

# BALANÇO FRIGORÍFICO SIMPLIFICADO APLICÁVEL ÀS INSTALAÇÕES DE CONSERVAÇÃO DE HORTOFRUTÍCOLAS COM ATMOSFERA NORMAL — ESTUDO DE CASO.

## SIMPLIFIED THERMAL BALANCE APPLIED TO FRUIT CONSERVATION IN NORMAL COLD STORAGE — A CASE STUDY.

POR

J. T. CAVALHEIRO, F. A. SANTOS, A. A. SANTOS  
& J. BOAVENTURA-CUNHA \*

---

### RESUMO

O artigo presente faz uma breve análise do controlo ambiental em câmaras frigoríficas com atmosfera normal (NCS) — temperatura, humidade relativa, velocidade e renovação do ar, equipamento (evaporador) —, destinadas ao armazenamento de hortofrutícolas. Propõe um modelo simplificado de balanço frigorífico e aplica-o a um caso de estudo NCS do tipo laboratorial. Calcula e examina: (1) cargas do produto (maçãs) e (2) das embalagens colocadas no espaço de refrigeração para se baixar quer a temperatura do produto quer das paletes ou de outro material de embalagem, (3) calor de respiração dos hortofrutícolas frescos durante o período de arrefecimento e de cruzeiro, (4) cargas ganhas devidas à transferência de calor através do pavimento, paredes e tecto, (5) cargas internas da iluminação e motores, (6) cargas provenientes das pessoas em trabalho de estiva, (7) factor de segurança para as fases de projecto e de operação (picos de cargas imprevistas). Face aos fundamentos expostos sobre o controlo ambiental das NCS, ao contraste estabelecido entre os resultados obtidos por outros investigadores, e ao resultado dos cálculos no balanço frigorífico, é possível assumir-se que as elevadas perdas de massa encontradas (5,6 % em 180 dias) tiveram origem (a) no baixo isolamento térmico existente na câmara, e por isso dever-se-á aumentar a espessura de poliuretano (de 0,037 m), (b) na excessiva velocidade do ar, que convém reduzir para valores entre 0,05 e 0,2 m s<sup>-1</sup>, e (c) no  $\Delta T$  demasiado alto do evaporador, que é de expansão directa, de modo a manter-se entre os 5 e 6,5°C adequados a hortofrutícolas.

---

\* Universidade de Trás-os-Montes e Alto Douro, Quinta dos Prados, 5001-911 V. Real, e-mail:jtcc@utad.pt

## ABSTRACT

The present article provides a brief analysis of the performance of normal cold storage (NCS) for fruits and vegetables in terms of temperature, relative humidity, air velocity and renovation, and equipment (evaporator). A simplified model for refrigeration load calculation is then put forward, and its application to a NCS case study of laboratory-type is shown.

The article calculates and examines: (1) product loads (apples); (2) the heat that is released by the materials of the packing containers, in order to estimate the optimum storage temperature (3) heat released during the cooling and storage periods from the respiration of fresh fruits and vegetables; (4) load gains due to heat transfer from the floor, walls and roof; (5) internal loads from lighting and motors; (6) loads from people charged of container stowage; (7) the security factor for project and operation phases (peaks of unpredictable loads).

Taking into account the statements presented about environmental control in NCS, the contrast with the findings of other researchers, and the results of refrigeration load calculation, it is possible to assume that the high mass loss (5,6%) had its origin in: (a) low thermal insulation, which demands an increase in the thickness of the polyurethane layer (0,037 m), (b) excessive air velocity ( $<0,2 \text{ m s}^{-1}$ ), and (c) the  $\Delta T$  of the evaporator, which is too high — the evaporator is of direct expansion, in order to maintain a temperature of 5 to 6,5 °C, adequate to preserve fruits and vegetables.

## INTRODUÇÃO

A qualidade dos frutos, na fase de pré-colheita, é determinada por factores genéticos (variedades e porta-enxertos), edafo-climáticos, bióticos e culturais, os quais interagem nos diferentes estádios de desenvolvimento dos frutos (Salunkhe *et al.*, 1991 e Cavalheiro, 2001).

