

MERCOFRIO 2000 CONGRESSO DE AR CONDICIONADO, REFRIGERAÇÃO,
AQUECIMENTO E VENTILAÇÃO DO MERCOSUL

DESUMIDIFICADOR MECÂNICO DO AR.

Chirkin Mikola B., e-mail: Luyudmila@deel.uem.mz

Universidade Eduardo Mondlane, Departamento de Engenharia Mecânica

C.P. 257, Av. de Moçambique, km 1.5, Maputo, Moçambique

João Carrasqueiro, e-mail João Carrasqueiro@ Mozal.Com

Fabião M.A.Cumbe, e-mail: fabiao@deel.uem.mz

Viandro Andaque, e-mail: viandro@deel.uem.mz

***Resumo.** Com base nos componentes dum aparelho do ar condicionado, comum do tipo “janela” foi projectado, executado e testado o modelo de desumidificador mecânico do ar que pode ser aplicado nas instalações de secagem por convecção, para conservação e estocagem de alimentos, para criação das condições óptimas climáticas nas salas limpas e para protecção equipamento contra a corrosão. Apresenta-se metodologia dos cálculos testadores do aparelho, análises de optimização do funcionamento e resultados de alguns ensaios experimentais.*

***Palavras chave:** Desumidificação, Metodologia, Evaporador, Optimização, Ensaios.*

1. INTRODUÇÃO

O processo de desumidificação do ar atmosférico tem importância e é amplamente difundido nos vários ramos da indústria e da actividades diárias da sociedade.

Na indústria mecânica e metalúrgica a humidade relativa maior do que 50% provoca corrosão de peças de aço e ferramentas. Na indústria electrónica a produção de semicondutores, relés, contactores, circuitos integrados, assim como a exploração satisfatória de outro equipamento requer uma atmosfera seca nos compartimentos. Na indústria farmacêutica para produção de grande gama de medicamentos a humidade relativa deve ser inferior a 20%. Os processos de secagem na atmosfera do ar desumidificado são mais eficazes e suaves. A presença da humidade no ar atmosférico nos locais de produção e armazenagem de artefactos preciosos, obras de arte, livros, papel, tecidos e outros materiais com base de celulose e material biológico provoca a sua putrefacção e

deterioração. Os problemas de transporte dos produtos, essencialmente por vias marítimas e fluvial, estão relacionados com redução da humidade que propicia a destruição e diminuição da qualidade dos bens transportados, etc.

Existem basicamente três modos de desumidificação do ar: com utilização das substâncias hidrocópias, com utilização de sílica gel nos aparelhos tipo de tambor e com utilização dos aparelhos que funcionam na base do ciclo frigorífico.

O objectivo deste trabalho é a análise dos processos de tratamento do ar húmido com remoção da água, projecto e teste do modelo de desumidificador do terceiro tipo que também chama-se desumidificador mecânico do ar.

O esquema principal deste aparelho apresenta-se na Figura 1.

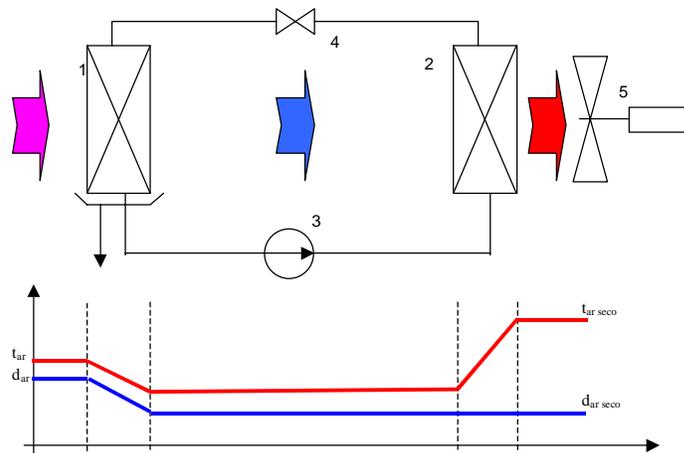


Fig. 1 - Esquema principal do desumidificador mecânico do ar.

