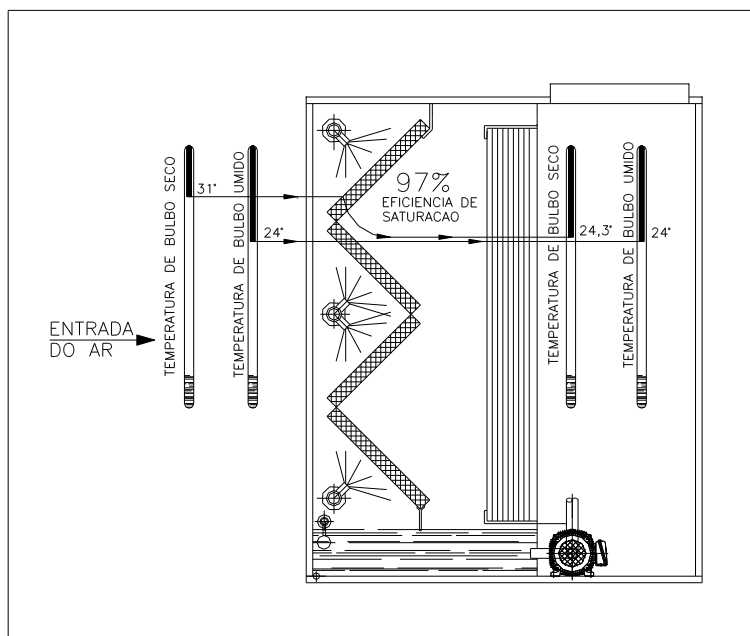


LAVADOR DE AR ADIABÁTICO – LAA



- AR UMIDIFICADO
- AR LIMPO
- AR REFRIGERADO
- AR DESUMIDIFICADO

A seguir apresentamos algumas temperaturas médias das principais cidades brasileiras e as temperaturas do ar após o lavador de ar.

REGIÃO	TEMP. °C MÉDIA	TEMP. °C APÓS LAVADOR	REGIÃO	TEMP. °C MÉDIA	TEMP. °C APÓS LAVADOR
NORTE			SUDESTE		
MACAPÁ	34	28,5	VITÓRIA	33	28
MANAUS	35	29	BELO HORIZONTE	32	24
SANTARÉM	35	28,5	UBERLÂNDIA	33	23,5
BELÉM	33	27	RIO DE JANEIRO	35	26,5
			SÃO PAULO	31	24
REGIÃO NORDESTE	TEMP. °C MÉDIA	TEMP. °C APÓS LAVADOR	SANTOS	33	27
JOÃO PESSOA	32	26	CAMPINAS	33	24
SÃO LUÍS	33	28	PIRASSUNUNGA	33	24
PARNAÍBA	34	28			
TERESINA	38	28	REGIÃO SUL	TEMP. °C MÉDIA	TEMP. °C APÓS LAVADOR
FORTALEZA	32	26	CURITIBA	30	23,5
NATAL	32	27	LONDRINA	31	23,5
RECIFE	32	26	FOZ DO IGUAÇU	34	27
PETROLINA	36	25,5	FLORIANÓPOLIS	32	26
MACEIÓ	33	27	JOINVILLE	32	26
SALVADOR	32	26	BLUMENAU	32	26
ARACAJU	32	26	PORTO ALEGRE	34	26
			SANTA MARIA	35	25,5
REGIÃO CENTRO-OESTE	TEMP. °C MÉDIA	TEMP. °C APÓS LAVADOR	RIO GRANDE	30	24,5
BRASÍLIA	32	23,5	PELOTAS	32	25,5
GOIÂNIA	33	26	CAXIAS DO SUL	29	22
CUIABÁ	36	27	URUGUAIANA	34	25,5
CAMPO GRANDE	34	25			
PONTA-PORÁ	32	26			

Fonte: Tabelas Climatológicas da Diretoria de Rotas Aéreas do Ministério da Aeronáutica.

GENERALIDADES: Lavador de Ar GW é um progresso em equipamentos de resfriamento e limpeza do ar dos últimos anos. O processo adiabático ocorre nas placas filtro através da passagem do ar e da atomização da água onde ocorre a lavagem, umidificação e ou desumidificação. O lavador de ar é ainda composto por carcaça com tanque d'água, bicos spray, bomba hidráulica e ventilador centrífugo integrado ou conforme projeto.