Por outro lado, na pós-colheita, a manutenção da sua qualidade fica muito dependente das condições ambientais proporcionados na fileira em geral e nas câmaras de refrigeração em particular. Assim, a composição gasosa, o intervalo de tempo entre a colheita e temperatura de cruzeiro, as amplitudes térmicas, o  $\Delta T$  (diferença entre a temperatura de entrada de ar no evaporador e a temperatura correspondente à pressão do refrigerante à saída) e área de troca no evaporador, o isolamento térmico e taxa de ocupação das câmaras são factores fulcrais nas perdas e qualidade dos produtos armazenados (Moras & Chapon, 1983; Barreras & Campos, 1996 e Paull, 1999).

A temperatura influencia drasticamente a taxa de deterioração dos produtos hortofrutícolas, e com uma velocidade geralmente mais elevada no intervalo de 1 a 40°C (efeito Van't Hoff) conforme verificaram Come (1992) e Thompson (1996).

A humidade relativa é outro factor crucial na qualidade dos produtos armazenados. Os hortofrutícolas transpiram ou seja, sofrem um processo de transferência de massa em

que o vapor de água se movimenta da superfície do produto para o ar envolvente. A força impulsionadora do processo é o gradiente da pressão de vapor de água existente entre o tecido interior e o ar envolvente exterior (Ben-Yehoshua *et al.*, 1987 e ASHRAE, 1990).

A velocidade e circulação de ar nas câmaras são necessárias para homogeneizar a composição gasosa mas e sobretudo para arrefecimento e uniformização da temperatura até se atingirem os valores desejados. Ryall e Pentzer (1974) assinalaram que o caudal máximo de projecto é de  $28,3 \text{ m}^3 \text{ t}^{-1}$ ; contudo, na fase de cruzeiro, reduz-se a 20% daquele valor. Também Moras & Chapon (1983) e Coquinot & Chapon (1992) referiram que o caudal de ar deve permitir uma circulação e troca satisfatória, mas não excessiva, para que não sejam acentuadas as perdas de água. A velocidade do ar à saída dos evaporadores deve ser de  $2$  a  $5 \text{ m s}^{-1}$  e quando em contacto com os frutos diminui para  $0,3$  a  $0,5 \text{ m s}^{-1}$  (fase de arrefecimento) e  $0,05$  a  $0,2 \text{ m s}^{-1}$  (em fase de cruzeiro) respectivamente. Chapon & Westercamp (1996) apontaram, por outro lado, que a circulação de ar deve ser modulável ao período de carga ( $40$  a  $50$  recirculações  $\text{h}^{-1}$ ) e à fase de cruzeiro ( $20$  a  $25$  recirculações  $\text{h}^{-1}$ ).

Maças da variedade *Bravo de Esmolfe* foram colhidos à data óptima e armazenados numa câmara de atmosfera normal do tipo laboratorial (UTAD/UEMAC) durante 180 dias. A avaliação da qualidade à entrada e à saída das câmaras mostrou, entre outros, sinais de enrugamento em parte dos frutos bem como, perdas anormais de massa (5,6%). Segundo Geoffrion (1992) e Graell (1997) perdas de 3 a 4% são correntes em armazenamento frigorífico das *Golden Delicious* contudo, quando se atingem valores próximos de 5% verifica-se, em prateleira, uma rápida evolução de perdas e aspecto. Cavalheiro (2001) também observou, em *Bravo de Esmolfe*, armazenadas em câmaras de atmosfera controlada, perdas de 3,61%, contudo, perdas superiores e na ordem de 5 a 6% são consideradas no limite mínimo de qualidade (LMQ).

Assim o objectivo deste estudo é determinar a origem das elevadas perdas de massa verificadas em maçãs armazenadas numa câmara de atmosfera normal (NCS) existente. Recorre-se a valores conhecidos para a temperatura ( $t_i$ ) humidade relativa ( $hr_i$ ), velocidade do ar ( $v_{ar}$ ), ao coeficiente global de transferência térmica numa área unitária dos elementos de construção ( $W \text{ m}^{-2} \text{ }^\circ\text{C}^{-1}$ ), e comparam-se com os registados ao longo do período de conservação. Verifica-se, através de um balanço frigorífico, se a potência instalada na NCS está por excesso ou por defeito.

