



## LỜI NÓI ĐẦU

Nền kinh tế nước ta trong những năm gần đây phát triển với tỷ lệ tăng trưởng đáng kể, bước đầu thực hiện có hiệu quả sự công nghiệp hoá và hiện đại hoá đất nước. Cùng với sự phát triển của các ngành khoa học kỹ thuật và sự đi lên của xã hội thì vấn đề môi trường với các yếu tố khí hậu thích hợp ngày càng được quan tâm và nó trở thành một vấn đề cần thiết.

Xuất phát từ nhu cầu trên được sự phân công của Viện Công Nghệ Nhiệt Lạnh. Với sự hướng dẫn của thầy **PGS TS Hà Mạnh Thư**. Em đã nhận đề tài thiết kế hệ thống điều hoà không khí trung tâm nước cho tòa nhà Pacific Place. Địa điểm: 83 B Lý Thường Kiệt –Hà Nội.

Nội dung đồ án gồm :

- Giới thiệu công trình .
- Tính kiểm tra năng suất lạnh cho mùa hè.
- Tính chọn tổ máy lạnh và TB cho hệ thống.
- Tính trở kháng thủy lực của đường ống nước.
- Tính sơ bộ phương án dự toán lắp đặt 1 tầng.
- Nhận xét kết luận

Mặc dù đã rất cố gắng nhưng do thời gian và kinh nghiệm thực tế có hạn nên đồ án không tránh khỏi thiếu sót . Rất mong nhận được sự đóng góp ý kiến của quý thầy cô.

Em xin gửi lời cảm ơn chân thành đến quý thầy cô đã dạy dỗ, truyền đạt cho em những kiến thức quý báu trong suốt những năm theo học tại trường. Xin chân thành cảm ơn thầy **PGS.TS Hà Mạnh Thư** đã tận tình giúp đỡ , hướng dẫn trực tiếp cho em thực hiện đồ án này.

Ngày 5 tháng 2 năm 2010

Sinh viên thực hiện

**Phan Lạc Quang**



## LỜI CAM ĐOAN

Bản đồ án này do tôi nghiên cứu và thực hiện dưới sự hướng dẫn của thầy giáo: **PGS.Ts Hà Mạnh Thư**

Để hoàn thành đồ án này tôi đã sử dụng những tài liệu ghi trong mục tài liệu tham khảo, ngoài ra không sử dụng bất kỳ tài liệu tham khảo nào khác mà không được ghi.

Nếu sai, tôi xin chịu mọi hình thức kỷ luật theo quy định.

*Hà Nội, Ngày 29 tháng 4 năm 2010*

Sinh viên thực hiện

**Phan Lạc Quang**



## MỤC LỤC

LỜI NÓI ĐẦU .....	1
LỜI CAM ĐOAN .....	2
CHƯƠNG 1 GIỚI THIỆU CÔNG TRÌNH VÀ CHỌN CÁC THÔNG SỐ BAN ĐẦU .....	6
1.1 Giới thiệu công trình. ....	6
1.1.1 Sơ lược về công trình .....	6
1.1.2 Phân tích cấu trúc của tòa nhà .....	8
1.2 Thông số tính toán .....	11
1.2.1 Chọn các thông số tính toán trong nhà .....	11
1.2.2 Chọn các thông số tính toán ngoài trời .....	12
1.2.3 Số lượng người .....	13
1.2.4 Khí tươi .....	13
1.2.5. Thông gió .....	14
1.2.6. Hệ thống hút khói .....	14
1.2.7 Hệ thống điều áp .....	15
1.3.8 Phụ tải chiếu sáng .....	15
1.3.9 Tải trọng nhiệt thiết bị .....	15
1.3.10 Ngưỡng ồn .....	16
CHƯƠNG 2 TÍNH TOÁN NĂNG SUẤT LẠNH CHO CÔNG TRÌNH .....	17
2.1 Tính nhiệt hiện thừa - nhiệt ẩn thừa. ....	17
2.1.1 Nhiệt hiện thừa bức xạ qua kính $Q_{11}$ .....	18
2.1.2 Nhiệt hiện truyền qua mái bằng bức xạ và do sự chênh lệch nhiệt độ trong và ngoài phòng $\Delta t$ : $Q_{21}$ .....	21
2.1.3 Nhiệt hiện truyền qua vách $Q_{22}$ .....	22
2.1.4 Nhiệt truyền qua nền $Q_{23}$ .....	25
2.1.5 Nhiệt hiện tỏa ra do đèn chiếu sáng $Q_{31}$ .....	26
2.1.6 Nhiệt hiện tỏa ra do máy móc $Q_{32}$ .....	27
2.1.7 Nhiệt hiện và nhiệt ẩn do người tỏa ra $Q_4$ .....	28
2.1.8 Nhiệt hiện và nhiệt ẩn do gió tươi mang vào $Q_{hN}$ và $Q_{aN}$ .....	29
2.1.9 Nhiệt hiện và nhiệt ẩn do gió lọt $Q_{5h}$ và $Q_{5a}$ .....	31
2.1.10 Các nguồn nhiệt khác $Q_6$ .....	32
2.1.11 Xác định phụ tải lạnh .....	32
2.2 Kiểm tra kết quả năng suất lạnh .....	33



CHƯƠNG 3 THÀNH LẬP VÀ TÍNH TOÁN SƠ ĐỒ ĐIỀU HÒA KHÔNG KHÍ	34
3.1 Thiết lập tính toán sơ đồ	34
3.2 Các bước tính toán sơ đồ tuần hoàn một cấp	37
CHƯƠNG 4 CHỌN TỔ MÁY LẠNH VÀ THIẾT BỊ CHO HỆ THỐNG	48
4.1 Giới thiệu về hệ thống chiller	48
4.1.1 Phân loại chiller	48
4.1.2 So sánh giữa chiller giải nhiệt gió và chiller giải nhiệt nước	49
4.1.3 Phương pháp điều khiển lưu lượng nước tại các AHU	52
4.1.4 So sánh giữa chiller hoạt động với lưu lượng nước không đổi và thay đổi	53
4.1.5 Phân tích một số sơ đồ cấu trúc của hệ chiller mắc nối tiếp và song song	54
4.1.6 Lựa chọn cấu trúc chiller	63
4.2 Tính chọn AHU và FCU cho công trình	65
4.2.1 Tính chọn AHU	65
4.2.2 Chọn FCU	67
4.3 Chọn máy làm lạnh nước giải nhiệt nước (water cooled water chiller)	68
4.3 Tính chọn Tháp giải nhiệt	70
4.4 Chọn bình giãn nở	71
4.5 Chọn hệ thống bơm	71
4.6 Chọn các thiết bị phụ	73
4.7 Biện pháp tiết kiệm năng lượng	77
4.7.1 Giới thiệu các biện pháp tiết kiệm năng lượng	77
4.7.2 Giới thiệu về hệ thống VAV	81
CHƯƠNG 5 TÍNH TOÁN THIẾT KẾ HỆ THỐNG ĐƯỜNG ỐNG DẪN NƯỚC LẠNH	86
5.1 Hệ thống đường ống dẫn nước lạnh	86
5.1.1 Xác định lưu lượng, tốc độ nước đi trong ống và đường kính ống	86
5.1.2 Tính tổn thất áp suất đường ống nước	89
5.2 Tính chọn bơm nước cho hệ thống	95
5.2.1 Xác định năng suất bơm	95
5.2.2 Xác định công suất động cơ của bơm	96
5.3 Tính chọn bơm cho hệ thống nước giải nhiệt	97
5.3.1 Tổn thất ma sát	97
5.3.2 Tổn thất cục bộ	97
5.3.3 Tổn thất của bình ngưng tụ	98
5.3.4 Năng suất bơm nước giải nhiệt bình ngưng	98



5.3.5 Công suất động cơ bơm.....	98
CHƯƠNG 6 TÍNH TOÁN ĐƯỜNG ỐNG PHÂN PHỐI KHÔNG KHÍ .....	99
6.1 Tính toán đường ống phân phối khí. ....	99
6.1.1 Phương pháp tính.....	99
6.1.2 Thiết kế hệ thống gió điển hình .....	100
6.2 Chọn miệng thổi. ....	104
CHƯƠNG 7 TÍNH SƠ BỘ PHƯƠNG ÁN DỰ TOÁN LẮP ĐẶT 1 TẦNG ..	106
KẾT LUẬN CHUNG.....	107
TÀI LIỆU THAM KHẢO.....	108



## CHƯƠNG 1 GIỚI THIỆU CÔNG TRÌNH VÀ CHỌN CÁC THÔNG SỐ BAN ĐẦU

### 1.1 Giới thiệu công trình.

#### 1.1.1 Sơ lược về công trình.

Pacific Place là một khu phức hợp với 18 tầng với 16.500 m<sup>2</sup> văn phòng hạng A, 179 căn hộ cao cấp, 64.000 m<sup>2</sup> dành cho các cửa hàng bán lẻ, quầy thực phẩm và 5 tầng hầm cho bãi đậu xe. Không gian khối văn phòng sẽ cung cấp một diện tích cho các đơn vị tại Hà Nội nhằm giảm nhẹ tình trạng thiếu diện tích trầm trọng trên thị trường hiện nay. Pacific Place được phát triển bởi IMO Development và được thiết kế bởi Archetype, công ty kiến trúc hàng đầu tại Việt Nam





Tòa nhà Pacific Place tọa lạc tại khu vực giao nhau giữa đường Phan Bội châu và Lý Thường Kiệt.

