Dimensionamento de um Secador Linear de Tapetes para 40.000 Rolhas de Cortiça por Hora

João Carlos Nunes Oliveira

Dissertação do MIEM

Orientador na FEUP: Prof. Pinho, Carlos Manuel Coutinho T.



Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto

Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica

Porto, Julho de 2010

Universidade do Porto
FEUP Faculdade de Engenharia

Dissertação do MIEM

Dimensionamento de um Secador Linear de Tapetes para 40.000 Rolhas de Cortiça por Hora



"Definir é limitar."
(Oscar Wilde)

Projecto orientado por Professor Carlos Manuel Coutinho Tavares Pinho e submetido à Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto para a obtenção do grau de Mestre em Engenharia Mecânica.

Agradecimentos

Este espaço é dedicado àqueles que deram a sua contribuição para que esta dissertação fosse realizada. A todos eles deixo aqui o meu agradecimento sincero.

Em primeiro lugar agradeço ao Prof. Doutor Carlos Manuel Coutinho Tavares Pinho a forma como orientou o meu trabalho. As notas dominantes da sua orientação foram de extrema utilidade, assim como as suas recomendações e a cordialidade com que sempre me recebeu. Estou grato por ambas e também pela liberdade de acção que me permitiu, que foi decisiva para que este trabalho contribuísse para o meu desenvolvimento pessoal.

Gostaria ainda de agradecer a Celso Costa, pela sua Tese Modelo, a Ana Magalhães, pela informação disponível na sua tese de doutoramento e a Rui Julião, por excelentes referências sobre cortiça e modos de secagem. A todos estes, aproveito para elogiar e publicitar as suas respectivas dissertações.

Deixo também uma palavra de agradecimento aos professores da Escola Superior de Estudos Industriais e Gestão, assim como aos estimados professores da Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto, pois acompanharam o meu desenvolvimento de aptidões pessoais durante cinco delicados anos!

Dedico este trabalho a toda a minha família, em especial aos meus pais e também a todos os meus amigos.

Finalmente, gostaria de deixar alguns agradecimentos particulares muito especiais. Ao Emp. Ricardo Barros, e outro à Lic. em Matemática Sara Amorim pelas ideias e pela motivação transmitida, mesmo nos dias menos bons. Um agradecimento especial ao Eng. Paulo Coelho e ao Eng. Mário Guindeira (FEUP) pela sua disponibilidade e atenção.

Resumo

Neste trabalho estuda-se um processo de dimensionamento de sistemas de secagem de rolhas de forma contínua através de um sistema de transporte baseado em tapetes de rolos.

A fase primária do trabalho desenvolvido adianta os conceitos sobre a cortiça e a temática da secagem de sólidos, os quais são factores importantíssimos na cinética de secagem.

De seguida, é possível encontrar uma análise mecânica teórica ao equipamento de secagem. É explicado o que se pretende, o princípio de funcionamento e os requisitos solicitados pelo cliente final.

O próximo passo lógico foi efectuar um estudo sobre a termodinâmica envolvida no equipamento em desenvolvimento. Procurou-se explicar o que pode ser aplicado, como pode ser aplicado e o que já foi aplicado e teve resultados notáveis.

As equações resultantes do estudo termodinâmico/mecânico obtidas, dão origem a algoritmos lógicos que, com a ajuda do EES e/ou Excel, se transformaram em módulos de cálculo independentes. Estas equações estão ligadas entre si através de uma rede de tabelas, onde são armazenados os resultados obtidos, os quais convergem no final do programa para permitir ao utilizador uma visão alargada das especificações do sistema dimensionado.

Estes algoritmos encontram-se tratados no capítulo relativo ao dimensionamento e análise de resultados. Na execução deste mesmo capítulo, é procurado explicar, passo a passo, o desenvolvimento que o autor considerou adequado para este projecto.

Após o dimensionamento do equipamento principal, e dos equipamentos complementares, foi tomada a liberdade para efectuar um estudo das condições que limitam o correcto funcionamento do equipamento a nível de:

- Temperaturas exteriores
- Taxas de recirculação de ar

Por último, foi feita uma avaliação de custos de operação do equipamento relativamente ao processo de secagem.

Abstract

This written work focuses its study on a method for dimensioning a system of continuous drying solids on linear transportation carpet.

The primary stage of this work addresses concepts on corks and drying solids thematic, which are very important factors of the drying kinetics.

It is followed by a theoretic mechanical analysis of the drying equipment. The main objective, the working principle and the end customer's requests are explained.

The next logical step was to conduct a study on the thermodynamics involved on the developing equipment. Here it's explained what can be applied, how to apply and remarkable results of what has been applied.

The thermodynamic/mechanical study obtained equations provide logical algorithms that, with the help of EES and/or Excel, are transformed into independent calculus modules. The equations are connected through a chart mesh, where the obtained results are stored and converge to allow the user an enlarged vision of the dimensioned systems specifications.

The algorithms can be found on the dimensioning and results analysis chapter. In this chapter a step by step insight on the development the author thought appropriate for this project is found.

After the dimensioning of the main and secondary equipments, is appropriate a study on the conditions that limit the equipment's proper running:

- External temperatures
- Air recirculation rates

Finally, an economic/financial evaluation was conducted on the equipment expenses of the drying process.

Índice de Conteúdos

1 Introdução 1

1.1 Apresentação do tema 3

1.2 Objectivos principais do projecto 4

1.3 Organização da dissertação 5

2 A Cortiça e a Temática de Secagem 7

2.1 A cortiça – propriedades 9

2.1.1 Estrutura e composição da cortiça 9

2.1.2 Da árvore à garrafa 10

2.2 Generalidades sobre a secagem 12

2.2.1 Métodos de secagem 12

2.3 Humidade nos sólidos 13

2.3.1 Proporção de humidade num sólido 14

2.3.2 Teor de humidade de equilíbrio 14

2.4 Classificação dos sólidos 15

2.5 Isotérmicas de dessorção e adsorção 15

2.6 Influência de condições externas 16

2.7 Curvas de secagem 16

2.7.1 Conceito de curva característica de secagem 18

2.7.2 Processos de movimentação de humidade 19

3 Análise Mecânica de um Secador Linear de Tapetes 21

3.1 Secadores contínuos de ar quente 23

3.2 Sistema de tapetes/transporte de cortiça 23

3.3 Sistema queimador-misturador-permutador 25

3.3.1 Queimador 26

3.3.2 Misturador 28

3.3.3 Permutador 29

4 Análise Termodinâmica da Cinética de Secagem 35

4.1 Modelação matemática do equipamento em estudo 37

4.2 Evolução do ar e do sólido dentro do secador 39

5 Dimensionamento/Resultados 43
5.1 Curvas de secagem 45
5.1.1 Determinação da curva de secagem da rolha 45
5.1.2 Curva de secagem obtida versus curvas de secagem reais 49
5.2 Psicrometria da secagem 52
5.3 Dimensionamento da carga e da velocidade linear dos tapetes 56
5.4 Perdas de calor no equipamento de secagem 57
5.5 Análise tapete a tapete 64
5.6 Equipamentos constituintes da máquina 67
5.6.1 Permutador 67
5.6.2 Queimador/Misturador 70
5.6.3 Ventilador principal 73
5.7 Condições limite para condições atmosféricas adversas e para a taxa de recirculação de ar 80
5.8 Custos de processo/Avaliação final 81
6 Conclusões 83
7 Bibliografia 87
8 Anexos 89
Anexo A 89
Anexo B 93
Anexo C 97
Anexo D 101
Anexo E 105
Anexo F 109
Anexo G 113

Índice de Figuras

Figura 2.1 - Tipos de humidade presentes num sólido (Treybal, 1980) 13

Figura 2.2 – Curvas de adsorção e dessorção (Mujumdar e Menon, 1995) 15

Figura 2.3 – Domínios distintos de uma curva de secagem (Molnár, 1995) 17

Figura 2.4 – Períodos distintos da etapa de secagem de um sólido (Molnár, 1995) 17

Figura 3.1 - Esquema simplificado do percurso efectuado pelos fluidos 25

Figura 3.2 – Emissão de poluentes na combustão (Pinheiro et al, 1995) 26

Figura 3.3 – Correntes de entrada e saída do misturador 28

Figura 3.4 – Imagem representativa do tipo de permutador seleccionado 29

Figura 3.5 – Escoamento exterior no feixe de tubos (Fernandes, 2008) 32

Figura 4.1 - Esquema básico do equipamento de secagem 37

Figura 5.1 - Gráfico que relaciona o conteúdo de água (adimensional) a várias velocidades do ar de secagem a 80˚C (dados experimentais) (Martins et al, 1994) 49

Figura 5.2 - Gráfico que relaciona o conteúdo de água (adimensional) a várias velocidades do ar de secagem a 80˚C (equação obtida) 50

Figura 5.3 - Comparação entre curvas reais e curvas calculadas (velocidade do ar) 50

Figura 5.4 - Gráfico que relaciona o conteúdo de água (base mássica seca) a duas temperaturas do ar de secagem e para uma velocidade de 1 m/s (dados experimentais) (Martins et al, 1994) 51

Figura 5.5 - Gráfico que relaciona o conteúdo de água (base seca) a duas temperaturas do ar de secagem a 1 m/s (equação obtida) 51

Figura 5.6 - Comparação entre curvas reais e curvas calculadas (temperatura do ar) 52

Figura 5.7 - Ar de entrada (condições do ar à entrada do permutador) 53

Figura 5.8 - Aquecimento sensível do ar até aos 80 graus 53

Figura 5.9 - Condições do ar após secagem do respectivo caudal de cortiça 54

Figura 5.10 - Condições psicométricas do ar após mistura com 20% ar novo 54

Figura 5.11 - Reaquecimento do ar de secagem com humidade absoluta constante até aos 80 graus.....55

Figura 5.12 – Representação esquemática do equipamento de secagem sugerido.....58

Figura 5.13 - Transferência de calor entre dois fluidos separados por uma parede constituída por duas camadas de materiais diferentes.....59

Figura 5.14 - Variação global da temperatura do ar de secagem (regime permanente).....65

Figura 5.15 - Variação do teor de humidade na base seca de uma rolha.....65

Figura 5.16 - Evolução da temperatura de saída do ar de secagem e do sólido.....66

Figura 5.17 - Esquema representativo do permutador (6 camadas de tubos contendo 9 fil).....69

Figura 5.18 - Constituintes do sistema queimador/misturador.....72

Figura 5.19 - Localização do misturador e conduta de ar desperdiçado pelo secador.....72

Figura 5.20 – Determinação das constantes para determinar perda de carga em permutador (Incropera, 2004).....76

Figura 5.21 - Circulação de ar nas condutas do equipamento.....77

Figura 5.22 - Perdas de carga em condutas circulares (www.decflex.com).....78

Figura 5.23 – Forma final do secador linear de rolhas de cortiça.....82

Figura 6.1 - Dimensões gerais do equipamento de secagem (dimensões em [mm]).....84

Nomenclatura

$\boldsymbol{a}$	Rácio molar oxigénio/ combustível	[kmol/kmol]
$\boldsymbol{A}$	Área	$[m^2]$
$\boldsymbol{A/C}$	Razão ar/combustível	$[kg_{ar}/kg_{comb}]$
$\boldsymbol{C_p}$	Calor específico a pressão constante	[kJ/kg.K]
$\boldsymbol{D}$	Diâmetro	[m]
$\boldsymbol{e}$	Excesso de ar	[%]
$\boldsymbol{g}$	Aceleração gravítica	$[m/s^2]$
$\boldsymbol{h}$	Altura de carga do tapete	[m]
$\boldsymbol{h_i}$	Entalpia inicial	[kJ/kg]
$\boldsymbol{n}$	Número de moles	[mol]
$\boldsymbol{N}$	Número de tubos	[-]
$\boldsymbol{P}$	Pressão	[Pa]
$\boldsymbol{PCI}$	Poder calorífico inferior do combustível	$[kJ/kg_{comb}]$
$\boldsymbol{Q}$	Calor	[J]
$\boldsymbol{\dot{Q}}$	Potência térmica	[W]
$\boldsymbol{q_{lv}}$	Calor latente de vaporização	[kJ/kg]
$\boldsymbol{r}$	Taxa de recirculação de ar	[%]
$\boldsymbol{R}$	Constante dos gases perfeitos	[kJ/kg.K]
$\boldsymbol{r}$	Riqueza	[%]
$\boldsymbol{R_{eq}}$	Resistência equivalente	[K/W]
$\boldsymbol{T}$	Temperatura	[˚C]
$\boldsymbol{t}$	Tempo	[s]
$\boldsymbol{U}$	Coeficiente global de transferência de calor	[W/m^2.K]
$\boldsymbol{V}$	Volume	$[m^3]$
$\boldsymbol{Vel}$	Velocidade do ar	[m/s]
$\boldsymbol{Y}$	Teor de humidade do sólido na base seca	[kg água/kg sólido seco]
$\boldsymbol{W}$	Humidade absoluta do ar	[kg água/kg ar seco]

Letras gregas

$\boldsymbol{\alpha_c}$	Coeficiente de transferência de calor	[W/(m^2.K)]
Δ	Variação	
$\boldsymbol{\lambda}$	Condutividade térmica	[W/(m.K)]
$\boldsymbol{v}$	Viscosidade cinemática	[m^2/s]
$\boldsymbol{\Phi}$	Teor de humidade adimensional	[-]
$\boldsymbol{\Phi S}$	Esfericidade	
$\boldsymbol{\rho}$	Massa volúmica	[kg/m^3]
μ	Viscosidade dinâmica	[N.s/m^2]

Parâmetros adimensionais

$\overline{Nu}$	Número de Nusselt médio
Nu	Número de Nusselt
$\overline{Pr}$	Número de Prandtl médio
Pr	Número de Prandtl
$\overline{Pr}$	Número de Reynolds médio
Re	Número de Reynolds

Outros Índices

ads	Adsorção
AEP	Ar Entrada Permutador
arb	Arbitrado
ASE	Ar Saída do Equipamento
bh	Base húmida
bs	Base seca
c	Critico
$calc$	Calculado
$comb$	Combustível
$cond1$	Conducção do fluido 1
$cond2$	Conducção do fluido 2
$conv1$	Convecção do fluido 1
$conv2$	Convecção do fluido 2
$cort$	Cortiça
des	Dessorção
e	Equilíbrio/ Equivalente
exp	Experimental
ext	Exterior
f	Frio
ff	Fluido frio
fq	Fluido quente
GC	Gases de Combustão
i	*"In"*/ Entrada / Inicial
int	Interior
mat	Material
$máx$	Máximo
o	*"Out"*/Saída/ Final
p	Perdas de calor
$perm$	Permutador
q	Quente
s	Superfície
$s1$	Superfície do fluido 1
$s2$	Superfície do fluido 2
ref	Referência

1 Introdução

1.1 Apresentação do tema

1.2 Objectivos principais do projecto

1.3 Organização do projecto

1.1 Apresentação do tema

Existem diversos tipos de secagem, desde os mais tradicionais, como a secagem em estufas simples com recurso ao aquecimento solar, aos mais industrializados como os secadores por cargas em leito (fixo ou em jorro) ou os secadores contínuos de tapetes rolantes ou mesas vibratórias.

A selecção de um secador é uma tarefa conjunta, dependendo mais da experiência do instalador do que de análises puramente teóricas. Esta dificuldade tem aumentado à medida que se recorre a tecnologias de secagem diversas e mais complexas. A tarefa de seleccionar um secador é fortemente condicionada pela necessidade de controlar parâmetros como:

- A qualidade
- As taxas de produção
- Os custos energéticos
- As implicações ambientais

Atender à experiência dos fabricantes, dos utilizadores e recorrer à realização de testes em instalações laboratoriais/industriais e unidades piloto, permitem avaliar e comparar diversas alternativas, e assim encontrar a melhor solução para cada caso. Também se admite que o desenvolvimento de programas de simulação dos processos de secagem, bem como a aplicação de fórmulas e equações que os traduzam, possam constituir uma ferramenta fundamental para a selecção de secadores.

Dada a escassez de tempo, este vasto tema vai-se confinar, durante este trabalho, a um estudo cinético e termodinâmico da aplicação de secadores contínuos de tapetes de rolos.

1.2 Objectivos principais do projecto

O principal objectivo deste trabalho, é transmitir ao leitor um método simples, com base em deduções e conclusões assertivas, para se proceder a um estudo teórico de um secador de rolhas linear de tapetes de rolos para secagem de 40000 rolhas/h.

Para se poder efectuar um estudo completo do equipamento, é necessário ter em conta alguns aspectos importantes:

- Aspectos térmicos e mecânicos
- Psicrometria da secagem
- Sistemas auxiliares (permutadores, ventiladores, queimadores, etc.)
- Custos de funcionamento (gás e electricidade)

Assim, para atingir o objectivo fundamental foi necessário estabelecer uma metodologia para o dimensionamento térmico e mecânico de secadores lineares destinados à secagem de rolhas de cortiça ou de outros materiais afins.

Trata-se de um projecto em que, para além de se atender a parâmetros de natureza térmica, atende-se também ao estudo de aspectos do seu funcionamento mecânico, nomeadamente no que se refere à evolução das partículas do sólido a secar no interior do secador, sem os quais não é possível prever, quer a cinética de secagem, quer o comportamento térmico do sistema, designadamente em termos de custos energéticos.

1.3 Organização da dissertação

Este projecto encontra-se dividido em seis capítulos.

Primeiro Capítulo – *Introdução* – é feito um enquadramento do tema em estudo, salientando-se algumas questões ainda por resolver, e descrevem-se os objectivos a que o presente trabalho se propõe responder.

Segundo Capítulo – *Noções gerais sobre secagem* - são referidos aspectos fundamentais sobre os fenómenos de secagem de materiais sólidos em forma de partículas e as metodologias mais usadas para o estudo em questão.

Terceiro Capítulo – *Princípios de funcionamento de um secador de tapetes* – apresentam-se as metodologias usadas neste trabalho para o estudo mecânico dos secadores lineares de tapetes.

Quarto Capítulo – *Análise Termodinâmica e Cinética da Secagem* – aborda-se a questão térmica e cinética dos secadores.

Quinto Capítulo – *Dimensionamento/Resultados* – aborda-se a questão do dimensionamento mecânico do secador de tapetes, assim como, do sistema de aquecimento de ar e psicrometria do sistema. É feita ainda a discussão dos resultados obtidos no presente estudo à medida que são calculados.

Sexto Capítulo – *Conclusão* – são apresentadas as conclusões do presente trabalho e sugestões para trabalhos futuros.

2 A Cortiça e a Temática de Secagem

2.1 A cortiça - propriedades

2.2 Generalidades sobre a secagem

2.3 Humidade nos sólidos

2.4 Classificação dos sólidos

2.5 Isotérmicas de dessorção e adsorção

2.6 Influência de condições externas

2.7 Curvas de secagem

2.1 A cortiça – propriedades

A cortiça é um material de origem vegetal da casca (súber) dos sobreiros (*Quercus suber*). Esta espécie cresce maioritariamente em Portugal, Espanha, sul de França, Itália e nos países do Magrebe.

A cortiça é composta por uma estrutura alveolar, com mais de 40 milhões de células[1] por centímetro cúbico. Devido à grande quantidade de ar no interior dos alvéolos e à baixa densidade das suas membranas, a leveza é uma das principais qualidades da cortiça. A sua excelente capacidade de compressibilidade, aliada à flexibilidade e à elasticidade das suas membranas, permite a rápida restauração da sua forma original após compressão.

A cortiça é natural, reciclável e biodegradável; consequentemente, as rolhas de cortiça também o são. Nenhum material tem características comparáveis às da cortiça. As rolhas de cortiça, uma vez usadas são recicladas e utilizadas novamente em outras áreas, como por exemplo, em revestimentos de solos, em isolamentos (térmicos e acústicos), em componentes para calçado e para a indústria automóvel.

As principais propriedades da cortiça, segundo *Cork Information Bureau* (2009) são:

- Flexibilidade
- Elasticidade
- Compressibilidade
- Resiliência (acumula energia quando exigida ou submetida a forças sem ocorrer ruptura)
- Impermeabilidade
- Leveza
- Capacidade de isolamento

2.1.1 Estrutura e composição da cortiça

As células da cortiça têm a forma de prisma pentagonal e, por vezes, hexagonal. A altura de um destes minúsculos prismas ronda os 40 a 50 micrómetros (milésimos de milímetro). As células mais pequenas medem 10 e 20 micrómetros.

A suberina, o principal componente da cortiça, é uma mistura de ácidos orgânicos que se apresenta sob a forma de gordura ou que, pelo menos, se assemelha a corpos gordos.

[1] Após a invenção do microscópio óptico, em 1660, o cientista inglês Robert Hooke foi o primeiro a observar a estrutura da cortiça, e a inventar o termo "célula", até hoje utilizado.

As características da suberina são notáveis: é insolúvel na água, no álcool, no éter, no clorofórmio, no ácido sulfúrico concentrado, no ácido clorídrico, entre outros.

Segundo *APCOR – Associação Portuguesa de Cortiça* (2010), a composição química da cortiça engloba vários compostos, cujos valores médios são:

- Suberina (45%) – o principal componente das paredes da cortiça e responsável pela sua resiliência e impermeabilidade;
- Lenhina (27%) – o componente de ligação;
- Polissacarídeos (12%) – o componente das células da cortiça que permite definir a sua textura;
- Taninos (6%) – polifenol responsável pela cor;
- Ceróides (5%) – hidrófilo que assegura a impenetrabilidade da cortiça;
- Água mineral, glicerina e outros componentes que fazem 5%.

2.1.2 Da árvore à garrafa

O descortiçamento

O descortiçamento é o processo de extracção de parte da casca dos sobreiros, ou seja da cortiça, que os reveste. A época mais favorável para o descortiçamento é entre Maio/Junho e Agosto. É apenas a partir da terceira tirada que se obtém a cortiça com características ideais para a produção de rolhas, a denominada “cortiça amadia”. A partir dessa etapa, o sobreiro passa a fornecer cortiça de boa qualidade, a cada nove anos, por um período compreendido entre 150 a 200 anos, o que faz dela um recurso sustentável. Mais informação pode ser encontrada em referência *Cork Information Burea,*(2009).

O processo de descortiçamento é composto por cinco fases:

- Abertura
- Separação
- Divisão
- Extracção
- Remoção

Após o descortiçamento

Após a extracção das pranchas de cortiça, e com base na sua qualidade, estas são separadas de acordo com o fim a que se destinam: rolhas de cortiça, discos, ou aglomerados de cortiça.

As pranchas seleccionadas são empilhadas, de forma a permanecerem expostas aos elementos atmosféricos pelo menos seis meses. Este processo permite a remoção da maior parte da seiva, os polifenóis oxidam e a textura da cortiça estabiliza.

Uma vez estabilizadas, as pranchas são cozidas em água limpa garantindo uma necessária redução na microflora. Antes da cozedura, as células da cortiça apresentam-se frouxas e engelhadas. Porém, após o processo de cozedura[2], o gás existente nas células expande-se, criando uma estrutura celular muito densa e mais uniforme. Este processo de água quente aumenta o volume da cortiça em cerca de 20%, tornando-a mais lisa e macia, logo mais fácil de trabalhar.

Em seguida, as pranchas de cortiça são aparadas e separadas de acordo com a sua espessura e qualidade, em função da porosidade e de certos defeitos estruturais que possam apresentar.

Após esta triagem, as pranchas são cortadas em tiras, conhecidas na linguagem técnica por traços, com largura suficiente para a produção de rolhas. Da perfuração destas tiras com uma broca resultam finalmente as rolhas de cortiça. Após a brocagem, o tamanho das extremidades das rolhas é rectificado, procedendo-se então ao seu polimento.

Posteriormente, procede-se ao exame minucioso das rolhas de cortiça através de leitores ópticos automatizados, de forma a poder-se eliminar todas as rolhas defeituosas. Contudo o processo de exame das rolhas das melhores qualidades ainda passa pela observação visual por funcionárias, que conseguem ainda superar, em termos qualitativos, os meios automáticos de exame.

Uma vez seleccionadas, as rolhas de cortiça são submetidas a um processo de lavagem e desinfecção.

Em seguida, efectua-se a secagem das rolhas em estufas ou secadores especiais. Com a diminuição e a estabilização do teor da humidade (que não altera nem danifica a estrutura das células), maximiza-se a eficácia da rolha como vedante e minimiza-se a contaminação microbiana.

Após a selecção final e marcação de acordo com as especificações do cliente, as rolhas são revestidas com silicone ou parafina, o que vai facilitar a sua introdução e extracção nas garrafas, melhorando simultaneamente a sua capacidade de vedação.

[2] Procedimento normalizado e definido pelo Código Internacional das Práticas Rolheiras.

Por último, as rolhas são sujeitas a um processo de contagem automático, desinfectadas com dióxido de enxofre, e seladas em sacos contendo o mesmo componente.

2.2 Generalidades sobre a secagem

A secagem é uma das operações industriais mais utilizadas, com aplicações tanto no acabamento final ou equilíbrio da humidade dos diversos materiais processados com o ar ambiente, como também para a sua melhor conservação, como é o caso das rolhas. Actualmente o processo de secagem é objecto de intensos estudos académicos e industriais. Esta atenção deve-se ao facto desta etapa ser uma grande consumidora energética no processo produtivo. É, portanto de grande importância compreender os mecanismos envolvidos no processo de secagem, de forma a que se consiga optimizar custos, equipamentos e todo o processo em geral.

A secagem térmica é um processo de remoção de substâncias voláteis de sólidos; e quando um sólido é submetido a este tipo de tratamento, dois processos ocorrem em simultâneo:

- Transferência de energia do meio envolvente para evaporar a humidade à superfície, dependendo apenas de condições externas como a velocidade, a humidade e a temperatura do ar;
- Deslocação da humidade interna até à superfície, e sua subsequente evaporação, resultado natural da estrutura física do material, da temperatura e do teor da humidade.

Segundo *Magalhães* (2004), a taxa de secagem depende da velocidade à qual estes dois processos ocorrem.

2.2.1 Métodos de secagem

Os processos de transferência de energia térmica do meio ambiente para a superfície húmida do sólido são geralmente divididos em radiação, condução e convecção.

A primeira forma de transferência de calor é por radiação térmica, a que frequentemente se chama de luz, visível ou não. Esta é o modo, por exemplo, de o sol transferir energia para a Terra através do espaço vazio.

A radiação térmica, sendo uma onda, carrega energia, e pode mover-se de um lugar para outro sem a necessidade de um meio material. Pode estar na forma de luz visível quando ela atinge o planeta terra e a ve, mas também pode estar na forma de infravermelhos ou ultravioletas. O aquecimento por radiação térmica é conseguido através de fontes de radiação electromagnética, com gamas de comprimento de onda compreendidos entre 0,1 µm e 100µm.

Como vantagem, é de referir a homogeneidade do produto seco. Contudo o investimento e a operação têm custos elevados, pelo que a secagem por radiação é apenas utilizada em produtos de elevado valor.

Segue-se a condução. A condução de calor é mais apropriada para materiais finos ou com elevado teor de humidade. Todo o calor necessário para a remoção da humidade é fornecido pelas superfícies quentes do interior do secador. Este método tem a vantagem de ser de baixo consumo energético, contudo o controlo da temperatura é difícil.

Por último, tem-se a convecção. Este é o método de aquecimento mais utilizado na indústria. Neste processo, um gás é pré-aquecido e difundido sobre o material a secar, removendo e transportando a humidade. As condições de secagem são por isso facilmente controladas, sendo que a temperatura do material nunca ultrapassa a temperatura do gás.

2.3 Humidade nos sólidos

Segundo *Mujumdar e Menon* (1995), a humidade existente no interior dos sólidos que exerce uma pressão de vapor inferior à exercida por uma superfície plana de um líquido puro (pressão de saturação) é designada por *humidade ligada ou higroscópica.*

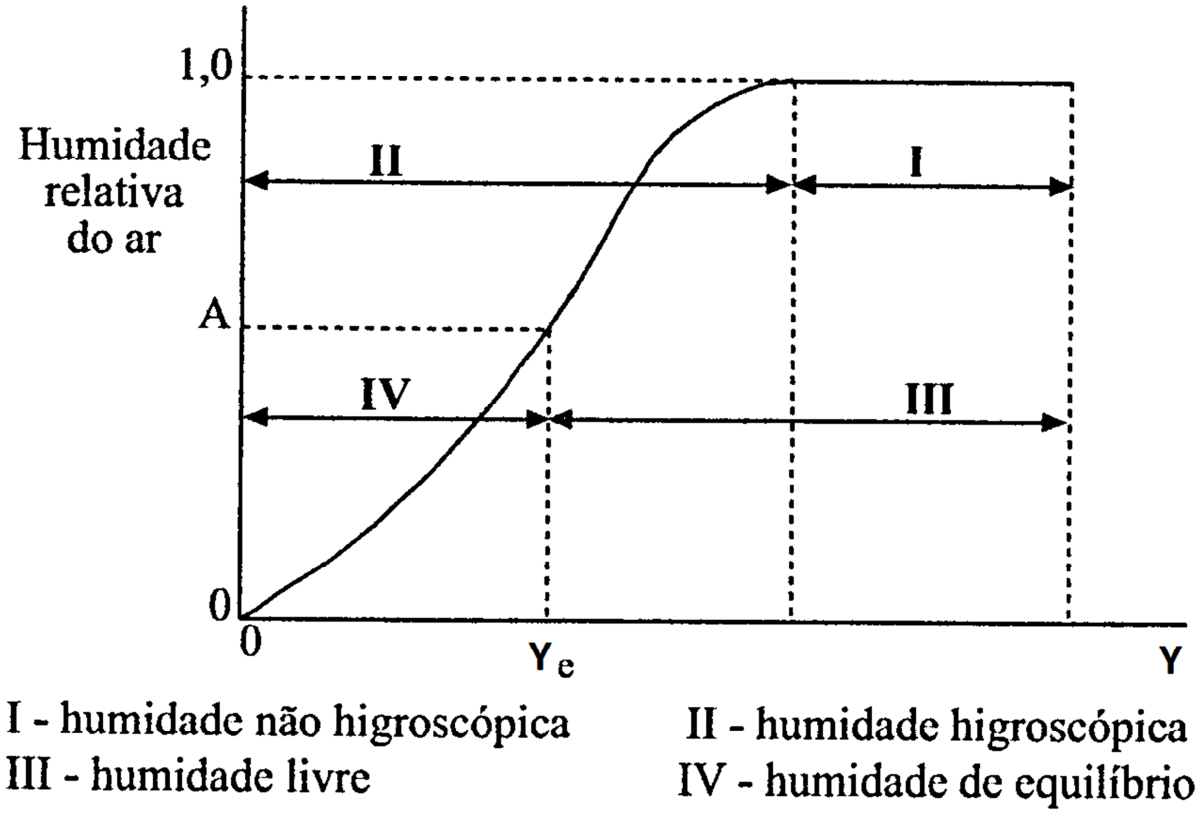


Figura 2.1 - Tipos de humidade presentes num sólido (Treybal, 1980)

Por sua vez a humidade que excede a humidade ligada, i.e., cuja pressão de vapor é idêntica à pressão de saturação é chamada *humidade não ligada* ou *não higroscópica*. Por *humidade livre* entende-se a que se encontra no sólido em um teor superior ao de equilíbrio relativamente às condições externas.

2.3.1 Proporção de humidade num sólido

O teor de humidade é definido de duas formas: na base húmida (equação 2.1) ou na base seca (equação 2.2). Em base húmida, é definido pelo quociente entre a massa de humidade do sólido e a sua massa total:

$$Y_{bh} = \frac{m_h}{m_t} = \frac{m_t - m_s}{m_t}$$

(EQ. 2.1)

Onde,

m_t - massa total do sólido;
m_s - massa do sólido sem humidade;
m_h - massa de humidade no sólido.

Em base seca, é definido através do quociente entre a massa de humidade do sólido e a sua massa seca:

$$Y_{bs} = \frac{m_h}{m_s} = \frac{m_t - m_s}{m_s}$$

(EQ. 2.2)

2.3.2 Teor de humidade de equilíbrio

Sempre que um sólido húmido é mantido em contacto com o ar a uma temperatura, pressão e humidade relativamente constantes, por um período de tempo indeterminado, o teor de humidade desse sólido aproxima-se de um valor constante: humidade de equilíbrio Y_e. Esta propriedade indica a mínima percentagem de água contida no sólido. Quanto mais quente estiver o sólido, menor será a sua humidade de equilíbrio.

2.4 Classificação dos sólidos

Estruturalmente, classificam-se os sólidos como porosos (higroscópicos ou capilares) e coloidais.

Materiais porosos higroscópicos. Estes sólidos caracterizam-se por terem espaços porosos facilmente identificáveis e conterem uma larga quantidade de água fisicamente ligada. Esta classe pode ser ainda subdividida em materiais porosos higroscópicos (cortiça, madeiras, argilas) e estritamente higroscópicos (alumina, zeólitos, sílica gel).

Materiais porosos capilares. Estes sólidos caracterizam-se por terem espaços porosos facilmente identificáveis e cheios de líquido ou ar, conforme o sólido está saturado ou completamente seco. Como este material é não higroscópico, a quantidade de água fisicamente ligada é desprezável. Exemplos: areia, materiais cerâmicos.

Materiais coloidais. Nesta classe os materiais não possuem espaços porosos, como tal a evaporação tem lugar à superfície dos sólidos. Exemplos: Sabão, cola entre outros.

2.5 Isotérmicas de dessorção e adsorção

Estabilizando a temperatura do sistema gás-sólido e variando a humidade ambiente, obtém-se, para cada valor desta, o teor de humidade do sólido. Partindo de uma humidade relativa do ar nula até ser atingida a saturação, determina-se a curva de adsorção. Se o processo é inverso, partindo de uma saturação de 100% até atingir a humidade relativa nula, obtém-se a curva de dessorção.

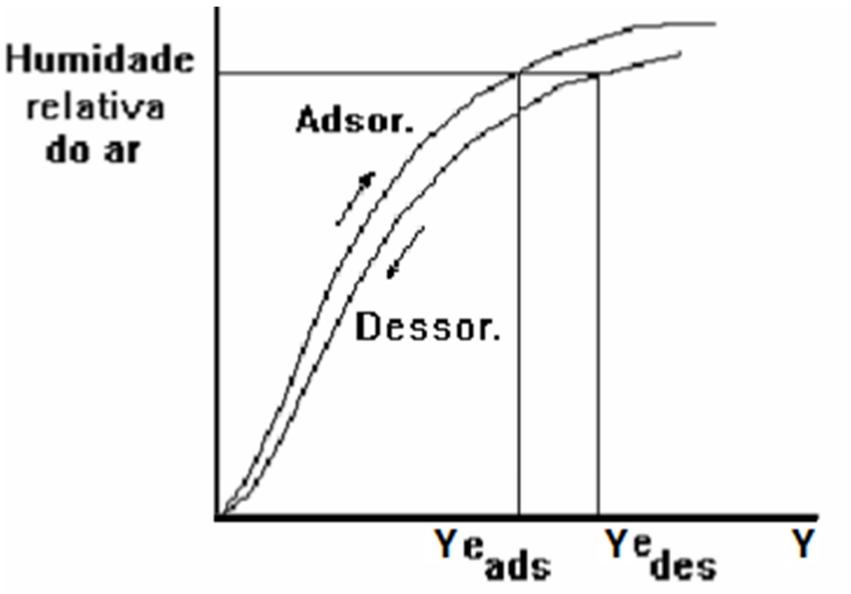


Figura 2.2 – Curvas de adsorção e dessorção (Mujumdar e Menon, 1995)

Geralmente, estas duas curvas não se sobrepõem originando histerese. Esta explica-se considerando um poro ligado e envolvido por capilares *Kessler*, (1981). Durante a adsorção, os poros esvaziam-se e os capilares enchem-se à medida que a humidade relativa do ar aumenta. Somente quando a pressão parcial de vapor do ar é mais elevada que a pressão de vapor do líquido no capilar, se verifica que a humidade se move para dentro do poro.

Partindo de uma situação de saturação, o poro está cheio de líquido. Este escapa, quando a pressão parcial do ar for inferior à pressão de vapor do líquido capilar. Como o sistema de poros tem, usualmente, uma gama de diâmetros superior ao dos capilares, a diferença entre a adsorção e dessorção torna-se visível.

2.6 Influência de condições externas

Os agentes que mais influenciam o processo de secagem são a humidade do ar e do sólido a secar, a velocidade do ar de secagem, a temperatura e o escoamento do ar, a forma geométrica das peças (sólidos), a qualidade de agitação e o transporte das peças no decorrer do processo.

2.7 Curvas de secagem

As curvas de secagem são geralmente apresentadas de duas formas:

- Teor de humidade no sólido/ tempo de secagem (Figura 2.3).
- Taxa de evaporação / teor de humidade no sólido (Figura 2.4).

A taxa de evaporação, *N*, é o simétrico da derivada do teor de humidade média em ordem ao tempo:

$$N = -\frac{d\bar{Y}}{dt}$$

(EQ. 2.3)

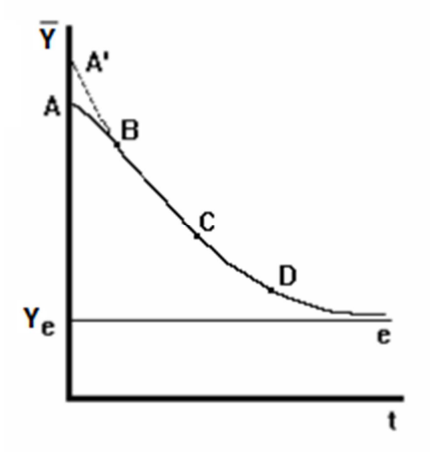


Figura 2.3 – Domínios distintos de uma curva de secagem (Molnár, 1995)

Após a análise das curvas das figura 2.3 e 2.4 observam-se quatro domínios singulares:

Período Inicial Transitório. Durante esta fase há um acerto na temperatura do sólido, até se atingir um determinado valor de equilíbrio, T_e. Se a transferência de calor por radiação for desprezável face à convecção, T_e será a temperatura de bolbo húmido; caso contrário, será maior do que este valor. Para a mistura ar-água, a temperatura de bolbo húmido aproxima-se da de saturação adiabática. No caso da temperatura inicial do sólido ser inferior a T_e, verifica-se um aquecimento segundo a evolução de A para B. Inversamente, nota-se um arrefecimento evoluindo de A' para B, como ilustrado pelas figuras 2.3 e 2.4.

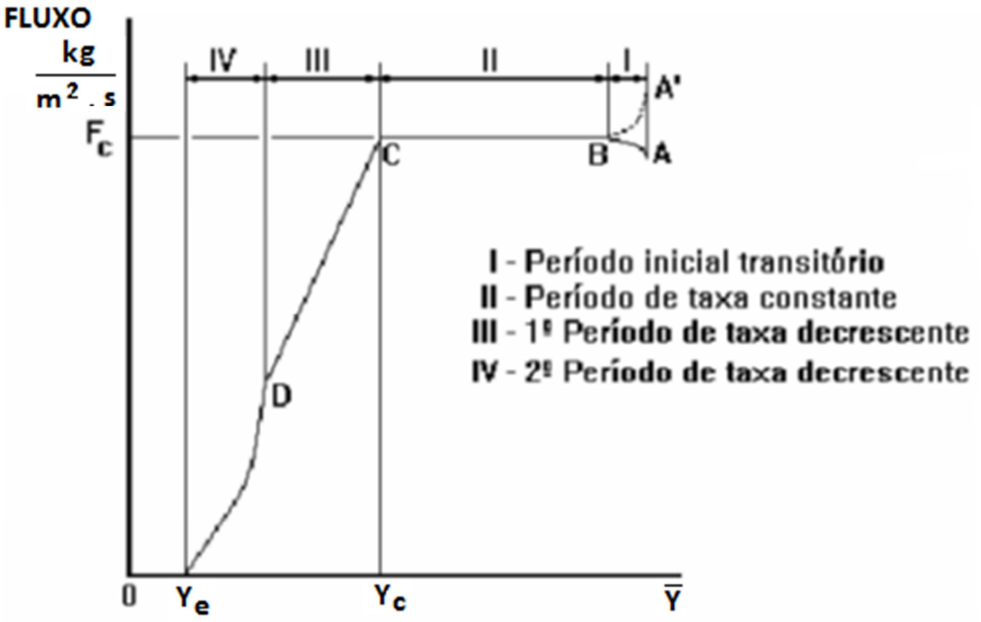


Figura 2.4 – Períodos distintos da etapa de secagem de um sólido (Molnár, 1995)

Período de Taxa de Secagem Constante. Inicialmente, o material contém uma quantidade elevada de humidade não higroscópica, podendo apresentar-se à superfície. Esta humidade superficial é alimentada através da rápida movimentação da água pelos interstícios do sólido. Neste caso, depois de se atingir o ponto B encontra-se o equilíbrio entre a transferência de calor do ar para a superfície do material e a energia absorvida na evaporação do líquido. A cinética da evaporação é controlada apenas pelos factores exteriores. Mantendo constantes a temperatura, a velocidade e a humidade relativa, a taxa de evaporação mantém-se também constante por um período de tempo (linha horizontal entre os pontos B e C).

