



PROJETO DE GRADUAÇÃO

**PROJETO DE CLIMATIZAÇÃO DE ALTO
DESEMPENHO PARA ADEGA DE CACHAÇA**

Por,
Tomaz Silva Gonzales

Brasília, 23 de novembro de 2017

UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA

FACULDADE DE TECNOLOGIA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECANICA

UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA
Faculdade de Tecnologia

PROJETO DE GRADUAÇÃO

**PROJETO DE CLIMATIZAÇÃO DE ALTO
DESEMPENHO PARA ADEGA DE CACHAÇA**

POR,

Tomaz Silva Gonzales

Relatório submetido como requisito parcial para obtenção
do grau de Engenheiro Mecânico.

Banca Examinadora

Prof. João Manoel Dias Pimenta, UnB/ ENM
(Orientador)

Prof. Taygoara Felamingo de Oliveira, UnB/ ENM

Profa. Cláudia Naves David Amorim, UnB/ FAU

Brasília, 23 de novembro de 2017

RESUMO

Este projeto propõe um novo sistema de climatização para adega de cachaça, utilizando soluções passivas e ativas de resfriamento. O sistema é composto de um poço provençal e chaminé solar como soluções passivas, e um módulo evaporativo como solução ativa. Também é selecionado os materiais das superfícies opacas da adega, a fim de diminuir a carga interna necessária para atingir os objetivos propostos. O sistema é simulado matematicamente, através de modelos teóricos de todas as soluções, separadamente e conjuntamente. Assim, a temperatura interna, a umidade relativa e a vazão mássica de ar da adega é avaliada. Além disso, os efeitos nessas condições ambientais são estudados, através da alteração nas configurações físicas das soluções de climatização implementadas. Como resultado, o sistema apresentado demonstra a capacidade de manter as condições requeridas para uma adega de envelhecimento em barris de madeira, mantendo níveis constantes e aceitáveis de temperatura e umidade relativa.

ABSTRACT

This project proposes a new HVAC system for an aging cellar by means of passive and active cooling solutions. The system is composed by an earthtube and a solar chimney as its passive solutions, and the evaporative cooling module as the active one. Also, the opaque surfaces' materials are selected for the aging cellar in order to decrease its cooling loads. This system is mathematically simulated based on theoretical models of all proposed solutions, to do separately for each one and for the entire system connected. Thereby, the temperature, relative humidity and mass flow for the internal air of the aging cellar is evaluated. Moreover, the effects of solutions' different constructive configurations in those ambient conditions are studied. The results show that the system is able to provide the require conditions for aging cellar which uses wooden barrels, maintaining constants and acceptable levels of temperature and relative humidity.

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO	1
1.1 TEMA EM ESTUDO E SUA RELEVÂNCIA	1
1.2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	2
1.3 OBJETIVOS	7
1.4 METODOLOGIA	8
2. PROCESSO DE PRODUÇÃO DA CACHAÇA	9
2.1 OBTENÇÃO DA CANA-DE-AÇUCAR	10
2.2 MOAGEM	11
2.3 FERMENTAÇÃO NATURAL	11
2.4 DESTILAÇÃO	12
2.5 ENVELHECIMENTO	13
3. CASO DE ESTUDO	16
3.1 LOCALIZAÇÃO	16
3.2 ARQUIVO CLIMÁTICO	17
3.3 CARACTERÍSTICAS DO SOLO	19
3.4 PROJETO ARQUITETÔNICO DA ADEGA	20
3.5 MODELAGEM COMPUTACIONAL DA ADEGA	24
4. SOLUÇÕES DE CLIMATIZAÇÃO PASSIVA	27
4.1 POÇO PROVENÇAL	28
4.1.1 Temperatura do Solo	29
4.1.2 Modelo Matemático do Poço Provençal	32
4.2 CHAMINÉ SOLAR	35
4.2.1 Balanço de Energia para a Cobertura Transparente	38
4.2.2 Balanço de Energia para o Ar dentro da Chaminé	39
4.2.3 Balanço de Energia para a Parede Absortiva	40
4.3 COMBINAÇÃO ENTRE CHAMINÉ SOLAR E POÇO PROVENÇAL	40
5. SOLUÇÕES DE CLIMATIZAÇÃO ATIVA	43
5.1 Painel Evaporativo	44
5.2 Ventilador	48
6. BALANÇO DE ENERGIA TOTAL DO SISTEMA	49
7. DISCUSSÃO DE RESULTADOS	57
5.1 RESULTADOS DO POÇO PROVENÇAL	57
5.1 RESULTADOS DA CHAMINÉ SOLAR	60
5.1 RESULTADOS DO MÓDULO EVAPORATIVO	63
5.1 RESULTADOS DA CHAMINÉ SOLAR, POÇO PROVENÇAL E MÓDULO EVAPORATIVO COMBINADOS	65
8. CONCLUSÃO	72
REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS	74
ANEXOS	76

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1. Diagrama do processo de produção da cachaça.....	10
Figura 2.2. Típica adega de envelhecimento de bebidas.....	15
Figura 3.1. Localização do município de Taiobeiras – MG.	16
Figura 3.2. Temperaturas de bulbo seco (acima) e umidade relativa anual média.	17
Figura 3.3. Dia quente típico (a) e dia frio típico (b) em Taiobeiras – MG.	18
Figura 3.4. Perfil anual médio da irradiação global horizontal.	18
Figura 3.5. Mapa de Solos do Estado de Minas gerais.	19
Figura 3.6. Tipo de solo para Taiobeiras – MG.	20
Figura 3.7. Latossolo amarelo distrófico, LAd1. Fonte: EMBRAPA	20
Figura 3.8. Planta baixa da adega.....	21
Figura 3.9. Estrutura metálica de sustentação dos barris – vista frontal.....	21
Figura 3.10. Estrutura metálica de sustentação dos barris – vista lateral.	22
Figura 3.11. Modelo tridimensional da adega proposta.	22
Figura 3.12. Modelo tridimensional da adega proposta – corte lateral.....	23
Figura 3.13. Modelo tridimensional da adega proposta – corte frontal.	23
Figura 3.14. Resultado da otimização das superfícies opacas.....	24
Figura 3.15. Materiais da fachada lateral.	25
Figura 3.16. Comparação entre a temperatura ambiente e a temperatura interna em evolução livre.....	26
Figura 3.17. Valores da umidade relativa para 5 dias quentes do ano.....	27
Figura 4.1. Representação das soluções passivas utilizadas na adega.....	28
Figura 4.2. Poço provençal com tubulações conectadas em paralelo.	28
Figura 4.3. Resistências térmicas para cada seção do tube e do solo.....	32
Figura 4.4. Configuração da tubulação em paralelo.	34
Figura 4.5. Representação do funcionamento da chaminé solar inclinada.	35
Figura 4.6. Diagrama esquemático da chaminé solar.....	37
Figura 4.7. Esquema da chaminé solar por circuitos elétricos.	37
Figura 5.1. Indicação do local de instalação do painel evaporativo.	43
Figura 5.2. Esquema de funcionamento do painel evaporativo (a) e sua painel de celulose (b).....	44
Figura 5.3. Resistências térmicas para cada seção do tube e do solo.....	44
Figura 5.4. Perfil logarítmico da interação entre o ar e a água, pelo calor (a) e massa (b).	45
Figura 5.5. Balanço térmico do ambiente.....	48
Figura 6.1. Balanço térmico do ambiente.....	49
Figura 6.2. Balanço térmico para uma superfície com face externa e interna.	50
Figura 6.3. Circuito elétrico dentro da superfície opaca.....	50
Figura 6.4. Nós avaliados das superfícies opacas e sua relação com o ambiente interno.	55
Figura 6.5. Circuito elétrico da parede opaca, onde 's' é superfície, 'o' externo, 'i' interno.	55
Figura 7.1. Temperaturas do solo em função de sua profundidade.	57
Figura 7.2. Relação entre a Efetividade das trocas de calor e Numbers of Termal Units (NTU).	58
Figura 7.3. Efetividade do poço em função de seu diâmetro.	59
Figura 7.4. Efetividade do poço em função de seu comprimento.	60
Figura 7.5. Relação entra a temperatura de saída e a altura da chaminé solar.....	61
Figura 7.6. Relação entra a vazão mássica e a altura da chaminé solar.	61
Figura 7.7. Relação entra a temperatura de saída e a lacuna da chaminé solar.....	62
Figura 7.8. Relação entra a vazão mássica e a lacuna da chaminé solar.	62
Figura 7.9. Efetividade do módulo evaporativo em função da velocidade do ar.	63
Figura 7.10. Perda de carga do módulo evaporativo em função da velocidade do ar.	64
Figura 7.11. Temperatura da chaminé solar a cada hora do dia 16/10.....	66
Figura 7.12. Umidade relativa da chaminé solar a cada hora do dia 16/10.	66

Figura 7.13. Ganhos internos por tipo de superfície para o dia 16/10.	67
Figura 7.14. Temperatura da chaminé solar a cada hora do dia 21/05.....	69
Figura 7.15. Umidade relativa da chaminé solar a cada hora do dia 21/05.	69
Figura 7.16. Ganhos internos por tipo de superfície para o dia 21/05.	70
Figura 7.17. Temperatura da adega em função do diâmetro da t ...	Error! Bookmark not defined.
Figura 7.18. Temperatura da adega em função do diâmetro da t ...	Error! Bookmark not defined.

LISTA DE TABELAS

Tabela 4.1. Características térmicas dos tipos de solos apresentados no software EnergyPlus	31
Tabela 4.2. Dados de saída do programa auxiliar CalcSoilSurfTemp	31
Tabela 6.1. Valores para o coeficiente convectivo interno.	54
Tabela 6.2. Resistência térmica interna e externa (NBR 15220).....	54
Tabela 6.3. Condições do ar no cálculo de balanço de energia.	56
Tabela 7.1. Componentes e suas características físicas a serem otimizados	65

LISTA DE SÍMBOLOS

Símbolos Latinos

A	Área	$[m^2]$
D	Diâmetro	$[m]$
C_p	Calor específico	$[J/kg \cdot ^\circ C]$
g	Aceleração gravitacional	$[m/s^2]$
h	Entalpia específica	$[kJ/kg]$
H	radiação difusa na superfície inclinada	$[W/m^2]$
K	Condução térmica	$[W/m \cdot K]$
L	Comprimento	$[m]$
\dot{m}	Vazão mássica	$[kg/s]$
P	Pressão	$[kPa]$
\dot{Q}	Ganho de calor	$[kW/s]$
r	raio	$[m]$
R	Resistência térmica	$[^\circ C/W]$
T	Temperatura	$[^\circ C]$
v	velocidade	$[m/s]$
V	Vazão volumétrica	$[m^3/s]$

Símbolos Gregos

β	inclinação da chaminé solar	$[rad]$
ε	Emissividade	
Δ	Variação entre duas grandezas similares	
ρ	Densidade	$[m^3/kg]$
σ	Constante de Stefan-Boltzmann	$[W \cdot m^{-2} \cdot K^{-4}]$
τ	Transmissividade	
ν	Viscosidade cinemática	$[m^2/s]$
ω	Umidade absoluta	$[Kg/Kg]$

Grupos Adimensionais

Nu	Número de Nusselt
Re	Número de Reynolds
Pr	Número de Prandtl
Gr	Número de Grashof

Subscritos

<i>amb,air</i>	ambiente
<i>cs</i>	chaminé solar
<i>f</i>	médio
<i>fo</i>	saída da chaminé
<i>g</i>	vidro
<i>i</i>	interno
<i>in</i>	entrada
<i>ins</i>	isolamento
<i>m</i>	média
<i>o</i>	externo
<i>out</i>	saída
<i>r</i>	ambiente – adega
<i>s</i>	solo
<i>sur</i>	superfície
<i>tub</i>	tubulação enterrada
<i>w</i>	parede absorviva
<i>wind</i>	vento

Sobrescritos

- Variação temporal

1. INTRODUÇÃO

1.1 TEMA EM ESTUDO E SUA RELEVÂNCIA

A cachaça é o terceiro destilado mais consumido no mundo, e a segunda bebida mais consumida no Brasil, perdendo apenas para a cerveja. Segundo o Ministério da Agricultura e Pecuária (Mapa), o Brasil possui em torno de 2000 produtores de cachaça devidamente registrados, com mais de 4 mil rótulos disponíveis no mercado. A produção anual de cachaça gira em torno de 1,3 bilhão de litro por ano, sendo o brasileiro o principal consumidor em quase sua totalidade, com estimativas de consumo por volta de 11,5 litros por consumidor em 2017 (EXPOCHACAÇA,2017).

De acordo com dados da IBRAC, o mercado da cachaça movimenta cerca de R\$ 1,4 bilhão, gerando mais de 600 mil empregos diretos e indiretos, localizados principalmente nos Estados de Minas Gerais, São Paulo, Rio de Janeiro, Ceará, Paraíba e Pernambuco. Em 2014, o Brasil exportou por volta de 1% a 2% da produção nacional de cachaça para 66 países, sendo os principais importadores a Alemanha e os Estados Unidos da América (EUA), contando com um programa de promoção comercial da Agência Brasileira de Promoção de Exportações e Investimentos (Apex), através de um convênio de mais de 40 empresas, prevendo um investimento de R\$ 1,6 milhão.

O envelhecimento da cachaça vem sendo adotado por diversas empresas em seu processo produtivo, para aumentar sua competitividade e atender um mercado cada vez mais exigente. A armazenagem da cachaça em barris de madeira contribui para apurar a suavidade do sabor alcoólico caracteristicamente forte da cachaça, aumentando sua doçura e gerando uma leve sensação amadeirada no produto, o que contribui para a experiência em degustação do produto (FARIA, 1999). Pelo fato de aumentar seu valor agregado, a cachaça envelhecida torna-se um produto ainda mais atrativo para o mercado de exportação e também para a produção de cachaças especiais.

O processo de envelhecimento da cachaça ocorre dentro de adegas reservadas, mantendo condições ambientais específicas para uma correta armazenagem. A bebida pode ficar meses ou até anos estocada dentro de barris de madeira nas adegas, sendo necessário manter os níveis de umidade e temperatura adequados ao longo de todo o processo. Isso gera um consumo energético relevante se forem utilizadas apenas soluções ativas de climatização, continuamente, em regiões de clima quente, como no Estado de Minas Gerais, por exemplo. Assim, um projeto de climatização eficiente poderá gerar efeitos positivos tanto para a economia financeira do processo de produção quanto para um consumo energético consciente.

Segundo o Manual de Eficiência Energética em Adeegas, do projeto Tesla, a etapa onde a bebida é armazenada possui um consumo energético relevante no consumo total ao longo da cadeia de produção do produto. As soluções ativas de climatização são as principais responsáveis pelo consumo energético das adegas para o envelhecimento da bebida, principalmente em regiões de clima quente e seco. Assim,

são necessárias soluções tecnológicas para aumentar a eficiência desta etapa, e a aplicação de soluções passivas de climatização é uma solução viável para o contexto tecnológico brasileiro. Com isso, o consumo energético em adegas pode ser reduzido sem gerar altos custos de instalação e execução.

Assim, a utilização de uma solução integrada e otimizada de estratégias passivas de climatização, em conjunto de um sistema ativo eficiente é de grande relevância para a redução do consumo energético em qualquer tipo de edificação. Adicionalmente, as soluções passivas podem ser utilizadas do pequeno ao grande produtor, pois esta utiliza conceitos básicos como sombreamento, ventilação natural, isolamento térmicos, etc. Portanto, com um projeto cuidadoso, a economia no consumo energético pode ser proeminente para cachaças envelhecidas em barris, armazenadas em adegas.

1.2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Cachaça é denominação típica e exclusiva da aguardente de cana-de-açúcar produzida no Brasil, com graduação alcoólica de 38% vol (trinta e oito por cento em volume) a 48% vol (quarenta e oito por cento em volume) a 20°C (vinte graus Celsius), obtida por processo de destilação do mosto fermentado do caldo de cana-de-açúcar, seguindo a Lei Nº 8.918, de 14 de julho de 1994, que dispõe sobre a padronização, classificação, registro, inspeção, produção e fiscalização de bebidas. A aguardente em si, seguindo o Decreto Nº 2,314, de 4 de setembro de 1997, é um destilado de 38% vol (trinta e oito por cento em volume) a 54% vol (quarenta e oito por cento em volume) a 20°C (vinte graus Celsius), como produto primário a cana-de-açúcar, podendo adicionar outros sabores, além dessa, e podendo ser produzida fora do Brasil. Assim, a cachaça é considerada uma aguardente específica e exclusivamente brasileira.

Sua origem vem dos primeiros anos de colonização do Brasil, onde as primeiras lavouras comerciais surgiram nas culturas de cana-de-açúcar, visadas pelos donos de engenho para a produção de rapadura e, por conseguinte, o açúcar: um produto raro e caro para a época. Consequentemente, segundo historiadores, a cachaça surgiu aproximadamente entre os anos de 1538-1545 das impurezas retiradas durante o processo de fervura do caldo de cana, sendo o nome deste líquido cagaço, consumido normalmente por escravos. E, através da destilação do cagaço, nasceu a cachaça (VENTURINI, 2010). A partir do século XVI até meados do século XVII, a cachaça começou a sair de status de bebida para escravos e pessoas humildes e, ironicamente, transformou-se em moeda corrente, juntamente com o açúcar, para compra de seus consumidores originários.

No século XVII, a descoberta do ouro movimentou parte da população para a região centro-sudeste do Brasil, onde o consumo da cachaça servia para amenizar o frio das montanhas mineiras, e ao longo do tempo a bebida começou a ser tão apreciada a ponto da coroa portuguesa precisar taxá-la financeiramente, pois a bebida forte prejudicava o trabalho de extração de minério. No final do século

XVIII, a cachaça tornou-se a bebida símbolo da resistência à dominação portuguesa na Inconfidência Mineira (VEIGA, 2006). No século XIX, após o plantio de café tomar lugar as plantações de cana-de-açúcar, somado a problemas sociais gerados pela bebida, o consumo da cachaça caiu, e, apenas em 1922, com o movimento modernista e com a semana de arte moderna, a cachaça começou a recuperar identidade novamente, virando símbolo da cultura nacional, estimando seu valor como bebida tipicamente brasileira. Assim, nas últimas décadas, a cachaça conquistou o mercado nacional e internacional, através de uma produção de alta qualidade e de um sabor apreciado pelos mais exigentes paladares.

O mercado nacional e internacional de cachaça vem crescendo solidamente, segundo o Centro Brasileiro de Referência da Cachaça (CBRC), sendo a média de crescimento em torno de 10% ao ano desde a década de 90. Sua produção está por volta de 1,3 bilhão de litros por ano, sendo 70% da produção de cachaça provinda pela cachaça industrial, e os outros 30% pela cachaça de alambique ou artesanal, sendo o Estado de Minas Gerais o principal produtor deste tipo de produto. Isso mostra que os pequenos produtores detêm uma parcela significativa da produção total nacional de cachaça, estruturando-se para atender os mercados mais exigentes através de uma produção de cachaça de alta qualidade, incluindo novas técnicas, com intuito de melhorar a qualidade do produto, como o envelhecimento da bebida.

O envelhecimento de bebidas vem sendo utilizado desde a necessidade de armazenar o produto. A partir disso, a armazenagem e, conseqüentemente, o envelhecimento vem sendo utilizado em todos os tipos de bebidas fortes, como vinhos, whisky, rum, e também a cachaça. A cachaça originalmente era bebida pura, porém, no século XVII, através de pipas originadas do transporte de vinho provindo de terras portuguesas, jesuítas – proprietários do engenho Sergipe do Conde, no recôncavo baiano e também em outras localidades – começaram a depositar o suco da cana por eles destilado. Isso gerou um produto mais apreciável aos senhores de engenho.

Assim, a prática do envelhecimento da cachaça tem se tornado comum atualmente, pela busca de agregar valor a um produto, que visa à expansão de seu mercado através da apuração de suas características físicas e diferença de suas qualidades sensoriais. A competitividade em um mercado nacional e internacional cada vez mais exigente demanda uma readequação como ocorreu com a tequila, bebida de origem mexicana, que utilizou de novas técnicas para conquistar o mercado mundial. E, no caso da cachaça, o envelhecimento é uma das soluções adotadas para apurar suas características físicas, como acontece no aumento da complexidade de seu aroma, devido à armazenagem em tonéis de madeira, extraindo seus componentes pelo contato direto; e no seu sabor, através da redução de sua adstringência, e da ação dos compostos fenólicos e sua oxidação (ALANÓN et al., 2011). Todas essas adições possuem o objetivo de melhorar a avaliação e aceitação da cachaça em mercados que ainda não a aderiram como uma bebida de grande valor de consumo.

O resultado do envelhecimento da cachaça será uma bebida com um sabor, um aroma e uma cor diferenciada, com características químicas apuradas. Segundo Cardello (1998), a cachaça envelhecida

desenvolverá um aroma amadeirado com um sabor que se assemelha com a baunilha, uma coloração amarelada tendendo ao caramelo; e o um teor alcoólico mais brando, amenizando o sabor e aroma alcoólicos fortes característicos de cachaças não envelhecidas. Isso aumenta a aceitação do produto para consumidores que preferem bebidas mais suaves. Com isso, estabelecer o tempo de maturação, a madeira empregada, e o controle da qualidade da bebida é essencial para desenvolver uma produção sólida e padronizada. E, para isso, o controle das condições ambientais do local de armazenagem são importantes no processo de envelhecimento.

Para esse controle das condições ambientais, o uso de um sistema de climatização é essencial. Climatização pode ser descrito como o conjunto de procedimentos utilizados para obter condições ambientais de umidade, pressão, temperatura, em recinto fechado, para dar bem-estar a seus usuários, porém como o foco de uma adega não é o usuário, mas sim o produto armazenado, seu “bem-estar” serão as condições ambientais ideais para o processo industrial ocorrer segundo o especificado. Assim, para o caso do condicionamento do ar que não envolve a manutenção do conforto de um ser vivo, e sim de uma bebida, certas condições ambientais não necessitam de controle, e nem tratamento do ar. E, ao contrário do caso que envolve o conforto térmico ambiental, onde certos parâmetros podem ser adaptáveis, a climatização de produtos, muitas vezes, devem seguir controles dentro de uma faixa de temperatura e umidade. Com isso, a utilização de um sistema de climatização é de grande importância para o processo de produção de um produto que necessite de condições ambientais específicas.

A refrigeração pode ser definida como: “o ramo da ciência que trata dos processos de transferência de calor para a redução e conservação da temperatura de um determinado volume de controle abaixo da temperatura do ambiente circundante” (LOPES, 2007). Antigamente, era o gelo o agente refrigerante para o controle de temperatura de processos industriais, além das técnicas passivas que aproveitavam a ventilação natural e a energia geotérmica do local, porém, com o avanço da tecnologia, equipamentos que funcionavam com ciclos de refrigeração mostraram-se confiáveis e acessíveis. Tais equipamentos funcionam pelo ciclo de refrigeração, um sistema térmico que continuamente transfere energia térmica (calor) de uma região de baixa temperatura para outra em alta temperatura. Como este fluxo contraria a tendência natural do calor, esse só é possível absorvendo trabalho externo. Essa quantidade de calor, latente e sensível, deverá ser removida, a fim de manter controlada as condições ambientais envolvidas, determinadas através do cálculo de carga térmica, influenciadas pelas características arquitetônicas do prédio e condições climáticas em que esta está inserida. Porém, existem outras soluções ativas que não funcionam com o ciclo de refrigeração. Essas possuem um consumo energético, entretanto utilizam outros fenômenos físicos, como a evaporação da água, para realizar a refrigeração do ambiente. Em conjunto dessas soluções, a redução da carga térmica, através de sistemas passivos de climatização, contribui para a redução do consumo energético, pois a carga térmica do ambiente, que serve como base para o dimensionamento do sistema ativo, diminuirá.

As soluções ativas de climatização basicamente envolvem equipamentos ou sistemas mecânicos que consomem energia pelo processo de aquecimento, ventilação e condicionamento do ar. Seu uso está voltado para a manutenção de condições ambientais, como temperatura, pressão, umidade em valores especificados, de forma controlada e contínua, sendo a carga térmica do ambiente removida por equipamentos, com o objetivo de alcançar os valores desejados. A escolha de qual equipamento ou sistema utilizar depende de fatores locais e sua aplicação. Os fatores locais incluem as fontes de energia disponíveis e seus preços, o clima local, circunstância socioeconômicas, e mão-de-obra especializada para a instalação e manutenção do equipamento. Os fatores de aplicação dependem do tipo de prédio, características construtivas e normas envolvidas (ASHRAE, 2011). Com isso, diversas soluções ativas podem ser adotadas, e o conhecimento das opções disponíveis e como combiná-las é essencial para um projeto eficiente e de baixo custo. Também é importante a escolha da tecnologia empregada e de seu dimensionamento, além dos hábitos de uso e sua manutenção.

As soluções passivas de climatização consistem no ato de climatizar sem ter um consumo energético, aproveitando as condições naturais para a criação e manutenção de um microclima (LOURENÇO, 2007). A origem destas soluções vem desde a origem da relação do ser humano e sua habitação, através da arquitetura vernacular, que ensina “técnicas, conceitos e princípios bioclimáticos e sustentáveis que podem ser empregados em edificações que persigam a alta eficiência energética” (LAMBERTS, 2014). A arquitetura bioclimática preocupa-se em aproveitar alguns eventos naturais como a radiação solar, correntes de ar, chuva ou inércia térmica para promover ventilação, iluminação, umidificação, resfriamento e aquecimento, com o objetivo de proporcionar conforto térmico. Outros eventos utilizados por essa são o sombreamento, a vegetação circunvizinha, entre outros recursos naturais aproveitáveis. Seu objetivo é basicamente diminuir a carga térmica do ambiente, para diminuir a necessidade de sistemas mecânicos e manter a manutenção de certas condições ambientais. Assim, aproveitando certos eventos naturais, as soluções passivas podem oferecer uma economia energética do consumo para a climatização do ambiente. Suas limitações envolvem a falta de um controle rígido das condições ambientais, implicando uma exposição maior do ambiente interno às condições do ambiente externo, pois é imprevisível o comportamento dos ventos e do clima, como exemplo. Outra limitação é na dificuldade técnica de inserir soluções passivas em conjunto com as soluções ativas de climatização, pois estas práticas ainda não são difundidas.

O projeto que integra soluções passivas e ativas de climatização possui um enorme potencial na economia de energia neste processo, pois, idealmente, apenas com o componente passivo, o ambiente poderia ser aquecido ou arrefecido sem a necessidade do componente ativo. Porém, devido a certas limitações tecnológicas e econômicas, a solução passiva ainda necessita estar em conjunto com sistemas de climatização mecânica. Assim, o projeto integrado vem a juntar essas duas soluções com o objetivo de criar um sistema confiável e eficiente, sendo o projeto arquitetônico o primeiro passo para o projeto integrado de sucesso, pois este, utilizando estratégias bioclimáticas e, ao mesmo tempo, adequando-se para otimizar as instalações termomecânicas, criam um ambiente ideal para um projeto promissor em

eficiência energética. A partir deste ponto, a escolha das tecnologias implementadas dependerá de condições econômicas e técnicas disponíveis, e também do nível de conhecimento do projetista. Afinal, o projeto integrado, dependendo das tecnologias empregadas, pode se torna altamente complexo, necessitando o uso de ferramentas computacionais para o auxílio na atividade (CRAWLEY et al., 2001).

Uma das ferramentas computacionais utilizada na simulação energética predial é o EnergyPlus, o qual é um software desenvolvido pelo Departamento Americano de Eficiência Energética e Energia Renovável (EERE), baseado em outros dois programas: o Blast e o DOE-2. O EnergyPlus é considerado um programa confiável pois permite “a determinação do comportamento térmico de edificações sob condições dinâmicas de exposição ao clima, sendo capaz de reproduzir os efeitos de inércia térmica e validado pela ASHRAE Standard 140” (LAMBERTS, 2016). Porém, por si só, o EnergyPlus é um programa de simulação responsável apenas pelos cálculos de carga térmica, necessitando de um programa de interface gráfico, com o intuito de modelar o prédio estudado. Assim, é necessário um outro programa, sendo um dos mais conhecido para a interface gráfica o DesignBuilder, corrigindo as limitações do EnergyPlus em relação ao processo de modelagem gráfica. Assim, através da junção destes dois programas, a modelagem e simulação energética de um prédio é possível, sendo o resultado confiável e abrangente, com o programa oferecendo diversos dados para análise e avaliação.

Como resultado, o projeto de climatização de um ambiente, utilizando soluções passivas e ativas, integradas e otimizadas, pode gerar um sistema de alto desempenho energético. Sua otimização através de ferramentas de simulação computacional é essencial para identificar a viabilidade do sistema e determinar a melhor forma de execução e integração. Através de um projeto cuidadoso, pode-se obter até mesmo um sistema autônomo, sem a necessidade de estar ligado rede de fornecimento de energia elétrica, pois o baixo consumo energético possibilita o uso de fontes alternativas de fornecimento, como a solar, através de placas fotovoltaicas para suprir um possível consumo demandado.

1.3 OBJETIVOS

O presente projeto tem por objetivo desenvolver um sistema de climatização para adega de cachaça, de baixo consumo energético, integrando soluções passivas e ativas, com a finalidade de alcançar a manutenção das condições de projeto de armazenagem da bebida em barris de madeira, de forma contínua e sustentável.

Associado ao tema deste projeto, alguns outros pontos aliam-se ao objetivo principal:

- Compreensão do processo de fabricação e armazenagem da cachaça, assim como as condições ambientais necessárias para o envelhecimento da bebida em barris de madeira, sem prejudicar a qualidade da bebida;
- Avaliação de possíveis soluções para climatização de uma adega localizada no norte do estado de Minas Gerais, objetivando primeiramente soluções passivas de climatização e depois avaliando a necessidade de soluções ativas que irão integrar-se às passivas;
- Desenvolvimento de modelos matemáticos simplificados, mas com nível de precisão aceitável, para descrever os processos físicos envolvidos nas soluções de climatização selecionadas, com o intuito de possibilitar sua implementação em ferramentas computacionais.
- Simulação computacional dos modelos matemáticos propostos de climatização, com o objetivo de avaliar sua viabilidade de execução e determinar as melhores configurações físicas construtivas para cada solução, a fim de alcançar as condições ambientais de projeto;
- Apresentação de um projeto que se adeque à realidade de um produtor de cachaça de pequeno e médio porte, obedecendo às condições de projeto e minimizando os custos iniciais de compra e instalação de equipamentos e consumo energético, de forma que seja mais vantajoso a construção desse tipo de sistema, em substituição de soluções convencionais.

1.4 METODOLOGIA

Primeiramente, obtêm-se os “inputs necessários para a realização do projeto. Tais “inputs” são as condições ambientais de projeto e as características climáticas do ambiente onde a adega está localizada. As condições ambientais de projeto foram determinadas através de uma pesquisa na literatura sobre as melhores práticas para a armazenagem de cachaça, avaliando a temperatura e umidade normalmente empregada nessas adegas. Já as características do clima local foram obtidas através de arquivos climáticos, que são compilados de dados, com informações como velocidade do vento, temperatura ambiente, etc., adquiridos por uma estação climatológica, sendo dispostos em uma planilha.

Após isso, desenvolveu-se um projeto arquitetônico para a adega, empregando soluções bioclimáticas, com o objetivo de diminuir sua carga interna, para alcançar as condições ambientais requeridas. Os materiais construtivos mais adequados foram selecionados, e um trabalho multidisciplinar possibilitou um projeto visando a melhor performance energética, mas sem prejudicar a estética e a funcionalidade do ambiente. Com isso, pôde-se discutir e determinar outras características construtivas, como a inclinação da cobertura, sombreamento, orientação da fachada principal.

Em seguida, selecionou-se soluções de climatização que possam satisfazer as condições ambientais do projeto. Com essas soluções determinadas, modelos matemáticos simplificados foram propostos para cada solução, descrevendo os fenômenos físicos de transferência de calor envolvidos no processo de arrefecimento ou aquecimento, com intuito de aplicá-los em ferramentas de cálculo computacional. Certos “inputs”, necessários para o cálculo, provieram de programas computacionais específicos para cálculo de carga térmica de edificações. Tanto os modelos matemáticos quanto esses “inputs” foram inseridos em um único programa de cálculo computacional, chamado *Engineering Equation Solver* – EES.

Através dos resultados obtidos pelo cálculo computacional, possibilitou-se a otimização da configuração física construtiva das soluções de climatização. Pequenas modificações, como diâmetro e comprimento de tubulações, largura e altura de passagens para ventilação, foram apuradas, identificando como cada modificação de uma solução influência do desempenho da outra, sempre como preocupação final as condições ambientais internas da adega.

De tal modo, todas as soluções propostas foram projetadas com as melhores especificações construtivas para a obtenção das condições de projeto. Além disso, considerou-se a viabilidade de execução do projeto por um produtor de pequeno ou médio porte, com o objetivo de não onerar demasiadamente por custos financeiros. Assim, limitou-se certas características físicas construtivas das soluções selecionadas, possibilitando um projeto básico completo.

2. PROCESSO DE PRODUÇÃO DA CACHAÇA

O processo de produção da cachaça é amplamente conhecido e difundido, com conhecimentos empíricos e científicos. Seu processo pode se diferenciar em duas formas distintas, sendo uma a artesanal e a outra a industrial. As principais diferenças entre essas formas são que na produção da cachaça industrial é utilizada tonéis de aço-inox, sendo que a fermentação é utilizada produtos químicos no processo, e não ocorre a separação das diferentes porções características da cachaça. Na produção artesanal são utilizados alambiques de cobre e fermentação natural, ocorrendo a separação das porções nobres, aproveitando o ‘coração do destilado. Neste projeto, será estudada a forma artesanal de produção, comum para cachaças com escala de produção reduzida e voltadas para a fabricação de cachaças consideradas ‘premium’.

As principais etapas do processo de produção da cachaça artesanal são:

- Obtenção da cana-de-açúcar;
- Moagem;
- Fermentação natural;
- Destilação;
- Envelhecimento.

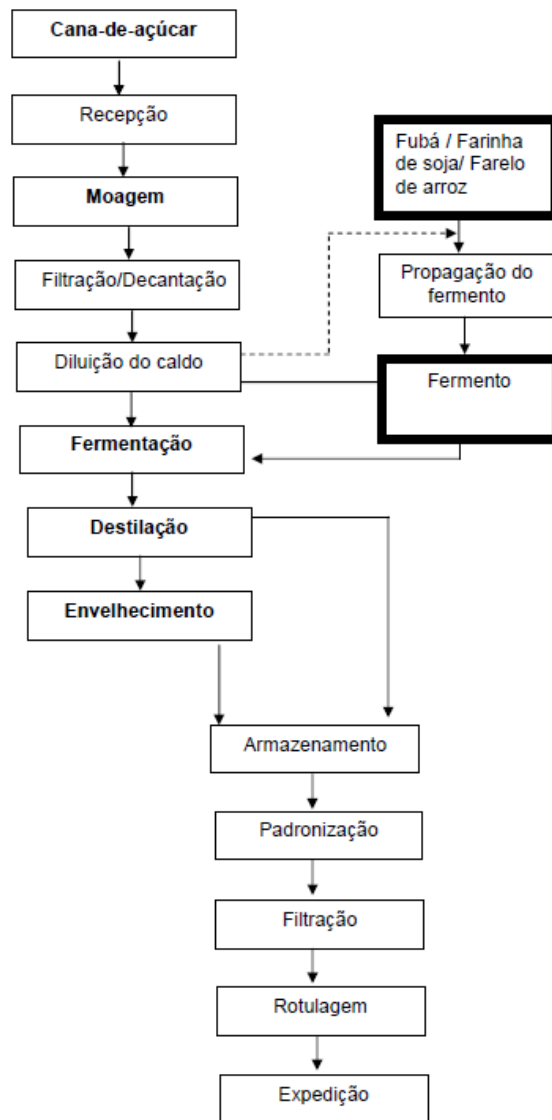


Figura 2.1. Diagrama do processo de produção da cachaça.

