy industry	Milk pasteurization, Cleaning-in-place (CIP)
Hospitals & Hospitality Industry	Laundry, Bathing, Washing, Sterilization, Comfort cooling, Cooking
Automobile Industry	Cleaning and degreasing operations, paint drying
Food Processing Industry	Distillation, concentration of extracts, bio-mass dehydration, drying
Textile Industry	Mercerizing, drying, finishing
Chemical Processing Plants	Effluent treatment, galvanizing, solvent extraction, drying
Residential Housing complexes	Hot water for bathing, washing, comfort cooling using VAM
Paper & Pulp Industry	Kraft pulping, effluent treatment and bleaching
Any other industry having thermal energy requirement from 50°C up to 300°C	

PRODUCT SPECIFICATIONS

PARAMETERS	ARUN® 160	ARUN® 100	ARUN® 30
Aperture area	169 m ²	104 m ²	34 m ²
Footprint area	3m x 3m	3m x 3m	3m x 3m
Thermic medium	Steam, Hot Water, Hot oil, Hot air		
Delivery capacity	Up to 20 bar pressure Up to 300°C temperature	Up to 20 bar pressure Up to 300°C temperature	Up to 10 bar pressure Up to 180°C temperature
Weight	Moving weight: 13 tons Total weight: 18 tons	Moving weight : 9 tons Total Weight : 12 tons	Moving weight: 2.5 tons Total weight: 3 tons
Height	18.5 m from top to bottom	11.5 m from top to bottom	7.5 m from top to bottom
Effective saving of fuel (per annum)	16,000 – 20,000 liters of furnace oil equivalent	9,000 – 12,000 liters of furnace oil equivalent	2,500 – 3,000 liters of furnace oil equivalent



KEY OUTPUT FIGURES (PER DAY)

APPLICATION	ARUN® 160	ARUN® 100	ARUN® 30
Thermal Energy	5.5 lakh – 6 lakh kCal	3.5 lakh – 4 lakh kCal	80,000 – 100,000 kCal
Steam generation	900 - 1,000 kg	550 - 600 kg	120 - 150 kg
Hot water ($\Delta T = 30^\circ\text{C}$)	17,000 - 20,000 liters	11,000 - 12,500 liters	3,000 - 3,500 liters
Cooking	6,000 - 6,500 meals	3,700 - 4,000 meals	800 – 1,000 meals
Milk Pasteurization	20,000 - 25,000 liters	12,000 - 15,000 liters	3,300 - 4,000 liters
Laundry	450 - 500 kg	250 - 300 kg	65 - 75 kg

AWARDS & RECOGNITIONS



Winner of the 'Best Solar Thermal Technology Award' at Intersolar Europe 2013



ARUN® was amongst the Top 3 in the world at CSP Today, Spain 2012 Awards, 2012 in the "Best Technology Supplier" category



Winner of the "Best Solar Project in India" at Intersolar India 2012 for installation at NTPC (Greater Noida) – One of the largest solar cooling systems in the country

OUR CLIENTELE



Pressurised hot water for deresining at the paint shop



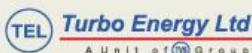
Steam for cooking with steam storage facility



Steam for laundry, water heating & cooking



Steam for comfort cooling with storage



Presurised hot water for comfort cooling



Steam for milk pasteurization with storage facility



Steam for community cooking



Steam for milk pasteurization & CIP

CONNECT WITH US

Postal Address:

Clique Developments Limited
149/BCD, First Floor, Government Industrial Estate,
Charkop, Kandivali (West),
Mumbai – 400067

Phone: +91 22 2860 9011 | Fax: +91 22 2860 9734

Website: www.cliquesolar.com | E-mail: info@cliquesolar.com

YouTube: www.youtube.com/CliqueSolarTV