Pacific Place có một vị trí thuận lợi, là sự kết hợp giữa khu văn phòng cao cấp, khu mua sắm đẳng cấp, căn hộ sang trọng, và khu ẩm thực hiện đại. Tòa nhà cao 19 tầng này do Tập đoàn Jaccar Bourbon làm chủ đầu tư, IMO Management quản lý và Tập đoàn Archetype thiết kế theo tiêu chuẩn quốc tế, vừa tôn trọng phong cách kiến trúc truyền thống của thủ đô Hà Nội vừa mang tính hiện đại phù hợp với xu hướng hội nhập.

- Thang máy tốc độ cao
- Cấp quang cho tất cả khu văn phòng
- Hệ thống sàn nâng hiện đại
- Khu để xe rộng rãi
- An ninh đảm bảo 24/24h mỗi ngày
- Hệ thống năng lượng dự phòng hoạt động 100% năng suất
- Bể bơi và khu thể thao tầng thượng
- Quầy bar Vip phục vụ khách thuê căn hộ



### 1.1.2 Phân tích cấu trúc của tòa nhà.

Pacific Place là một kiến trúc phức hợp gồm có các khu bán lẻ, khu chăm sóc sắc đẹp và sức khỏe, văn phòng và căn hộ cao cấp. Bốn mặt của tòa nhà chủ yếu được lắp kính chống nắng và sử dụng rèm che.

Đặc điểm cấu trúc như sau :

#### ❖ Tường bao

1 - Lớp sơn nước

$$\delta = 0,02 \text{ mm}$$

$$\lambda = 0,64 \text{ W/mK}$$

2 - Lớp vữa xi măng

$$\delta = 50 \text{ mm}$$

$$\lambda = 0,93 \text{ W/mK}$$

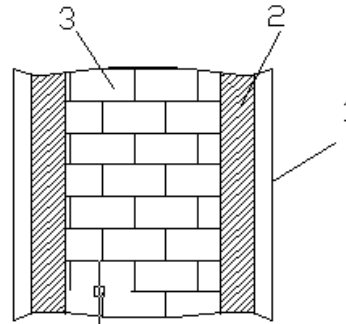
$$\rho = 1800 \text{ kg/m}^3$$

3 - Lớp gạch

$$\delta = 400 \text{ mm}$$

$$\lambda = 0,58 \text{ W/mK}$$

$$\rho = 1350 \text{ kg/m}^3$$



Hình 1.1 – Kết cấu của tường

#### ❖ Trần tầng 1 đến tầng 18

1 - Gạch lát

$$\delta = 10 \text{ mm}$$

$$\lambda = 0,819 \text{ W/mK}$$

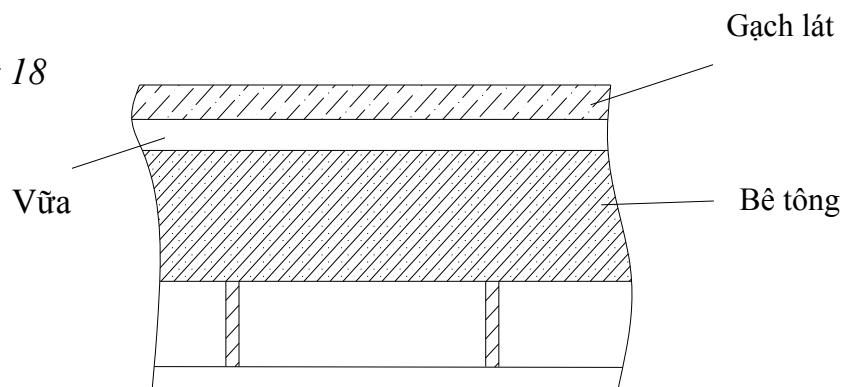
$$\rho = 1900 \text{ kg/m}^3$$

2 - Lớp vữa xi măng

$$\delta = 25 \text{ mm}$$

$$\lambda = 0,93 \text{ W/mK}$$

$$\rho = 1750 \text{ kg}$$



Hình 1.2 – Kết cấu của trần





### 3 - Lớp bê tông cốt thép

$$\delta = 300 \text{ mm}$$

$$\lambda = 1,6 \text{ W/mK}$$

$$\rho = 2400 \text{ kg/m}^3$$

#### ❖ Mái

##### 1- Lớp bitum

##### 2 -Trần bê tông dày 300mm

$$\delta = 300 \text{ mm}$$

$$\lambda = 1,6 \text{ W/mK}$$

$$\rho = 2400 \text{ kg/m}^3$$

##### 3-Lớp vữa dày 25mm

$$\delta = 25 \text{ mm}$$

$$\lambda = 0.93 \text{ W/mK}$$

$$\rho = 1750 \text{ kg}$$

##### 4- Lớp cách nhiệt dày bông khoáng 100mm

##### 5- Trần giả cách trần bê tông 400mm

#### ❖ Nền

##### 1 - Lớp gạch lát nền Gvinyl

$$\delta = 10 \text{ mm}$$

$$\lambda = 0.819 \text{ W/mK}$$

$$\rho = 1900 \text{ kg/m}^3$$

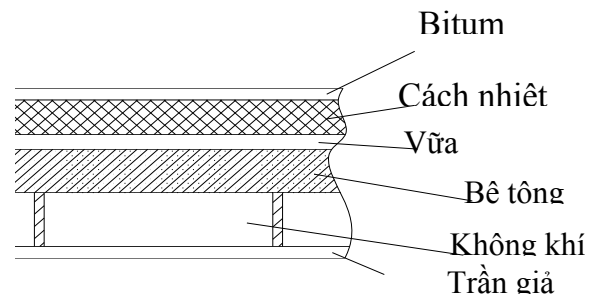
##### 2 - Lớp vữa xi măng

$$\delta = 25 \text{ mm}$$

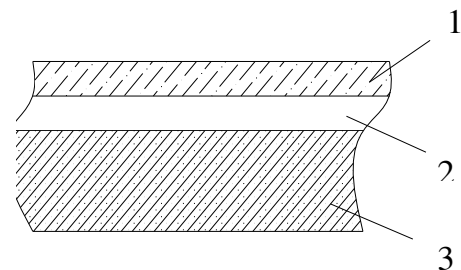
$$\lambda = 0.93 \text{ W/mK}$$

$$\rho = 1750 \text{ kg/m}^3$$

##### 3 - Lớp bê tông



Hình 1.3 – Kết cấu mái



Hình 1.4 – Kết cấu nền



$$\delta = 200 \text{ mm}$$

$$\lambda = 1,6 \text{ W/mK}$$

$$\rho = 2400 \text{ kg}$$

❖ *Cửa*

Loại Cửa		Kích thước [h×w]	Vật liệu
Ra vào	Cổng chính	3,2m×1,9m	Khung nhôm+Kính
	Hành lang+Bán lẻ+ Văn Phòng	2,1m×1,8m	Khung nhôm+Kính
	Căn hộ	2,1m×1,8m 0,7m×2,1m	Gỗ
Cửa sổ	Loại to	6m×5m	Khung nhôm+Kính
	Loại nhỏ	2,1m×1,8m	Khung nhôm+Kính

**Các chỉ tiêu khi thiết kế hệ thống điều hoà không khí:**

- Đảm bảo chế độ nhiệt ẩm, sự trong sạch của không khí, theo yêu cầu vệ sinh của công trình, trong mọi điều kiện thời tiết.
- Không khí trong phòng được tổ chức thông thoáng hợp lý, tránh hiện tượng đọng sương của không khí trong phòng, đảm bảo điều kiện vệ sinh vi khí hậu.
- Thiết bị của hệ thống Điều hòa không khí có độ tin cậy cao, được sản xuất bởi các hãng hàng đầu trên thế giới.
- Thiết bị vận hành đơn giản, thuận tiện cho việc vận hành bảo dưỡng và sửa chữa.
- Toàn bộ hệ thống điều hòa được lắp đặt phù hợp với kiến trúc của công trình, đảm bảo độ ồn cho phép.



- Hệ thống điều hoà không khí được thiết kế phải đáp ứng được yêu cầu kỹ thuật và yêu cầu về kinh tế.
- Hệ thống được kết nối với hệ thống máy tính và phần mềm điều khiển có thể theo dõi hoạt động của tất cả các vị trí mặt lạnh, tính toán công suất điện năng tiêu thụ tới từng mặt lạnh đảm bảo phù hợp với các văn phòng cho thuê.