O ar seco escoando através dos tubos do evaporador, dentro dos quais está em ebulição o agente frigorífico R22, arrefece-se e a sua humidade diminui. O ar arrefecido e desumidificado dirige-se ao condensador, onde condensa-se o agente frigorífico comprimido pelo compressor. O calor latente de condensação transmite-se ao ar e aquece-o até uma temperatura mais elevada do que a temperatura inicial do ar no recinto. O ar aquecido e seco dirige-se ao local a desumidificar. O agente frigorífico no estado líquido estrangula-se de pressão de condensação até a de ebulição na válvula de estrangulação ou tubo capilar e dirige-se ao evaporador, onde arrefece e desumidifica o ar. A humidade contida no ar condensa-se nas alhetas dos tubos do evaporador e é recolhida e removida. Quando a temperatura no recinto é inferior a 10-15°C, o ponto do orvalho aproxima-se a 0°C e a temperatura das alhetas torna-se negativa o que provoca formação de neve na superfície de evaporador.

O princípio de secagem do ar por meio de passagem sucessiva através de evaporador de uma instalação de frio, é frequentemente encontrado nos aparelhos de condicionamento do ar, mas

neste caso regula-se apenas a temperatura do ar quando a humidade é preestabelecida a um determinado nível pelos processos termodinâmicos, de transmissão de calor e de massa.

O modelo do aparelho a estudar foi fabricado com base no compressor AJ5515E (L'Unite Hermetique) e termopermutadores do aparelho de ar condicionado de marca FNAC.

2. CAPACIDADE E EFICÁCIA

A capacidade frigorífica total no desumificador do ar mecânico gasta-se para o arrefecimento do ar seco no evaporador e particularmente para condensação de humidade Q_{hum} ar.

$$Q_o = Q_{seco} + Q_{hum} \quad (1)$$

Introduzindo a noção de coeficiente de extracção da humidade que é razão entre frio total Q_o e o frio seco,

$$\xi = \frac{Q_o}{Q_{seco}} = 1 + \frac{Q_{hum}}{Q_o} \quad (2)$$

obtemos expressão para a quantidade da água extraído no aparelho como:

$$W_o = \frac{Q_o}{q} \left(1 - \frac{1}{\xi}\right) [kg / h] \quad (3)$$

onde: q - quantidade de calor retirado de 1kg da humidade durante condensação

Além da extracção da humidade o desumificador mecânico introduz, no compartimento a desumidificar, calor numa quantidade igual a diferença entre o aquecimento no condensador e arrefecimento no evaporador,

$$Q_{form} = Q_o \left(1 - \frac{1}{\xi}\right) + N_{el} [kJ / h] \quad (4)$$

que é a quantidade de calor equivalente ao trabalho gasto para accionamento compressor e ventilador N_{el} e uma parte de capacidade frigorífica que foi gastada na condensação de humidade.

De Eq(4) o aquecimento do ar no aparelho será:

$$t_{ar}^{saida} - t_{ar}^{entrada} = \frac{W_o q + N_{el}}{G.C_p} [^{\circ}\text{C}] \quad (5)$$

Aqui, G - caudal mássico do ar que passa através do desumidificador.

A eficácia económica pode ser avaliada pelo consumo da energia eléctrica fornecida para 1 kg da humidade removida.

$$\eta = \frac{N_{el}}{W_o} [kWh / kg_{agua}] \quad (6)$$

Mais cómodo é operar com eficácia específica da capacidade frigorífica do desumidificador K_o que se acha como razão da parte de capacidade frigorífica gasta para condensação da humidade e o consumo total da energia eléctrica.

$$K_o = \frac{Q_o}{N_{el}} \left(1 - \frac{1}{\xi}\right) [kJ / kWh] \quad (7)$$

que permite na análise dividir parâmetros em jogo de duas partes:

$K = \frac{Q_o}{N_{el}}$ - que é a capacidade frigorífica específica e depende de temperaturas do ciclo e

$\left(1 - \frac{1}{\xi}\right)$ que exprime relação K_o de condições do processo de desumidificação.

Sob $\xi = 1$ quando a condensação da humidade não existe a eficácia do desumidificador K_o é igual a zero, mas para funcionamento da máquina frigorífica gasta-se energia e $K \neq 0$

O problema do estudo dos factores influentes na capacidade frigorífica específica K investiga-se nos cursos das máquinas frigoríficas. Prestamos mais atenção ao estudo dos factores que determinam condições da condensação da humidade na superfície do evaporador.