APLICAÇÃO: O aparelho pode ser empregado tanto para umidificar ou desumidificar, e são recomendados para todas as aplicações onde são necessários a máxima eficiência de ar limpo, refrigeração e controle de umidade. Por possuir estas características é largamente utilizado em vários seguimentos da indústria, sendo mais utilizado no Brasil para o efeito de rebaixamento da temperatura e umidificação do ar. Em outros países, localizados em regiões com clima temperado é utilizado para aquecimento de ambientes com trocador de calor ou simplesmente utilizando-se água quente.

Algumas aplicações estão listadas abaixo:

- Ventilação de ar tratado em estabelecimentos comerciais, públicos e industriais;
- Ventilação de ar tratado em Aviculturas(Incubatórios);
- Ventilação de ar tratado em Hospitais e Laboratórios Farmacêuticos;
- Refrigeração de Geradores, Motores e Casa de Máquinas.

Proporcionando um custo/benefício bastante atraente; a vantagem deste sistema é insuflamento do ar no ambiente "sempre" novo e a eliminação do ar saturado.

Abaixo na tabela temos a máxima temperatura de bulbo seco e umidade relativa em função do local para condições de conforto.

Condições de Conforto para o Verão

FINALIDADE	LOCAL	MÁXIMA TBS (°C)	MÁXIMA UR (%)
CONFORTO	HOTÉIS ESCRITÓRIOS RESIDÊNCIAS	26,5	65
LOJAS DE CURTO TEMPO DE OCUPAÇÃO	BANCOS LOJAS SUPERMERCADOS	27	65
AMBIENTES COM GRANDES CARGAS DE CALOR SENSÍVEL	TEATROS AUDITÓRIOS CINEMAS RESTAURANTES BIBLIOTECAS	27	65
LOCAIS DE REUNIÕES COM MOVIMENTO	BOATES SALÕES DE BAILE	27	65
LOCAIS COM MOVIMENTAÇÃO	CORREDORES HALLS DE ELEVADORES	28	70

TBS = Temperatura de Bulbo Seco (°C)

UR = Umidade Relativa (%)

PROCESSO: O ar lavado e umidificado/desumidificado é então insuflado no ambiente formando uma varredura perfeita. Esta varredura provocada por um diferencial de pressão dinâmica irá no seu trajeto absorver e expulsar do ambiente todas as impurezas existentes como manter a sala com pressão positiva evitando a entrada de novas partículas indesejáveis ao processo, e ainda proporcionar um rebaixamento da temperatura interna. Para este sistema é necessário um projeto eficiente de insuflamento, distribuição e a eliminação do ar saturado.

LIMPEZA DO AR: A primeira exigência de todo sistema de ventilação para conforto é a remoção de ar existente ou recirculação do ar no ambiente. Estudos comprovam que bactérias e germes normalmente aderem às partículas sólidas livres no ar. Tal situação é um grande inconveniente no ar insuflado em hospitais, restaurantes, engarrafadoras de bebidas e industrias farmacêuticas.

O lavador de ar consegue com eficiência através do contato ar e água na placas filtro remover toda e qualquer partícula sólida do ar e por conseguinte remover germes e bactérias carregadas por estas.

UMIDIFICADOR: Lavadores de ar são sistemas idealizados e adaptados para solicitação de umidificação e perfeita limpeza do ar e pode ser recomendado para instalações de ar condicionado, salas cirúrgicas em hospitais, tecelagens, laboratórios biológicos e diversas outras aplicações onde se necessite uma alta eficiência em saturação do ar conforme o gráfico abaixo:

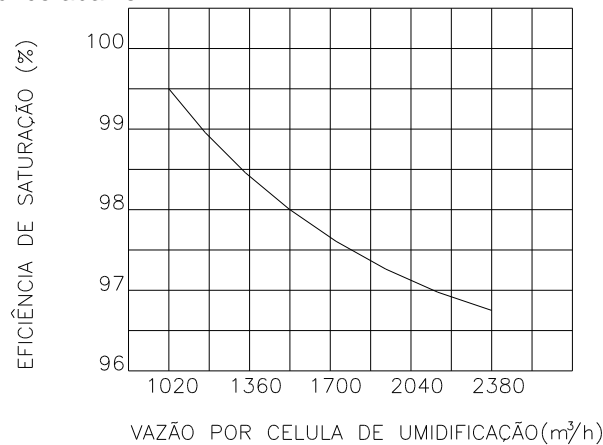


Fig.1 - VARIAÇÃO DA EFICIÊNCIA DE SATURAÇÃO COM A VAZÃO

EFICIÊNCIA DE SATURAÇÃO

$$Es = \frac{(T1 - T3) - (T2 - T4)}{T1 - T3} \times 100$$

Onde:

- T1= Temperatura de Bulbo Seco na Entrada
- T2= Temperatura de Bulbo Seco na Saída
- T3= Temperatura de Bulbo Úmido na Entrada
- T4= Temperatura de Bulbo Úmido na Saída

A saturação de 97% do lavador de ar confere com o gráfico apresentado acima para a vazão de 1700 m3/h, e através de cálculos e engenharia de aplicação mantemos os ambientes com temperatura em torno de 27 °C e umidade relativa de 65%.