## 1.2 Thông số tính toán.

### 1.2.1 Chọn các thông số tính toán trong nhà.

Theo yêu cầu tiện nghi có thể chọn theo TCVN 5687-1992. Các thông số vi khí hậu thích ứng với các trạng thái lao động khác nhau của con người được giới thiệu theo bảng dưới đây [TL1-trang 11]:

Bảng 1.2 - Thông số vi khí hậu thích ứng trạng thái lao động

Trạng thái lao động	Mùa đông			Mùa hè		
	t, °C	φ, %	ω, m/s	t, °C	φ, %	ω, m/s
Nghỉ ngơi	20÷24	60÷75	0,1÷0,3	24÷27	60÷75	0,3÷0,5
Lao động nhẹ	20÷24		0,3÷0,5	24÷27		0,5÷0,7
Lao động vừa	20÷22		0,3÷0,5	23÷26		0,7÷1,0
Lao động nặng	18÷20		0,3÷0,5	22÷25		0,7÷1,5

Đối với nhà đa năng ta chọn ở trạng thái lao động nhẹ:

Chọn nhiệt độ tính toán trong nhà mùa hè lấy trị số trong bảng là:

$$t_T^H = 25^{\circ}\text{C}, \quad \varphi_T^H = 65\%, \quad \omega = 0,6 \text{ m/s}.$$



Tra đồ thị i-d ta được  $I_T = 58,25 \text{ kJ/kg}$ ;  $d_T = 13,02 \text{ g/kg}$ .

Dựa vào đồ thị vùng tiện nghi nước ta hình 1.2 [1] ta kiểm tra thấy thông số tính toán nhiệt độ trong nhà vừa chọn trên thỏa mãn miền tiện nghi.

### 1.2.2 Chọn các thông số tính toán ngoài trời.

Thông số chọn ngoài nhà cho điều hòa cấp III. theo tiêu chuẩn Việt Nam TCVN 5687-1992, [1] như trên bảng sau:

*Bảng 1.2. Thông số tính toán nhà các cấp*

Cấp điều hòa không khí	Mùa hè		Mùa đông	
	$t, ^\circ\text{C}$	$\varphi, \%$	$t, ^\circ\text{C}$	$\varphi, \%$
Cấp 1	$t_{\max}$	$\varphi_{13-15}$ (Tháng nóng nhất)	$t_{\min}$	$\varphi_{13-15}$ (Tháng lạnh nhất)
Cấp 2	$\frac{t_{\min} + t_{tb\min}}{2}$		$\frac{t_{\min} + t_{tb\min}}{2}$	
Cấp 3	$t_{tb\max}$		$t_{tb\min}$	

Dựa vào bảng 1.7 [1] tra nhiệt độ và độ ẩm của Hà Nội dùng để tính toán hệ thống điều hòa không khí, trích từ TCVN 4088-85 dành cho điều hòa không khí cấp III có thông số:

Nhiệt độ trung bình của tháng nóng nhất:  $t_{tb\max} = 32,8 ^\circ\text{C}$ ;

Nhiệt độ trung bình của tháng lạnh nhất:  $t_{tb\min} = 13,8 ^\circ\text{C}$ ;

Độ ẩm lúc 13 ÷ 15h của tháng nóng nhất:  $\varphi_{13-15} = 66\%$

Độ ẩm lúc 13 ÷ 15h của tháng lạnh nhất:  $\varphi_{13-15} = 64\%$



Tính toán chọn thông số ngoài trời mùa hè ở Hà Nội đối với hệ thống điều hòa không khí cấp III như sau:

Chọn nhiệt độ tính toán ngoài trời mùa hè:

$$T_N^H = t_{tbmax} = 32,8^{\circ}\text{C}, \varphi_N^H = 66\%.$$

Tra đồ thị i-d ta được  $I_N = 86,64 \text{ kJ/kg}$ ;  $d_N = 20,98 \text{ g/kg}$

Dựa vào đồ thị miền tiện nghi Hình 1.2 [1] ta kiểm tra thấy thông số tính toán nhiệt độ ngoài trời vừa chọn trên thỏa mãn miền tiện nghi.

*Bảng 1.2. Thông số tính toán trong nhà và ngoài trời*

Thông số		t, °C	$\varphi$ , %	I, kJ/kg	d, g/kg
Mùa hè	Trong nhà	25	65	58,25	13,02
	Ngoài trời	32,8	66	86,64	20,98

### 1.2.3 Số lượng người.

Số lượng người tại các khu vực sẽ được tính dựa trên các số liệu liệt kê dưới đây:

Địa điểm/Mục đích sử dụng	Mật độ người
-----	-----
Văn phòng	10 m <sup>2</sup> / người
Cửa hàng bán lẻ	2 m <sup>2</sup> / người
Nhà hàng, Cửa hàng ăn nhanh	4 m <sup>2</sup> / người
Khách sạn, căn hộ	15 m <sup>2</sup> / người
Hành lang và khu vực công cộng	10 m <sup>2</sup> / người

### 1.2.4 Khí tươi.



Lượng khí tươi được cấp như sau:

Địa điểm/Mục đích sử dụng (theo đầu người )	Lượng khí tươi
-----	-----
Văn phòng	20 m <sup>3</sup> /h
Cửa hàng bán lẻ	20 m <sup>3</sup> /h
Nhà hàng và cửa hàng ăn nhanh	20 m <sup>3</sup> /h
Khách sạn	20 m <sup>3</sup> /h
Hành lang và khu vực công cộng	20 m <sup>3</sup> /h

### 1.2.5 Thông gió.

Hệ thống thông gió được thiết kế theo tiêu chuẩn sau:

Địa điểm	Bội số trao đổi không khí theo giờ
-----	-----
Bãi đỗ xe	05
Nhà bếp	15
Phòng biến áp	10
Phòng phân phối điện	05
Phòng đặt máy bơm	05
Cầu thang và sảnh thang máy	01
Khu vệ sinh	10

### 1.2.6 Hệ thống hút khói.

Toà nhà được tính toán một hệ thống hút khí thải kèm chức năng thoát khói trong trường hợp có sự cố cháy xảy ra. Lưu lượng của các đường ống hút gió (kèm hút khói) này được tính toán để cân bằng áp lực không khí trong toà nhà (lưu lượng hút gió bằng hiệu lưu lượng cấp gió tươi và lưu lượng hút gió các khu



vực WC).

### 1.2.7 Hệ thống điều áp.

Một hệ thống điều áp được bố trí tại mỗi khu vực lồng cầu thang thoát hiểm kín. Hệ thống được tính toán đảm bảo khả năng thoát hiểm cho những người hoạt động trong toà nhà khi có sự cố cháy, mỗi hệ thống điều áp được tính toán cho 2 cửa thoát hiểm (tại tầng 1 hoặc tại các tầng kỹ thuật thông thoáng với ngoài trời), tốc độ gió khi 2 cửa này mở không nhỏ hơn 1m/s, đảm bảo áp suất dư không nhỏ hơn 2 kG/m<sup>2</sup>.

### 1.3.8 Phụ tải chiếu sáng.

Phụ tải nhiệt tương ứng với ánh sáng bên trong phụ thuộc vào loại thiết bị chiếu sáng hiệu ứng cao:

Địa điểm/Mục đích sử dụng	Công suất phát nhiệt
-----	-----
Văn phòng	20 W/m <sup>2</sup>
Cửa hàng bách hoá và bán lẻ	40 W/m <sup>2</sup>
Nhà hàng và cửa hàng ăn nhanh	30 W/m <sup>2</sup>
Khách sạn	20 W/m <sup>2</sup>
Hành lang và khu vực công cộng	10 W/m <sup>2</sup>

### 1.3.9 Tải trọng nhiệt thiết bị.

Phụ tải nhiệt tương ứng với các thiết bị khác:

Địa điểm/Mục đích	Công suất phát nhiệt
-----	-----
Văn phòng	25 W/m <sup>2</sup>
Cửa hàng bách hoá và bán lẻ	15 W/m <sup>2</sup>





Nhà hàng và cửa hàng ăn nhanh	10 W/m <sup>2</sup>
Khách sạn	10 W/m <sup>2</sup>
Hành lang và khu vực công cộng	5 W/m <sup>2</sup>

### 1.3.10 Ngưỡng ồn.

Địa điểm/Mục đích -----	Độ ồn cực đại cho phép (dB) -----
Văn phòng	45
Cửa hàng bách hóa và bán lẻ	50
Khách sạn	45
Nhà hàng và cửa hàng ăn nhanh	50
Hành lang và khu vực công cộng	50