2.1 OBTENÇÃO DA CANA-DE-AÇUCAR

A cana-de-açúcar é uma planta que pertence à família das gramíneas, do gênero *Saccharum*. Originárias das regiões sul e sudeste da Ásia, melhor se adaptam entre as latitudes 35° Norte e Sul. Intentando um crescimento e maturação apropriado para a produção da cachaça, plantar em uma região de clima quente e úmido em certo período é necessário, para auxiliar sua fase vegetativa, e de clima seco e com temperaturas amenas, para a fase de acumula de sacarose.

A preparação do solo para a produção de cachaça artesanal e orgânica é feita com adubos orgânicos, sem utilizar o uso de herbicidas em sua manutenção. A cana-de-açúcar estará pronta para colheita a partir de um teor de açúcar de 18% ou 15 brix (teor de açúcar no mosto). Durante o corte da cana, de forma manual, é feito o a limpeza da planta, processo chamado de despalha, onde é retirado as folhas

aderidas aos colmos e retirando restos de vegetação, assim evitando o uso do fogo, pois este afeta negativamente a fermentação do mosto e na matéria orgânico do solo. A raiz permanece no solo e é finalmente feito o desponte da cana onde é eliminado os ponteiros, permanecendo as partes com maior teor de açúcar.

2.2 MOAGEM

A etapa seguinte a colheita é a moagem, onde ocorre a extração da garapa, ou caldo, da cana, parte líquida da planta. Esta separação ocorre por meio de pressão mecânica, com o uso de cilindros no processo artesanal, onde a cana é espremida entre esses cilindros, separando o bagaço do caldo. A recomendação é que se moa a cana em um prazo de, no máximo, 24 a 36 horas após a colheita (AMPAQ, 2010), porém o recomendado é que a moagem ocorra no mesmo dia, pois esta demora pode acarretar a perda de açúcar da cana.

O processo de moagem é um dos fatores que mais influenciam diretamente no rendimento por tonelada de cana processada (Venturini, 2005), assim os equipamentos utilizados merecem atenção. Além de um equipamento ter sido selecionado segundo a produção e as especificações do fabricante, a manutenção e o ajuste de velocidades dos cilindros são essenciais para a maximização da extração do caldo de cana (Veiga, 2006).

Segundo Veiga (2006), o processo de extração pode chegar a um aproveitamento de até 95% do caldo da cana no processo de moagem, quando obedecido os cuidados necessário com equipamento e com o produto. A parte seca separada, o bagaço, é um produto com alto teor de fibras que pode ser usado como combustível para a geração de eletricidade, para a fertilização do solo, ou mesmo para a utilização como volumoso alimentar para o gado.

2.3 FERMENTAÇÃO NATURAL

Após o tratamento do caldo da cana, passando por etapas de filtração, verificação do teor de sacarose e possível diluição do produto, a próxima etapa será a fermentação da garapa que se denominará mosto após este processo. Na fermentação, o açúcar e outros compostos do mosto é metabolizado por leveduras, as quais produzem diversos constituintes químicos da cachaça, entre eles o etanol.

A fermentação no processo artesanal ocorre de forma espontânea, onde as próprias leveduras do caldo serão responsáveis pelo ciclo fermentativo. As leveduras são multiplicadas por 5 a 10 dias até que

se atinja a concentração desejada (BADOTTI, 2005), podendo serem acrescentados compostos orgânicos a fim de aumentar o fornecimento de nutrientes para as leveduras (FAPEMIG, 2001). Um composto conhecido e amplamente utilizada é o milho limpo e moído, chamado de quirera.

Após a adição do composto orgânico numa quantidade específica de garapa, o líquido é deixado em repouso, medindo seu grau de açúcar. A adição de mais garapa vai ocorrendo ao longo dos dias até que seu grau de açúcar chegue a 15° brix. Assim, é adicionado garapa até atingir a quantidade ideal para o processo de destilação. Este mosto, então, ficará uma certa quantidade de tempo fermentando nas dornas.

Quando a fermentação atingir zero graus, o processo de destilação poderá ser realizado.

2.4 DESTILAÇÃO

A partir do momento em que o mosto possui zero graus brix, significando que todo o açúcar no processo foi convertido em álcool, este caldo estará pronto para o processo de destilação. Neste processo, além da separação do etanol, outras reações ocorrem como acetalização, esterificação, hidrólise, reações com o cobre, etc. (DIAS, 2006). Assim, o alambique de cobre deve ser completamente fechado com o intuito de evitar perdas de vapor de álcool e conseqüentemente perda do produto final.

É necessário cuidado especial com a utilização de alambiques de cobre, pois durante a destilação a cachaça pode ser contaminada por íons de cobre durante a formação de azinhavre, que ocorre durante a produção de vapores ácidos durante o processo de destilação (PINHEIRO et al., 2003). A legislação permite um teor máximo de 5mg/L de íons de cobre na cachaça, podendo mudar este teor dependendo do país, algo que deve ser observado se o produto tem como consumidor o mercado externo.

O mosto é aquecido iniciando o processo de produção de vapor, separando-se do líquido que possui uma diferente constituição. Este vapor passa por um duto que possui serpentinas de condensação de água em temperatura ambiente, ocorrendo a condensação deste vapor e iniciando um processo de gotejamento, o qual fez o termo popular pinga surgir. O destilado, líquido através da destilação do mosto, possui três frações, conhecidas por:

- Destilado de cabeça: primeira fração obtida do processo de destilação. Possui componentes voláteis como o metanol e alta graduação alcoólica, sendo descartada por possuir estes componentes indesejáveis. Equivale de 5 a 10% do volume de destilado total.
- Destilado de coração: é a cachaça com volume alcoólico desejado, perto de 38 graus, e nos padrões para o engarrafamento. A partir da obtenção desta fração, é cessado o fogo no destilador.

- Destilado de cauda: última fração obtida, é conhecida por água fraca, por possuir um baixo volume alcoólico de aproximadamente 14 graus. Equivale aproximadamente a 10% do volume de destilado total. O processo de destilação é encerrado nesta fração pois fica difícil a extração alcoólica desta parte. Pode-se ser misturado com o destilado de cabeça e iniciar outro processo de destilação com o objetivo de aumentar a produtividade.

O líquido que não sofreu vaporização dentro do destilador é conhecido por vinhaça, que pode ser reaproveitado para o uso como nutriente para o canavial, ou mesmo para a alimentação de bovinos (EVANGELISTA, 2006).

2.5 ENVELHECIMENTO

Após o processo de destilação, a cachaça não está adequada para a comercialização devido a sua composição não correspondente ao padrão de qualidade esperado para cachaças de alto valor agregado (CARDOSO, 2014). Assim, é necessário colocar a bebida em descanso, para que esta obtenha as devidas características sensoriais desejadas para o produto final. A bebida pode ir diretamente para o armazenamento, porém pode-se adicionar um período de envelhecimento da bebida, onde a cachaça é estocada em tonéis de madeira por um período de tempo mais longo, em um local apropriado, com características ambientais controladas. Com isso, o objetivo do envelhecimento é a melhoria das características sensoriais da cachaça.

Conforme Karla Cristina (2014), “a cachaça recém destilada não é adequada para o consumo por apresentar instabilidade físico-molecular das frações água e álcool, presença de teores residuais de gases carbônico e amoniacais, compostos sulfurados e apresentar as frações orgânicas não álcool desarmonizadas entre si, refletindo num perfil sensorial não harmônico, desagradável e indesejado”, o que demonstra que o envelhecimento é importante para a produção de um produto com características mais apropriadas. Com isso, uma das razões para o emprego do envelhecimento no processo de produção da cachaça é a de amenizar o teor alcoólico da bebida, que gira em torno de 3 a 4% ao ano em relação a perdas de água e álcool, influenciado pela madeira utilizada e sua idade e tempo de uso; e também pela umidade e temperatura do local de armazenagem (Nicot et al., 2003). Além disso, o período de envelhecimento determina se a cachaça será rotulada como envelhecida ou premium, sendo que, para aquele, 50% do conteúdo da cachaça envasada deve ser envelhecida por um período de 1 ano; e, para este, 100% da cachaça deve ser envelhecida por um período mínimo de 1 ano. Ainda existe a extra premium, o qual deve conter 100% de cachaça envelhecida por 3 anos, ou mais.

O processo de envelhecimento é semelhante para a maioria dos destilados que utilizam desta técnica. Durante o envelhecimento, o sabor, a cor, o aroma e o teor alcoólico são alterados devido a degradação

da madeira pela ação do álcool. Isso resulta em uma bebida com maior teor de açúcar e um menor volume de álcool. Esta modificação das características químicas e sensoriais da cachaça dependem do tipo de tonel que a cachaça é armazenada, influenciadas pelas condições ambientais da adega. A armazenagem ocorre em tonéis de madeira podendo ser de diferentes tipos, sendo o mais empregado o carvalho, madeira comum na Europa e América do Norte. Devido à obtenção desta madeira gerar custos maiores, por esta ser importada, a substituição do carvalho vem sendo amplamente estudada, e a utilização de madeiras nacionais vem gerando muito interesse dos produtores locais. Autores como Cavalcanti e Faria demonstraram que o uso de madeiras nacionais, como a madeira balsamo, podem resultar em um envelhecimento com características físicas e químicas similares da obtida através do carvalho

Existem diversos tipos de madeiras nacionais que podem ser empregadas no envelhecimento da cachaça como: jatobá, ipê, jequitibá, amendoim, amburana, pereira, etc. Algumas dessas apresentam resultados semelhantes no envelhecimento, quando comparados com o uso de carvalho nos tonéis, sendo que, independentemente do tipo empregado, após seis meses de envelhecimento, a cachaça irá apresentar uma melhoria das suas características sensoriais (CAVALCANTI et al., 1989; FARIA et al., 2004; CATÃO et al., 2011). O tipo de madeira escolhida e seu tratamento também irá afetar as condições ambientais necessárias para um determinado tempo de armazenagem do produto, portanto cuidado deve ser tomado nesta escolha, pois irá afetar diretamente no resultado final da bebida. Porém, estudos mais aprofundados ainda não foram desenvolvidos sobre as faixas de temperatura de armazenagem para cada tipo de barril de madeira, sendo as práticas adotadas variáveis para cada produtor, segundo suas práticas de produção.

Os tonéis de madeira funcionam como uma membrana impermeável entre o ambiente externo e a cachaça, ocorrendo trocas de vapor de álcool e água em função das condições ambientais envolvidas neste processo, como temperatura e umidade relativa do local. De acordo com Mosedale (1998), temperatura e umidade são os fatores ambientais mais importantes no processo de maturação, influenciando nas perdas de volume e grau alcoólico. Segundo o autor, dentro da faixa de temperatura aceitável, o mais importante é limitar as flutuações de temperaturas, pois estas flutuações geram a contração e expansão intermitente do barril e da bebida, aumentando as perdas de líquido e diminuindo a qualidade da bebida. Ainda, segundo Reazin (1981), as reações ocorridas durante o envelhecimento da cachaça aumentam proporcionalmente com a temperatura do ambiente. Russel complementa que efeitos na qualidade da bebida destilada pelos parâmetros da adega, como temperatura, ventilação, umidade ainda não são precisamente conhecidos.

Com isso, algumas conclusões podem ser realizadas. Os valores ideais de temperatura não são precisos. O tipo de madeira utilizado no barril, a quantidade de álcool desejado na bebida, a velocidade de reação para a troca de componentes químicos entre o barril e a cachaças, entre outros fatores variáveis a cada produtor torna empírica a identificação da temperatura do ambiente interno da adega. O

conhecimento prático do produtor e suas preferências, além das características sensoriais da bebida que o produtor deseja em uma determinada safra é que vai determinar a faixa de temperatura dentro de uma adega. Entretanto, certas características ambientais são exigidas e amplamente consideradas: uma alta umidade e uma baixa flutuação nos valores de temperatura interna da adega.

Outros cuidados também devem ser tomados para o processo de envelhecimento, como a baixa luminosidade no interior da adega, ausência de forte ventilação, e baixa amplitude de vibrações no local de estoque. Também deve ser observado a existência de frestas nos tonéis de madeira, afim de evitar vazamentos do produto e, conseqüentemente, a entrada de ar nos tonéis. As condições ambientais também devem se manter o mais constante possível afim de evitar a dilatação e contração do líquido dentro dos tonéis, pois isto pode aumentar o processo de expulsão da cachaça dentro do tonel (RODRIGUES, 2013).

Resumindo, devem-se observar as seguintes condições ideais para o envelhecimento da cachaça:

- Ausência de vibrações na estrutura de armazenamento;
- Umidade relativa alta e constante acima de 70% e preferivelmente abaixo de 90%;
- Temperatura do ambiente sem grandes flutuações, em torno de 22°C com uma tolerância de 2,5°C, segundo o produtor Eduardo Martins.
- Baixa luminosidade;
- Baixa ventilação.



Figura 2.2. Típica adega de envelhecimento de bebidas.

3. CASO DE ESTUDO

O objeto que será estudado será uma adega que terá o fim de armazenar toneis de madeira para o armazenamento de cachaça com o objetivo de envelhecimento da bebida. Esta adega deverá ser capaz de atender as condições necessárias para um correto armazenamento durante todo o processo de alocação, envelhecimento e retirada do produto neste ambiente. O projeto arquitetônico da adega foi realizado por um arquiteto(a), e suas características são suficientes para atender o volume de estoque necessário para esta etapa na produção da cachaça. Cabe ressaltar que este projeto possui caráter multidisciplinar, onde o resultado final será condicionado pelas qualidades de projeto de cada disciplina envolvida, respeitando a área de cada profissional e estudante envolvidos e conciliando partes em comum, com o objetivo de criar um ambiente ideal para o envelhecimento da bebida, de baixo custo construtivo e operacional, e que atenda todas as especificações envolvidas.

3.1 LOCALIZAÇÃO

A localização escolhida para a instalação desta adega será a cidade de Taiobeiras, no estado de Minas Gerais, Brasil. Possui população estimada em 33.576 pessoas, com um PIB per capita de R\$ 11.188,7 e Índice de Desenvolvimento Humano Municipal de 0,67. Também conhecida como a capital da cachaça, parte da região de Taiobeiras-MG obteve Indicação Geográfica (IG) de procedência para a produção de cachaça, agregando valor e segurança à bebida. A cidade também participa do Circuito Turístico da Cachaça, que reúne cinco municípios – Taiobeiras, Salinas, Rubelita, Fruta de Leite e Indaiabira.

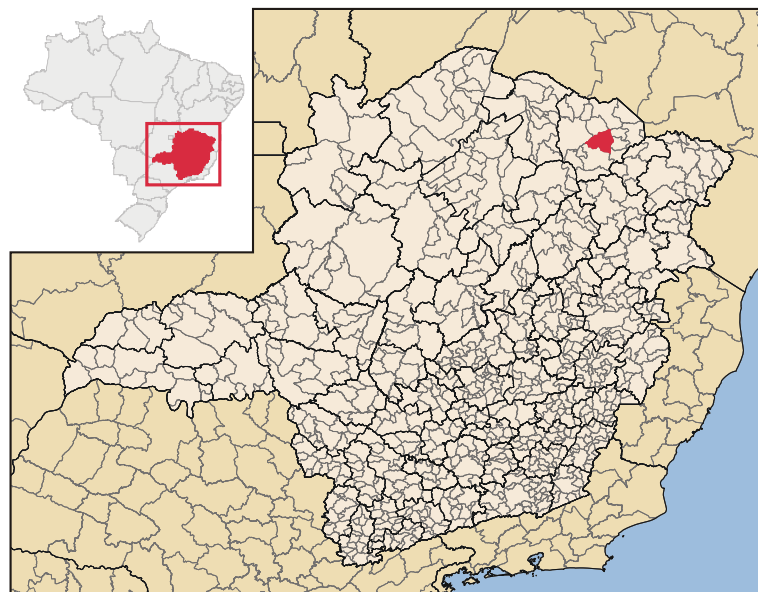


Figura 3.1. Localização do município de Taiobeiras – MG.

3.2 ARQUIVO CLIMÁTICO

Os dados climáticos utilizados neste projeto foram obtidos através de arquivos climáticos elaborados por Maurício Roriz (2012), a partir de estações climatológicas do INMET entre os anos de 2000 e 2010. O arquivo contém algumas variáveis de interesse: temperatura do ar, umidade relativa, temperatura do ponto de orvalho, pressão atmosférica, velocidade e direção do vento e irradiâncias solar e iluminâncias. Correções nesses valores foram realizado em 2016, principalmente nos valores de irradiâncias, que antes continha lacunas sem registro ou valores absurdos. Esses erros foram substituídos e preenchidos, utilizando valores consagrados de Controle de Qualidade de Dados Climáticos (RORIZ, 2012). Assim, os dados utilizados neste projeto mostram-se confiáveis.

Certos dados precisam ser interpretados para uma avaliação prévia sobre a necessidade de uso de soluções climáticas. Os dados que serão analisados serão obtidos através de dados gráficos obtidos pelo software *Data Viewer*, que interpreta os dados de um arquivo climático em formato digital EPW.

Os dados mais importantes para este primeiro momento são a temperatura e a umidade relativa. A figura X mostra a média anual, da cidade de Taiobeiras – MG, para esses dois dados. Notam-se dois períodos bem característicos, entre os meses de abril e julho, com baixa temperatura média e alta umidade relativa, e entre os meses de setembro e março, com altas temperaturas e umidade relativa variável ao longo desse período

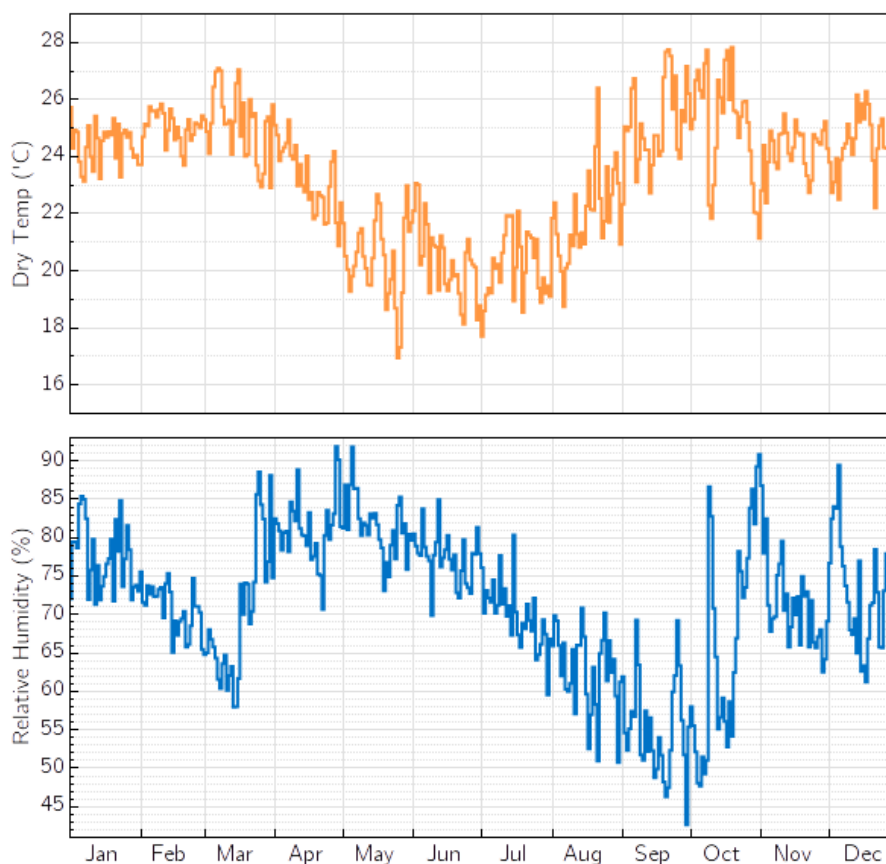


Figura 3.2. Temperaturas de bulbo seco (acima) e umidade relativa anual média.

Para uma avaliação mais detalhada, obtêm-se a figura 3.3, com valores detalhados para um dia em específico. Dois dias do calendário anual foram escolhidos, um com valores para um dia tipicamente frio do ano, e outro para um dia tipicamente quente. Percebe-se, em ambos os casos, a alta flutuação tanto da temperatura quanto da umidade relativa. A queda de umidade é mais acentuada no dia quente (fig. a), e diferença de temperatura entre o dia quente e o frio fica em torno de 10°C, com um perfil senoidal semelhante.

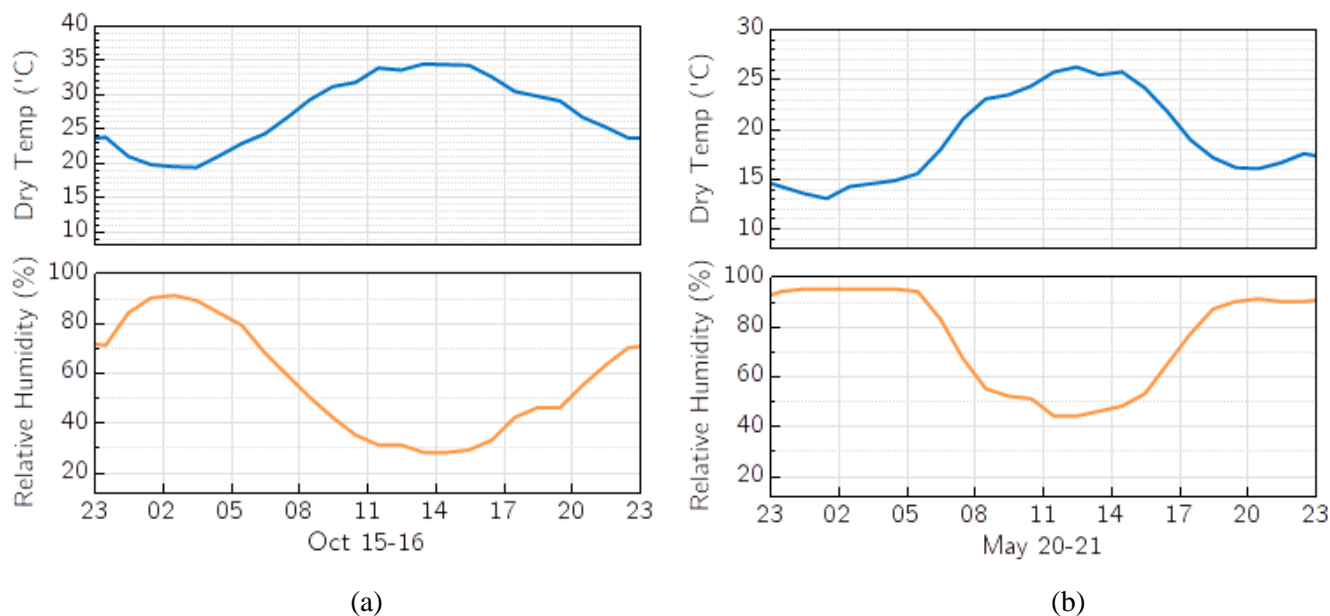


Figura 3.3. Dia quente típico (a) e dia frio típico (b) em Taiobeiras – MG.

Outra importante informação que o arquivo climático apresenta é a radiação global na localidade. A figura 3.4 apresenta o perfil anual médio de irradiação solar, mostrando que é viável a utilização de soluções que utilizam a radiação solar.

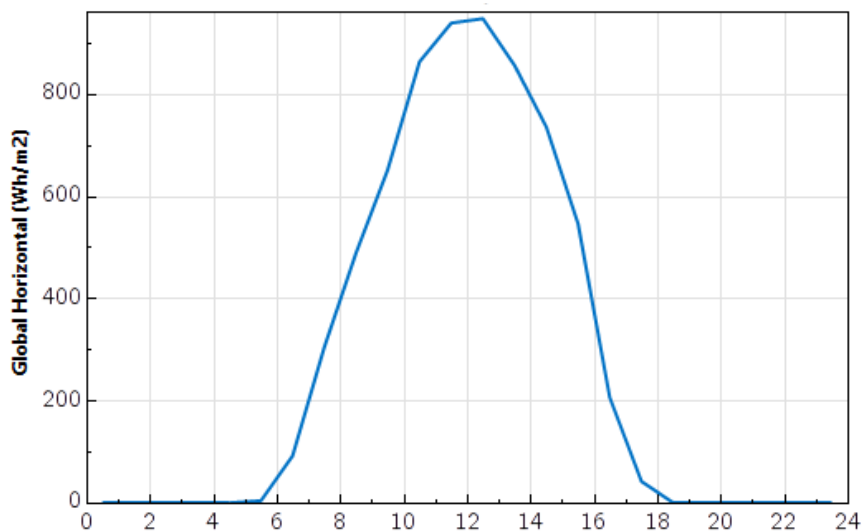


Figura 3.4. Perfil anual médio da irradiação global horizontal.

A análise desses dados demonstra a necessidade da utilização de um sistema de climatização para a adega, pois três condições de projeto sofrem com essas condições climáticas: a necessidade de baixa flutuação de temperatura e umidade relativa, a prevenção de altas temperaturas acima de 25°C no ambiente interno, e a manutenção de valores alto da umidade relativa.

3.3 CARACTERÍSTICAS DO SOLO

Com o objetivo de realizar um levantamento sistemático de solos em escalas maiores que 1:1000000, a Universidade de Viçosa (UFV), a Universidade Federal de Lavras (UFLA), o CETEC e a FEAM realizaram uma classificação dos solos mineiros, atualizando o Sistema Brasileiro de Classificação de Solos (EMBRAPA, 2006), tendo como resultado o Mapa de Solos do Estado de Minas Gerais com uma escala de 1:500000.

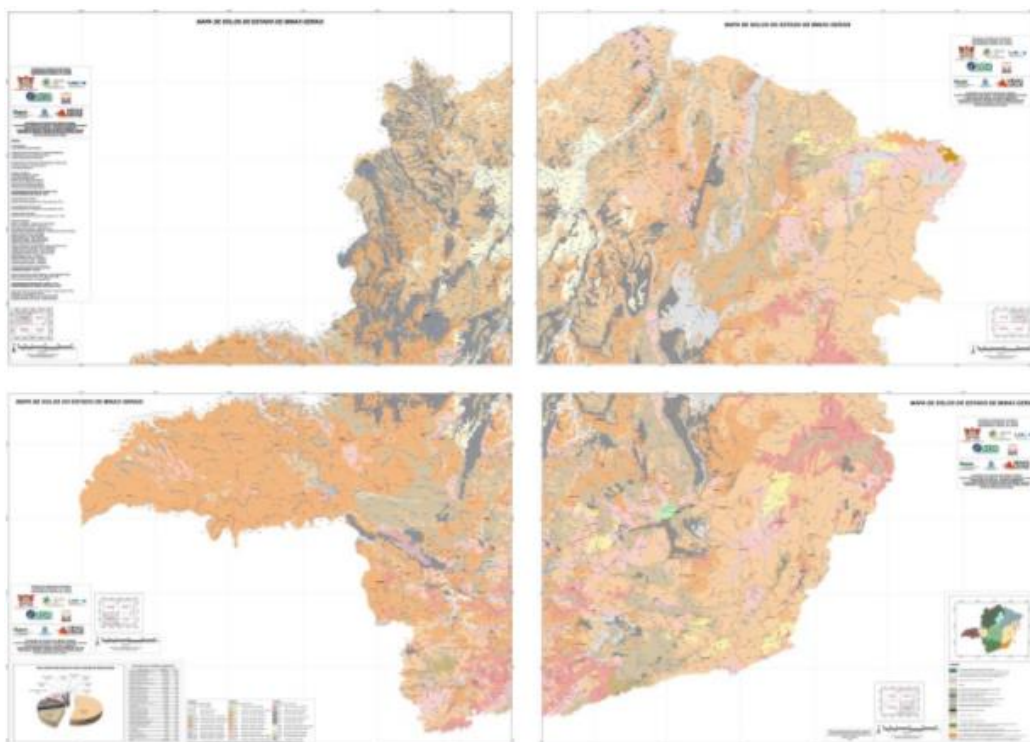


Figura 3.5. Mapa de Solos do Estado de Minas gerais.

Segundo o mapa de solos, a cidade de Taiobeiras se situa em uma região que possui o tipo de solo LAd1, denominado latossolo amarelo distrófico. Este é um tipo de solo de cor amarelada, sendo uniforme ao longo de sua profundidade, o que ocorre também com seu teor de argila. Possui elevada coesão dos agregados estruturais, sendo assim um solo coeso. Outra importante característica física é sua boa retenção de umidade, sendo considerado um solo com boa permeabilidade (DOS SANTOS, et al., 2010).



Figura 3.6. Tipo de solo para Taiobeiras – MG.



Figura 3.7. Latossolo amarelo distrófico, LAd1. Fonte: EMBRAPA

3.4 PROJETO ARQUITETÔNICO DA ADEGA

Este projeto foi realizado com o objetivo de construir um galpão que funcionará como adega para armazenar barris de madeira que serão utilizados para o envelhecimento da cachaça. A adega terá espaço suficiente para a entrada dos barris, alocação e retirada, sem limitar a movimentação dos funcionários, visando a segurança e ergonomia durante o processo de transporte dos tonéis.

O espaço interno terá 6,70 metros de comprimento por 3,75 de largura, como mostra a figura 3.8.

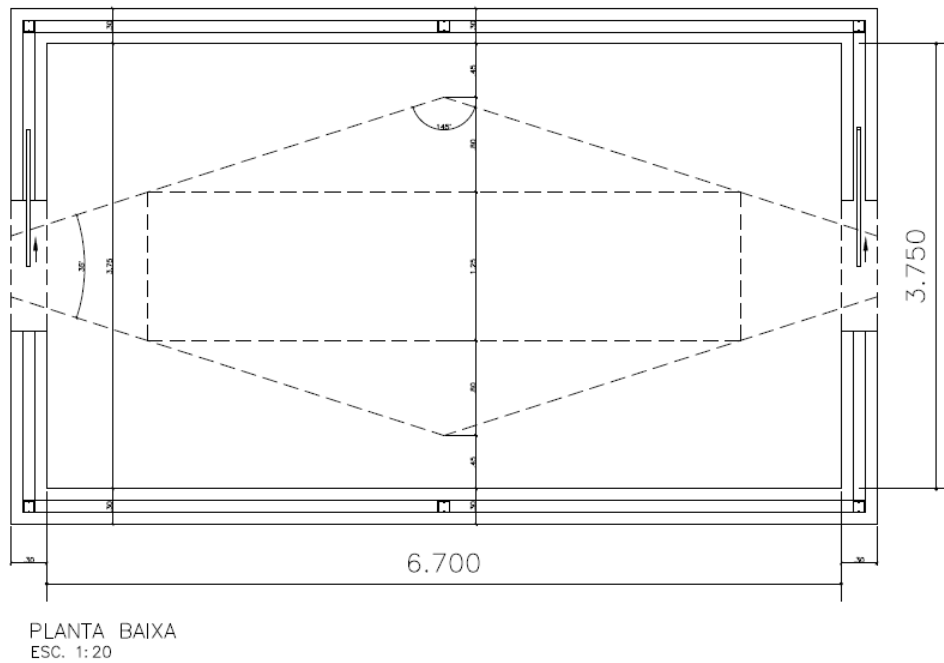


Figura 3.8. Planta baixa da adega

A altura da parede da adega será de 2,40 metros e a inclinação do telhado será de 51 graus, como mostra a figura 3.9. O espaço interno não possuirá forro horizontal. A estrutura que irá suportar os barris de madeira será de aço e também servirá como elemento estrutural do telhado do galpão. O galpão possuirá uma porta de 0,90 por 2,20 metros, porém as dimensões deste elemento poderão ser modificadas se existir a necessidade.

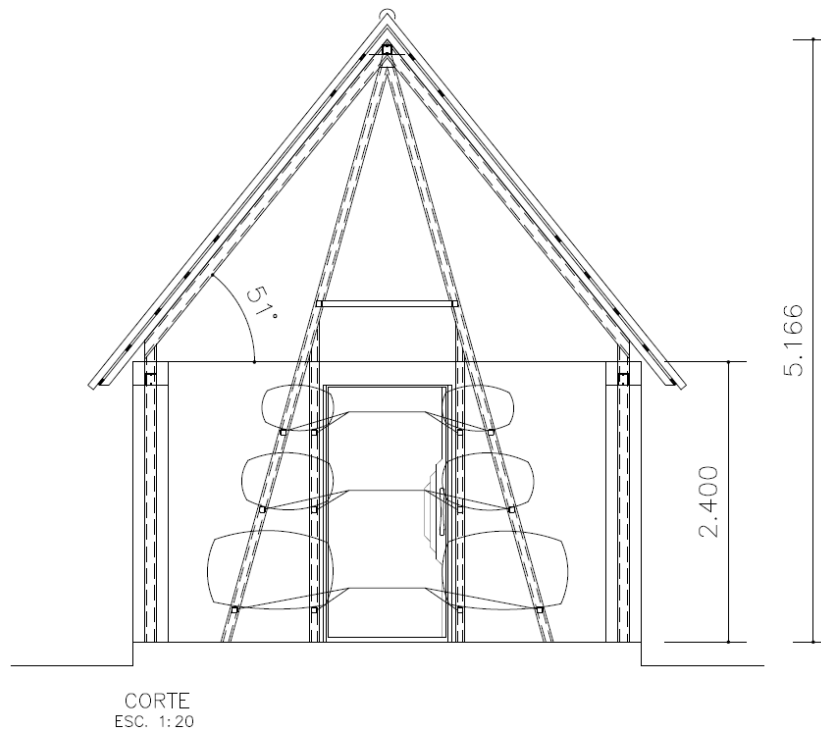


Figura 3.9. Estrutura metálica de sustentação dos barris – vista frontal.

A estrutura que irá suportar os barris foi planejada para alocá-los de uma maneira inovadora, se baseando no sistema de soleiras, porém utilizando um triângulo invertido com diferentes tamanhos de barris, a fim de gerar um sistema de armazenagem original. A estética interna da adega também foi pensada para gerar uma estrutura robusta. A figura 3.10 mostra melhor a configuração desta estrutura.

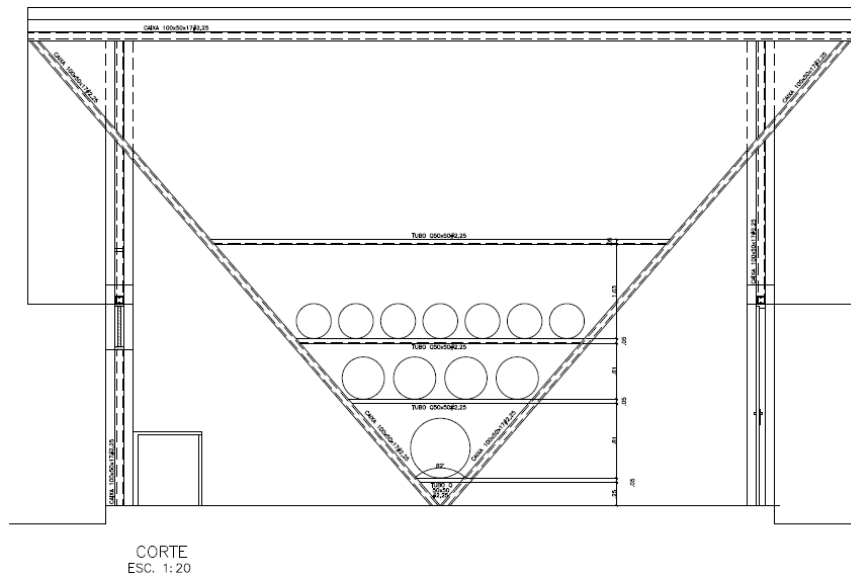


Figura 3.10. Estrutura metálica de sustentação dos barris – vista lateral.