Primeiro Período de Taxa Decrescente. À medida que a humidade não higroscópica diminui, os poros do material ficam mais desprovidos de líquido e a alimentação da película de humidade da superfície é descontinuada, provocando o aparecimento de áreas secas na superfície do sólido. À medida que estas áreas aumentam, a taxa de evaporação diminui. O instante de transição é conhecido como ponto crítico e o correspondente teor médio de humidade por humidade crítica Y_c (ponto onde o fluxo deixa de ser constante).

Segundo Período de Taxa Decrescente. Quando a humidade superficial desaparece na sua totalidade, dá-se início a uma nova fase na qual se intensifica ainda mais a descida da taxa de evaporação, surge um gradiente acentuado da concentração da humidade entre o interior e a superfície do sólido. A cinética passa a ser controlada pelos mecanismos de migração de água no interior daquele, tornando irrelevantes variáveis como velocidade e humidade relativa do ar.

2.7.1 Conceito de curva característica de secagem

Com o objectivo de encontrar uma melhor modelação matemática, as variáveis experimentais devem ser regularizados para que os resultados obtidos possam ser aplicados a um dado material em diversas condições. As curvas de cinética de secagem, de um dado sólido, determinadas sob várias condições, são geometricamente semelhantes. Se estas curvas forem normalizadas, obtém-se apenas uma curva característica de secagem para um material particular. O teor de humidade característico é dado por:

$$\Phi = \frac{\overline{Y} - Y_e}{Y_c - Y_e}$$

(EQ. 2.4)

Onde Y é a humidade do sólido, Y_e a humidade de equilíbrio e Y_c a humidade crítica do material. Na ausência do período de taxa de evaporação constante, a taxa de teor de humidade característico é dada por:

$$\Phi = \frac{\overline{Y} - Y_e}{Y_i - Y_e}$$

(EQ. 2.5)

Onde Y_i é a humidade inicial do material.

2.7.2 Processos de movimentação de humidade

Ocorrem vários processos de transporte da humidade no interior dos materiais que podem actuar em conjunto ou individualmente Fortes e Okos, (1980):

Difusão de Knusen: ocorre quando o percurso médio livre das moléculas de vapor é da mesma ordem de grandeza do diâmetro dos poros. Este mecanismo é relevante na secagem sob condições de vácuo.

Difusão de líquido e/ou vapor: é um mecanismo importante quando existem fortes gradientes de concentração de líquido ou de pressão parcial do vapor no material. Estes processos são mais frequentes na fase final do processo de secagem.

Movimentação de líquido devido a forças capilares: acontece quando existem elevados teores de humidade, isto é, na fase inicial da secagem especialmente durante o período de taxa de evaporação constante.

Evaporação – Condensação: quando não existe equilíbrio termodinâmico entre o líquido e o vapor, ocorrem contínuos fenómenos de evaporação-condensação, que actuam como mecanismo de transporte de humidade.

Fluxo de líquido ou vapor devido a gradientes de pressão total elevados: estes gradientes existem devido à pressão externa, elevadas temperaturas, capilaridade e diminuição do volume do material.

Este processo torna-se relevante apenas em duas situações:

- Com materiais que sofrem significativas contracções superficiais no começo do processo de secagem. A saída da fase líquida ou vapor beneficia das tensões internas de compressão.

- Em secagem a alta temperatura podem gerar-se pressões elevadas no interior do sólido que expulsam a humidade para o exterior.

3 Análise Mecânica de um Secador Linear de Tapetes

3.1 Secadores contínuos de ar quente

3.2 Sistema de tapetes/transporte de cortiça

3.3 Sistema queimador-misturador-permutador

3.1 Secadores contínuos de ar quente

Segundo Costa (2008), os secadores a ar quente contínuos caracterizam-se pela movimentação do material a secar, que é retirado continuamente do equipamento com o baixo teor de humidade pretendido.

Neste caso, o deslocamento do ar em relação ao deslocamento do material a secar pode ser:

- Equicorrente
- Contracorrente
- Correntes cruzadas
- Corrente mista

Do ponto de vista da eficiência da transmissão de calor, o fluxo mais indicado é o contracorrente, embora possam ser feitas as seguintes restrições:

- Durante a fase de secagem propriamente dita, que é a mais significativa do processo, como o material mantém a sua temperatura praticamente constante, a disposição do fluxo equicorrente ou contracorrente é indiferente, do ponto de vista da eficiência da transmissão de calor.

- Na disposição contracorrente, o ar à saída do secador apresenta uma baixa temperatura e elevada humidade, mas o material seco pode abandonar o secador muito quente, o que contribui para reduzir o rendimento térmico do processo.

Este inconveniente, em equipamentos mais importantes, pode ser contornado, munindo-se caso necessário o processo uma fase adicional de pré-aquecimento do ar de secagem à custa do material que deixa o secador.

3.2 Sistema de tapetes/transporte de cortiça

O equipamento em desenvolvimento deverá ser constituído por um sistema contínuo e linear movimentado através de tapetes de rolos.

Toda a modelação matemática do equipamento principal, deverá ser tratado em termos de caudais mássicos ou volúmicos, de entrada e de saída quer de sólido quer de gás de secagem.

Independentemente da capacidade específica do equipamento de secagem, ou da respectiva linha de produção, a transferência de produtos intermédios na implantação fabril ou a optimização automatizada de um determinado equipamento, poderão ser a diferença competitiva determinante.

Um secador linear de rolhas de cortiça diferencia-se de um sistema de secagem através de cargas distintas pelos seguintes aspectos:

- Permite a organização fabril em termos de continuidade de produção;
- Não existe necessidade de aguardar até que uma carga esteja completa para que possa ser processada a carga seguinte;
- Evita a existência de "tempos mortos" e "picos de trabalho" na linha de produção;
- Não existe necessidade de acumular e transportar a carga até ao equipamento de secagem;
- O equipamento irá trabalhar constantemente em regime permanente, não existindo mais do que dois períodos de aquecimento e arrefecimento do equipamento. (Não existe o "pára-arranca").

Não é de admirar portanto, a escolha do cliente por um sistema contínuo de secagem de rolhas, mas, no entanto, algumas desvantagens podem ser consideradas:

- Maior complexidade em controlar o tempo e a humidade final da cortiça;
- Equipamento mais complexo e com peças móveis no seu interior;
- Mais sujeito a avarias mecânicas.

O transporte de cortiça até à entrada do equipamento de secagem, é para já um dado desconhecido, mas a entrada das rolhas no equipamento poderá ser adaptada em qualquer altura para vários sistemas. De qualquer modo, este aspecto é irrelevante para o dimensionamento térmico do secador.

Nesta pré-análise do equipamento foi tomada em consideração que a entrada será feita por meio de uma tremonha[3] que deverá encontrar-se sempre que possível cheia, para evitar ao máximo as perdas de calor e de ar quente pela abertura de entrada.

A tremonha deverá ser regulável para que possa dispensar um caudal contínuo e nivelado de sólido por unidade de tempo.

Após este dispositivo, a cortiça será transportada já no interior do equipamento através de um determinado número de tapetes que deverá ser dimensionado de acordo com os requisitos do cliente, das condições básicas de estabilidade do equipamento (boa relação altura/largura/comprimento) e de acordo com o estágio temporal de secagem das rolhas (dado pelas curvas de secagem).

Já no interior do equipamento, o sólido deverá entrar na parte superior do equipamento, e ir descendo tapete a tapete por auxílio da força gravítica até atingir a saída colocada do mesmo lado da entrada, mas numa posição mais inferior.

[3] Tremonha é todo e qualquer reservatório com capacidade de dispensar o seu conteúdo de forma regulada.

Relativamente à saída, nada foi acordado nesta primeira fase do projecto térmico, com o cliente, mas fica ciente que, assim como a entrada, deverá ser o mais estanque possível, evitando deste modo desperdícios de energia.

Outro pormenor importante deste sistema encontra-se relacionado com a velocidade dos tapetes. Qualquer tapete no interior do equipamento deverá ter a mesma velocidade linear. Velocidades lineares diferentes irão proporcionar alturas de carga diferentes e portanto, variações de pressão diferentes. O ar de secagem terá tendência a passar pelas alturas de carga menores (menor atrito) influenciando de forma directa a cinética de secagem do equipamento.

3.3 Sistema queimador-misturador-permutador

O aumento da temperatura do ar à entrada do secador é conseguido através de um sistema queimador-misturador-permutador (figura 3.1). Isto é, diluem-se num misturador os gases quentes da combustão com o intuito de baixar a temperatura do fluido quente do permutador, que por sua vez transmite o calor para um fluido frio, o ar de entrada no secador.

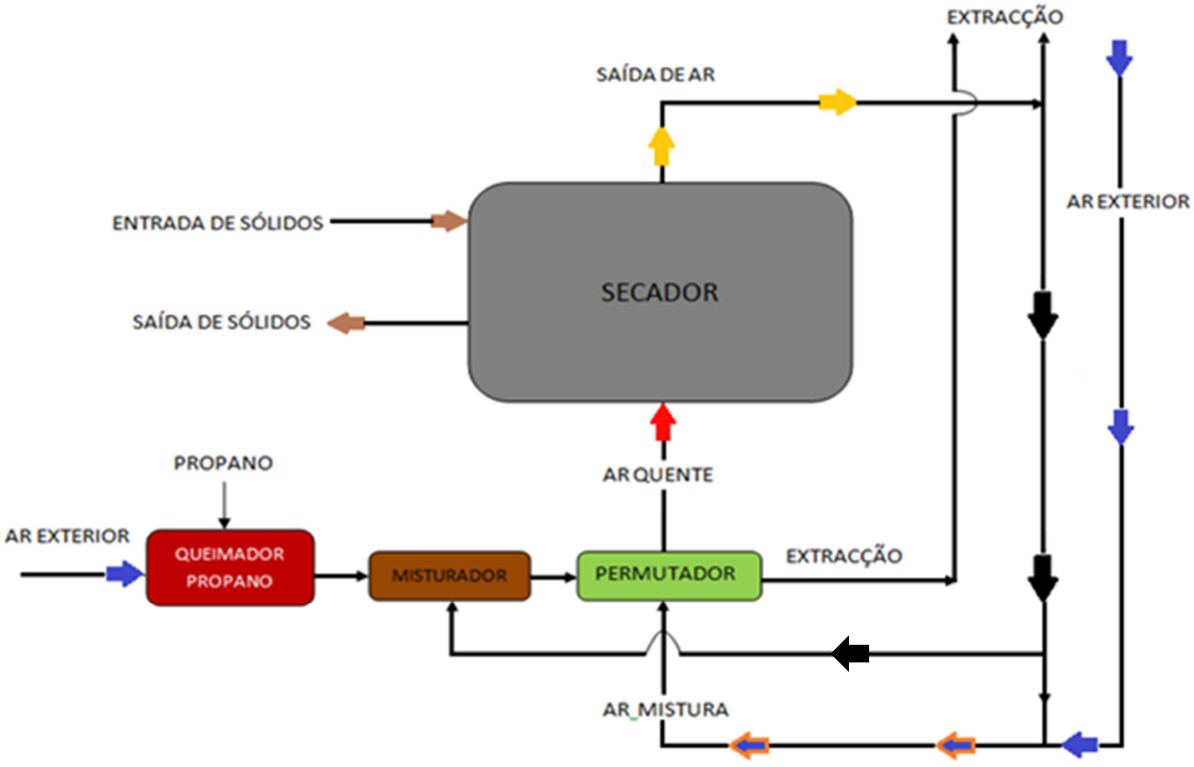


Figura 3.1 - Esquema simplificado do percurso efectuado pelos fluidos

3.3.1 Queimador

No queimador tem lugar a combustão do propano. Admitindo uma combustão completa em que os produtos desta combustão são constituídos por CO_2, H_2O, O_2 e N_2, a temperatura adiabática da chama, pode ser determinada com a ajuda de programas específicos ou através de processos analíticos baseados em simplificações aceitáveis.

A equação química geral fica:

$$k_0.C_xH_y + k_1.(O_2+3.76\cdot N_2) \rightarrow k_2.CO_2 + k_3.H_2O + k_4.O_2 + k_5.N_2$$

(EQ. 3.1)

Para se realizar uma combustão é necessário uma quantidade de ar estequiométrica, denominada de ar teórico. No entanto, para assegurar a combustão completa é necessário fornecer um pouco mais de ar, denominado muitas vezes por "excesso de ar". Este ar possibilita um teor de oxigénio suficiente para manter a chama até todo o combustível ter sido queimado, superando deste modo as deficiências de mistura do queimador.

O coeficiente de excesso de ar (*e*), é um modo de expressar a relação ar/combustível e é a razão entre a quantidade de ar utilizada na combustão e a quantidade de ar utilizada numa combustão idêntica mas estequiométrica.

O excesso de ar a utilizar em cada queima, deverá considerar efeitos tanto de boa eficiência, como de baixa poluição. Na figura 3.2, é possível verificar que uma combustão com excesso de ar inferior a α_1 (zona A), não é aceitável porque o teor de CO nos produtos da combustão excede os limites.

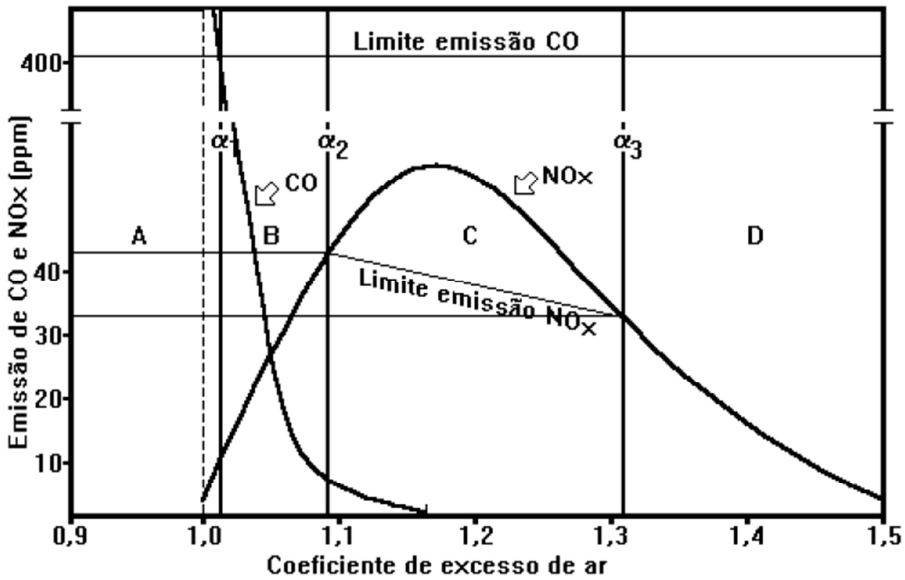


Figura 3.2 – Emissão de poluentes na combustão (Pinheiro et al, 1995)

Já na Zona B, tem-se uma combustão quase completa e uma baixa emissão de CO e NOx, correspondendo ao mesmo tempo a altas eficiências de combustão Pinheiro et al, (1995).

Será deste modo utilizado um coeficiente de excesso de ar típico para queimadores de propano de 1,2 correspondendo assim às necessidades de alta eficiência da queima e baixos níveis de poluição.

Acertando a equação para uma molécula de combustível propano, e impondo o coeficiente de excesso de ar respectivo na reacção química 3.1 obtém-se:

$$1.C_3H_8 + 6.O_2 + 22{,}56.N_2 \rightarrow 3.CO_2 + 4.H_2O + 1.O_2 + 22{,}56.N_2$$

(EQ. 3.2)

A temperatura adiabática da chama proveniente da reacção de combustão pode ser calculada, conhecidos o poder calorífico do combustível inferior (PCI) e a taxa de consumo de combustível no queimador. Se for assumido que todo o calor gerado é transformado em entalpia dos produtos de combustão, sem nenhuma perda de calor por radiação ao ambiente externo (uma situação, na prática, impossível) ou perda por dissociação, é possível calcular a mesma de acordo com a equação 3.3.

$$\dot{m}_c \times PCI = \dot{m}_g \times Cp_g \times (T_g - T_{ar}) \text{ ou,}$$

$$PCI = \frac{\dot{m}_g}{\dot{m}_c} \times Cp_g \times (T_g - T_{ar})$$

(EQ. 3.3)

Onde:

$\dot{m}_c$ – Caudal mássico de consumo de combustível (kg/s)

PCI – Poder calorífico inferior do propano (kJ/kg)

$\dot{m}_g$ – Caudal mássico dos gases de combustão (kg/s)

Cp_g – Calor específico dos gases de combustão (kJ/(kg.K))

T_g – Temperatura de saída dos gases de combustão (K)

T_{ar} – Temperatura de entrada dos gases de combustão (K)

Uma vez conhecida a temperatura adiabática da chama, é possível efectuar um balanço energético e um balanço mássico ao sistema queimador/misturador para que seja possível determinar o caudal de combustível necessário para o correcto funcionamento do permutador e, consequentemente, do equipamento de secagem.

3.3.2 Misturador

O misturador intervém no processo com o objectivo de baixar a temperatura dos gases de combustão. O ar de mistura pode ter duas origens: ar novo e/ou ar de exaustão do secador. Este último entra no secador com o intuito de queimar as partículas libertadas pela cortiça, bem como diluir o odor libertado pela mesma. E aproveita-se ainda para recuperar a respectiva energia térmica.



Figura 3.3 – Correntes de entrada e saída do misturador

Fazendo um balanço energético e mássico ao misturador, considerando-o adiabático, obtêm-se as seguintes relações:

$$\dot{m}_G \times h_{GC} + \dot{m}_{ASE} \times h_{ASE} = \dot{m}_{AEP} \times h_{AEP} \text{ , ou}$$

$$\dot{m}_G c_p (T_G - T_{ref}) + \dot{m}_{ASE} c_p (T_{ASE} - T_{ref}) = \dot{m}_{AEP} c_p (T_{AEP} - T_{ref})$$

(EQ. 3.4)

$$\dot{m}_G + \dot{m}_{ASE} = \dot{m}_{AEP}$$

(EQ. 3.5)

Onde $\dot{m}_{AEP}$ é o caudal mássico que passa no permutador como fluido quente e T_{ref} é a temperatura de referência. Os caudais dos produtos de combustão, de acordo com um balanço mássico podem ser encontrados através da equação:

$$\dot{m}_G = \dot{m}_{C_3H_8} + \dot{m}_{ar}$$

(EQ. 3.6)

3.3.3 Permutador

Devido a razões de higiene, o fluido quente (constituído por gases de escape) e o fluido frio do permutador não se podem misturar, e para tal escolheu-se um permutador específico. O fluxo de ar quente (contendo gás de escape) não se mistura com o ar frio, de feixes de tubos, como ilustra a figura 3.4.

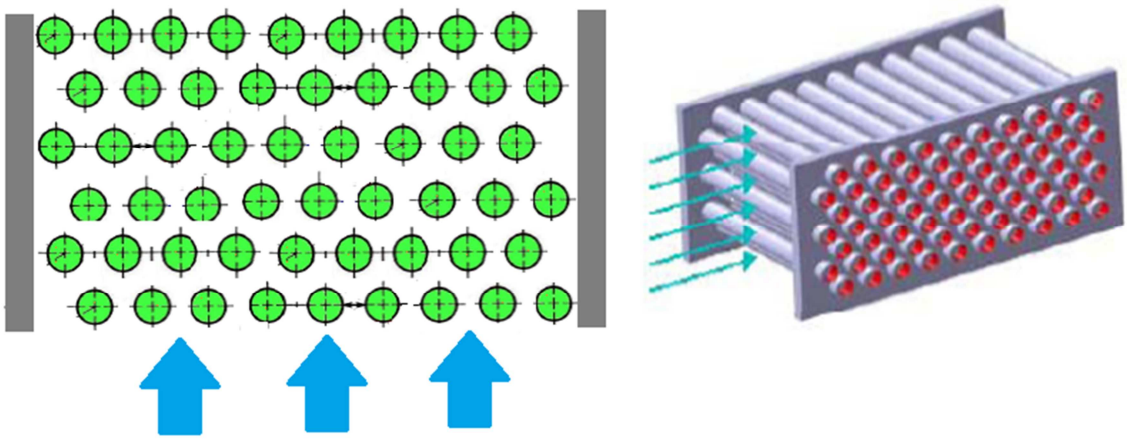


Figura 3.4 – Imagem representativa do tipo de permutador seleccionado

O dimensionamento térmico de um permutador envolve a determinação das áreas das superfícies de transferência que tornam possível a troca de calor para uma diferença de temperatura média, de acordo com a equação:

$$\dot{Q} = U \times A\_T \times \Delta T_{lm} \times F_t$$

Ou,

$$\dot{Q} = U \times A \times N \times \Delta T_{lm} \times F_t$$

Onde A_T = $A \times N$.

(EQ. 3.7)

Onde U é o coeficiente global de transferência de calor, A a área de transferência de calor de um tubo, A_T é a área de transferência de calor total, N a quantidade de tubos e ΔT_{lm} a diferença média logarítmica. O valor de F_c, é um factor de correcção que toma em consideração o tipo de fluxo a utilizar. Para fluxo paralelo ou contra-corrente o factor de correcção toma o valor de 1, não afectando equação 3.9. Para fluxos cruzados com passagens múltiplas, podem obter-se através de ábacos, que podem ser consultados em Durand e

Maldonado (1991), em função das temperaturas extremas e do número de passagens. Mais informação sobre o assunto consultar Fernandes e Castro, (2008-2009).

A diferença de temperatura média logarítmica em condições de contra-corrente obtém-se por:

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_{qi} - T_{fo}) - (T_{qo} - T_{fi})}{ln\left(\frac{T_{qi} - T_{fo}}{T_{qo} - T_{fi}}\right)}$$

(EQ. 3.8)

Onde:

T_{qi} - Temperatura do fluido quente à entrada

T_{qo} - Temperatura do fluido quente à saída

T_{fi} - Temperatura do fluido frio à entrada

T_{fo} - Temperatura do fluido frio à saída

Coeficiente global de transferência de calor

O coeficiente global é essencial para o correcto dimensionamento do permutador. Assim, para permutadores sem alhetas e sujeitos a incrustações, tanto do lado do fluido quente como do lado do fluido frio, *U* vem:

$$R_{eq} = \frac{1}{U \times A\_T}$$

(EQ. 3.9)

Onde R_{eq} é a resistência equivalente dada por:

$$\frac{1}{U \times A\_T} = R_{eq} = \frac{1}{\alpha_{ff} A_{ff}} + \frac{R_{ff}}{A_{ff}} + \frac{ln\left(\frac{D_{ext}}{D_{int}}\right)}{2\pi\lambda_{mat} L_t N} + \frac{R_{fq}}{A_{fq}} + \frac{1}{\alpha_{fq} A_{fq}}$$

(EQ. 3.10)

Se A_T= A_{ff} obtêm-se que:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{ff}} + R_{ff} + A_{ff} \times \left(\frac{ln\left(\frac{D_{ext}}{D_{int}}\right)}{2\pi\lambda_{mat} L_t N} + \frac{R_{fq}}{A_{fq}} + \frac{1}{\alpha_{fq} A_{fq}} \right)}$$

(EQ. 3.11)

A determinação da resistência equivalente depende das áreas em contacto, da condução ao longo da espessura dos tubos, das incrustações e finalmente dos coeficientes de convecção interior (fluido quente) e exterior (fluido frio).

Escoamento interior

O fluido quente ($\dot{m}_7$ do misturador que circula no interior dos tubos) baixa a sua temperatura ao longo do seu escoamento dentro dos tubos e o coeficiente de convecção interior vem:

$$\alpha_{fq} = \lambda_{fq} \frac{Nu_{fq}}{D_{int}}$$

(EQ. 3.12)

Onde $Nusselt_{fq}$ se determina pela correlação de Ditus-Boelter, Incropera, e De Witt, (2004).

$$Nu_{fq} = 0{,}023 Re_{fq}^{4/5} Pr^{0{,}33} \text{ e } Re_{fq} = \frac{4\,\dot{m}_{fq}}{\pi D_{int} \mu_{fq} N}$$

(EQ. 3.13, EQ. 3.14)

Equação válida para 0,7<Pr<160, Re_D>10000 e L/D≥10.

Em que $\dot{m}_{fq}$ é o caudal mássico de fluido quente total. A equação 3.13 é aplicável para regime de convecção forçada durante o arrefecimento do fluido quente.

Os valores das propriedades foram encontrados tendo em conta a temperatura média entre a entrada e a saída.

A área quente de contacto é dada por:

$$A_{fq} = \pi\, D_{int}\, L_t \,\mathrm{N}$$

(EQ. 3.15)

Onde D_{int} é o diâmetro interno dos tubos e L_t o comprimento dos tubos do permutador.

Segundo Taborek, (2002), a resistência de incrustações tem um valor característico de $4 \times 10^{-4}\, K \times m^2/W$.

Escoamento exterior

O escoamento exterior, do fluido frio, tem lugar em torno dos tubos dispostos, neste caso, de forma desalinhada (figura 3.5).

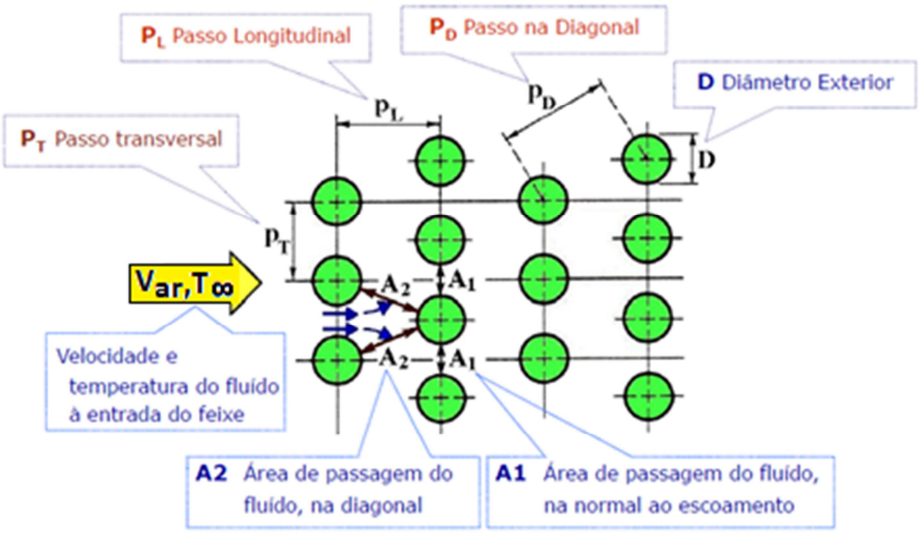


Figura 3.5 – Escoamento exterior no feixe de tubos (Fernandes, 2008)

Onde;

A_1 - área transversal de passagem de fluido;

A_2 - área diagonal de passagem de fluido;

$D_{exterior}$ - diâmetro exterior dos tubos;

N_L - número de linhas de tubos perpendiculares ao escoamento;

P_D - passo na diagonal;

P_L – passo longitudinal;

P_T - passo transversal;

V_{ar} - velocidade do fluido à entrada do feixe.

A velocidade máxima $V_{máx}$ depende do espaço onde ocorre: A_1 ou A_2. Ocorre em A_1 se $P_D > D_{ext}$ e é dada por:

$$V_{máx} = \frac{P_T}{(P_T - D_{ext})} V_{ar} \quad \text{(EQ. 3.16)}$$

Ocorre em A_2 quando 2 (P_D-D)<(S_T-D) e vale;

$$V_{máx} = \frac{S_T}{2(S_D - D_{ext})} V_{ar}$$

(EQ. 3.17)

O coeficiente de convecção exterior calcula-se pela relação:

$$\alpha_{ff} = \lambda_{ff} \frac{Nusselt_{ff}}{D_{ext}}$$

(EQ. 3.18)

Onde $Nusselt_{ff}$ é encontrado pela correlação de Zhukauskas referida em Incropera (2004):

$$Nusselt_{ff} = C_1 \times C_2 \times Pr^{0,36} \times Re_{ff}^{m} \times \sqrt[4]{\frac{Pr}{Pr_s}}$$

(EQ. 3.19)

Pr_s – Número de Prandtl às condições de superfície (surface conditions).

Sendo válida para $Re \in]1000;\ 2 \times 10^6[$ e $Pr \in]7 \times 10^{-1};\ 500[$

O número de Reynolds é dado por:

$$Re_{ff} = V_{máx} \frac{D_{ext}}{\upsilon_{ff}}$$

(EQ. 3.20)

As propriedades foram calculadas considerando a temperatura média entre a entrada e a saída, com excepção da temperatura às condições de superfície, Pr_s.

A área fria de contacto é:

$$A_{ff} = \pi D_{ext} L_t \mathrm{N}$$

(EQ. 3.21)

Por fim avaliam-se as constantes $C_1, m\ e\ C_2$ conforme o tipo de escoamento, arranjo e número de tubos. A constante C_1 e m permitem um acerto do numero de Nusselt de acordo o alinhamento e/ou arranjo dos tubos do permutador, enquanto que a constante C_2 permite de igual modo um ajuste mas para diferentes números de linhas (N_L) de acordo com o respectivo arranjo.

Tabela 3.1 - Tabelas transferência de calor para constantes C1, m e C2 (Fernandes et al, 2008)

P_{L}/D	P_T/D							
	1,25		1,50		2,00		3,00	
	C_1	m	C_1	m	C_1	m	C_1	m
Alinhados								
1,250	0,348	0,592	0,275	0,608	0,100	0,704	0,0633	0,752
1,500	0,367	0,586	0,250	0,620	0,101	0,702		
2,000	0,418	0,570	0,299	0,602	0,229	0,632		
3,000	0,290	0,601	0,357	0,584	0,374	0,581		
Alternados								
0,600	—	—	—	—	—	—		
0,900	—	—	—	—	0,446	0,571		
1,000	—	—	0,497	0,558	—	—	—	—
1,125	—	—	—	—	0,478	0,565	0,518	0,560
1,250	0,518	0,556	0,505	0,554	0,519	0,556	0,522	0,562
1,500	0,451	0,568	0,460	0,562	0,452	0,568	0,488	0,568
2,000	0,404	0,572	0,416	0,568	0,482	0,556	0,449	0,570
3,000	0,310	0,592	0,356	0,580	0,440	0,562	0,428	0,574

N_L	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Alinhada	0,64	0,80	0,87	0,90	0,92	0,94	0,96	0,98	0,99
Alternada	0,68	0,75	0,83	0,89	0,92	0,95	0,97	0,98	0,99

4 Análise Termodinâmica da Cinética de Secagem

4.1 Modelação matemática do equipamento em estudo

4.2 Evolução do ar e do sólido dentro do secador

Para que seja possível fazer uma análise termodinâmica ao equipamento em estudo, torna-se necessário definir um espaço físico, o qual possa ser considerado de espaço fechado. Deste modo considerou-se o esquema da figura 4.1.

4.1 Modelação matemática do equipamento em estudo

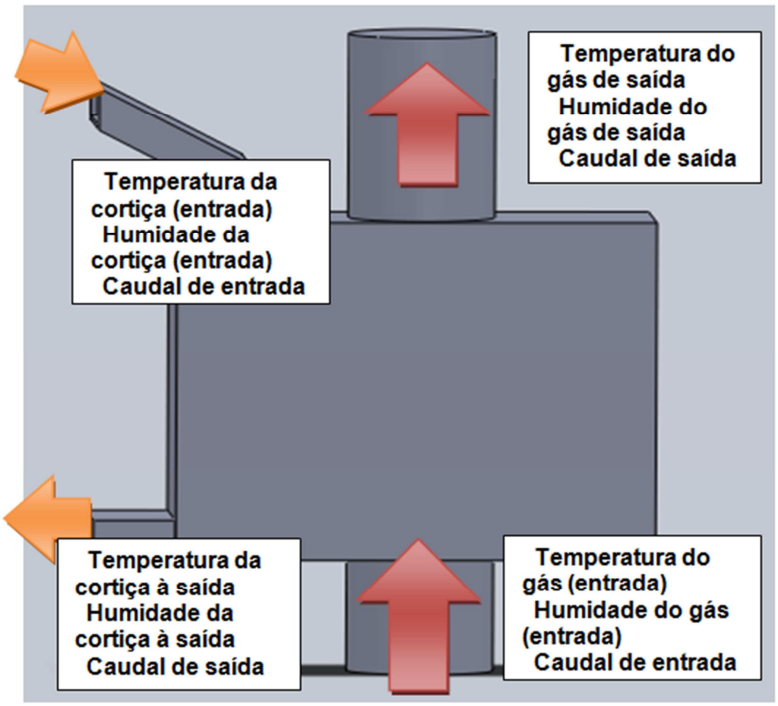


Figura 4.1 - Esquema básico do equipamento de secagem

Ajustando as seguintes incógnitas ao esquema anterior:

$\dot{m}\_gas_{entra}$ - Caudal mássico de gás que entra no equipamento

$\dot{m}\_gas_{saí}$ - Caudal mássico de gás que saí do equipamento

$\dot{m}\_gas$ - Caudal mássico de gás que circula no equipamento

$\dot{m}\_cort_{entra}$ - Caudal mássico de cortiça que entra no equipamento

$\dot{m}\_cort_{sai}$ - Caudal mássico de cortiça que saí do equipamento

$\dot{m}\_cort$ - Caudal mássico de cortiça que circula no equipamento

Dado que se trata de um equipamento fechado e que todo o caudal que entra de ar seco, irá sair pelo canal destinado a esse fim (não existem fugas de gás de secagem para o exterior), a equação 4.1 pode ser assumida como verdadeira.

$$\dot{m}\_g\acute{a}s_{entra} = \dot{m}\_g\acute{a}s_{sai} = \dot{m}\_g\acute{a}s$$

(EQ. 4.1)

Na prática, irão existir sempre fugas de gás no dispositivo, mesmo que todos os cuidados sejam tomados em virtude de uma boa estanquicidade. Esta aproximação será adoptada, de modo a facilitar a modelação matemática do sistema. Deste modo, e assumindo a equação 4.1 verdadeira, os únicos parâmetros que poderão variar entre a entrada e a saída de gás serão a humidade e a sua respectiva temperatura.

É de fácil dedução que, se um gás atravessa um determinado número de tapetes, os quais contêm objectos cujo objectivo é serem secos, a humidade inicial (entrada) do gás é inferior à humidade final (saída), respectivamente. A temperatura do gás, será de certo modo, afectada com a variação da humidade entre outros aspectos, mas novamente sabe-se de antemão que a temperatura do gás á saída será inferior à da entrada.

Por outro lado, e no seguimento da mesma lógica de ideias da equação anterior 4.1, toda a quantidade de rolhas (secas) que entra, deverá ser igual à quantidade de rolhas (secas) que sai do equipamento, salvo algum mau funcionamento da mesma. Em condições permanentes, toda a humidade que saí da cortiça, deverá ser removida pelo caudal de gás que circula no secador.

$$\dot{m}\_cort_{entra} = \dot{m}\_cort_{saí} = \dot{m}\_cort$$

(EQ. 4.2)

Estas considerações acerca dos caudais de ar de secagem e de cortiça seca considerados, têm validade para o funcionamento em regime permanente do secador.

Neste momento, é possível aplicar a *Primeira Lei da Termodinâmica* ao equipamento em estudo. A primeira lei da termodinâmica, é a lei de conservação da energia. Nela observa-se a equivalência entre trabalho e calor. Esta lei enuncia que a energia total transferida para um sistema é igual à variação da sua energia interna.

Neste caso, irá existir uma pequena fuga de energia pelas paredes do equipamento (perdas de calor), a qual deverá ser contabilizada. Deste modo, toda a energia que entra, terá dois destinos possíveis: ou continua o ciclo pelas condutas de extracção (desejável), ou se liberta através das paredes do equipamento.

A equação geral pode ser escrita e ajustada do seguinte modo;

$$\dot{Q}_P = \sum_{sai} \dot{m}_i \, h_i - \sum_{entra} \dot{m}_i \, h_i$$

(EQ. 4.3)

Onde $(\dot{m}_i \, h_{i)}$ se refere ao caudal que multiplica pela entalpia de cada circuito de saída e de entrada, respectivamente.

Aplicando esta equação a um escoamento em regime permanente e desencadeando uma análise mais específica a cada um dos circuitos que compõem o sistema fechado, a equação pode escrever-se do seguinte modo:

$$\dot{Q}p = \dot{m}_{ar}\left[Cp_{ar} \times Tar_{sai} + War_{sai}\left(Cp_{vapor}Tgas_{sai} + hlv_{sai}\right)\right]$$
$$- \dot{m}_{ar}\left[Cp_{ar} \times Tar_{entra} + War_{entra}\left(Cp_{vapor}Tar_{entra} + hlv_{entra}\right)\right]$$
$$+ \dot{m}_{cort}\left[C_{cort} \times Tcort_{sai} + Ycort_{sai} \times C_{liquido} \times Tcort_{sai}\right]$$
$$- \dot{m}_{cort}\left[C_{cort} \times Tcort_{entra} + Ycort_{entra} \times C_{liquido} \times Tcort_{entra}\right]$$

(EQ. 4.4)

$\dot{Q}p$ – Potência térmica cedido ao exterior através de perdas

Cp_{ar} - Calor específico do gás em"base seca" que circula no equipamento

Tar_{entra} - Temperatura do gás à entrada do equipamento

Tar_{sai} - Temperatura do gás à saída do equipamento

War_{entra} - Humidade absoluta do gás à entrada do equipamento

War_{sai} - Humidade absoluta do gás à saída do equipamento

Cp_{vapor} - Calor específico do vapor constituinte do gás de secagem

hl_{vapor} – Calor latente de vaporização

C_{cort} - Calor específico das rolhas de cortiça que circulam no equipamento

$Tcort_{entra}$ - Temperatura de entrada das rolhas de cortiça no equipamento

$Tcort_{sai}$ - Temperatura de saída das rolhas de cortiça no equipamento

$C_{liquido}$ - Calor específico do líquido contido nas rolhas húmidas

$Ycort_{entra}$ - Humidade relativa das rolhas de cortiça à entrada do equipamento

$Ycort_{sai}$ - Humidade relativa das rolhas de cortiça à saída do equipamento

4.2 Evolução do ar e do sólido dentro do secador

Evolução do sólido

Relativamente ao sólido (rolhas de cortiça), é sabido que estas, em média apresentam um teor de humidade na base seca de 36% no final da etapa de lavagem. No entanto, é sempre

conveniente ter-se alguma margem de segurança e, por isso, o dimensionamento do secador foi feito no pressuposto de que a humidade das rolhas à entrada e em base seca ronda os 40 %.

O equipamento de secagem deverá portanto operar no sólido desde os 40% de humidade até atingir os 8%, permitindo assim à empresa efectuar uma pré-secagem das rolhas mais descuidada. A humidade na base seca máxima será portanto de 40%.

Quanto à humidade mínima permitida, esta deverá rondar os 8-9% por motivos de conservação, de embalamento e para evitar o desenvolvimento microbiológico Silva, 2010).

A evolução da humidade do sólido é dada pelas curvas de secagem. As curvas de secagem podem variar de acordo com vários factores:

- A dimensão da rolha;
- A temperatura do ar de secagem;
- A velocidade do ar de secagem;
- O método utilizado para a secagem;
- A humidade do ar de secagem;
- O teor de humidade inicial e final pretendido;
- Radiação térmica, ondas vibratórias, etc.

A evolução da temperatura da cortiça poderá ser aproximada com base num balanço termodinâmico aplicado às curvas de secagem. A evolução da temperatura da cortiça ao longo dos tapetes, não será um aspecto preponderante no dimensionamento do equipamento. Importa apenas assegurar que a cortiça não irá elevar a sua temperatura máxima acima dos 80ºC, pois esta temperatura pode implicar a perda parcial ou total das características da cortiça como rolha. No entanto, posteriormente, ir-se-á fazer uma avaliação da evolução da temperatura das rolhas ao longo do secador, assim como do ar após passar pelos diversos tapetes.