## CHƯƠNG 2 TÍNH TOÁN NĂNG SUẤT LẠNH CHO CÔNG TRÌNH

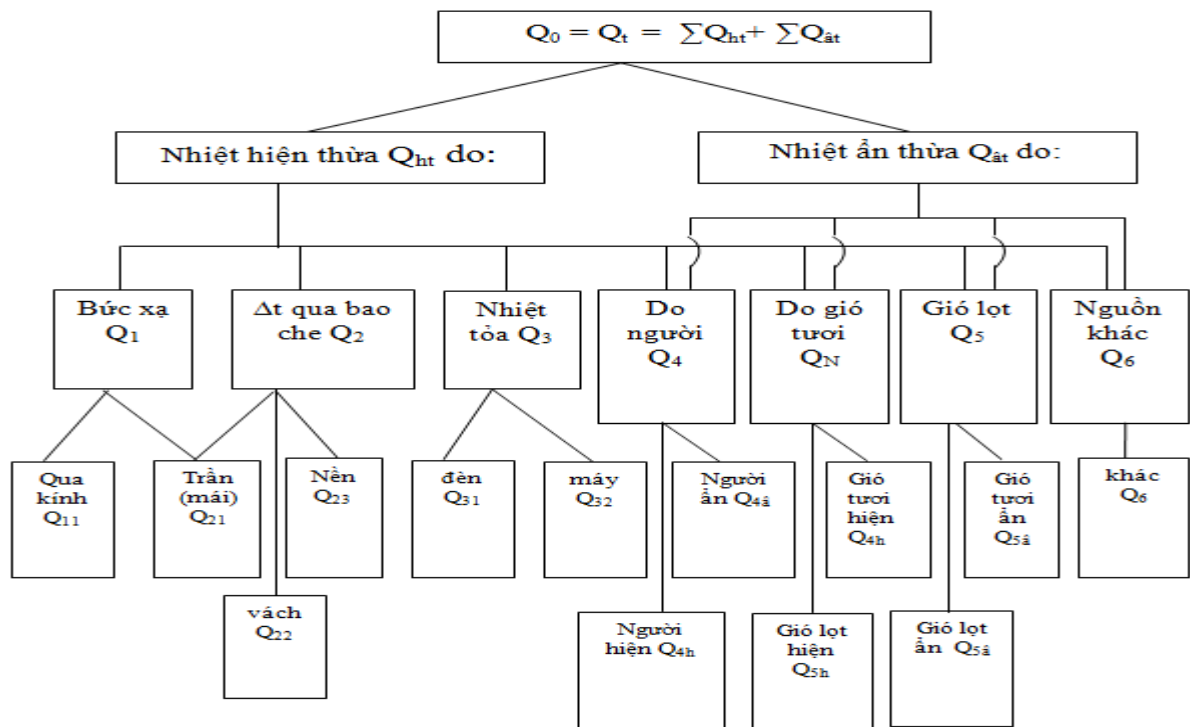
Nguyên lý cơ bản của Điều hoà không khí là cấp không khí có trạng thái không khí thích hợp sau khi đã được xử lý nhiệt - ẩm vào phòng để khử nhiệt thừa và ẩm thừa trong phòng và bằng cách đó giữ cho nhiệt độ và độ ẩm của không khí bên trong phòng ổn định ở mức đã chọn tùy theo yêu cầu tiện nghi hoặc công nghệ.

Phương pháp tính cân bằng nhiệt trong đồ án này theo phương pháp Carrier

### 2.1 Tính nhiệt hiện thừa - nhiệt ẩn thừa.

Do số lượng phòng nhiều và không đồng loạt nên không thể trình bày các bước tính toán cân bằng nhiệt ẩm cho từng phòng một nên ở đây chỉ trình bày phương pháp, công thức tính toán đồng thời giải thích chi tiết từng thành phần, cách tra số liệu ở bảng nào, sách tham khảo nào. Tòa nhà gồm 19 tầng với mỗi tầng là một không gian sử dụng khác nhau nên em chỉ tính toán chi tiết cho một số phòng hoặc từng tầng một làm ví dụ, các phòng còn lại tính toán tương tự bằng cách lập bảng trong chương trình .

Sơ đồ tính các nguồn nhiệt hiện và nhiệt ẩn chính theo phương pháp Carrier





### 2.1.1 Nhiệt hiện thừa bức xạ qua kính $Q_{11}$ .

$$Q_{11} = n_t \cdot Q'_{11}$$

$$Q'_{11} = F \cdot R_T \cdot \varepsilon_c \varepsilon_{ds} \cdot \varepsilon_{mm} \cdot \varepsilon_{kh} \cdot \varepsilon_m \cdot \varepsilon_r, \text{ W}$$

$R_T$  - Nhiệt bức xạ mặt trời qua cửa kính vào phòng,  $\text{W/m}^2$ ;

$n_t$  - Hệ số tác dụng tức thời qua kính vào phòng;

$Q'_{11}$  - Lượng nhiệt bức xạ tức thời qua cửa kính vào phòng, W;

$F$  - Diện tích kính của cửa sổ,  $\text{m}^2$ ;

$\varepsilon_c$  - Hệ số ảnh hưởng của độ cao so với mực nước biển;

$$\varepsilon_c = 1 + \frac{H}{1000} 0,023$$

$\varepsilon_{ds}$  - Hệ số kể đến ảnh hưởng của độ chênh lệch giữa nhiệt độ động sương của không khí quan sát với nhiệt độ động sương của không khí trên mực nước biển là  $20^\circ\text{C}$ .

$$\varepsilon_{ds} = 1 - \frac{(t_s - 20)}{10} \cdot 0,13$$

$\varepsilon_{mm}$  - Hệ số ảnh hưởng mây mù

$\varepsilon_{kh}$  - Hệ số ảnh hưởng của khung

$\varepsilon_m$  - Hệ số kính

$\varepsilon_r$  - Hệ số mặt trời

Vì không phải là kính cơ bản nên  $R_T$  được thay bằng  $R_K$

$$R_K = [0,4\alpha_k + \tau_k(\alpha_m + \tau_m + \rho_k\rho_m + 0,4\alpha_k\alpha_m)]R_N, \text{ W/m}^2$$

$\alpha_k, \tau_k, \rho_k, \alpha_m, \tau_m, \rho_m$  - Các hệ số hấp thụ, xuyên qua, phản xạ của kính và màn che

$$R_N = \frac{R_T}{0,88}, \text{ W/m}^2$$



$R_N$  - Cường độ bức xạ mặt trời đến ngoài cửa kính,  $W/m^2$ ;

$n_t$  – Hệ số tác dụng tức thời;

$$n_t = f(g_s)$$

với  $g_s$  là giá trị mật độ (khối lượng riêng) diện tích trung bình của toàn bộ kết cấu bao che (bao gồm: tường, trần, sàn). Giá trị của  $g_s$  tính như sau:

$$g_s = \frac{G' + 0,5G''}{F_s} \quad (kg/m^2)$$

$G'$  – Khối lượng tường có mặt ngoài tiếp xúc trực tiếp với bức xạ mặt trời và của sàn nằm trên mặt đất, kg.

$G''$  – Khối lượng tường không tiếp xúc với bức xạ mặt trời và của sàn không nằm trên mặt đất, kg.

$F_s$  – Diện tích sàn,  $m^2$ .

#### ❖ Tính ví dụ cho phòng 108 tầng 1:

Ta có :

$$Q_{11} = n_t \cdot Q'_{11}$$

$$Q'_{11} = A \cdot R_K \cdot \varepsilon_c \cdot \varepsilon_{ds} \cdot \varepsilon_{mm} \cdot \varepsilon_{kh} \cdot \varepsilon_m \cdot \varepsilon_r$$

Vì kính khác cơ bản, không màn che, ta có:

$$R_K = [0,4\alpha_k + \tau_k(\alpha_m + \tau_m + \rho_k \rho_m + 0,4\alpha_k \alpha_m)] R_N$$

#### ✚ Tính $R_k$

Phòng 108 hướng TÂY BẮC ,tra bảng 4.1 tr150 và 4.2 tr 152  $R_{tmax}=486$   
 $W/m^2$  vào lúc 17h tháng 6

$$\begin{aligned} R_N &= \frac{R_{TMAX}}{0,88} \\ &= \frac{486}{0,88} = 552 W / m^2 \end{aligned}$$

Tra bảng 4.3 tr 153 với kính Calorex màu xanh dày 6mm ta có :

Hệ số hấp thụ  $\alpha_k = 0,75$

Hệ số phản xạ  $\rho_k = 0,05$

Hệ số xuyên qua  $\tau_k = 0,2$

Hệ số kính  $\varepsilon_m = 0,57$



Tra bảng 4.4 tr 153 cho màn che Brella trắng kiểu Hà Lan ta có:

$$\text{Hệ số hấp thụ } \alpha_m = 0,09$$

$$\text{Hệ số phản xạ } \rho_m = 0,77$$

$$\text{Hệ số xuyên qua } \tau_m = 0,14$$

$$\text{Hệ số kính } \varepsilon_r = 0,33$$

$$\rightarrow R_k = 198 \text{ W/m}^2$$

$$G' = V \cdot \rho$$

$$G' = (20.5.0,2).1300 = 26000 \text{ (kg)}$$

✚ Xác định các hệ số

- a) Hệ số kể đến ảnh hưởng của độ chênh lệch giữa nhiệt độ động sương của không khí quan sát với nhiệt độ động sương của không khí trên mực nước biển là 20