## MATERIAL E MÉTODOS

A câmara de atmosfera normal que se pretende avaliar, tem painéis isotérmicos tipo "sandwich" e com a espessura de 0,06 m; o pavimento, paredes e tecto têm chapa termolacada, em ambas as faces, e poliuretano intermédio; as suas dimensões são  $4 \times 2,4 \times 2,4$  (m x m x m) e o volume de  $23 \text{ m}^3$ . Está instalada num pavilhão polivalente, recém-construído e com baixa inércia térmica.

O equipamento de refrigeração é do tipo monobloco e inclui as unidades de condensação, evaporação e painel de controlo electrónico; o compressor é hermético, com potên-

cia nominal de 900 W e refrigerante R404A, sendo a sua capacidade de refrigeração de 2100 W.

As condições ambientais exteriores, assumidas, foram:  $t_e = 25^\circ\text{C}$  e  $h_{re} = 52\%$  exceptuando contudo as situações específicas na fronteira dos elementos de construção.

A velocidade do ar mediu-se, à taxa de ocupação de 50%, quer à saída do evaporador quer ao nível dos frutos. À saída do evaporador efectuou-se em três pontos equidistantes e com um anemómetro portátil do tipo Lambrecht-Meteo Digit mod. 91.6; ao nível dos frutos foi obtida em diferentes pilhas, equidistantes na câmara, e às cotas 0,6; 1,2 e 1,8 m, tendo-se recorrido a uma unidade PC-Deita Logger acoplada aos termo-anemómetros e em pontos igualmente equidistantes da câmara. O ar forçado é solidário com o compressor, e portanto tem funcionamento intermitente.

O produto (2010 kg de maçãs) foi armazenado e acondicionado em caixas plásticas normalizadas e empilháveis. A qualidade dos frutos foi avaliada quer à entrada quer à saída da câmara e após 180 dias de conservação.

A carga térmica máxima, proveniente da respiração, assume-se no 3.º e último dia de enchimento da câmara onde os frutos terão atingido a temperatura de 0, 10 e 20 °C respectivamente.

As perdas de massa foram obtidas através da pesagem individualizada dos frutos, e convertendo-se em % de perdas conforme a equação de Cavalheiro (2001):

$$P_m = [100 \times (m_1 - m_2)] \times m_1^{-1}$$

onde,

$P_m$  = perdas de massa, %

$m_1$  = massa no instante 1, g

$m_2$  = massa no instante 2, g

A metodologia de cálculo, para se obter a carga total de refrigeração, fundamenta-se em equações gerais já assumidas por diversos autores nomeadamente Ryall & Pentzer (1974); Moras & Chapon (1983); ASHRAE (1990); Coquinot & Chapon (1992); Singh & Heldman (1993); Cavalheiro, 1993 e Barreras & Campos (1996). Também é de assinalar que a origem das cargas térmicas é complexa e por isso assumem-se tão somente os seguintes segmentos: produtos ( $Q_1$ ), embalagens ( $Q_2$ ), respiração dos frutos ( $Q_3$ ), elementos de construção ( $Q_4$ ), renovação de ar ( $Q_5$ ), calor dos motores de ventilação ( $Q_6$ ), pessoas em trabalho de estiva ( $Q_7$ ) e iluminação ( $Q_8$ ). Finalmente a adição das cargas frigoríficas nos segmentos  $Q_1$  a  $Q_8$  e num dia de laboração, serão afectadas por um factor de segurança (10%) e pressupondo um funcionamento normal do compressor (20 h/dia) obtém-se carga frigorífica da câmara em estudo.

## RESULTADOS E DISCUSSÃO

Os valores da velocidade do ar, medidos ao nível dos frutos, e às cotas 0,6; 1,2 e 1,8 m foram respectivamente de 0,5; 0,4 e 0,6  $\text{m s}^{-1}$  são claramente prejudiciais para situações

de longa conservação das maçãs e contrárias às preconizadas (0,05 a 0,2m s<sup>-1</sup> — fase de cruzeiro) por Moras & Chapon (1983) e Coquinot & Chapon (1992) e mesmo sabendo-se que há paragem da ventilação forçada entre os sucessivos ciclos de funcionamento do compressor.