Evolução do ar de secagem

O ar de secagem entrará no equipamento pelo tapete inferior e irá sair após ter atravessado o último tapete situado no topo do equipamento. À medida que atravessa os múltiplos tapetes, a temperatura do ar de secagem vai decaindo. Este decaimento será proporcional à quantidade de água retirada em cada tapete adicionada à quantidade de calor sensível que a cortiça recebe.

Sendo o factor temperatura do ar de secagem uma condição importante no dimensionamento das curvas de secagem, uma análise “tapete-a-tapete” será fundamental no decorrer deste trabalho.

A nível de humidade do ar de secagem, é certo que irá aumentar à medida que vai atravessando os vários tapetes. A humidade que se liberta da cortiça será transportada pelo ar de secagem aumentando a humidade absoluta do mesmo.

Quantidade de calor que o equipamento irá fornecer ao ar de secagem

O equipamento deverá ceder uma certa quantidade de calor ao ar de secagem para o manter à temperatura desejada, portanto é esperado que para uma determinada condição atmosférica exterior e para uma determinada condição de recirculação de ar, a potência térmica necessária a fornecer, atinja rapidamente a condição de equilíbrio, ou seja, o regime permanente.

Dado que o equipamento irá funcionar maioritariamente em regime permanente, importa dimensionar o mesmo para este regime, não deixando de referir que este irá variar em função da temperatura e da humidade exterior.

Será portanto determinado um regime de secagem, que possa ser utilizado para uma ampla gama de condições atmosféricas diferentes, sem que haja necessidade de efectuar mudanças, quer no sistema queimador-misturador-permutador, quer na velocidade linear dos tapetes ou carga de sólido.

O caudal de recirculação de ar, deverá deste modo ser o primeiro ponto de calibração do equipamento em função de condições exteriores adversas.

5 Dimensionamento/Resultados

5.1 Curvas de secagem

5.2 Psicrometria da secagem

5.3 Dimensionamento de carga e velocidade linear dos tapetes

5.4 Perdas de calor no equipamento de secagem

5.5 Analise tapete a tapete

5.6 Equipamentos constituintes da máquina

5.7 Condições limite para condições atmosféricas adversas e para recirculação de ar

5.8 Custos de processo/Avaliação final

5.1 Curvas de secagem

5.1.1 Determinação da curva de secagem da rolha

Um dos primeiros passos para a realização deste projecto, prendeu-se com a necessidade de encontrar uma equação matemática que traduza a variação da humidade adimensional da rolha (Ø), em função da temperatura do ar de secagem (T), da velocidade do ar de secagem (Vel) e, como é intuitivo, do tempo de secagem (t). Quanto mais tempo a rolha permanece num dispositivo onde passa um gás quente a uma determinada velocidade e temperatura, menor será o teor de humidade final encontrado na rolha.

Algumas das perguntas que podem surgir nesta conjuntura são:

- Como varia a taxa de secagem de uma rolha com a velocidade do gás de secagem?
- Como varia a taxa de secagem de uma rolha com a temperatura do gás de secagem?
- Como varia a taxa de secagem de uma rolha com o tempo que a mesma permanece no dispositivo?
- Como varia a taxa de secagem de uma rolha com a humidade do gás de secagem?
- Como varia a taxa de secagem com as propriedades do ar que atravessa o equipamento?

Para responder a algumas destas perguntas, foram efectuadas pesquisas de algumas experiências relacionadas com curvas de secagem de rolhas de cortiça, cujos resultados estão disponíveis em literatura técnico-científica.

Nas experiências equivalentes descobertas, apenas foram efectuadas secagens de cortiça com ar atmosférico. Portanto, será impossível relacionar a curva de secagem de cortiça com diferentes fluidos aplicáveis à secagem.

Por conveniência, dado que o ar atmosférico é um fluido muito abundante e sem qualquer custo, toma vantagem directa sobre os restantes fluidos que poderiam ser aplicados para esta finalidade. Por este motivo, será definitivamente o gás que será utilizado para cumprir a finalidade do equipamento.

Relativamente às experiências analisadas, também não foram encontradas curvas de secagem para diferentes humidades do ar de entrada, e concretamente para altos valores de humidade relativa. Em todos os dados experimentais obtidos de publicações científicas, o ar de entrada encontrava-se entre 15 ˚C e 25 ˚C no exterior (e com valores de humidade relativa que se presumiam típicos para dias de Primavera e Verão em Portugal), e quando o ar de secagem nos processos laboratoriais avaliados sofria um aquecimento sensível, a sua humidade relativa baixava para valores entre os 2% e os 5%.

Num equipamento com recirculação de ar, é muito difícil manter estas condições do ar propícias para secagem. Quanto maior for a recirculação de ar, mais húmido se encontra o ar de secagem, e portanto, menor será a sua capacidade para secar.

No entanto, como não foram encontradas curvas de secagem para várias humidades do ar, o factor humidade não irá ser considerado na correlação a adoptar para a curva de secagem, que irá ser utilizada no presente cálculo. Há pois aqui uma incerteza à qual o projectista não consegue escapar. No entanto existem informações sobre o desempenho de um secador industrial Santos et al, (1994) que foi dimensionado tendo por base as mesmas limitações, dando o resultado final algumas garantias de que esta aproximação, desde que encarada com alguma prudência, pode ser adoptada, à falta de dados laboratoriais mais abrangentes.

Com os dados disponíveis de experiências pesquisadas em Martins et al, (1994), foi utilizada uma tabela no software informático EXCEL, a qual permitiu ajustar os valores de humidade obtidos a uma curva exponencial de secagem para a cortiça.

Tabela 5.1 - Excerto de tabela de valores de humidades experimentais (baseado em Martins et al, 1994)

Ponto Exp	Ø (experim)	Teor hum.	T(Cels)	U - vel m/s	t(s)	Ø calc	|Øcalc-Øexp|	Erro relativo	Erro rel. Quad
1	**0,8**	0,2908	80	0,75	250	0,825	0,024958	0,031197	0,000973
2	**0,68**	0,24928	80	0,75	500	0,714	0,033785	0,049683	0,002468
3	**0,56**	0,20776	80	0,75	1000	0,554	0,006124	0,010937	0,000120
4	**0,44**	0,16624	80	0,75	1500	0,440	0,000321	0,000729	0,000001
5	**0,38**	0,14548	80	0,75	2000	0,355	0,024866	0,065436	0,004282
6	**0,27**	0,10742	80	0,75	3000	0,238	0,032429	0,120109	0,014426
7	**0,19**	0,07974	80	0,75	4000	0,163	0,027006	0,142135	0,020202
8	**0,12**	0,05552	80	0,75	5000	0,114	0,006169	0,051407	0,002643
9	**0,1**	0,0486	80	0,75	5400	0,099	0,001004	0,010039	0,000101
1	**0,77**	0,28042	80	1	250	0,804	0,033843	0,043951	0,001932
2	**0,64**	0,23544	80	1	500	0,685	0,044745	0,069914	0,004888
3	**0,51**	0,19046	80	1	1000	0,518	0,008491	0,016650	0,000277
4	**0,41**	0,15586	80	1	1500	0,404	0,006047	0,014749	0,000218
5	**0,33**	0,12818	80	1	2000	0,320	0,009927	0,030083	0,000905
6	**0,22**	0,09012	80	1	3000	0,208	0,012403	0,056378	0,003178

Partido da tabela 5.1, foi possível ajustar um conjunto de constantes de modo a minimizar o erro entre os pontos experimentais lidos dos gráficos e entre a equação que foi calculada (tabela de valores completa pode ser visualizada no anexo A).

A partir da observação das curvas características de secagem é fácil verificar que existe uma tendência exponencial nos resultados experimentais. Nesse sentido tentou-se identificar um modelo ao qual fosse possível ajustar os respectivos resultados. Segundo vários autores (Martins, L. A, 1990; Nadeau e Puiggali, 1995; Ertekin e Yaldiz, 2003), um modelo simples que pode ser aplicado a curvas de secagem é dado pela seguinte expressão:

$$\emptyset = e^{-\mathrm{kt}^{\mathrm{n}}}$$

(EQ. 5.1)

Em que $k = f(T, Vel)$ e $n = g(T, Vel)$.

Segundo Magalhães (2004), o teor de humidade contido em rolhas de cortiça pode ser aproximado a uma equação dependente da velocidade do ar, do tempo de secagem e da temperatura de secagem, adoptando a seguinte forma:

$$\emptyset = e^{\mathrm{A}\times T^{\mathrm{B}}\times Vel^{\mathrm{C}}\times t^{(\mathrm{D}\times T^{\mathrm{E}}\times Vel^{\mathrm{F}})}}$$

(EQ. 5.2)

Aplicando portanto a equação 5.2 aos valores da Tabela A.1 foram obtidas as seguintes constantes:

Tabela 5.2 – Resultados dos parâmetros da equação obtida

Parametros equação		Arredondam.
A	-6284,01385	-6284
B	-3,34408	-3,344
C	0,72306	0,723
D	0,01035	0,0103
E	0,99065	0,99
F	-0,06407	-0,064

Quanto menor o erro entre os ∅'is experimentais e os ∅'is calculados, mais exacta será a curva obtida para secagem das rolhas.

Aplicando a equação relativa ao desvio médio a toda a tabela:

$$Desv_{médio}\% = \sqrt{\frac{\left(\frac{(\emptyset_{calc} - \emptyset_{exper})}{\emptyset_{exper}}\right)^2}{n}} \times 100$$

(EQ. 5.3)

Utilizando estes parâmetros na equação da curva de secagem, foi obtido um desvio médio de 6,83%. Este desvio é considerado um valor baixo e portanto aceitável. Deste modo, a equação base de todo o trabalho seguinte é:

$$\emptyset = e^{-6284\times T^{-3,344}\times Vel^{0,723}\times t^{(0,0103\times T^{0,99}\times Vel^{-0,064})}}$$

Onde;

$$\emptyset = \frac{\bar{Y} - Y_e}{Y_{init} - Y_e}$$

(EQ. 5.4)

Resolvendo as equações 5.3 e 5.4 em ordem ao tempo vêem:

$$t = \left(\frac{-0{,}000159 \times T^{3{,}344} \times ln\left(\frac{\bar{Y} - Y_{ref}}{Y_{init} - Y_{ref}}\right)}{Vel^{0{,}723}} \right)^{\frac{97{,}0874 \times U^{0{,}064}}{T^{0{,}99}}}$$

(EQ. 5.5)

Com a equação resolvida em ordem ao tempo, é possível neste momento efectuar uma primeira aproximação da permanência total de estágio das rolhas no equipamento. De referir que esta primeira aproximação, não tem em conta factores como as perdas de calor no equipamento, nem da cinética de secagem entre os vários tapetes de rolos.

Substituindo na equação em ordem ao tempo as respectivas variáveis pelos valores seguintes, foi obtido:

Tabela 5.3 – Tempo de secagem para duas temperaturas diferentes

Temperatura de secagem:	75 ºC	Temperatura de secagem:	80 ºC
Velocidade do ar de secagem:	0,75 m/s	Velocidade do ar de secagem:	0,75 m/s
Humidade inicial da rolha:	40% (bs)	Humidade inicial da rolha:	40% (bs)
Humidade final da rolha:	8% (bs)	Humidade final da rolha:	8% (bs)
Tempo de secagem	5337 s	Tempo de secagem	4105 s

Concluindo:

- Para uma temperatura de secagem de 75ºC, as condições solicitadas pelo cliente são cumpridas em menos de 90 minutos.
- Para uma temperatura de secagem de 80ºC, o mesmo é atingido ao fim de 70 minutos, para as condições propostas para laboratório.

Dado que existem vários tapetes dentro do equipamento principal, a temperatura de entrada de ar no primeiro tapete, não será igual à temperatura de entrada no segundo tapete e por consequência, será de bom senso, utilizar uma temperatura de secagem com um coeficiente de segurança, para o restante dimensionamento neste projecto.

Os dimensionamentos feitos desde este ponto em diante terão em conta uma temperatura de secagem no primeiro tapete de 80ºC.

Uma avaliação tapete a tapete, presente na secção 5.5, permite avaliar este coeficiente de segurança aplicado mais detalhadamente.

5.1.2 Curva de secagem obtida versus curvas de secagem reais

Após desenvolver uma equação, variável no tempo, que relaciona as variáveis $Ycort_{entra}$ (humidade inicial da rolha) com $Ycort_{sai}$ **(**humidade final da rolha) com o objectivo de determinar as respectivas curvas de secagem das rolhas de cortiça, é agora importante comparar as mesmas com as curvas obtidas pela equação 5.5.

Tendo por base o trabalho efectuado por Martins et al (1994), foram retirados os valores experimentais para completar a Tabela A.1 e copiados os respectivos gráficos de forma a evidenciar o pequeno erro obtido.

Os gráficos experimentais utilizados são apresentados nas figuras 5.1 e 5.4.

Os gráficos obtidos pela equação 5.4 ajustada, são apresentados em 5.2 e 5.5.

Uma sobreposição de valores experimentais e teóricos são apresentados em 5.3 e 5.6.

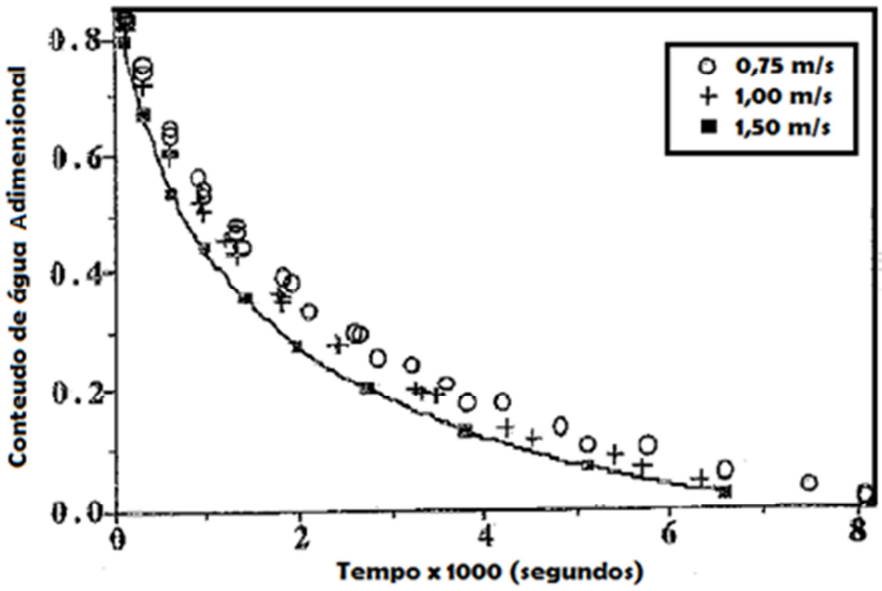


Figura 5.1 - Gráfico que relaciona o conteúdo de água (adimensional) a várias velocidades do ar de secagem a 80˚C (dados experimentais) (Martins et al, 1994)

Para este conjunto de valores, foi obtido um gráfico semelhante (através da equação encontrada) para as mesmas condições de laboratório:

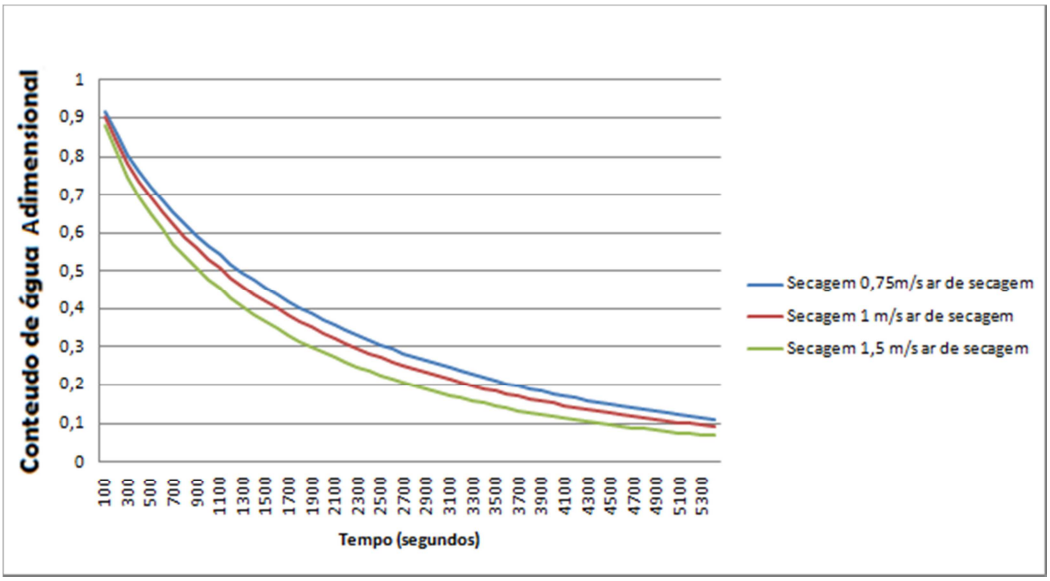


Figura 5.2 - Gráfico que relaciona o conteúdo de água (adimensional) a várias velocidades do ar de secagem a 80˚C (equação obtida)

Sobrepondo ambos os gráficos correspondentes às figuras anteriores, obtém-se a ilustração 5.3.

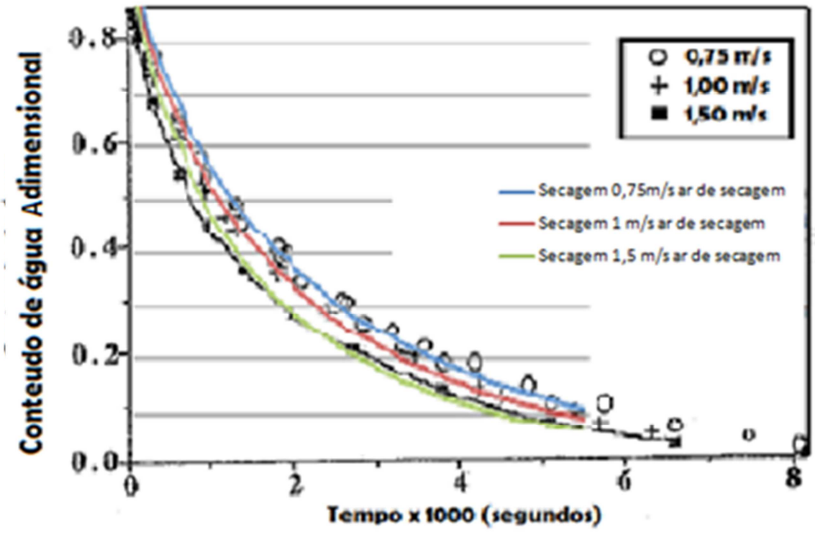


Figura 5.3 - Comparação entre curvas reais e curvas calculadas (velocidade do ar)

Na figura 5.3 é possível avaliar que não foi obtido um erro muito significativo na aproximação das curvas de secagem para velocidades de secagem diferentes. As curvas coloridas aproximam-se dos pontos obtidos de experiencias realizadas em laboratórios. Daqui em diante, estas curvas serão utilizadas para calcular o tempo de estágio dos sólidos contidos no equipamento.

Outro gráfico que foi utilizado da mesma bibliografia, foi a relação entre uma curva de secagem a 80ºC e a 60ºC. Os resultados práticos estão representados na figura 5.4.

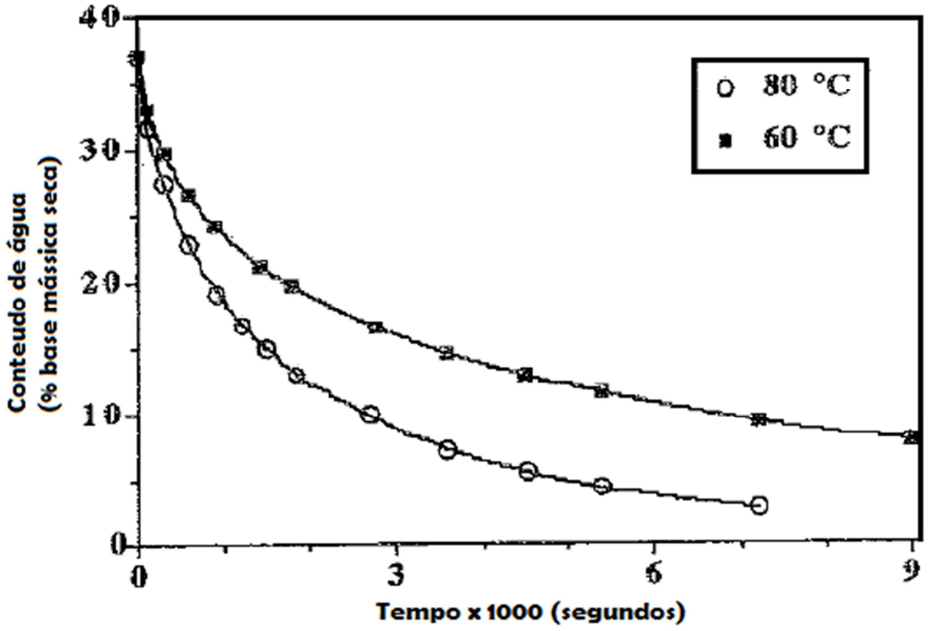


Figura 5.4 - Gráfico que relaciona o conteúdo de água (base mássica seca) a duas temperaturas do ar de secagem e para uma velocidade de 1 m/s (dados experimentais) (Martins et al, 1994)

Para este conjunto de valores, foi obtido um gráfico semelhante (através da equação 5.5) para as mesmas condições de laboratório (Figura 5.5).

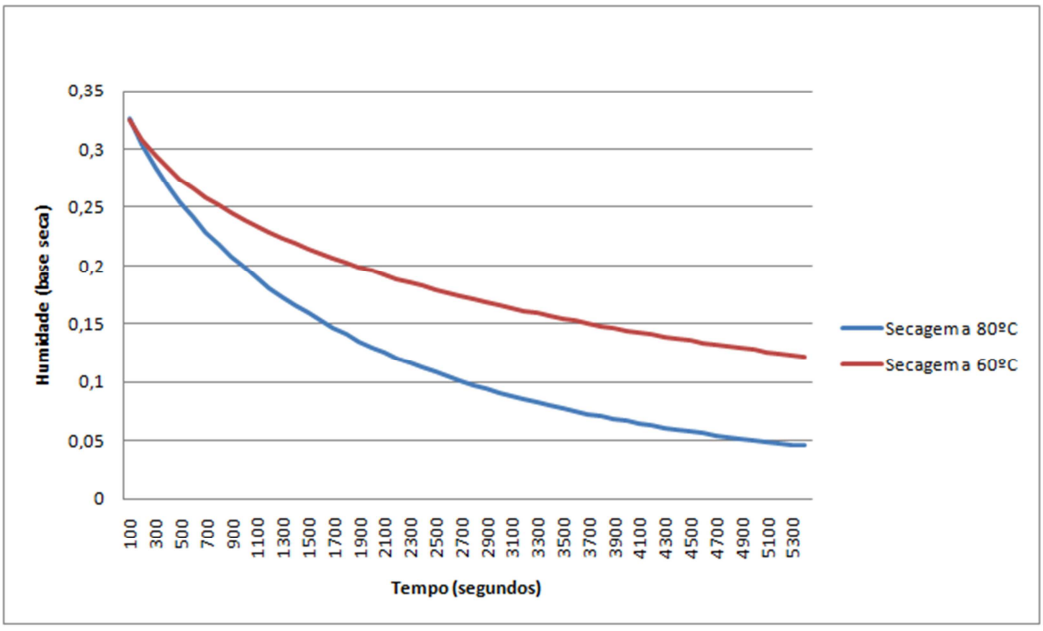


Figura 5.5 - Gráfico que relaciona o conteúdo de água (base seca) a duas temperaturas do ar de secagem a 1 m/s (equação obtida)

Sobrepondo novamente ambos os gráficos correspondentes às figuras 5.4 e 5.5, obtém-se o gráfico da Figura 5.6.

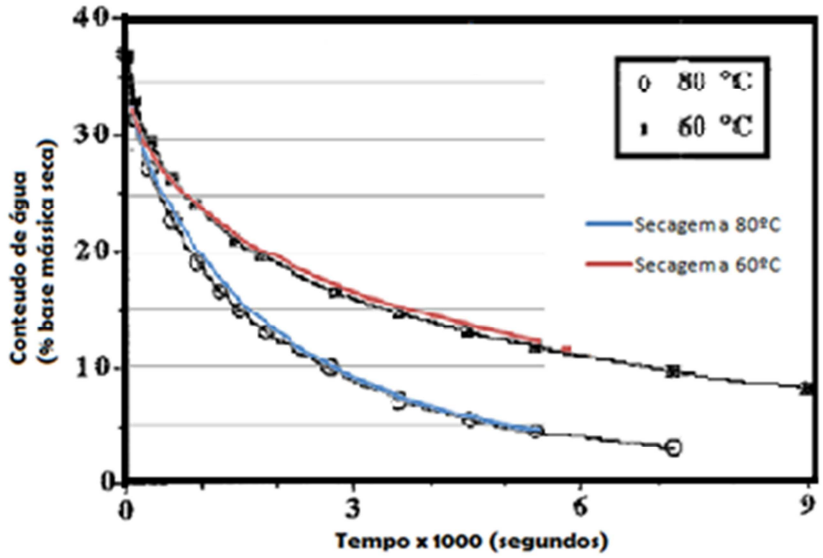


Figura 5.6 - Comparação entre curvas reais e curvas calculadas (temperatura do ar)

Mais uma vez é possível avançar que não foi obtido um erro muito significativo na aproximação das curvas de secagem para as diferentes temperaturas. As curvas coloridas aproximam-se dos pontos obtidos de experiencias realizadas em laboratórios. Daqui em diante, estas curvas serão utilizadas para calcular o tempo de estágio dos sólidos contidos no equipamento.

5.2 Psicrometria da secagem

Com o objectivo de determinar o regime permanente do equipamento, ou seja onde as características do ar de secagem não variam do ciclo ‘n’ para o ciclo ‘n+1’, foi efectuado um sistema de iterações desde o ciclo inicial quando é ligado o equipamento de secagem.

Na figura 5.7, é possível verificar as condições do ar exterior utilizado para esta primeira rotina.

O ar exterior, com 20˚C de temperatura e 50% de humidade relativa, possui 7,39 g/kg de humidade absoluta e entalpia de 38,86 kJ/kg. Este ar é admitido na conduta de entrada do equipamento e as condições variam de acordo com as condições atmosféricas do próprio dia.

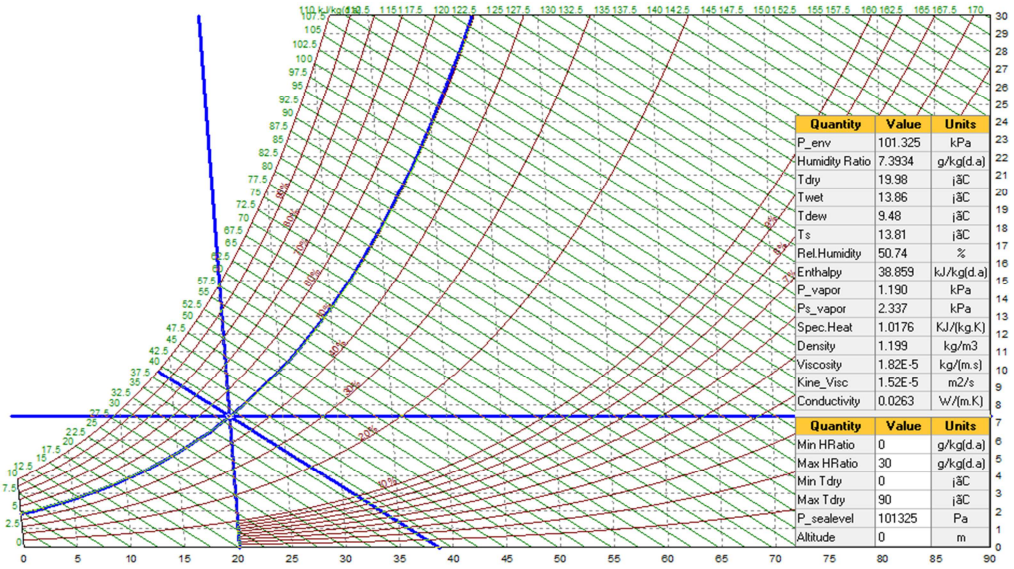


Figura 5.7 - Ar de entrada (condições do ar à entrada do permutador)

Deste ponto para o ponto seguinte, o ar exterior irá sofrer um aquecimento sensível até atingir os 80˚C de temperatura, diminuindo a sua humidade relativa até aos 2,5%.

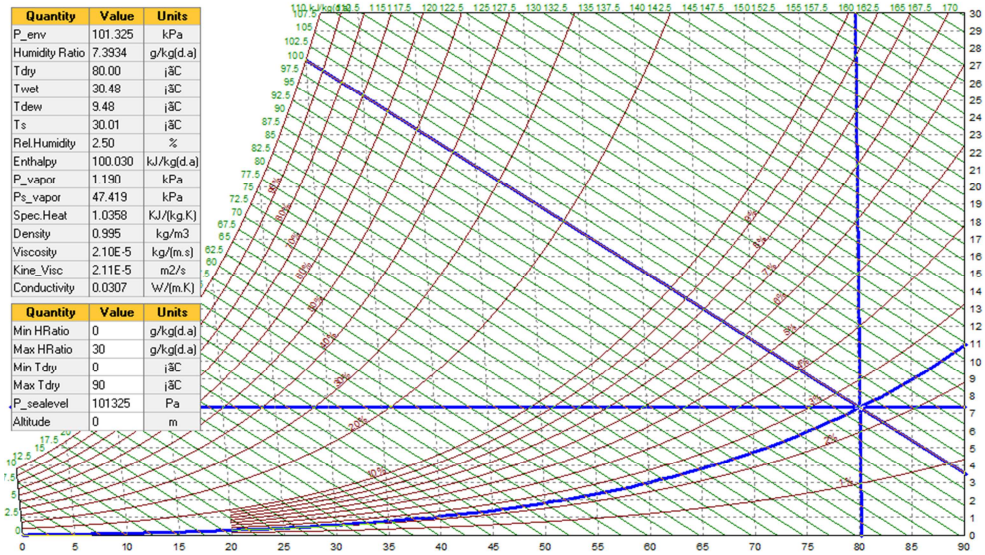


Figura 5.8 - Aquecimento sensível do ar até aos 80 graus

Após o ar de secagem passar no permutador de calor e atingir os 80˚C, encontra-se preparado para atravessar um conjunto de seis tapetes para retirar humidade da cortiça, enquanto aquece a mesma de acordo com os balanços energéticos e mássicos do sistema que podem ser revistos na secção 4. O dimensionamento do número de tapetes e a sua velocidade linear surge na secção seguinte (5.3).

Resolvendo estes balanços no software informático (Microsoft Excel), é possível concluir que o ar de secagem das rolhas ao atravessar o equipamento fica com as condições da figura 5.9.

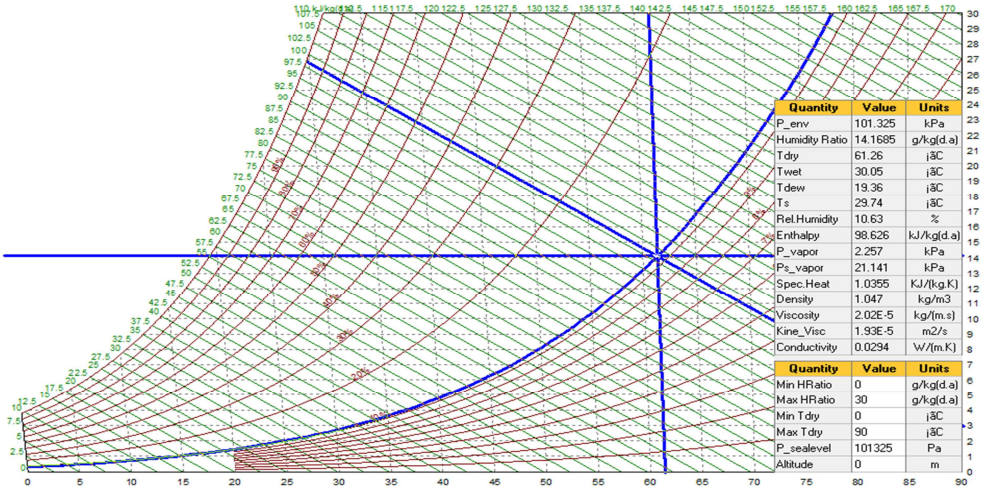


Figura 5.9 - Condições do ar após secagem do respectivo caudal de cortiça

Ao reaproveitar 80% do ar utilizado, a título de exemplo, as condições do ar à entrada do sistema de aquecimento serão o resultado da mistura deste caudal reciclado com 20% de ar novo. As condições ficam demonstradas na figura 5.10.

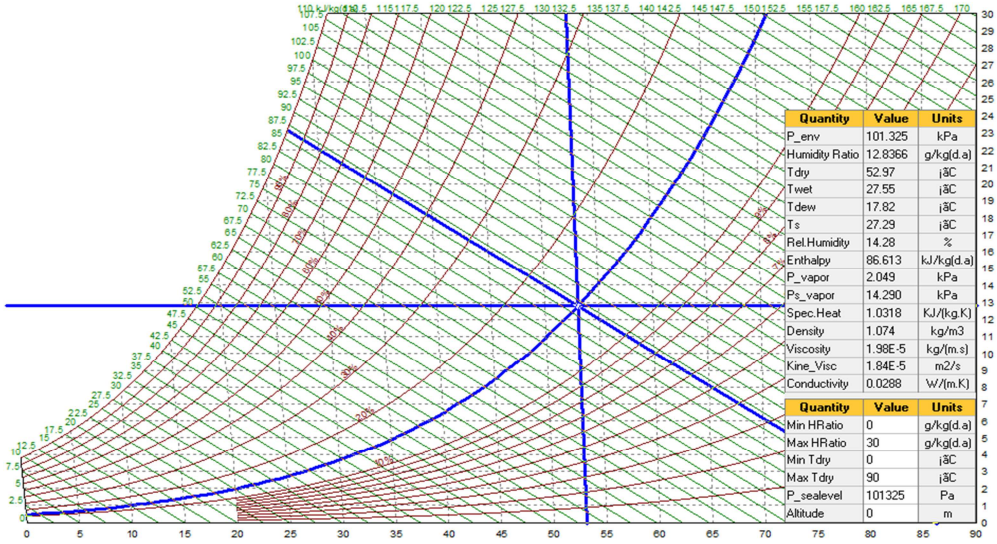
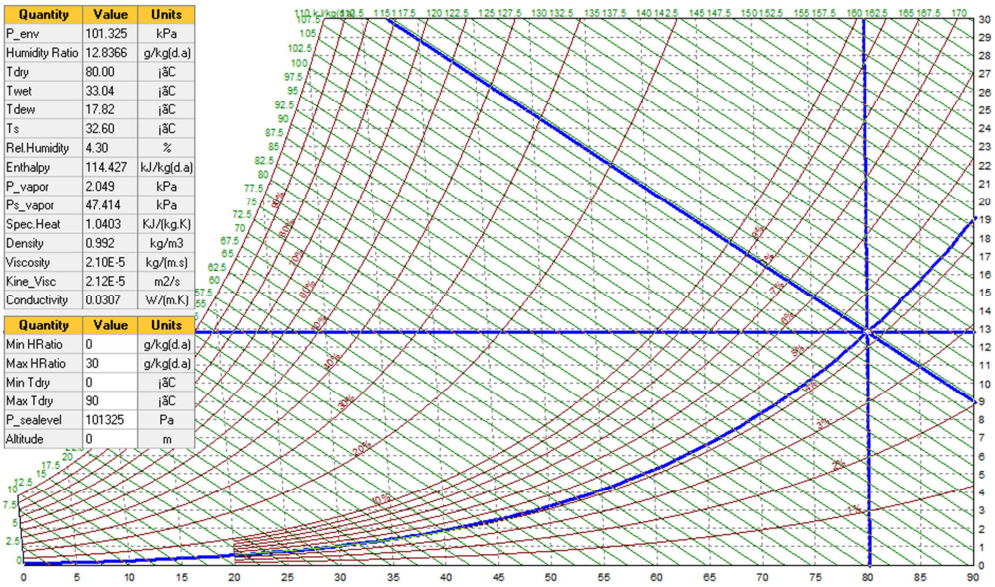


Figura 5.10 - Condições psicométricas do ar após mistura com 20% ar novo

No final, a respectiva mistura de ar será reaquecida até aos respectivos 80 ˚C, antes de ser reenviada para a zona de secagem. À medida que se desenvolve o número de ciclos, com recirculação de ar, a humidade absoluta do ar de secagem do ciclo n+1 é sempre superior à humidade absoluta do ar de secagem do ciclo n.

De verificar que o ar de secagem passa de 7,39 g/kg de humidade absoluta no ciclo 1 para 12,84 g/kg no ciclo 2 e irá continuar a subir até atingir o regime permanente de secagem (Ver tabela 5.4).



Quantity	Value	Units
P_env	101.325	kPa
Humidity Ratio	12.8366	g/kg(d.a)
Tdry	80.00	¡ãC
Twet	33.04	¡ãC
Tdew	17.82	¡ãC
Ts	32.60	¡ãC
Rel.Humidity	4.30	%
Enthalpy	114.427	kJ/kg(d.a)
P_vapor	2.049	kPa
Ps_vapor	47.414	kPa
Spec.Heat	1.0403	KJ/(kg.K)
Density	0.992	kg/m3
Viscosity	2.10E-5	kg/(m.s)
Kine_Visc	2.12E-5	m2/s
Conductivity	0.0307	W/(m.K)

Quantity	Value	Units
Min HRatio	0	g/kg(d.a)
Max HRatio	30	g/kg(d.a)
Min Tdry	0	¡ãC
Max Tdry	90	¡ãC
P_sealevel	101325	Pa
Altitude	0	m

Figura 5.11 - Reaquecimento do ar de secagem com humidade absoluta constante até aos 80 graus

Esta é uma rotina de cálculo exemplo, e foi utilizado para várias condições de humidade atmosférica e de temperatura do ar exterior. Foi utilizado também para várias percentagens de recirculação de ar (ver esquema da página 25).

Para este exemplo tomado, a condição limite, ou seja, o regime estacionário é atingido quando a humidade absoluta do ar de entrada no dispositivo após aquecimento é igual à humidade absoluta do ar depois de misturado com ar exterior. Ou seja, atingiram-se condições de regime permanente.

Tabela 5.4 - Excerto de tabela de iterações para o arranque do sistema com 20% ar novo (regime permanente)

Temp entrada	Caudal	Humid abs	Entalpia	Temp ar mist	Hum ar mist	Entalpia	Caudal
80	2,25	0,0073934	99,97180848	52,64001231	0,012849	86,353279	2,25
80	2,25	0,0128492	114,4143251	52,78810564	0,017214	97,907293	2,25
80	2,25	0,0172138	125,9683384	52,90453969	0,020705	107,1505	2,25
80	2,25	0,0207055	127,647281	52,92131052	0,023499	108,49366	2,25
80	2,25	0,0234988	142,6061178	53,06910719	0,025734	120,46073	2,25
80	2,25	0,0257335	148,5217725	53,12675916	0,027521	125,19325	2,25
80	2,25	0,0275213	153,2542964	53,17256058	0,028951	128,97927	2,25
80	2,25	0,0289515	157,0403154	53,2089997	0,030096	132,00809	2,25
80	2,25	0,0300956	160,0691307	53,23802204	0,031011	134,43114	2,25
80	2,25	0,0310109	162,4921829	53,2611577	0,031743	136,36958	2,25
80	2,25	0,0317432	164,4306246	53,27961434	0,032329	137,92033	2,25
80	2,25	0,032329	165,981378	53,29434674	0,032798	139,16094	2,25
80	2,25	0,0327977	167,2219807	53,30611085	0,033173	140,15342	2,25
80	2,25	0,03468	172,204896	53,35317436	0,03468	144,13975	2,25

5.3 Dimensionamento da carga e da velocidade linear dos tapetes

Os valores dimensionais apresentados neste projecto, são apenas aproximações baseadas numa representação esquemática do equipamento sem as quais não seria possível efectuar grande parte deste trabalho. As dimensões e formas do equipamento poderão variar de acordo com um estudo mecânico mais aprofundado e de acordo com as necessidades do cliente final.