Tra đồ thị (I - d) với  $t_N = 32,8^\circ\text{C}$ ,  $\varphi = 66\%$  ta được  $t_s = 25,4^\circ\text{C}$

$$\varepsilon_{ds} = 1 - \frac{(t_s - 20)}{10} \cdot 0,13$$

$$\varepsilon_{ds} = 1 - \frac{(25,4 - 20)}{10} \cdot 0,13 = 0,93$$

- b) Hệ số ảnh hưởng của độ cao so với mực nước biển

Hà nội cao hơn mực nước biển 13 m, với vị trí của phòng 108 nằm ở tầng 1 nên cao hơn mực nước biển khoảng 13 m, ta có:

$$\varepsilon_c = 1 + \frac{H}{1000} \cdot 0,023$$

$$\varepsilon_c = 1 + \frac{13}{1000} \cdot 0,023 = 1,0003$$

- c) Hệ số ảnh hưởng mây mù

Với điều kiện khi trời không mây  $\varepsilon_{mm} = 1$

- d) Hệ số ảnh hưởng của khung

Với khung kim loại  $\varepsilon_{kh} = 1$

- e) Hệ số kính

Tra bảng 4.3 tr 153 -[1] với kính Caloex, màu xanh, 6mm:  $\varepsilon_m = 0,57$



f) Hệ số mặt trời  $\varepsilon_r = 0,33$

g) Hệ số tác dụng tức thời qua kính vào phòng

$$n_t = f(g_s)$$

$$g_s = \frac{G' + G''}{F_s}$$

$$G' = V_t \cdot D_t + V_s \cdot D_s$$

$$G' = 10,3 \cdot 0,25 \cdot 1400 + 0,325 \cdot 100,3 \cdot 2400 = 99864 \text{ kg}$$

$$G'' = 18,6 \cdot 0,14 \cdot 1400 = 28938 \text{ kg}$$

$$F_s = 100,3 \text{ m}^2$$

$$g_s = \frac{G' + 0,5G''}{F_s}$$

$$g_s = 1143 \text{ kg/m}^2$$

Khi hệ thống điều hoà không khí hoạt động 24/24 h Tra bảng 4.6 – [1] tr 156 với  $g_s > 700 \text{ kg/m}^2$  của sổ quay hướng tây bắc được  $n_t$  lớn nhất vào lúc 17h là :

$$n_t = 0,61$$

Thay các giá trị vào công thức ta được:

$$Q'_{11}^{108} = 1728 \text{ W}$$

$$Q_{11}^{108} = 1054 \text{ W}$$

Các phòng khác tính tương tự và cho kết quả trong **Bảng 2.1.1**.

### 2.1.2 Nhiệt hiện truyền qua mái bằng bức xạ và do sự chênh lệch nhiệt độ trong và ngoài phòng $\Delta t$ : $Q_{21}$ .

Các trần nằm ở giữa hai tầng điều hòa thì lấy  $\Delta t = 0$  và  $Q_{21} = 0$ . Riêng tầng 19 là tầng thượng có bức xạ mặt trời. Lượng nhiệt này được tính toán như sau:

$$Q_{21} = k \cdot F \cdot \Delta t_{td}, \text{ W}$$

$$\Delta t_{td} = (t_N - t_T) + \frac{\varepsilon_s \cdot R_N}{\alpha_N}$$

Trong đó:

F: Diện tích mái,  $\text{m}^2$



$\Delta_{td}$ : Hiệu nhiệt độ tương đương. Xác định theo biểu thức:

$$\Delta_{td} = (t_N - t_T) + \frac{\varepsilon_s \cdot R_N}{\alpha_N}$$

$t_N$ : Nhiệt độ không khí ngoài trời,  $t_N = 32,8 \text{ } ^\circ\text{C}$

$t_T$ : Nhiệt độ không khí bên trong không gian điều hòa,  $t_T = 25 \text{ } ^\circ\text{C}$

$\varepsilon_s$ : Hệ số hấp thụ bức xạ mặt trời ( $\varepsilon_s = 1$ ) do không có kết cấu bao che trên mái.

$\alpha_N$ : Hệ số tỏa nhiệt phía ngoài không khí,  $\alpha_N = 20 \text{ W/m}^2\text{K}$

$R_N$ : Bức xạ mặt trời đến bên ngoài mặt kính,  $R_N = \frac{R_T}{0,88}$

Với  $R_T$ : Bức xạ mặt trời qua kính vào trong không gian điều hòa,  $R_T = 527$

$$R_N = \frac{527}{0,88} = 598,9$$

Vậy theo (3.2.1) có:  $\Delta_{td} = (32,8 - 25) + \frac{1 \cdot 598,9}{20} = 37,7$

$k = 0,311 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$  (bảng 4.9 – [1])

Thay vào công thức tính cho tầng 19 ta được:

$$Q_{21} = 0,311 \cdot 2249,4 \cdot 37,7 = 26373,5 \text{ W}$$

### 2.1.3 Nhiệt hiện truyền qua vách $Q_{22}$ .

Tính toán nhiệt truyền qua vách là toàn bộ diện tích bao che gồm: tường, cửa ra vào, kính cửa sổ.

$$Q_{22} = Q_{22t} + Q_{22c} + Q_{22k}; \text{ W}$$

Trong đó:

$Q_{22t}$  – Nhiệt truyền qua tường, W;

$Q_{22c}$  – Nhiệt truyền qua cửa ra vào, W;

$Q_{22k}$  – Nhiệt truyền qua kính cửa sổ, W;

$k_i$  – Hệ số truyền nhiệt của tường, cửa ra vào, kính cửa sổ,  $\text{W/m}^2\text{K}$ ;

$F_i$  – Diện tích của tường, cửa ra vào, kính cửa sổ,  $\text{m}^2$ ;

$\Delta t$  – Chênh lệch nhiệt độ giữa ngoài và trong không gian điều hòa, K;





### 2.1.3.1 Tính nhiệt truyền qua tường $Q_{22t}$ .

Nhiệt truyền qua tường tính theo biểu thức sau:

$$Q_{22t} = k_t \cdot F_t \cdot \Delta t, \text{ W}$$

Khi tường tiếp xúc trực tiếp với không khí bên ngoài :

$$\Delta t = (t_N - t_T) = 32,8 - 25 = 7,8K$$

Khi tường tiếp xúc gián tiếp với không khí bên ngoài :

$$\Delta t = (t_{hl} - t_T) = 28 - 25 = 3K$$

Hệ số truyền nhiệt qua tường tính như sau:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_N} + \sum_{i=1}^2 \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_T}}, \text{ W/m}^2K$$

Tường gồm 2 lớp:

- Lớp gạch có:  $\delta_g = 0,2m$ ,  $\lambda_g = 0,58 \text{ W/mK}$
- Lớp vữa ximăng trát ngoài có:  $\delta_v = 0,025m$ ,  $\lambda_v = 0,93 \text{ W/mK}$
- Lớp sơn nước có thể bỏ qua;

$\alpha_N$  – Hệ số tỏa nhiệt phía ngoài trời, khi tường tiếp xúc trực tiếp với không khí bên ngoài:  $\alpha_N = 20 \text{ W/m}^2K$ ,

khi tiếp xúc gián tiếp với không khí ngoài trời:  $\alpha_N = 10 \text{ W/m}^2K$

$\alpha_T$  – Hệ số tỏa nhiệt phía trong nhà:  $\alpha_T = 10 \text{ W/m}^2K$

- ❖ Hệ số truyền nhiệt của tường khi tiếp xúc trực tiếp với không khí bên ngoài.

$$k_{tt} = \frac{1}{\frac{1}{20} + \frac{0,2}{0,58} + \frac{2.0,025}{0,93} + \frac{1}{10}} = 1,86 \text{ W/m}^2K$$

- ❖ Hệ số truyền nhiệt của tường khi tiếp xúc gián tiếp với không khí bên ngoài:

$$k_{gt} = \frac{1}{\frac{1}{10} + \frac{0,2}{0,58} + \frac{2.0,025}{0,93} + \frac{1}{10}} = 1,7 \text{ W/m}^2K$$



$$Q_{22tt} = k_{tt} \cdot F_{tt} \cdot \Delta t,$$

$$Q_{22gt} = k_{gt} \cdot F_{gt} \cdot \Delta t,$$

### ❖ Tính ví dụ cho phòng 108

Ta có:

Diện tích tường tiếp xúc với không khí bên ngoài:  $F_{tt} = 54,6 \text{ m}^2$

Diện tích tường tiếp xúc với không gian đệm:  $F_{gt} = 18,2 \text{ m}^2$

Độ chênh lệch nhiệt độ trong nhà và ngoài trời:  $\Delta t_{tt} = 7,8 \text{ }^\circ\text{C}$

Độ chênh lệch nhiệt độ trong nhà và hành lang đệm:  $\Delta t_{gt} = 3 \text{ }^\circ\text{C}$

Khi tường tiếp xúc trực tiếp với không khí ngoài trời :

$$Q_{22tt}^{108} = k_{tt} \cdot F_{tt} \cdot \Delta t_{tt} = 1,86 \cdot 54,6 \cdot 7,8 = 791,74 \text{ W}$$

Khi tường tiếp xúc với không gian đệm ( hành lang ) :

$$Q_{22gt}^{108} = k_{gt} \cdot F_{gt} \cdot \Delta t_{gt} = 1,7 \cdot 18,2 \cdot 3 = 92,87 \text{ W}$$

Vậy nhiệt truyền qua tường :

$$Q_{22t}^{108} = Q_{22tt}^{108} + Q_{22gt}^{108} = 791,74 + 92,87 = 884,61 \text{ W}$$

### 2.1.3.2 Tính nhiệt truyền qua cửa ra vào .

Nhiệt truyền qua cửa ra vào tính bằng biểu thức sau:

$$Q_{22c} = k_c \cdot F_c \cdot \Delta t, \text{ W}$$

Trong đó:

F- diện tích cửa,  $\text{m}^2$ .

k- hệ số truyền nhiệt qua cửa,  $\text{w/m}^2\text{k}$ . Với k được tính:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_c}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}}, \text{ w/m}^2\text{k}.$$

+  $\alpha_1$  - hệ số toả nhiệt trong phòng.  $\alpha_1 = 10 \text{ w/m}^2\text{k}$

+  $\alpha_2$  - hệ số toả nhiệt ngoài phòng.  $\alpha_2 = 20 \text{ w/m}^2\text{k}$ .