### Balanço frigorífico

Quando se individualiza a contabilização térmica nos segmentos já apontados anteriormente obtém-se que:

#### Produtos (Q<sub>1</sub>)

$$Q_1 = m \times c_p \times (t_e - t_i)$$

onde,

m = massa do produto, kg

c<sub>p</sub> = calor específico acima do ponto de congelação, kJ kg<sup>-1</sup> °C<sup>-1</sup>

t = temperatura do produto à entrada e dentro da câmara, °C

Substituindo,

$$Q_1 = 670 \text{ kg} \times 3,65 \text{ kJ kg}^{-1} \text{ °C}^{-1} \times (20 \text{ °C} - 0 \text{ °C}) = 48910 \text{ kJ}$$

#### Embalagens (Q<sub>2</sub>)

$$Q_2 = m \times c_p \times (t_e - t_i)$$

$$Q_2 = 84 \text{ kg} \times 1,8 \text{ kJ kg}^{-1} \text{ °C}^{-1} \times (20 - 0) = 3024 \text{ kJ}$$

(as variáveis de Q<sub>2</sub> têm aqui o mesmo significado de Q<sub>1</sub>)

#### Respiração (Q<sub>3</sub>)

$$Q_3 = m \times c_{\text{resp}}$$

então,

$$Q_3 = (0,670 \text{ t} \times 6270 \text{ kJ t}^{-1}) + (0,67 \text{ t} \times 1797 \text{ kJ t}^{-1}) + (0,670 \text{ t} \times 920 \text{ kJ t}^{-1}) = 6021 \text{ kJ}$$

onde,

m = massa, t

c<sub>resp</sub> = calor de respiração, kJ t<sup>-1</sup>

#### Elementos de construção (Q<sub>4</sub>)

O calor que se transfere através de um elemento de construção (J) obtém-se da equação geral:

$$Q_4 = U \times A \times \Delta t$$

onde o coeficiente global de transferência térmica (U) do pavimento, paredes e tecto pode ser derivado da equação:

$$U = 1/(R_{si} + R_{se} + e_1/k_1 + e_2/k_2 + \dots e_m/k_m)$$

e admitindo-se, na câmara, n = 6 percursos diferentes de calor, com U, A e  $\Delta t$  a variar caso a caso, a carga térmica é:

$$Q_4 = \sum_{j=1}^6 n_j = [(U \times A \times \Delta t)_{pav} + (U \times A \times \Delta t)_{par1} + (U \times A \times \Delta t)_{par2} + (U \times A \times \Delta t)_{par3} + (U \times A \times \Delta t)_{par4} + (U \times A \times \Delta t)_{tec}] 24 \times 3,6$$

com pav = pavimento, par1, par2, par3 e par4 são as paredes respectivas da envolvente e tec = tecto da mesma câmara então,

$$Q_4 = [(0,446 \text{ W m}^{-2} \times \text{°C}^{-1} \times 9,6 \text{ m}^2 \times 20 \text{ °C}) + (0,426 \text{ W m}^{-2} \times \text{°C}^{-1} \times 9,6 \text{ m}^2 \times 25 \text{ °C}) + (0,426 \text{ W m}^{-2} \times \text{°C}^{-1} \times 5,76 \text{ m}^2 \times 25 \text{ °C}) + (0,426 \text{ W m}^{-2} \times \text{°C}^{-1} \times 9,6 \text{ m}^2 \times 25 \text{ °C}) + (0,426 \text{ W m}^{-2} \times \text{°C}^{-1} \times 5,76 \text{ m}^2 \times (25 \text{ °C} - 10 \text{ °C})) + (0,4587 \text{ W m}^{-2} \times \text{°C}^{-1} \times 9,6 \text{ m}^2 \times 25 \text{ °C})] \times 24 \times 3,6 = 43048 \text{ kJ}$$

onde,

$Q_4$  = Transferência térmica através do pavimento(<sub>pav</sub>), paredes(<sub>par</sub>) e tecto(<sub>tec</sub>), kJ