Para melhor visualização, um modelo em três dimensões também foi realizado pelo software *Sketchup*. Uma das soluções de climatização (chaminé solar) já foi previamente modelada nesta representação prévia. A estrutura metálica também aparece no modelo.

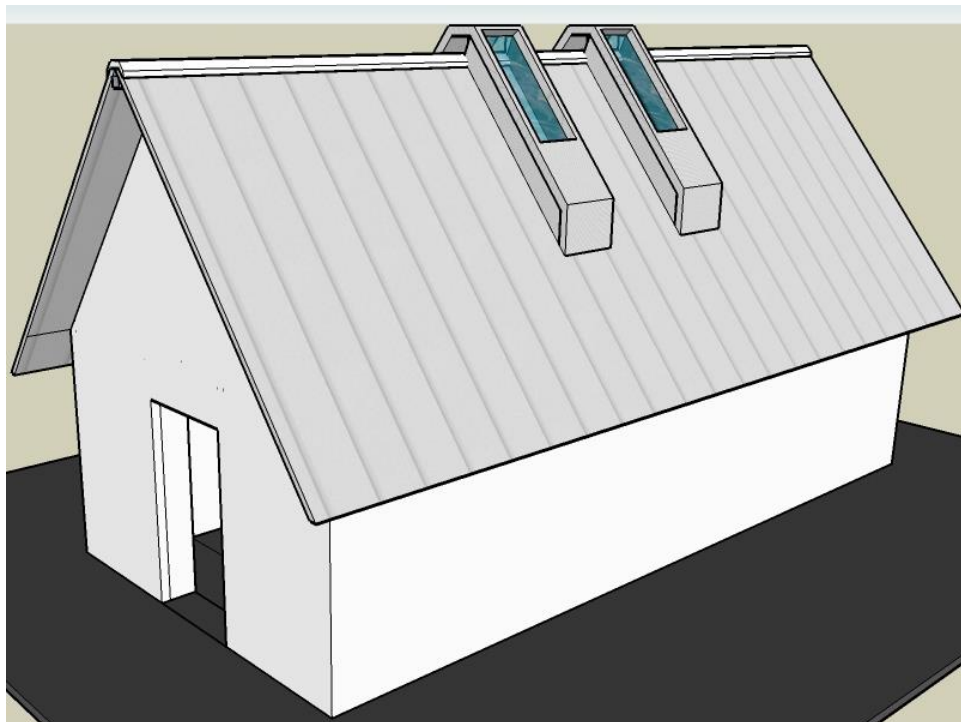


Figura 3.11. Modelo tridimensional da adega proposta.

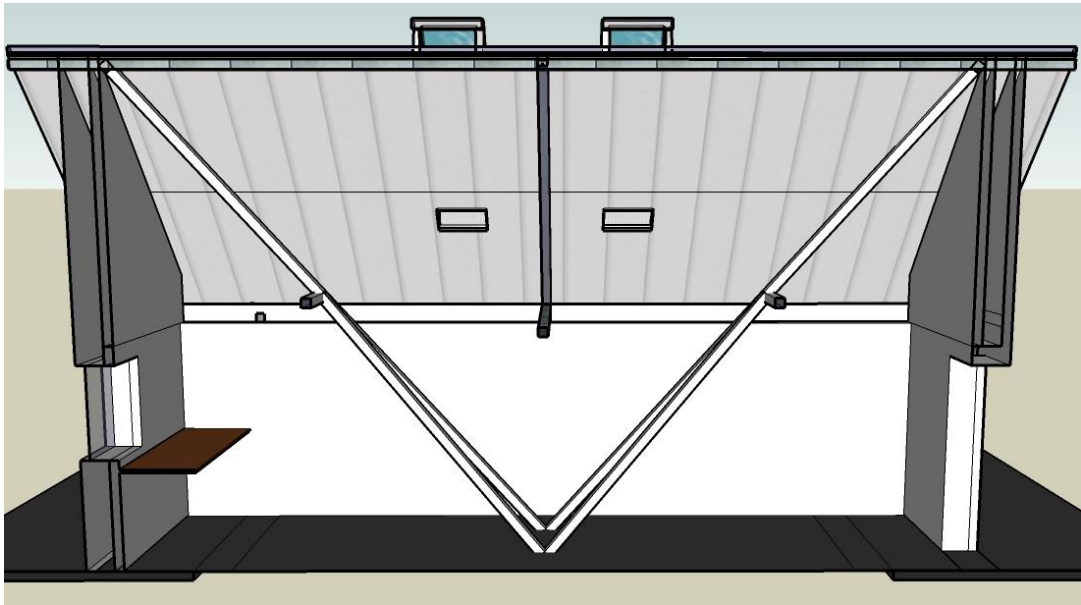


Figura 3.12. Modelo tridimensional da adeiga proposta – corte lateral.

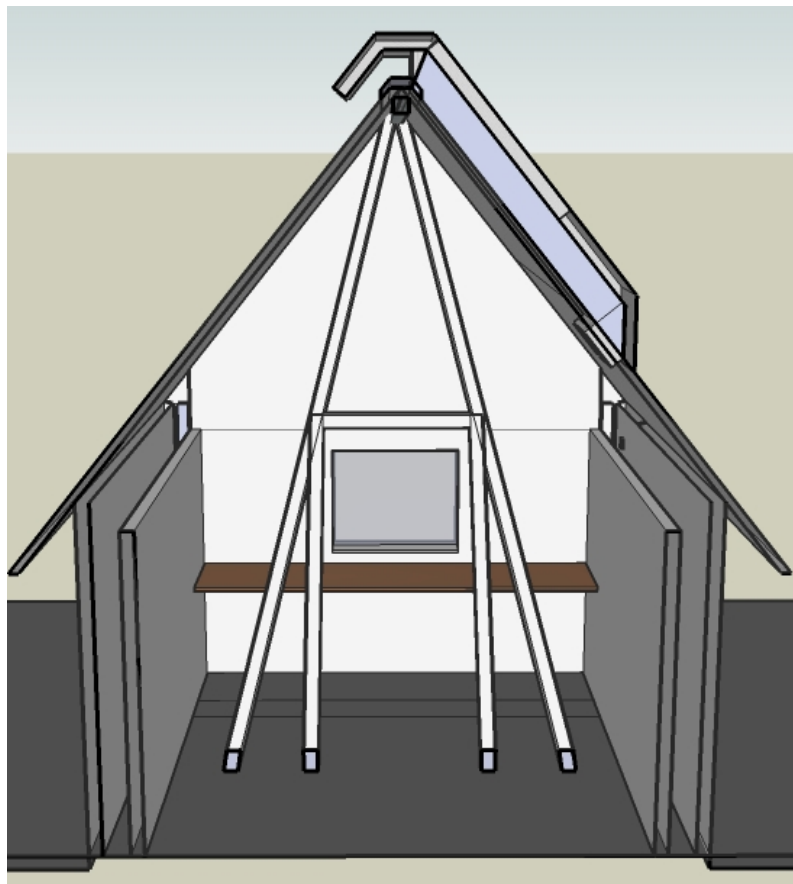


Figura 3.13. Modelo tridimensional da adeiga proposta – corte frontal.

3.5 MODELAGEM COMPUTACIONAL DA ADEGA

Um modelo em três dimensões também foi criado através do software *DesignBuilder*, utilizando todas as configurações espaciais disponibilizadas pelo projeto arquitetônico. Ainda dentro deste software, será configurado todos os *inputs* necessários – como materiais da fachada, piso e telhado; infiltração; ocupação interna; iluminação; e etc – para realizar a simulação energética do ambiente através da ferramenta de cálculo *EnergyPlus*.

- **Superfícies:**

O modelo possuirá uma geometria retangular de 3,75 x 6,7 x 2,4 metros, combinada com um geometria triangular de formará o telhado de 51° graus de inclinação posicionada sobre a superfície retangular, sem possuir beirais.

Os materiais da fachada e telhado foram selecionados a partir da avaliação da combinação de diversos materiais construtivos, utilizando a ferramenta *optimization*, do programa computacional. Assim, foram selecionados 9 tipos de fachadas laterais e 3 tipos de coberturas (encontram-se no Anexo X). A seleção desses materiais ocorreu com base em suas propriedades físicas, selecionando materiais com valores abrangentes de transmitância térmica e capacitância. A base de avaliação do desempenho desses materiais foi a carga térmica necessária para atingir um certo valor de temperatura através de um sistema de climatização. Quanto maior a carga térmica, mais consumo energético o sistema demandará. O resultado pode ser avaliado através da figura 3.14.

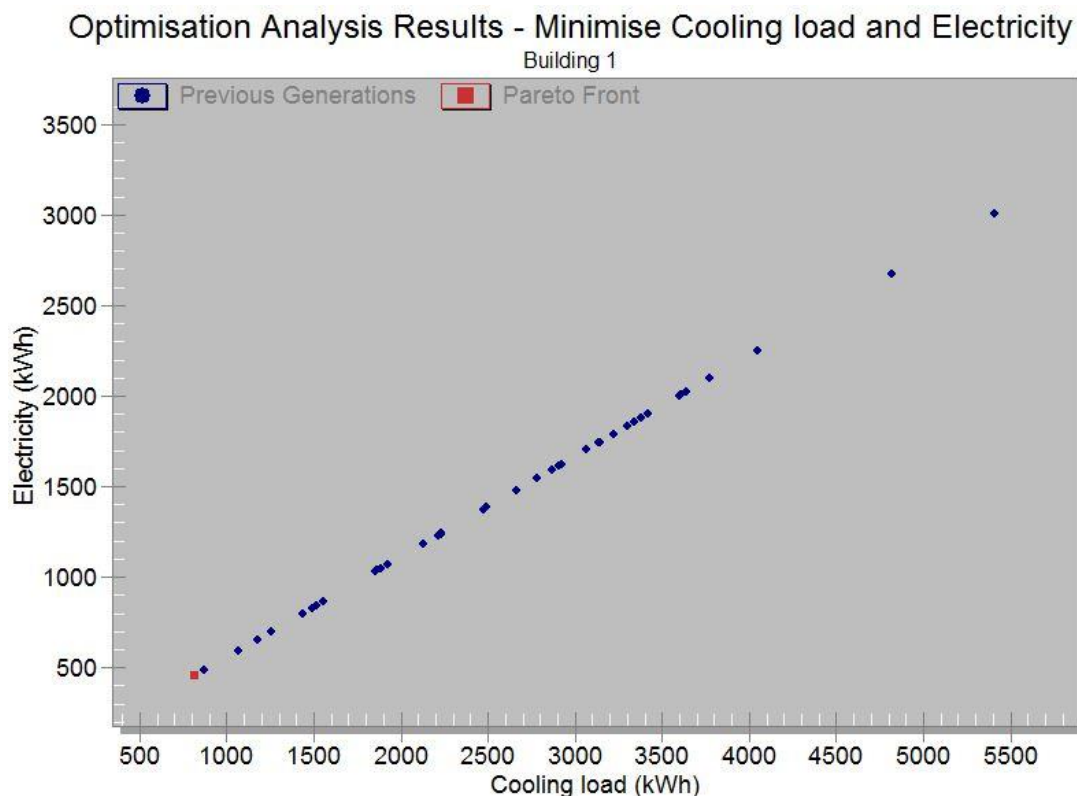


Figura 3.14. Resultado da otimização das superfícies opacas.

O resultado demonstra o impacto da seleção e combinação de diversos materiais construtivos. A diferença de valores da melhor opção para a pior é de um valor dez vezes maior. A melhor opção foi a construção com a parede opaca tipo 39 com a cobertura de telha sanduíche de poliuretano. As propriedades físicas desse tipo de construção é a alta capacidade térmica e boa condutividade. Isso pode ser benéfico quando somado a outras soluções passivas, pois ajuda a mitigar os ganhos de calor pela irradiação solar durante o dia, absorvendo essa energia.

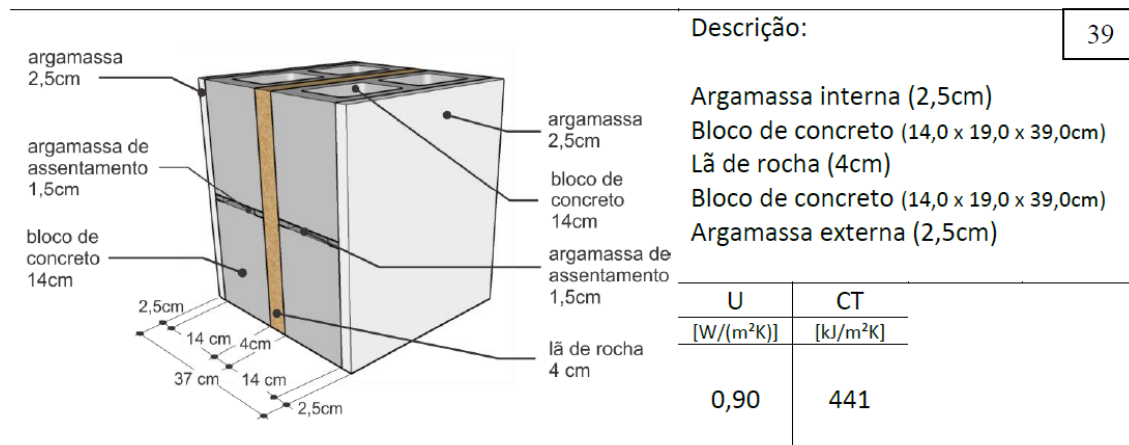


Figura 3.15. Materiais da fachada lateral.

Esse material possui uma alta capacitância e, conseqüentemente, uma alta inércia térmica. Isso será discutido ainda nesta seção. Já para a cobertura da adega, utilizou-se uma cobertura metálica com uma camada isolante de poliuretano, resultando numa telha do tipo sanduiche. Essa cobertura, combinada com a fachada selecionada, gerou os melhores resultados da otimização dos materiais.

- **Iluminação:**

Devido à uma operação esporádica e a não necessidade de uma iluminação pelas condições de projeto, este fator não será considerado na modelagem, desconsiderando as cargas térmicas geradas por uma iluminação artificial.

- **Ocupação:**

O *input* selecionado para a modelagem computacional será *Unoccupied*, pois esta adega será utilizada apenas durante os períodos de alocação e retirada da cachaça, o que ocorrerá poucas vezes ao longo de um ano, e para a manutenção do produto, o que ocorrerá esporadicamente em um trimestre. Assim, para este modelo será considerado a ocupação de pessoas neste ambiente, desconsiderando as possíveis cargas térmicas sensíveis e latentes geradas para este caso.

- **Infiltração:**

Para o projeto da adega de cachaça, considera-se o ambiente praticamente vedado, com uma qualidade construtiva alta, para evitar infiltrações e exfiltrações. Essa consideração também é importante para as condições iniciais das soluções passivas que serão propostas. Outro ponto importante para a

vedação do ambiente é necessidade de projeto em que se evita a ventilação interna da adega. Assim, a infiltração pode ser desconsiderada

- **Simulação em Evolução Livre da Modelagem:**

Com o objetivo de avaliar o comportamento das condições ambientais internas da adega, será realizado uma simulação térmica em evolução livre, que é a avaliação do balanço térmico da edificação sem utilizar soluções de climatização na simulação, apenas analisando as trocas de calor entre o ambiente interno e externo. Todas as características comentadas neste capítulo foram inseridas no software de simulação.

Para realizar esta simulação, é necessário o uso de um arquivo climático, já discutido na seção 3.2, no formato digital .EPW. Assim, a simulação foi configurada para ser avaliada durante todas as 8760 horas ao longo de 1 ano, obtendo um resultado necessário para a avaliação da temperatura interna da adega em evolução livre, com o objetivo de analisar a necessidade do uso de sistemas de climatização. A figura 3.16 compara as temperaturas de bulbo seco do ambiente externo (*Outside Dry-Bulb Temperature*) e do ambiente interno (*Air Temperature*)

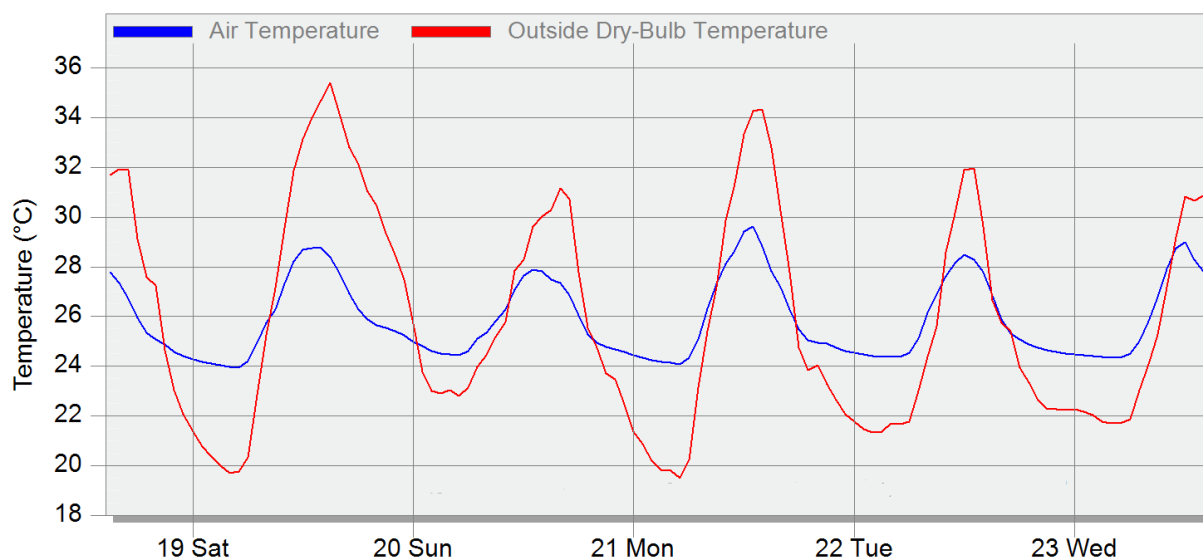


Figura 3.16. Comparação entre a temperatura ambiente e a temperatura interna em evolução livre.

Selecionou-se 5 dias do mês de outubro, para suas temperaturas sejam avaliadas, demonstrando que as escolhas dos materiais da fachada lateral e cobertura foram importantes para a manutenção da temperatura interna da adega durante o dia. A diminuição da flutuação dos valores de temperatura contribui para atingir as condições de projeto da cachaça. Porém, os dias selecionados demonstram que ainda existe a necessidade de diminuição da temperatura interna e a flutuação de temperatura ainda não é a mais desejada

Já a figura 3.17 mostra a umidade relativa desses mesmos dias, o que demonstra também a necessidade de umidificação do ambiente.

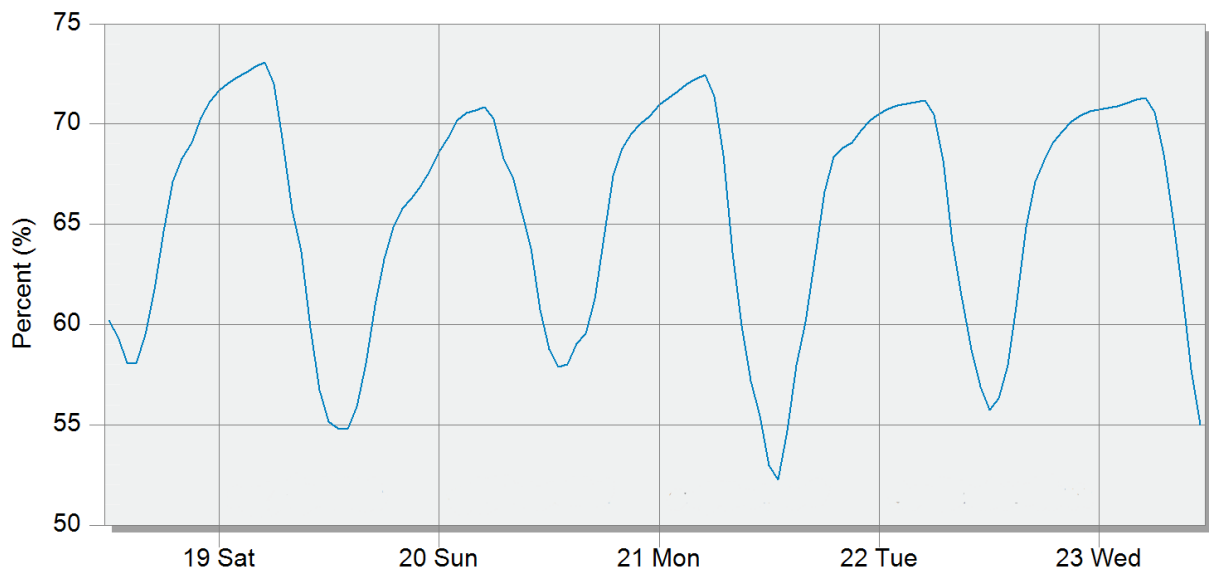


Figura 3.17. Valores da umidade relativa para 5 dias quentes do ano.

4. SOLUÇÕES DE CLIMATIZAÇÃO PASSIVA

As estratégias passivas adotadas neste projeto são o poço provençal e a chaminé solar. Estas duas soluções foram escolhidas, pois o poço provençal diminuiu consideravelmente a flutuação da temperatura de ar de entrada no ambiente interno, quando comparado com a ventilação natural direta, através de grandes aberturas. Para ocorrer circulação de ar no poço provençal, é necessária uma força de sucção externa, gerada por meios passivos ou ativos.

Como o objetivo deste projeto é a avaliação de um sistema de climatização passivo e ativo, mas com a mínima utilização deste, selecionou-se a chaminé solar para realizar a força de sucção demandada pelo poço provençal, e sua força de empuxo é gerada pela diferença de temperatura entre o ar que entra na chaminé solar e o ar de saída. Com o ambiente possuindo uma boa vedação contra infiltrações, é possível combinar os dois sistemas gerando um sistema de climatização passivo.

O modelo matemático foi desenvolvido a fim de avaliar todos os cenários e configurações físicas possíveis, com o objetivo de otimizar o sistema para uma situação real. Pela complexidade do modelo, será utilizada ferramentas computacionais para realizar os cálculos necessários apresentados neste capítulo.

Os modelos apresentados foram validados e amplamente discutidos pela comunidade acadêmica.

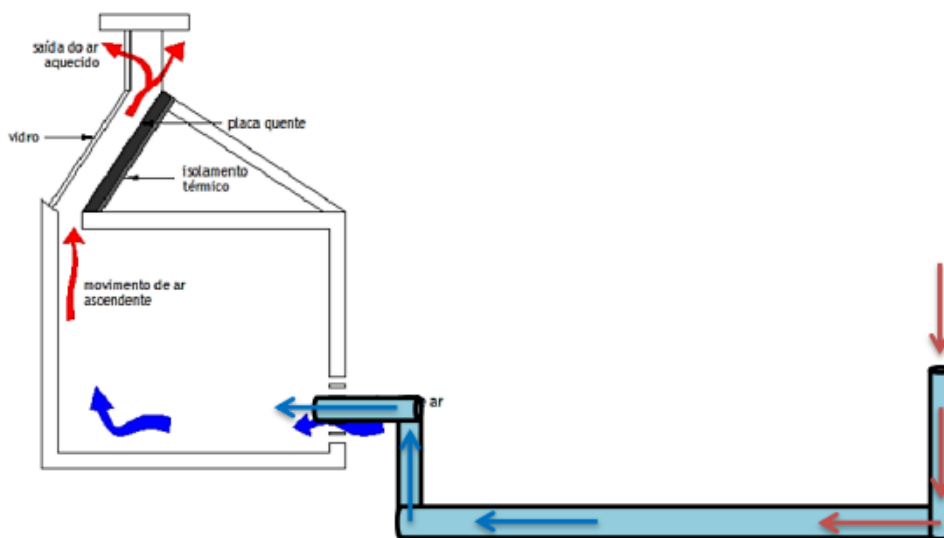


Figura 4.1. Representação das soluções passivas utilizadas na adega.

4.1 POÇO PROVENÇAL

O poço provençal, também conhecido por poço canadiano ou trocador de calor solo-ar, é uma solução de climatização passiva que consiste no aproveitamento da energia térmica do solo a uma certa profundidade, transferindo calor ao ar exterior que passa dentro destes tubos instalados no subsolo. Uma das características do solo é sua inércia térmica, onde as flutuações de temperaturas ao longo do dia são consideravelmente menores comparados com a temperatura do ar na superfície. Outra característica é seu atraso térmico temporal, sendo que a temperatura do solo não acompanha a tendência da temperatura do ar externa ao longo do ano, sendo que no verão o solo mantém-se frio e no inverno, quente.

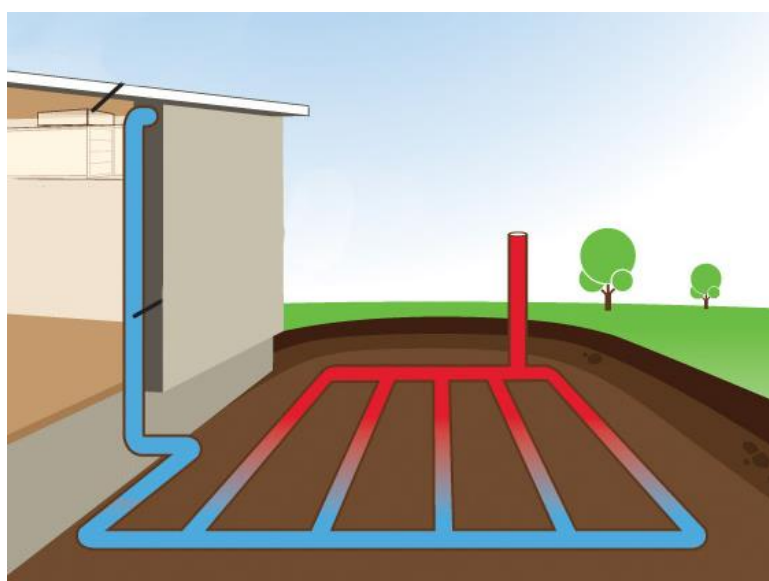


Figura 4.2. Poço provençal com tubulações conectadas em paralelo.

Essas características do poço provençal podem reduzir a necessidade do uso de soluções ativas de climatização significativamente, dependendo do tipo de solo da região onde esta técnica será implementada. A ideia principal deste trocador de calor é diminuir a carga térmica interna do ambiente que será arrefecido ou aquecido, sendo um instrumento auxiliador da climatização ativa. Com isso, devido a exigências mais rígidas da qualidade do ar interior e do elevado custo da climatização em edifícios, este tipo de solução tem merecido interesse na última década. Vários modelos matemáticos foram desenvolvidos a fim de prever o comportamento térmico de um poço provençal, auxiliando, como consequência, no projeto de suas características construtivas e otimização destas. Em alguns casos, modelos foram implementados em ferramentas computacionais com o objetivo de estimar rapidamente o comportamento térmico desses tubos enterrados, com um bom grau de precisão.

O modelo estudado neste projeto foi desenvolvido por Lee e Strand (2010), implementado no programa EnergyPlus. Certas simplificações foram consideradas para que o tempo de simulação fosse mais rápido e para que os dados de entrada fossem reduzidos, pois o EnergyPlus é um programa de simulação anual com resultados horários, assim requerendo uma máquina de cálculo eficiente. As principais simplificações deste modelo foram:

- A taxa de transferência de calor é constante na direção radial da tubulação.
- Escoamento do fluido é térmica e hidrodinamicamente desenvolvido.
- A temperatura do solo é não-perturbada, sendo calculada pelo modelo desenvolvido por Kusuda e Achenbach.
- A temperatura do solo não é influenciada pelo tubo.
- As propriedades térmicas do solo homogêneo são constantes.
- A área axial do tubo é constante, e o fluxo é axi-simétrico em direção a sua seção.
- Transferência de calor em regime estacionário.

4.1.1 Temperatura do Solo

Primeiramente, deverá ser calculado a temperatura do solo ao redor do tubo, tendo como base da equação desenvolvida a expressão da temperatura de superfície do solo, de acordo com Kusuda e Achenbach (1965):

$$T_{sur} = T(0, t) = T_m + Re(e^{i\omega t}) \quad (4.1)$$

onde,

$T(x, t)$ = perfil de temperatura do solo em função da profundidade x e do tempo t ;

T_m = valor da média anual da temperatura de superfície do solo;

Esta expressão é necessária como base para a avaliação da temperatura do solo em uma certa altura específica, porém, como está sendo avaliado a temperatura do solo ao redor de um tubo, esta expressão deverá ser desenvolvida avaliando a transferência de calor convectiva E_{conv} , a absorção da radiação solar pelo solo E_{radsol} , a radiação de onda longa emitida pelo solo $E_{radlong}$, e o calor latente perdido devido a evaporação E_{lat} . Através da soma desses mecanismos descritos, a taxa transferência de calor da área avaliada do solo:

$$-k_s \left(\frac{\partial T}{\partial x} \right) \Big|_{x=0} = E_{conv} - E_{radlong} + E_{radsol} - E_{lat} \quad (4.2)$$

onde,

k_s = condutividade térmica do solo (W/m°C)

Segundo Lee e Strand, após o rearranjo da equação x para resolver T_m , este pode ser estimado através da expressão:

$$T_m = \frac{1}{h_c} [h_r T_{ma} - \varepsilon \Delta R + \beta S_m - 0.0168 h_s f b (1 - r_a)] \quad (4.3)$$

A amplitude da variação da temperatura de superfície do solo avaliada A_s , após a avaliação do período constante da superfície do solo t_0 , e da diferença angular do período entre o ar e a temperatura de superfície do solo φ_s , é inserida na equação 4.3. Assim, assumindo uma constante de difusividade térmica do solo como homogênea, a temperatura do solo em qualquer profundidade z e tempo t pode ser estimado através da expressão (Labs et al. 1989):

$$T_{solo} = T_m - A_s \exp \left[-z \left(\frac{\pi}{365 \alpha_s} \right)^{\frac{1}{2}} \right] \cos \left\{ \frac{2\pi}{365} \left[t - t_0 - \frac{z}{2} \left(\frac{365}{\pi \alpha_s} \right)^{\frac{1}{2}} \right] \right\} \quad (4.4)$$

onde,

α_s = difusividade térmica do solo.

A_s = amplitude da temperatura de superfície do solo.

z = profundidade do tubo.

t_0 = Constante de fase da temperatura de superfície do solo.

t = dia selecionado do ano

A difusividade térmica do solo depende do tipo do solo. O programa EnergyPlus oferece 4 tipos de solo por padrão: *Heavy and Saturated*, *Heavy and Damp*, *Heavy and Dry* e *Light and Dry*. Segundo o manual do programa, esses tipos de solo apresentam as seguintes características térmicas:

Tabela 4.1. Características térmicas dos tipos de solos apresentados no software *EnergyPlus*

Tipo de solo	k_s (W/m.K)	α_s (m ² /s)
<i>Heavy and Saturated</i>	2,42	$9,04^{-07}$
<i>Heavy and Damp</i>	1,30	$6,45^{-07}$
<i>Heavy and Dry</i>	0,865	$5,16^{-07}$
<i>Light and Dry</i>	0,346	$2,80^{-07}$

Retirando as informações do capítulo 3 sobre as características do solo da região do município de Taiobeiras, Minas Gerais, é possível inferir que o tipo de solo se aproxima do *Heavy and Damp* para esta cidade. Assim, poderá ser utilizado o programa utilitário *CalcSoilSurfTemp*, responsável pelo cálculo de três parâmetros importantes para a simulação dos poços canadinos:

- Temperatura média anual da superfície do solo;
- Amplitude média da superfície do solo;
- Constante de fase da temperatura de superfície do solo.

Este cálculo necessita do tipo de solo, dos dados climáticos da região em estudo e do tipo de superfície do solo. O tipo de superfície depende de como será a cobertura do solo, podendo ser inserido no programa como *Bare and Wet*, *Bare and Moist*, *Bare and Arid*, *Bare and Dry*, *Covered and Wet*, *Covered and Moist*, *Covered and Arid* e *Covered and Dry*. Devido as características da região e do terreno utilizado na instalação da adega, foi escolhido um solo sem cobertura vegetal e levemente úmido, pelo fato do solo ser argiloso. Assim, foi escolhido uma superfície de solo do tipo *Covered and Moist*. Portanto, inserindo esses três inputs no programa auxiliar, os resultados são calculados e apresentados na tabela a seguir:

Tabela 4.2. Dados de saída do programa auxiliar *CalcSoilSurfTemp*

Temperatura média anual da superfície do solo (°C)	26,032
Amplitude média da superfície do solo (°C)	2,4998
Constante de fase da temperatura de superfície do solo	176

4.1.2 Modelo Matemático do Poço Provençal

Para calcular a transferência de calor entre a tubulação enterrada e o solo em torno do tubo, o coeficiente de transferência de calor global desta situação deve ser calculado através das seguintes expressões, utilizando três valores de resistência térmica:

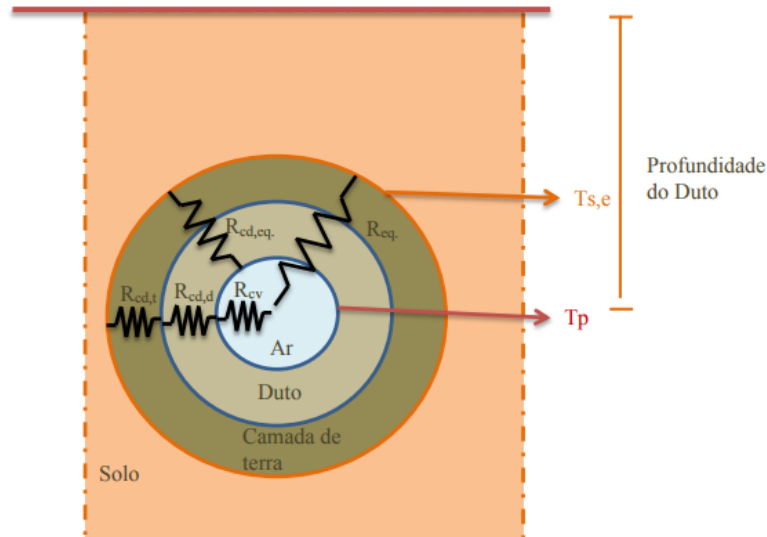


Figura 4.3. Resistências térmicas para cada seção do tube e do solo.

$$U_t = \frac{1}{R_t} \quad (4.5)$$

$$R_t = R_c + R_p + R_s \quad (4.6)$$

onde,

$$R_c = \frac{1}{2\pi r_1 L h_c} \quad (4.7)$$

$$R_p = \frac{1}{2\pi L k_p} \ln \frac{r_1 + r_2}{r_1} \quad (4.8)$$

$$R_s = \frac{1}{2\pi L k_s} \ln \frac{r_1 + r_2 + r_3}{r_1 + r_2} \quad (4.9)$$

sendo,

R_c = Resistência térmica devido a transferência de calor por convecção entre o ar na tubulação e a superfície interna desta, sendo h_c (coeficiente convectivo) sendo função do número de Reynolds e do número de Nusselt;

R_p = Resistência térmica devido a transferência de calor por condução entre a superfície interna e externa do tubo;

R_s = Resistência térmica devido a transferência de calor por condução entre a superfície externa da tubulação e o solo não perturbado.

r_1 , r_2 e r_3 = raio interno do tubo, sua espessura e a distância de seu raio externo do solo não perturbado.

Agora, a transferência de calor entre o solo e o ar dentro da tubulação, para um comprimento diferencial, é igual a quantidade de calor armazenado pelo ar, resultando em uma temperatura uniforme ao longo do comprimento do tubo, simplificando o modelo (Mihalakakou et al. 1989),

$$U_t dy [T_a(y) - T_{z,t}] = -\dot{m}_a C_a [dT_a(y)] \quad (4.10)$$

sendo,

y = comprimento da tubulação como variável.