3. DESUMIDIFICAÇÃO DO AR NO EVAPORADOR.

A condensação da humidade do ar realiza-se na superfície do evaporador quando a temperatura da superfície é menor da do ponto de orvalho. A superfície do evaporador fabrica-se

com alhetas do lado arrefecimento e condensação da humidade do ar e lisa do lado de ebulição do agente frigorífico. A razão entre as superfícies externa e interna chama-se taxa de alheta

$$\beta = \frac{F_{ext}}{F_{int}}$$

O calor do ar na superfície externa do evaporador transmite-se ao agente frigorífico por convecção a custa da diferença das temperaturas (transmissão de calor seco), com vapor que se condensa (transmissão de humidade) e por radiação. A velocidades suficientemente altas e a baixas temperaturas a troca de calor por irradiação é desprezável. Merkel (1925) mostrou baseando-se na relação de Luisse que a quantidade total de calor transmitido do ar tanto por convecção como pelo calor da humidade exprime-se pela equação

$$dQ = \sigma(i_{ar} - i_{ar}^*)dF = -Gdi_{ar} \quad (8)$$

onde: σ - Coeficiente da troca da unidade $\text{kg}/\text{m}^2\text{h}$

i_{ar} - entalpia do ar húmido que escoia através de evaporador, kJ/kg ;

i_{ar}^* - entalpia do ar saturado a temperatura média da superfície, kJ/kg ;

dF - a área elementar da superfície de evaporador, m^2 ;

G -caudal mássico do ar, kg/h ;

di_{ar} - infinitamente pequena variação da entalpia do ar por causa da troca de calor na superfície dF , kJ/kg .

A quantidade de humidade que condensa-se na superfície dF possível exprimir como:

$$dW_o = \sigma(d_{ar} - d_{ar}^*)dF = -Gd(d_{ar})[\text{kg} / \text{h}] \quad (9)$$

aqui d_{ar} e d_{ar}^* - humidade absoluta do ar no fluxo e do ar saturado a temperatura da superfície respectivamente

De equações (8) e (9) admitindo a temperatura da superfície constante é possível obter equação

$$\frac{i_{ar} - i_{ar}^*}{d_{ar} - d_{ar}^*} = \text{const} \quad (10)$$

que representa uma linha recta que relaciona o ponto do estado inicial do ar e ponto na linha de saturação com a temperatura de superfície. A temperatura de superfície varia tanto na direcção radial como ao longo da superfície (fig.2)

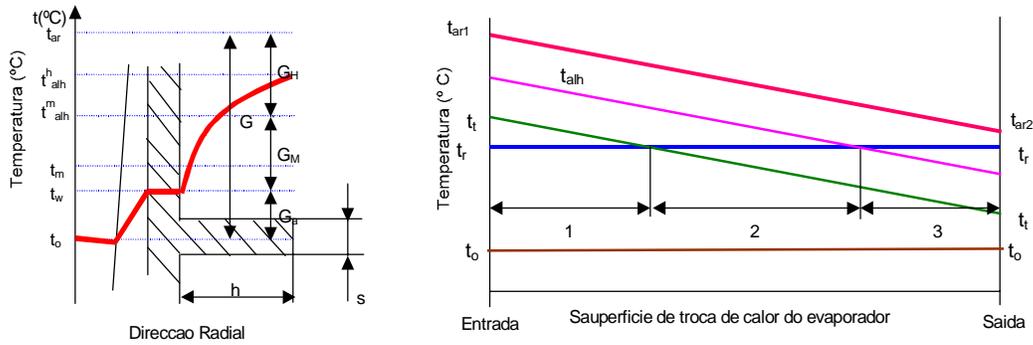


Figura 2- Variação da temperatura na superfície de evaporador.

Aqui determina-se a temperatura de superfície média local \bar{t}_s como média integral entre as temperaturas de tubo t_{tb} e de alhetes que varia de temperatura de alhete da base até a extremidade.

Através da mesma área dF o agente frigorífico obtém a quantidade de calor.

$$dQ = \frac{\alpha_a}{\beta} (t_{tb} - t_a) dF \quad (11)$$

das Eq (8) e (11) segue

$$\sigma (i_{ar} - i_{ar}^*) = \frac{\alpha_a}{\beta} (t_{tb} - t_a) \quad (12)$$

aqui α_a - coeficiente da troca de calor de agente frigorífico à superfície interna do tubo cuja temperatura é de t_{tb} .