RESFRIADOR EVAPORATIVO: Pode ser usado com vantagem em lugares onde se necessite que a temperatura de bulbo úmido prevaleça e onde grandes renovações de ar seja necessária.

No resfriador evaporativo ocorre um processo de saturação adiabático no qual o calor sensível e o ar são usados para converter umidade em vapor d'água. A perda de calor sensível revela uma redução da temperatura de bulbo seco para aproximadamente à temperatura de bulbo úmido na entrada do ar.

Enfim o lavador de ar com alta eficiência de saturação reduz significativamente a temperatura de bulbo seco e é um excelente purificador de ar, pois elimina partículas sólidas, germes e bactérias do ar que está sendo insuflado.

DESUMIDIFICADOR: Para desumidificar o ar que passa pelo lavador de ar, basta que haja no tanque água gelada. A água gelada a temperaturas suficientemente baixas é espargida sob a forma de "spray" no meio do ar.

O processo por "spray" confere que as gotículas de água sejam muito finas; formando assim uma grande área de contato com o ar se forma com a água espargida. Deste modo a condensação do vapor d'água se verifica sob a forma de gotas sendo retirada como líquido saturado.

TROCAS DE CALOR ENTRE O AR E A ÁGUA:

Se a temperatura da água é superior à temperatura do bulbo úmido do ar, haverá queda de temperatura da água e crescimento da temperatura do bulbo úmido do ar.

Se a temperatura da água é inferior à temperatura do bulbo úmido do ar, haverá elevação da temperatura da água e queda na temperatura do bulbo úmido do ar.

A fim de que se possa umidificar o ar com um "spray" de água, a temperatura da nuvem d'água deve estar sempre acima do ponto de orvalho desejado para o ar.

Para que se possa desumidificar o ar, a temperatura final da água deve ser sempre mantida abaixo da temperatura desejada do ponto de orvalho do ar.

EXEMPLOS DE APLICAÇÃO

• 1 - SALA DE COMPRESSORES

Dimensões do ambiente: 24 x 11 x 6 m

Temperatura MÁXIMA no ambiente: 35 °C

Carga térmica: Capacidade Instalada- 02 Motores Elétricos de 1200 C.V.

CARGA TÉRMICA

-Classificação do ambiente / utilização : Sala de máquinas e Caldeiras

-Trocas de ar Recomendadas: 20-30 / hora

-Calor produzido pelos motores dos compressores considerando que os motores possuam 92 % de rendimento, temos.

Potência Instalada = 2 x 1200 CV. = 2400 CV.,

dissipando 8% de calor = 192 CV. = 123.840 Kcal/h

Qo = 123.840 kcal/h

DETERMINAÇÃO DA VAZÃO DE AR A SER INSUFLADO

Estamos prevendo para o cálculo do ar a ser insuflado.

1. Temperatura ambiente externo = 33 °C.

2. Umidade Relativa do Ar = 40 %

3. Temperatura do ar a ser insuflado após o adiabático = 25,5 ° C.

4. Temperatura no máxima no Ambiente = 35 ° C

Onde :

Vai = Vazão de ar insuflado [m3/h]

Qs = Calor sensível a ser absorvido [kcal/h]

0,264 = Constante prática relacionada ao calor específico do ar

Tbs1 = Temperatura interna máxima no prédio [° C]

Tbs2 = Temperatura do ar insuflado [° C]

$$Vai = \frac{123.840}{0,264 \times (35 - 25,5)}$$

Vai = 49.380 m3/h = 31,1 Trocas de Ar/hora.

• 2 - SALA DE GERADORES

Dimensões do ambiente: 24 x 11 x 6 m

Temperatura MÁXIMA no ambiente: 35 °C

Carga térmica: Capacidade Instalada- 02 GERADOR DE 1200 KVA.

CARGA TÉRMICA

-Classificação do ambiente / utilização : Sala GERADOR/CCM

-Trocas de ar Recomendadas: 40/ hora

-Calor produzido pelos geradores considerando 92 % de rendimento, temos.