A temperatura de saída do ar da tubulação é avaliada, considerando que a temperatura do ar de entrada da tubulação ($y = 0$) é igual à temperatura do ar externa (ambiente). Assim, integrando os dois lados da equação 4.10, a seguinte expressão pode ser obtida:

$$U_t y = -\dot{m}_a C_a \ln |T_a(y) - T_{z,t}| + C \quad (4.11)$$

E pela condição de contorno $T_a(0) = T_{am}$,

$$C = \dot{m}_a C_a \ln |T_{am} - T_{z,t}| \quad (4.12)$$

Assim, o valor da temperatura em função ao comprimento da tubulação pode ser finalmente avaliado através da resolução da temperatura do ar interno da tubulação $T_a(y)$, para o ar de saída da tubulação onde $y = L$:

No caso de $T_{am} > T_{z,t}$,

$$T_{tub,saída}(L) = T_{z,t} + e^A \quad (4.13)$$

No caso de $T_{am} = T_{z,t}$,

$$T_{tub,saída}(L) = T_{z,t} \quad (4.14)$$

No caso de $T_{am} < T_{z,t}$,

$$T_{tub,saída}(L) = T_{z,t} - e^A \quad (4.15)$$

onde,

$$A = \frac{\dot{m}_a C_a \ln|T_{am} - T_{z,t}| - U_t L}{\dot{m}_a C_a} \quad (4.16)$$

Agora, o uso de uma única tubulação pode gerar dificuldades para a execução do projeto, por precisar de longas linhas de tubulação, aumentando a sua quantidade necessária e também diminuindo a eficiência do sistema, com maiores quedas de pressão por perdas de cargas distribuídas e, após certa distância dessa longa tubulação, a efetividade das trocas de calor diminui geometricamente. A solução proposta será o uso de tubulações em paralelo, como mostra a figura 4.4. Essa configuração deixa o sistema mais compacto e robusto, contribuindo para as trocas de calor em uma curta distância de tubulação.

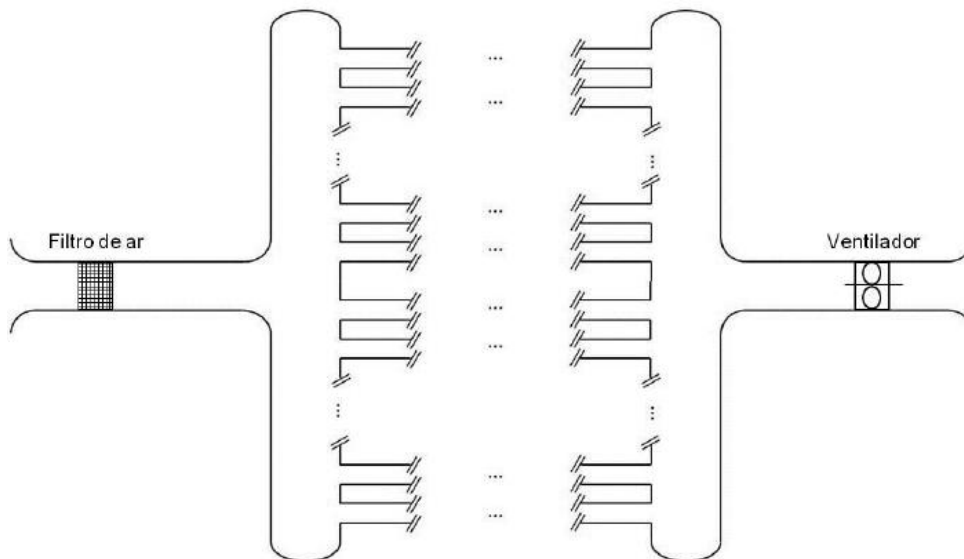


Figura 4.4. Configuração da tubulação em paralelo.

Para estes condutos em paralelos, têm-se:

$$\dot{V}_a = \dot{V}_1 + \dot{V}_2 + \dots + \dot{V}_n \quad (4.17)$$

onde,

n = número de tubos em paralelo.

A perda de carga total entre a entrada do sistema em paralelo e sua saída pode ser definido como:

$$h_f = \frac{8f\dot{V}^a}{\pi g D^b} L \quad (4.18)$$

Considerando todas as tubulações feitas com o mesmo material e que suas vazões, diâmetros e comprimento também possui o mesmo valor, a combinação das equações 4.17 e 4.18 resulta em:

$${}^a\sqrt{D^b} = \sum {}^a\sqrt{D_n^b} \quad (4.19)$$

onde,

D e D_n = Diâmetro da tubulação de entrada e saída; e diâmetro dos n tubos em paralelo, respectivamente;

a e b = 4,87 e 1,85, respectivamente, aplicando Hazen-Williams ou 5 e 2 para Darcy-Weisbach.

4.2 CHAMINÉ SOLAR

Chaminé solar é basicamente um canal térmico de seção retangular, existindo um fluxo de ar interno causado pela diferença de densidade do ar entre a entrada e a saída deste canal. Esta diferença de densidade é criada através do aproveitamento da energia solar incidente direta em uma das faces do canal, normalmente sendo uma cobertura transparente, e aproveitando essa incidência direta absorvendo sua energia através de um coletor solar na outra face do canal. Isso cria um “efeito estufa” e um aquecimento de ambas as faces, sendo o coletor solar mais afetado, gerando altas temperaturas. Assim, o ar se esquentava dentro do canal, gerando uma diferença de temperatura entre o ar que entra e o ar que saí desta chaminé.

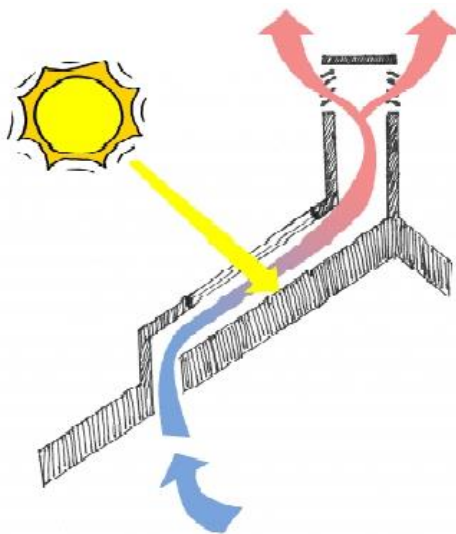


Figura 4.5. Representação do funcionamento da chaminé solar inclinada.

O objetivo da chaminé solar é gerar uma circulação de ar de dentro do local em estudo para o ambiente externo através da diferença de pressão gerado dentro da chaminé. Esta é uma solução passiva de climatização, já que gera uma ventilação natural sem o uso de fontes mecânicas que consomem energia. Para este objetivo ser alcançado, o projetista deverá encontrar a configuração ideal levando em conta a localização, o clima, a orientação, o volume de espaço a ser ventilado e os ganhos internos de calor, além de características físicas da chaminé, como sua inclinação, a área de sua secção transversal, a área do coletor, sua altura, etc.

Vários métodos foram desenvolvidos para avaliar o desempenho de chaminés solares. O uso de métodos computacionais como o CFD vem crescendo a fim de prever a velocidade de circulação dentro da chaminé e seu perfil de temperaturas, porém este método normalmente é utilizado para estudo em pequena escala, sem considerar o armazenamento de energia pelas paredes do sistema (Khanal e Lei, 2011). Outro método utilizado é o analítico que considera simplificações do sistema para desenvolver um modelo matemático confiável, com o objetivo de avaliar o sistema para diversos casos de estudo. Este modelo analítico é desenvolvido neste trabalho.

Este modelo matemático é baseado nos trabalhos de Mathur, et al, 2006, onde um modelo foi desenvolvido para prever o fluxo de massa de uma chaminé solar inclinada. Para determinar esse fluxo, este modelo matemático irá procurar as temperaturas da parede transparente, absorptiva e do ar que passa pelo canal da chaminé. Assim, o desenvolvimento deste modelo, o qual estuda as transferências de calor envolvidas neste sistema, considerou certas simplificações:

- Sistema em regime permanente;
- Transferência de energia unidimensional;
- Fluxo laminar dentro do canal;
- Parede transparente e absorptiva sempre paralelas uma em relação a outra;
- As propriedades físicas térmicas foram avaliadas através de uma temperatura média (T_f).
- As temperaturas da cobertura transparente e da parede absorptiva são constantes ao longo de seu comprimento, largura e profundidade.

A figura 4.6 resume como funciona a transferência de calor em uma chaminé solar, mostrando os coeficientes de transferência de calor envolvidos e as temperaturas que serão avaliadas.

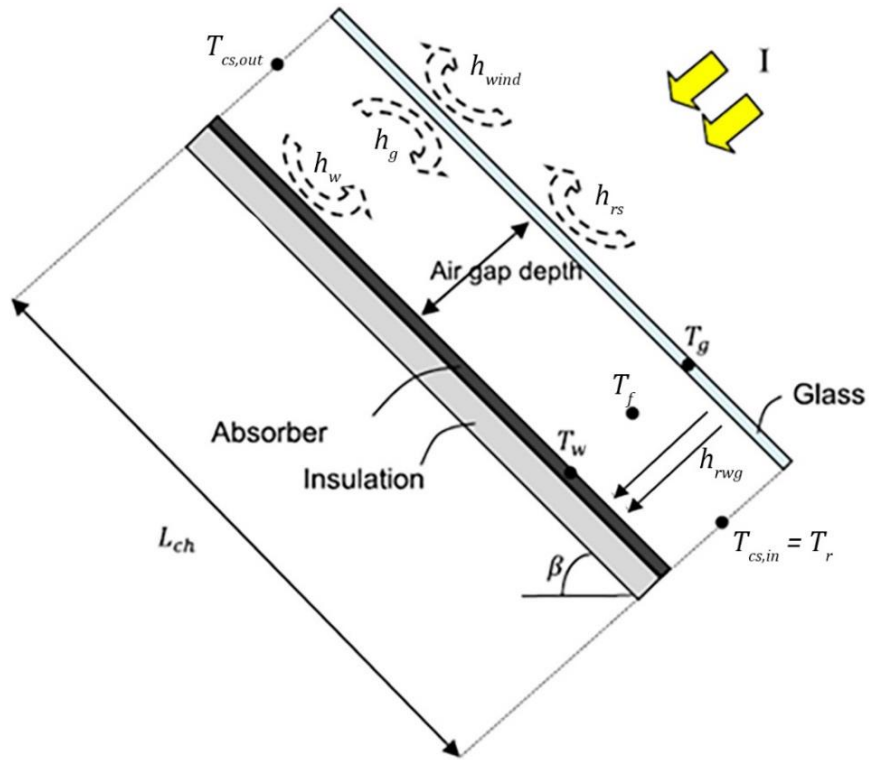


Figura 4.6. Diagrama esquemático da chaminé solar.

Basicamente, o balanço energético da chaminé solar pode ser resumido em um circuito elétrico, abordado na Figura 4.7, que será dividido no balanço da cobertura transparente, do ar dentro da chaminé e da parede absorptiva para avaliar as 3 temperaturas desconhecidas.

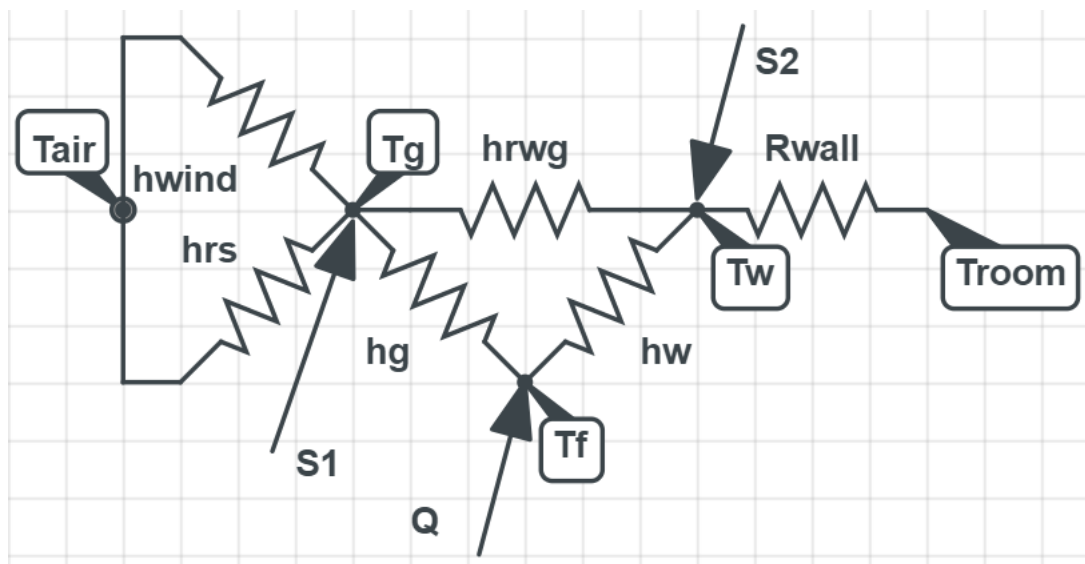


Figura 4.7. Esquema da chaminé solar por circuitos elétricos.

4.2.1 Balanço de Energia para a Cobertura Transparente

Esta equação será o equilíbrio entre a soma da radiação solar incidente mais o ganho de calor por radiação da cobertura transparente devido a parede absorptiva, igual ao resultado dos coeficientes de perda de calor no ar interior no canal mais o resultado dos coeficientes de perda de calor entre a cobertura e o ambiente externo. Esta equação pode ser escrita como:

$$S_1 A_g + h_{rwg} A_w (T_w - T_g) = h_g A_g (T_g - T_f) + U_{tcs} A_g (T_g - T_{air}) \quad (4.20)$$

onde,

$$S_1 = \alpha_1 H \quad (4.21)$$

$$h_{rwg} = \frac{\sigma(T_g^2 + T_w^2)(T_g + T_w)}{\frac{1}{\epsilon_g} + \frac{1}{\epsilon_w} - 1} \quad (4.22)$$

$$h_g = \frac{Nu_{cs} K_f}{L_g} \quad (4.23)$$

$$U_{tcs} = h_{wind} + h_{rs} \quad (4.24)$$

sendo,

U_{tcs} = coeficiente de perda de calor do vidro para o ambiente;

S_1 = fluxo de calor da irradiação solar absorvido pela cobertura transparente;

h_{rwg} = coeficiente de transferência térmica por radiação vidro/parede;

h_g = coeficiente de transferência térmica convectiva ar/vidro.

α_1 = absorptância térmica da cobertura transparente (0,06)

onde,

$$h_{rs} = \frac{\sigma \epsilon_g (T_g + T_s)(T_g^2 + T_s^2)(T_g - T_s)}{T_g - T_{air}} \quad (4.25)$$

$$h_{\text{wind}} = 6,5 + 3,3 \cdot v_{\text{wind}} \quad (4.26)$$

$$T_s = 0,0552 \cdot T_{\text{air}}^{1,5} \quad (4.27)$$

$$Nu_{cs} = 0,6(Gr_x \cos\theta Pr)^{0,2} \quad (4.28)$$

$$Gr_x = \frac{g\beta S_1(L_g)^4}{K_f v_f^2} \quad (4.29)$$

$$T_s = 0,0552 \cdot T_{\text{air}}^{1,5} \quad (4.30)$$

sendo,

h_{rs} = coeficiente de transferência térmica por radiação vidro/céu;

h_{wind} = coeficiente de transferência térmica convectiva devido ao vento (SHARPLES, 1998);

T_s = temperatura do céu.

4.2.2 Balanço de Energia para o Ar dentro da Chaminé

Esta equação será o equilíbrio entre a convecção na parede absorptiva mais a convecção na parede transparente, igual ao ganho de calor pelo ar ao longo do canal da chaminé. A transferência de calor da cobertura transparente e da parede absorptiva para o fluxo de ar dá-se através da convecção natural. Esta equação pode ser escrita como:

$$h_w A_w (T_w - T_f) + h_g A_g (T_g - T_f) = \frac{\dot{m}_a C_{p1} (T_{fo} - T_r)}{\gamma} \quad (4.31)$$

sendo,

$h_w = h_g$ com a diferença ser utilizado a média entre a temperatura da parede absorptiva e a temperatura do ar interno para a obtenção das propriedades físicas do ar.

γ = coeficiente de aproximação da temperatura média (0,74).

4.2.3 Balanço de Energia para a Parede Absortiva

Esta equação será o equilíbrio entre a radiação solar igual a convecção do ar no canal, mais a radiação rebatida de ondas longas para a parede transparente, mais a transferência de calor por condução entre a parede absortiva e a parede isolada do galpão. Esta equação pode ser escrita como:

$$S_2 A_w = h_w A_w (T_w - T_f) + h_{rwg} A_w (T_w - T_g) + U_b A_w T_r \quad (4.32)$$

onde,

$$U_b = \frac{K_{ins}}{\Delta_{w_{ins}}} \quad (4.33)$$

$$S_2 = \tau \alpha_2 H \quad (4.34)$$

sendo,

U_b = coeficiente de transferência térmica total parede/isolante;

S_2 = fluxo de calor da irradiação solar absorvido pela parede absortiva;

α_2 = absortância térmica da parede absortiva (0,95);

τ = transmissividade da cobertura transparente (0,84);

$\Delta_{w_{ins}}$ = espessura do isolante.

No modelo matemático proposto, as temperaturas T_w , T_f e T_g são as temperaturas desconhecidas a serem estimadas, que são necessárias para determinar a temperatura de saída da chaminé T_{fo} . Entretanto, mesmo possuindo as equações 4.20, 4.31 e 4.32, devido a quantidade de outras equações e variáveis envolvidas no modelo, será necessário que as temperaturas desconhecidas sejam estimadas para que, de forma iterativa, as equações convirjam.

4.3 COMBINAÇÃO ENTRE CHAMINÉ SOLAR E POÇO PROVENÇAL

Para ocorrer o funcionamento do poço provençal, é necessária uma diferença de pressão entre a entrada da tubulação do poço provençal localizado no ambiente externo e sua saída localizada dentro da adega. Diversas soluções podem ser adotadas, porém o objetivo primário deste trabalho é avaliar a

possibilidade de um sistema completamente passivo, sem a utilização soluções mecânicas, como a utilização de ventiladores por exemplo. Assim, será analisado o conjunto entre chaminé solar e poço provençal.

O modelo matemático adotado foi baseado no trabalho de Spencer (2001), que considerou a distribuição de temperatura dentro da chaminé como uniforme, para determinar a queda de pressão ao longo de todo sistema. O ar irá se movimentar dentro da chaminé solar devido sua diferença de densidade na entrada da chaminé e na saída da chaminé, pois este fluido irá se aquecer à medida que se desloca ao longo do duto aquecido, pela energia solar oferecida. Esta diferença de densidade gera um efeito de empuxo sem gerar um aumento na temperatura interna do ambiente, e seu potencial estará em função de diferença de pressão entre a entrada da tubulação do poço provençal e saída da chaminé solar. Porém, ao longo deste caminho ocorrerá perdas de carga localizadas e distribuídas, e, se a força de empuxo vencer todas essas perdas, ocorrerá a circulação de ar neste sistema.

Assim, o empuxo gerado poderá ser calculado através da diferença de densidade do ar gerada pelo gradiente de temperatura entre os pontos afastados por uma tal altura vertical multiplicada pela aceleração gravitacional. Em regime permanente, a pressão de empuxo deve ser igual a queda de pressão ao longo do sistema, portanto:

$$\Delta P_s = \Delta P_L \quad (4.35)$$

onde,

ΔP_s e ΔP_L = pressão de empuxo e queda de pressão, respectivamente.

A pressão de empuxo da chaminé solar será:

$$\Delta P_s = (\rho_r - \rho_{cs,o}) g L_{cs} \sin \theta \quad (4.36)$$

onde,

$L_{cs} \sin \theta$ = altura vertical da chaminé inclinada.

A equação 4.36 pode ser reescrita como:

$$\Delta P_s = \rho \frac{\Delta T}{T} g L_{cs} \sin \theta \quad (4.37)$$

Sendo ρ uma densidade de referência.

O balanço de energia na chaminé solar resulta na seguinte equação:

$$\Delta T = \frac{\dot{Q}}{\dot{m}_a \rho C_p T} \quad (4.38)$$

Inserindo a equação 4.37 na 4.38, tem-se:

$$\Delta P_s = \frac{\rho B L_{cs} \sin \theta}{\dot{m}_a} \quad (4.39)$$

onde,

$$B = \frac{\dot{Q} g}{\rho C_p T} \quad (4.40)$$

A queda de pressão do sistema ocorre devido a perdas pressão individuais, localizadas e distribuídas. Essa perda de carga pode ser resumida na seguinte formulação:

$$\Delta P_{tub} = \left(\sum_{i=1}^n c_i + f \frac{L}{D} \right) \left(\frac{\rho_{ar} v_{ar}^2}{2} \right) \quad (4.41)$$

onde,

c_i = coeficientes de perda de carga localizada;

f = fator de atrito.

A perda de carga será avaliada para a linha com o percurso mais longo do sistema, onde sofre maior queda de pressão. Como resultado, combinando as equações 4.41 e 4.35, a expressão para a vazão mássica de ventilação é obtida, com os devidos rearranjos:

$$\dot{m}_a = (2 B L_{cs} \sin \theta)^{\frac{1}{3}} A^{*\frac{2}{3}} \quad (4.42)$$

onde,

$$A^* = \frac{1}{\frac{1}{(C_1 A_{tub})^2} + \frac{c_2 + c_3 + c_4 + c_5}{A_{tub}} + \sum \frac{f_t L}{d_{tub} A_{tub}} + \frac{1}{(C_6 A_{cs})^2} + \frac{f_{cs} L_g}{D_{hid,cs} A_{cs}}} \quad (4.43)$$

sendo,

f_t e f_{CS} = fator de atrito da tubulação e da chaminé solar, respectivamente.

c_1 = coeficiente de perda de carga concentrada na entrada do tubo de admissão, valor igual a 0,98;

$c_2 = c_3 = c_4 = c_5$ = coeficiente de perda de carga concentrada do joelho da tubulação, valor igual a 0,3;

c_6 = coeficiente de perda de carga concentrada na entrada da chaminé solar, valor igual a 0,57 (Idelchik, 1994);

5. SOLUÇÕES DE CLIMATIZAÇÃO ATIVA

Como discutido na avaliação das condições ambientais externas, a localização onde a adega será construída possui uma umidade relativa que varia consideravelmente durante o dia. Assim, apenas com as soluções passivas, não será possível atender os requisitos de projeto para a umidade relativa necessário dentro do ambiente. Um dispositivo deverá ser implementado dentro desse sistema para aumentar sua umidade relativa e mantê-la relativamente constante. Uma solução para esse caso é o painel evaporativo direto. Essa solução, além de aumentar a umidade relativa do ambiente, também diminui a temperatura ambiente do ar que passa pelo seu mecanismo. Uma outra solução passiva, o ventilador elétrico, pode ser utilizado caso a chaminé solar se mostre insuficiente em seu papel. Portanto, o módulo evaporativo será instalado na entrada da tubulação provençal vertical de entrada, indicada na figura 5.1, assim como o ventilador elétrico, se assim necessário.

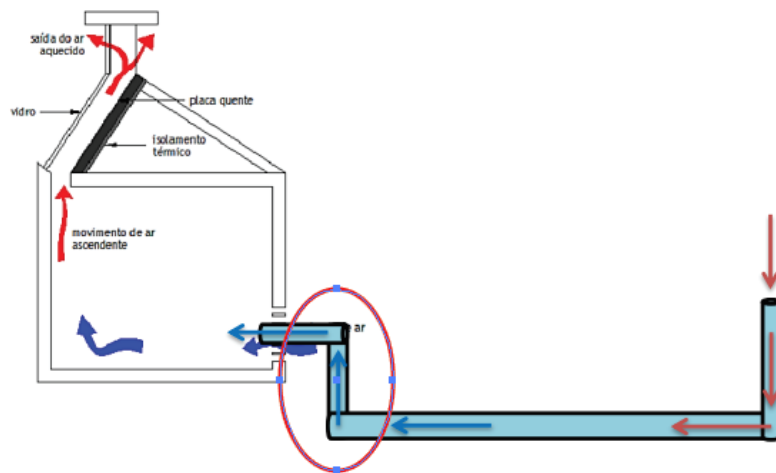


Figura 5.1. Indicação do local de instalação do painel evaporativo.

5.1 Painel Evaporativo

Segundo Pimenta e Castro (2003), “o resfriamento evaporativo é um processo natural que consiste na redução da temperatura do ar e elevação de sua umidade relativa através de mecanismos simultâneos de transferência de calor e massa entre o ar e a água”. Para este projeto, o painel evaporativo do tipo direto foi escolhido, devido a sua simplicidade construtiva e seu desempenho condizente com os objetivos almejados. A figura 5.2 demonstra o funcionamento do sistema:

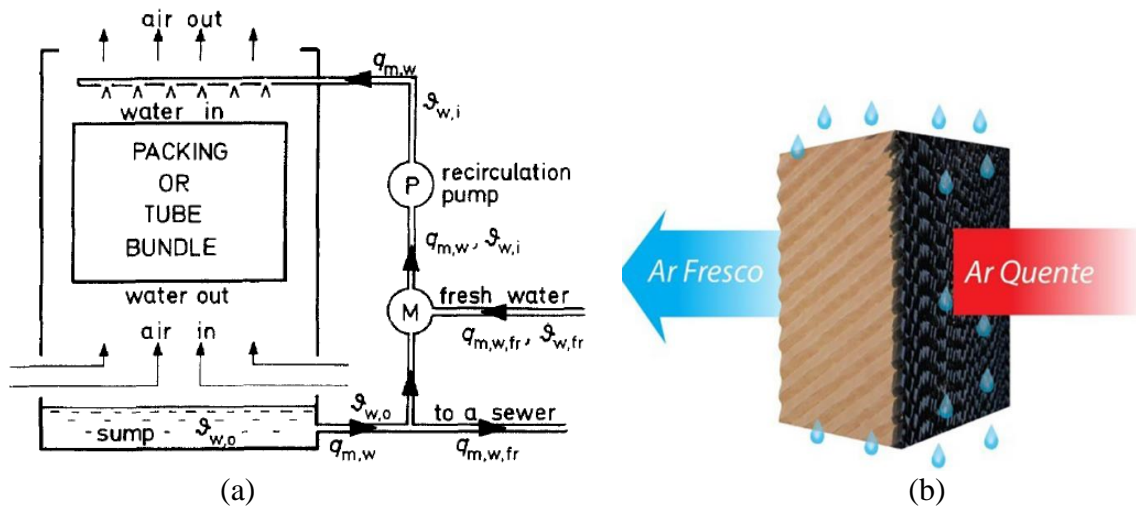


Figura 5.2. Esquema de funcionamento do painel evaporativo (a) e sua painel de celulose (b).

O modelo proposto foi desenvolvido por Pimenta e Castro (2003). O balanço de massa e energia do módulo evaporativo pode ser representado pela figura 5.3:

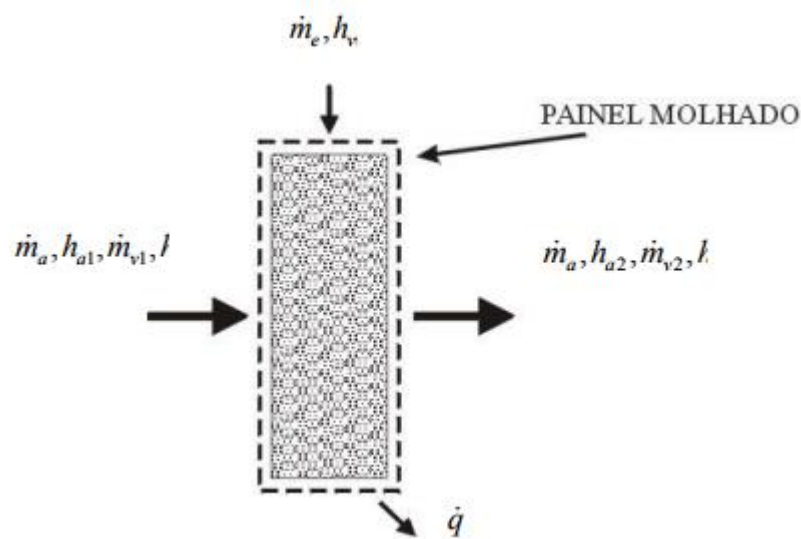


Figura 5.3. Resistências térmicas para cada seção do tube e do solo.

Algumas considerações foram impostas, para avaliar e simplificar sua formulação:

- O ar se comporta como gás ideal;
- O processo é adiabático e em regime permanente;
- A temperatura da água, continuamente reciclada, será a de bulbo úmido.

Considerando que o vapor d'água se encontra no estado saturado, têm-se:

$$\dot{Q}_{ev} = \dot{m}_a \left(C p_{air} (T_1 - T_2) + w_1 (h_{g1} - h_{gwb}) - w_2 (h_{g2} - h_{gwb}) \right) \quad (5.1)$$

onde,

T_1 e T_2 = temperatura de entrada e saída do painel;

h_{g1} , h_{g2} e h_{gwb} = entalpia do vapor d'água na entrada, saída e de bulbo úmido, respectivamente.

w_1 e w_2 = umidade absoluta na entrada e saída do painel

Como as trocas de calor ocorrem em corrente cruzada, funcionando como um trocador de calor, pode-se utilizar o método LMTD (Log Mean Difference Temperature), baseado nas diferenças médias logarítmicas, segundo a figura 5.4:

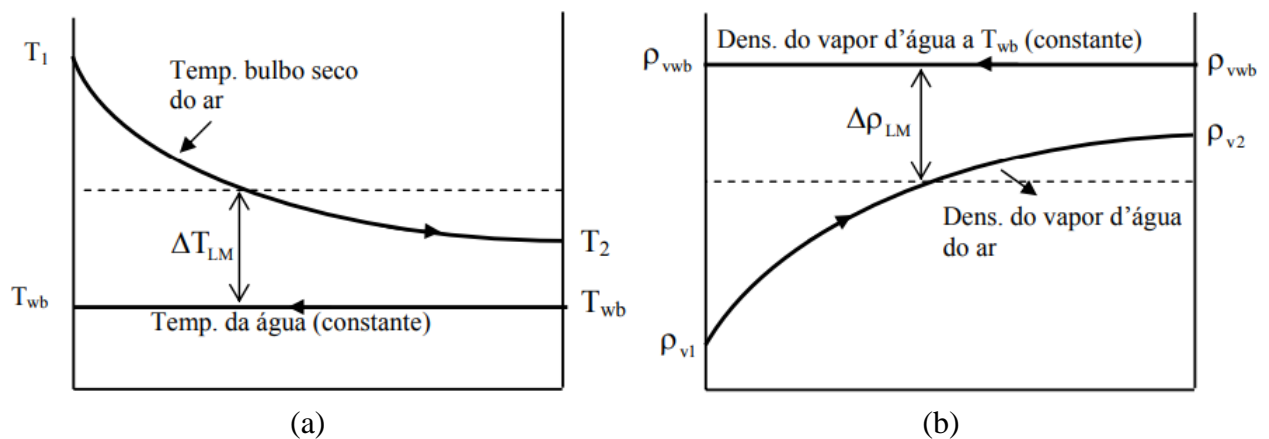


Figura 5.4. Perfil logarítmico da interação entre o ar e a água, pelo calor (a) e massa (b).

Assim, o processo evaporativo pode ser encontrado por:

$$\dot{Q} = h_H A_s \Delta T_{LM} \quad (5.2)$$

onde,

h_H = coeficiente de transferência de calor do painel evaporativo;

A_s = área da superfície úmida do painel;

sendo a média logarítmica das diferenças de temperatura entre o ar e a superfície úmida,

$$\Delta T_{LM} = \frac{T_2 - T_1}{\ln \left[\frac{T_2 - T_{wb}}{T_1 - T_{wb}} \right]} \quad (5.3)$$

Assim, substituindo a equação 5.3 na equação 5.2 e adicionando o termo de efetividade para $\frac{T_2 - T_{wb}}{T_1 - T_{wb}}$, com os devidos ajuste, tem-se:

$$\varepsilon_{ff} = 1 - \exp \left(- \frac{h_H A_s (T_1 - T_2)}{\dot{Q}} \right) \quad (5.4)$$

Para a taxa de transferência de massa de vapor d'água, tem-se:

$$\Delta \rho_{LM} = \frac{\rho_{v2} - \rho_{v1}}{\ln \left[\frac{\rho_{v2} - \rho_{vwb}}{\rho_{v1} - \rho_{vwb}} \right]} \quad (5.5)$$

onde,

ρ_1 , ρ_2 e ρ_{vwb} = massa específica do vapor d'água na entrada e saída do painel, e na temperatura de bulbo úmido do ar, respectivamente.

Os cálculos dos coeficientes de transferência de calor foram feitos a partir dos estudos apresentados por Dowdy e Karabash (1987):

$$Nu = 0,1 \left(\frac{L_e}{L} \right)^{0,12} Re^{0,8} Pr^{1/3} \quad (5.6)$$

$$Sh = 0,08 \left(\frac{L_e}{L} \right)^{0,12} Re^{0,8} Sc^{1/3} \quad (5.7)$$

onde,

Nu e Sh = números de Nusselt e Sherwood, respectivamente;

L e L_c = espessura do painel e comprimento característico.

Com isso, será possível o cálculo da temperatura de saída do módulo evaporativo:

$$T_2 = T_1 - \varepsilon_{ff}(T_1 - T_{wb}) \quad (5.8)$$

onde,

T_{wb} = temperatura da superfície molhada de contato (temperatura de bulbo úmido do ar).

Portanto, como o módulo está instalado no final da tubulação provençal, a temperatura de saída do módulo evaporativo será a temperatura do ar que irá arrefecer a adega de cachaça

Além disso, com a instalação do painel evaporativa, uma queda de pressão surge no sistema. O contato do ar com a célula e os efeitos que esse fenômeno gera resultam numa perda de pressão. Segundo Pimenta (2004), o modelo para a queda de pressão é semi-empírico, de acordo com a pressão dinâmico do escoamento, dado por,

$$\Delta P = C_o v^2 \quad (5.9)$$

onde,

C_o = parâmetro constante a ser identificado por ajustes de dado

A constante C_o é obtida a partir de dados apresentados no catálogo do fabricante dos painéis de celulose, representando a queda de pressão em painéis comerciais de diferentes espessuras. Assim, como a constante C_o varia de acordo com a espessura do painel, a equação 5.9 pode ser reformulado como:

$$\Delta P = \zeta L v^2 \quad (5.10)$$

onde,

ζ = parâmetro constante dependente da natureza do painel evaporativo analisado.

Este novo componente de queda de pressão deverá ser inserido na equação 4.43.

5.2 Ventilador

O uso da chaminé solar possui algumas limitações em sua operação. Por ser uma solução passiva, essa depende de condições climáticas para seu correto funcionamento. Devido a sua necessidade, basicamente, de irradiação solar, a chaminé solar pode não atingir seu potencial pleno de funcionamento quando o céu está nublado ou com nuvens que impedem a radiação do sol de chegar à superfície terrestre no seu valor direto. Algumas horas do dia, a chaminé solar também pode não suprir a força de empuxo necessária para gerar a vazão correta para o arrefecimento do ambiente.

Assim, poderá ser necessário o uso de ventiladores para abastecer as demandas que surgem por limitações da chaminé. O funcionamento de ventiladores é simples, devendo ser selecionado de acordo com a necessidade para compensar as perdas de carga do poço provençal. Agora, os ventiladores modernos utilizam variadores de frequência para diminuir o consumo energético gerado pelo ventilador, através do ajuste de vazão, de acordo com a necessidade do ambiente. Porém, como as condições ambientais da adega não precisam ser de alta precisão, assim como as condições de operação não gera variações de carga térmica por ser considerada não ocupada, a implementação de tal tecnologia não se mostra necessária, para esse caso.