+  $\lambda$  - hệ số dẫn nhiệt của gỗ, kính. Tra bảng 4.11- [1].

+  $\delta_c$  - bề dày của cửa, m.



$\Delta t$  - hiệu nhiệt độ trong nhà và hành lang đệm, °C.

$$\Delta t = 28 - 25 = 3 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Đối với cửa làm bằng gỗ:  $\delta_c = 40 \text{ mm}$ ,  $\lambda_g = 0,17 \text{ w/mk}$ ,

$$K_{g\delta} = \frac{1}{\frac{1}{10} + \frac{0,04}{0,17} + \frac{1}{20}} = 2,59 \text{ (w/m}^2\text{k)}.$$

Đối với cửa làm bằng kính:  $\delta_c = 10 \text{ mm}$ ,  $\lambda_k = 0,08 \text{ w/mk}$ .

$$K_k = \frac{1}{\frac{1}{10} + \frac{0,01}{0,08} + \frac{1}{20}} = 3,63 \text{ (w/m}^2\text{)}.$$

#### ❖ Tính ví dụ cho phòng 108

Phòng 108 có cửa ra vào là cửa gỗ:  $F_{cg} = 3,78 \text{ m}^2$ ,  $\Delta t = 3^\circ\text{C}$ .

$$\Rightarrow Q_{22c}^{108} = 2,59 \cdot 3,78 \cdot 3 = 29,37 \text{ (w)}.$$

#### 2.1.3.3 Tính nhiệt truyền qua kính cửa sổ.

Nhiệt truyền qua kính cửa sổ tính bằng biểu thức sau:

$$Q_{22k} = k_k \cdot F_k \cdot \Delta t, \text{ W}$$

Trong đó:

$k_k$  – Hệ số truyền nhiệt qua kính, tra bảng 4.13 - [1] có:  $k_k = 5,89 \text{ W/m}^2\text{K}$ .

$$\Delta t = t_N - t_T = 32,8 - 25 = 7,8 \text{ K}$$

#### ❖ Tính ví dụ cho phòng 108

Phòng 108 có diện tích cửa sổ,  $F = 45 \text{ m}^2$

$$Q_{22k} = 5,89 \cdot 45 \cdot 7,8 = 2067,39 \text{ W}$$

Các phòng khác tính tương tự và cho kết quả trong **Bảng 2.1.3**

#### 2.1.4. Nhiệt truyền qua nền $Q_{23}$ .

Nhiệt hiện truyền qua nền được xác định theo biểu thức sau:

$$Q_{23} = k_{\text{nền}} \cdot F_{\text{nền}} \cdot \Delta t, \text{ W}$$



Trong đó:

$F_{\text{nền}}$ : Diện tích nền,  $\text{m}^2$

$\Delta t$ : Hiệu nhiệt độ bên ngoài và bên trong phòng.

$k_{\text{nền}}$ : Hệ số truyền nhiệt qua sàn hoặc nền

Tra bảng 4.15.[1],  $k_{\text{nền}} = 2,15 \text{ W/m}^2\text{K}$

Ở đây xảy ra 3 trường hợp:

Sàn ngay trên mặt đất, lấy  $k$  của sàn bê tông dày 300 mm,  $\Delta t = t_N - t_T$

Sàn đặt trên tầng hầm hoặc phòng không điều hòa,  $\Delta t = 0,5 \cdot (t_N - t_T)$

Sàn giữa 2 phòng điều hòa,  $Q_{23} = 0$ .

Như vậy đối với tòa nhà này thì tầng trệt có sàn đặt trên tầng hầm còn lại các tầng khác đều có sàn ở giữa 2 phòng điều hòa nên phần nhiệt này ta chỉ cần tính toán cho tầng trệt.

#### ❖ **Tính ví dụ cho tầng trệt tòa nhà:**

- Diện tích sàn tầng trệt:

$$F_{\text{nền}} = 2172 \text{ m}^2.$$

- Hiệu nhiệt độ bên ngoài và bên trong phòng:

$$\begin{aligned} \Delta t &= 0,5 \cdot (t_N - t_T) \\ &= 0,5 \cdot (32,8 - 25) = 3,9 \text{ }^\circ\text{C} \end{aligned}$$

Vậy theo biểu thức ta có nhiệt hiện truyền qua nền (sàn) của tầng trệt:

$$Q_{23} = 2,15 \cdot 2172 \cdot 3,9 = 18212,22 \text{ W}$$

Chi tiết kết quả cho trong **Bảng 2.1.4**

#### **2.1.5 Nhiệt hiện tỏa ra do đèn chiếu sáng $Q_{31}$ .**

Nhiệt tỏa do chiếu sáng cũng gồm hai thành phần: bức xạ và đối lưu, phần bức xạ cũng bị kết cấu bao che hấp thụ, nên tác động nhiệt lên tải lạnh cũng nhỏ hơn giá trị tính toán được. Vì vậy phải nhân thêm hệ số tác dụng tức thời và hệ số tác dụng đồng thời. Nhiệt hiện tỏa ra do đèn chiếu sáng được xác định theo biểu thức sau:

$$Q_{31} = n_t \cdot n_d \cdot Q, \text{ W}$$

Trong đó:



Q: Tổng nhiệt tỏa ra do chiếu sáng

$$Q = \sum 1,25.N \text{ (đối với đèn huỳnh quang)}$$

$$\text{Và } Q = \sum N \text{ (đối với đèn dây tóc)}$$

Trong trường hợp chưa biết tổng công suất đèn có thể chọn:

$$Q = \sum 1,25.q_d.F$$

$q_d$ : Công suất định hướng chiếu sáng trên  $1m^2$  sàn,

$$\text{Theo [1], tr171 chọn } q_d=12 \text{ W/m}^2$$

F: Diện tích của sàn phòng,  $m^2$

$n_t$ : Hệ số tác dụng tức thời của đèn chiếu sáng.

Với số giờ hoạt động của đèn là 16h/ngày và  $g_s > 700$  tra bảng 4.8.[1] có  $n_t = 0,17$

$n_d$ : Hệ số tác dụng đồng thời của đèn chiếu sáng, theo [1] tr.172, chọn  $n_d = 0,4$

#### ❖ Tính ví dụ cho phòng 108 :

- Diện tích của phòng,  $F = 100,3 \text{ m}^2$

- Tổng công suất đèn có thể chọn:

$$Q = \sum 1,25.q_d.F = 1,25 \cdot 12 \cdot 100,3 = 1504,5 \text{ W}$$

Vậy nhiệt hiện tỏa ra do đèn chiếu sáng của phòng :

$$Q_{31}^{108} = 0,17 \cdot 0,4 \cdot 1504,5 = 102,306 \text{ W}$$

Các phòng khác tính tương tự và cho kết quả trong **Bảng 2.1.5**

#### 2.1.6. Nhiệt hiện tỏa ra do máy móc $Q_{32}$ .

Là phần nhiệt tỏa do sử dụng các loại máy và các dụng cụ dùng điện như quạt, ti vi, các thiết bị khác,... đây là các loại thiết bị không dùng động cơ điện nên có thể tính nhiệt tỏa như của đèn chiếu sáng.

$$Q_{32} = \sum n_t \cdot N_i \cdot W$$

$N_i$  - Là công suất ghi trên dụng cụ dùng điện, W;

$n_t$  - Hệ số thời gian sử dụng ;

Các loại máy thường có trong các phòng là: máy vi tính có công suất  $N=150W$ , ti vi công suất là  $90W$ , tủ lạnh công suất  $100W$ , máy photo copy  $60W$ , máy in  $40W$  và



một số thiết bị điện khác do thời gian sử dụng không đáng kể và tỏa nhiệt không đáng kể nên ta có thể bỏ qua. Ta có nguồn nhiệt tỏa ra như sau:

Các thiết bị sử dụng 8÷10h một ngày nên ta chọn hệ số thời gian sử dụng  $n_t = 0,5$

#### ❖ Tính ví dụ cho phòng 108:

Phòng 108 là phòng bán lẻ nên các máy móc sử dụng ở đây chủ yếu là máy tính, máy in. Có 1 máy tính công suất 150 W, 1 máy in công suất 50 W

- Công suất điện ghi trên dụng cụ điện:

$$N = 150 + 50 = 200 \text{ W}$$

- Giả sử các thiết bị sử dụng 8÷10h một ngày nên ta chọn hệ số thời gian sử dụng  $n_t = 0,5$

Vậy nhiệt hiện tỏa ra do máy móc:

$$Q_{32} = \frac{200}{0,5} = 100 \text{ (W)}$$

Các phòng khác tính tương tự và cho kết quả trong **Bảng 2.1.6**

### 2.1.7 Nhiệt hiện và nhiệt ẩn do người tỏa ra $Q_4$ .

#### 2.1.7.1 Nhiệt hiện do người tỏa vào phòng.

Nhiệt hiện do người tỏa vào không gian điều hòa chủ yếu bằng hai phương thức là đối lưu và bức xạ, được xác định bằng biểu thức sau:

$$Q_{4h} = n_d \cdot n_t \cdot n \cdot q_h, \text{ W}$$

Trong đó:  $n$  - Số người trong không gian điều hòa;

$n_d$  - Hệ số tác dụng không đồng thời;

$n_d = 0,8$  (nhà cao tầng, khách sạn)

$q_n$  - Nhiệt hiện tỏa ra từ một người;

$q_h = 70 \text{ W/người}$ , tra bảng 4.18 - [1];

$n_t$  - Hệ số tác dụng tức thời; tra bảng 4.8 [1] tr 158  $n_t = 0,17$

#### 2.1.7.2 Nhiệt ẩn do người tỏa vào phòng.

Nhiệt ẩn do người tỏa ra được xác định theo biểu thức sau:

$$Q_{4a} = n \cdot q_a, \text{ W}$$



Trong đó:

$n$  - Số người trong không gian điều hòa,  $n$  tùy thuộc mục đích sử dụng của phòng.