Usando coeficiente de extracção de unidade equação (8) exprime-se como:

$$dQ = \sigma c_p \xi (t_{ar} - t_s^*) dF \quad (13)$$

Baseando-se na equação de Lhuissse $c_p' = \frac{\alpha_{ex}}{\sigma}$ cuja aplicação para as superfícies com alhetas

foi confirmada experimentalmente pelos Kan (1956), Cassalainen (1961), Gogolin (1960) obtém-se

$$dQ = \xi \alpha_{ex} (t_{ar} - t_s^*) \quad (14)$$

ou a quantidade de calor total, transmitido à superfície de arrefecimento tanto pela troca de calor seco, como pela troca de humidade calcula-se de equação da transferência de calor para caso seco, multiplicando pelo coeficiente de extracção da humidade.

Assim, a equação (14) permite utilizar para caso de arrefecimento e desumidificação do ar o enorme material de ensaios experimentais que existe para o caso de aquecimento do ar nas superfícies com alhetas.

Esta metodologia usava-se nos cálculos testadores do modelo de desumidificador do ar mecânico.

A superfície total do evaporador foi dividida em número de segmentos $n=(4\div 6)$, onde a temperatura média de superfície ΔF considerava-se constante. Concordando os fluxos de calor da superfície externa e interna acha-se a expressão:

$$t_s^* = \frac{i_{ar}^{ent} - i_o + \gamma [t_{ar}^{ent} (\frac{1}{E_s} - 1) + t_a]}{\frac{\gamma}{E_s} + \varphi} \quad (15)$$

aqui i_{ar}^{ent} - entalpia do ar na entrada de segmento ΔF cuja temperatura é de t_{ar}^{ent} ;

$\gamma = \frac{\alpha_a \Delta F}{G \beta \eta_{\Delta F}}$ - complexo auxiliar;

i_o e φ - funções auxiliares calculadas usando fórmulas empíricas;

t_a - temperatura de agente frigorífica (de ebulição a pressão do evaporador)

E_s - o valor da eficácia da superfície de troca de calor segundo Gogolev (1962) acha-se

$$E_s = E_{alh} + \frac{1 + E_{alh}}{\beta} \quad (16)$$

onde:
$$E_{alh} = \frac{th(h\sqrt{B})}{h\sqrt{B}}$$

é a eficiência de alhetas, sendo que:

$$B = \frac{2\alpha_{alh}\xi_{alh}}{\delta\lambda} \text{ e h altura (convencional) da alhetas.}$$

Aqui α_{alh} - coeficiente da troca de calor de alhetas;

$$\xi_{alh} = \frac{i_{ar} - i_{alh}^*}{C_p^{ar}(t_{ar} - t_{alh})} \text{ - coeficiente de extracção de humidade de alhetas;}$$

δ - espessura de alheta

λ - coeficiente de contabilidade de alheta;

Tratamento dos dados experimentais de Gogolev (1962) foram obtidos formulas empíricas para i_o e ϕ em função da temperatura média da superfície de arrefecimento t_s^* .

$$i_o = 6,9968 + 0,6122 t_s^* - 0,0717(t_s^*)^2 \quad (\text{kJ/kg}) \quad (17)$$

$$\phi = 1,6647 e^{0,0338t_s^*}, \quad (\text{kJ/kgK}) \quad (18)$$

O valor da entalpia do ar na saída do segmento ΔF determina-se de expressão:

$$(i_{ar}^{said})_{\Delta F} = (i_{ar}^{entr})_{\Delta F} - (i_{ar}^{ent} - i_{ar}^*)_{\Delta F} \cdot \eta_{\Delta F} \quad (19)$$

aqui o valor $\eta_{\Delta F} = 1 - e^{-\frac{\alpha_{ex} \cdot \Delta F}{GC_p^{ar}}}$ é o coeficiente de refrigeração da superfície ΔF

O processo de variação do estado do ar que passa através de evaporador acha-se apresentando no diagrama Psicrométrica pela soma das linhas rectas que um dos pontos do estado inicial do ar e final de todos os segmentos (fig.3)

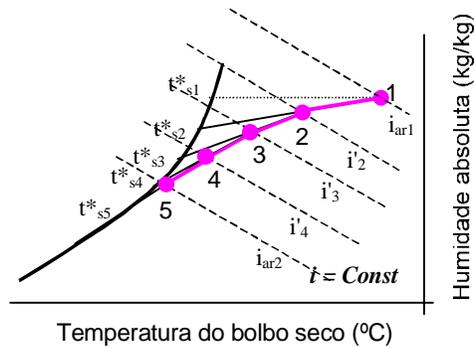


Figura 3 - Variação do estado do ar no processo de desumidificação.