Figura 5.5. Balanço térmico do ambiente

A seleção do ventilador será de acordo com a carga térmica da adega. O módulo evaporativo também irá influenciar na escolha do ventilador, pois cada célula evaporativa possui uma amplitude de variação da velocidade do ar que passa por ela para seu correto funcionamento. Neste caso, por ser uma solução ativa e possuir vazão de ar controlada, as soluções ventilador + módulo evaporativo + poço provençal podem ser simulados inteiramente pelo software *EnergyPlus*. Seu funcionamento pode ser condicionado a um sensor de velocidade do ar na entrada da chaminé, e, se a chaminé não atingir um valor mínimo para seu correto funcionamento, o ventilador será ativado para suprir a demanda gerada.

6. BALANÇO DE ENERGIA TOTAL DO SISTEMA

Primeiramente, faz-se necessário a avaliação da carga térmica da adega de cachaça. Um modelo matemático deverá ser proposto envolvendo os ganhos de calor pelas fachadas laterais, cobertura e sua relação com o ar que entra na adega provinda do poço provençal e a que sai pela chaminé solar. Diversos modelos foram criados para o cálculo de carga térmica. A ASHRAE estabeleceu parte desses modelos, como TETD/TA, TFM, CLTD, CLF e o *Heat Balance Method*, este que será utilizado neste projeto. Todos esses envolvem uma alguma forma de aproximação, porém o *Heat Balance* é conhecido por ser um dos mais precisos. Esse método estabelece equações para o balanço de energia para cada superfície do edifício, baseados no primeiro princípio da termodinâmica. A figura 6.1 resume como funciona sua metodologia.

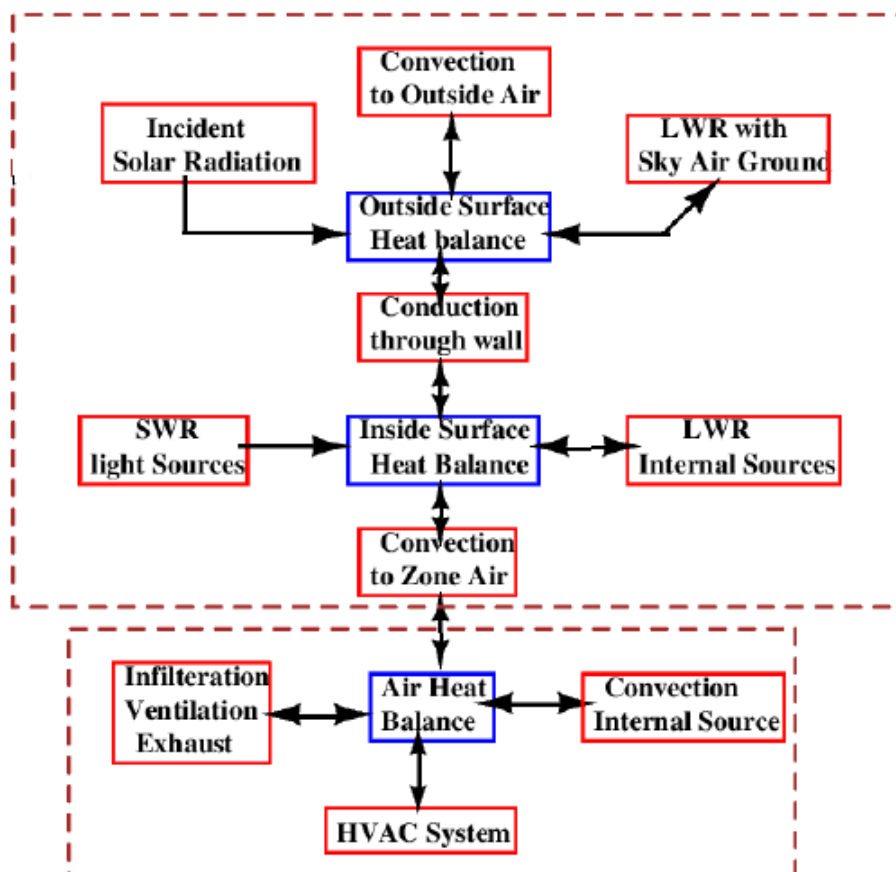


Figura 6.1. Balanço térmico do ambiente

Esse modelo pode ser simplificado para cada superfície, como mostra a figura 6.2

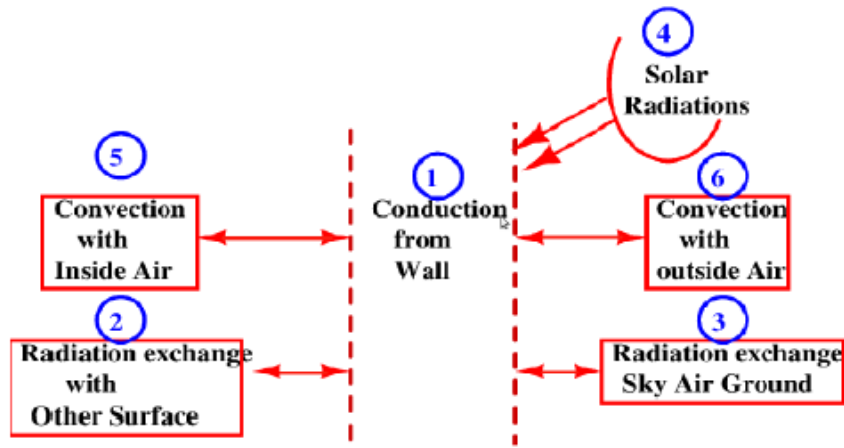


Figura 6.2. Balanço térmico para uma superfície com face externa e interna.

Este modelo pode ser considerado como um circuito elétrico, e, para isso, certas considerações devem ser feitas:

- Dentro da parede, o fluxo de calor possui apenas uma direção.
- As propriedades dos materiais permanecem constantes, independente da variação de temperatura.
- Todas camadas da parede são isotérmicas.
- Troca de calor entre a parede e o ar interno é apenas convectiva.
- O chão é completamente isolado.

Condução pela parede:

Devida a seleção de um material com alta capacitância térmica, a formulação de um modelo que considera essa alta inercia térmica é necessária. A figura 6.3 descreve o comportamento do circuito dentro da parede.

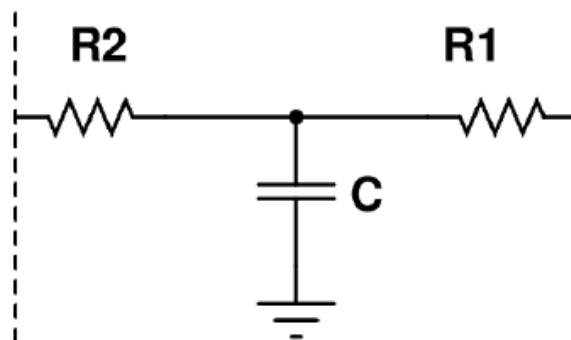


Figura 6.3. Circuito elétrico dentro da superfície opaca.

Segundo Mathew (1994), uma forma de resolver este problema é através da “Transmissão de Pipes” ou T-matrix. Essa envolve uma matriz que utiliza as temperaturas internas e externas da superfície da parede e de seu fluxo de calor, na forma:

$$\begin{bmatrix} T_{so} \\ q''_{cond,o} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A & B \\ C & D \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} T_{si} \\ q''_{cond,i} \end{bmatrix} \quad (6.1)$$

onde,

$$A = 1 + i\omega R_{os} C_s \quad (6.2)$$

$$B = (R_{os} + R_{is}) + i\omega R_{os} R_{is} C_s \quad (6.3)$$

$$C = i\omega C_s \quad (6.4)$$

$$D = 1 + i\omega R_{is} C_s \quad (6.5)$$

onde,

ω = frequência da flutuação da temperatura;

R_{os} e R_{is} = Resistência externa e interna, respectivamente, da superfície exposta;

C_s = capacitância térmica da seção T da figura 6.3.

Radiação externa de ondas curtas

Os valores dessa radiação ($q''_{\alpha sol}$) são obtidos através da simulação computacional realizada pelo software *EnergyPlus*, pois seus valores dependem apenas de condições externas à adega e suas soluções de climatização.

Radiação externa de ondas longas

Essa radiação (q''_{LWR}) é a radiação entre as superfícies externas, o céu e o solo. Assim, o fluxo de calor total por radiação de ondas longas é a soma dos componentes devida a troca de radiação entre o solo, o céu e o ar.

$$q''_{LWR} = q''_{gnd} + q''_{sky} + q''_{air} \quad (6.6)$$

aplicando a Lei de Stefan-Boltzmann para cada componente,

$$q''_{LWR} = h_{r,gnd}(T_{gnd} - T_{surf}) + h_{r,sky}(T_{sky}^4 - T_{sky}^4) + h_{r,air}(T_{air}^4 - T_{air}^4) \quad (6.7)$$

onde,

$$h_{r,gnd} = \frac{\varepsilon\sigma F_{gnd}(T_{surf}^4 - T_{gnd}^4)}{T_{surf} - T_{gnd}} \quad (6.8)$$

$$h_{r,sky} = \frac{\varepsilon\sigma F_{sky}(T_{surf}^4 - T_{sky}^4)}{T_{surf} - T_{sky}} \quad (6.9)$$

$$h_{r,air} = \frac{\varepsilon\sigma F_{air}(T_{surf}^4 - T_{air}^4)}{T_{surf} - T_{air}} \quad (6.10)$$

sendo,

$$F_{gnd} = 0,5(1 - \cos\phi) \quad (6.11)$$

$$\varphi = \sqrt{0,5(1 + \cos\phi)} \quad (6.12)$$

$$F_{sky} = F_{sky}\varphi \quad (6.13)$$

$$F_{air} = F_{air}(1 - \varphi) \quad (6.14)$$

onde,

F = Factor View;

ϕ = inclinação entre as superfícies.

Radiação interna de ondas longas

Cada superfície interna emite uma radiação que é absorvida por outra superfície interna. Nesta representação, algumas limitações foram aplicadas:

- O ar do ambiente interno é completamente transparente para as radiações de ondas longas.

- O solo não emite radiação.

Assim, este problema pode ser formulado como:

$$q''_{LWRi;i,j} = A_i F_{i,j} (T_i^4 - T_j^4) \quad (6.15)$$

Massa térmica interna

Para este projeto, a massa térmica interna foi desconsiderada por tornar demasiadamente complexo o problema de modelagem e simulação, além de ser uma área que necessita de pesquisas mais aprofundadas no tema.

Convecção interna e externa

A transferência de calor por convecção nas superfícies internas e externas é modelada utilizando a fórmula:

$$q''_{conv} = h_{conv} (T_{surf} - T_{i,o}) \quad (6.16)$$

O coeficiente de convecção externo será obtido através de simulações realizados pelo software *EnergyPlus*. Já o coeficiente de convecção interna possui vários diferentes modelos disponibilizados por esse software, porém todos são em função da temperatura interna, o que não será conveniente para o problema proposto. Como a temperatura interna será impactada pelas soluções de climatização da adega e o *EnergyPlus* não comporta a adição desses modelos matemáticos em sua linha de código, outros métodos de cálculo deverão ser encontrados.

O coeficiente de convecção interno possui vários modelos de equações, que envolvem diferentes situações, como orientação da superfície, condições de fluxo de ar, direção do fluxo de calor da superfície, etc. Muitas pesquisas desenvolveram diferentes modelos para as mesmas situações, obtendo diferentes resultados, assim é de difícil avaliação a valoração de qual modelo é melhor ou mais adequado (U.S. Department of Energy, 2017).

Uma prática amplamente utilizada é o uso de modelos relativamente simplificados, aplicados para as condições que envolvem convecção natural, utilizando valores fixos de coeficientes convectivos e radiativos, retirados de valores experimentais realizados (ASHRAE, 2009). Os valores normalmente empregados para a radiação solar é de 5,1 W/(m²K). Subtraindo o componente radiativo, pode-se obter os valores dos coeficientes convectivos, apresentados na tabela a seguir.

Tabela 6.13. Valores para o coeficiente convectivo interno.

Posição da superfície	Direção do fluxo de calor	$h_{convectivo,i}$ (W/m ² K)
<i>Horizontal</i>	Descendente	1,02
<i>Inclinado – 45°</i>	Descendente	2,39
<i>Vertical</i>	Horizontal	3,18
<i>Inclinado – 45°</i>	Ascendente	3,98
<i>Horizontal</i>	Ascendente	4,15

Segundo a ABNT (2003), cada superfície possui uma resistência térmica superficial que varia com fatores, como emissividade, velocidade do ar sobre a superfície, entre outros. A tabela 6.2 apresenta os valores recomendados por ela:

Tabela 6.24. Resistência térmica interna e externa (NBR 15220).

R_{si} (m ² .K)/W			R_{se} (m ² .K)/W		
Direção do fluxo de calor			Direção do fluxo de calor		
Horizontal	Ascendente	Descendente	Horizontal	Ascendente	Descendente
⇒	— ↑	— ↓	⇒	— ↑	— ↓
0,13	0,10	0,17	0,04	0,04	0,04

Assim, os valores do coeficiente de radiação de ondas longas internas podem ser determinados pela relação entre os valores das resistências da superfície interna e seu coeficiente convectivo, como mostra a fórmula 6.17,

$$R_{si} = \frac{1}{h_{convectivo,i} + h_{radiativo,i}} \quad (6.17)$$

Balanco de energia da adega

Primeiramente, com os valores de cada componente de ganho de calor, é possível avaliar o balanço de calor total do sistema na parte interna e externa, apresentadas nas equações 6.18 e 6.19, respectivamente:

$$q''_{asol} + q''_{LWR,o} + q''_{conv,o} - q''_{cond,o} = 0 \quad (6.18)$$

$$q''_{LWR,i} + q''_{conv,i} + q''_{cond,i} = 0 \quad (6.19)$$

Uma das condições para avaliar os ganhos de calor, através do método *Heat Balance*, é a de que as trocas de calor entre o ar do ambiente e as superfícies opacas ocorrem apenas através do componente convectivo interno. Assim, a primeira componente do balanço de energia será a da equação 6.20:

$$\dot{Q} = h_{convectivo,i} A_{si} (T_{si} - T_r) \quad (6.20)$$

Esse valor de ganho de calor será avaliado para todas as superfícies opacas da adega, tanto para paredes quanto para a cobertura, porém o solo não será avaliado, considerando essa superfície como adiabática. A figura 6.4 mostra a localização dos nós utilizados para este cálculo.

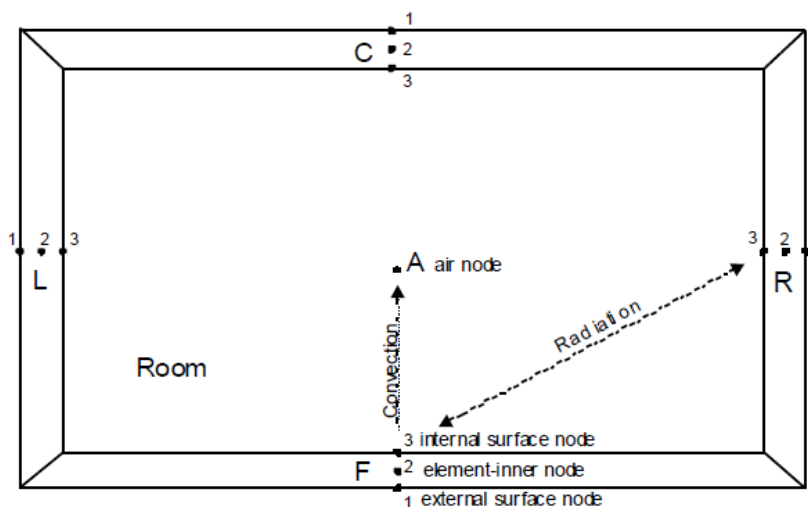


Figura 6.4. Nós avaliados das superfícies opacas e sua relação com o ambiente interno.

Com isso, o balanço de calor pode ser resumido no seguinte circuito elétrico, apresentada da figura 6.5, onde existe o circuito principal de uma superfície, e a soma das diversas outras superfícies, representadas como uma aspa no sobrescrito:

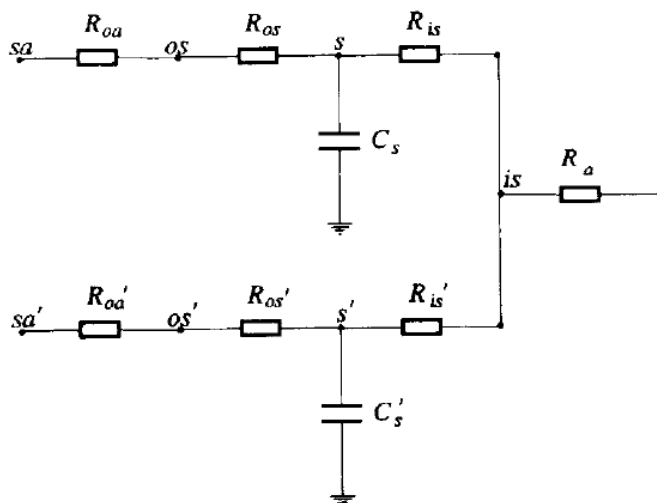


Figura 6.5. Circuito elétrico da parede opaca, onde 's' é superfície, 'o' externo, 'i' interno.

Já o ganho ou perda de calor devido a entrada do ar, na adega, que passou pelo do poço provençal e pelo módulo evaporativo, é dividido em duas porções: a capacidade de resfriamento sensível e latente:

$$Q_{total} = Q_{sens} + Q_{latent} \quad (6.21)$$

onde,

$$Q_{total} = \dot{m}_a(h_r - h_{tub,saída}) \quad (6.22)$$

$$Q_{sens} = V_{air}\rho_{air}C_p(T_r - T_{tub,saída}) \quad (6.23)$$

$$Q_{latent} = h_{vap}V_{air}\rho_{air}(\omega_r - \omega_{tub,saída}) \quad (6.24)$$

Sendo os valores de referências apresentados na tabela a seguir:

Tabela 6.35. Condições do ar no cálculo de balanço de energia.

Propriedade	Unidade	Valor
<i>Entalpia do ar de vaporização, h_{vap}</i>	kJ/kg	2468,4
<i>Calor específico à pressão constante do ar, C_p</i>	kJ/(kg.°C)	1,005
<i>Densidade específica do ar, ρ_{air}</i>	Kg/m ³	1,293

Assim, para este caso, considera-se que adega não possui ganhos latentes dentro de seu ambiente, por ser um ambiente considerado desocupado por pessoas, e pelas trocas de vapor d'água entre os barris e o ar interno serem desprezíveis, por ser um processo extremamente lento. Além disso, o ambiente possui uma vedação total, não sofrendo infiltrações e exfiltrações de ar. Com isso, o balanço de energia total do ambiente, juntando os ganhos e perdas de calor pela entrada do ar frio pelo poço provençal (eq. 6.22) e ganhos de calor convectivo apenas, segundo o *Heat Balance Method*, entre as superfícies opacas e o ar interno (eq. 6.20), resulta na equação 6.25, em regime permanente:

$$\dot{m}_a(h_r - h_{tub,saída}) = h_{conv,i}(T_{surf,i} - T_r) \quad (6.25)$$

7. DISCUSSÃO DE RESULTADOS

Para a obtenção de resultados da modelagem matemática desenvolvida, foi utilizado o software *EES* (*Engineering Equation Solver*) com o objetivo de estudar o efeito da parametrização de várias variáveis e seu impacto no desempenho e potencial de arrefecimento ou aquecimento do sistema.

Os resultados serão avaliados para dias típicos de inverno e verão, se for o caso. Também será avaliado seu comportamento a cada hora do dia, quando assim analisado, considerando as características meteorológicas do arquivo climático selecionado. O arquivo climático possui valores para todas as 8760 horas do ano.

5.1 RESULTADOS DO POÇO PROVENÇAL

- **Temperaturas do solo a partir de diferentes profundidades**

Primeiramente será avaliado o comportamento da temperatura do solo em diversas profundidades, demonstradas pela figura 22.

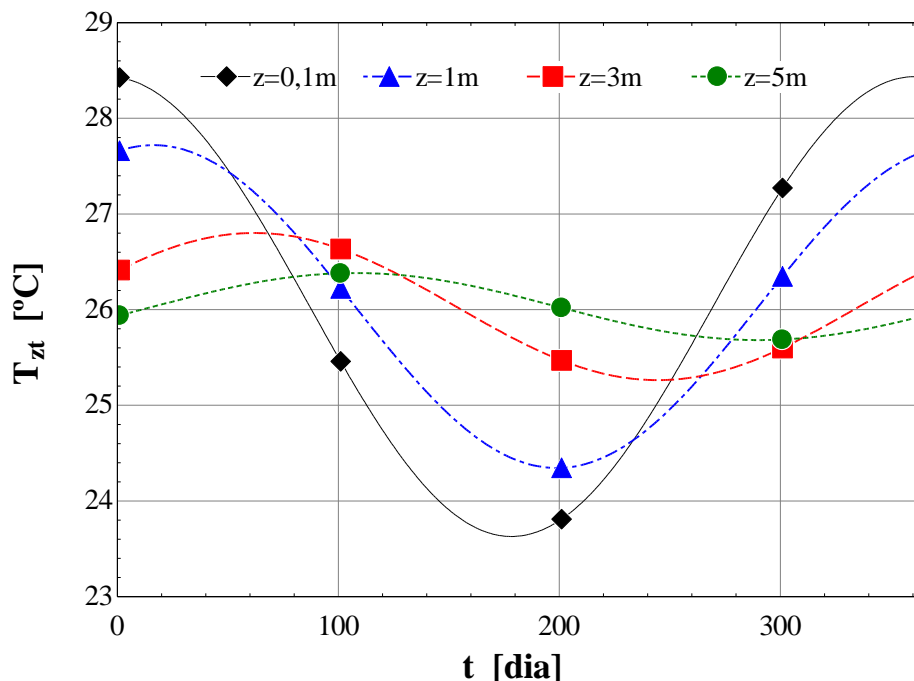


Figura 7.1. Temperaturas do solo em função de sua profundidade.

À medida que a profundidade aumenta, as temperaturas do solo diminuem, assim como sua flutuação. Além disso, percebe-se que, com uma profundidade acima de 3 metros, a diferença de

flutuação da temperatura começa a se estabilizar, concluindo que não há necessidade de enterrar as tubulações a profundidades acima de 5 metros.

Portanto, as parametrizações a seguir serão feitas a uma profundidade de 4 metros da superfície.

- **Método da efetividade NUT**

Possuindo as configurações físicas do poço provençal, a taxa de transferência de calor pode ser realizada a partir do uso do método da diferença logarítmica (LMTD) ou pela efetividade ε da unidade de transferência (NUT). Nesta avaliação, será usada a NUT. Se for uma tubulação de comprimento infinito for usado, o ar será aquecido ou resfriado até a temperatura da parede da tubulação, no caso, a temperatura do solo. Da mesma forma, a efetividade ε do poço provençal pode ser definido como:

$$\varepsilon = \frac{T_{tub,saída} - T_{tub,entrada}}{T_{solo} - T_{tub,entrada}} \quad (7.1)$$

Da mesma forma, NTU será determinado, para este caso, pela fórmula 7.1. Assim, segundo a figura seguinte, a partir de um determinado valor, a taxa de aumento da eficiência do processo decresce exponencialmente, o que abre espaço para decisões de projeto, visando à economia de materiais e facilidade de execução do projeto.

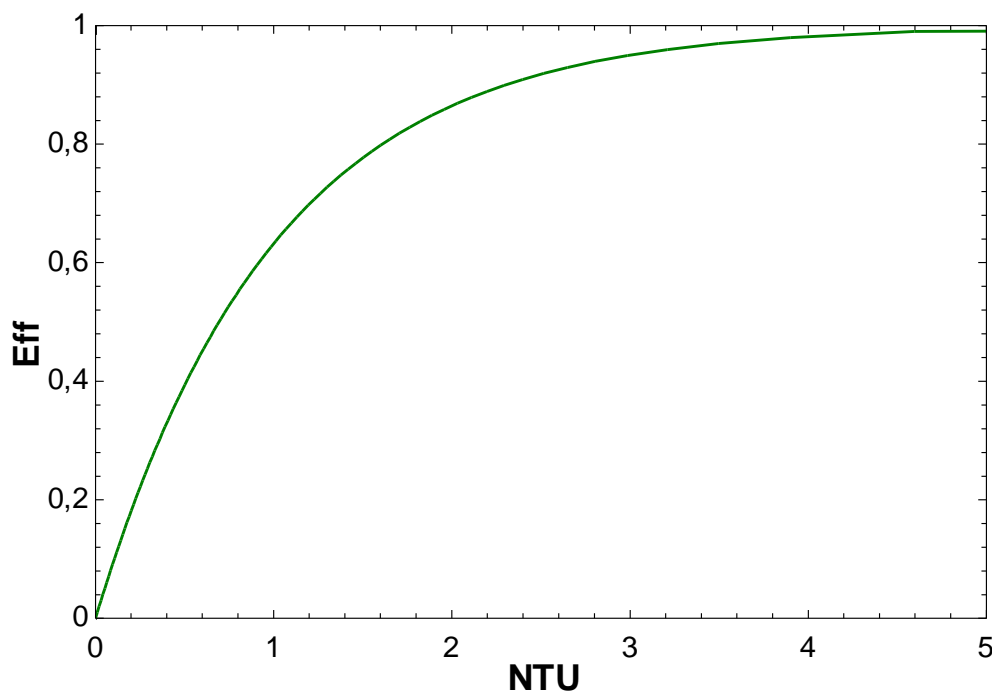


Figura 7.2. Relação entre a Efetividade das trocas de calor e *Numbers of Termal Units* (NTU).

- **Influência do diâmetro da tubulação na efetividade**

O diâmetro da tubulação influencia na perda de carga e na vazão volumétrica do sistema. No entanto, quanto menor o diâmetro, maior a troca de calor entre o ar dentro do tubo e o solo. A figura 7.3 apresenta o comportamento do poço provençal com tubulações conectadas em paralelos. É interessante notar que, quanto maior a quantidade de tubos em paralelo, mais o sistema torna-se efetivo. Isso pode ser explicado pela distribuição de vazão para cada tubo conectado.

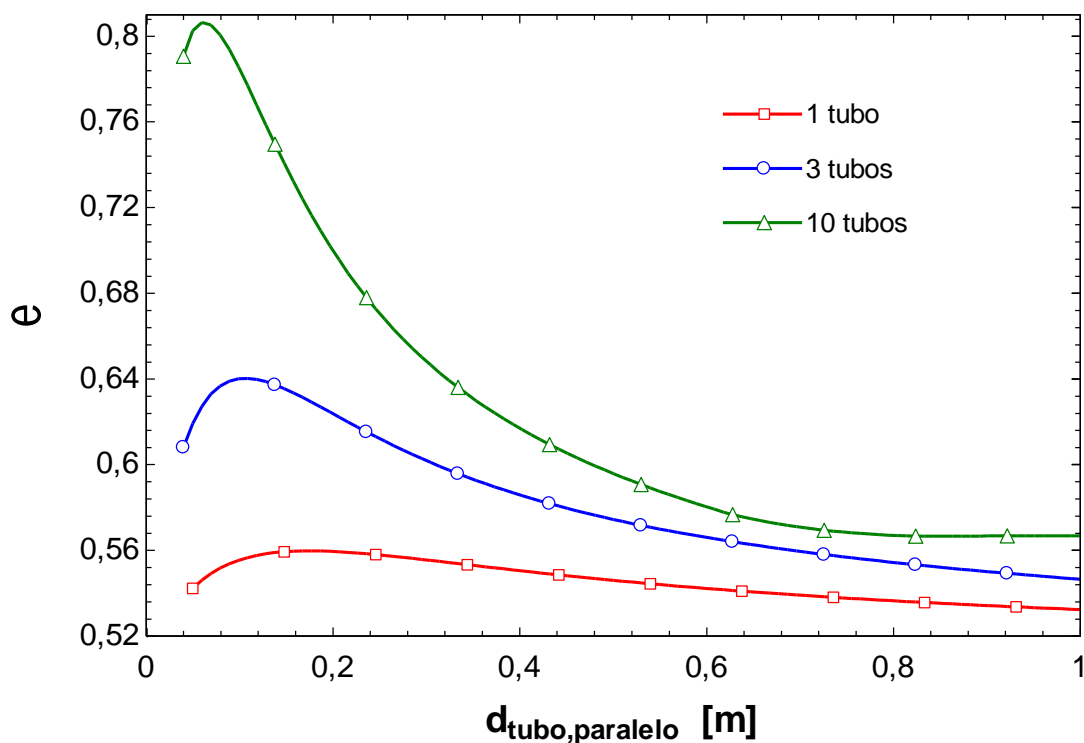


Figura 7.3. Efetividade do poço em função de seu diâmetro.

- **Influência do comprimento dos tubos em paralelo na efetividade**

Logicamente, quanto maior o comprimento da tubulação, maior são as trocas de calor que ocorrem no sistema. A figura 7.4 demonstra isso e compara o resultado para 3 configurações diferentes: com 1 tubo, apenas, com 3 tubos em paralelo, e com 10 tubos em paralelo. Percebe-se que é muito mais vantajoso a configuração em paralelo. Isso pode ser explicado pela diminuição da velocidade de escoamento dentro do tubo em paralelo, beneficiando a taxa de absorção da energia térmica. Outro detalhe é na própria análise do NTU do processo, onde, com um bom fluxo de calor, pequenos comprimentos já são suficientes para uma boa eficiência do sistema.

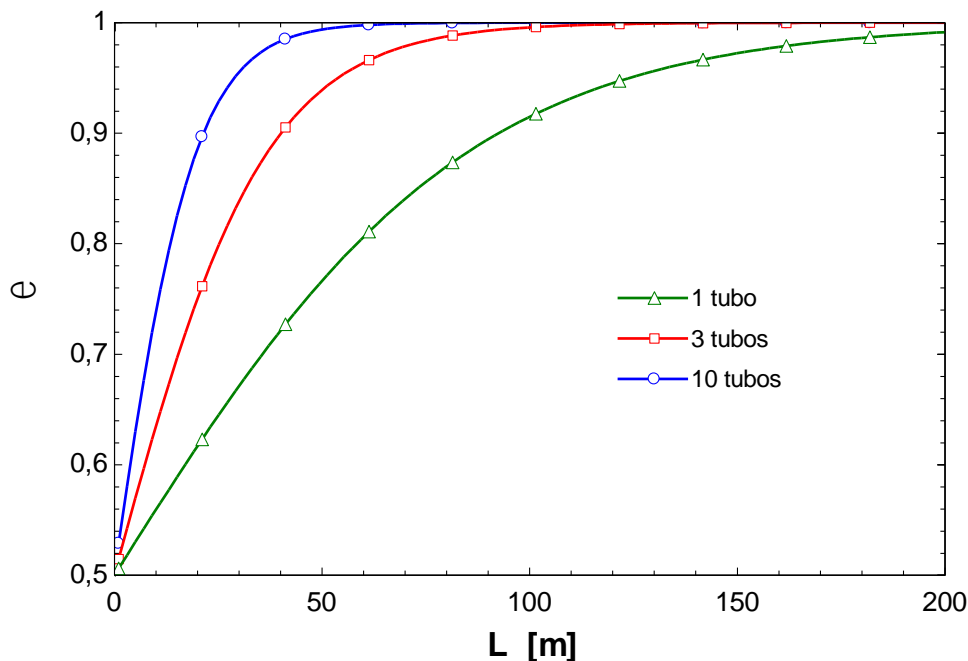


Figura 7.4. Efetividade do poço em função de seu comprimento.

- **Conclusões da análise do poço provençal**

Analisando o poço provençal isoladamente, é possível perceber certos parâmetros que podem ser aproveitados para as próximas simulações, como a profundidade, selecionando um nível com bons resultados para as simulações e condizente com uma situação real. Além disso, tubos com pequenos diâmetros, mas condizentes com a perda de carga aceitável para o sistema, beneficiam ao alcançar o objetivo de arrefecimento. Também será utilizada a configuração com tubos em paralelo.

Assim, as principais configurações físicas do poço provençal deverão ser selecionadas para a máxima eficiência do trocador de calor. Essas configurações são o comprimento da tubulação, seu diâmetro, e a quantidade de tubos em paralelo no sistema. Diferentes materiais para a tubulação não serão matéria de estudo para este projeto, pois decidiu-se utilizar PVC por reduzir o custo da instalação e sua facilidade de obtenção.

5.1 RESULTADOS DA CHAMINÉ SOLAR

- **Influência da altura da chaminé na temperatura de saída e vazão**

Primeiramente, a figura 7.5 representa a relação do aumento da altura vertical da chaminé solar com a temperatura de saída dessa. Quanto maior a altura, maior a distância que o fluxo de ar vai percorrer na chaminé, resultando numa maior absorção de energia térmica. Outro resultado importante é no poder de sucção da chaminé solar, sendo aumentada pela altura da chaminé, algo importante para vencer as quedas de pressão ao longo de todo o sistema que será proposto.

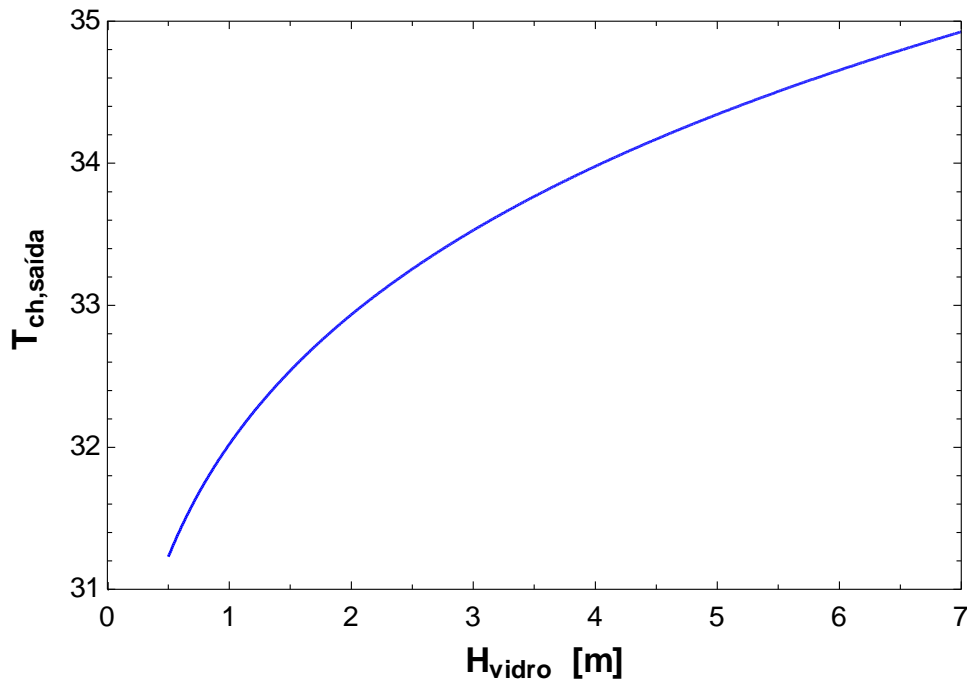


Figura 7.5. Relação entra a temperatura de saída e a altura da chaminé solar.