$q_{\text{â}}$  - Nhiệt ẩn tỏa ra từ một người.

Tra bảng 4.18 - [1] có nhiệt ẩn tỏa ra từ một người  $q_{\text{â}} = 70 \text{ W/người}$ .

### Tính ví dụ cho phòng 108:

Ta có :

$$Q_{4h} = n_d \cdot n_t \cdot n \cdot q_h, \text{ W}$$

$$Q_{4\text{â}} = n \cdot q_{\text{â}}, \text{ W}$$

$$Q_4 = Q_{4h} + Q_{4\text{â}}$$

Trong đó:

$n$  - Số người trong không gian điều hòa; chọn  $n=50$  người ( $F^{108}=100,03\text{m}^2$ , mật độ  $2 \text{ m}^2/\text{người}$ )

$n_d$  - Hệ số tác dụng không đồng thời ;  $n_d=0,8$  (nhà cao tầng, khách sạn) .

$q_h$  - Nhiệt hiện tỏa ra từ một người;  $q_h=70\text{W}/1\text{người}$  (tra bảng 4.18 - [1]).

$n_t$  - Hệ số tác dụng tức thời;  $n_t=0,17$  ( tra bảng 4.8 [1] tr 158).

Vậy nhiệt ẩn hiện do người tỏa vào phòng 108 :

$$Q_{4h}^{108} = 0,8 \cdot 0,17 \cdot 50 \cdot 70 = 476 \text{ W}$$

$$Q_{4\text{â}}^{108} = 50 \cdot 70 = 3500 \text{ W}$$

$$Q_4 = Q_{4h} + Q_{4\text{â}} = 476 + 3500 = 3976 \text{ W}$$

Các phòng khác tính tương tự và cho kết quả trong **Bảng 2.1.7**

### 2.1.8. Nhiệt hiện và nhiệt ẩn do gió tươi mang vào $Q_{hN}$ và $Q_{\text{â}N}$ .

Trong điều hòa không khí, không gian điều hòa luôn luôn phải được cung cấp một lượng gió tươi để đảm bảo đủ ôxy cần thiết cho hoạt động hô hấp của con người ở trong phòng. Ký hiệu gió tươi ở trạng thái ngoài trời là  $N$ , do gió tươi ở trạng thái ngoài trời với nhiệt độ  $t_N$ , ẩm dung  $d_N$  và entanpy  $I_N$  lớn hơn trạng thái không khí ở trong nhà với nhiệt độ  $t_T$ , ẩm dung  $d_T$  và entanpy  $I_T$ , vì vậy khi đưa gió tươi vào phòng





sẽ tỏa ra một lượng nhiệt, bao gồm nhiệt ẩn  $Q_{aN}$  và nhiệt hiện  $Q_{hN}$ , chúng được tính bằng các biểu thức sau:

$$Q_N = Q_{hN} + Q_{aN} \quad , \quad W$$

$$Q_{hN} = 1,2.n.l.(t_N - t_T) \quad , \quad W$$

$$Q_{aN} = 3,0.n.l.(d_N - d_T) \quad , \quad W$$

Trong đó:

$d_N, d_T$  – Ẩm dung của trạng thái không khí ngoài trời và trong không gian điều hòa, g/kg.

$t_N, t_T$  – Nhiệt độ của trạng thái không khí ở ngoài và trong không gian điều hòa, °C.

$$\Delta d = d_N - d_T, g / kg$$

$$\Delta d = 26,61 - 13,02 = 13,59 g / kg$$

$$\Delta t = t_N - t_T, ^\circ C$$

$$\Delta t = 32,8 - 25 = 7,8 ^\circ C$$

$n$  – Số người trong không gian điều hòa.

$l$  – Lượng không khí tươi cần cho một người trong một giây, lấy theo bảng 4-19 - [1]

#### ❖ Tính ví dụ cho phòng 108 :

- Theo biểu thức trên nhiệt hiện do gió tươi mang vào không gian tầng:

$$Q_{hN} = 1,2.50.5.7,8 = 2340 \text{ W}$$

- Theo biểu thức trên nhiệt ẩn do gió tươi mang vào không gian tầng:

$$Q_{aN} = 3,0.50.5.13,59 = 10192,5 \text{ W}$$

- Vậy tổng nhiệt hiện và nhiệt ẩn do gió tươi mang vào:

$$Q_N = Q_{hN} + Q_{aN} = 12532,5 \text{ W}$$

Các phòng khác tính tương tự và cho kết quả trong **Bảng 2.1.8**



### 2.1.9 Nhiệt hiện và nhiệt ẩn do gió lọt $Q_{5h}$ và $Q_{5â}$ .

Thông thường không gian điều hòa phải được làm kín để chủ động kiểm soát lượng gió tươi cấp cho phòng nhằm tiết kiệm năng lượng tuy nhiên luôn có hiện tượng rò lọt không khí qua các khe cửa sổ, cửa ra vào và khi mở cửa. Hiện tượng này càng xảy ra mạnh khi chênh lệch nhiệt độ trong nhà và ngoài trời càng lớn. Khí lạnh có xu hướng thoát ra ở phía dưới cửa và khí nóng ngoài trời lọt vào phía trên cửa. Nhiệt hiện và nhiệt ẩn do gió lọt mang vào được xác định như sau:

$$Q_{5h} = 0,39 \cdot \xi \cdot V \cdot (t_N - t_T), W$$

$$Q_{5â} = 0,84 \cdot \xi \cdot V \cdot (d_N - d_T), W$$

Trong đó :

$V$ : Thể tích của phòng,  $m^3$

$t_N, t_T$ : Nhiệt độ ngoài và trong phòng điều hòa.

$d_N, d_T$ : Ẩm dung của không khí ngoài và trong nhà, g/kg .

$\xi$ : Hệ số kinh nghiệm, xác định theo bảng 4.20.[1].

Nếu số người ra vào nhiều, cửa đóng mở nhiều lần, bổ sung thêm nhiệt hiện và nhiệt ẩn sau:

$$Q_{bsh} = 1,23 \cdot L_{bs} \cdot (t_N - t_T), W$$

$$Q_{bsâ} = 3,00 \cdot L_{bs} \cdot (d_N - d_T), W$$

Trong đó:

$$L_{bs} = 0,28 \cdot L_c \cdot n, l/s$$

$n$ : Số người qua cửa trong 1 giờ.

$L_c$ : Lượng không khí lọt mỗi một lần mở cửa,  $m^3/người$ , xác định theo bảng 4.21.[1].

#### ❖ Tính ví dụ cho phòng 108

- Thể tích của phòng 108:

$$V = 100,03 \cdot 6 = 601,8 (m^3)$$

- Nhiệt độ ngoài và trong phòng điều hòa:  $t_N = 32,8^{\circ}C$ ,  $t_T = 25^{\circ}C$

- Ẩm dung của không khí ngoài và trong nhà:  $d_N = 20,98$ ,  $d_T = 13,02$  g/kg

- Hệ số kinh nghiệm. Tra bảng 4.20-[1] tr 177  $\xi = 0,57$

Vậy:



- Nhiệt hiện do gió lọt mang vào:

$$Q_{5h} = 0,39 \cdot 0,57 \cdot 601,8 \cdot (32,8 - 25) = 1043,5W$$

- Nhiệt ẩn do gió lọt mang vào:

$$Q_{5a} = 0,84 \cdot 0,57 \cdot 601,8 \cdot (20,98 - 13,02) = 2293,6W$$

Do số lần mở cửa là rất nhiều nên có cần bổ sung thêm nguồn nhiệt hiện và ẩn bổ sung:

$$L_{bs} = 0,28 \cdot 3 \cdot 100 = 84 \text{ m}^3/\text{h} = 23,33 \text{ l/s}$$

$$Q_{bsh} = 1,23 \cdot 23,33 \cdot (32,8 - 25) = 223,86W$$

$$Q_{bsa} = 3 \cdot 23,33 \cdot (20,98 - 13,02) = 557,2W$$

Vậy tổng lượng nhiệt hiện và ẩn do gió lọt mang vào trong không gian tầng:

$$Q'_5 = Q_{5h} + Q_{5a} + Q_{bsh} + Q_{bsa} = 4118,15 \text{ W}$$

Các tầng khác tính tương tự và cho kết quả trong **Bảng 2.1.9**.