Dimensionamento da altura de Carga

Sabendo que o período de secagem médio de uma rolha de cortiça é aproximadamente de 1 hora e 30 minutos, chega agora a altura de pré-dimensionar os tapetes, onde irão circular as rolhas. (Ver secção 5.1.1)

Por motivos de arquitectura e espaço que este equipamento irá ocupar no departamento de lavagem, chegou-se à conclusão que cada tapete não deverá medir mais de 5 metros (requisito de espaço), e que a entrada do material a secar deverá localizar-se no mesmo lado da saída do material já seco. Deste comprimento e propriedade do projecto, já é possível definir outras variáveis importantes como é o caso da largura dos tapetes, do número de tapetes, a velocidade média de circulação em cada tapete e a altura de carga em cada um dos tapetes.

Deste modo, se é requerida a secagem de 40 mil rolhas por hora, e se cada ciclo de secagem demora aproximadamente 1 hora e 30 minutos (condições referidas anteriormente), é de dedução rápida que cada ciclo deverá ter a capacidade de secar 60 mil rolhas.

O equipamento deverá ser constituído por 6 tapetes no total (entrada e saída pelo mesmo lado), e as rolhas deverão estagiar em cada tapete durante 15 minutos, perfazendo ao fim de 90 minutos um total de 60 mil rolhas prontas a embalar.

Cada tapete deverá ter a capacidade para albergar 10 mil rolhas e a altura de carga deverá ter um limite de 20 centímetros. Esta altura de leito tem a ver com os dados experimentais determinados por Martins (1994), onde se utilizaram leitos com esta ordem de grandeza de profundidade.

Os tapetes serão constituídos por rede de forma quadrada, com espaçamento entre malhas de 20 milímetros. Esta medida foi definida com base em três aspectos.

- Quanto maior for a distância entre as malhas, menor a resistência do ar de secagem para atravessar o sistema.
- O limite máximo desta distância deverá ser o diâmetro mínimo de uma rolha que seja produzida pela empresa.
- Deverão ser consideradas medidas “standard” de redes existentes no mercado.

Dimensionamento da largura do tapete

O volume de uma rolha comum pode ser calculado com base na seguinte expressão:

$$Volume_{Rolha} = \frac{\pi d^2}{4} \times \mathrm{l} = \frac{\pi \times 24{,}6^2}{4} \times 45{,}4[\mathrm{mm}] = 21578\mathrm{mm}^3$$

(EQ. 5.6)

Ou seja, 10 mil rolhas ocupam:

$$Volume_{10000} = 21578 * 10000 = 0{,}21578 m^3$$

(EQ. 5.7)

Considerando os espaços vazios do aglomerado de rolhas, ou por outras palavras, a porosidade do empilhamento igual a 50% tem-se:

$$Volume_{Ocupado} = \frac{0,21578}{0{,}5} = 0{,}43156\mathrm{m}^3$$

(EQ. 5.8)

Considerando um tapete de 3 metros de comprimento e uma largura de 1 metro, a altura de empilhamento será dada por:

$$Volume_{Ocupado} = 3 \times 1 \times h(metros) \equiv h = 0{,}144\, metros$$

(EQ. 5.9)

Dimensionamento da velocidade linear dos tapetes

Considerando por outro lado um balanço total do equipamento, é possível concluir que a velocidade linear dos tapetes será de 12 metros por hora, ou seja, 1 centímetro por cada 3 segundos.

Este valor é considerado como uma boa aproximação e foi utilizado daqui para a frente em cálculo de caudais de sólido e de perdas de carga no dispositivo. De qualquer modo, importa referir que os comprimentos do primeiro e do último tapete podem variar de acordo com o fornecimento de rolhas e a recolha de rolhas do equipamento, respectivamente.

5.4 Perdas de calor no equipamento de secagem

As paredes do equipamento de secagem serão constituídas por 2 materiais diferentes. O isolante térmico será constituído por lã de rocha (espessura de 8 centímetros), devido às suas

excelentes propriedades para reduzir a transferência de calor por condução e a sua durabilidade, o qual será envolvido por duas chapas de aço com 0,5 centímetros cada uma.

Deste modo, e tendo em atenção a convecção interior e exterior da máquina, será possível obter um valor aproximado da taxa de perdas de calor existente no dispositivo.

Com as medidas dos tapetes obtidos anteriormente (secção 5.3), foi desenhado em "Solid Works" uma representação esquemática do equipamento, para que seja possível aproximar de seguida as perdas de calor do equipamento pelas faces laterais (figura 5.12).

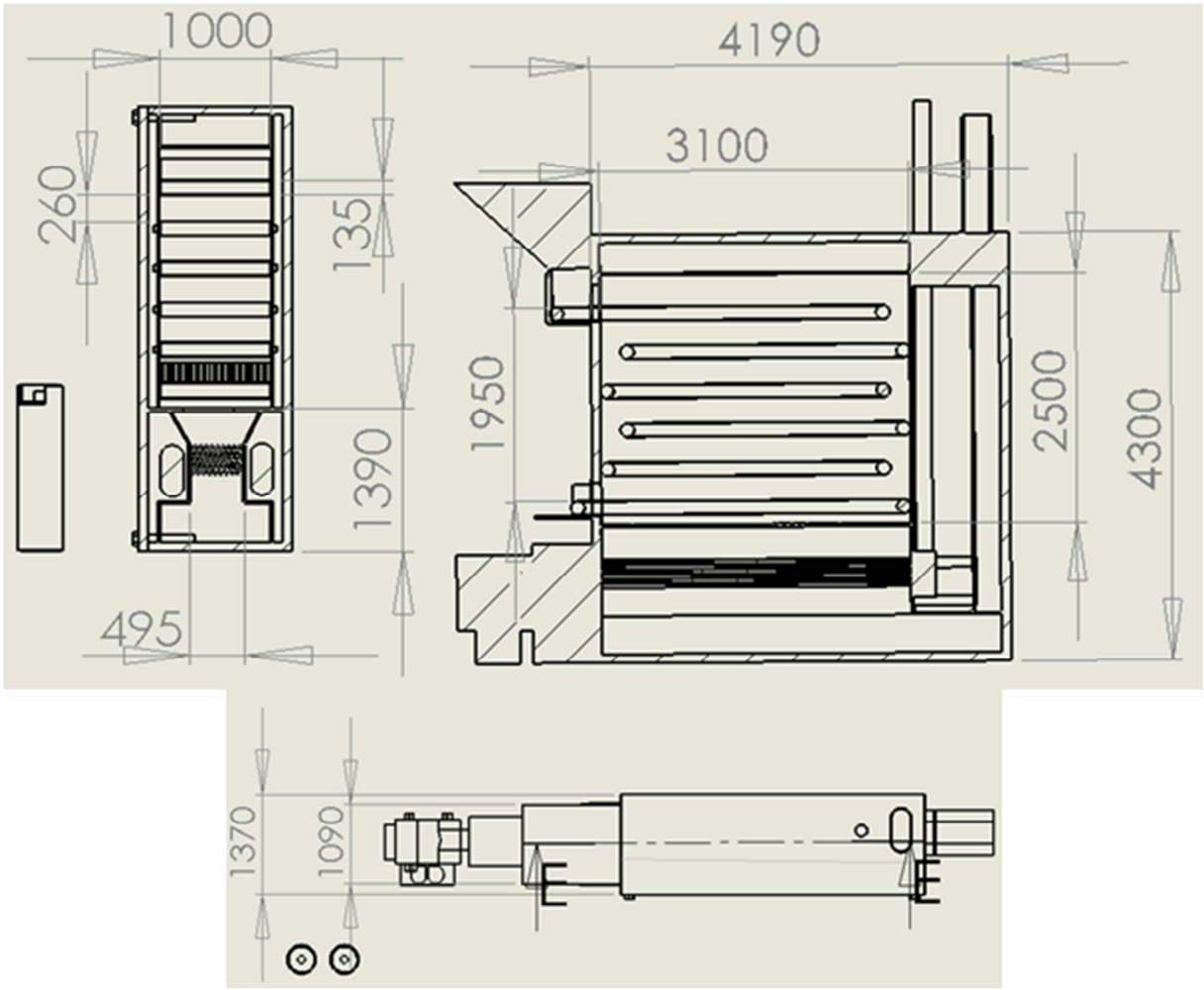


Figura 5.12 – Representação esquemática do equipamento de secagem sugerido

O equipamento terá forma de paralelepípedo, e portanto terá 6 faces. A face da base, estará em contacto com o solo através de um material com condutibilidade térmica desprezável face às outras faces, de modo que a base será considerada adiabática. As quatro faces laterais terão uma área total de 47,8 m^2, atribuindo uma altura de 4,3 metros ao equipamento, 1,37 metros

de largura e 4,19 metros de comprimento. A perda de calor na face de topo será calculada posteriormente.

Aplicando ao problema em questão, as faces laterais podem ser representadas como se mostra na figura 5.12.

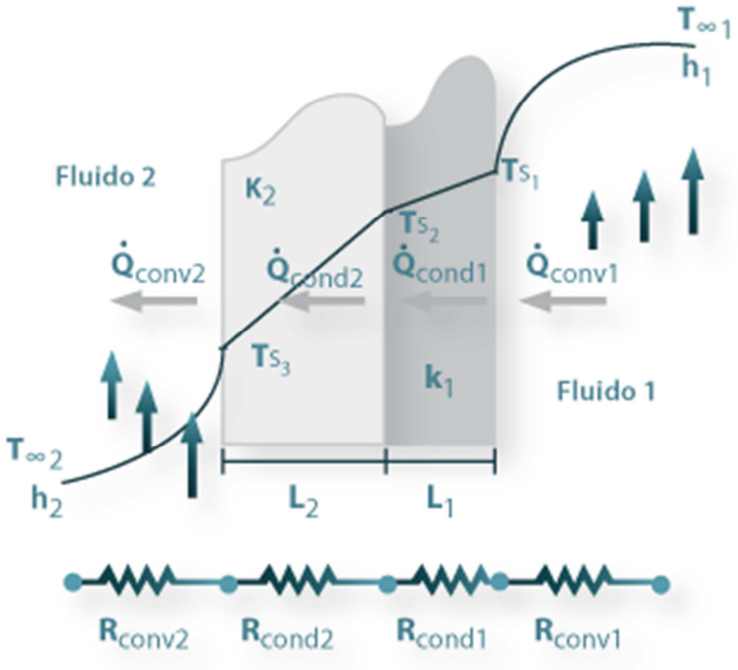


Figura 5.13 - Transferência de calor entre dois fluidos separados por uma parede constituída por duas camadas de materiais diferentes

Considerando dois fluidos a diferentes temperaturas ($T\infty_1$ e $T\infty_2$) separados por uma parede plana composta (lã de rocha e chapa de aço) como ilustra a figura 5.13, a transferência de calor é efectuada no sentido das temperaturas inferiores pelo mecanismo da condução nas paredes e por convecção nos fluidos. Considerando estado estacionário ($T\infty_1$ e $T\infty_2$ constantes no tempo) e a resistência de contacto entre superfícies desprezável, a potência térmica que circula através de cada camada é o mesmo:

$$\dot{Q}_{conv1} = \dot{Q}_{cond1} = \dot{Q}_{cond2} = \dot{Q}_{conv2} = \dot{Q}\ (\mathrm{W})$$

(EQ. 5.10)

Resolvendo o sistema de equações e simplificando, rapidamente se conclui que:

$$T_{\infty 1} - T_{\infty 2} = \dot{Q} \times (R_{conv1} + R_{cond1} + R_{cond2} + R_{conv2})$$

(EQ. 5.11)

(Isto é, a taxa de transferência de calor é a razão entre a diferença global de temperaturas e a resistência térmica total.)

$$R_{total} = \frac{1}{h_1 \times A_s} + \frac{L1}{k_1 \times A_s} + \frac{L2}{k_1 \times A_s} + \frac{1}{h_2 \times A_s} = \frac{1}{U \times A_s}$$

(EQ. 5.12)

As únicas incógnitas restantes neste ponto são h_1 e h_2, incógnitas estas que dependem fundamentalmente da velocidade a que circula o ar no interior do equipamento e da velocidade a que circula o ar no exterior do mesmo.

Tabela 5.5 - Gamas de valores típicos para o coeficiente de transferência de calor, h (Incropera, 2002)

Tipo de convecção	*h* ($W.m^{-2}.K^{-1}$)
Convecção natural em gases	2 - 15
Convecção natural em líquidos	50 - 1000
Convecção forçada em gases	25 - 250
Convecção forçada em líquidos	100 - 20000
Convecção com mudança de fase: ebulição e condensação	2500 - 100000

Dado que os valores de "h" terão um peso pouco significativo em relação à resistência térmica provocada pelo isolamento (lá de rocha), será dispensada neste momento o cálculo analítico referente a uma aproximação mais exacta de " h" de convecção exterior. Será usado o valor de 10 $W.m^{-2}.K^{-1}$ para h_2 correspondente a uma condição média para convecção natural em gases para o exterior da máquina.

Perdas de calor pelas paredes laterais

Considerando a temperatura da sala constante e igual a 20˚C e uma temperatura média do ar de secagem entre 80ºC e 62ºC (por análise de diagramas psicrométricos), o valor das perdas no equipamento, tendo em atenção as equações 5.11 e 5.12 será portanto dado por:

$$\dot{Q}_{perdas} = 47{,}8 \times \frac{(71 - 20)}{\frac{1}{h\_int} + \frac{0{,}01}{40} + \frac{0{,}08}{0{,}035} + \frac{1}{10}} \ (W)$$

(EQ. 5.13)

A convecção no interior do equipamento poderá ser obtida mediante um sistema iterativo tendo em conta a igualdade verificada em 5.12.

Arbitrando uma temperatura da parede em T_{s1} um pouco inferior à temperatura a que circula o ar de secagem 71˚C, procedeu-se do seguinte modo:

- $\bar{T}_{filme} = (71 + 63)/2 = 67$˚C

Recorrendo ao anexo C foram retiradas as propriedades do ar a esta temperatura (67˚C):

Massa volúmica = ρ = 1,035 kg/m^3

Calor específico = cp = 1,007 kJ/(kg.K)

Condutibilidade térmica = λ = 0,0297 W/(m.K)

Viscosidade dinâmica = μ = 0,000021 kg/(m.s)

Viscosidade cinemática = ν = μ/ρ = 0,00002 m^2/s

Comprimento de referência = L_{ref} = 2,5m, corresponde à altura do equipamento em que o ar de secagem (após permutador) se move junto às paredes até sair pela conduta de extracção (figura 5.12).

O valor de Reynolds do escoamento pode ser obtido através das propriedades do fluido.

$$Re = \frac{Vel_{\infty} \times L_{ref}}{\nu} = \frac{0{,}75 \times 2{,}5}{0{,}00002} = 93750 \xrightarrow{implica} Regime\ laminar$$

(EQ. 5.14)

Equação para Nusselt médio (Equação 5.15) obtida no anexo D. A equação 5.15 é válida enquanto acontece o regime laminar do escoamento e pode ser utilizada como aproximação para qualquer fluido onde 0 < Pr < ∞, e assumindo superfície isotérmica (temperatura da parede constante).

$$\overline{Nu} = \frac{0{,}6774 \times Re^{\frac{1}{2}} \times Pr^{\frac{1}{3}}}{\left[1+\left(\frac{0{,}0468}{Pr}\right)^{\frac{2}{3}}\right]^{\frac{1}{4}}} = 159{,}2$$

(EQ. 5.15)

$$\bar{h}\_int = \frac{\overline{Nu} \times \lambda}{L_{ref}} = 2{,}364 \quad \text{W / (m}^2\text{.˚C)}$$

(EQ. 5.16)

Deste modo é possível estimar o caudal de perdas por unidade de área do sistema:

$$\dot{Q}_{perdas} = \frac{(71-20)}{\frac{1}{2{,}364} + \frac{0{,}01}{40} + \frac{0{,}08}{0{,}035} + \frac{1}{10}} = 18{,}156\ W/m^2$$

(EQ. 5.17)

Verificando vêem;

$$18{,}152 = \ 2{,}38 \times (71 - T_{arb}) \equiv T_{arb} = 63{,}3^{\circ}C$$

Erro relativo:

$$\%Erro = \frac{63{,}3 - 63}{63{,}3} = 0{,}5\%$$

(EQ. 5.18)

Para calcular esta temperatura da parede interior do equipamento e do respectivo h_int de convecção, foi utilizado um total de 3 ciclos. Apenas o único ciclo foi representado neste trabalho. O erro relativo baixo, permite arbitrar a temperatura interior da parede em 63,3˚C e o h_int de convecção em 2,364 W / (m^2.˚C).

Deste modo, e considerando este valor, é possível calcular a perda de calor pelas paredes do equipamento:

$$Q_{perdas} = 47{,}8 \times \frac{(71-20)}{\frac{1}{2{,}364} + \frac{0{,}01}{40} + \frac{0{,}08}{0{,}035} + \frac{1}{10}} = 868\ W$$

(EQ. 5.19)

Perdas pela face de topo

As perdas pela face de topo do equipamento de secagem serão determinadas de modo diferente, dado que a velocidade de escoamento do ar junto à parede interior será bastante superior. O caudal de ar quente, que atravessa os 6 tapetes rolantes do secador através de uma área de 3 m^2, estreita a sua secção de passagem junto ao topo, onde o ar é forçado a circular horizontalmente através de um espaço confinado a 0,3 m^2. Deste modo a velocidade do ar de secagem aumenta desde 0,75 m/s para 7,5 m/s.

O cálculo desta perda de calor pelo equipamento, é em tudo semelhante ao cálculo utilizado anteriormente. A área da face de topo para este caso é:

$$largura_{topo} \times comprimento_{topo} = 1{,}37 \times 4{,}19 = 5{,}74\ m^2$$

(EQ. 5.20)

O valor das perdas no equipamento pela face de topo, tendo em atenção as equações 5.11 e 5.12 será portanto:

$$Q_{perdas} = 5{,}74 \times \frac{(71-20)}{\frac{1}{h\_int\_topo} + \frac{0{,}01}{40} + \frac{0{,}08}{0{,}035} + \frac{1}{10}}$$

(EQ. 5.21)

Arbitrando a temperatura interior da parede (69˚C) e o mesmo tipo de constituição, os valores das propriedades do ar, (Anexo C) para a temperatura de filme alteram-se:

- $T_{filme} = (71 + 69)/2 = 70$˚C

Massa volúmica = ρ = 1,027 kg/m^3

Calor especifico = cp = 1,008 kJ/(kg.K)

Condutibilidade térmica = λ = 0,0298 W/(m.K)

Viscosidade dinâmica = μ = 0,000021 kg/(m.s)

Viscosidade cinemática = ν = μ/ρ = 0,0000204 m^2/s

Comprimento de referência = L_{ref} = 4 m

O L_{ref} para a face de topo será de 4 metros pois associados aos 3 metros de comprimento total do tapete, deve ser acrescentado mais 1 metro de conduta em contacto directo com o topo do equipamento.

O valor de Reynolds do escoamento pode ser obtido através das propriedades do fluido onde o número de Reynolds crítico é de 5×10^5.

$$Re = \frac{Vel_\infty \times L_{ref}}{\nu} = \frac{7{,}5 \times 4}{0{,}0000204} = 1470590 \xrightarrow{implica} Regime\ laminar + turbulento$$

(EQ. 5.22)

Para este caso, o número de Nusselt, pode ser calculado através da equação 5.23, a qual se adapta a um regime misto para escoamentos exteriores paralelos à superfície Incropera, (2008).

$$\overline{Nu} = \left(0{,}037\ Re^{\frac{4}{5}} - 871\right) \times Pr^{\frac{1}{3}} = 2049$$

(EQ. 5.23)

Para regime misto (laminar + turbulento) sobre a placa $Re_L > Re_{cr}$ e 0,6 < Pr < 60 assumindo superfície isotérmica (temperatura da parede constante) ($5 \times 10^5 < ReL < 10^8$).

$$\bar{h}\_int\_topo = \frac{\overline{Nu} \times \lambda}{L_{ref}} = 15{,}3 \quad \text{W / (m}^2\text{.˚C)}$$

(EQ. 5.24)

Deste modo é possível estimar o caudal de perdas por unidade de área do sistema:

$$\dot{Q}_{perdas\_topo} = \frac{(71 - 20)}{\frac{1}{15{,}3} + \frac{0{,}01}{40} + \frac{0{,}08}{0{,}035} + \frac{1}{10}} = 20{,}8 \ W/m^2$$

(EQ. 5.25)

Verificando vêem;

$$20{,}8 = \ 15{,}6 \times (71 - T_{arb}) \equiv T_{arb} = 69{,}6^{\circ}C$$

Erro relativo:

$$\%Erro = \frac{69{,}6 - 69}{69{,}6} = 0{,}86\%$$

(EQ. 5.26)

Para calcular esta temperatura da parede interior de topo do equipamento e do respectivo h_int de convecção, foi utilizado um total de três ciclos. Apenas o último ciclo foi representado neste trabalho. O erro relativo baixo, permite arbitrar a temperatura interior da parede em 69,6˚C e o h_int de convecção em 15,3 W / (m^2.˚C).

Deste modo, e considerando este valor, é possível calcular a perda de calor pelo topo do equipamento:

$$Q_{perdas\_topo} = 5{,}74 \times \frac{(71 - 20)}{\frac{1}{15{,}3} + \frac{0{,}01}{40} + \frac{0{,}08}{0{,}035} + \frac{1}{10}} = 120 \ W$$

(EQ. 5.27)

Para completar este capítulo das perdas de calor do equipamento de secagem, conclui-se que:

$$Q(perdas_{total}) = Qparedes + Qtopo = 868 + 120 = 988 \ W$$

(EQ. 5.28)

5.5 Análise tapete a tapete

Considerar o equipamento de secagem de rolhas de cortiça como uma caixa fechada, onde entra e saí cortiça e entra e sai ar, com as suas respectivas condições de humidade e temperatura, traduz uma excelente aproximação da cinética de secagem enquanto modelo global.

No entanto, se for tomado em conta o que se passa no interior do secador, poderá ser efectuado um estudo mais pormenorizado da respectiva cinética de secagem.

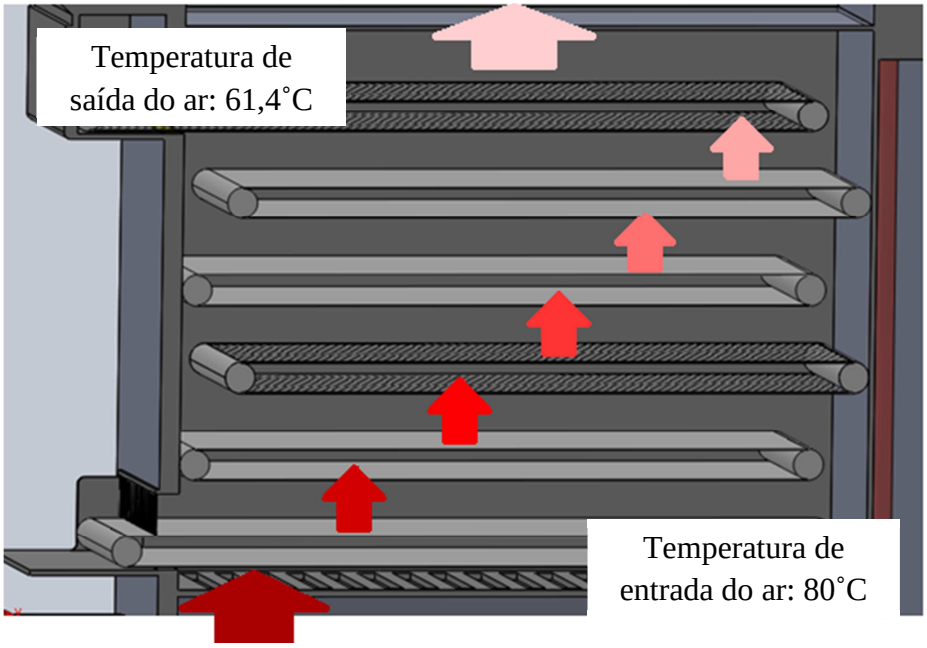


Figura 5.14 - Variação global da temperatura do ar de secagem (regime permanente)

Por outro lado, avaliando as curvas de secagem em termos adimensionais, e aplicando em seis intervalos de tempo iguais, é possível representar as humidades ao fim de cada tapete para uma distribuição de temperaturas exponencial entre os limites da Figura 5.14. De referir que todas as humidades se encontram na base seca e que o intervalo de tempo relativo ao percurso de uma rolha em cada tapete é de 15 minutos. Neste momento ainda não é possível aproximar a variação da humidade do ar nem a variação da temperatura da cortiça em cada tapete (incógnitas importantes para a análise tapete a tapete).

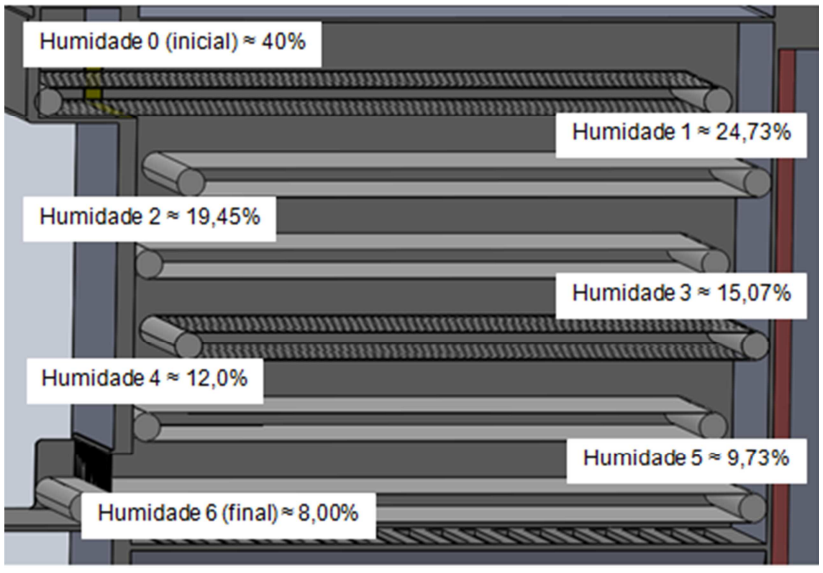


Figura 5.15 - Variação do teor de humidade na base seca de uma rolha

Utilizando software informático, foi possível resolver as equações e aproximar a evolução da temperatura da cortiça para cada tapete, assim como calcular a variação da temperatura de entrada do ar de secagem para cada tapete.

No gráfico da figura 5.16 foram representados estes dois parâmetros.

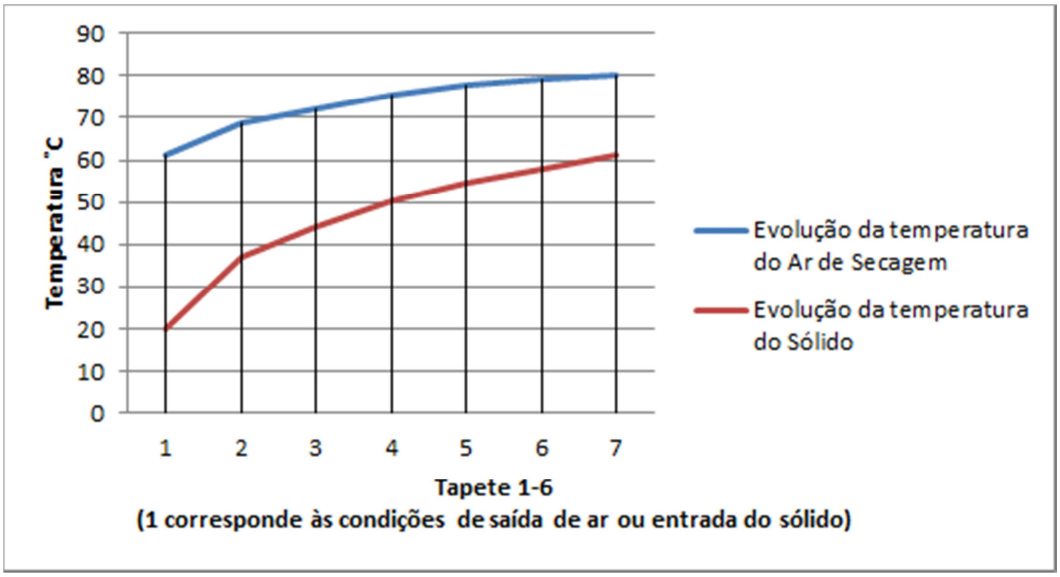


Figura 5.16 - Evolução da temperatura de saída do ar de secagem e do sólido

É importante relembrar neste ponto que a entrada de sólido e a entrada de ar de secagem, é realizada em "contra-corrente". Na figura 5.16, o tapete 1 referente ao sólido corresponde ao primeiro tapete que o sólido atravessa, assim como, o tapete 1 referente ao ar de secagem, corresponde ao primeiro tapete que o mesmo transpõe.

A partir deste ponto, é possível saber qual a temperatura do ar de secagem e do sólido para cada tapete e ao longo dos tapetes.

Deste modo, efectuando uma curva de secagem para cada temperatura e para cada intervalo de tempo, é possível saber se com a temperatura de secagem definida inicialmente com coeficiente de segurança (80ºC) é possível efectuar a secagem da cortiça para estas condições em 90 minutos.

De relembrar que a temperatura de 80ºC foi seleccionada na secção 5.1 (curvas de secagem) por excesso, e permitia a secagem de rolhas em apenas 70 minutos, no caso do ar de secagem tivesse a temperatura de 80ºC para todos os tapetes. (Ver tabela 5.3).

Após o balanço efectuado "tapete a tapete", foi verificado que a temperatura de secagem varia entre os vários tapetes, e será necessário verificar se os 90 minutos atribuídos são agora suficientes.

Calculando a temperatura média de secagem nos tapetes obtiveram-se os valores indicados na tabela 5.6.

Tabela 5.6 – Valor médio da temperatura de secagem da cortiça

Tapete número 1	80,00ºC
Tapete número 2	79,01ºC
Tapete número 3	77,69ºC
Tapete número 4	75,89ºC
Tapete número 5	73,33ºC
Tapete número 6	70,25ºC
Média temperatura:	76,02ºC

A temperatura média de secagem nos tapetes será de 76ºC, influenciando definitivamente o tempo de secagem da cortiça.

Voltando à secção 5.1, é possível verificar que com uma temperatura de secagem de 75ºC, é obtido um tempo total de secagem de 89 minutos.

Portanto, foi proveitoso sobredimensionar a temperatura de secagem para 80ºC, dado que uma análise mais penetrante ao equipamento coloca a temperatura média de secagem nos 76ºC, apenas a 1ºC além do limite mínimo dimensionado.

5.6 Equipamentos constituintes da máquina

5.6.1 Permutador

Considerando os seguintes termos:

- Fluido frio –ar que circula no equipamento principal e que permite efectuar a secagem do sólido (Temperatura varia entre 50ºC e 80ºC). Conforme os diagramas psicrométricos efectuados).
- Fluido quente – mistura de gases de combustão com ar oriundo do equipamento de secagem, que tem por finalidade atravessar o permutador de calor cedendo parte da sua energia interna (Admitindo uma temperatura entre 300ºC e 180ºC).

Para dimensionar o permutador de calor, foi necessário definir em primeiro lugar a potência térmica que o fluido quente irá libertar para o fluido frio.

Essa dada quantidade de calor que é necessário fornecer ao fluido frio, deve ser dimensionado para que o equipamento consiga operar em condições climatéricas extremas, mas deve ser optimizado para as condições climatéricas mais frequentes.

Na prática, o permutador irá fornecer sempre a potência térmica para o qual foi concebido, pois em caso de alteração de qualquer parâmetro no permutador, isso influenciará outros

parâmetros importantes (como a temperatura dos gases de saída na chaminé e parâmetros relativos à cinética da queima) e a isso levará por certo a uma perda de eficiência do permutador.

Existem no equipamento de secagem três locais mais indicados para efectuar ajustes de acordo com as distintas condições atmosféricas:

- Alterar a taxa de recirculação do ar no equipamento (entre os 22% e os 30% de ar novo);
- Alterar a velocidade linear dos tapetes de rolos;
- Aumentar ou diminuir o caudal de gás no queimador.

Ponderando a importância de cada alteração, é de referir que a modificação da velocidade linear dos tapetes influência de modo directo a quantidade de rolhas secas por hora, e deste modo deverá ser apenas ajustado em relação à variação da taxa de produção.

Alterando o caudal de gás, o dimensionamento do permutador já não será o mais adequado para essa mesma situação. Deverá ser estudado em ambiente industrial a influência desta mesma alteração, sobre o rendimento do permutador e sobre a influência na temperatura final do ar de secagem.

Para estimar a potência térmica necessária foram comparadas algumas situações, organizadas como se mostra na tabela 5.7:

Tabela 5.7 – Caudal de calor que o permutador deverá fornecer (condições limite)

Temperatura Exterior (˚C)	Humidade Exterior Relativa (%)	Percentagem Ar Novo (%)	Potência térmica (kW)
5	10%	30	82,12
5	90%	30	82,49
20	10%	30	**71,97**
20	90%	30	**72,88**
35	10%	30	61,87
35	90%	30	63,55

O caso mais crítico, a nível da quantidade de calor a transferir é nos meses de inverno, onde existem temperaturas mais baixas.

No entanto, e graças à capacidade de ajuste do equipamento a nível de recirculação de ar, foi averiguado qual a nova quantidade de calor, que seria necessário, com uma taxa de recirculação um pouco superior (78%).

Tabela 5.8 – Potência térmica necessária com menor percentagem de ar novo (30% > 22%)

Temperatura Exterior (˚C)	Humidade Exterior Relativa (%)	Percentagem Ar Novo (%)	Potência térmica (kW)
5	10%	22	**72,67**
5	90%	22	**72,9**

Reduzindo a quantidade de ar novo que entra no equipamento, a potência térmica baixa significativamente, e portanto, não será necessário dimensionar o permutador para uma temperatura do ar exterior de 5ºC e uma taxa de ar novo de 30%. Será simplesmente aumentada a taxa de recirculação de ar, para as condições de inverno.

Deste modo, o permutador deverá ter a capacidade de fornecer ≈72,9 kW em condições de temperatura que podem variar entre o mínimo de 5ºC e um máximo que não será um valor limitativo, dado que a temperatura do ar exterior nunca será superior à temperatura do ar de secagem.

Considerando um pequeno coeficiente de segurança na ordem dos 10% para perdas de calor no sistema queimador-misturador-permutador, este módulo do sistema de secagem, deverá ter a capacidade de transmitir 80 kW ao fluido frio.

Considerando uma temperatura de entrada do fluido no permutador de 300ºC e uma temperatura de saída de 180ºC, utilizando o software EES, e aplicando as equações presentes no capítulo referente ao sistema queimador-misturador-permutador (secção 3.2) foram gerados os resultados apresentados na tabela 5.9:

Tabela 5.9 – Propriedades relevantes no interior e exterior da tubagem do permutador

Interior da Tubagem, Permutador		**Exterior da Tubagem, Permutador**	
α de convecção	64,77 W/(m^2.ºC)	α de convecção	58,44 W/(m^2.ºC)
Reynolds	16000	Reynolds	8209
D. Interior	29,7 mm	D. Exterior	33,7 mm
Vel. Interior	21,34m/s	Vel. Exterior	1,58 m/s
Temp. Entrada	300ºC	Temp. Entrada	50ºC
Temp. Saída	180ºC	Temp. Saída	80ºC
Caudal Fluido Quente	0,549 kg/s	Caudal Fluido Frio	2,25 kg/s

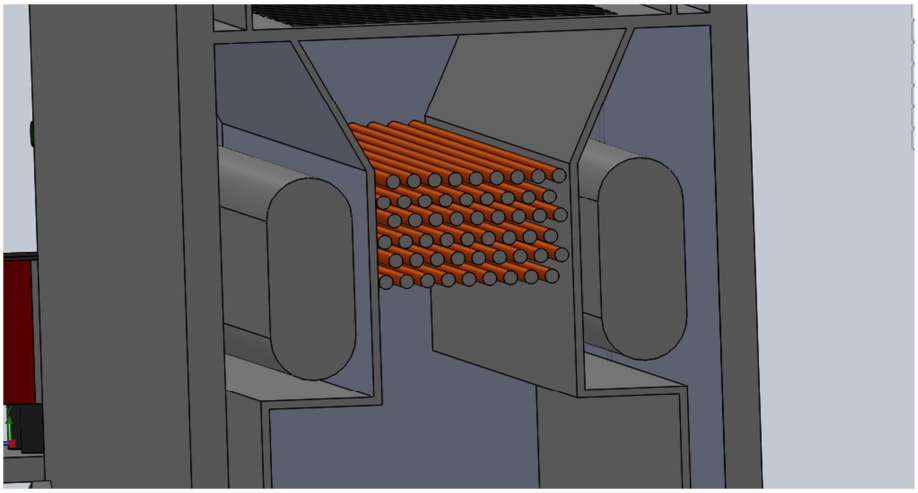


Figura 5.17 - Esquema representativo do permutador (6 camadas de tubos contendo 9 fileiras)

- ✓ Número de tubos ideal dimensionado: 52,46
- ✓ Número de tubos a utilizar: 9 linhas * 6 camadas = 54 Tubos
- ✓ Cada tubo com 3 metros de comprimento
- ✓ Velocidade máxima do fluido exterior em torno dos tubos 4,74 m/s

5.6.2 Queimador/Misturador

O queimador e o misturador devem ser dimensionados em conjunto e não apenas como unidades independentes. Este sistema deverá produzir uma mistura constituída por gases de combustão, (oriundos do queimador) e de ar, (procedente do misturador) que complemente as propriedades necessárias para entrada no permutador.

O caudal necessário fornecer ao permutador será portanto de 0,549 kg/s (tabela 5.9). A temperatura de entrada da mistura de fluidos deverá ser de 300ºC, como calculado no capítulo anterior.

Quanto maior for a temperatura do fluido (ar) que entra no misturador, menor será o caudal de gases de combustão necessário para obter a mistura desejada, ou, por outro lado, menor será o consumo de combustível a despender no mesmo aquecimento.

Análise do caudal de gás consumido pelo equipamento

Considerando agora o dimensionamento do queimador iniciado na secção 3.3.1, será necessário calcular em primeiro lugar a temperatura adiabática da chama. Partindo da equação 3.3, tem-se que:

$$PCI = \frac{\dot{m}_G}{\dot{m}_C} Cp_G (T_G - T_{ar}) \Rightarrow 46400 = \frac{868{,}1}{44{,}06} \times 1{,}424 \times (T_{adb} - 20) \equiv T_{adb} = 1674\ ^{o}\text{C}$$

(EQ. 5.29)

Conhecida a temperatura a que saem os gases após a queima, e sabendo que o permutador deve ser alimentado com gás a 300ºC e com um caudal mássico de 0,549 kg/s é possível efectuar um balanço energético ao misturador.

Partindo da equação 3.4 e considerando que o misturador, efectua uma mistura com ar oriundo da sala ou do exterior a 20ºC, com os produtos obtidos da combustão de propano, os resultados obtidos através da fusão entre as equações químicas da queima de propano e balanços termodinâmicos ao sistema ficam:

$$\dot{m}_{GC} \times 1{,}424\left(1674 - T_{ref}\right) + (0{,}549 - \dot{m}_{GC}) \times 1{,}004\left(\mathbf{20} - T_{ref}\right) = 0{,}549 \times \left(\frac{\dot{m}_{GC}}{0{,}549} \times 1{,}424 + \frac{0{,}549 - \dot{m}_{GC}}{0{,}549} \times 1{,}004\right)(300 - T_{ref})$$

(EQ. 5.30)

Onde, para T_{ref} = 30, $\dot{m}_{GC}$ = 0,069 kg/s.

Considerando a relação estequiométrica cedida pela equação química da queima de combustível obteve-se:

- Consumo de propano: 3,5 g/s
- Caudal necessário de propano e ar (20% excesso) de combustão: 69 g/s
- Caudal necessário de ar exterior: 480 g/s

Por outro lado, considerando que o misturador, efectua uma mistura com ar desperdiçado do equipamento principal, com os produtos obtidos da combustão de propano, os resultados obtidos através da mesma análise ficam:

$$\dot{m}_{GC} \times 1{,}424\left(1674 - T_{ref}\right) + (0{,}549 - \dot{m}_{GC}) \times 1{,}004\left(\mathbf{50} - T_{ref}\right) = 0{,}549 \times \left(\frac{\dot{m}_{GC}}{0{,}549} \times 1{,}424 + \frac{0{,}549 - \dot{m}_{GC}}{0{,}549} \times 1{,}004\right)(300 - T_{ref})$$

(EQ. 5.31)

Onde, para T_{ref} = 30, $\dot{m}_{GC}$ = 0,062 kg/s.