Percebe-se que a partir de uma certa altura, a taxa de aumento da temperatura de saída da chaminé diminui. Assim, pode-se escolher uma altura condizente com as características da adega, com bons resultados, sem prejudicar sem desempenho. A próxima figura representa a relação entra a vazão mássica e a altura da chaminé:

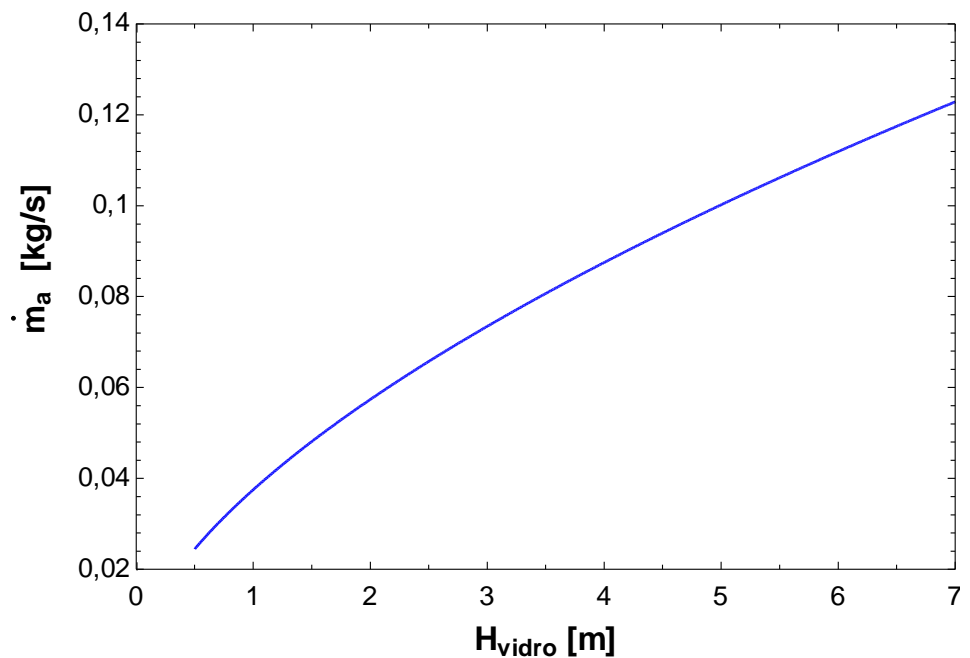


Figura 7.6. Relação entra a vazão mássica e a altura da chaminé solar.

Ocorre a mesma característica da figura 7.6, porém menos perceptível. A partir de uma certa altura, o crescimento da vazão mássica se comporta como linear.

- **Influência da distância entre a cobertura transparente e a parede absorptiva**

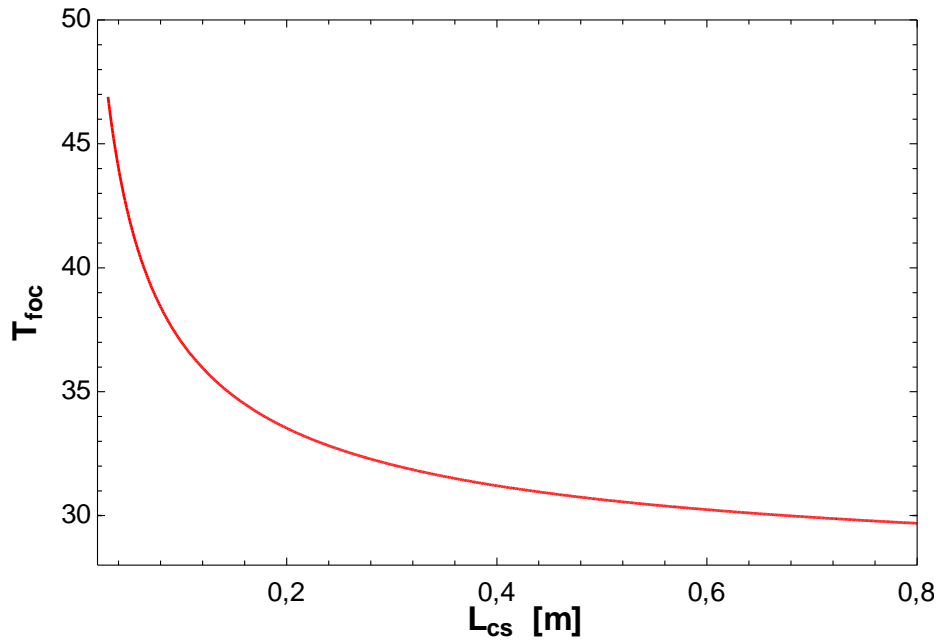


Figura 7.7. Relação entra a temperatura de saída e a lacuna da chaminé solar.

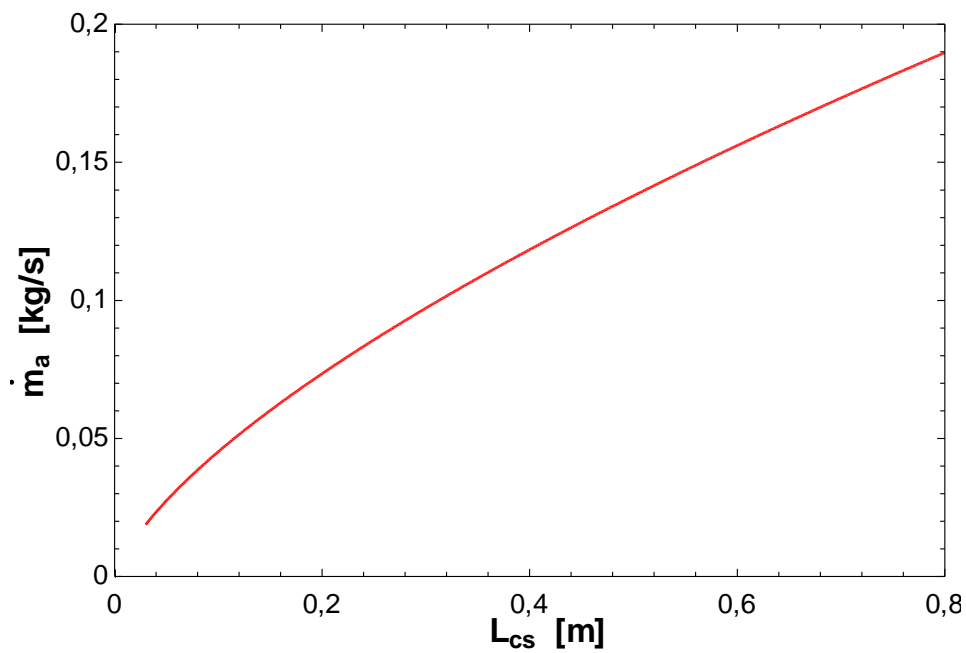


Figura 7.8. Relação entra a vazão mássica e a lacuna da chaminé solar.

A distância entre a cobertura transparente e a parede absorptiva gera efeito distintos. Quanto mais estreito, maior a temperatura de saída da chaminé, porém o efeito contrário é a diminuição de sua vazão mássica. Cuidado deve ser tomado para não ocorrer inversão no fluxo pelo aumento dessa distância e com as perdas de carga geradas pelo seu estreitamento.

- **Conclusões da análise da chaminé solar**

As principais características físicas da chaminé solar foram apresentadas, a sua altura e a distância entre a cobertura transparente e a parede absorptiva. Essas influenciam tanto na temperatura de saída, quanto na vazão mássica do sistema, em especial a altura. A altura da chaminé é essencial para seu funcionamento. As perdas de carga que o sistema deverá vencer demandam um sistema potente. Assim, como a altura está diretamente ligada a força de empuxo gerada pela chaminé, assim como a diferença de temperatura entre o ar de entrada e saída, recomenda-se a maior altura possível da chaminé solar.

Outras características físicas e construtivas podem ser importantes para este projeto, como os materiais da parede absorptiva ou diferentes configurações de vidros, mas esses não serão temas de estudo desde projeto, tendo sido selecionado uma parede absorptiva de metal por sua fácil obtenção e instalação.

5.1 RESULTADOS DO MÓDULO EVAPORATIVO

- **Relação entre a efetividade do módulo evaporativo e a velocidade do ar**

O módulo evaporativo está limitado as especificações do fabricante, que disponibiliza, entre os quais, três modelos com diferentes espessuras (10, 15 e 20 centímetros) analisados na figura 7.9. A efetividade diminui de acordo com o aumentar da velocidade do ar que passa pelo painel. O de espessura 0,1m possui diferença significativa para o de 0,15m. Isso será levado em consideração na escolha do painel do sistema.

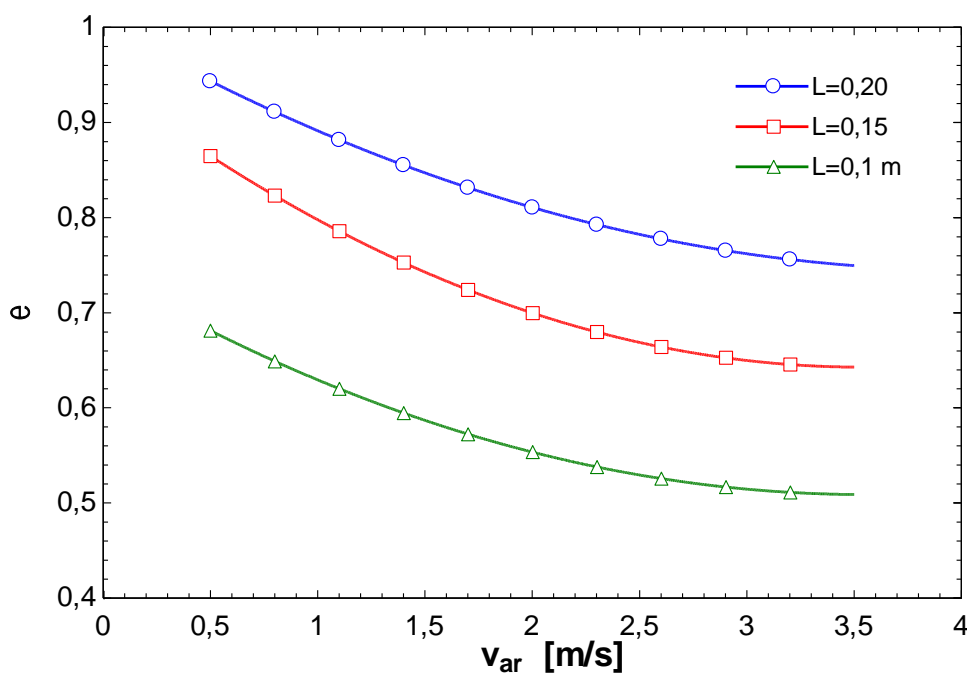


Figura 7.9. Efetividade do módulo evaporativo em função da velocidade do ar.

- **Perdas de carga no módulo evaporativo**

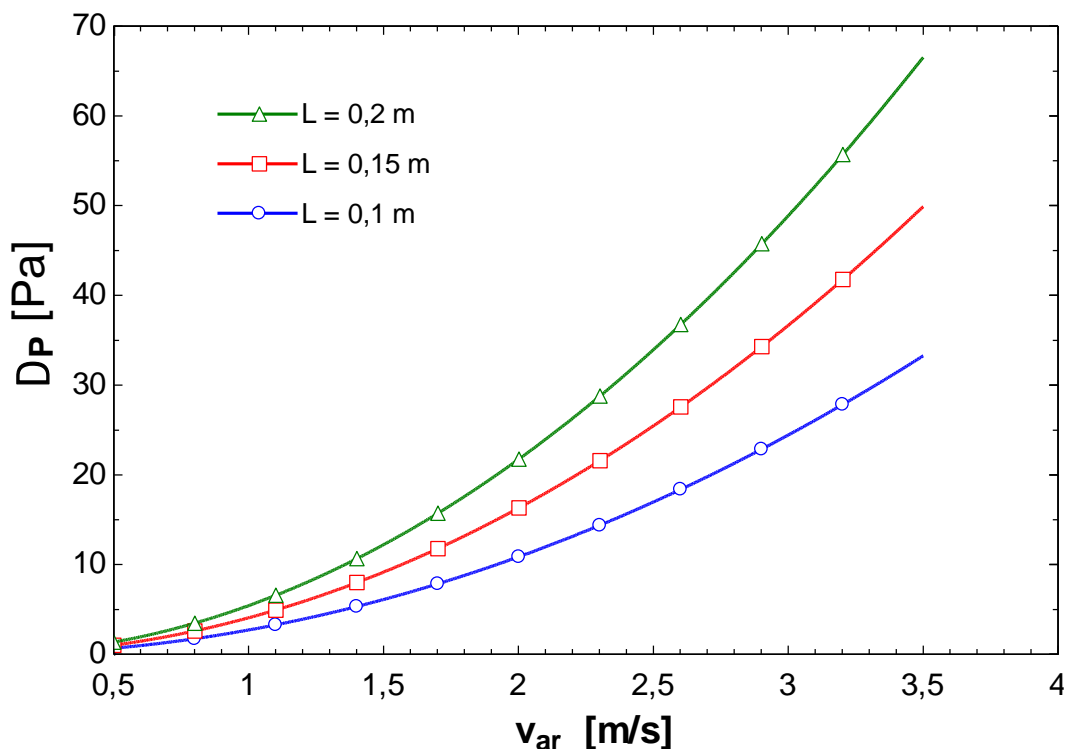


Figura 7.10. Perda de carga do módulo evaporativo em função da velocidade do ar.

Percebe-se que, com o aumento da velocidade do ar, a queda de pressão no módulo evaporativo também aumenta. Também era de se esperar que, com o aumento da espessura do painel evaporativo, a queda de pressão aumentaria em relação aos painéis de menor espessura. Assim, deve-se manter atenção numa manutenção de baixas velocidades no local onde se localiza o módulo evaporativo

- **Conclusões da análise da chaminé solar**

O módulo evaporativo cumpre o papel de solução ativa para arrefecer o ambiente, auxiliando o poço provençal. A principal preocupação será com a velocidade mantida no sistema, com o objetivo de manter nos baixos valores permitidos pelo painel. Porém, não é de se esperar um alto valor de vazão provindo da chaminé solar, assim as soluções passivas e ativas podem se relacionar sustentavelmente.

O aumento de umidade será avaliado nas próximas etapas dos resultados. O módulo evaporativo ficará localizado na saída do poço provençal, com isso a temperatura de entrada do módulo evaporativo será a de saída do tubo provençal. Poderá discutir-se acerca do melhor posicionamento do módulo para seu aumento de efetividade, por exemplo posicionando-a na entrada, pelo ar ter menor umidade relativa e maior temperatura, porém sua instalação e manutenção poderia prejudicar a autonomia do sistema.

5.1 RESULTADOS DA CHAMINÉ SOLAR, POÇO PROVENÇAL E MÓDULO EVAPORATIVO COMBINADOS.

Com as duas soluções passivas combinadas, as perdas de carga são colocadas em questão, e uma análise mais aprofundada é realizada. A chaminé solar possui características físicas já bem definidas, sendo sua altura a maior possível, a distância entre a cobertura transparente e a parede absorviva volta de 20 centímetros, e inclinação de 50 graus, o qual é o valor recomendado para a latitude do local estudado. Sua largura poderá ser modificada a fim de alterar a vazão mássica do sistema se necessário. Uma solução discutida para facilitar a execução do projeto seria utilizar duas chaminés em conjunto, como mostra a figura 3.11.

Já as características físicas da tubulação enterrada deverão contribuir para a diminuição das perdas de carga, e da relação entre vazão e taxa de troca de calor. Suas características deverão atender os requisitos de projeto para temperatura, principalmente. A principal característica a ser levada será o diâmetro das tubulações em paralelo e da quantidade dessas conectadas com uma tubulação central.

Também será instalado um módulo evaporativo. Os três modelos disponíveis neste projeto serão avaliados. O projeto do sistema hidráulico utilizará apenas uma bomba d'água periférica, tubulações e um aspersor, além de um reservatório. O painel ficará localizado na saída do poço provençal.

Além disso, a carga térmica total foi inserida no cálculo dessas soluções em conjunto, para prover uma precisa avaliação da capacidade de arrefecimento desse sistema. O objetivo principal é otimizar seus componentes, visando ao baixo custo, e atender os requisitos de projeto.

Para isso, utiliza-se a ferramenta *Min/Max* do software *Engineering Equation Solver*. A ferramenta investiga, através de algoritmos, os valores que, em conjunto, resultam no valor mínimo de uma variável selecionada. Para este caso, foi selecionada a temperatura da adega, buscando minimizar seu valor. A tabela 7.1 apresenta os componentes selecionados a serem otimizados e suas fronteiras de valor. Esses valores delimitados foram selecionados de acordo com as avaliações já realizadas nesse projeto e, também, com a razoabilidade para execução do projeto e fornecimento dos produtos com as respectivas especificações.

Tabela 7.16. Componentes e suas características físicas a serem otimizados

Componentes	Delimitações	Valor Otimizado
<i>Diâmetro tubo de entrada</i>	0,3 - 0,6 [m]	0,45
<i>Diâmetro tubo de saída</i>	0,3 - 0,6 [m]	0,55
<i>Diâmetro tubo de conexão</i>	0,2 - 0,5 [m]	0,35
<i>Diâmetro tubo em paralelo</i>	0,08 - 0,3 [m]	0,2
<i>Largura da chaminé</i>	0,5 - 0,15 [m]	1,3
<i>Espessura da passagem cs</i>	0,1 - 0,35 [m]	0,225
<i>Número de tubos</i>	5 - 15	13

- **Simulação para um dia tipicamente quente**

O sistema de climatização da adega, já devidamente dimensionado, poderá submeter-se a uma avaliação mais específica. Através do arquivo climático, selecionou-se um dia tipicamente de verão, com altas temperaturas e baixa umidade, para simular o comportamento térmico da adega a cada hora. O foco principal será avaliar a temperatura e umidade interna adega, os dois requisitos de projeto mais importantes. Esses estão representados nas figuras 7.11 e 7.12, respectivamente.

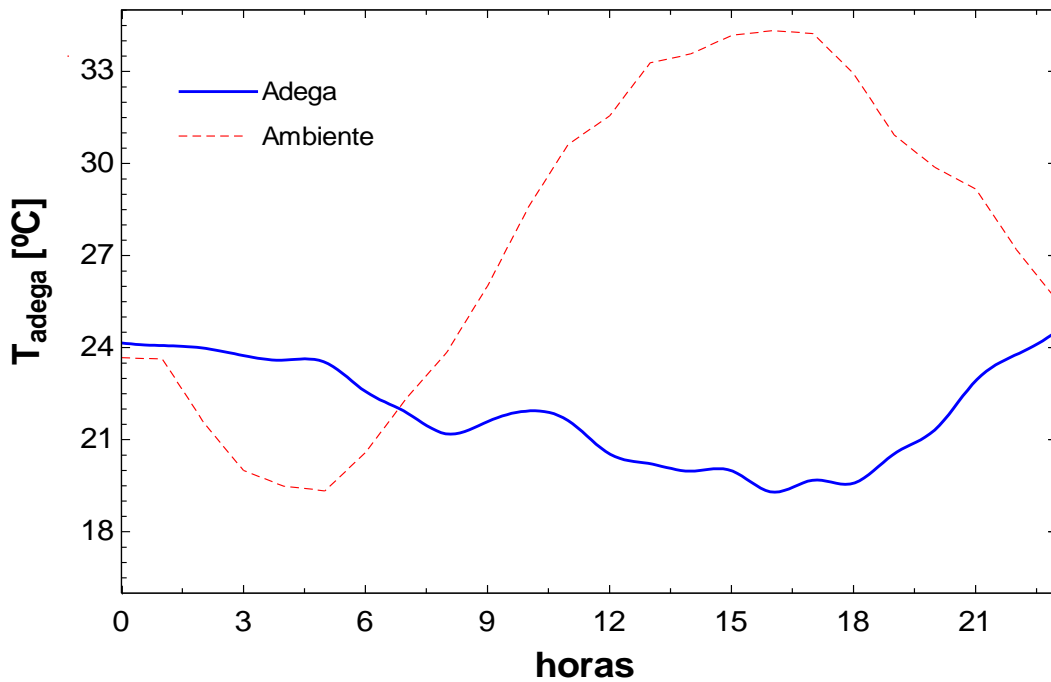


Figura 7.11. Temperatura da chaminé solar a cada hora do dia 16/10.

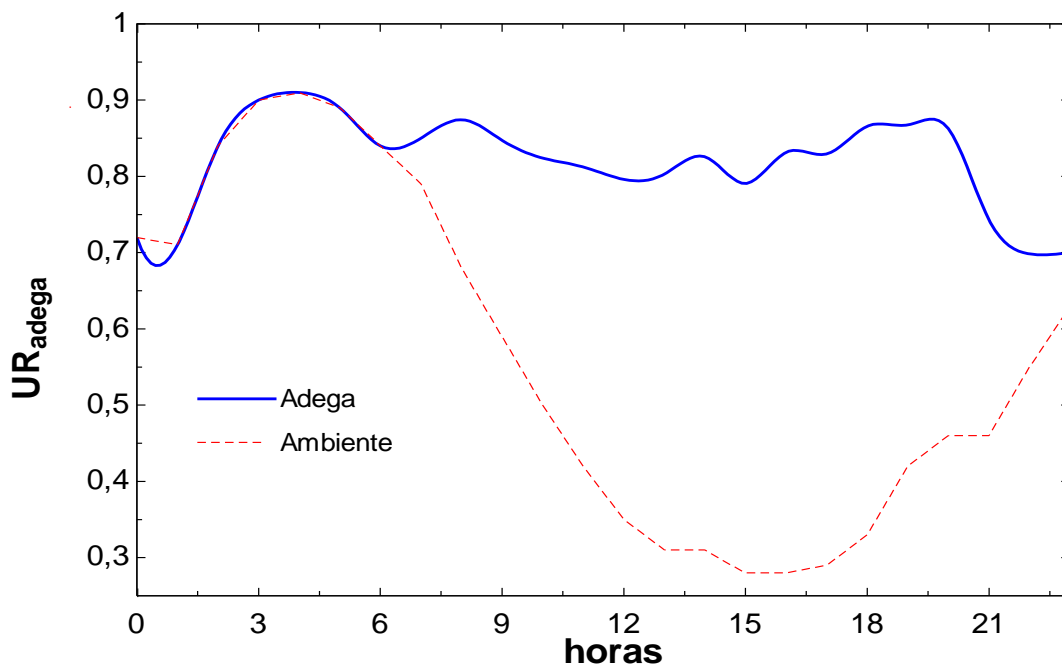


Figura 7.12. Umidade relativa da chaminé solar a cada hora do dia 16/10.

As soluções de climatização adotadas para a adega mostraram-se suficientes para atender as condições de projeto, segundo as figuras anterior. Primeiramente, as flutuações dos valores de umidade e temperatura estão baixas, principalmente quando comparadas com a temperatura e umidade ambiente, estabilizando as condições ambientais internas. Além disso, os valores de temperatura e umidade estão dentro dos valores especificados, mantendo a umidade relativa entre 80% e 90% por quase todo o período do dia, e valores de temperatura entre 19°C e 24°C, o que está dentro do especificado.

O uso de materiais de alta capacidade térmica também ajudou manter as temperaturas estáveis ao longo do dia. O atraso térmico da parede reduziu os ganhos internos principalmente pela cobertura, que é a superfície mais afeta por ganhos solares. A figura 7.13 mostra esse comportamento:

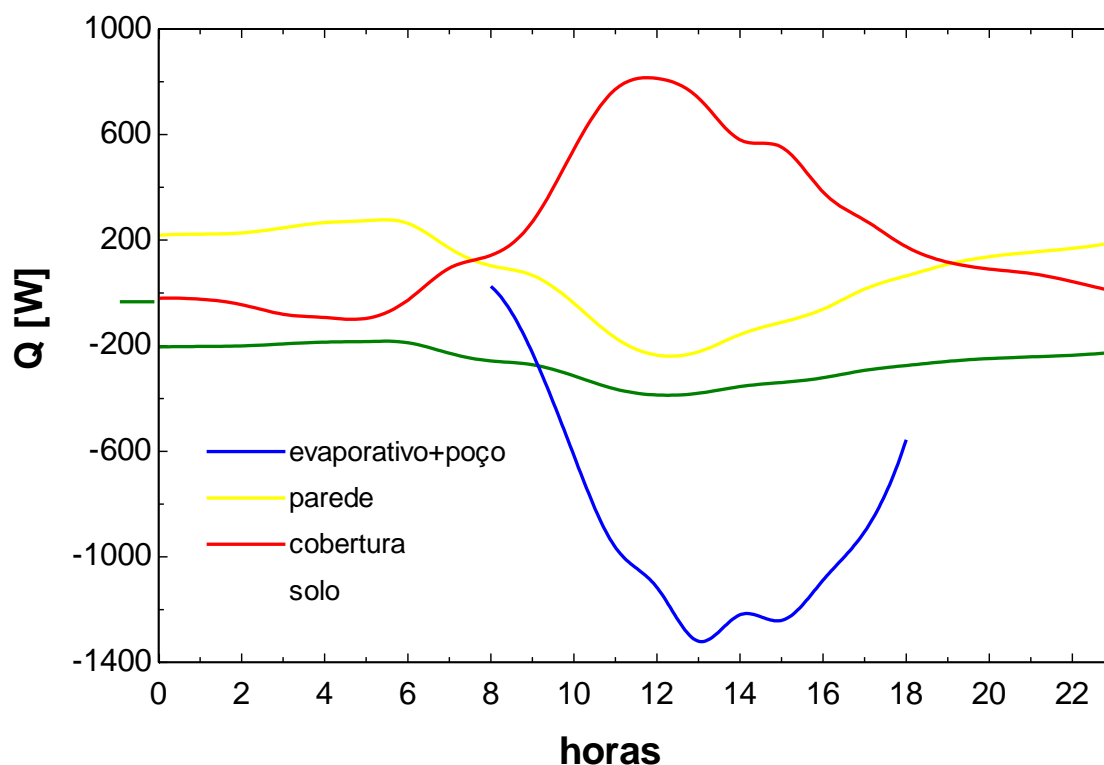


Figura 7.13. Ganhos internos para cada superfície e solução de climatização para o dia 16/10.

Enquanto os ganhos de calor através da cobertura da adega começam a surgir efeito, o atraso térmico das paredes faz uma compensação a esse ganho, complementando com o funcionamento do sistema de climatização. Ao mesmo tempo, as soluções de climatização agem nas horas que ocorre irradiação solar, tendo grande influência na diminuição da temperatura da adega. Com isso, mesmo para um dos dias mais quentes do ano, a combinação das soluções passivas e a do módulo evaporativo foram suficientes para atender as necessidades das condições ambientais de armazenagem da cachaça em adega para esta época do ano, na cidade de Taiobeiras, Minas Gerais.

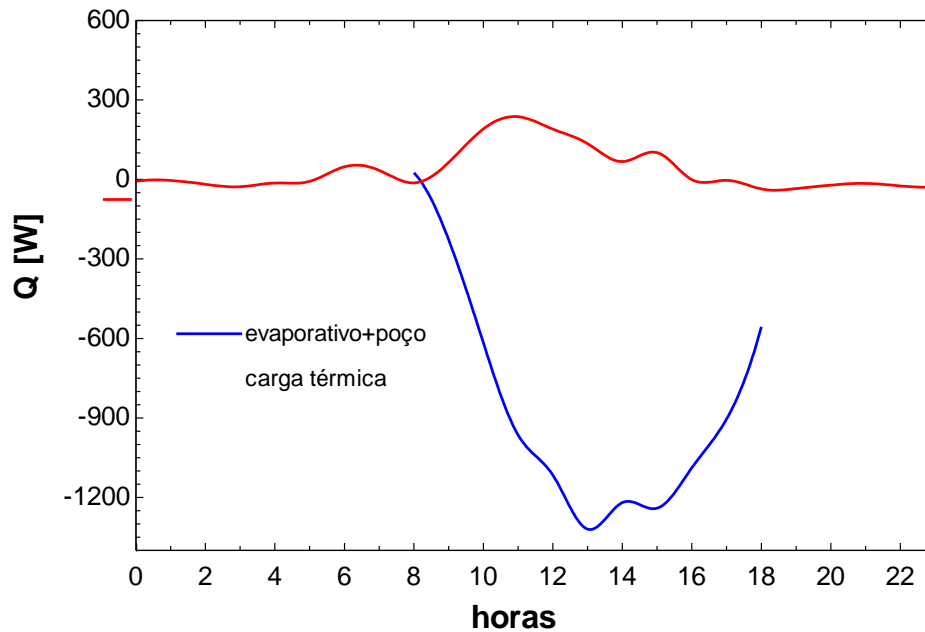


Figura 7.14. Ganhos internos pela carga térmica da adega e soluções de climatização para o dia 16/10.

A figura 7.14 mostra a importância da correta seleção dos materiais da fachada da adega. A linha vermelha mostra a soma dos ganhos de cada superfície opaca da adega, demonstrando uma capacidade de certas superfícies de diminuir o ganho pela carga térmica de outra. Agora, as soluções de climatização, no dia quente típico, possuem importante contribuição na manutenção da temperatura interna da adega, como pode ser vista na linha azul da figura analisada. Já a figura 7.15 demonstra o papel de cada solução nessa manutenção, onde o módulo evaporativo foi o maior contribuidor para diminuir a temperatura e aumentar a umidade relativa.

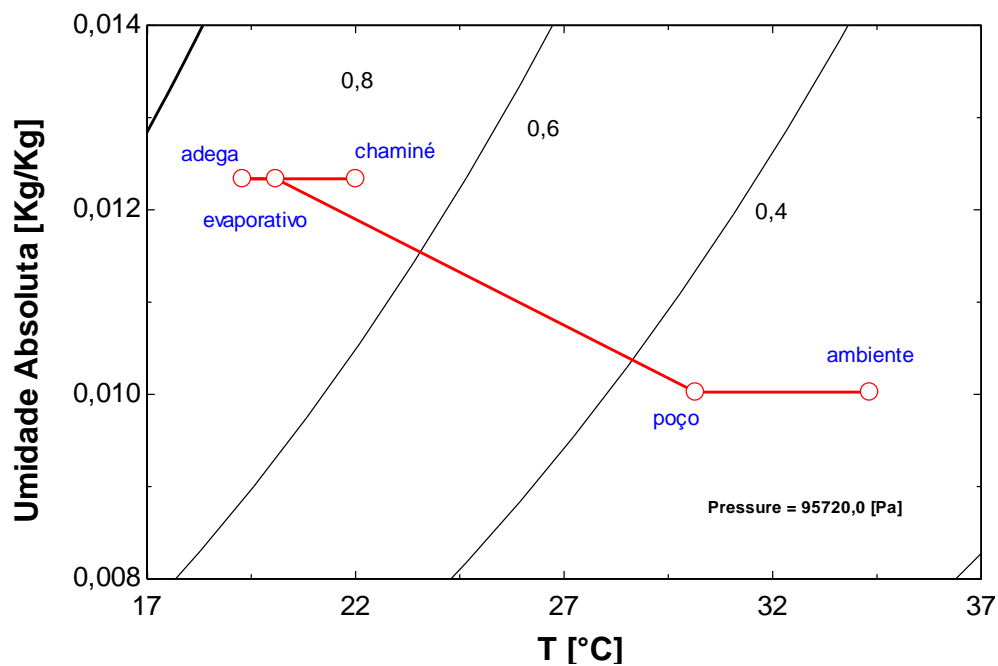


Figura 7.15. Carta psicrométrica do sistema para o dia 16/10.

- **Simulação para um dia tipicamente frio**

Mesmo estando em uma região considerada quente, a cidade de Taiobeiras sofre com baixas temperaturas no período que abrange o mês de maio. Mesmo essas baixas temperaturas podendo favorecer o arrefecimento do ambiente, sua flutuação pode gerar perdas de volume no barril armazenado na adega em estudo. Assim, as figuras 7.16 e 7.17 mostram o comportamento das condições internas da adega para esta época do ano, utilizando as soluções de climatização propostas.

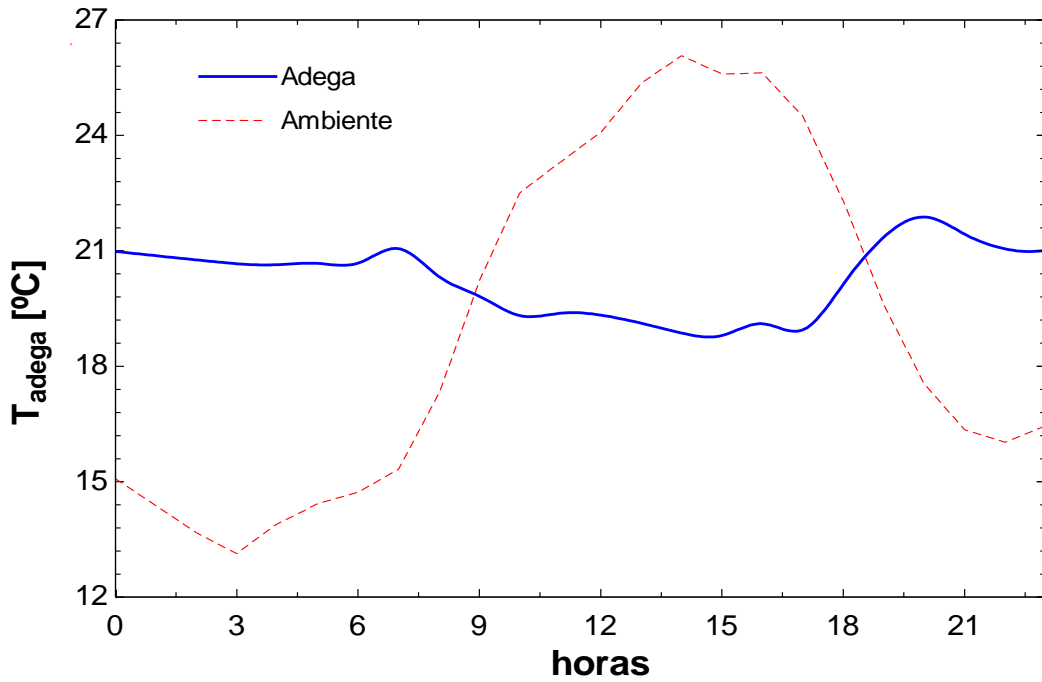


Figura 7.16. Temperatura da chaminé solar a cada hora do dia 21/05.

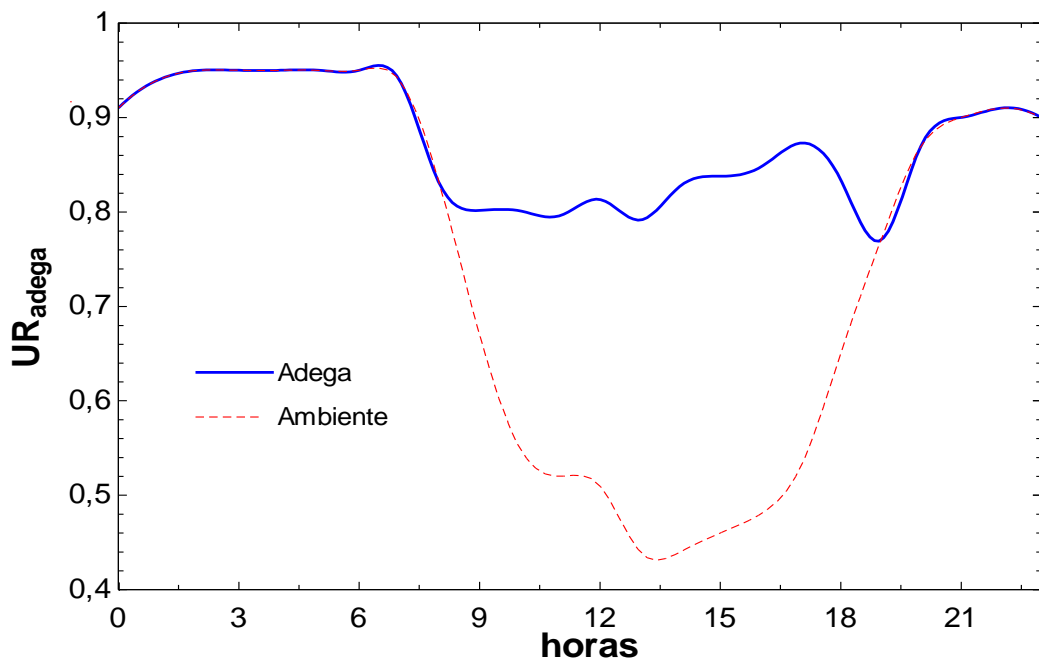


Figura 7.17. Umidade relativa da chaminé solar a cada hora do dia 21/05.