O ponto do estado final determina-se como sendo o ponto de intersecção linha recta do processo e linha de entalpia constante na saída de segmento.

É de salientar que o método apresentado pressupõe que a condensação da humidade ocorre em toda a superfície da alheta.

A condensação da unidade ocorre nos tubos e alhetas quando $\frac{t_{ar} - t_{orvalho}}{t_{ar} - t_{tb}} < 1$ e no caso

$\frac{t_{ar} - t_{orvalho}}{t_{ar} - t_{tb}} > 1$ ocorre refrigeração seca do ar e apresenta-se no diagrama linha $d = cte$

Quando o estado inicial do ar encontra-se sob altas temperaturas e relativamente pequenos valores do coeficiente de extracção da unidade é difícil assegurar a condensação da humidade à superfície total do evaporador. Neste caso a metodologia pode dar desvio na determinação do cálculo humidade extraída que relaciona com determinação de α_{ex} , α_{in} e coeficientes em jogo e pode ser precisada depois de ensaios experimentais no modelo que é objectivo de seguintes etapas da pesquisa.

Os cálculos do processo de aquecimento do ar seco no condensador não se distinguem dos cálculos do condensadores do ar das máquinas frigoríficas.

Os ensaios prévios realizados no modelo e cálculos testadores pela metodologia elaborada são apresentados na figura 4.

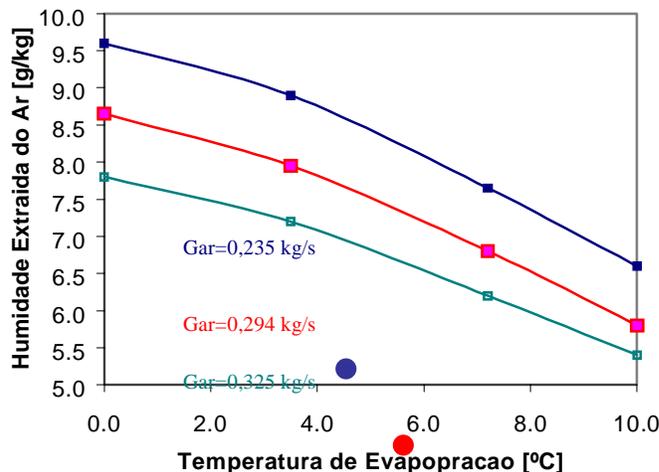


Figura.4 – Eficiência de extracto de humidade

● - resultado experimental

Os pontos marcados entre as linhas correspondem aos ensaios experimentais. O desvio em relação aos resultados dos cálculos em 20-25% explica-se antes de mais pela insuficiente qualidade de construção do banho para a recolha do condensado, devido às fugas e também pela insuficiente precisão das medições aerodinâmicas, na determinação dos caudais massicos do ar para além do uso das fórmulas empíricas para a determinação dos coeficientes interno e externo de transmissão de calor por convecção.

Objectivo dos futuros ensaios é de vprecisar todos os factores referidos.

Referências

- 5 Merkel, Fr., 1925, Verdunstungsteuhiung, Forschungsheft, VDI, N275 Berlin
- 4 Kan, C., 1956, Técnica frigorífica, N4,pp.37-43
- 1 Cassalainen, N.N; (1961, Construção Navais, N5)
- 3 Gogolin, A.A; 1960, Arrefecimento e desumidificação do ar pela superfície com alhetas, relatório BNUQN, pp.176-198
- 2 Gogolin, A.A., 1962 Arrefecimento do ar pelas máquinas frigoríficas Ph.D thesis, Instituto de Científico- Investigação de Indústria frigorífica, Moscovo.

MECHANICAL AIR DEHUMIDIFIER

Abstract. *Based upon components of an ordinary air-conditioner “window” type, a mechanical air dehumidifier model was designed, manufactured and tested. This device may be used on convection drying installations, for food conservation and food stocking, to keep and create optimal climatic conditions in clean rooms and for equipment protection against corrosion. Testing calculation methodology, optimization operating analysis and results of some experiments are shown.*

Key words: Dehumidification, Methodology, Evaporator, Optimization, Experiments.