- Consumo de propano: 3,147 g/s
- Caudal necessário de propano e ar (20% excesso) de combustão: 62 g/s
- Caudal necessário de ar desperdiçado pelo equipamento principal: 487 g/s
    - **21,6%** do ar total que circula no equipamento principal

Outros valores obtidos no software EES relativos à análise do queimador a gás comum aos dois processos anteriores:

- PCI (Poder Calorífico Inferior): 46400 kJ/kg
- PCS (Poder Calorífico Superior): 50400 kJ/kg
- Excesso de ar na equação estequiométrica: 20%
- Constituição do gás propano: 3 átomos de Carbono, 8 átomos de Hidrogénio
- Calor específico Combustível: 1,644 kJ/(kg.K)
- Temperatura de entrada/saída no permutador: 300ºC/180ºC respectivamente

No anexo F, pode ser encontrado um método de cálculo simplificado para o caso de o secador utilizar electricidade para aquecer o ar de decagem até aos 80ºC.

Reacção química: Queima do Combustível

Reagentes: $1.C_3H_8 + 6.O_2 + 22{,}56.N_2$

Produtos: $3.CO_2 + 4.H_2O + 1.O_2 + 22{,}56.N_2$

Na ilustração 5.18 é possível localização no equipamento de secagem de cortiça e os seus respectivos constituintes.

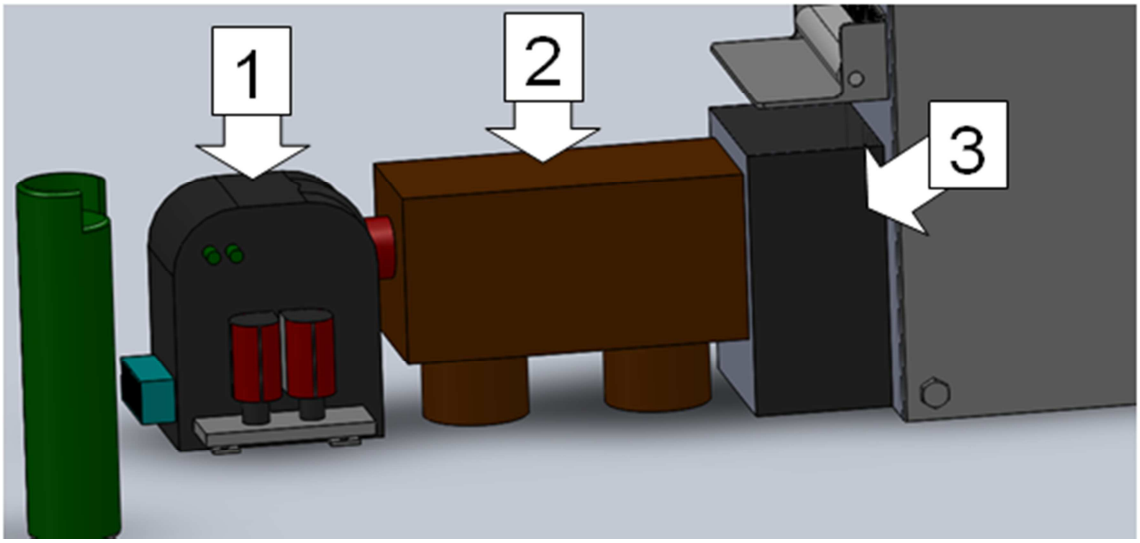


Figura 5.18 - Constituintes do sistema queimador/misturador

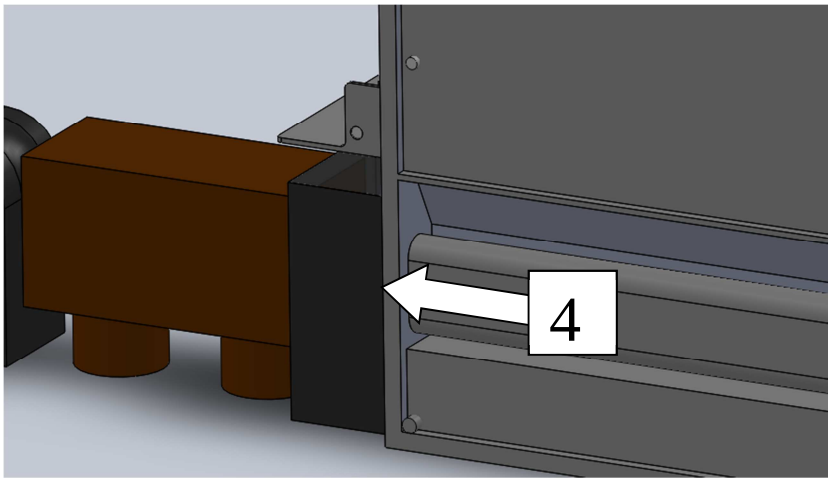


Figura 5.19 - Localização do misturador e conduta de ar desperdiçado pelo secador

1 - Injecção de propano, admissão de ar exterior (20ºC), ventilador secundário.

2 - Câmara de combustão. Local onde os reagentes dão lugar aos produtos da reacção, obtidos através da queima de gás propano.

3 - Misturador. Local onde uma pequena porção de produtos de combustão se mistura com todo, ou grande parte do ar de secagem desperdiçado pelo equipamento principal.

4 - Conduta de transporte de ar húmido rejeitado pelo equipamento principal.

De acordo com os resultados obtidos nesta secção, o equipamento será daqui em diante limitado a uma taxa de reaproveitamento de ar máxima de 78% (22% de ar novo).

O funcionamento do equipamento com taxa de reaproveitamento superior a 78%, implicará uma quantidade de ar desperdiçado insuficiente para utilização no permutador.

Este efeito irá sujeitar o equipamento a:

- Nova conduta para admissão de ar novo (exterior) para o misturador
  - Mais custos (equipamento)
  - Mais tempo despendido em manutenção
  - Maior complexidade no desenvolvimento e análise de custos

- Se não for colocada a conduta para admissão do ar exterior
  - A temperatura do ar à entrada do permutador irá subir
  - Velocidade/caudal do fluido quente diminui
  - Novo dimensionamento do permutador

5.6.3 Ventilador principal

Perdas de carga nos tapetes de rolos

Existem várias formas de medir o tamanho das partículas. Para partículas maiores do que cinco milímetros, podem usar-se instrumentos de medição directa como paquímetros e micrómetros, entre outros. Para partículas não esféricas de tamanho microscópico, inferior a 0.04 milímetros, usam-se métodos de medição indirectos. Neste último tipo de partículas a dimensão característica é dada por:

$$d_{p=(diâmetro\ da\ esfera\ com\ o\ mesmo\ volume\ da\ partícula)}$$

(EQ. 5.32)

A esfericidade das partículas pode ser calculada partindo da equação 5.33.

$$\phi_s = \left(\frac{superfície\ esférica}{superfície\ da\ partícula}\right)_{ambas\ de\ igual\ volume}$$

(EQ. 5.33)

Por esta definição, $0 < \phi_s < 1$ para partículas de qualquer formato; sendo $\phi_s = 1$ quando as partículas são esferas.

A variação de pressão em tapetes de partículas do mesmo tamanho pode ser encontrada através da correlação de Ergun, *Kunii e Levenspiel*, (2001):

$$\frac{\Delta_p}{L} g_c = 150 \frac{(1-\epsilon_m)^2}{{\epsilon_m}^3} \frac{\mu u_0}{\left(\phi_s d_p\right)^2} + 1.75 \frac{1-\epsilon_m}{{\epsilon_m}^3} \frac{\rho_g {u_0}^2}{\phi_s d_p}$$

(EQ. 5.34)

Onde:

Δ_p – perda de carga (Pascal)
L - altura do leito (m)
ϵ_m - porosidade do empilhamento ≈ 0.5
μ - viscosidade dinâmica (Pa.s)
u_0 - velocidade superficial do ar (m/s)
ϕ_s – esfericidade (entre 0-1)
d_p - diâmetro equivalente da partícula (m)
ρ_g – massa volúmica do gás de secagem (kg/m^3)

Esta equação relaciona as perdas de velocidade e de energia cinética. Para baixos números de Reynolds, as perdas de velocidade predominam e a equação 5.34 simplifica-se para:

$$\frac{\Delta_p}{L} g_c = 150 \frac{(1-\epsilon_m)^2}{{\epsilon_m}^3} \frac{\mu u_0}{\left(\phi_s d_p\right)^2} \, , Re_{p=} \frac{d_p \rho_g u_0}{\mu} < 20$$

(EQ. 5.35)

Para números de Reynolds altos, apenas são consideradas as perdas de energia cinética e a equação 5.34 toma o seguinte aspecto:

$$\frac{\Delta_p}{L} g_c = 1.75 \frac{1-\epsilon_m}{{\epsilon_m}^3} \frac{\rho_g {u_0}^2}{\phi_s d_p} \quad Re_p > 1000$$

(EQ. 5.36)

Para valores intermédios usa-se a equação 5.34.

Começa-se por calcular o volume da rolha através da fórmula do volume de um cilindro ideal:

$$V_{cilindro} = \pi r^2 h = 0.00002158\, m^3$$

(EQ. 5.37)

Onde r é o raio da base do cilindro e h a sua altura. Considerando uma esfera de volume equivalente ao da rolha, temos que:

$$V_{esfera} = V_{cilindro} \Leftrightarrow \frac{4\pi r^3}{3} = 0.00002158\, m \Leftrightarrow r = 0.01727 m$$

(EQ. 5.38)

Onde se conclui que o diâmetro da esfera d_p é igual a $0.03454m$.

Em seguida é calculada a esfericidade:

$$\phi_s = \frac{0.003748}{0.004459} = 0.8406$$

(EQ. 5.39)

Onde o valor no numerador é a área da superfície esférica e o valor do denominador é a área da superfície cilíndrica.

Resolvendo a equação de Ergun no programa EES[4] obtém-se a perda de carga em cada tapete. Obtendo assim uma perda de carga, Δp, de $78Pa$ para uma altura de carga de $14.4cm$.

Para alturas de carga diferentes, a equação deverá ser novamente resolvida e obtida novas perdas de carga.

Dado que o sistema é constituído por seis tapetes esta perda de carga deve ser multiplicada por seis, perfazendo um total de:

$$6 \times \Delta p = 468Pa$$

(EQ. 5.40)

Perdas de carga no permutador

O equipamento permutador de calor, desenvolve de igual modo uma perda de carga considerável e, por isso, é necessária a sua contabilização.

A perda de carga no permutador poderá ser calculada seguindo o livro Incropera, (2004).

Sendo assim apresenta-se seguidamente a equação de perda de carga em permutadores com arranjo escalonado de tubos:

$$\Delta P = Num_{camadas} \times X \times \left(\frac{\rho \times Vel_{máx}^2}{2}\right) \times f$$

(EQ. 5.41)

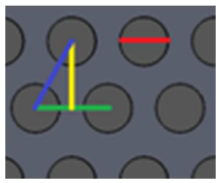
Em que $Num_{camadas}$ corresponde ao número de camadas ou fileiras que o ar de secagem deverá atravessar, X corresponde a um factor de correcção, f será o coeficiente de fricção, Vel_{max} e ρ a velocidade máxima do fluido junto aos tubos e a massa volúmica do fluido, respectivamente.

Seguindo os dados obtidos no cálculo do permutador no capítulo anterior tem-se que:

[4] Engineering Equations Solver

- ✓ Massa volúmica do ar a 50ºC (ρ) = 1,095 kg/m^3
- ✓ Velocidade máxima do fluido frio = 4,739 m/s
- ✓ Número de tubos a utilizar: 9 fileiras * 6 camadas = 54 Tubos
- ✓ Número de Reynolds para Velocidade máxima $Re_{D,máx}$: 10776,3

- ✓ Espaço entre camadas ($S_{camadas}$): 50,55 mm /|
- ✓ Espaço entre fileiras ($S_{fileiras}$): 50,55 mm /|
- ✓ Espaço entre diagonais ($S_{diagonal}$): 56,52 mm /|
- ✓ Diâmetro exterior tubo (D): 33,70 mm /|



Deste modo, a constante X pode ser obtida no gráfico do canto superior direito enquanto que a constante f poderá ser lida na restante área do gráfico da figura 5.20.

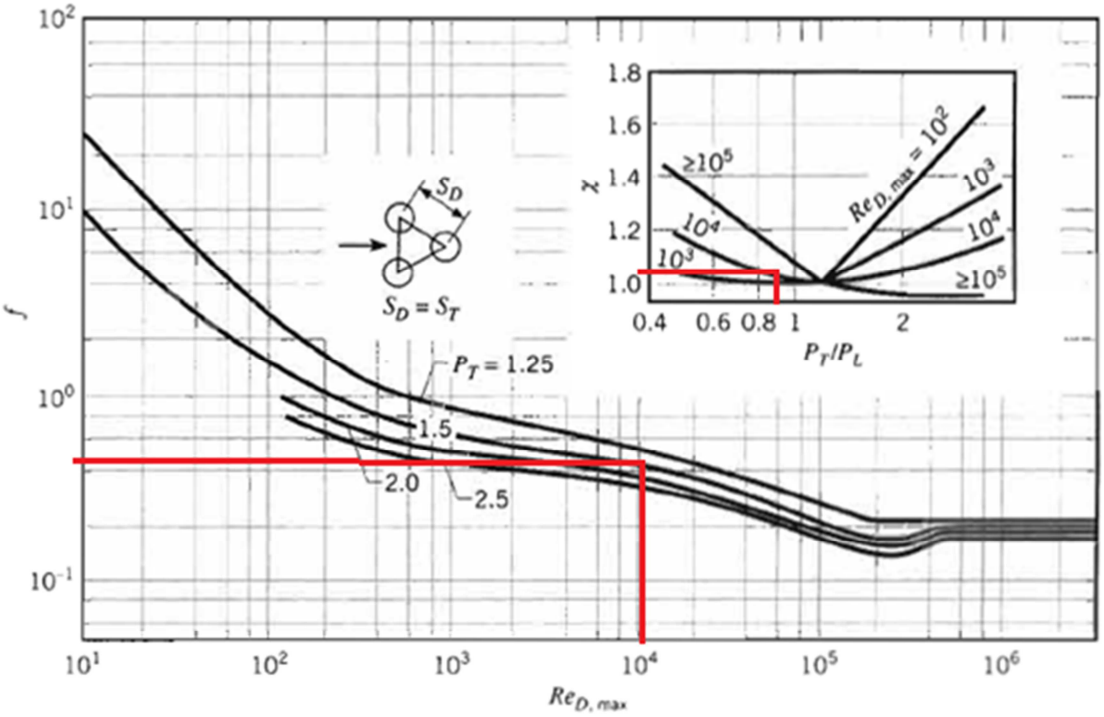


Figura 5.20 – Determinação das constantes para determinar perda de carga em permutador (Incropera, 2004)

Sendo;

$$P_T = \frac{S_{camadas}}{D} = \frac{50{,}55}{33{,}70} = 1{,}5 \quad \text{e} \quad P_L = \frac{S_{diagonal}}{D} = \frac{56{,}52}{33{,}70} = 1{,}677$$

$$\frac{P_T}{P_L} = 0{,}9$$

(EQ. 5.42)

E portanto X = 1,05 e f=0,45

$$\Delta_p = 6 * 1{,}05 * \left(\frac{1{,}095 * 4{,}739^2}{2}\right) * 0{,}45 \equiv \Delta_p = 31{,}84 \text{ Pa}$$

(EQ. 5.43)

A perda de carga no permutador de fluxo cruzado é de 32 Pa.

Perdas de carga nas condutas

A nível de condutas de transporte de ar (Figura 5.21), foram escolhidas condutas rectangulares com dimensões na ordem dos 250 mm × 600 mm.

O diâmetro equivalente pode ser aproximado pela equação 5.44.

$$D_{eq} = 4 \times \frac{Área}{Perímetro} = \frac{4 \times 0{,}25 \times 0{,}6}{0{,}5 + 1{,}2} = 353\ [mm]$$

(EQ. 5.44)

O diâmetro equivalente é de aproximadamente 350 mm. e a velocidade do fluido a circular dentro das condutas será dado por:

$$\frac{2{,}25\ m^3/s}{0{,}25 * 0{,}6\ m^2} = 15\ m/s$$

(EQ. 5.45)

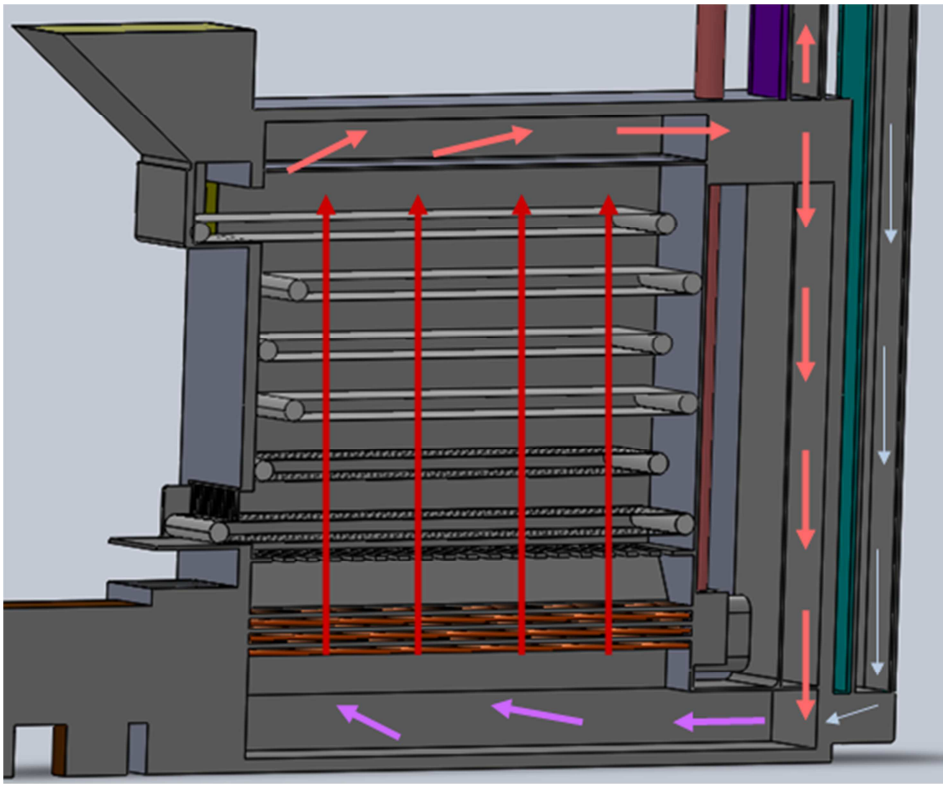


Figura 5.21 - Circulação de ar nas condutas do equipamento

No gráfico da figura 5.22, é possível determinar a perda de carga por cada metro de conduta, fazendo coincidir os valores relativos ao débito de ar, velocidade do ar e do diâmetro equivalente da conduta.

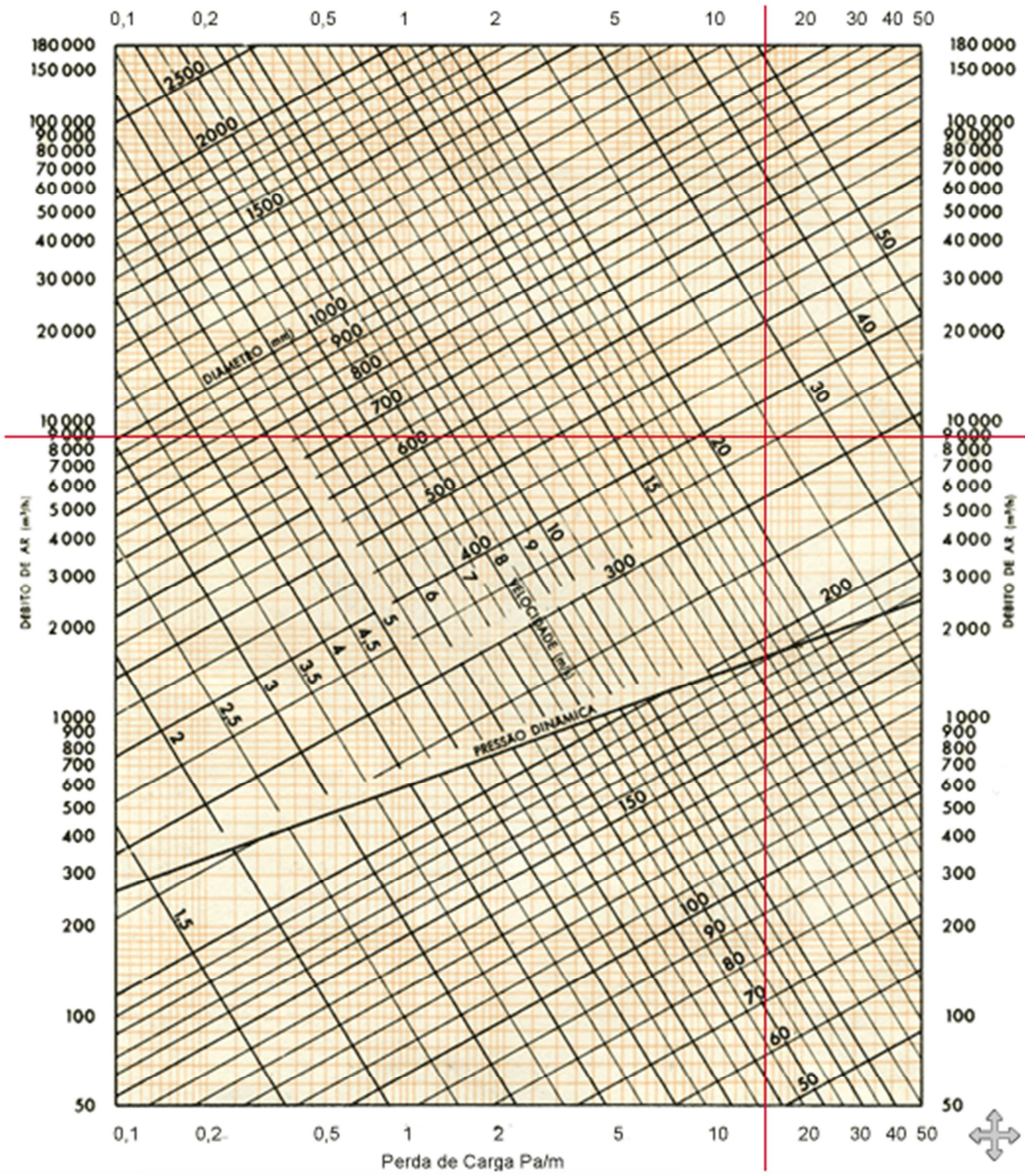


Figura 5.22 - Perdas de carga em condutas circulares (www.decflex.com)

Aproximando uma distância total de comprimento de condutas a 3 + 3 + 4 =10 metros, e considerando ainda um coeficiente devido à rugosidade das condutas de 1,2, a respectiva perda de carga nos troços rectilíneos será dado por:

$$\frac{15Pa}{m} \times 10\ metros \times 1{,}2(rugos.) = 180\ Pa$$

(EQ. 5.46)

Atribuindo mais 100 Pascal para curvas nas condutas, equipamentos suplementares como misturadores e "tês" de ligação entre tubagens e estreitamentos, pode ser estimado aproximadamente 280 Pascal para perdas de carga total nas condutas adjacentes ao ventilador principal.

Este valor deverá ser recalculado, quando as dimensões do equipamento estiveram perfeitamente definidas com o cliente e os materiais e equipamentos de transporte de ar se encontrarem perfeitamente definidos.

Perda de Carga Total para o Ventilador Principal

A queda de pressão total fica:

$$\Delta_{p,total} = 468 + 32 + 280 = 780\ Pa$$

(EQ. 5.47)

Potência do ventilador principal

O ar é um fluido compressível e não havendo variação de temperatura é considerada uma evolução isotérmica, sendo assim:

$$P\_efectiva_{ventilador} = R * T_2 * Ln\left(\frac{P_2}{P_1}\right)$$

(EQ. 5.48)

Então:

$$P\_efectiva_{ventilador} = 0{,}287 * (50 + 273{,}15) * Ln\left(\frac{102080}{101300}\right)$$

$$P\_efectiva_{ventilador} = 711\ W$$

$$P_{mecânica} = \frac{P\_efectiva_{ventilador}}{Rendimento(60\%)} \approx 1{,}2\ kW$$

(EQ. 5.49)

No anexo E é feita uma selecção de um ventilador através de catálogo, com base no caudal necessário de ar de secagem e na diferença de pressão requerida. Por este método, o ventilador irá consumir 3 kW.

5.7 Condições limite para condições atmosféricas adversas e para a taxa de recirculação de ar

A nível de recirculação de ar limite, as condições podem variar entre os 77% (máximo) que é atingida para uma temperatura exterior de 5ºC e 90% de humidade relativa, e um mínimo não limitativo que irá variar de forma directa com a temperatura do ar exterior.

Tabela 5.10 – Condições limite de trabalho do equipamento de secagem

Temp. do ar exterior	Humidade do ar exterior	Taxa de ar novo	Humidade absoluta do ar de secagem	Potência térmica fornecido pelo permutador
5 ºC	10%	23%	23,4 g/kg (ar seco)	72,73 kW
5 ºC	50%	23%	25,6 g/kg (ar seco)	72,85 kW
5 ºC	90%	23%	27,7 g/kg (ar seco)	72,96 kW
20 ºC	10%	30%	17,4 g/kg (ar seco)	71,96 kW
20 ºC	50%	30%	23,3 g/kg (ar seco)	72,42 kW
20 ºC	90%	30%	29,2 g/kg (ar seco)	72,87 kW
35 ºC	10%	30%	19,4 g/kg (ar seco)	**61,90 kW**
35 ºC	50%	30%	33,8 g/kg (ar seco)	**62,71 kW**
35 ºC	90%	30%	48,8 g/kg (ar seco)	**63,55 kW**
80 ºC (lim.)	---	*100%*	----	*0 kW*

Analisando a tabela 5.10, é possível verificar que todas as condições podem ser alcançadas variando simplesmente a taxa de ar novo do equipamento. De notar também que quanto maior o caudal de ar novo tido em consideração, maior será a quantidade de calor que o permutador terá que fornecer.

Para uma temperatura de 35ºC e no caso de se pretender que a potência térmica cedida pelo permutador seja sempre constante e igual a 72-73 kW, a taxa de ar novo deverá ser ajustada para 46% na tabela 5.10, ficando:

Tabela 5.11 – Ar novo necessário para manter a potência térmica cedida pelo permutador invariável (35ºC)

Temperatura do ar exterior	Humidade do ar exterior	Taxa de ar novo	Humidade absoluta do ar de secagem	Potência térmica fornecida pelo permutador
35 ºC	10%	46%	11,50 g/kg (ar seco)	71,13 kW
35 ºC	50%	46%	25,84 g/kg (ar seco)	72,37 kW
35 ºC	90%	46%	40,87 g/kg (ar seco)	73,64 kW

5.8 Custos de processo/Avaliação final

Com o intuito de avaliar o desempenho do equipamento em termos económicos, será estimado nesta secção, o custo total esperado de operação do secador, destinado apenas ao aquecimento do ar de secagem e do ventilador principal a operar em regime permanente. Nesta avaliação será contabilizada o consumo específico do equipamento em termos de preço por hora e em termos de preço por quantidade de rolhas secas.

Efectuando uma análise do custo das energias necessárias obtém-se as tabelas 5.12 e 5.13.

Tabela 5.12 – Custos de venda a público de gás propano

Botija (kg)	Preço (€)	Preço por kg	Empresa
11	22,70	2,06	Esso/Oz Energia
11	23,50	2,13	BP
11	24,60	2,23	Galp Gás
45	79,00	1,76	Esso/Oz Energia
45	80,90	1,80	BP
45	84,00	1,87	Galp Gás



Em média, é mais barato utilizar garrafas de gás propano de 45 kg em detrimento das de 11 kg, e cujo preço médio ronda os 79€[5].

Tabela 5.13 – Custo de venda a público de electricidade

Preço (€/(kW.h))	Trimestre do ano	Empresa
0,0945	I	edp
0,1158	II	
0,1158	III	
0,0945	IV	

A energia eléctrica tem um custo médio[6] aproximado de 0.10€/kWh para empresas.

Utilizando gás propano, e dado que o secador consome cerca de $3{,}14 g/s$ de gás propano, ou seja, $11.3\ kg/h$. Com estas condições, uma garrafa de 45kg tem uma duração aproximada de 4 horas. Quer isto dizer que cada hora de uso de gás propano tem um custo de:

$$\frac{79€}{4h} = 19{,}75\ €/h \qquad \text{(EQ. 5.50)}$$

[5] http://www.tv-alvitecnica.com
[6] http://www.edpsu.pt/pt/empresas/tarifasehorarios/Pages/TarifaMT.aspx

O sistema é ainda composto pelo ventilador, que tem uma potência energética de 3 kW, logo, considerando o preço da electricidade acima mencionado, um custo de 0.30€/h.

O sistema (em conjunto) tem portanto, um custo total de **20€** por hora, período durante o qual a máquina seca 40000 rolhas.

Custos associados apenas ao funcionamento do secador, sem contar com a amortização do equipamento nem despesas de manutenção:

≈50 Cêntimos por cada 1000 Rolhas

O equipamento da Figura 5.23 irá consumir 50 cêntimos por cada 1000 rolhas secas.

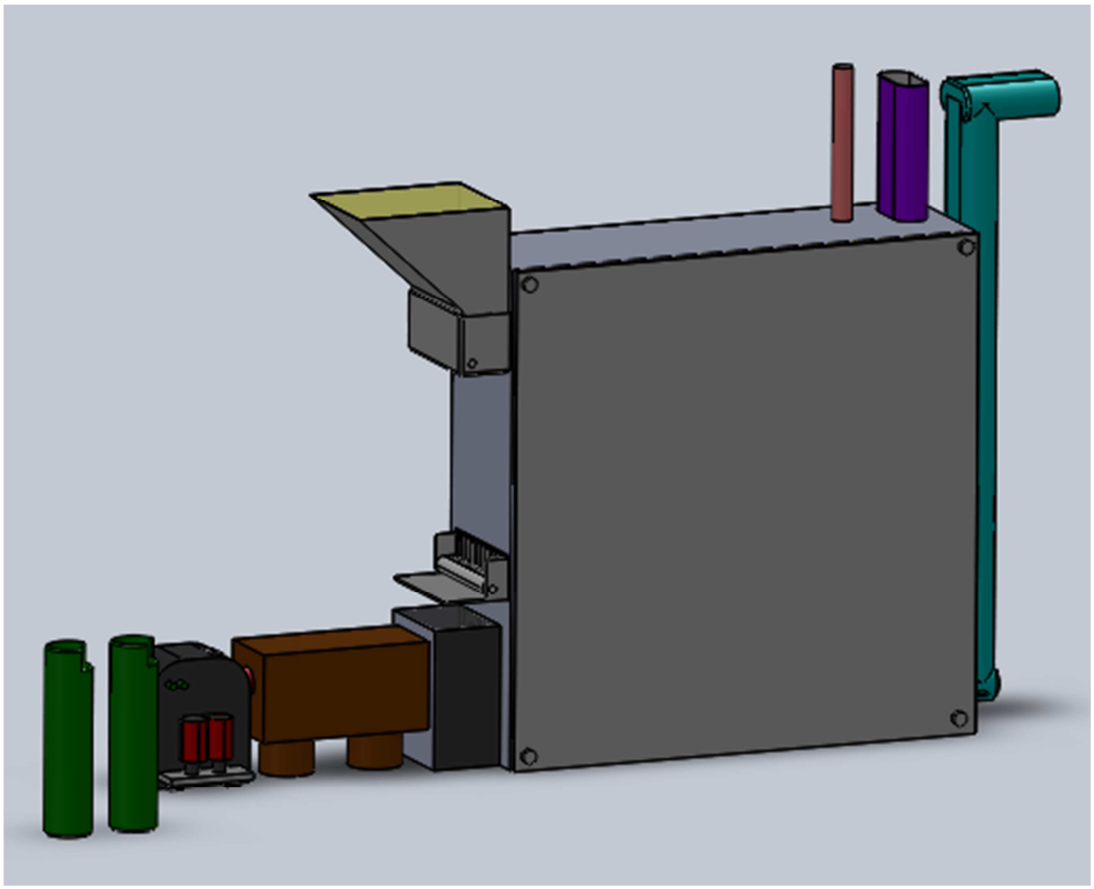


Figura 5.23 – Forma final do secador linear de rolhas de cortiça

6 Conclusões

O objectivo deste trabalho era o dimensionamento de um equipamento industrial, com a capacidade de secar 40 mil rolhas de cortiça por hora. Esse respectivo equipamento, deveria operar, por indicação do cliente através de tapetes de rolos com movimento contínuo, e serem constituídos por rede.

O prazo acordado para entrega deste projecto, limitou de forma clara, a possibilidade de um dimensionamento mais afinado dos componentes mecânicos constituintes do secador, levando deste modo o autor a partir para um dimensionamento termodinâmico mais aperfeiçoado, e um dimensionamento mecânico mais simplista, mas sempre baseado em equações assertórias e bibliograficamente verificadas.

O modo como correu a evolução deste projecto relevou-se complexa à medida que se foram desenvolvendo cada vez mais variáveis que dependiam de resultados já obtidos e outros que ainda não tinham sido estudados.

Desde o princípio do dimensionamento do equipamento, foi sentida uma necessidade de atribuir valores a determinadas variáveis dimensionais, pois não seria possível continuar sem as mesmas. Ao admitir certas quantidades, podem ser cometidos erros devido à falta de experiência com este tipo de equipamentos dado que existe pouca informação disponível sobre o mesmo.

Apesar desta ressalva, os valores arbitrados permitiram um dimensionamento do equipamento mais completo e particularizado a três níveis:

- Dimensões gerais do equipamento de secagem;
- Funcionamento mecânico e termodinâmico do equipamento;
- Consumos do equipamento.

Efectuando um pequeno resumo dos valores obtidos ao longo do trabalho, poderão ser representados esquematicamente na figura 6.1, tabelas 6.1 e 6.2 os seguintes aspectos:

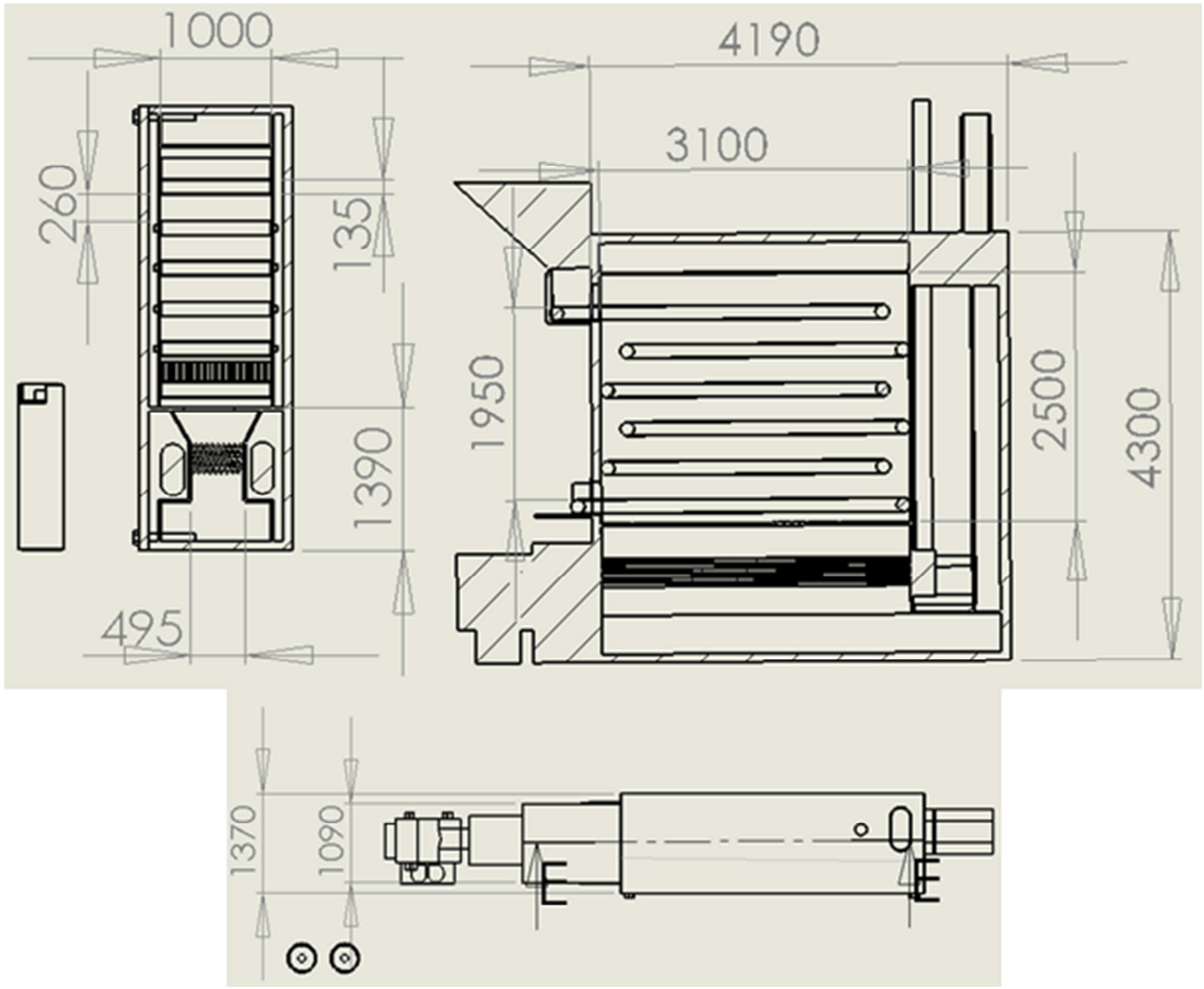


Figura 6.1 - Dimensões gerais do equipamento de secagem (dimensões em [mm])

Tabela 6.1 - Funcionamento mecânico e termodinâmico do equipamento

Equipamento principal de secagem de cortiça			
Número total de tapetes	6 tapetes	Caudal mássico - ar de secagem	2,25 kg/s
Velocidade linear tapetes	20 cm/min	Velocidade média - ar de secagem	0,75 m/s
Altura de Carga	14,4 cm	Caudal mássico de cortiça seca	48 g/s
Quant. de rolhas no equipamento	60000 unid.	Tempo total de estágio no secador	90 min
Rolhas secas numa hora	40000 unid.	Perdas de calor no equipamento	1 kW
Humidade inicial rolhas	40 % bs	Recirculação de ar máxima	77%
Humidade final rolhas	8 % bs	Recirculação de ar mínima	N.A.
Equipamento complementar de apoio			
Potência necessária - permutador	80 kW	Número de tubos necessários	54
Temp. entrada fluido quente	300 ºC	Temp. saída fluido quente	180 ºC
Combustível a utilizar	Propano	Potencia do ventilador principal	3 kW

Tabela 6.2 - Consumos do equipamento

Consumo de propano	3,14 g/s	Consumo electricidade	≈3 kW.h
Custos com gás	19,7 €/h	Custos com electricidade	0,3 €/h
Custo total	≈20 €/h	Custo por cada 1000 rolhas	0,50 €

Por último e relativamente a este trabalho, será apelado a um redimensionamento com o objectivo não só de dimensionar, mas também de optimizar todo o equipamento de secagem envolvido.

Durante este projecto procurou-se dimensionar os componentes mais importantes para condições muitas vezes adaptadas de outras experiências, ou mesmo de valores arbitrados. Todos os cálculos deverão ser revistos e optimizados para corresponder ao requerido por cada situação prática no momento da sua instalação.

Sugestões para trabalhos futuros

Como primeira instigação volto a referir a importância de efectuar experiências relativas à variação de humidade na cortiça e em sólidos no geral, considerando várias humidades do ar de secagem para uma determinada temperatura. O senso comum leva a admitir como verdade que a duração de uma secagem através dos métodos apresentados neste trabalho varia de forma inversamente proporcional, ao aumento da humidade absoluta ou relativa, do ar que o seca. Agora torna-se importante definir quanto varia e como varia esta relação.