Nos dias de inverno, as flutuações de temperatura mostram-se ainda mais aparente, e as soluções de climatização conseguem contornar essa característica do ambiente, mantendo a temperatura a níveis desejados. A temperatura interna da adega se mantém, basicamente, 21°C ao longo do dia, atendendo as necessidades de projeto. Sua umidade permanece acima de 80%, e com uma boa constância de valores. As soluções atenderam as condições ambientais de projeto ao longo do dia, mesmo com seu funcionamento limitado aos períodos com irradiação solar.

Pela figura 7.18, percebe-se que a fachada lateral da adega possui importante atuação na diminuição da carga interna da adega. Neste caso, a partir do momento que os ganhos de calor começam a surgir, a parede imediatamente atua pela sua energia térmica absorvida durante o período noturno. Além disso, as trocas de calor no período frio do ano são menos intensas, o que pode contribuir para a constância de valores de temperatura e umidade internas da adega. Já as soluções de climatização possuem menor papel de refrigeração do local, como ocorreu no dia quente. Alguns horários do dia a solução até mesmo ajudou a esquentar o ambiente, ajudando a manter as temperaturas equilibradas no interior da adega.

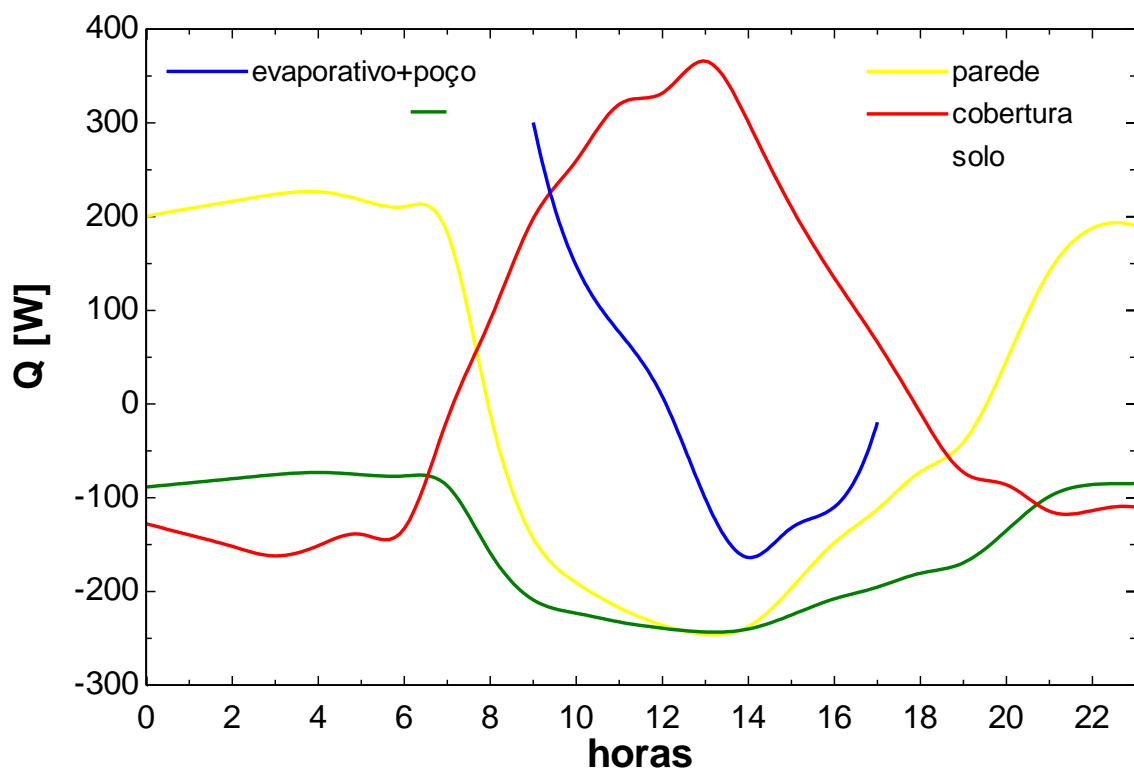


Figura 7.18. Ganhos internos por tipo de superfície para o dia 21/05.

Assim, no período do inverno, as soluções passivas e módulo evaporativo conseguiram manter as condições ambientais demandadas pelo projeto. O inverno também possui fatores de riscos em relação a armazenagem da cachaça, poderia ser necessário até mesmo aquecer o ambiente, visto que as temperaturas externas podem chegar a 12°C. Mas, pelo fato da temperatura do solo a certa profundidade, no inverno, possuir valores maior que a temperatura ambiente, isso ajuda a aumentar a temperatura interna.

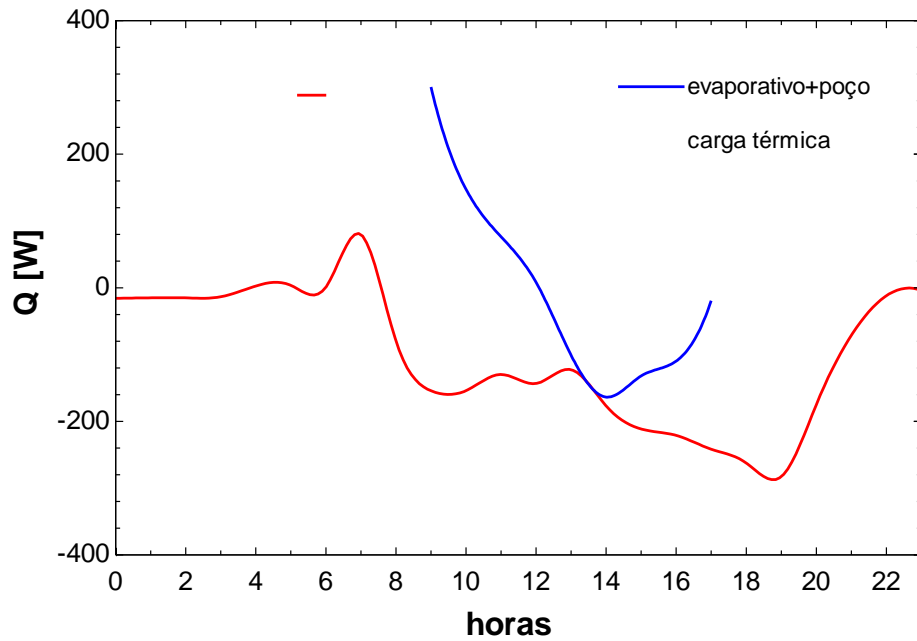


Figura 7.19. Ganhos internos pela carga térmica da adega e soluções de climatização para o dia 21/05.

A figura 7.19 mostra que, para o período de inverno a carga térmica da adega é mais influenciada pela temperatura externa, pois a alta capacidade térmica das paredes mantém a baixa temperatura de sua superfície, porém, pela menor irradiação solar e ganho de calor pelo ar externo, a carga térmica no interior da adega sofre maiores flutuações que no verão. A solução de climatização contribui para aumentar a temperatura interna da adega nas primeiras horas do ano, e no final do dia as paredes contribuem para o este aumento também. A figura 7.20 mostra o funcionamento do sistema para uma hora específica do dia selecionado.

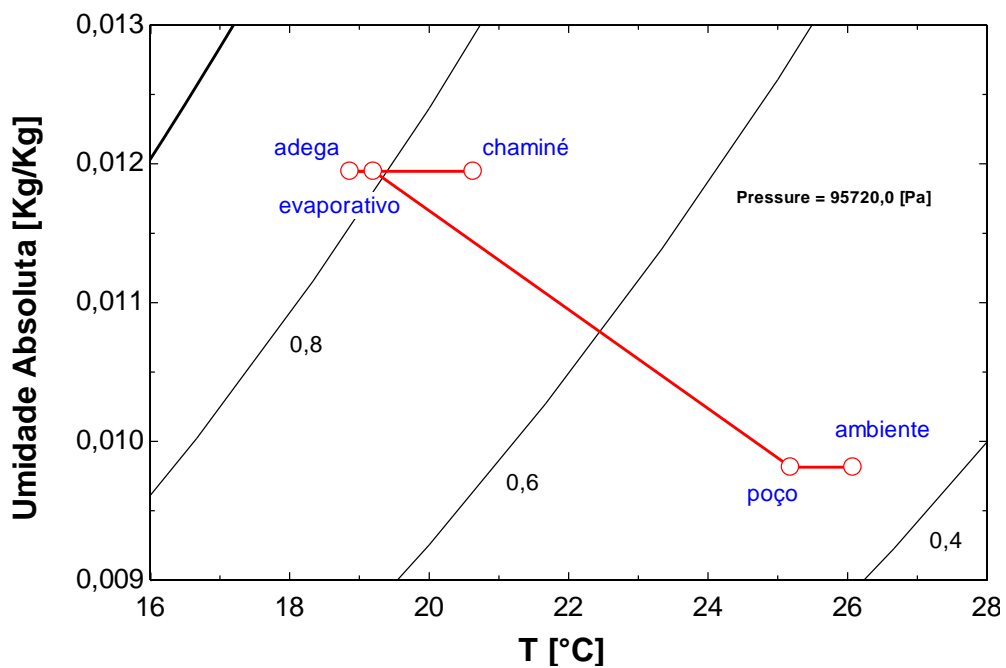


Figura 7.20. Carta psicrométrica do sistema para o dia 21/05.

8. CONCLUSÃO

Assim foi realizado: a avaliação das condições de projeto necessárias para armazenar barris de envelhecimento de cachaça, simulação termoenergética do galpão usado para a adega, modelo matemático dos sistemas de climatização empregados para o arrefecimento do ambiente, parametrização das configurações físicas e condições ambientais com o objetivo de otimizar o sistema proposto, e avaliação final das temperaturas da adega e dos subsistemas empregando as configurações otimizadas no sistema proposto.

Analisando o arquivo climático de Taiobeiras – MG e suas características geográficas, percebe-se o potencial de uso da energia térmica do solo para o resfriamento passivo do ar, pois o solo é argiloso e úmido, beneficiando as trocas de calor entre o solo e a tubulação. As temperaturas são amenas ao longo do ano, o que aumenta a possibilidade do uso apenas de soluções passivas. Como a adega não é um ambiente de permanência prolongada, as cargas térmicas dela provem apenas das fachadas, pisos e coberturas, o que facilita o uso de soluções passivas.

Os modelos matemáticos responderam bem quando inseridos na ferramenta de cálculo computacional *EES*. Esta ferramenta provou ser robusta quando cálculos complexos envolvendo processos iterativos de diversas variáveis são requisitados. Seu recurso de *guessed values* se mostrou valioso, pois facilitou a parametrização de cálculos iterativos. Os resultados gráficos foram obtidos através de uma tabela paramétrica com mais de 1000 valores disponíveis, resultando em curvas de repostas precisas.

Através da análise de gráficos, foi possível obter valores otimizados para as configurações físicas dos sistemas propostos. As dimensões destas configurações ficaram condizentes com o projeto arquitetônico da adega, podendo ser implementadas em uma situação de construção e instalação desses sistemas. A temperatura final da adega se mostrou satisfatória, uma vez que apenas com soluções passivas foi possível diminuir a temperatura do ambiente interno de acordo com os requisitos de projeto.

O uso do poço provençal foi importante para a diminuição da flutuação da temperatura da entrada, no caso, a temperatura ambiente. A implementação de tubulações em paralelo foi essencial para a melhora da efetividade de trocas de calor por essa solução. A avaliação do diâmetro das tubulações decidiu o desempenho dessa solução, em um equilíbrio de performance entre trocas de calor e perda de carga.

O módulo evaporativo, além de suprir uma certa quantidade de carga térmica, proveu a umidade necessária para o ambiente se manter nas condições desejadas de temperatura e umidade relativa. Ocorreu uma boa sinergia entre essa solução e o poço provençal, e, segundo os resultados da simulação,

a chaminé solar conseguiu vencer as perdas de carga geradas pelo painel evaporativa, não necessitando de uma outra solução ativa, quando em pleno funcionamento.

A chaminé solar foi suficiente para manter a autonomia do sistema de climatização. Devida a sua boa altura, e, com o correto dimensionamento, a chaminé possui suficiente capacidade de sucção, conseguindo prover um fluxo de ar com corretos valores para se chegar as condições ambientais requeridas.

Os materiais das fachadas da adega também mostram grande importância para a diminuição da flutuação de temperatura dentro da adega, e também para mitigar os efeitos da diferenças de temperaturas diurnas e noturnas, através da alta capacitância do material e de seu atraso térmico. Isso auxiliou para o atingimento dos objetivos propostos para as soluções de climatização.

Assim, neste projeto, nota-se que soluções de climatização passivas combinada com soluções passivas de baixo consumo energético possuem grande potencial de arrefecimento, podendo trabalhar até mesmo sem a necessidade de estar ligada a rede de distribuição de energia elétrica, sendo supridas por pequenas células fotovoltaicas, por demandar um pequeno consumo de energia. Como proposta para a continuação deste trabalho, alguns itens merecem atenção para aumentar a eficiência e precisão deste modelo de simulação:

- Novas propostas de soluções passivas como modificação dos materiais das tubulações do poço provençal e da parede absorviva da chaminé solar. As possibilidades são inúmeras;
- Validação dos modelos matemáticos, quando em conjunto, das soluções aqui apresentadas neste projeto, experimentalmente. Recomenda-se o desenvolvimento de metodologias para a correta obtenção de dados para essas propostas.
- Adição de infiltração e exfiltração no volume de controle a fim de avaliar o impacto na capacidade de arrefecimento do sistema.
- Realização de modelos matemáticos em regime transiente para a chaminé solar.
- Construção do modelo proposto e obtenção de dados relativos as soluções de climatização propostas.
- Incorporação de outros soluções ativas e passivas, em especial as ativas para os casos de controle e manutenção das condições ambientais internas, quando as soluções passivas se limitarem por intempéries climáticas.
- Estimar a economia de energia gerada pelo uso de soluções passivas e o custo de instalações para averiguar sua viabilidade financeira.

REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS

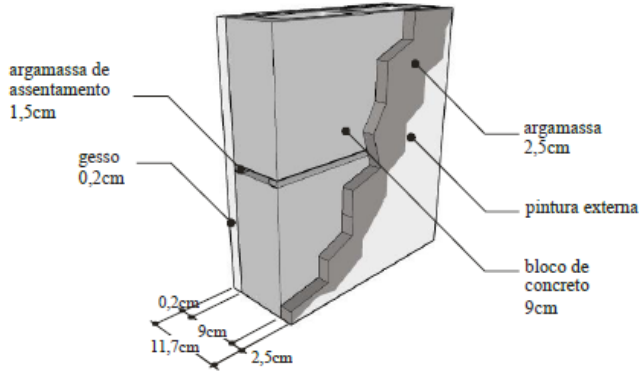
- ALANÓN, M. E.; CASTRO-VÁZQUEZ, L.; DÍAZ-MAROTO, M.C.; GORDON, M. H.; PÉREZ-COELLO, M. S. **A study of the antioxidant capacity of oak wood used in wine ageing and the correlation with polyphenol composition.** *Food Chemistry*, London, v. 128, n. 1, p. 997-1002, 2011a.
- AMPAQ - Associação Mineira dos Produtores de Cachaça de Qualidade. Disponível em http://www.ampaq.com.br/arquivos/etapas_para_produção.pdf. Acesso em: 21 de abr. 2017.
- ASHRAE. **ASHRAE Handbook–Fundamentals.** Atlanta: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc., 2009.
- ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 15220: Desempenho térmico de edificações.** Rio de Janeiro, 2003.
- BADOTTI, F. **Caracterização de populações de levedura associadas à produção de cachaça artesanal e estudos bioquímicos do metabolismo de sacarose por linhagens de *Saccharomyces cerevisiae*.** 78p., 2005. Dissertação [Mestrado em Ciência dos Alimentos]. Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis. 2005.
- CAMARGO, J. R., EBINUMA, C. D. CARDOSO, S. **A mathematical model for direct evaporative cooling air conditioning system.** *Revista de Engenharia Térmica*, v. 2, n. 2, 2003.
- CARDELLO, H. M. A. B.; FARIA, J. B. Análise tempo-intensidade de características sensoriais de aguardente de cana durante o envelhecimento em tonel de carvalho. **Boletim da Sociedade Brasileira de Ciência e Tecnologia de Alimentos**, São Paulo, v. 33, n. 1, p. 2734, 1999.
- CARDOSO, KARLA CRISTINA RODRIGUES. ENVELHECIMENTO DE CACHAÇA ORGÂNICA EM DIFERENTES MADEIRA. **Manuscrito**, Goiás, 2014.
- CRAWLEY, DRURY B., LAWRIE, LINDA K. WINKELMANN, FREDERICK C. et al. **EnergyPlus: creating a new-generation building energy simulation program.** *Energy and Buildings*, v. 33, n. 4, p. 319-331, 2001.
- DIAS, S.M.B.C; **O processo de Destilação**, in CARDOSO, M. de G., Produção de aguardente de cana (2. ed.), Lavras, MG, Brasil: UFLA, 2006.
- DOWDY, J.A. AND KARABASH. **Experimental Determination of Heat and Mass Transfer Coefficients in Rigid Impregnated Cellulose Evaporative Media**, ASHRAE Transactions, part 2, Vol. 93, pp. 382-395, 1987.
- EVANGELISTA, A. R. **Aproveitamento de Resíduos da Fabricação de Aguardente**, in CARDOSO, M. de G., Produção de aguardente de cana (2.ed.), Lavras, MG, Brasil: UFLA, 2006.
- EXPOCACHAÇA 2017 - 8 a 11 de junho no Expominas - Belo Horizonte / MG. EXPOCACHAÇA 2017 - 8 a 11 de junho no Expominas - Belo Horizonte / MG. Disponível em: <<http://www.expocachaca.com.br/numeros-da-cachaca.php>>. Acesso em: 12 abril. 2017.
- FARIA, J. B. Análise tempo-intensidade de características sensoriais de cachaça de cana durante o envelhecimento em tonel de carvalho (*Quercus sp.*). *Boletim da Sociedade Brasileira de Ciência e Tecnologia de Alimentos*, v. 33, n. 1, p. 27-34, 1999.
- HARRIS D.J., HELWIG N. **Solar chimney and building ventilation.** *Applied Energy* 84 (2007) 135–146
- IDELCHIK, I.E., **Handbook of Hydraulic Resistance**, CRC Press Inc., 3rd Edition, 1994.
- JAFARI, AZADEHAGHIGHI POSHTIRI, AMIN. **Passive solar cooling of single-storey buildings by an adsorption chiller system combined with a solar chimney.** *Journal of Cleaner Production*, v. 141, p. 662-682, 2017.

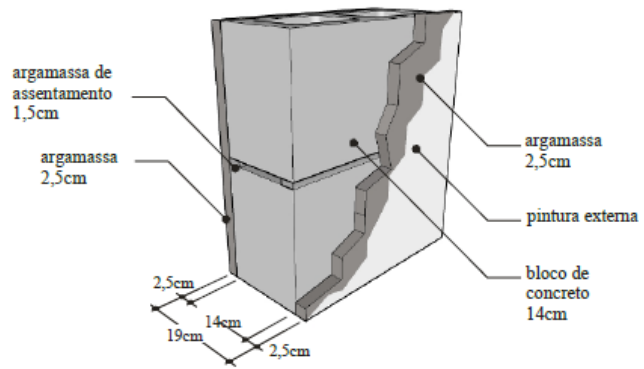
- KHANAL, LEI R.. **Solar chimney—A passive strategy for natural ventilation.** Energy and Buildings, v. 43, n. 8, p. 1811-1819, 2011.
- LAMBERTS, R.; DUTRA, L.; PEREIRA, F. O. R.. **Eficiência Energética na Arquitetura.** 3ª Edição. Rio de Janeiro: Eletrobrás, 2014.
- LEE, KWANG HOSTRAND, RICHARD K. **Implementation of an Earth Tube System Into Energyplus Program.** Champaign, IL, 2010
- LEE, KWANG HOSTRAND, RICHARD K. **Enhancement of natural ventilation in buildings using a thermal chimney.** Energy and Buildings, v. 41, n. 6, p. 615-621, 2009.
- LIMA, U. de A.; BASSO, L. C; AMORIM, H. V. de, **Produção de etanol**, in LIMA, U. de A.; AQUARONE, E.; BORZANI, W. SCHMIDELL, W. (coord.) Biotecnologia Industrial - Processos Fermentativos e Enzimáticos, vol. 3, p. 1-39, São Paulo: Edgard Blücher, 2001 (2011, 4ª reimpressão).
- LOPEZ, F. S. M. **Dimensionamento de um Permutador de Calor Terra-Ar e Avaliação de Impacte na Climatização de um Edifício.** Universidade de Lisboa, 2012.
- MAEREFAT, M.HAGHIGHI, A.P. **Natural cooling of stand-alone houses using solar chimney and evaporative cooling cavity.** Renewable Energy, v. 35, n. 9, p. 2040-2052, 2010.
- MAEREFAT, M. HAGHIGHI, A.P. **Passive cooling of buildings by using integrated earth to air heat exchanger and solar chimney.** Renewable Energy 35 (2010) 2316e2324
- MATHEWS, E.H., RICHARDS, P.G.LOMBARD, C. **A first-order thermal model for building design.** Energy and Buildings, v. 21, n. 2, p. 133-145, 1994.
- MATHUR J., MATHUR S., ANUPMA. **Summer-performance of inclined roof solar chimney for natural ventilation.** Energy and Buildings 38 (2006) 1156–1163
- SCOTT, S. **An Experimental Investigation of a Solar Chimney Natural Ventilation System.** Concordia University, 2001.
- SHARPLES, S.CHARLESWORTH, P.S. **Full-scale measurements of wind-induced convective heat transfer from a roof-mounted flat plate solar collector.** Solar Energy, v. 62, n. 2, p. 69-77, 1998.
- TESLA. **Manual de Eficiência energética em Adegas.** Universidad Politécnica de Madrid, 2014.
- U.S. Department of Energy. **Engineering Reference.** EnergyPlus version 8.8.0 Documentation, 2017
- VEIGA, J. F. **Equipamentos para a produção e controle de operação da fábrica de cachaça.** In: CARDOSO, M. G. Produção de aguardente de cana-de-açúcar. 2. Ed. Lavras: UFLA, 2006. p. 69-71
- VENTURINI, F. Waldemar Gastoni. **Bebidas alcoólicas: Ciência e Tecnologia.** São Paulo: Blucher, 2010.
- YAN, CHENGCHU, WANG, SHENGWEISHAN, KUI et al. **A simplified analytical model to evaluate the impact of radiant heat on building cooling load.** Applied Thermal Engineering, v. 77, p. 30-41, 2015.
- YU Y, LI H, NIU F, YU D. **Investigation of a coupled geothermal system with earth tube and solar chimney.** Applied Energy 2013. Under Review.

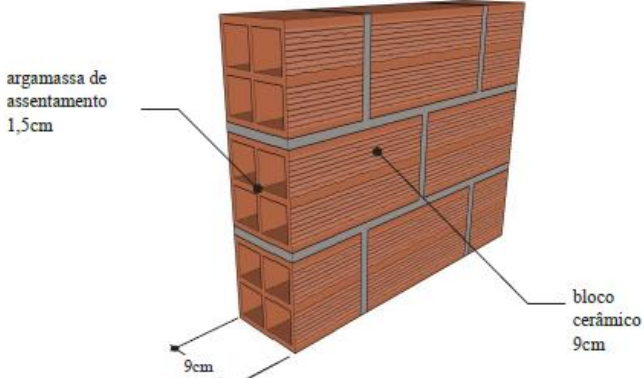
ANEXOS

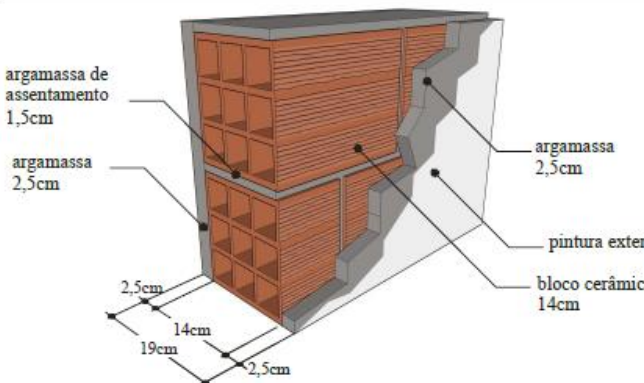
		Pág.
Anexo I	Materiais Avaliados na Otimização de Fachadas	77
Anexo II	Código EES	79

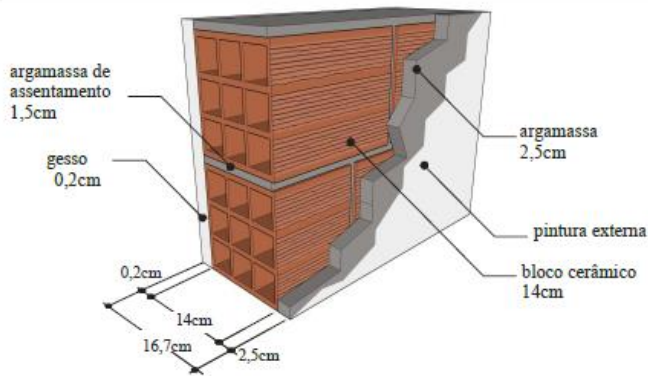
ANEXO I: Materiais Avaliados na Otimização de Fachadas

 <p>argamassa de assentamento 1,5cm</p> <p>gesso 0,2cm</p> <p>argamassa 2,5cm</p> <p>pintura externa</p> <p>bloco de concreto 9cm</p> <p>0,2cm</p> <p>9cm</p> <p>11,7cm</p> <p>2,5cm</p>	<p>Descrição:</p> <p>Gesso interno (0,2cm)</p> <p>Bloco de concreto (9,0 x 19,0 x 39,0cm)</p> <p>Argamassa externa (2,5cm)</p> <p>Pintura externa (α)</p>	3					
	<table border="1"> <thead> <tr> <th>U</th> <th>C_T</th> </tr> <tr> <th>[W/(m²K)]</th> <th>[kJ/m²K]</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td style="text-align: center;">2,97</td> <td style="text-align: center;">159</td> </tr> </tbody> </table>	U	C_T	[W/(m ² K)]	[kJ/m ² K]	2,97	159
U	C_T						
[W/(m ² K)]	[kJ/m ² K]						
2,97	159						

 <p>argamassa de assentamento 1,5cm</p> <p>argamassa 2,5cm</p> <p>pintura externa</p> <p>bloco de concreto 14cm</p> <p>2,5cm</p> <p>19cm</p> <p>14cm</p> <p>2,5cm</p>	<p>Descrição:</p> <p>Argamassa interna (2,5cm)</p> <p>Bloco de concreto (14,0 x 19,0 x 39,0cm)</p> <p>Argamassa externa (2,5cm)</p> <p>Pintura externa (α)</p>	5					
	<table border="1"> <thead> <tr> <th>U</th> <th>C_T</th> </tr> <tr> <th>[W/(m²K)]</th> <th>[kJ/m²K]</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td style="text-align: center;">2,69</td> <td style="text-align: center;">272</td> </tr> </tbody> </table>	U	C_T	[W/(m ² K)]	[kJ/m ² K]	2,69	272
U	C_T						
[W/(m ² K)]	[kJ/m ² K]						
2,69	272						

 <p>argamassa de assentamento 1,5cm</p> <p>bloco cerâmico 9cm</p> <p>9cm</p>	<p>Descrição:</p> <p>Sem revestimento interno</p> <p>Bloco cerâmico (9,0 x 9,0 x 24,0 cm)</p> <p>Sem revestimento externo</p>	13					
	<table border="1"> <thead> <tr> <th>U</th> <th>C_T</th> </tr> <tr> <th>[W/(m²K)]</th> <th>[kJ/m²K]</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td style="text-align: center;">2,99</td> <td style="text-align: center;">42</td> </tr> </tbody> </table>	U	C_T	[W/(m ² K)]	[kJ/m ² K]	2,99	42
U	C_T						
[W/(m ² K)]	[kJ/m ² K]						
2,99	42						

 <p>argamassa de assentamento 1,5cm</p> <p>argamassa 2,5cm</p> <p>pintura externa</p> <p>bloco cerâmico 14cm</p> <p>2,5cm</p> <p>14cm</p> <p>19cm</p> <p>2,5cm</p>	<p>Descrição:</p> <p>Argamassa interna (2,5cm)</p> <p>Bloco cerâmico (14,0 x 19,0 x 29,0cm)</p> <p>Argamassa externa (2,5cm)</p> <p>Pintura externa (α)</p>	14					
	<table border="1"> <thead> <tr> <th>U</th> <th>C_T</th> </tr> <tr> <th>[W/(m²K)]</th> <th>[kJ/m²K]</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td style="text-align: center;">1,85</td> <td style="text-align: center;">161</td> </tr> </tbody> </table>	U	C_T	[W/(m ² K)]	[kJ/m ² K]	1,85	161
U	C_T						
[W/(m ² K)]	[kJ/m ² K]						
1,85	161						

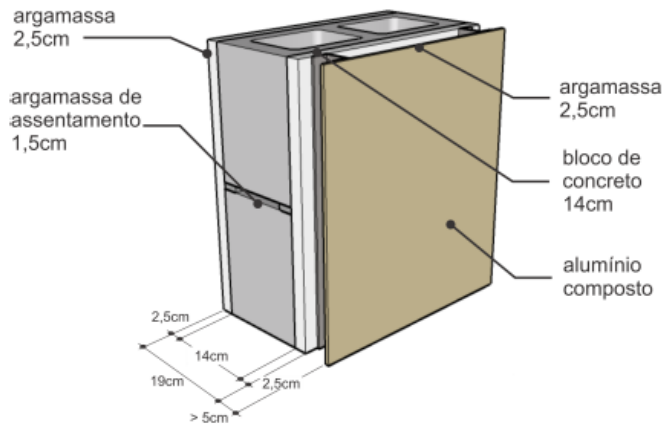


Descrição:

16

Gesso interno (0,2cm)
 Bloco cerâmico (14,0 x 19,0 x 29,0cm)
 Argamassa externa (2,5cm)
 Pintura externa (α)

U [W/(m ² K)]	C _T [kJ/m ² K]
1,85	105

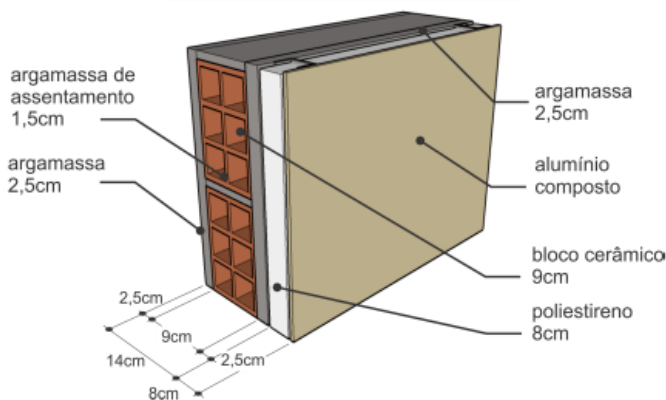


Descrição:

24

Argamassa interna (2,5cm)
 Bloco de concreto (14,0 x 19,0 x 39,0cm)
 Argamassa externa (2,5cm)
 Câmara de ar (> 5cm)
 Placa de alumínio composto

U [W/(m ² K)]	C _T [kJ/m ² K]
0,69	224

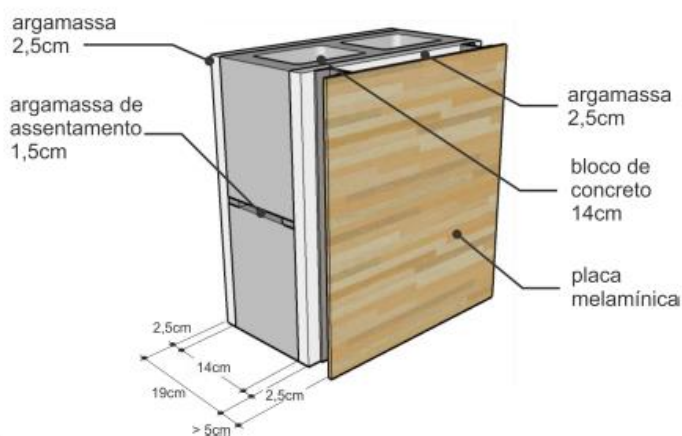


Descrição:

25

Argamassa interna (2,5cm)
 Bloco cerâmico (9,0 x 14,0 x 24,0 cm)
 Argamassa externa (2,5cm)
 Poliestireno (8cm)
 Placa de alumínio composto

U [W/(m ² K)]	C _T [kJ/m ² K]
0,31	106



Descrição:

28

Argamassa interna (2,5cm)
 Bloco de concreto (14,0 x 19,0 x 39,0cm)
 Argamassa externa (2,5cm)
 Câmara de ar (> 5cm)
 Placa melamínica

U [W/(m ² K)]	C _T [kJ/m ² K]
1,82	242

ANEXO II: Código EES

```
"=====
Função que calcula a efetividade do painel evaporativo em função da espessura do mesmo e da
velocidade
do ar que o atravessa
Para CELDek 7060 ou 7090"

Function ep_1(L_pn;v_ar)
  IF (L_pn=0,1) THEN
    ep_1=(1,8452*v_ar^2 - 13,123*v_ar +
74,214)/100
  endif
  IF (L_pn=0,15) THEN
    ep_1=(2,3988*v_ar^2 - 16,99*v_ar +
94,357)/100
  endif
  IF (L_pn=0,20) THEN
    ep_1=(1,5915*v_ar^2 - 12,83*v_ar +
100,36)/100
  endif
End
"=====
Função que cálculo a temperatura do ar de saída do poço provençal de acordo com suas diferenças
de
temperatura, para os casos da troca de calor na tubulação de conexão e para as tubulações em
paralelo"

FUNCTION T_A_F(T_zt;A;T_air)
  IF (T_zt<T_air) THEN
    T_A_F=T_zt+EXP(A)
  endif
  IF (T_zt=T_air) THEN
    T_A_F=T_zt
  endif
  IF (T_zt>T_air) THEN
    T_A_F=T_zt-EXP(A)
  endif
END

FUNCTION T_B_F(T_zt;B;T_a)
  IF (T_zt<T_a) THEN
    T_B_F=T_zt+EXP(B)
  endif
  IF (T_zt=T_a) THEN
    T_B_F=T_zt
  endif
  IF (T_zt>T_a) THEN
    T_B_F=T_zt-EXP(B)
  endif
END

"=====
Função que calcula as relações de temperatura de entrada e saída da chaminé solar, e seu fator
médio"
{
FUNCTION T_FIF(T_fi;T_fo;gama;T_f;T_r)
  IF (T_fi<T_fo) THEN
```



```

                                                                    T_FIF=T_r
endif
IF (T_fi>T_fo) THEN
                                                                    T_FIF=(T_f-(1-gama)*T_fo)/gama
endif
END

FUNCTION T_FOF(T_fi;T_fo;gama;T_f;T_airk)
IF (T_fo>T_fi) THEN
                                                                    T_FOF=(T_f-(1-gama)*T_fi)/gama

endif
IF (T_fo<T_fi) THEN
                                                                    T_FOF=T_airk

endif
END }
"=====

"=====
                                                                    Earth Tube
"=====

"Dados de Entrada do Ambiente Externo"

{T_air=30,25 [C]
rh_air=0,5
v_wind=1,6 [m/s]}
P_abs=95720 [Pa]
                                                                    "temperatura externa, ambiente"
                                                                    "umidade relativa externa, ambiente"
                                                                    "velocidade do vento externo, ambiente"
                                                                    "pressão externa"

T_airk=CONVERTTEMP(C;K;T_air)
omega_air=HUMRAT(AIRH2O;T=T_airk;r=rh_air;P=P_abs)
                                                                    "temperatura externa, ambiente em kelvins"

"Características do poço provençal"

z=5 [m]
n_tub=13
dist_tub=1 [m]
k_tub=0,17
e=0,0015
                                                                    "profundidade do duto enterrado"
                                                                    "número de tubulações em paralelo"
                                                                    "distância entre tubulações em paralelo"
                                                                    "condutividade térmica do duto"
                                                                    "rugosidade do duto"

"Dados de Entrada do Duto de Entrada"

d_tubin=0,45 [m]
L_tubin=z
A_tubin=pi#*(d_tubin/2)^2
                                                                    "diâmetro do tubo de entrada"
                                                                    "comprimento do tubo de entrada"
                                                                    "seção transversão do tubo de entrada"

"Dados de Entrada do Duto de Conexão"

d_tubc=0,35
L_tubc=n_tub*dist_tub
r_1c=d_tubc/2
r_2c=0,008 [m]
r_3c=r_1c
A_tubc=pi#*(d_tubc/2)^2
                                                                    "diâmetro do tubo de conexão"
                                                                    "comprimento do tubo de conexão"
                                                                    "raio interno do tubo de conexão"
                                                                    "espessura do tubo de conexão"
                                                                    "condição adotada pelo Energyplus"
                                                                    "seção transversal do tubo de conexão"