Potência Instalada = 2 x 1200 kva = 2400 kva,

dissipando 8% de calor = 192 kva x 860 = 165.120 Kcal/h

Qo = 165.120 kcal/h

DETERMINAÇÃO DA VAZÃO DE AR A SER INSUFLADO

$$Vai = \frac{Qs}{0,264 \times (Tbs1 - Tbs2)}$$

$$Vai = \frac{165.120}{0,264 \times (35 - 25,5)}$$

Vai = 65.837 m3/h = 41,6 Trocas de Ar/hora.

• 3 - CLIMATIZAÇÃO PARA ALA FABRIL

- Dimensões do ambiente : 52 x 27 m
- Pé direito médio : 6,5 m
- Carga térmica :
 - Motores elétricos :
 - Nominal : 1.056 KW
 - Considerada : 687 KW (65 %) (REGIME DE TRABALHO) SIMULTANEIDADE
 - Número de pessoas : 15
 - Iluminação : 81 luminárias duplas 110 W
 - Paredes e janelas : 8,9 KW (calculado)
 - Telhado : 10,5 KW (calculado)

1 - CARGA TÉRMICA PARA SITUAÇÃO VERÃO

1.1) DEVIDO A CONDUÇÃO / INSOLAÇÃO (c)

Conforme dados acima :

Paredes e janelas = 8,9 KW = 7.654 kcal/h

Telhado = 10,5 KW = 9.030 kcal/h

Subtotal = 19,4 KW = 16.684 kcal/h

Qc = 16.684 kcal/h (Carga térmica devido a condução / insolação)

1.2) CARGA TÉRMICA DEVIDO A OCUPAÇÃO (o)

Classificação do ambiente / utilização : Indústria leve

Calor sensível / pessoa : 64 kcal/h

Calor latente / pessoa : 125 kcal/h

Número de pessoas : 15

Qs = 15 x 64 = 960 kcal/h (calor sensível)

Ql = 15 x 125 = 1.875 kcal/h (calor latente)

Qo = 2.835 kcal/h (Carga térmica devido a ocupação)

1.3) CARGA TÉRMICA DEVIDO A ILUMINAÇÃO (i)

Iluminação composta por 81 luminárias duplas de 110 W

Portanto 81 x 2 x 110 W

Wt = $\frac{81 \times 2 \times 110}{3}$ = 5.940 W

Qi = 0,860 x Wt x 1,25

Qi = 6.385 kcal/h

Onde :

Wt = Potência total de iluminação = W/3

3 = Fator de divisão para lâmpadas fluorescentes

0,860 = Fator de conversão W para kcal/h

1,25 = Acréscimo de 25 % devido aos reatores das luminárias

Qi = Carga térmica devido a iluminação

1.4) CARGA TÉRMICA DEVIDO A MOTORES ELÉTRICOS (m)

Potência considerada 687 KW

Qm = P x fc x (1 - E)

Qm = 687 x 860 x (1 - 0,85)

Qm = 88.623 kcal/h

Onde :

Qm = Carga térmica devido a motores elétricos

P = Potência considerada

E = Eficiência do motor

fc = Fator de conversão de KW para kcal/h

1.5) CARGA TÉRMICA TOTAL (SITUAÇÃO VERÃO)

Qt = Qc + Qo + Qi + Qm

$$Q_t = 16.684 + 2.835 + 6.385 + 88.623$$

$$Q_t = 114.527 \text{ kcal/h}$$

2 - DETERMINAÇÃO DA VAZÃO DE AR A SER INSUFLADO

$$V_{ai} = \frac{Q_s}{0,288 \times (T_{bs1} - T_{bs2})}$$

Onde :

Vai = Vazão de ar insuflado [m³/h]

Qs = Calor sensível a ser absorvido [kcal/h]

0,288 = Constante prática relacionada ao calor específico do ar

Tbs1 = Temperatura de bulbo seco interna [° C]