Outra sugestão que poderá ser estudada em trabalhos futuros será a tentativa de secar rolhas ou outros sólidos através do uso de micro-ondas. A teoria sugere que as micro-ondas actuam directamente na água a qual se pretende remover do respectivo sólido. Ao actuar directamente onde se pretende, existem fortes indicações que se poderão obter excelentes desempenhos utilizando esta metodologia. No entanto, deverá ser encontrada uma potência baixa, que evite que a água atinja mais do que 80 ºC dentro da cortiça para não a danificar.

7 Bibliografia

ASHRAE, 1981, Fundamentals Handbook - Psychrometrics, Atlanta.

Cortiça Factos e História, *Cork Information Bureau* (2009).

Daizo Kunii, Octave Levenspiel, Fluidization *Engineering*, Characterization of Fixed Beds: 64-67.

Durand, A. A. and Maldonado, J. M., 1991, Correction Factors for Double-Pipe Heat Exchangers, Chemical Engineering.

E. de Oliveira Fernandes e M. Dias de Castro, Acetatos teóricos de Transferência de Calor, MIEM 2008-2009, FEUP-Porto.

Gardner, A. W., 1971, Industrial Drying, George Godwin LTD.

Incropera, P. F. and De Witt, D. P., Fundamentals of Heat and Mass Transfer, John Wiley & Sons, 5th Edition 2004.

Keey, R. R., 1978, Introduction to Industrial Drying Operations, Pergamon Press, Oxford.

Magalhães, A. G., 2004, Caracterização de Condições de Secagem de Rolhas de Cortiça Num Leitos de Jorro, Tese de Mestrado, FEUP, Porto.

Majumdar, A. S., 1983, Advances in Drying Volume 2, McGraw-Hill.

Martins, L. A. S. B., 1990, Determinação de Curvas Características da Secagem de Rolhas de Cortiça, Tese de Mestrado, FEUP, Porto.

Martins, L.A: S. B., Pinho, C. M. C. T. and Santos, A.M.S., 1994, Characteristic Drying Curves of Corks in a Slim Fixed Bed, III Congresso de Engenharia Mecânica Norete-Nordeste, Belém - Pa, Brasil.

Mujamdar. A. S. and Ménon, A. S., 1995, Drying of Solids: Principles, Classification and Selection of Dryers, in Handbook of Industrial Drying, New York.

Pinho, C. M. C. T. and Santos, A. M. S., 1994, Design and Development of a Continuous Cork Stoppers Dryer, 14th Brazilian Congress of Mechanical Engineering, Bauru-SP, Brasil.

Vilares, P, 1997, Projecto de Instalações, Porto.

Outras referências (Internet):

(E-book) Livro electrónico sobre secagem industrial de Ennio Cruz da Costa: http://issuu.com/editorablucher/docs/issu_secagem_industrial_isbn9788521204176
Online dia 07-06-2010.

Tabelas para consulta de propriedades do ar para diferentes condições de temperatura:
http://www.perdiamateria.eng.br/Transcal/tabela5.jpg
Online dia 15-06-2010.

Utilitário para cálculo de perdas de carga em linha sobre condutas circulares: http://www.decflex.com/engine.php?cat=57
Online dia 05-07-2010.

Associação portuguesa de cortiça. Site de apoio à utilização de rolhas de cortiça.
www.realcork.org
Online dia 05-07-2010.

Empresa de fabrico e exportação de rolhas de cortiça em Portugal.
http://www.masilva.pt
Online dia 05-07-2010.

8 Anexos

Anexo A

Dados experimentais retirados de gráfico

(L. B. Martins em congresso (Brasil))

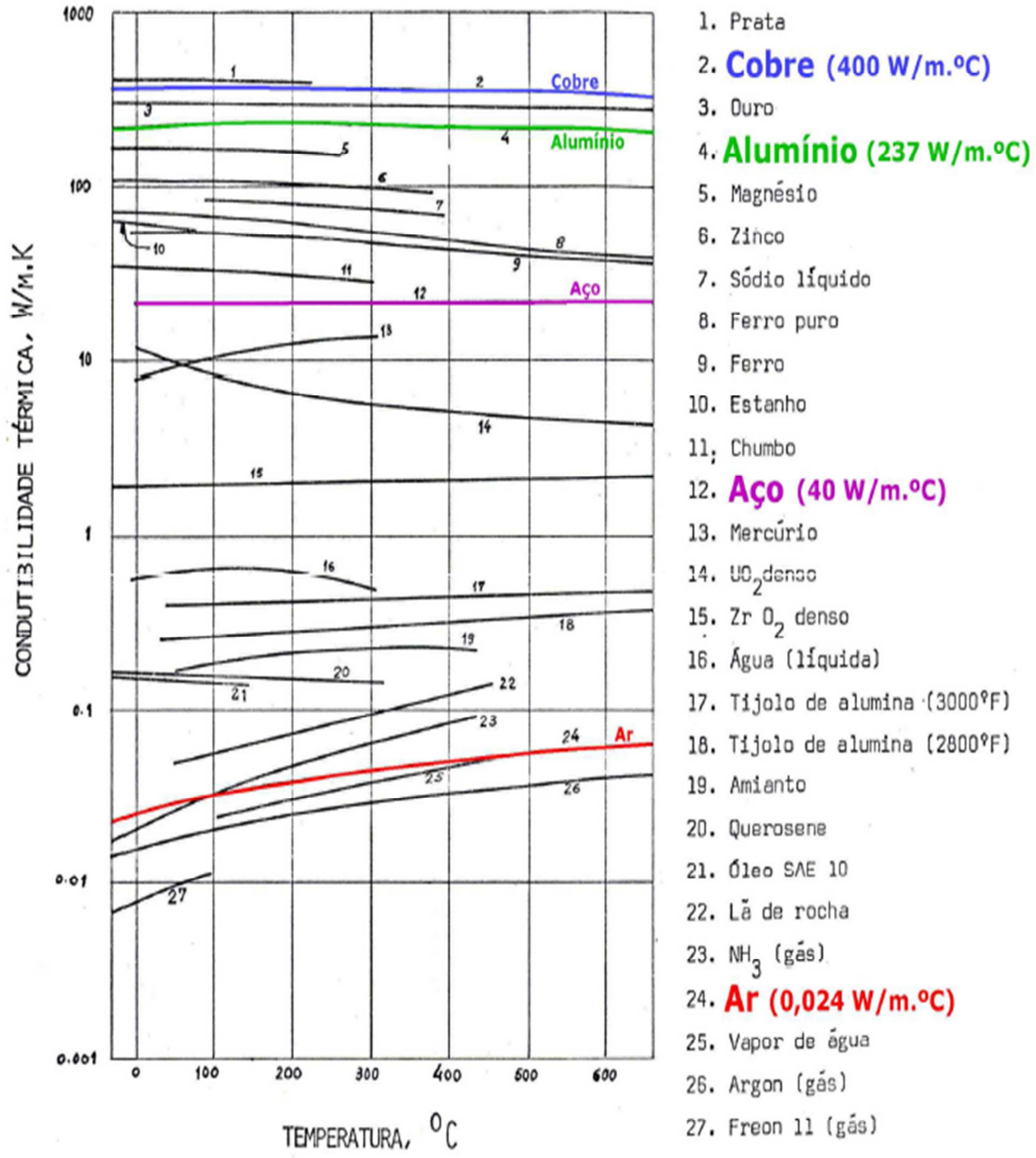
Tabela 8.1 – Dados experimentais utilizados na determinação da curva de secagem(L. B. Martins em congresso (Brasil))

Ponto Exp	Ø (experim)	Teor hum.	T(Cels)	U - vel m/s	t(s)	Ø calc	|Øcalc-Øexp|	Erro relativo	Erro rel. Quad
1	**0,8**	0,2908	80	0,75	250	0,825	0,024958	0,031197	0,000973
2	**0,68**	0,24928	80	0,75	500	0,714	0,033785	0,049683	0,002468
3	**0,56**	0,20776	80	0,75	1000	0,554	0,006124	0,010937	0,000120
4	**0,44**	0,16624	80	0,75	1500	0,440	0,000321	0,000729	0,000001
5	**0,38**	0,14548	80	0,75	2000	0,355	0,024866	0,065436	0,004282
6	**0,27**	0,10742	80	0,75	3000	0,238	0,032429	0,120109	0,014426
7	**0,19**	0,07974	80	0,75	4000	0,163	0,027006	0,142135	0,020202
8	**0,12**	0,05552	80	0,75	5000	0,114	0,006169	0,051407	0,002643
9	**0,1**	0,0486	80	0,75	5400	0,099	0,001004	0,010039	0,000101
1	**0,77**	0,28042	80	1	250	0,804	0,033843	0,043951	0,001932
2	**0,64**	0,23544	80	1	500	0,685	0,044745	0,069914	0,004888
3	**0,51**	0,19046	80	1	1000	0,518	0,008491	0,016650	0,000277
4	**0,41**	0,15586	80	1	1500	0,404	0,006047	0,014749	0,000218
5	**0,33**	0,12818	80	1	2000	0,320	0,009927	0,030083	0,000905
6	**0,22**	0,09012	80	1	3000	0,208	0,012403	0,056378	0,003178
7	**0,15**	0,0659	80	1	4000	0,139	0,011355	0,075701	0,005731
8	**0,1**	0,0486	80	1	5000	0,095	0,005492	0,054916	0,003016
9	**0,08**	0,04168	80	1	5400	0,081	0,001447	0,018088	0,000327
1	**0,73**	0,26658	80	1,5	250	0,770	0,039822	0,054551	0,002976
2	**0,58**	0,21468	80	1,5	500	0,639	0,059321	0,102278	0,010461
3	**0,44**	0,16624	80	1,5	1000	0,465	0,025333	0,057576	0,003315
4	**0,36**	0,13856	80	1,5	1500	0,351	0,009029	0,025080	0,000629
5	**0,28**	0,11088	80	1,5	2000	0,270	0,009697	0,034633	0,001199
6	**0,19**	0,07974	80	1,5	3000	0,167	0,023130	0,121737	0,014820
7	**0,12**	0,05552	80	1,5	4000	0,107	0,013237	0,110311	0,012169
8	**0,07**	0,03822	80	1,5	5000	0,070	0,000022	0,000317	0,000000
9	**0,06**	0,03476	80	1,5	5400	0,059	0,000522	0,008708	0,000076
1	0,79768786	**0,29**	80	1	250	0,804	0,006155	0,007716	0,000060
2	0,68208092	**0,25**	80	1	500	0,685	0,002664	0,003906	0,000015
3	0,50867052	**0,19**	80	1	1000	0,518	0,009821	0,019307	0,000373
4	0,39306358	**0,15**	80	1	1500	0,404	0,010889	0,027704	0,000767
5	0,32080925	**0,125**	80	1	2000	0,320	0,000737	0,002296	0,000005
6	0,20520231	**0,085**	80	1	3000	0,208	0,002395	0,011669	0,000136
7	0,14739884	**0,065**	80	1	4000	0,139	0,008754	0,059389	0,003527
8	0,07514451	**0,04**	80	1	5000	0,095	0,019364	0,257688	0,066403
9	0,07514451	**0,04**	80	1	5400	0,081	0,006303	0,083872	0,007035
1	0,85835694	**0,31**	60	1	250	0,825	0,033509	0,039039	0,001524
2	0,7733711	**0,28**	60	1	500	0,747	0,026111	0,033762	0,001140
3	0,66005666	**0,24**	60	1	1000	0,644	0,016539	0,025057	0,000628
4	0,60339943	**0,22**	60	1	1500	0,570	0,033120	0,054889	0,003013
5	0,5184136	**0,19**	60	1	2000	0,513	0,005141	0,009917	0,000098
6	0,46175637	**0,17**	60	1	3000	0,428	0,034237	0,074146	0,005498
7	0,37677054	**0,14**	60	1	4000	0,365	0,012226	0,032448	0,001053
8	0,33427762	**0,125**	60	1	5000	0,316	0,018593	0,055621	0,003094
9	0,32011331	**0,12**	60	1	5400	0,299	0,021099	0,065910	0,004344

Anexo B

Condutibilidade térmica de alguns materiais

Figura B – Condutibilidade térmica de materiais para revestir equipamento



Anexo C

Propriedades do ar de secagem

Tabela C.1 – Propriedades do ar (utilizado em cálculos ao longo do dimensionamento do equipamento) (www.perdiamateria.eng.br)

T (°C)	$C_p \cdot 10^{-3}$ (W.s Kg^{-1} $°C^{-1}$)	ρ (Kg m^{-3})	μ (Kg m^{-1} h^{-1})	K (Wm^{-1} $°C^{-1}$)	N_{PR}
−18	1,000	1,381	0,060	0,0228	0,72
−7	1,004	1,323	0,061	0,0239	0,71
4	1,004	1,270	0,064	0,0247	0,71
16	1,004	1,222	0,065	0,0256	0,71
27	1,004	1,176	0,067	0,0265	0,70
38	1,004	1,134	0,068	0,0273	0,70
49	1,004	1,096	0,070	0,0280	0,70
60	1,004	1,059	0,073	0,0291	0,70
71	1,008	1,025	0,074	0,0298	0,70
82	1,008	0,993	0,076	0,0306	0,69
93	1,008	0,963	0,077	0,0315	0,69
121	1,013	0,895	0,082	0,0332	0,68
149	1,013	0,836	0,083	0,0353	0,68
177	1,017	0,785	0,089	0,0374	0,68
204	1,025	0,738	0,092	0,0393	0,67
232	1,029	0,698	0,097	0,0413	0,67
260	1,034	0,661	0,100	0,0443	0,66
316	1,046	0,599	0,107	0,0489	0,66
371	1,059	0,548	0,113	0,0503	0,66
427	1,076	0,505	0,120	0,0540	0,66
482	1,088	0,468	0,126	0,0581	0,65
538	1,101	0,436	0,132	0,0626	0,65
649	1,126	0,383	0,144	0,0694	0,65
760	1,147	0,341	0,155	0,0765	0,65
871	1,163	0,309	0,165	0,0815	0,65
982	1,180	0,280	0,174	0,0886	0,65
1 093	1,197	0,258	0,176	0,0924	0,65

Anexo D

Dedução da equação de Nusselt médio para escoamentos laminares

Valor instantâneo de Nusselt:

$$Nu_x = \frac{0{,}3387 \times {Re_x}^{\frac{1}{2}} \times Pr^{\frac{1}{3}}}{\left[1 + \left(\frac{0{,}0468}{Pr}\right)^{\frac{2}{3}}\right]^{\frac{1}{4}}}$$

Então pode dizer-se que:

$$Nu_x = \frac{0{,}3387 \times Pr^{\frac{1}{3}}}{\left[1 + \left(\frac{0{,}0468}{Pr}\right)^{\frac{2}{3}}\right]^{\frac{1}{4}}} \times \left(\frac{\rho \times U \times x}{\mu}\right)^{\frac{1}{2}}$$

$$Nu_x = Constante \times x^{\frac{1}{2}}$$

Em que:

$$Constante = \frac{0{,}3387 \times Pr^{\frac{1}{3}}}{\left[1 + \left(\frac{0{,}0468}{Pr}\right)^{\frac{2}{3}}\right]^{\frac{1}{4}}} \times \left(\frac{\rho \times U}{\mu}\right)^{\frac{1}{2}}$$

Mas:

$$Nu_x = \frac{h_x \times x}{\lambda} \implies \frac{h_x \times x}{\lambda} = Constante \times x^{\frac{1}{2}}$$

$$\boldsymbol{h_x = \lambda \times Constante \times x^{-\frac{1}{2}}}$$

Então:

$$\bar{h} = \frac{1}{L} \times \int_0^L h_x \, dx \equiv \bar{h} = \frac{1}{L} \times \int_0^L \lambda \times Constante \times x^{-\frac{1}{2}} \, dx$$

$$\bar{h} = \frac{\lambda \times Constante}{L} \times \left[\frac{x^{-\frac{1}{2}+1}}{-\frac{1}{2}+1}\right]_0^L \equiv \bar{h} = \frac{\lambda \times Constante}{L} \times \left[\frac{x^{\frac{1}{2}}}{\frac{1}{2}}\right]_0^L$$

Simplificando:

$$\bar{h} = \frac{2 \times \lambda \times Constante}{L} \times L^{\frac{1}{2}} \equiv \bar{h} = \frac{2 \times \lambda \times Constante}{L^{\frac{1}{2}}}$$

$$\bar{h} = \frac{2 \times \lambda}{L^{\frac{1}{2}}} \times \frac{0{,}3387 \times Pr^{\frac{1}{3}}}{\left[1 + \left(\frac{0{,}0468}{Pr}\right)^{\frac{2}{3}}\right]^{\frac{1}{4}}} \times \left(\frac{\rho \times U}{\mu}\right)^{\frac{1}{2}}$$

$$\frac{\bar{h} \times L}{\lambda} = \frac{2 \times 0{,}3387 \times Pr^{\frac{1}{3}}}{\left[1 + \left(\frac{0{,}0468}{Pr}\right)^{\frac{2}{3}}\right]^{\frac{1}{4}}} \times \left(\frac{\rho \times U}{\mu}\right)^{\frac{1}{2}}$$

Concluindo:

$$\overline{Nusselt} = \frac{0{,}6774 \times Re^{\frac{1}{2}} \times Pr^{\frac{1}{3}}}{\left[1 + \left(\frac{0{,}0468}{Pr}\right)^{\frac{2}{3}}\right]^{\frac{1}{4}}}$$

Expressão obtida com base em equações provenientes de:

[
Fundamentals of heat and mass transfer

Third Edition

Frank P. Incropera

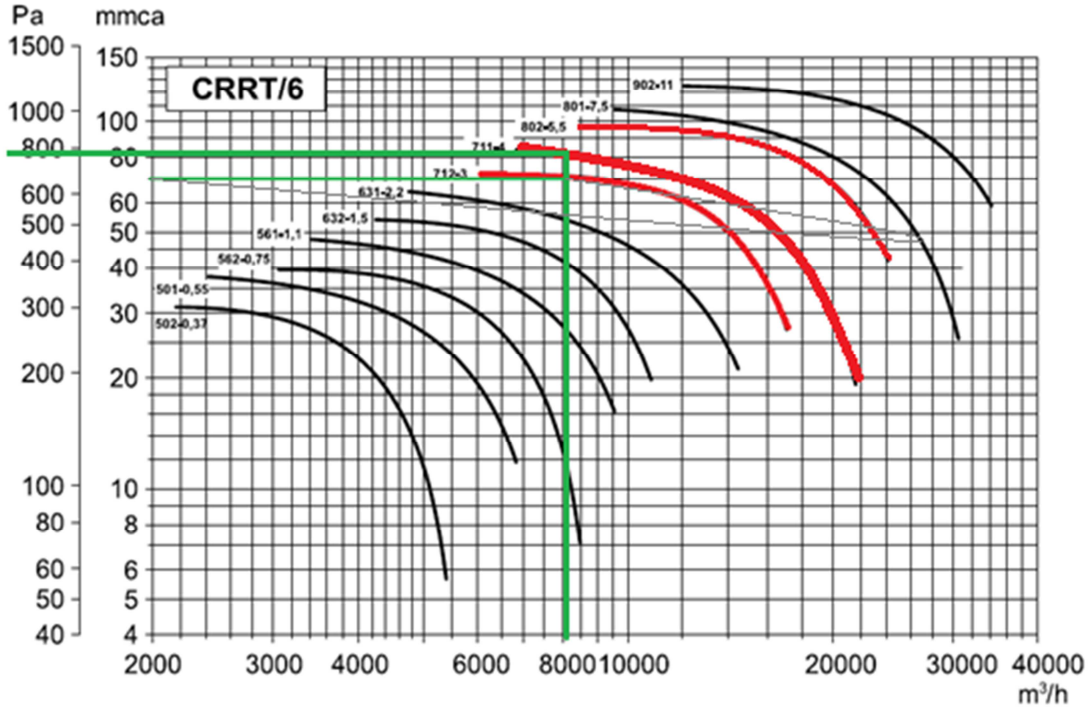
David P. De Witt

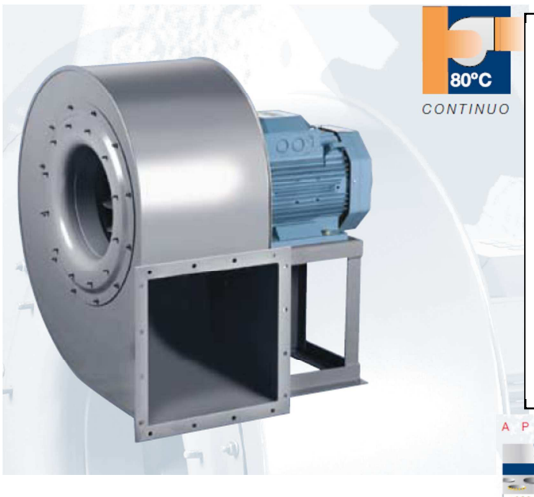
[2004]
]

Anexo E

Selecção em Catálogo
do Ventilador Principal

Modelo	Velocidad (r.p.m.)	Potencia motor (kW)	Intensidad motor 400V (A)	Caudal máximo (m^3/h)	Nivel presión sonora (dB(A))	Peso (Kg)
			6 POLOS			
CRRT/6-502 0,37	920	0,37	1,04	5.400	60	104
CRRT/6-501 0,55	925	0,55	1,55	6.840	62	105
CRRT/6-562 0,75	925	0,75	2,36	8.500	63	137
CRRT/6-561 1,1	930	1,1	3,25	9.540	65	140
CRRT/6-632 1,5	930	1,5	3,92	10.800	66	176
CRRT/6-631 2,2	940	2,2	5,40	14.500	68	180
CRRT/6-712 3	960	3	6,90	17.100	70	278
CRRT/6-711 4	960	4	8,70	21.600	71	285
CRRT/6-802 5,5	955	5,5	11,90	24.120	74	330
CRRT/6-801 7,5	970	7,5	15,40	30.600	75	370





A selecção do ventilador foi baseada no caudal de ar necessário (8100 m^3/h) e na diferença de pressão requerida ao ventilador (780 Pa). Com estas condições foi seleccionado um ventilador com 3 kW de potência e 280 kg de peso, cujas características principais estejam de acordo com as solicitações desejadas. Este equipamento pode ser encontrado em www.solerpalau.pt/ Online na data: (02-07-2010)



Anexo F

Análise da potência consumida pelo equipamento (Electricidade)

Em alternativa ao queimador de gás sugerido na secção 3.3, poderá ser dimensionado um sistema com base em resistências eléctricas de aquecimento com o objectivo de aquecer o ar de secagem até aos 80ºC.

Se o ar for admitido da sala, ou do exterior a uma temperatura média de 20ºC e for necessário aquecer o mesmo através de resistências eléctricas por 'efeito de Joule'[7], um simples balanço fornece uma aproximação do calor necessário fornecer ao fluido para atingir os 300ºC:

$$\dot{Q} = \dot{m} \times c_p \times \Delta t$$

$\dot{Q}$ – Caudal de calor necessário fornecer por "efeito de Joule"

$\dot{m}$ – Caudal necessário para o permutador

c_p - Calor específico médio do ar (20ºC-300ºC)

ΔT - Variação de temperatura entre o ar na admissão e o ar na entrada do permutador

$$\dot{Q} = 0{,}549 \times 1{,}002 \times (300 - 20) \equiv \dot{Q} = 154\ kW$$

No entanto, existe a possibilidade de utilizar o desperdício de ar do equipamento de secagem principal para permitir utilizar menor quantidade de energia no permutador.

Dado que o equipamento principal utiliza um caudal mássico constante e igual a 2,25 kg/s, e serão necessários 0,549 kg/s para o permutador de calor, este rácio será de 24 %.

Ou, por outro lado, para que seja possível operar o equipamento fazendo entrar sempre ar a 60ºC nas resistências eléctricas, gastando apenas 132 kW, é necessário que o equipamento não recircule mais do que (100-24) 76% do ar.

Caso seja aproveitado para o permutador, o ar desperdiçado pelo equipamento de secagem principal, a equação ficaria:

$$\dot{Q} = 0{,}549 \times 1{,}002 \times (300 - 60) \equiv \dot{Q} = 132\ kW$$

- Mais de 22 kW de potência eléctrica aproveitada!

Limitar o equipamento nesta situação a renovar sempre, no mínimo 24% do ar implica:

- ✓ Ar de secagem com menor humidade absoluta, e portanto com melhores características de secagem,
- ✓ Caudal de ar desperdiçado sempre suficiente para o permutador de calor. Sem necessidade de misturar ar exterior mais frio,

[7] Efeito de Joule considerado com rendimento de 100%

- ✓ Dispensa toda a tubagem para entrada de ar exterior para o misturador e por consequência, menos custos e menor manutenção,
- ✓ Menor taxa de condensação nas paredes do equipamento e menor desgaste e degradação do equipamento,
- ✓ Melhor aproximação das curvas de secagem de cortiça aos valores inicialmente calculados.

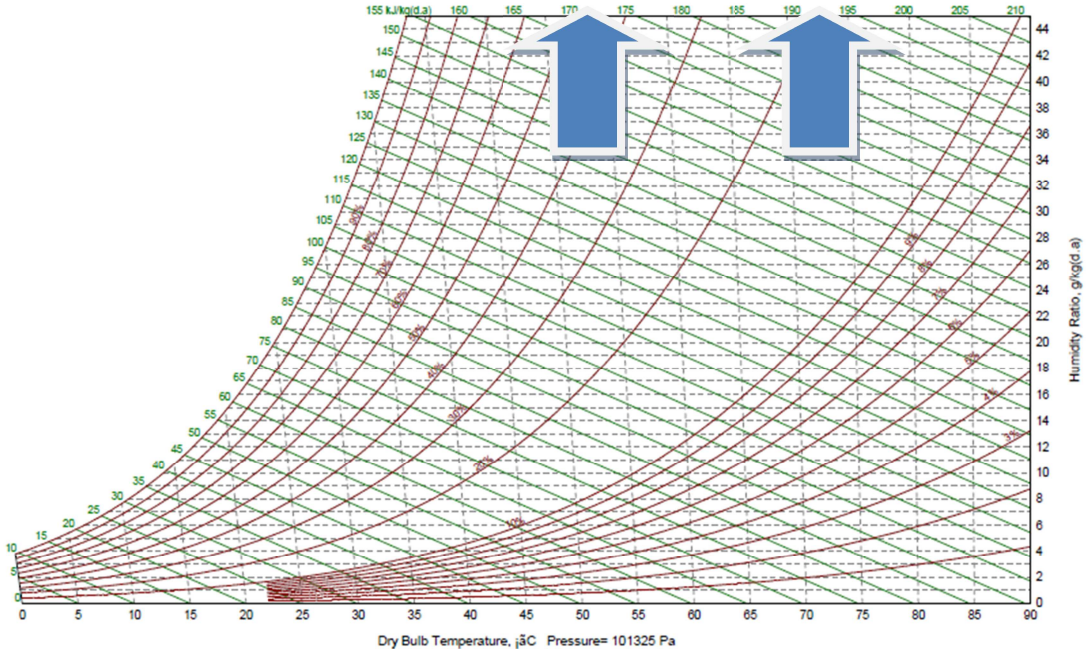
Estes valores de potência eléctrica obtidos são uma aproximação, caso fossem utilizadas resistências eléctricas para aquecer o ar até à entrada do permutador.

Anexo G

Condições de funcionamento do equipamento

Condições pré-definidas 1.1:

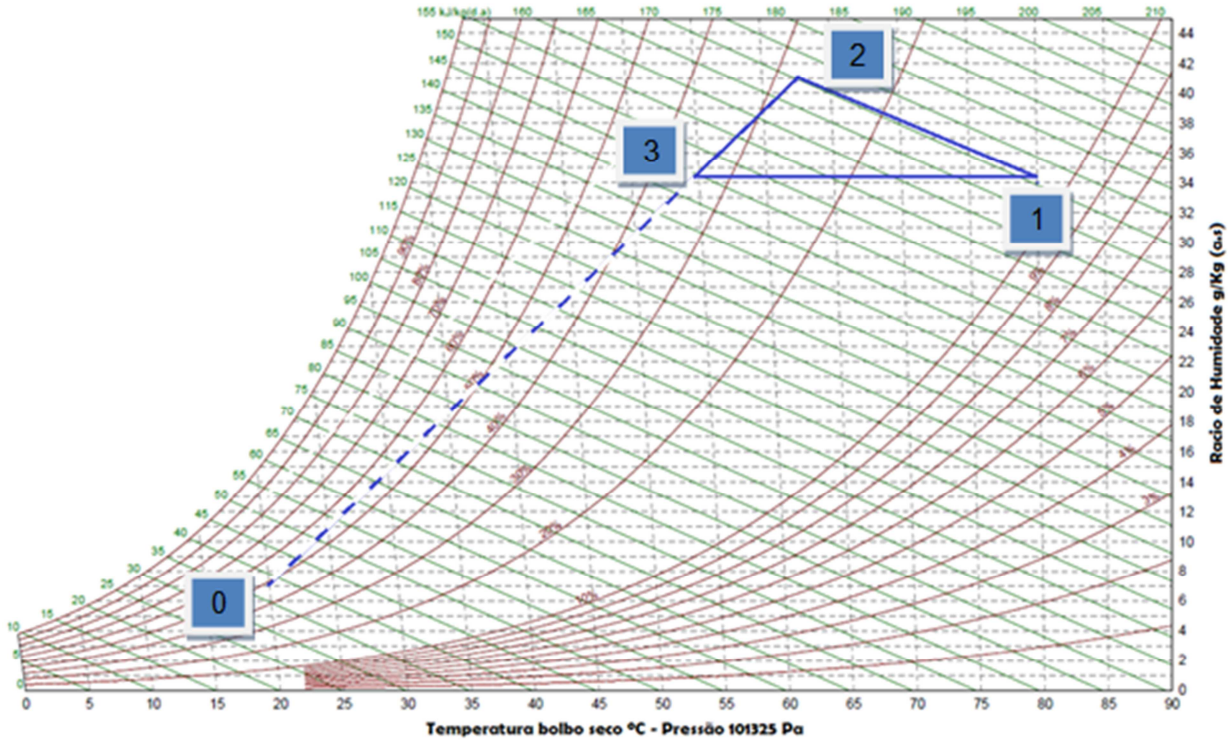
iterações 10% ar novo				Temperatura EXT:	20	Humidade EXT:		50%											
Numero	Temp entrada	Caudal	Humid abs	Entalpia	Temp saida	Humid abs saida	Caudal	Entalpia	Caudal	Temp ar novo	Humid ar nv	Entalpia	Temp ar mist	Hum ar mist	Entalpia	Caudal	Calor a fornecer		
1	80	2,25	0,0073934	99,97180848	60,8000154	0,014213114	2,025	98,22684926	0,225	20	0,007393	38,859	56,72001384	0,013531	92,290064	2,25	17,2839243	kj/seg	
2	80	2,25	0,0135311	116,2196397	61,0080209	0,020350856	2,025	114,4746809	0,225	20	0,007393	38,859	56,90721881	0,019055	106,91311	2,25	20,9396855	kj/seg	
3	80	2,25	0,0190551	130,8426878	61,1914089	0,025874824	2,025	129,0977286	0,225	20	0,007393	38,859	57,07226798	0,024027	120,07386	2,25	24,2298722	kj/seg	
4	80	2,25	0,0240267	144,0034311	61,3534568	0,030846395	2,025	142,2584723	0,225	20	0,007393	38,859	57,21811115	0,028501	131,91853	2,25	27,1910385	kj/seg	
5	80	2,25	0,0285011	155,8481000	61,4969302	0,035320809	2,025	154,1031408	0,225	20	0,007393	38,859	57,34723717	0,032528	142,57873	2,25	29,8560899	kj/seg	
6	80	2,25	0,0325281	166,5083021	61,6241818	0,039347782	2,025	164,7633428	0,225	20	0,007393	38,859	57,46176363	0,036152	152,17291	2,25	32,2546354	kj/seg	
7	80	2,25	0,0361523	176,1024839	61,7372214	0,042972057	2,025	174,3575251	0,225	20	0,007393	38,859	57,56349925	0,039414	160,80767	2,25	34,4133254	kj/seg	
8	80	2,25	0,0394142	184,7372476	61,8377741	0,046233905	2,025	182,9922888	0,225	20	0,007393	38,859	57,6539967	0,04235	168,57896	2,25	36,3561472	kj/seg	
9	80	2,25	0,0423499	192,5085349	61,9273295	0,049169568	2,025	190,7635761	0,225	20	0,007393	38,859	57,73459657	0,044992	175,57312	2,25	38,1046869	kj/seg	
10	80	2,25	0,044992	199,5026935	62,0071772	0,051811665	2,025	197,7577342	0,225	20	0,007393	38,859	57,80645949	0,04737	181,86786	2,25	39,6783735	kj/seg	
11	80	2,25	0,0473698	205,7974362	62,07844	0,054189552	2,025	204,0524774	0,225	20	0,007393	38,859	57,87059603	0,04951	187,53313	2,25	41,0946897	kj/seg	
12	80	2,25	0,0495099	211,4627046	62,1420949	0,05632965	2,025	209,7177454	0,225	20	0,007393	38,859	57,9278854	0,051436	192,63187	2,25	42,369376	kj/seg	
13	80	2,25	0,051436	216,5614462	62,1989992	0,058255739	2,025	214,816487	0,225	20	0,007393	38,859	57,9790993	0,05317	197,22074	2,25	43,5165928	kj/seg	
…																			
90	80	2,25	0,06880	262,52736	62,6960863	0,075619714	2,025	260,7824012	0,225	20	0,00739	38,859	58,42647765	0,068797	238,59006	2,25	53,8589225	kj/seg	

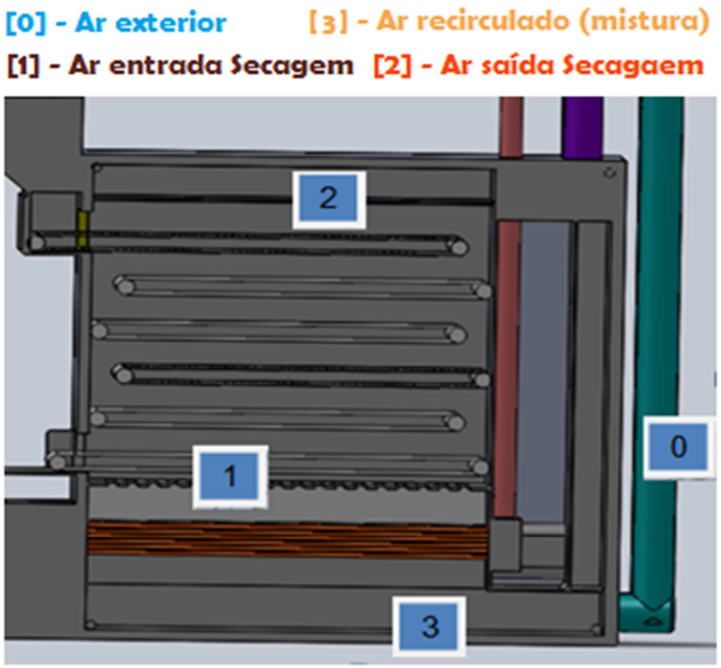


Com 10% de ar novo em cada ciclo, o ar de secagem torna-se extremamente húmido 70g/kg (ar seco), e condensa em qualquer superfície que esteja abaixo de 45˚C de temperatura. São condições muito desfavoráveis, e apesar de não existir experiencias laboratoriais para o provar, o tempo que a cortiça levará a secar não corresponderá ao tempo obtido pelas curvas de secagem dimensionadas.