U = coeficiente global de transferência térmica numa área unitária do elemento de construção,  $\text{W m}^{-2} \text{°C}^{-1}$

A = área exterior exposta,  $\text{m}^2$

$\Delta t = t_e - t_i$  temperatura exterior e interior,  $\text{°C}$

e = espessura do material, m

k = condutibilidade térmica,  $\text{W m}^{-1} \text{°C}^{-1}$

n = n.º de camadas de material homogéneo

$R_{si}$  e  $R_{se}$  = resistência térmica superficial interior e exterior,  $\text{m}^2 \text{°C W}^{-1}$ .

24 e 3,6 = horas e factor de conversão de Wh a kJ.

### Renovação de ar ( $Q_5$ )

$$Q_5 = n \times V \times (\Delta E)$$

onde,

$$Q_5 = 20,2 \times 23 \text{ m}^3 \times (46,4 \text{ kJ} \times \text{m}^{-3} - 11,4 \text{ kJ} \times \text{m}^{-3}) = 16261 \text{ kJ}$$

com,

n = n.º de renovações de ar/dia

V = volume interior da câmara,  $\text{m}^3$

$\Delta E = (h_e - h_i)$  = entalpia do ar exterior e interior,  $\text{kJ m}^{-3}$  de ar

**Calor dos motores ( $Q_6$ )**

$$Q_6 = n \times p \times t \times 3600 \times 0,2$$

onde,

$n$  = número de ventiladores

$p$  = potência de cada motor, kW

$t$  = tempo de funcionamento, h

3600 = conversão de horas a segundos

0,2 = factor de potência dos motores para transformação em calor

$$Q_6 = 2 \times 0,12 \text{ kW} \times 20 \text{ h} \times 3600 \text{ s} \times 0,2 = 3456 \text{ kJ}$$

**Pessoas em trabalho de estiva ( $Q_7$ )**

$$Q_7 = n \times q \times t \times 3,6$$

com

$n$  = número de pessoas em estiva

$q$  = calor emitido/pessoa, W

$t$  = tempo de permanência, h

$$Q_7 = 2 \times 270 \text{ W} \times 2 \text{ h} \times 3,6 = 3888 \text{ kJ}$$

**Iluminação ( $Q_8$ )**

$$Q_8 = f \times A \times t \times 3,6 \times I$$

onde,

$f$  = factor para fluorescentes, 1

$A$  = área da câmara,  $\text{m}^2$

$t$  = tempo ligadas, h

$I$  = iluminação instalada (incandescentes),  $\text{W m}^{-2}$

$$Q_8 = 1 \times 9,6 \text{ m}^2 \times 2 \text{ h} \times 3,6 \times 5,2 \text{ W m}^{-2} = 359 \text{ kJ}$$

Assumindo-se o factor de segurança (10%) e o tempo limite de funcionamento diário do compressor (20 h) obtém-se finalmente a carga frigorífica da câmara em estudo ou seja:

$$Q = [(\sum_{j=1}^8 Q_j) \times 1,1] / 20 \text{ h}$$

$$Q = 6873 \text{ kJ } 3600 \text{ s}^{-1} = 1,909 \text{ kW}$$

Face à potência frigorífica calculada ( $0,083 \text{ kW m}^{-3}$ ) é claro não estar aqui uma forte justificação das perdas de massa verificadas nas maçãs porquanto é um valor próximo do que actualmente é usado em armazenamento ( $0,040 \text{ kW m}^{-3}$  a  $0,090 \text{ kW m}^{-3}$ ). Assim pode dizer-se que as razões das elevada perdas percentuais de massa nos frutos serão outras nomeadamente as oscilações pontuais do gradiente de pressão parcial de vapor de água entre o fruto e o ar da câmara como também observaram Ben-Yehoshua *et al.* (1987) e Chapon & Westercamp (1996). Por outro lado e facto importante, os registos da humi-