Tbs2 = Temperatura de bulbo seco insuflada [° C]

$$V_{ai} = \frac{114.527}{0,288 \times (27 - 24,5)}$$

$$V_{ai} = 159.065 \text{ Kg/h} = 144.605 \text{ m}^3/\text{h}$$

3 - CARGA TÉRMICA SITUAÇÃO INVERNO

3.1) CARGA TÉRMICA DEVIDO A OCUPAÇÃO (o)

$$Q_o = 2.835 \text{ kcal/h}$$

3.2) CARGA TÉRMICA DEVIDO A ILUMINAÇÃO (i)

$$Q_i = 6.385 \text{ kcal/h}$$

3.3) CARGA TÉRMICA DEVIDO A MOTORES ELÉTRICOS (m)

$$Q_m = 88.623 \text{ kcal/h}$$

3.4) CARGA TÉRMICA DEVIDO A CONDUÇÃO

A) PERDA DE CALOR POR CONDUÇÃO ATRAVÉS DAS PAREDES EXTERNAS (Qe)

$$\Delta t = 10 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$A = 216 \text{ m}^2$$

$$U \text{ parede externa} = 1,61 \text{ kcal/h.m}^2 \cdot \text{ }^\circ\text{C}$$

Carga térmica

$$Q_{pe} = A \cdot U \cdot \Delta t$$

$$Q_{pe} = 216 \times 1,61 \times 10$$

$$Q_{pe} = 3.477 \text{ kcal/h}$$

B) PERDA DE CALOR POR CONDUÇÃO ATRAVÉS DAS PAREDES INTERNAS (Qpi)

$$\Delta t = 7 \text{ }^\circ\text{C} \text{ (Temperatura interna dos outros ambientes estimada em } 15 \text{ }^\circ\text{C)}$$

$$A = 604 \text{ m}^2$$

$$U \text{ da parede} = 1,61 \text{ kcal/h.m}^2 \cdot \text{ }^\circ\text{C}$$

Carga Térmica

$$Q_{pi} = A \cdot U \cdot \Delta t$$

$$Q_{pi} = 604 \times 1,61 \times 7$$

$$Q_{pi} = 6.807 \text{ kcal/h}$$

C) PERDA DE CALOR POR CONDUÇÃO ATRAVÉS DO TETO (Qt)

$$\Delta t = 10 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$A = 1.109 \text{ m}^2$$

$$U \text{ do teto} = 1,02 \text{ kcal/h.m}^2 \cdot \text{ }^\circ\text{C}$$

Carga Térmica

$$Q_t = A.U. \Delta t$$

$$Q_t = 1.109 \times 1,02 \times 10$$

$$Q_t = 11.312 \text{ kcal/h}$$

D) PERDA TOTAL POR CONDUÇÃO (Q_{pt})

$$Q_{pt} = Q_{pe} + Q_{pi} + Q_t$$

$$Q_{pt} = 3.477 + 6.807 + 11.312$$

$$Q_{pt} = 21.596 \text{ kcal/h}$$

3.5) TOTAL CARGA TÉRMICA - SITUAÇÃO INVERNO

$$Q_{total} = Q_o + Q_i + Q_m - Q_{pt}$$

$$Q_{total} = 2.835 + 6.385 + 88.623 - 21.596$$

$$Q_{total} = 148.494 \text{ kcal/h}$$

**4 - CÁLCULO DA MISTURA DE AR PARA CONDIÇÃO INVERNO
(TEMPERATURA MÉDIA)**

4.1) CÁLCULO DA TEMPERATURA MÉDIA (T_m)

$$T_m = \frac{V_a \cdot T_a + V_i \cdot T_i}{V_T}$$

onde:

V_a = Vazão do lavador adiabático

T_a = Temperatura de condição de inverno

V_i = Vazão de ar interno do prédio

T_i = Temperatura do ar interno do prédio

i -AR DO ADIABÁTICO 50% & AR INTERNO 50%

$$T_m = \frac{80.000 \times 18 + 80.000 \times 27}{160.000}$$

$$T_m = 22,5 \text{ °C}$$

ii -AR DO ADIABÁTICO 70% & AR INTERNO 30%

$$T_m = \frac{112.000 \times 18 + 48.000 \times 27}{160.000}$$

$$T_m = 20,7 \text{ °C}$$

iii -AR DO ADIABÁTICO 30% & AR INTERNO 70%

$$T_m = \frac{48.000 \times 18 + 112.000 \times 27}{160.000}$$

$$T_m = 24,3 \text{ °C}$$

CONFORME DEMONSTRADO NOS TRÊS EXEMPLOS ACIMA, O REBAIXAMENTO E OU O AUMENTO DA TEMPERATURA INTERNA NOS AMBIENTES DEPENDEM DE TODOS OS FATORES APARENTES E OU EMPÍRICOS, PARA TANTO NOSSA ENGENHARIA DE APLICAÇÃO ESTÁ APTA A DESENVOLVER O PROJETO CONFORME A NECESSIDADE DE CADA CLIENTE.