```

"Dados de Entrada do Duto em Paralelo"

$d_{tubp}=0,2$ [m]
 $L=10$ [m]
 $r_{1p}=d_{tubp}/2$
 $r_{2p}=0,0036$ [m]
 $r_{3p}=r_{1p}$
 $A_{tubp}=\pi\#*(r_{1p})^2$

"diâmetro do tubo em paralelo"
"comprimento do tubo em paralelo"
"raio interno do tubo em paralelo"
"espessura do tubo em paralelo"
"condição adotada pelo Energyplus"
"secção transversal do tubo em paralelo"

"Dados de Entrada do Duto de Saída"

$d_{tubout}=0,55$ [m]
 $L_{tubout}=z$
 $A_{tubout}=\pi\#*(d_{tubout}/2)^2$

"diâmetro do tubo de saída"
"comprimento do tubo de saída"
"secção transversão do tubo de saída"

"Dados fornecidos pelo EnergyPlus"

$T_{m_s}=26,032$ [C]
 $A_{ss}=2,4498$ [C]
 $t_0=176$ [days]
{ $t=1$ [days]}
 $\alpha_s=6,45$
 $k_{solo}=1,3$

"temperatura média do solo EnergyPlus"
"amplitude anual de temperatura EnergyPlus"
"ângulo de fase do solo EnergyPlus"
"tempo decorrido desde o início do ano (!)"
"difusividade térmica do solo EnergyPlus"
"condutividade térmica do solo Energyplus"

"Propriedades físicas do Ar no tubo paralelo"

$T_{m_tubp}=(T_a+T_{air})/2$ [C]

"temperatura média do tubo em paralelo"

$T_{m_tubpk}=\text{CONVERTTEMP}(C;K;T_{m_tubp})$
 $k_{airp}=0,02442+0,6992*T_{m_tubp}/10000$
 $C_{p_airp}=\text{CP}(\text{AIRH}_2\text{O};T=T_{m_tubpk};r=rh_{m_tubp};P=P_{abs})$
 $rh_{m_tubp}=\text{RelHum}(\text{AirH}_2\text{O};T=T_{m_tubpk};w=\omega_{air};P=P_{abs})$

"Propriedades físicas do Ar no tubo de conexão"

$T_{m_tubc}=(T_a+T_b)/2$ [C]
 $T_{m_tubck}=\text{CONVERTTEMP}(C;K;T_{m_tubc})$
 $k_{airc}=0,02442+0,6992*T_{m_tubc}/10000$

"temperatura média do tubo de conexão"

$C_{p_airc}=\text{CP}(\text{AIRH}_2\text{O};T=T_{m_tubck};r=rh_{m_tubc};P=P_{abs})$
 $rh_{m_tubc}=\text{RelHum}(\text{AirH}_2\text{O};T=T_{m_tubck};w=\omega_{air};P=P_{abs})$

"Vazão mássica nas linhas do poço provenção"

{ $m_{dot_a}=0,08$
 $m_{dot_c}=(m_{dot_a}+m_{dot_p})/2$
 $m_{dot_p}=m_{dot_a}/n_{tub}$

"vazão de entrada do poço"
"vazão no tubo de conexão"
"vazão nos tubos paralelos"

"Rugosidade relativa nas linhas do poço provençal"

$RelRoughc=e/d_{tubc}$
 $RelRoughp=e/d_{tubp}$
 $RelRoughin=e/d_{tubin}$
 $RelRoughout=e/d_{tubout}$

"Propriedade físicas pelo fluxo de ar nas tubulações"

call PipeFlow('AirH2O';T_m_tubck;P_abs;m_dot_c;d_tubc;L_tubc;RelRoughc:
{h_T};{h_H};{DELTA P};Nu_c;xi_c;{Re})

call PipeFlow('AirH2O';T_m_tubpk;P_abs;m_dot_p;d_tubp;L;RelRoughp:
{h_T};{h_H};{DELTA P};Nu_p;xi_p;{Re})

call PipeFlow('AirH2O';T_airk;P_abs;m_dot_a;d_tubin;L_tubin;RelRoughin:
{h_T};{h_H};{DELTA P};{Nu_in};xi_in;{Re})

call PipeFlow('AirH2O';T_ak;P_abs;m_dot_a;d_tubout;L_tubout;RelRoughout:
{h_T};{h_H};{DELTA P};{Nu_out};xi_out;{Re})

"Resistências Térmicas para o Modelo de Transferência de Calor Tubo paralelo/Solo"

$h_{cp} = Nu_p * k_{airp} / 2 / r_{1p}$ "coeficiente convectivo tubo/ar"
 $R_{cp} = 1 / 2 / pi \# / r_{1p} / h_{cp}$ "resistência condutiva tubo/ar"
 $R_{pp} = LN((r_{1p} + r_{2p}) / r_{1p}) / 2 / pi \# / k_{tub}$ "resistência condutiva parede tubo"
 $R_{sp} = LN((r_{1p} + r_{2p} + r_{3p}) / (r_{1p} + r_{2p})) / 2 / pi \# / k_{solo}$ "resistência condutiva tubo/solo"
 $R_{tp} = R_{cp} + R_{pp} + R_{sp}$ "soma das resistências térmicas"
 $U_{tp} = 1 / R_{tp}$ "transmissão térmica total do modelo"

"Resistências Térmicas para o Modelo de Transferência de Calor Tubo paralelo/Solo"

$h_{cc} = Nu_c * k_{airc} / 2 / r_{1c}$ "coeficiente convectivo tubo/ar"
 $R_{cc} = 1 / 2 / pi \# / r_{1c} / h_{cc}$ "resistência condutiva tubo/ar"
 $R_{pc} = LN((r_{1c} + r_{2c}) / r_{1c}) / 2 / pi \# / k_{tub}$ "resistência condutiva parede tubo"
 $R_{sc} = LN((r_{1c} + r_{2c} + r_{3c}) / (r_{1c} + r_{2c})) / 2 / pi \# / k_{solo}$ "resistência condutiva tubo/solo"
 $R_{tc} = R_{cc} + R_{pc} + R_{sc}$ "soma das resistências térmicas"
 $U_{tc} = 1 / R_{tc}$ "transmissão térmica total do modelo"

"temperatura do solo em uma certa altura e tempo do ano"

$T_{zt_a} = -z * ((pi \# / (365 * alpha_s))^{1/2})$
 $T_{zt_b} = (2 * pi \# / 365) * (t - t_0 - (z/2) * ((365 / (pi \# * alpha_s))^{1/2}))$
 $T_{zt} = T_{m_s} - A_{ss} * EXP(T_{zt_a}) * COS(T_{zt_b})$

"Resultados do Modelo do Poço Canadiano para o tubo"

$A = (LN(ABS(T_{air} - T_{zt})) * m_dot_c * C_{p_airc} - U_{tc} * L_{tubc}) / (m_dot_c * C_{p_airc})$
 $T_a = T_{A_F}(T_{zt}; A; T_{air})$ "temperatura do ar na saída do duto"
 $T_{ak} = CONVERTTEMP(C; K; T_a)$

"Resultados do Modelo do Poço Canadiano para o tubo"

$B = (LN(ABS(T_a - T_b)) * m_dot_p * C_{p_airp} - U_{tp} * L) / (m_dot_p * C_{p_airp})$
 $T_b = T_{B_F}(T_{zt}; B; T_a)$ "temperatura do ar na saída do duto"
 $T_{bk} = CONVERTTEMP(C; K; T_b)$

"Dados sobre Ar de Saída do poço provençal"

$rh_ta = \text{RelHum}(\text{AirH2O}; T=T_bk; w=\omega_{air}; P=P_abs)$

$h_tak = \text{Enthalpy}(\text{AirH2O}; T=T_airk; w=\omega_{air}; P=P_abs)$

$h_tbk = \text{Enthalpy}(\text{AirH2O}; T=T_bk; w=\omega_{air}; P=P_abs)$

=====
Chaminé Solar
=====

"Temperatura da adega"

$T_rcel = \text{CONVERTTEMP}(K; C; T_r)$

"chutes iniciais"

{ $T_f=310,79669$

$T_g=335,4097$

$T_w=370,0554$ }

"Propriedades Físicas da Chaminé Solar"

$h_c_cs=5,91$

$\alpha_1=0,06$

$\tau=0,84$

$\epsilon_g=0,9$

$\epsilon_w=0,95$

$\alpha_2=0,95$

$K_ins=0,037$

"coeficiente condutivo: vidro comum"

"absortividade do vidro comum"

"transmissividade do vidro comum"

"emissividade do vidro comum"

"emissividade da superfície absortiva"

"absortividade da parede absortiva"

"condutividade térmica do insolamento"

{ $H=536$ }

"intensidade da radiação solar na superfície

da chaminé"

"Características Físicas da Chaminé Solar"

$\theta=51$

$L_g=3,5$

$L_w=L_g$

$L_s=L_g \cdot \text{SIN}(\theta)$

$W_cs=1,333$

$L_cs=0,225$

$A_o=W_cs \cdot L_cs$

$A_i=A_o$

$A_g=L_g \cdot W_cs$

$A_w=A_g$

$\delta_w_ins=0,075$

absortiva"

"ângulo de inclinação da chaminé"

"altura do vidro"

"altura da parede absortiva"

"altura vertical da chaminé"

"largura da chaminé"

"lacuna entre o vidro e a parede absortiva"

"secção transversal da saída da chaminé"

"secção transversal da entrada da chaminé"

"área do vidro"

"área da superfície absortiva"

"espessura do insolamento da parede

"Constantes Chaminé Solar"

$\gamma=0,74$

aproximada"

"constante para a temperatura média

C_d=0,57

"coeficiente de descarga da entrada"

"Fórmulas Utilizadas para encontrar a valor da transferência de calor convectiva vidro/ar-chaminé"

$$T_m=(T_g+T_f)/2$$

"temperatura média vidro/ar-chaminé"

$$\beta=1/T_m$$

"coeficiente de expansão volumétrica"

$$\mu_f=(1,846+0,00472*(T_m-300))*10^{-5}$$

"viscosidade dinâmica do vidro/ar-chaminé"

$$\rho_f=1,1614-0,00353*(T_m-300)$$

"densidade do ar vidro/ar-chaminé"

$$C_f=(1,007+0,00004*(T_m-300))*10^3$$

"calor específico do ar vidro/ar-chaminé"

$$K_f=(0,0263+0,000074*(T_m-300))$$

"condutividade térmica do ar vidro/ar-

chaminé"

$$Pr_{cs}=\mu_f*C_f/K_f$$

"número de Prandtl vidro/ar-chaminé"

$$\nu_f=\mu_f/\rho_f$$

"viscosidade cinemática do ar vidro/ar-

chaminé"

"Fórmulas Utilizadas para encontrar a valor da transferência de calor convectiva parede/ar-chaminé"

$$T_{m1}=(T_w+T_f)/2$$

"temperatura média parede/ar-chaminé"

$$\beta_1=1/T_{m1}$$

"coeficiente de expansão volumétrica"

$$\mu_{f1}=(1,846+0,00472*(T_{m1}-300))*10^{-5}$$

"viscosidade dinâmica do parede/ar-

chaminé"

$$\rho_{f1}=1,1614-0,00353*(T_{m1}-300)$$

"densidade do ar parede/ar-chaminé"

$$C_{f1}=(1,007+0,00004*(T_{m1}-300))*10^3$$

"calor específico do ar parede/ar-chaminé"

$$K_{f1}=(0,0263+0,000074*(T_{m1}-300))$$

"condutividade térmica do ar parede/ar-

chaminé"

$$Pr_{cs1}=\mu_{f1}*C_{f1}/K_{f1}$$

"número de Prandtl parede/ar-chaminé"

$$\nu_{f1}=\mu_{f1}/\rho_{f1}$$

"viscosidade cinemática do ar parede/ar-

chaminé"

"Balanço de Energia da cobertura de vidro"

$$T_s=0,0552*T_{airk}^{1,5}$$

"temperatura do céu"

$$N_{hrs}=\sigma*\epsilon_g*(T_g+T_s)*(T_g^2+T_s^2)*(T_g-T_s)$$

$$D_{hrs}=T_g-T_{airk}$$

$$h_{rs}=N_{hrs}/D_{hrs}$$

"coeficiente radiação vidro/céu"

$$h_{wind}=6,5+3,3*v_{wind}$$

"coeficiente convectiva devido ao vento"

$$U_{tcs}=h_{wind}+h_{rs}$$

"coeficiente de perda do vidro para o

ambiente"

$$S_1=\alpha_1*H$$

"fluxo de calor por radiação solar absorvida"

$$N_{hrwg}=\sigma*(T_g^2+T_w^2)*(T_g+T_w)$$

$$D_{hrwg}=1/\epsilon_g+1/\epsilon_w-1$$

$$h_{rwg}=N_{hrwg}/D_{hrwg}$$

"coeficiente de transferência térmica por

radiação vidro/parede"

$$Gr_x=g*\beta*S_1*L_g^4/(K_f*\nu_f^2)$$

"número de Grashof ar/vidro"

$$Nu_{cs}=0,6*(Gr_x*\cos(\theta)*Pr_{cs})^{0,2}$$

"número de Nusselt ar/vidro"

$$h_g=Nu_{cs}*K_f/L_g$$

"coeficiente condutiva ar/vidro"

$$A_w*S_1+h_{rwg}*A_w*(T_w-T_g)=h_g*A_w*(T_g-T_f)+U_{tcs}*A_w*(T_g-T_{airk})$$

"Balanço de Energia para o ar"

$$T_f=gama*T_{fo}+(1-gama)*T_r$$

"temperatura média do ar dentro da chaminé"

$$(T_{fo}=T_{FOF}(T_{fi};T_{fo};gama;T_f;T_{airk}))$$

$T_{fi}=T_{FIF}(T_{fi};T_{fo};\text{gama};T_f;T_r)$

$D_{grx1}=(K_{f1}*\text{epsilon}_{f1}^2)$

$Gr_{x1}=g\#\beta_1*S_2*L_w^4/D_{grx1}$

$Nu_{cs1}=0,6*(Gr_{x1}*COS(\theta)*Pr_{cs1})^{0,2}$

$h_w=Nu_{cs1}*K_{f1}/L_w$

"número de Grashof parede/vidro"

"número de Nusselt parede/vidro"

"coeficiente condutiva parede/vidro"

$q_{wall}=m_{dot_a}*C_{f1}*abs(T_{fo}-T_r)$

"taxa de fluxo de calor"

$h_w*A_w*(T_w-T_f)+h_g*A_w*(T_g-T_f)=q_{wall}$

"Balanço de Energia para a Parede Absortiva"

$U_b=K_{ins}/\delta_{w_{ins}}$

"coeficiente térmica total parede/isolante"

$S_2=\tau*\alpha_2*H$

"fluxo de calor por radiação solar absorvida"

$A_w*S_2=h_w*A_w*(T_w-T_f)+h_{rwg}*A_w*(T_w-T_g)+U_b*A_w*(T_w-T_r)$

"Resultado do Modelo da Chaminé Solar"

$\{A_r=A_o/A_i$

$m_{cs1}=C_d*\rho_{f1}*A_o$

$m_{cs2}=(2*g\#L_s*SIN(\theta)*(T_f-T_r))$

$m_{cs3}=(1+A_r^2)*T_r$

$m_{dot_a}=m_{cs1}*(m_{cs2}/m_{cs3})^{1/2}$

"vazão mássica da chaminé solar"

$\{q_s=100\}$

$\text{omega}_{me}=\text{HumRat}(\text{AirH2O};T=T_2;r=UR_2;P=P_{abs})$

$T_r=\text{Temperature}(\text{AirH2O};h=h_r;w=\text{omega}_{me};P=P_{abs})$

$rh_r=\text{RelHum}(\text{AirH2O};T=T_r;w=\text{omega}_{me};P=P_{abs})$

$h_{me}=\text{Enthalpy}(\text{AirH2O};T=T_2;r=UR_2;P=P_{abs})$

$h_r=h_{me}+(q_s/m_{dot_a})$

"=====
Módulo Evaporativo
=====

"Cálculo da área de secção transversal"

$L_{pn}=0,1$

$A_2=A_{tubout}$

$Vol=A_2*L_{pn}$

$v_{ar}=(m_{dot_a}/1,293)/A_2$

$\text{epsilon}=\text{ep}_1(l_{pn};v_{ar})$

$x=v_{ar}$

"Espessura"

"Area da secção transversal"

"Volume para espessura pré-determinada"

"Velocidade do ar - de 0,5m/s até 3,5m/s"

"Efetividade"

"Cálculo da área da superfície úmida do painel"

$n_p=1$

$A_p=5000*A_2$

$A_s=n_p*A_p$

"Número de painéis em série"

"Área da superfície úmida do painel , [m²]"

"Área da superfície úmida total , [m²]"

$v_1 = \text{Volume}(\text{AirH}_2\text{O}; T=T_{bk}; r=rh_{ta}; P=P_{abs})$

$\{v_2 = \text{Volume}(\text{AirH}_2\text{O}; T=T_2; r=UR_2; P=P_{abs})\}$

$T_{bu} = \text{WetBulb}(\text{AirH}_2\text{O}; T=T_{bk}; r=rh_{ta}; P=P_{abs})$

"Temperatura de bulbo úmido"

$T_2 = \text{Temperature}(\text{AirH}_2\text{O}; r=UR_2; B=T_{bu}; P=P_{abs})$

"Temperatura na saída do painel"

"Balanço de Massa"

$w_1 = \text{HumRat}(\text{AirH}_2\text{O}; T=T_{bk}; r=rh_{ta}; P=P_{abs})$

$w_2 = \text{HumRat}(\text{AirH}_2\text{O}; T=T_2; r=UR_2; P=P_{abs})$

$\{m_{dot_v2} = w_2 * m_{dot_a}$

$m_{dot_v1} = w_1 * m_{dot_a}\}$

$\{m_{dot_ve} = m_{dot_v2} - m_{dot_v1}\}$

$\{m_{dot_ve} = m_{dot_a} * (w_2 - w_1)\}$

"Balanço de Energia"

$h_{as1} = \text{Enthalpy}(\text{Air}; T=T_{bk})$

$h_{as2} = \text{Enthalpy}(\text{Air}; T=T_2)$

$h_{v1} = \text{Enthalpy}(\text{AirH}_2\text{O}; T=T_{bk}; r=rh_{ta}; P=P_{abs})$

$h_{v2} = \text{Enthalpy}(\text{AirH}_2\text{O}; T=T_2; r=UR_2; P=P_{abs})$

$h_{vbu} = \text{Enthalpy}(\text{AirH}_2\text{O}; T=T_{bu}; r=rh_{ta}; P=P_{abs})$

$q_{dot} = (m_{dot_a} * (h_{as1} - h_{as2})) + (m_{dot_a} * (w_1 * h_{v1} - w_2 * h_{v2})) + (m_{dot_a} * (w_2 - w_1) * h_{vbu})$

"Taxas de transferência de calor e massa"

$aux = aux1 / aux2$

$aux1 = T_2 - T_{bu}$

$aux2 = T_{bk} - T_{bu}$

$\Delta T_{lm} = (T_2 - T_{bk}) / \ln(aux)$
temperatura"

"Média logarítmica das diferenças de

$\{q_{dot} = h_{me} * A_s * \Delta T_{lm}\}$

"Quantidade de calor"

$\epsilon = (T_{bk} - T_2) / aux2$

"Efetividade"

$L_e = Vol / A_s$

"Comprimento Característico"

$Re_{me} = \rho_1 * v_{ar} * L_e / \mu_1$

"Número de Reynolds"

$Pr = \text{Prandtl}(\text{Air}; T=T_{bk})$

"Número de Prandtl"

$k_1 = \text{Conductivity}(\text{Air}; T=T_{bk})$

"Condutividade térmica"

$\mu_1 = \text{Viscosity}(\text{Air}; T=T_{bk})$

"Viscosidade dinâmica"

$G1\$ = \text{'Air'}$

"Ar"

G2\$='Water'

"Água"

$D=D_{12_gas}(G1\$,G2\$,T_bk;P_abs)$

"Coeficiente de difusão de massa"

$Sc=\mu_{1}/(D*\rho_{1})$

"Número de Schmidt"

$Nus=0,1*(L_e/L_pn)^{0,12}*Re_me^{0,8}*Pr^{(1/3)}$

"Número de Nusselt"

$Sh=0,08*(L_e/L_pn)^{0,12}*Re_me^{0,8}*Sc^{(1/3)}$

"Número de Sherwood"

$Nus=h_H_me*L_pn/k_1$

$h_m=Sh*D/L_pn$

"Densidades"

$\rho_{1}=\text{Density}(\text{AirH2O};T=T_bk;r=rh_ta;P=P_abs)$
painel"

"Massa específica do ar na entrada do

$\rho_{2}=\text{Density}(\text{AirH2O};T=T_2;r=UR_2;P=P_abs)$

"Massa específica do ar na saída do painel"

$\rho_{bu}=\text{Density}(\text{AirH2O};T=T_bu;B=T_bu;P=P_abs)$

"Massa específica do ar de bulbo úmidol"

$\Delta\rho_{lm}=(\rho_{2}-\rho_{1})/(\ln(aux4/aux3))$

$aux3=\rho_{bu}-\rho_{2}$

$aux4=\rho_{bu}-\rho_{1}$

$m_dot_ev=h_m*A_s*\Delta\rho_{lm}$

"taxa de transferência de massa vapor d'água"

"Queda de Pressão"

$ksi=27,15$

"Parâmetro constante"

$\Delta P_me = ksi*L_pn*x^2$
painel"

"Queda de pressão entrada e saída do

"Queda de Pressão Ventilador - o escolhido foi FDW -M250 para 2600m³/h. Pelo gráfico para cálculo de potência consumida"

$\Delta P_me=y$

$Pot_fan=6*10^{(-6)}*y^2+0,003*y+0,12$

"Potência consumida pelo ventilador, [kW]"

{Gasto de Energia do Ventilador}

$ti=8$

"Tempo de uso/dia, [h]"

$E_fan=Pot_fan*ti$

"Gasto de energia elétrica, [kWh]"

$C_m_me=E_fan*30*0,452$

"Custo mensal para Brasília, [R\$] - tarifa

CEB"

"Consumo bomba - depende da coluna de água para H=100cm Vazão da bomba é de 100L/h"

$Q_p=100$

"Vazão da bomba, [L/h]"

$Q_pump=Q_p/(1000)$

"Vazão da bomba, [m³/h]"

Qtd_ag=Q_pump*ti
 C_ag=Qtd_ag*30*5,47
 Caesb"

"Quantidade de água gasta por dia"
 "Custo mensal para Brasília, [R\$] - tarifa

"=====

Earthtube + Chaminé Solar + Módulo Evaporativo

"=====

{
 C_p_a=1006
 rho_a=1,202

"Capacidade de Resfriamento Total do Sistema em Conjunto"
 $Q_{st}=V_{dot} \cdot \rho_a \cdot (h_r - h_{airtub})$

"Capacidade de Resfriamento Sensível do Sistema em Conjunto"
 $Q_{ss}=V_{dot} \cdot \rho_a \cdot C_{p_a} \cdot (T_r - T_a)$

"Capacidade de Resfriamento Latente do Sistema em Conjunto"
 $Q_{st}=h_{vap} \cdot V_{dot} \cdot \rho_a \cdot (\omega_r - \omega_{airtub})$

"Capacidade de Resfriamento Total do Earth Tube"
 $Q_{st}=V_{dot} \cdot \rho_a \cdot (h_{air} - h_{airtub})$

"Capacidade de Resfriamento Sensível do Earth Tube"
 $Q_{ss}=V_{dot} \cdot \rho_a \cdot C_{p_a} \cdot (T_{air} - T_a)$

"Capacidade de Resfriamento Latente do Earth Tube"

$Q_{st}=h_{vap} \cdot V_{dot} \cdot \rho_a \cdot (\omega_{air} - \omega_{airtub})$
 }

"Vazão Mássica e perda de carga"

c_1=0,98

"coeficiente de descarga da entrada do poço"

c_2=0,3

"joelho 90°"

c_3=c_2;

c_4=c_3

c_5=0,57;

"coeficiente de descarga da entrada da

chaminé"

c_6=0,1

"pequenas angulações da chaminé"

c_7=c_6

$c_8=(2 \cdot \text{ksi} \cdot L_{pn}) / (\rho_a \cdot 2)$

"coeficiente de perda do módulo evaporativo"

$D_{hid_cs}=2 \cdot W_{cs} \cdot L_{cs} / (W_{cs} + L_{cs})$

"diâmetro hidráulico da chaminés solar"

H_cst=2,4 [m]

"altura da parede da adega"

$\rho_{cso}=1,1614 - 0,00353 \cdot (T_{fo} - 300)$

"densidade do ar na saída da chaminé"

$\rho_r=1,1614 - 0,00353 \cdot (T_r - 300)$

"densidade do ar dentro da adega"

$\rho_{to}=1,1614 - 0,00353 \cdot (T_2 - 300)$

"densidade do ar na saída do poço"

$RelRough_{cs}=e / D_{hid_cs}$

"rugosidade relativa da chaminé"

call DuctFlow('AirH2O';T_m1;P_abs;m_dot_a;L_cs;W_cs;L_g;RelRough_cs:
 h_T;h_H;DELTA_P;Nusselt_T;f;{Re})

f=xi_cs

"fator de atrito da chaminé"

" $m_{dot_a}=\rho_{f1} \cdot A_o \cdot v_{cs}$ "

{Fórmulas ajustadas das perdas de cargas para responder como A*}

"Perdas de carga localizadas e distribuídas nas tubulações do poço provençal"

$$PC_LT=(1/(c_1*A_tubin)^2)+((c_2)/A_tubc)+((c_3)/A_tubp)+((c_4)/A_tubout)$$
$$PC_DT=(xi_in*L_tubin)/(d_tubin*A_tubin)+(xi_c*L_tubc)/(d_tubc*A_tubc)+(xi_p*L)/(d_tubp*A_tubp)+(xi_out*L_tubout)/(d_tubout*A_tubout)$$

"Perdas de carga localizadas e distribuídas na chaminé solar"

$$PC_LCS=(1/(c_5*A_o)^2)+((2*c_6)/A_o)$$
$$PC_DCS=(xi_cs*L_g)/(D_hid_cs*A_o)$$

"Perda de carga no módulo evaporativo"

$$PC_LME=((c_8)/A_tubout)$$

"Perda de carga total do sistema"

$$A_csch=SQRT(1/(PC_LT+PC_DT+PC_LCS+PC_DCS+PC_LME))$$

"Vazão mássica da chaminés solar e, conseqüentemente, do sistema"

$$\rho_{fm}=1,1614-0,00353*(T_f-300)$$
$$C_m=(1,007+0,00004*(T_f-300))*10^3$$

$$B_{ch}=(q_{wall}*g\#)/(\rho_{fm}*C_m*T_f)$$

$$m_{dot_a}=2*(2*B_{ch}*L_s)^{(1/3)}*A_{csch}^{(2/3)} \quad \text{"vazão mássica ao longo do sistema"}$$

"horas=0"

$$Q_{tubtot}=m_{dot_a}*(-h_{tak}+h_{tbk})$$
$$Q_{mettot}=m_{dot_a}*(-h_{tbk}+h_{me})$$

$$Q_{sys}=m_{dot_a}*(h_{tak}-h_{me})$$

$$T_{2c}=CONVERTTEMP(K;C;T_2)$$
$$T_{css}=CONVERTTEMP(K;C;T_{fo})$$

$$To[1]=T_{airk}$$
$$To[2]=T_{ak}$$
$$To[3]=T_2$$
$$To[4]=T_r$$
$$To[5]=T_{fo}$$
$$HR[1]=\omega_{air}$$
$$HR[2]=\omega_{air}$$
$$HR[3]=\omega_{me}$$
$$HR[4]=\omega_{me}$$
$$HR[5]=\omega_{me}$$

"=====

Carga Térmica

"=====

$$AREA_{tot}=AREA_{wall}+AREA_{ceil}$$

$$\text{AREA_wall}=2*(6,7*2,4)+2*(3,75*2,4)$$

$$\text{AREA_ceil}=(2*x*6,7)$$

$$x=3,75*\sin(51)/\sin(78)$$

$$q_{\text{sol}}+q_{\text{migsout}}*\text{AREA}_{\text{tot}}+q_{\text{condo}}*\text{AREA}_{\text{tot}}=0$$

$$q_{\text{migsout}}=(T_{\text{amb}}-T_{\text{so}})/R_{\text{migsout}}$$

$$R_{\text{migsout}}=0,04$$

$$\{q_{\text{lwro}}*\text{AREA}_{\text{wall}}+q_{\text{convo}}*\text{AREA}_{\text{wall}}\}$$

$$\{q_{\text{lwro}}=h_{\text{gnd}}*(T_{\text{amb}}-T_{\text{so}})+h_{\text{sky}}*(T_{\text{s}}-T_{\text{so}})+h_{\text{air}}*(T_{\text{amb}}-T_{\text{so}})\}$$

$$h_{\text{gnd}}=\epsilon_p*\sigma_{\text{gnd}}*F_{\text{gnd}}*(T_{\text{so}}^4-T_{\text{amb}}^4)/(T_{\text{so}}-T_{\text{amb}})$$

$$h_{\text{sky}}=\epsilon_p*\sigma_{\text{sky}}*\beta_{\text{lwr}}*(T_{\text{so}}^4-T_{\text{s}}^4)/(T_{\text{so}}-T_{\text{s}})$$

$$h_{\text{air}}=\epsilon_p*\sigma_{\text{sky}}*(1-\beta_{\text{lwr}})*(T_{\text{so}}^4-T_{\text{amb}}^4)/(T_{\text{so}}-T_{\text{amb}})$$

$$\epsilon_p=0,9$$

$$\text{teta}_{\text{out}}=90*\pi/180$$

$$F_{\text{gnd}}=0,5*(1-\cos(\text{teta}_{\text{out}}))$$

$$F_{\text{sky}}=0,5*(1+\cos(\text{teta}_{\text{out}}))$$

$$\beta_{\text{lwr}}=\sqrt{0,5*(1+\cos(\text{teta}_{\text{out}}))}$$

$$\{q_{\text{convo}}=h_{\text{co}}*(T_{\text{amb}}-T_{\text{so}})\}$$

$$\{q_{\text{lwri}}+q_{\text{migsin}}*\text{AREA}_{\text{tot}}-q_{\text{condi}}*\text{AREA}_{\text{tot}}=0$$

$$\{q_{\text{lwri}}=h_{\text{si}}*(T_{\text{si}}-T_{\text{sj}})\}$$

$$q_{\text{migsin}}=(T_{\text{room}}-T_{\text{si}})/R_{\text{migsin}}$$

$$R_{\text{migsin}}=0,04$$

$$\{h_{\text{ci}}=3,18\}$$

$$\{T_{\text{so}}=A11*T_{\text{si}}+B11*q_{\text{condi}}$$

$$q_{\text{condo}}=C11*T_{\text{si}}+D11*q_{\text{condi}}$$

$$A11=\cosh(\sqrt{t_{\text{zin}}*\omega_{\text{cond}}*j})$$

$$B11=R_p/(\sqrt{t_{\text{zin}}*\omega_{\text{cond}}*j})*\sinh(\sqrt{t_{\text{zin}}*\omega_{\text{cond}}*j})$$

$$C11=(\sqrt{t_{\text{zin}}*\omega_{\text{cond}}*j})/R_p*\sinh(\sqrt{t_{\text{zin}}*\omega_{\text{cond}}*j})$$

$$D11=\cosh(\sqrt{t_{\text{zin}}*\omega_{\text{cond}}*j})$$

$$\lambda=U*d_{\text{zin}}$$

$$t_{\text{zin}}=d_{\text{zin}}^2/\alpha_{\text{lul}}$$

$$\alpha_{\text{lul}}=\lambda/(C_{\text{wall}}/d_{\text{zin}})$$

$$d_{\text{zin}}=0,37\}$$

$$q_{\text{condi}}=(D11/B11)*T_{\text{so}}-(1/B11)*T_{\text{so}}$$

$$q_{\text{condo}}=(1/B11)*T_{\text{si}}-(A11/B11)*T_{\text{so}}$$

$$A11=1+j*\omega_{\text{cond}}*R_{\text{wall}}*C_{\text{wall}}$$

$$B11=2*R_{\text{wall}}+j*R_{\text{wall}}^2*\omega_{\text{cond}}*C_{\text{wall}}$$

```
C11=j*omega_cond*C_wall
D11=1+j*omega_cond*R_wall*C_wall
```

```
omega_cond=2*pi#/(24*3600)
```

```
C_wall=441000
U=0,9
R_wall=1/U
```

```
q_s=real(c_conviw*AREA_wall+c_convic*AREA_ceil)
c_conviw=h_cw*(T_room-T_si)
c_convic=h_cc*(T_room-T_si)
h_cw=3,18
h_cc=2,39
```

```
"=====
{
"=====Cobertura=====
```

```
q_sol+q_lwroc+q_convo+q_cond=0
```

```
q_lwroc=h_gndc*(T_s-T_soc)+h_skyc*(T_s-T_soc)+h_airc*(T_amb-T_soc)
```

```
h_gndc=epsion_pc*sigma#*F_gndc*(T_soc^4-T_amb^4)/(T_soc-T_amb)
```

```
h_skyc=epsion_pc*sigma#*F_skyc*beta_lwrc*(T_soc^4-T_s^4)/(T_soc-T_s)
```

```
h_airc=epsion_pc*sigma#*F_skyc*(1-beta_lwrc)*(T_soc^4-T_amb^4)/(T_soc-T_amb)
```

```
epsion_pc=0,05
```

```
teta_outc=129*pi#/180
```

```
F_gndc=0,5*(1-cos(teta_outc))
```

```
F_skyc=0,5*(1+cos(teta_outc))
```

```
beta_lwrc=sqrt(0,5*(1+cos(teta_outc)))
```

```
q_convoc=h_co*(T_so-T_amb)
```

```
{q_lwri+}q_convic-q_condc=0
```

```
{q_lwri=h_si*(T_si-T_sj)}
```

```
q_convic=h_cic*(T_sic-T_room)
```

```
h_cic=2,39
```

```
q_condc=k*(T_soc-Tsic)/L
```

```
k=0,0176
```

```
L=0,05
```

```
}
```