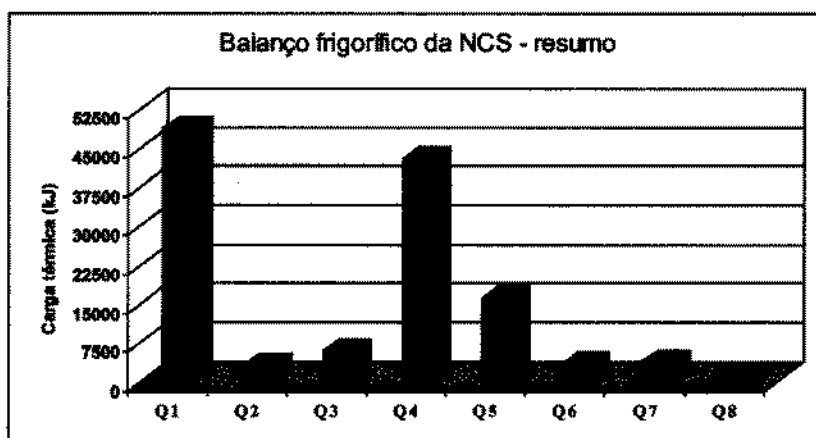
dade relativa média da câmara, e ao longo da conservação, mantiveram-se na banda dos 70 a 80% o que levou a um gradiente de pressão de vapor assaz nefasto para os frutos.

A unidade de refrigeração é igualmente um factor vital de perdas de massa (Machado, 1981; Paull, 1999). Assim quando a temperatura de evaporação do R404A é baixa e o  $\Delta T$  se manter superior a 6,5 °C ocorre uma elevada condensação de vapor de água, do ambiente da câmara, diminuindo assim a  $h_{r1}$  desta. Deve procurar-se então uma temperatura de evaporação que mais se aproxime da estabelecida para os frutos.

A capacidade de refrigeração instalada é maior (10%) que a calculada no balanço frigorífico (Quadro 1 e Figura 1) e portanto permite uma maior segurança na fase de picos térmicos.

**Quadro 1** – Resumo das cargas térmicas obtidas no balanço frigorífico (oito segmentos)

Origem	Valor (kJ)
Produtos (Q1)	48910
Embalagem (Q2)	3024
Respiração (Q3)	6021
Elementos de construção (Q4)	43048
Renovação de ar (Q5)	16261
Motores (Q6)	3465
Pessoas em estiva (Q7)	3888
Iluminação (Q8)	359
$Q_{total}$	124963



**Figura 1** — Origem das cargas térmicas na câmara de atmosfera normal (NCS) num dia de laboração onde: Q<sub>1</sub> = produtos; Q<sub>2</sub> = embalagens; Q<sub>3</sub> = respiração; Q<sub>4</sub> = elementos da construção; Q<sub>5</sub> = renovação de ar; Q<sub>6</sub> = calor dos motores; Q<sub>7</sub> = pessoas em trabalho de estiva; Q<sub>8</sub> = iluminação.



## CONCLUSÕES

Confrontando os fundamentos do controlo ambiental em câmaras e contrastando com os resultados de calculo das cargas de refrigeração no caso em estudo, é possível afirmar-se que a origem mais relevante das perdas de massa (5,6% em 180 dias) vem sobretudo:

1) — da construção da câmara que tem fraco isolamento térmico, onde  $U$  ( $W m^{-2} K^{-1}$ ) é 65% mais elevado que o valor óptimo económico assumido por ASHRAE (1990) com  $U_{pav} = 0,385$  a  $0,286$ ,  $U_{par} = 0,227$  a  $0,161$  e  $U_{tec} = 0,189$  a  $0,143 W m^{-2} °C^{-1}$  respectivamente o que obriga a maior tempo de funcionamento da unidade. Isto significa ter-se que aumentar em 65% (0,038 m) a espessura do poliuretano instalado;

2) — da velocidade do ar, ao nível dos frutos, que apesar de intermitente é excessivamente elevada (250% superior ao admissível) e portanto incrementa as perdas de massa;

3) — apesar da aplicação pontual da rega manual sobre o pavimento da câmara, associada à utilização cíclica do equipamento de nebulização, verifica-se que a humidade relativa se mantém por volta dos 75%, o que leva a concluir que o T do evaporador instalado na NCS é excessivamente elevado (superior a 9 °C) e portanto deve corrigir-se;

4) — finalmente, a capacidade de refrigeração instalada é 10% maior que a calculada, através do balanço frigorífico, e portanto há uma margem de segurança, na fase de picos térmicos e portanto com mais benefícios para o utilizador.