Condições pré-definidas 1.2:

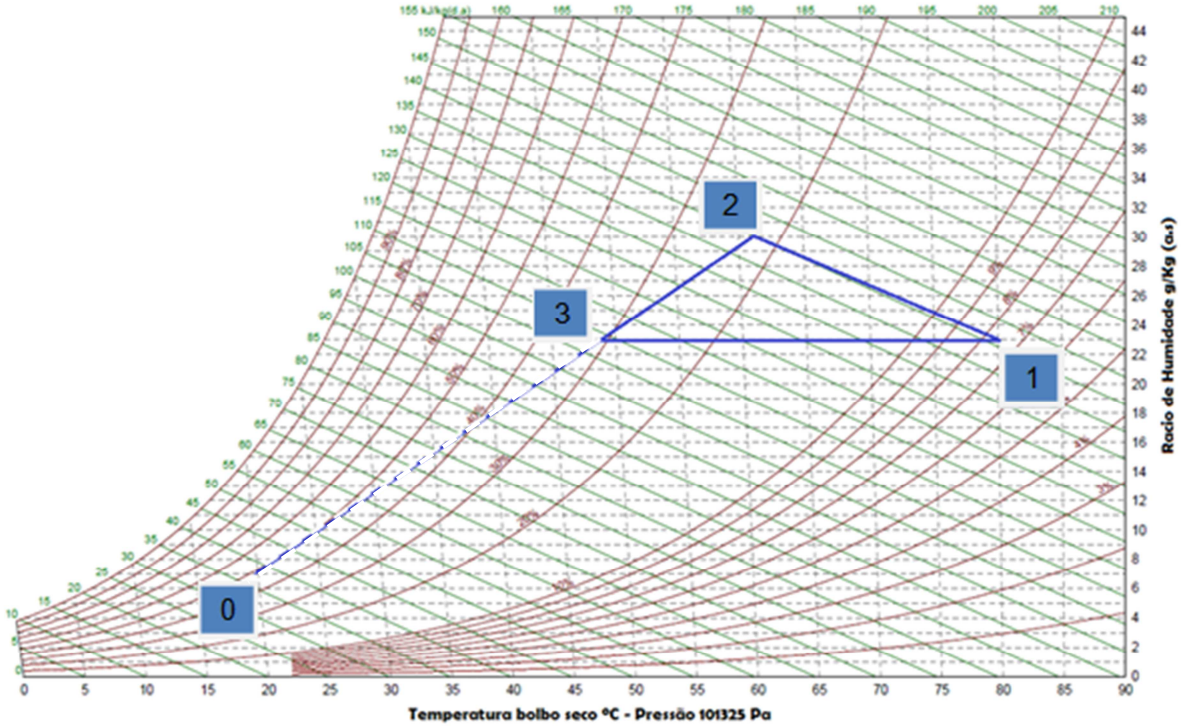
	iterações 20% ar novo				Temperatura EXT:	20	Humidade EXT:	50%											
Numero	Temp entrada	Caudal	Humid abs	Entalpia	Temp saida	Humid abs saida	Caudal	Entalpia	Caudal	Temp ar novo	Humid ar nv	Entalpia	Temp ar mist	Hum ar mist	Entalpia	Caudal	Calor a fornecer		
1	80	2,25	0,0073934	99,97180848	60,8000154	0,014213114	1,8	98,22684926	0,45	20	0,007393	38,859	52,64001231	0,012849	86,353279	2,25	193,166137	kj/seg	
2	80	2,25	0,0128492	114,4143251	60,9851321	0,019668884	1,8	112,6693663	0,45	20	0,007393	38,859	52,78810564	0,017214	97,907293	2,25	167,169607	kj/seg	
3	80	2,25	0,0172138	125,9683384	61,1306746	0,024033501	1,8	124,2233796	0,45	20	0,007393	38,859	52,90453969	0,020705	107,1505	2,25	146,372383	kj/seg	
4	80	2,25	0,0207055	127,647281	61,1516381	0,027525195	1,8	125,9023218	0,45	20	0,007393	38,859	52,92131052	0,023499	108,49366	2,25	143,350287	kj/seg	
5	80	2,25	0,0234988	142,6061178	61,336384	0,030318549	1,8	140,8611585	0,45	20	0,007393	38,859	53,06910719	0,025734	120,46073	2,25	116,424381	kj/seg	
6	80	2,25	0,0257335	148,5217725	61,408449	0,032553233	1,8	146,7768138	0,45	20	0,007393	38,859	53,12675916	0,027521	125,19325	2,25	105,776201	kj/seg	
7	80	2,25	0,0275213	153,2542964	61,4657007	0,03434098	1,8	151,5093371	0,45	20	0,007393	38,859	53,17256058	0,028951	128,97927	2,25	97,2576592	kj/seg	
8	80	2,25	0,0289515	157,0403154	61,5112496	0,035771178	1,8	155,2953566	0,45	20	0,007393	38,859	53,2089997	0,030096	132,00809	2,25	90,4428241	kj/seg	
9	80	2,25	0,0300956	160,0691307	61,5475275	0,036915336	1,8	158,3241719	0,45	20	0,007393	38,859	53,23802204	0,031011	134,43114	2,25	84,9909566	kj/seg	
10	80	2,25	0,0310109	162,4921829	61,5764471	0,037830662	1,8	160,7472236	0,45	20	0,007393	38,859	53,2611577	0,031743	136,36958	2,25	80,6294635	kj/seg	
11	80	2,25	0,0317432	164,4306246	61,5995179	0,038562923	1,8	162,6856654	0,45	20	0,007393	38,859	53,27961434	0,032329	137,92033	2,25	77,1402683	kj/seg	
12	80	2,25	0,032329	165,981378	61,6179334	0,039148732	1,8	164,2364192	0,45	20	0,007393	38,859	53,29434674	0,032798	139,16094	2,25	74,3489114	kj/seg	
13	80	2,25	0,0327977	167,2219807	61,6326386	0,039617379	1,8	165,4770215	0,45	20	0,007393	38,859	53,30611085	0,033173	140,15342	2,25	72,1158273	kj/seg	
...																			
90	80	2,25	0,03468	172,204896	61,6914679	0,041499714	1,8	170,4599368	0,45	20	0,00739	38,859	53,35317436	0,034678	144,13975	2,25	63,1465798	kj/seg	

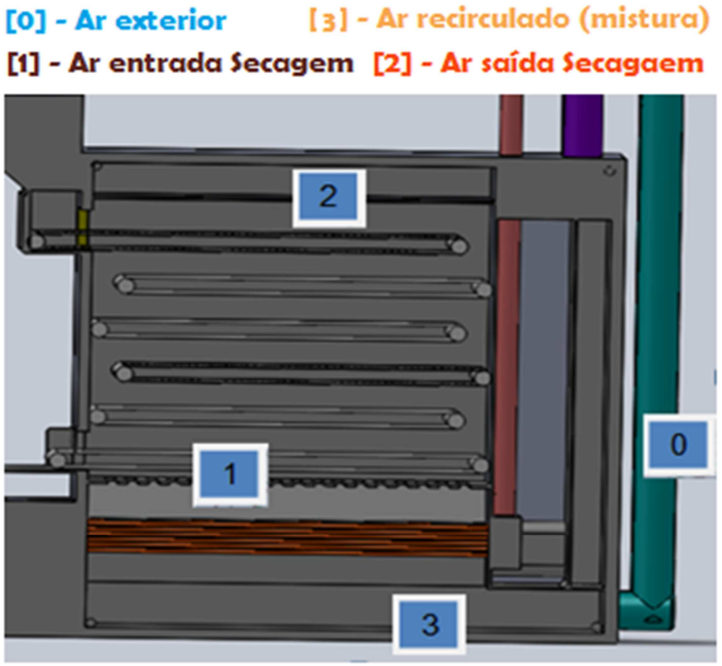




Condições pré-definidas 1.3:

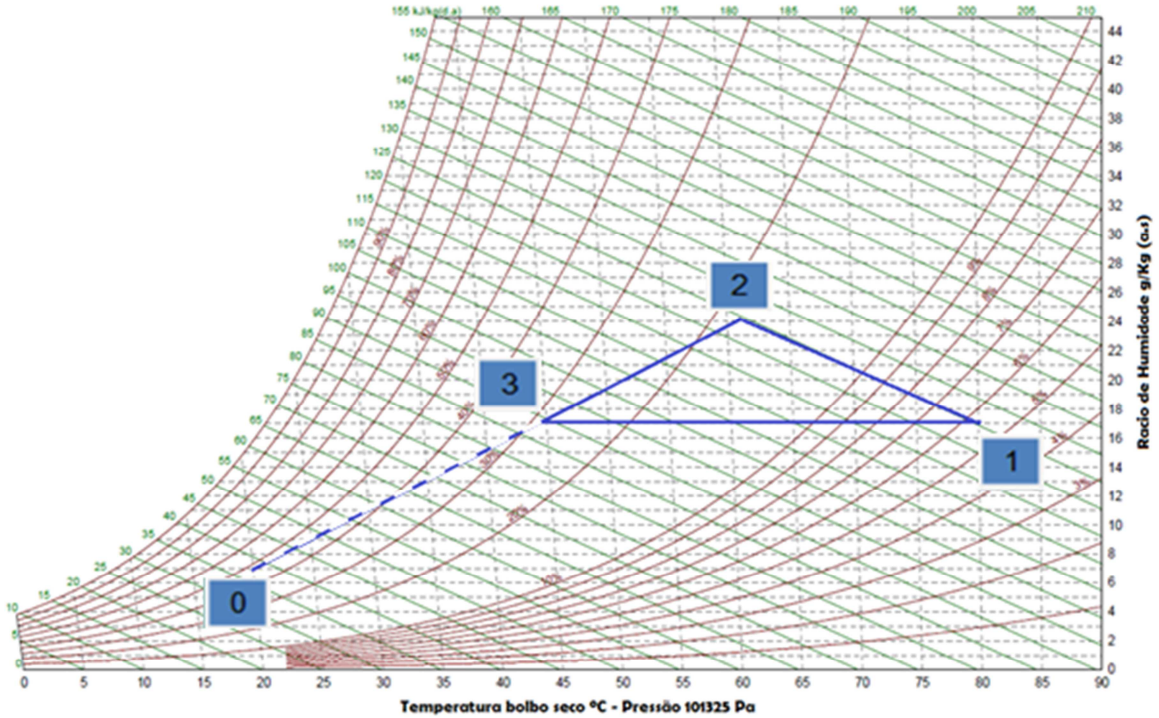
Iterações 30% ar novo				Temperatura EXT:	20	Humidade EXT:		50%											
Numero	Temp entrada	Caudal	Humid abs	Entalpia	Temp saída	Humid abs saída	Caudal	Entalpia	Caudal	Temp ar novo	Humid ar nv	Entalpia	Temp ar mist	Hum ar mist	Entalpia	Caudal	Calor a fornecer		
1	80	2,25	0,0073934	99,97180848	60,8000154	0,014213114	1,575	98,22684926	0,675	20	0,007393	38,859	48,56001077	0,012167	80,416494	2,25	138,742347	kj/seg	
2	80	2,25	0,0121672	112,6090105	60,9621875	0,018986913	1,575	110,8640513	0,675	20	0,007393	38,859	48,67353128	0,015509	89,262536	2,25	118,838754	kj/seg	
3	80	2,25	0,0155089	121,455052	61,0740876	0,022328573	1,575	119,7100927	0,675	20	0,007393	38,859	48,75186132	0,017848	95,454765	2,25	104,906239	kj/seg	
4	80	2,25	0,017848	127,647281	61,1516377	0,024667734	1,575	125,9023213	0,675	20	0,007393	38,859	48,80614641	0,019485	99,789325	2,25	95,1534789	kj/seg	
5	80	2,25	0,0194854	131,9818413	61,2055465	0,026305148	1,575	130,2368821	0,675	20	0,007393	38,859	48,84388253	0,020632	102,82352	2,25	88,3265458	kj/seg	
6	80	2,25	0,0206316	135,0160335	61,2430996	0,027451337	1,575	133,2710747	0,675	20	0,007393	38,859	48,87016972	0,021434	104,94745	2,25	83,5476923	kj/seg	
7	80	2,25	0,021434	137,139968	61,2692973	0,028253669	1,575	135,3950093	0,675	20	0,007393	38,859	48,88850813	0,021996	106,43421	2,25	80,2024954	kj/seg	
8	80	2,25	0,0219956	138,6267222	61,2875922	0,028815302	1,575	136,8817634	0,675	20	0,007393	38,859	48,90131457	0,022389	107,47493	2,25	77,8608576	kj/seg	
9	80	2,25	0,0223887	139,6674502	61,3003774	0,029208445	1,575	137,9224914	0,675	20	0,007393	38,859	48,91026421	0,022664	108,20344	2,25	76,2217111	kj/seg	
10	80	2,25	0,0226639	140,3959597	61,3093167	0,029483645	1,575	138,6510009	0,675	20	0,007393	38,859	48,91652168	0,022857	108,7134	2,25	75,0743085	kj/seg	
11	80	2,25	0,0228566	140,9059164	61,3155691	0,029676285	1,575	139,1609576	0,675	20	0,007393	38,859	48,92089835	0,022991	109,07037	2,25	74,2711268	kj/seg	
12	80	2,25	0,0229914	141,2628861	61,3199432	0,029811133	1,575	139,5179273	0,675	20	0,007393	38,859	48,92396027	0,023086	109,32025	2,25	73,7088995	kj/seg	
13	80	2,25	0,0230858	141,5127648	61,323004	0,029905527	1,575	139,7678061	0,675	20	0,007393	38,859	48,92610277	0,023152	109,49516	2,25	73,3153404	kj/seg	
...																			
90	80	2,25	0,02330	142,07976	61,3299448	0,030119714	1,575	140,3348008	0,675	20	0,00739	38,859	48,93096137	0,02330	109,89206	2,25	72,4223238	kj/seg	

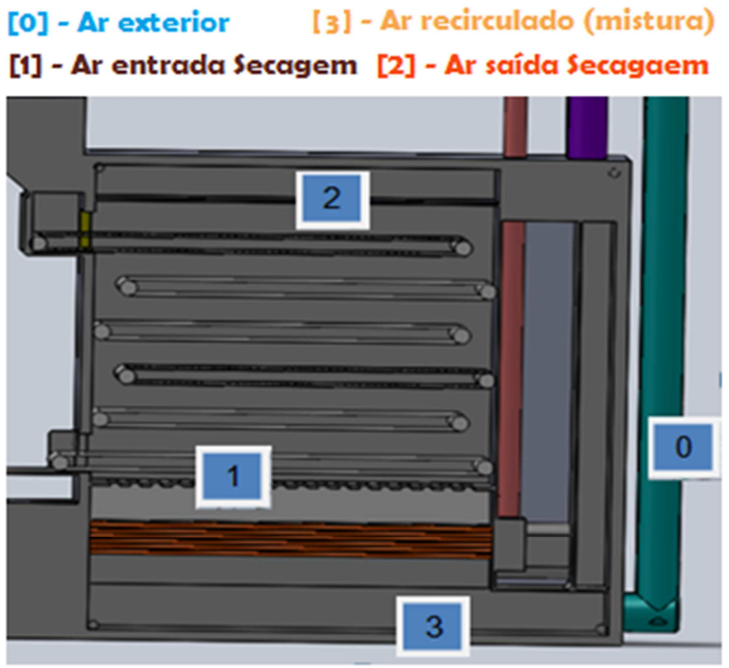




Condições pré-definidas 1.4:

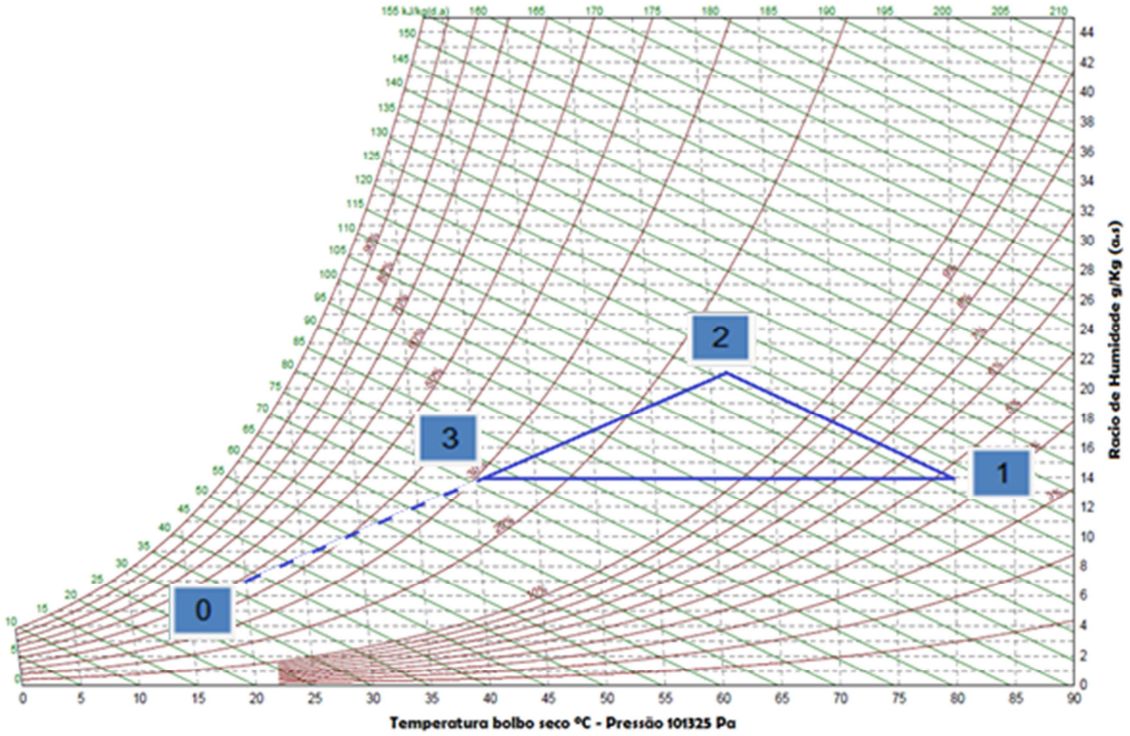
Iterações 40% ar novo				Temperatura EXT:	20	Humidade EXT:		50%											
Numero	Temp entrada	Caudal	Humid abs	Entalpia	Temp saida	Humid abs saida	Caudal	Entalpia	Caudal	Temp ar novo	Humid ar nv	Entalpia	Temp ar mist	Hum ar mist	Entalpia	Caudal	Calor a fornecer		
1	80	2,25	0,0073934	99,97180848	60,800015	0,014213114	1,35	98,22684881	0,9	20	0,007393	38,859	44,48000897	0,011485	74,479709	2,25	152,100114	kj/seg	
2	80	2,25	0,0114852	110,803696	60,939188	0,018304942	1,35	109,0587367	0,9	20	0,007393	38,859	44,56351281	0,01394	80,978842	2,25	137,477065	kj/seg	
3	80	2,25	0,0139403	117,3028284	61,0217278	0,020760039	1,35	115,5578697	0,9	20	0,007393	38,859	44,61303666	0,015413	84,878322	2,25	128,703236	kj/seg	
4	80	2,25	0,0154134	121,2023079	61,0709087	0,022233097	1,35	119,4573487	0,9	20	0,007393	38,859	44,64254522	0,016297	87,218009	2,25	123,438939	kj/seg	
5	80	2,25	0,0162972	123,5419956	61,1002958	0,023116932	1,35	121,7970368	0,9	20	0,007393	38,859	44,66017747	0,016828	88,621822	2,25	120,28036	kj/seg	
6	80	2,25	0,0168275	124,9458082	61,117884	0,023647233	1,35	123,2008495	0,9	20	0,007393	38,859	44,67073041	0,017146	89,46411	2,25	118,385213	kj/seg	
7	80	2,25	0,0171457	125,7880958	61,1284213	0,023965413	1,35	124,043137	0,9	20	0,007393	38,859	44,67705275	0,017337	89,969482	2,25	117,248125	kj/seg	
8	80	2,25	0,0173366	126,2934684	61,134738	0,024156321	1,35	124,5485096	0,9	20	0,007393	38,859	44,68084277	0,017451	90,272706	2,25	116,565872	kj/seg	
9	80	2,25	0,0174512	126,5966919	61,1385259	0,024270866	1,35	124,8517331	0,9	20	0,007393	38,859	44,68311557	0,01752	90,45464	2,25	116,15652	kj/seg	
10	80	2,25	0,0175199	126,778626	61,1407976	0,024339593	1,35	125,0336668	0,9	20	0,007393	38,859	44,68447855	0,017561	90,5638	2,25	115,91091	kj/seg	
11	80	2,25	0,0175611	126,8877865	61,142161	0,02438083	1,35	125,1428277	0,9	20	0,007393	38,859	44,68529659	0,017586	90,629297	2,25	115,763543	kj/seg	
12	80	2,25	0,0175859	126,9532827	61,1429787	0,024405571	1,35	125,208324	0,9	20	0,007393	38,859	44,68578721	0,017601	90,668594	2,25	115,675123	kj/seg	
13	80	2,25	0,0176007	126,9925805	61,1434693	0,024420416	1,35	125,2476217	0,9	20	0,007393	38,859	44,68608155	0,01761	90,692173	2,25	115,622071	kj/seg	
...																			
90	80	2,25	0,01763	127,070136	61,1444374	0,024449714	1,35	125,3251772	0,9	20	0,00739	38,859	44,68666242	0,017626	90,738706	2,25	81,7457168	kj/seg	

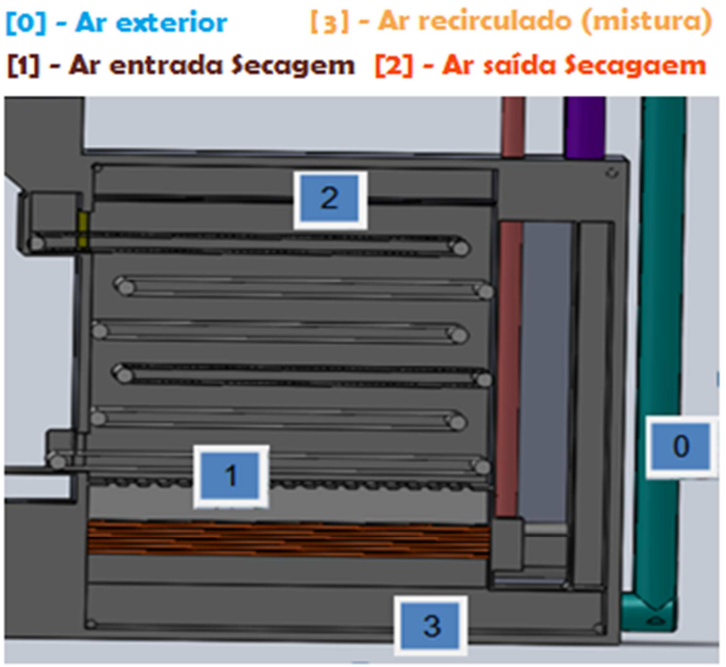




Condições pré-definidas 1.5:

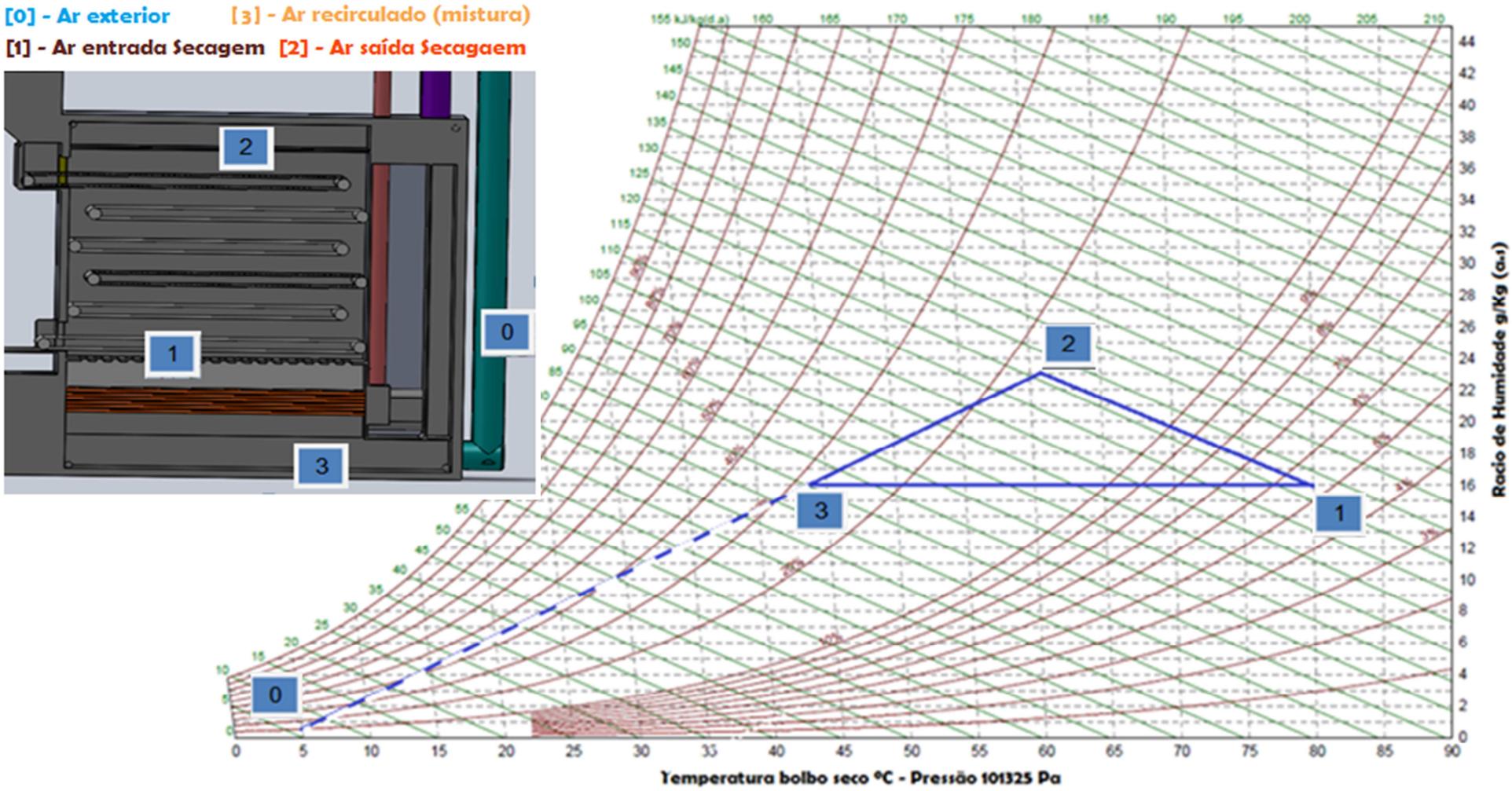
Iterações 50% ar novo				Temperatura EXT:	20	Humidade EXT:	50%											
Numero	Temp entrada	Caudal	Humid abs	Entalpia	Temp saida	Humid abs saida	Caudal	Entalpia	Caudal	Temp ar novo	Humid ar nv	Entalpia	Temp ar mist	Hum ar mist	Entalpia	Caudal	Calor a fornecer	
1	80	2,25	0,0073934	99,97180848	60,8000154	0,014213114	1,125	98,22684926	1,125	20	0,007393	38,859	40,40000769	0,010803	68,542925	2,25	70,7149887	kj/seg
2	80	2,25	0,0108033	108,9983814	60,9161333	0,01762297	1,125	107,2534226	1,125	20	0,007393	38,859	40,45806665	0,012508	73,056211	2,25	80,8698827	kj/seg
3	80	2,25	0,0125082	113,5116678	60,9736665	0,019327899	1,125	111,7667086	1,125	20	0,007393	38,859	40,48683325	0,013361	75,312854	2,25	85,9473304	kj/seg
4	80	2,25	0,0133606	115,768311	61,0023039	0,020180363	1,125	114,0233523	1,125	20	0,007393	38,859	40,50115193	0,013787	76,441176	2,25	88,4860536	kj/seg
5	80	2,25	0,0137869	116,8966327	61,01659	0,020606595	1,125	115,1516739	1,125	20	0,007393	38,859	40,50829501	0,014	77,005337	2,25	89,7554154	kj/seg
6	80	2,25	0,014	117,4607935	61,023725	0,020819711	1,125	115,7158347	1,125	20	0,007393	38,859	40,51186252	0,014107	77,287417	2,25	90,3900963	kj/seg
7	80	2,25	0,0141066	117,7428739	61,0272905	0,020926269	1,125	115,9979151	1,125	20	0,007393	38,859	40,51364527	0,01416	77,428458	2,25	90,7074367	kj/seg
8	80	2,25	0,0141598	117,8839141	61,0290728	0,020979548	1,125	116,1389553	1,125	20	0,007393	38,859	40,5145364	0,014186	77,498978	2,25	90,866107	kj/seg
9	80	2,25	0,0141865	117,9544342	61,0299634	0,021006188	1,125	116,2094749	1,125	20	0,007393	38,859	40,51498168	0,0142	77,534237	2,25	90,9454426	kj/seg
10	80	2,25	0,0141998	117,9896942	61,0304093	0,021019507	1,125	116,2447354	1,125	20	0,007393	38,859	40,51520463	0,014206	77,551868	2,25	90,9851096	kj/seg
11	80	2,25	0,0142065	118,0073242	61,030632	0,021026167	1,125	116,2623655	1,125	20	0,007393	38,859	40,51531599	0,01421	77,560683	2,25	91,0049434	kj/seg
12	80	2,25	0,0142098	118,0161393	61,0307429	0,021029497	1,125	116,27118	1,125	20	0,007393	38,859	40,51537146	0,014211	77,56509	2,25	91,0148608	kj/seg
13	80	2,25	0,0142114	118,0205468	61,030799	0,021031162	1,125	116,275588	1,125	20	0,007393	38,859	40,51539951	0,014212	77,567294	2,25	91,0198187	kj/seg
...																		
90	80	2,25	0,01421	118,0227505	61,0308269	0,021031995	1,125	116,2777917	1,125	20	0,00739	38,859	40,51541343	0,014211	77,568396	2,25	91,022298	kj/seg





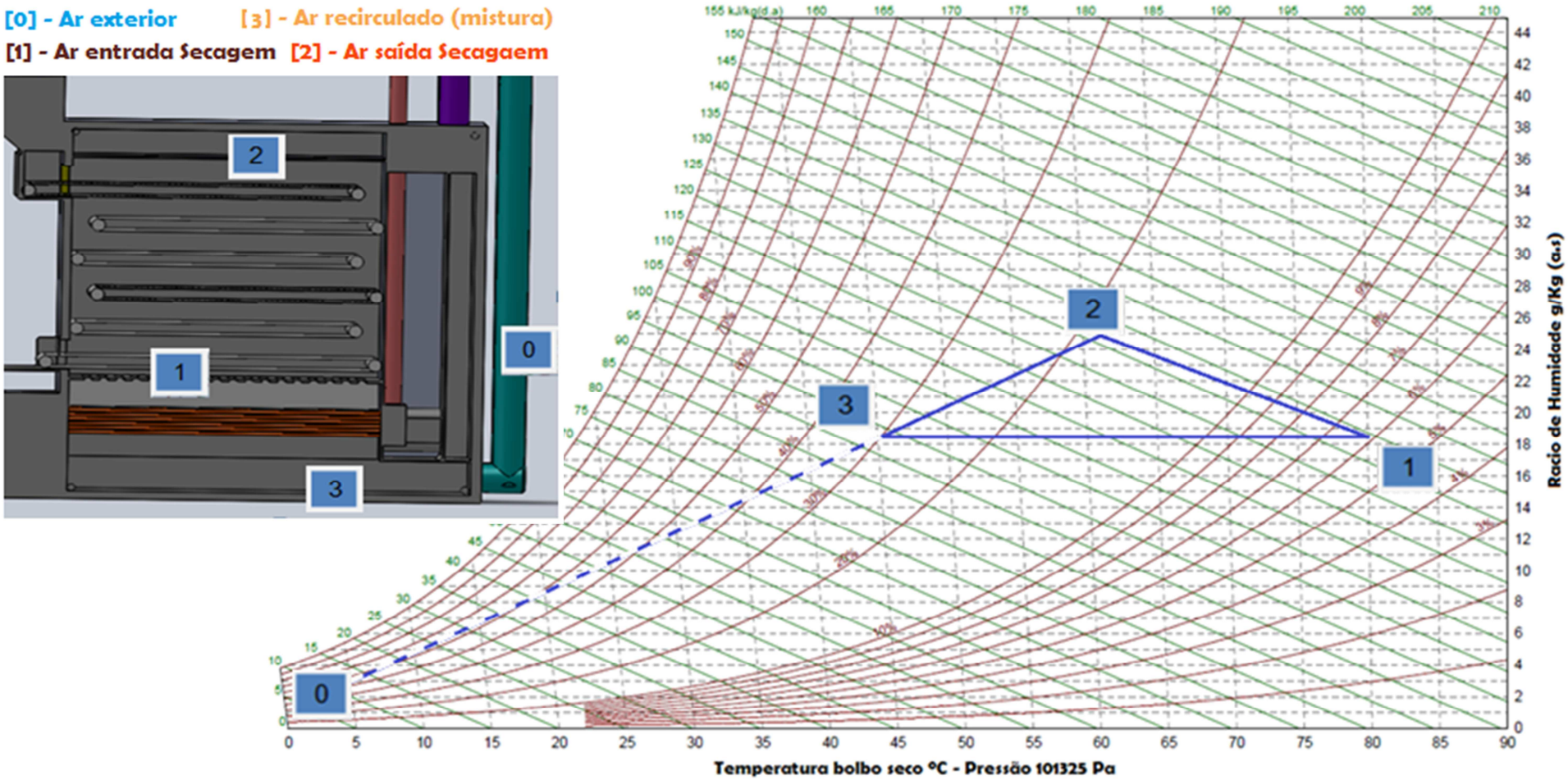
Condições pré-definidas 2.1:

Para 30% ar novo				Temperatura EXT:	5	Humidade EXT:			10%												
Numero ibera	Temp entrada	Caudal	Humid abs	Entalpia		Temp saida	Humid abs saida	Caudal	Entalpia	Caudal	Temp ar novo	Humid ar nv	Entalpia	Temp ar mist	Hum ar mist	Entalpia	Caudal	Calor a fornecer	
90	80	2,25	0,01646	123,972912		61,1056978	0,023279714	1,575	122,2279528	0,675	5	0,000541	6,385	44,27398843	0,016458	87,475067	2,25	82,1201514	kj/seg



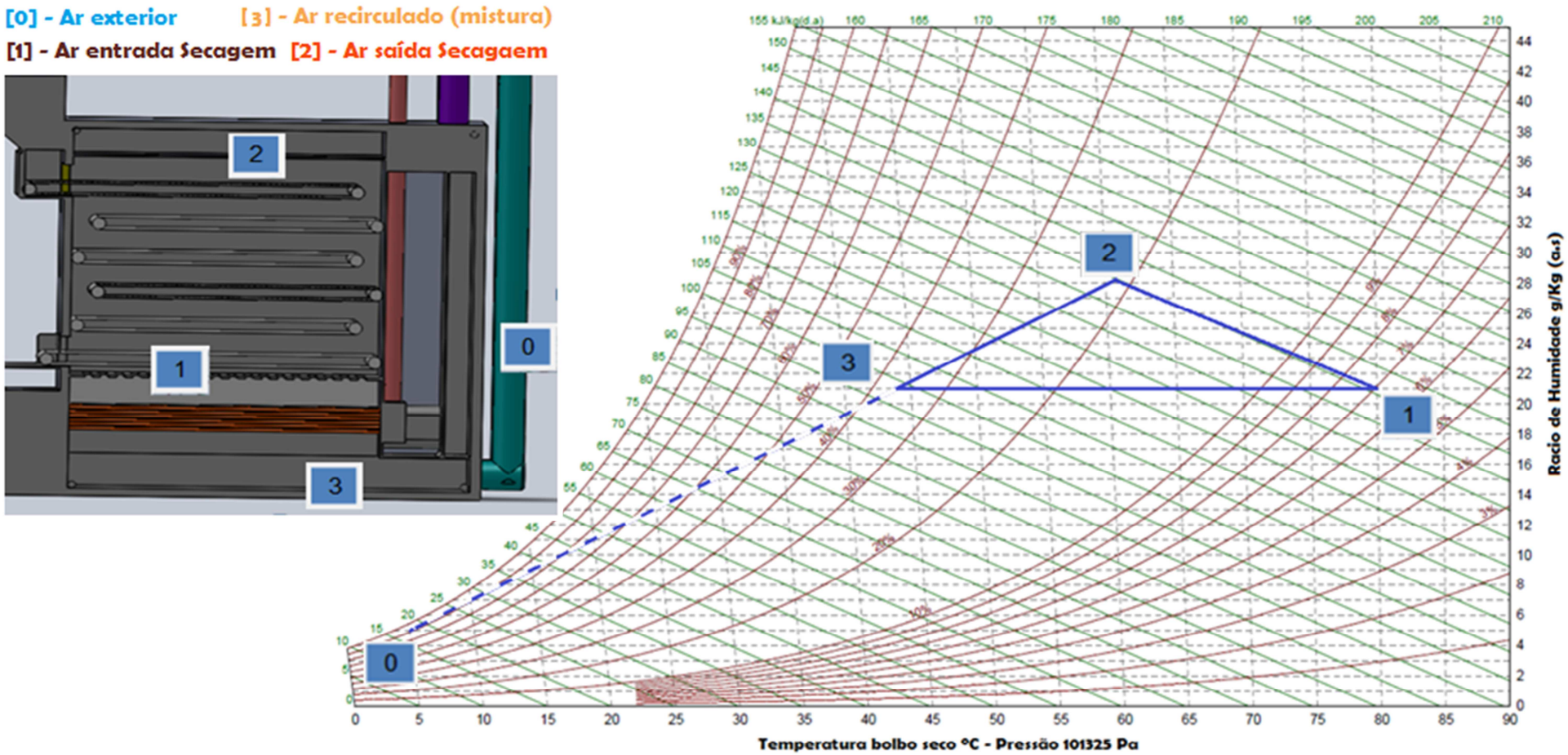
Condições pré-definidas 2.2:

Para 30% ar novo					Temperatura EXT:	5	Humidade EXT:		50%												
Numero Itera	Temp entrada	Caudal	Humid abs	Entalpia	Temp saida	Humid abs saida	Caudal	Entalpia	Caudal	Temp ar novo	Humid ar nv	Entalpia	Temp ar mist	Hum ar mist	Entalpia	Caudal	Calor a fornecer				
90	80	2,25	0,01861	129,664392	61,1767635	0,025429714	1,575	127,9194332	0,675	5	0,002704	11,817	44,32373446	0,018612	93,088703	2,25	82,2952997	kj/seg			



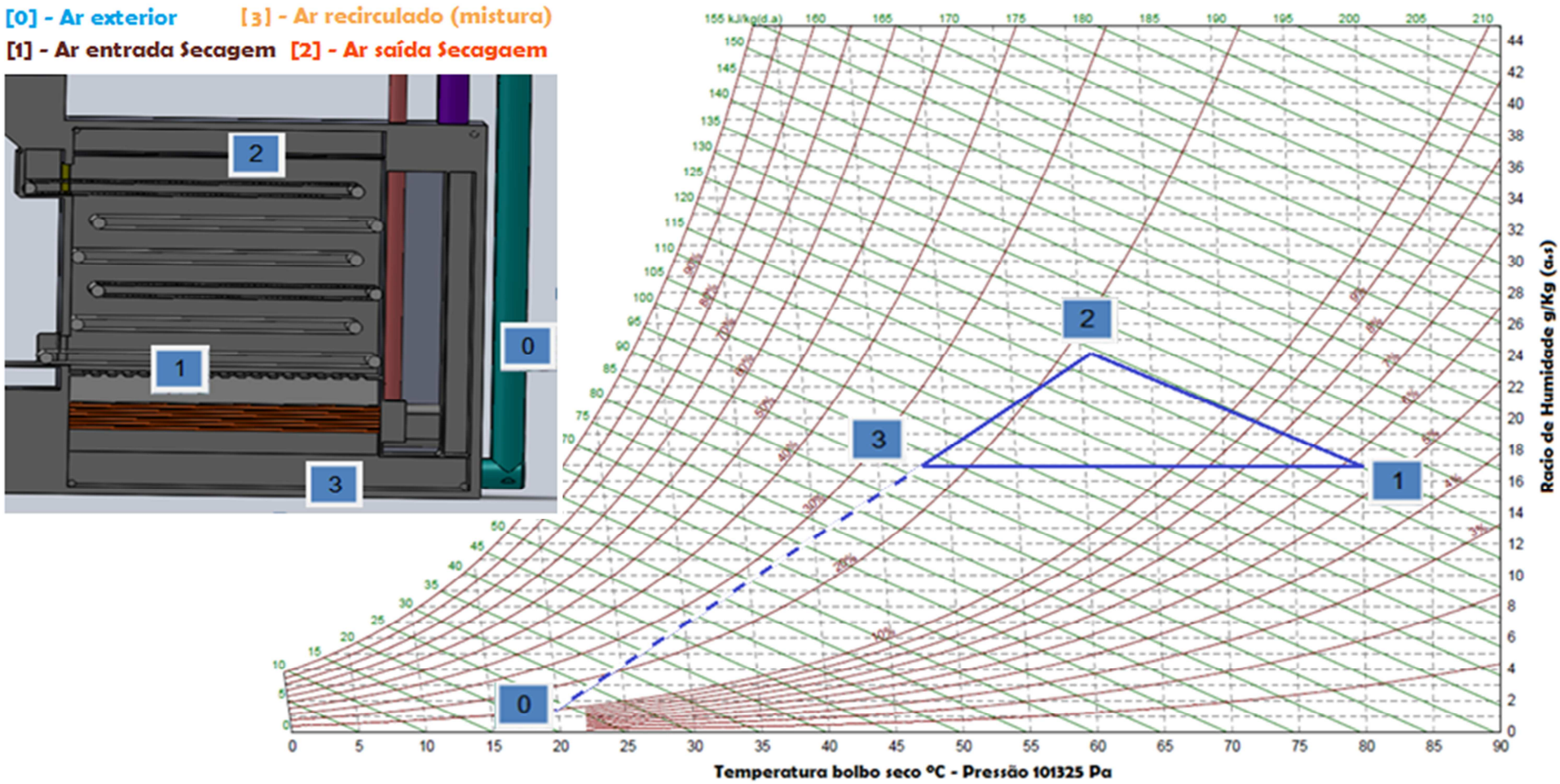
Condições pré-definidas 2.3:

Para 30% ar novo					Temperatura EXT:	5	Humidade EXT:			90%												
Numero itera	Temp entrada	Caudal	Humid abs	Entalpia	Temp saida	Humid abs saida	Caudal	Entalpia	Caudal	Temp ar novo	Humid ar nv	Entalpia	Temp ar mist	Hum ar mist	Entalpia	Caudal	Calor a fornecer					
90	80	2,25	0,02078	135,408816	61,2479499	0,027599714	1,575	133,6638572	0,675	5	0,004879	17,278	44,37356494	0,020783	98,7481	2,25	82,4866109	kj/seg				



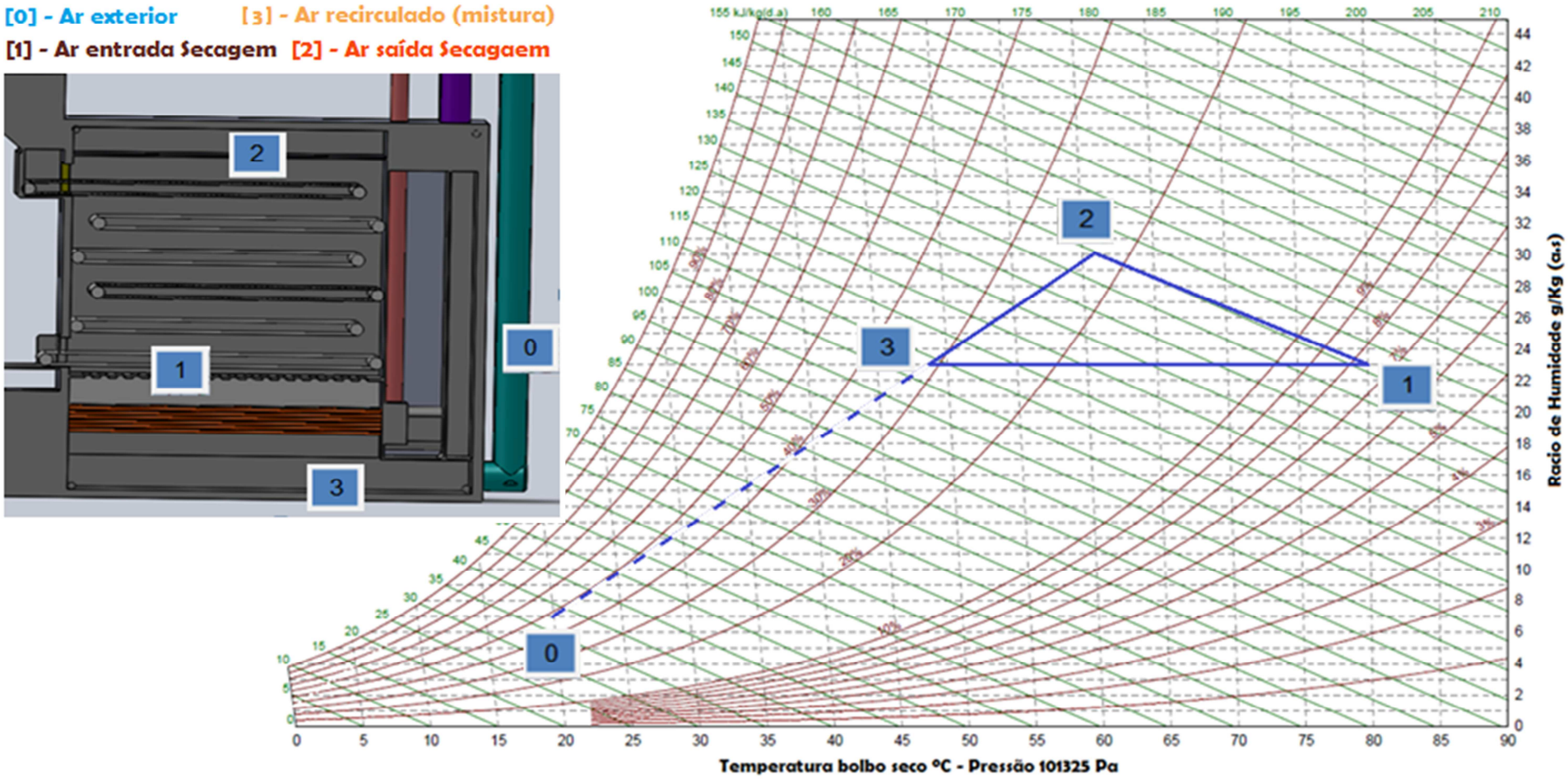
Condições pré-definidas 2.4:

Para 30% ar novo				Temperatura EXT:	20	Humidade EXT:			10%												
Numero Itera	Temp entrada	Caudal	Humid abs	Entalpia		Temp saida	Humid abs saida	Caudal	Entalpia		Caudal	Temp ar novo	Humid ar nv	Entalpia		Temp ar mist	Hum ar mist	Entalpia	Caudal		Calor a fornecer	
90	80	2,25	0,01735	126,32892		61,1351801	0,024169714	1,575	124,5839603		0,675	20	0,001445	23,785		48,79462604	0,017352	94,344272	2,25		71,9654575	kj/seg



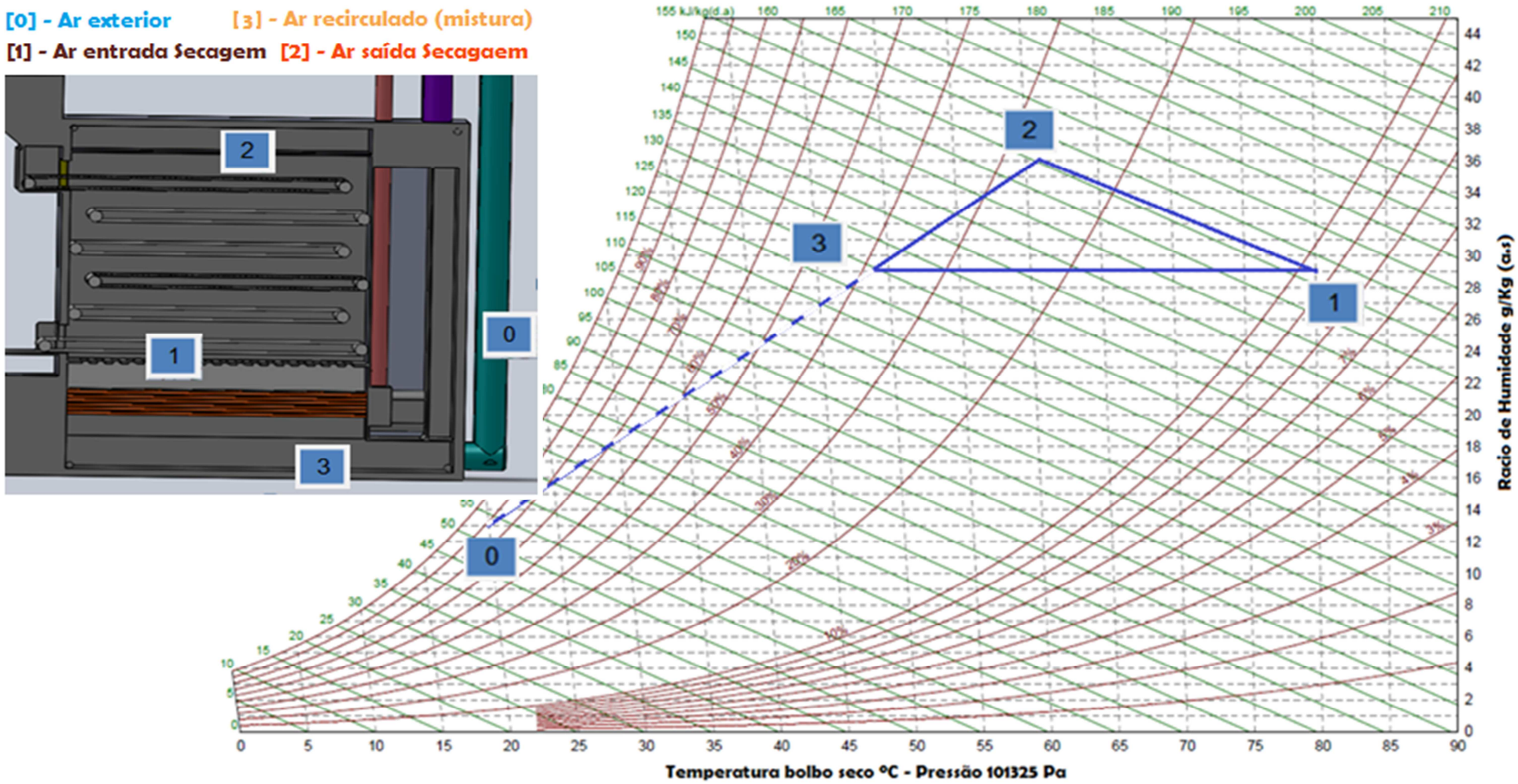
Condições pré-definidas 2.5:

Para 30% ar novo					Temperatura EXT:	20	Humidade EXT:		50%												
Numero Itera	Temp entrada	Caudal	Humid abs	Entalpia			Temp saida	Humid abs saida	Caudal	Entalpia	Caudal	Temp ar novo	Humid ar nv	Entalpia	Temp ar mist	Hum ar mist	Entalpia	Caudal	Calor a fornecer	
90	80	2,25	0,02330	142,07976			61,3299448	0,030119714	1,575	140,3348008	0,675	20	0,00739	38,859	48,93096137	0,02330	109,89206	2,25	72,4223238	kj/seg



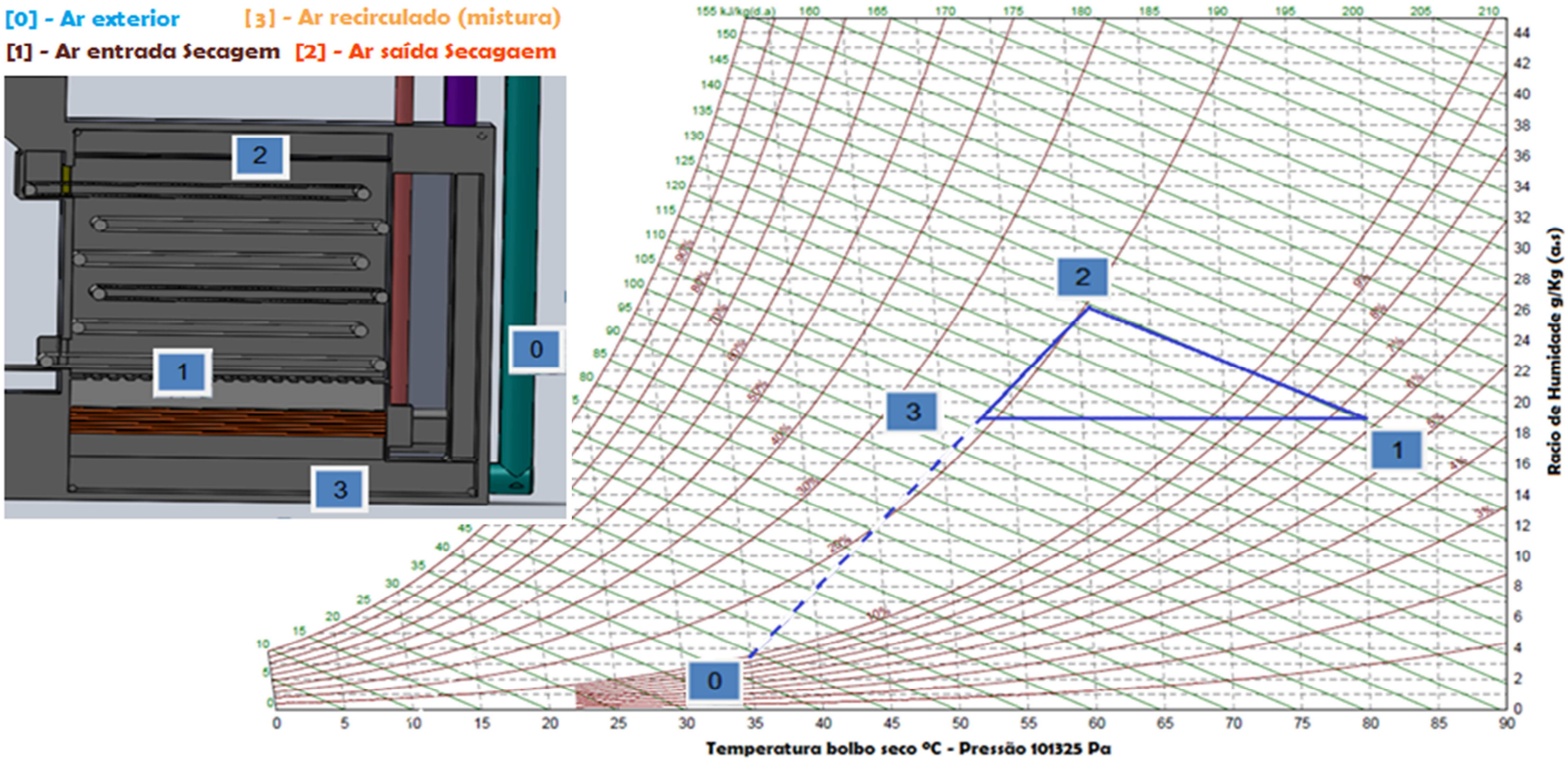
Condições pré-definidas 2.6:

Para 30% ar novo				Temperatura EXT:	20	Humidade EXT:			90%											
Numero liters	Temp entrada	Caudal	Humid abs	Entalpia		Temp saida	Humid abs saida	Caudal	Entalpia	Caudal	Temp ar novo	Humid ar nv	Entalpia	Temp ar mist	Hum ar mist	Entalpia	Caudal	Calor a fornecer	
90	80	2,25	0,02917	157,618824		61,5181898	0,035989714	1,575	155,8738652	0,675	20	0,013248	53,725	49,06273285	0,029167	125,22921	2,25	72,8766413	kj/seg



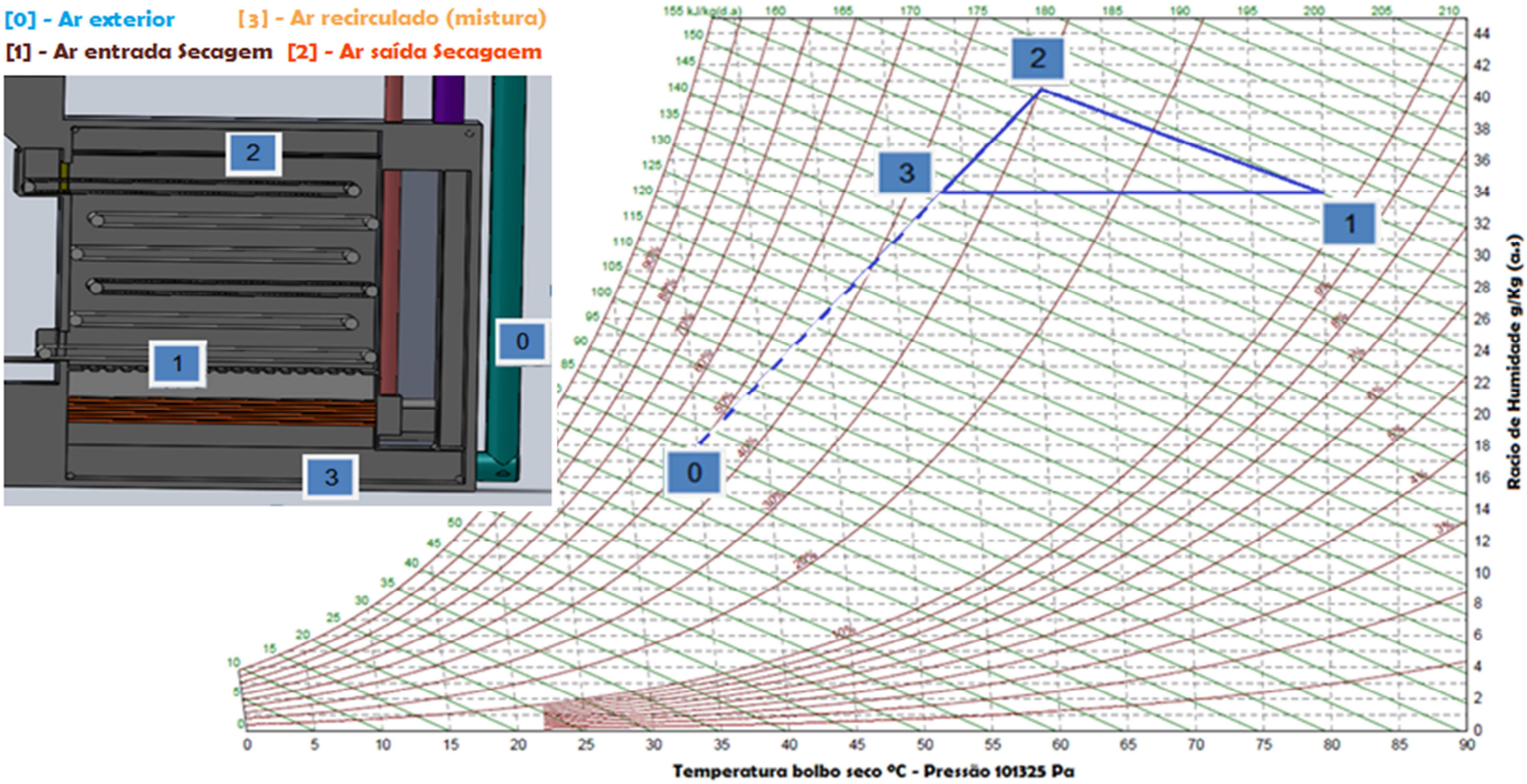
Condições pré-definidas 2.7:

Para 30% ar novo					Temperatura EXT:	35	Humidade EXT:		10%													
Numero itera	Temp entrada	Caudal	Humid abs	Entalpia	Temp saida	Humid abs saida	Caudal	Entalpia	Caudal	Temp ar novo	Humid ar nv	Entalpia	Temp ar mist	Hum ar mist	Entalpia	Caudal	Calor a fornecer					
90	80	2,25	0,01940	131,75568	61,2027409	0,026219714	1,575	130,0107203	0,675	35	0,003496	44,166	53,34191865	0,01940	104,2573	2,25	61,8713455	kj/seg				



Condições pré-definidas 2.8:

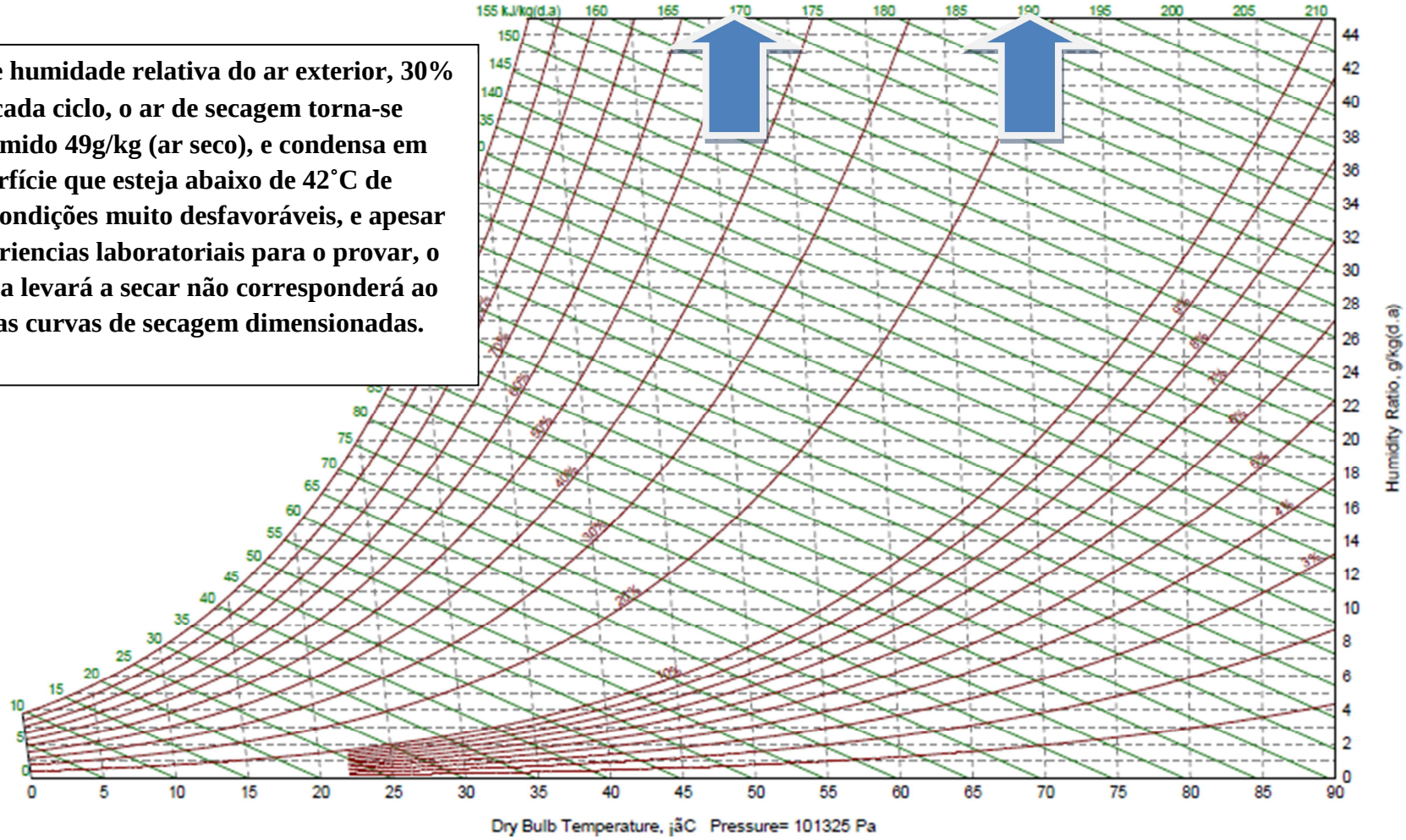
Para 30% ar novo				Temperatura EXT:	35	Humidade EXT:			50%														
Numero Itera	Temp entrada	Caudal	Humid abs	Entalpia		Temp saida	Humid abs saida	Caudal	Entalpia		Caudal	Temp ar novo	Humid ar nv	Entalpia		Temp ar mist	Hum ar mist	Entalpia	Caudal		Calor a fornecer	
90	80	2,25	0,03376	169,769472		61,6627617	0,040579714	1,575	168,0245128		0,675	35	0,017835	80,933		53,66393322	0,033756	141,89706	2,25		62,7129294	kj/seg



Condições pré-definidas 2.9:

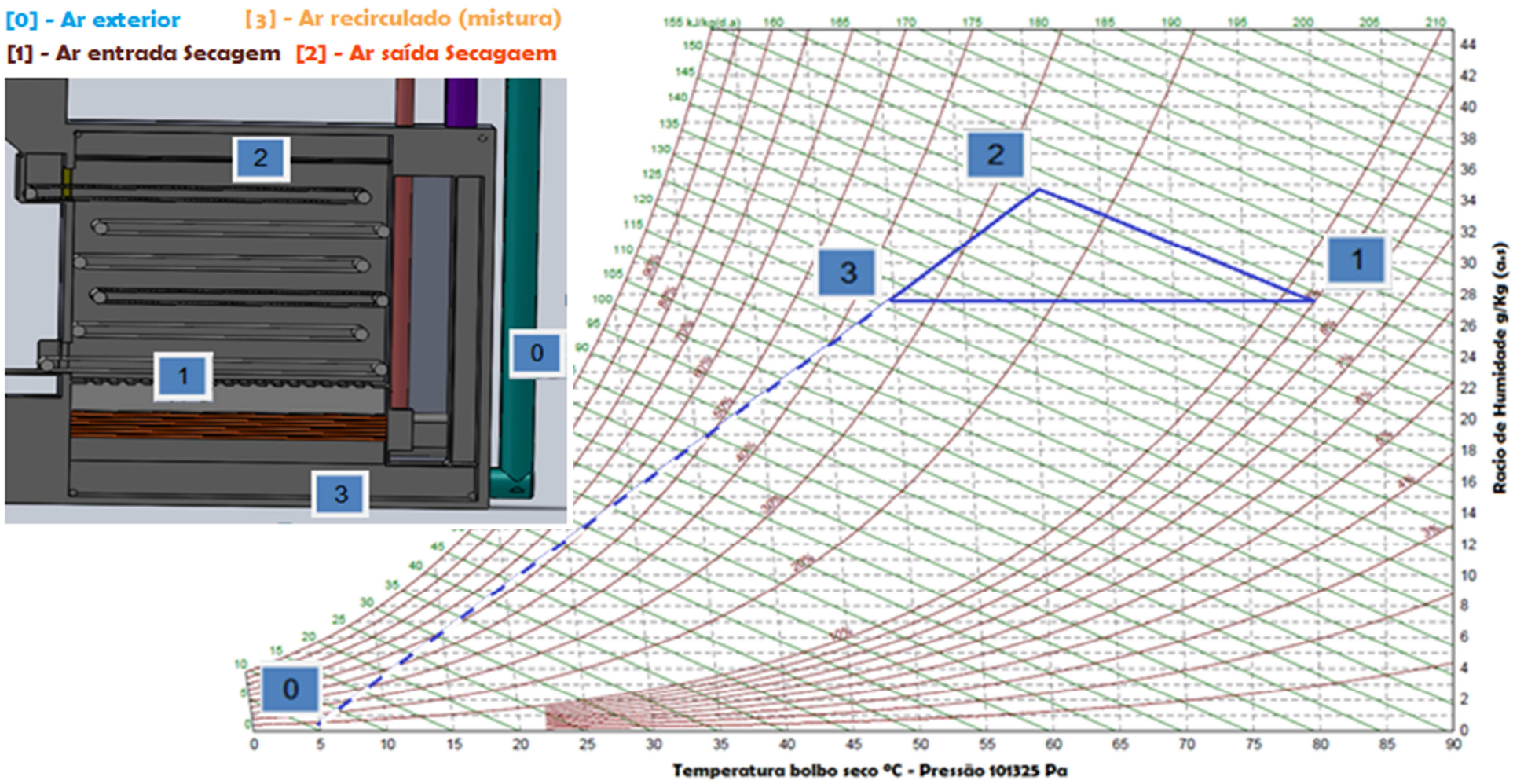
Para 30% ar novo					Temperatura EXT:	35	Humidade EXT:	90%												
Numero liters	Temp entrada	Caudal	Humid abs	Entalpia	Temp saida	Humid abs saida	Caudal	Entalpia	Caudal	Temp ar novo	Humid ar nv	Entalpia	Temp ar mist	Hum ar mist	Entalpia	Caudal	Calor a fornecer			
90	80	2,25	0,04879	209,556888	62,1207316	0,055609714	1,575	207,8119288	0,675	35	0,032867	119,485	53,98451209	0,048787	181,31385	2,25	63,5468352	kj/seg		

Com 35ºC e 90% de humidade relativa do ar exterior, 30% de ar novo em cada ciclo, o ar de secagem torna-se extremamente húmido 49g/kg (ar seco), e condensa em qualquer superfície que esteja abaixo de 42˚C de temperatura. São condições muito desfavoráveis, e apesar de não existir experiencias laboratoriais para o provar, o tempo que a cortiça levará a secar não corresponderá ao tempo obtido pelas curvas de secagem dimensionadas.



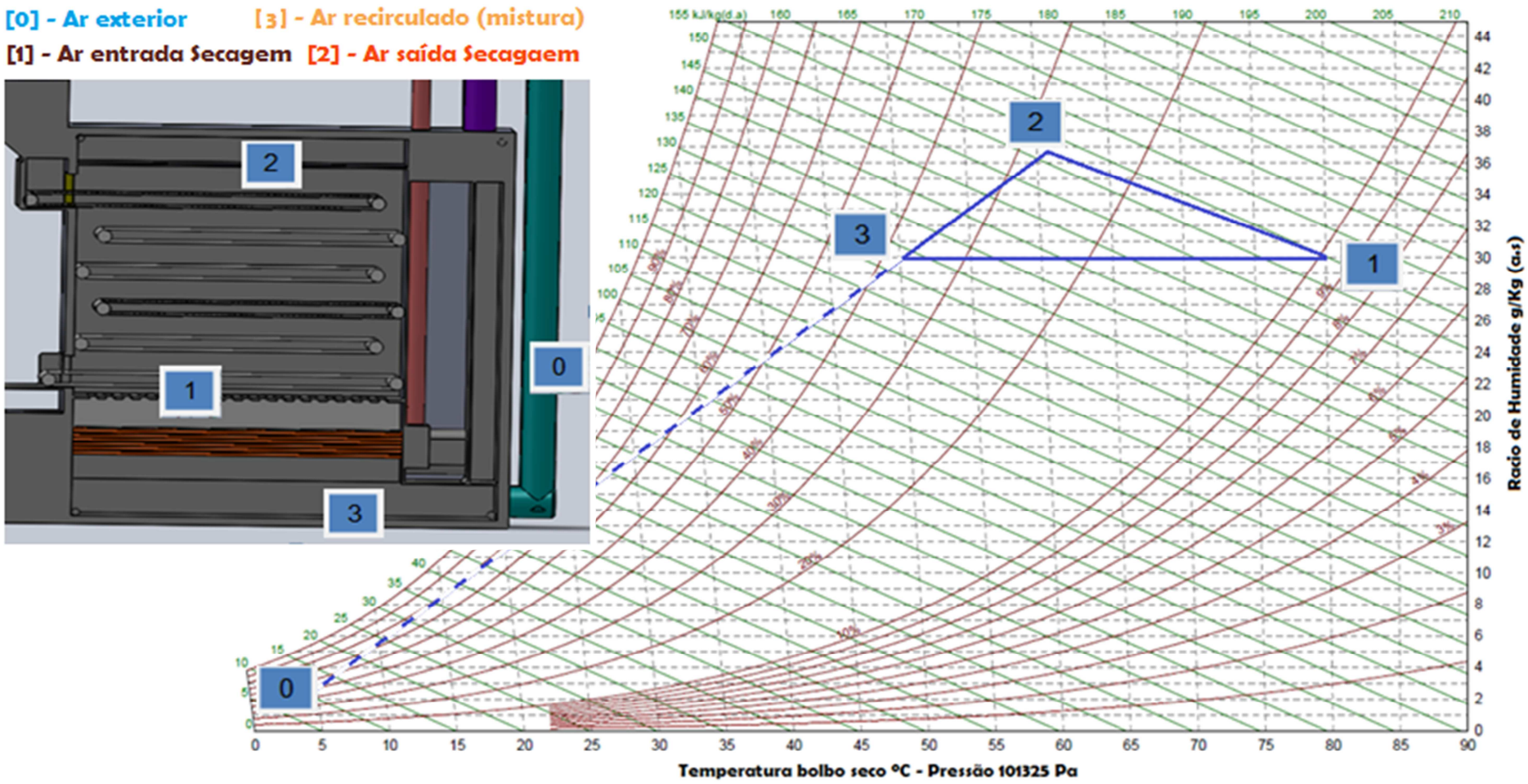
Condições pré-definidas 3.1:

Para 20% ar novo				Temperatura EXT:	5	Humidade EXT:			10%											
Numero itera	Temp entrada	Caudal	Humid abs	Entalpia		Temp saida	Humid abs saida	Caudal	Entalpia		Caudal	Temp ar novo	Humid ar nv	Entalpia		Temp ar mist	Hum ar mist	Entalpia	Caudal	Calor a fornecer
90	80	2,25	0,0278	153,99216		61,4745949	0,034619714	1,8	152,2472003		0,45	5	0,000541	6,385		50,17967594	0,027804	123,07476	2,25	69,5641494 kj/seg



Condições pré-definidas 3.2:

Para 20% ar novo				Temperatura EXT:	5	Humidade EXT:			50%													
Numero Itera	Temp entrada	Caudal	Humid abs	Entalpia		Temp saida	Humid abs saida	Caudal	Entalpia		Caudal	Temp ar novo	Humid ar nv	Entalpia		Temp ar mist	Hum ar mist	Entalpia	Caudal		Calor a fornecer	
90	80	2,25	0,02996	159,710112		61,5432348	0,036779714	1,8	157,9651532		0,45	5	0,002704	11,817		50,23458784	0,029965	128,73552	2,25		69,6928262	kj/seg

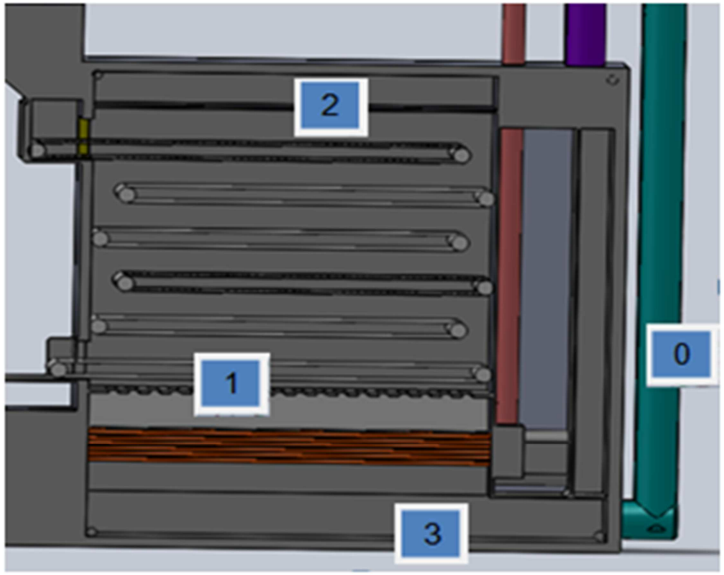


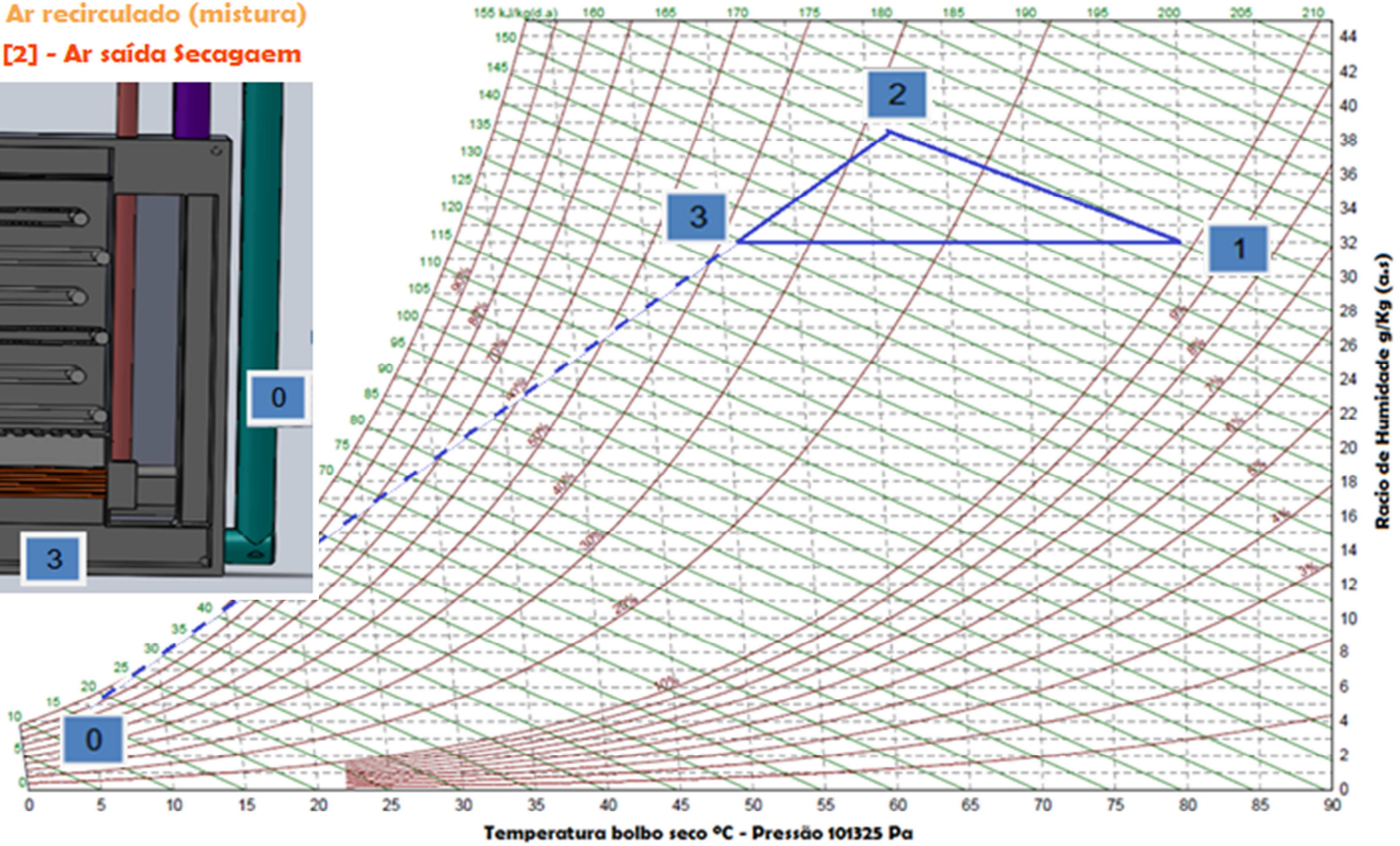
Condições pré-definidas 3.3:

Para 20% ar novo				Temperatura EXT:	5	Humidade EXT:			90%												
Numero liters	Temp entrada	Caudal	Humid abs	Entalpia		Temp saida	Humid abs saida	Caudal	Entalpia		Caudal	Temp ar novo	Humid ar nv	Entalpia		Temp ar mist	Hum ar mist	Entalpia	Caudal		Calor a fornecer
90	80	2,25	0,03214	165,481008		61,6119956	0,038959714	1,8	163,7360492		0,45	5	0,004879	17,278		50,28959648	0,032144	134,44444	2,25	69,8322794	kj/seg

[0] - Ar exterior [3] - Ar recirculado (mistura)

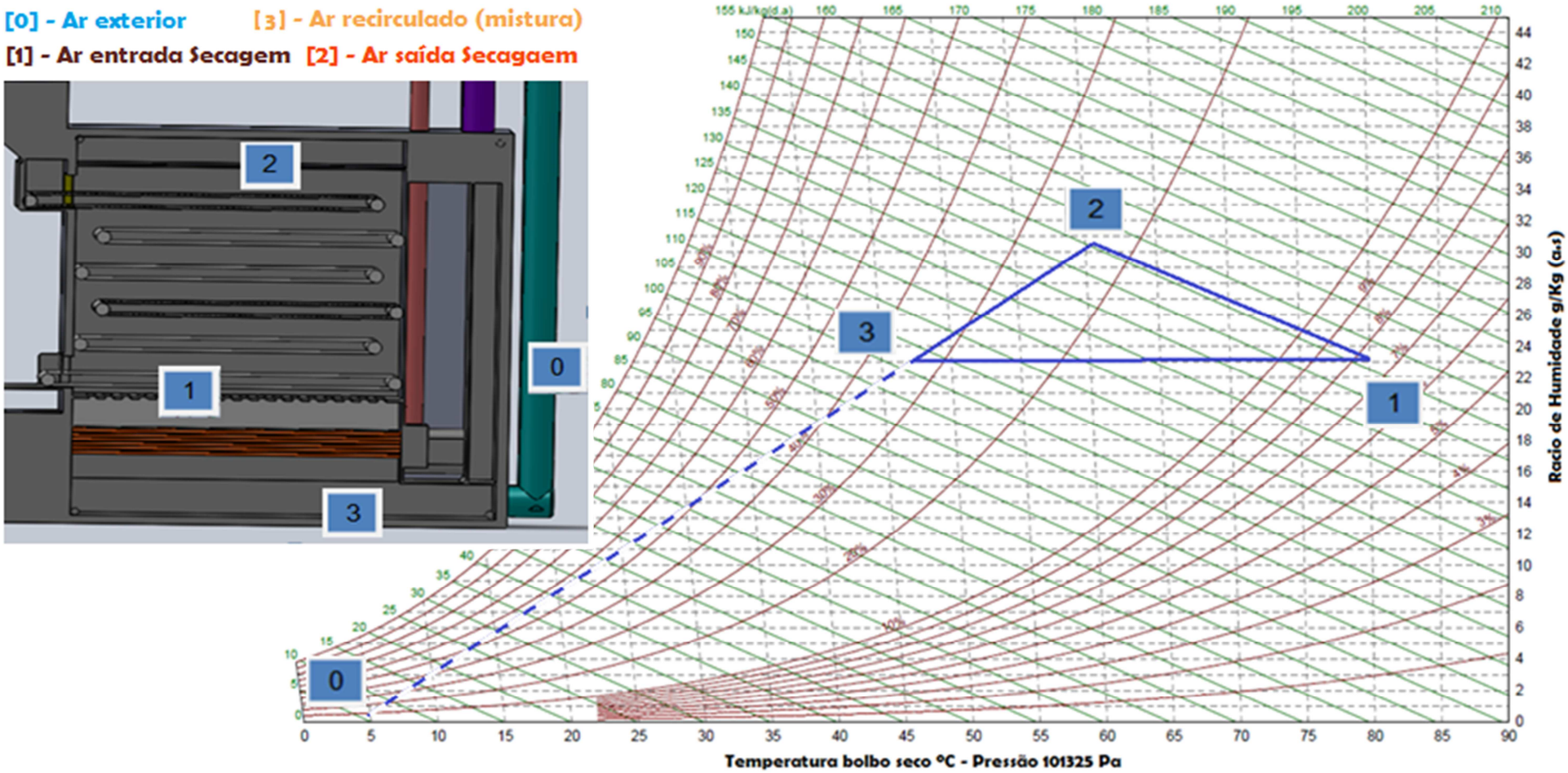
[1] - Ar entrada Secagem [2] - Ar saída Secagaem





Condições pré-definidas 3.4:

Para 23% ar novo					Temperatura EXT:	5	Humidade EXT:	10%												
Numero liters	Temp entrada	Caudal	Humid abs	Entalpia	Temp saida	Humid abs saida	Caudal	Entalpia	Caudal	Temp ar novo	Humid ar nv	Entalpia	Temp ar mist	Hum ar mist	Entalpia	Caudal	Calor a fornecer			
90	80	2,25	0,02338	142,091536	61,3325365	0,030199714	1,7325	140,6465772	0,5175	5	0,000541	6,385	48,37605312	0,023378	109,76641	2,25	72,7315235	kj/seg		



Condições pré-definidas 3.5:

Para 23% ar novo				Temperatura EXT:	5	Humidade EXT:			90%														
Numero Iters	Temp entrada	Caudal	Humid abs	Entalpia		Temp saida	Humid abs saida	Caudal	Entalpia		Caudal	Temp ar novo	Humid ar nv	Entalpia		Temp ar mist	Hum ar mist	Entalpia	Caudal		Calor a fornecer	
90	80	2,25	0,0277	153,42744		61,4714057	0,034519714	1,7325	151,9824812		0,5175	5	0,004879	17,278		48,48298236	0,027702	121,00045	2,25		72,9607263	kj/seg