## AGRADECIMENTOS

Este trabalho foi parcialmente financiado pelos Projectos AGRO 158, AGRO 841 e CECEA — Centro de Ciência e Engenharia Agrícola (UTAD).

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- ASHRAE 1981. *Psychrometric Chart n.º 6*, University of Idaho.
- ASHRAE 1989. *Handbook Fundamentals*. American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers, Inc., Atlanta, cap. 1 and 22.
- ASHRAE 1990. *Handbook Refrigerating*. American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers, Inc., Atlanta, cap. 27.
- BARRERAS, A.L.M. & CAMPOS, M.M. 1996. *Câmaras Frigoríficas*. Grupo Editorial CEAC, S.A. Barcelona, pp. 1-144.
- BEN-YEHOSHUA, S., SHAPIRO, B. & MORAN R. 1987. Individual seal-packaging enables the use of curing at high temperatures to reduce decay and heal injury of citrus fruits. *HortScience* 22: 777-783.
- CAVALHEIRO, J. 1993. *Controlo ambiental em instalações de refrigeração com atmosfera controlada*. Provas de Aptidão Pedagógica e Capacidade Científica. Universidade de Trás-os-Montes e Alto Douro, Vila Real pp. 27-33.

- CAVALHEIRO, J. 2001. *Estudos de refrigeração e armazenamento das maçãs Bravo de Esmolfe sob atmosfera controlada*. Tese de doutoramento. Universidade de Trás-os-Montes e Alto Douro, Vila Real pp. 31-83.
- CHAPON, J.F. & WESTERCAMP, P. 1996. *Entreposage frigorifique des pommes et des poires*. Ctifl, Paris, 205 pp..
- COME, D. 1992. Altération des produits végétaux entreposés. *Rev. Gen. Froid* 5: 56-62.
- COQUINOT, J.P. & CHAPON, J. F. 1992. *Entreposage frigorifique des pommes et des poires*. Ctifl, Paris, 183 pp..
- GEOFFRION, R. 1992. La déshydratation de la pomme *Golden Delicious* pendant sa conservation. *Phytoma* 442: 25-29.
- GRAELL J. 1991. *Frigoconservacion de manzanas tratadas con daminozida en atmosfera controlada con reduccion del etileno*. Tesis doctoral, Universitat de Lleida, 294 pp..
- MACHADO, V. 1981. Depressões e sobrepressões nas câmaras frigoríficas. *Revista Portuguesa do Frio* 18: 17-21.
- MORAS, P. & CHAPON, J.F. 1983. *Entreposage et conservation des fruits et légumes frais*. Ctifl, Paris, 243 pp..
- PAULL, R.E. 1999. Effect of temperature and relative humidity on fresh commodity quality. *Postharvest Biology and Technology* 15: 263-277.
- RIGOT, G. 1988. Reflexion sur la puissance des evaporateurs frigorifiques. *RGF* 5: 264-269 pp..
- RYALL, A.L. & PENTZER, W.T. 1974. *Handling, transportation, and storage of fruits and vegetables*. The Avi Publishing Company, Inc. Westport, Connecticut pp. 519-523.
- SALUNKHE, D.K., BOLIN, H.R. & REDDY, N.R. 1991. *Storage, processing, and nutritional quality of fruits and vegetables*. CRC Press, Boca Raton, USA, 323 pp..
- SINGH, R.P. & HELDMAN, D.R. 1993. *Introduction to Food Engineering*. Academic Press, Inc.. London, pp. 259-298.
- THOMPSON, A.K. 1996. *Postharvest Technology of Fruit and Vegetables*. Blackwell Science Ltd, London, 410 pp..