### 2.1.10 Các nguồn nhiệt khác $Q_6$ .

Ngoài những nguồn nhiệt đã tính toán được ở trên còn có các nguồn nhiệt khác ảnh hưởng tới phụ tải lạnh. Có thể là nhiệt ẩn, nhiệt hiện tỏa ra từ các đường ống dẫn môi chất nóng đi qua phòng điều hòa hoặc nhiệt tỏa từ quạt, nhiệt tổn thất qua đường ống dẫn gió vào làm cho không khí lạnh trong phòng điều hòa nóng lên.

Trong đó nhiệt tổn thất do nhiệt tỏa từ quạt và nhiệt tổn thất qua đường ống dẫn gió là các nguồn nhiệt ảnh hưởng chủ yếu tới phụ tải lạnh. Còn các nguồn khác là không đáng kể. Tuy nhiên thì trong không gian điều hòa quạt gió làm tăng nhiệt độ nhưng nhỏ và đường ống được bọc cách nhiệt và đường gas đi và về được quấn sát với nhau nên nhiệt xâm nhập vào không gian điều hòa là không đáng kể nên ta có thể bỏ qua  $Q_6$  ( $Q_6=0$ ).

### 2.1.11 Xác định phụ tải lạnh.

Cuối cùng ta tổng kết lượng nhiệt tính được:

$$\sum Q_h = Q_{11} + Q_{21} + Q_{22} + Q_{23} + Q_{31} + Q_{32} + Q_{4h} + Q_{hN} + Q_{5h} = 1827,77 \text{ kW}$$

$$\sum Q_a = Q_{4a} + Q_{aN} + Q_{5a} = 302,40 + 743,44 + 520,18 = 1566,02 \text{ kW}$$

Vậy năng suất lạnh cần thiết cho hệ thống:



$$Q_0 = 1827,77 + 1566,02 = 3393,79 \text{ kW}$$

Chi tiết kết quả trong **Bảng 2.1.11**

## 2.2 Kiểm tra kết quả năng suất lạnh .

Để kiểm tra tải lạnh có nằm trong khoảng giá trị thích hợp không ta tiến hành tính giá trị công suất lạnh trên một đơn vị diện tích (thường là W/m<sup>2</sup>) và so sánh với các giá trị kinh nghiệm trong một số tài liệu tham khảo. Trong tài liệu tham khảo [2]-tr51 “*HVAC Equations Data Rules of Thumb của McGraw-Hill*” ta có các giá trị định hướng trong tính toán công suất lạnh như sau:

Loại hình	Btuh/ft <sup>2</sup>	W/m <sup>2</sup>
Retail	40 - 60	127 - 190
Spa	53 - 69	168 - 218
Apartments	27 - 34	86 - 108
Office	40 - 48	127 - 152
Public Spaces	20 - 30	64 - 95

**Bảng 3.36: Định hướng về giá trị công suất lạnh trên một đơn vị diện tích**

Tầng	Chức năng	F[m2]	W/m2	□Q [W]
1	Bán lẻ	1181.3	180	212634
	Spa	437	190	83030
	Hành lang	554	80	44320
Tổng tầng				339984
2	Bán lẻ	1289	150	193350
	spa	473	180	85140
	Hành lang	396	80	31680
Tổng tầng				310170
3(giống các tầng còn lại 2÷18)	Căn Hộ	1000	86	86000
	Văn Phòng	932	127	118364
	Hành lang	179.8	64	11507.2
Tổng tầng				215871.2



Tổng tất cả các tầng				4104093
----------------------	--	--	--	---------

**Bảng 3.37: Giá trị định hướng tính cho tòa nhà**

Qua bảng trên ta thấy kết quả ta tính được gần bằng giá trị tính toán theo phương pháp carrier cho tòa nhà (3393795 W)

### CHƯƠNG 3 THÀNH LẬP VÀ TÍNH TOÁN SƠ ĐỒ ĐIỀU HOÀ KHÔNG KHÍ

#### 3.1 Thiết lập tính toán sơ đồ.

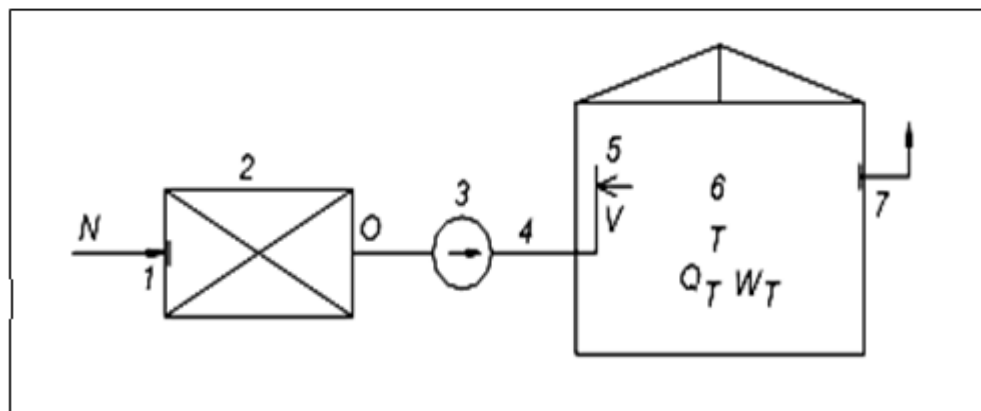
##### 3.1.1 Thành lập sơ đồ điều hoà không khí.

Sơ đồ điều hoà không khí được thiết lập dựa trên kết quả tính toán cân bằng nhiệt ẩm, đồng thời thoả mãn các yêu cầu về tiện nghi của con người và yêu cầu công nghệ, phù hợp với điều kiện khí hậu. Việc thành lập sơ đồ điều hoà phải căn cứ trên các kết quả tính toán như nhiệt hiện, nhiệt ẩm của phòng. Nhiệm vụ của việc lập sơ đồ điều hoà không khí là xác lập quá trình xử lý không khí trên ẩm độ t- d, lựa chọn các thiết bị và tiến hành kiểm tra các điều kiện như nhiệt độ động sương, điều kiện vệ sinh, lưu lượng không khí qua dàn lạnh.

Trong điều kiện cụ thể mà ta có thể chọn các sơ đồ: sơ đồ thẳng, sơ đồ điều hoà không khí 1 cấp, tuần hoà không khí 2 cấp. Chọn và thành lập sơ đồ điều hoà không khí là một bài toán kinh tế, kĩ thuật. Mỗi sơ đồ đều có ưu điểm đặc trưng, tuy nhiên dựa vào đặc điểm của công trình và tầm quan trọng của hệ thống điều hoà mà ta quyết định lựa chọn hợp lý.

##### 3.1.1.1 Sơ đồ thẳng:

Sơ đồ nguyên lý của hệ thống:





### Hình 3.1.1.1 Sơ đồ điều hòa không khí thẳng.

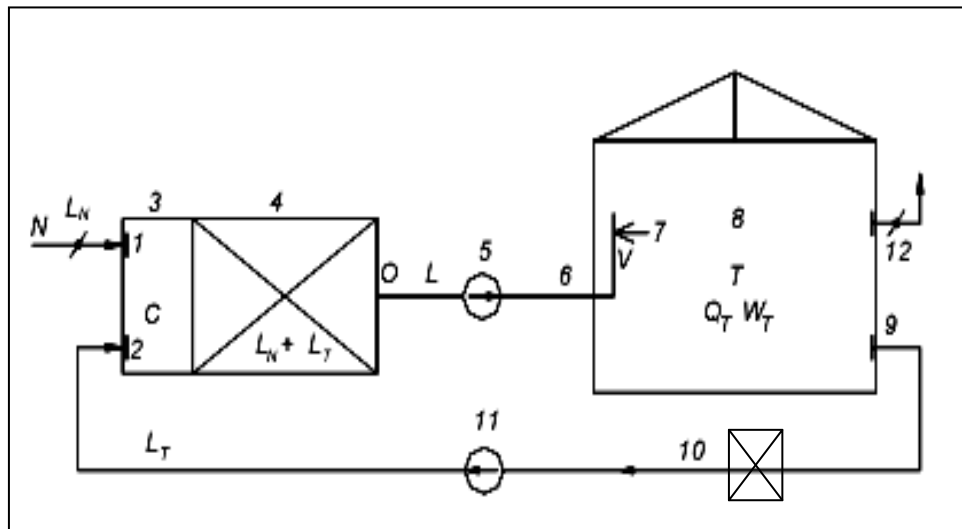
*Hệ thống này hoạt động theo sơ đồ nguyên lý sau:*

không khí ngoài trời sau khi qua xử lý nhiệt ẩm được cấp vào phòng điều hòa và được thải thẳng ra ngoài tức là không có sự tái tuần hoàn không khí từ phòng về thiết bị xử lý không khí.

Sơ đồ này thường được sử dụng trong các không gian điều hòa có phát sinh chất độc, các phân xưởng sản xuất độc hại, phát sinh mùi hôi thối, các cơ sở y tế...

### 3.1.1.2 Sơ đồ điều hoà không khí tuần hoàn 1 cấp.

Sơ đồ nguyên lý điều hoà không khí 1 cấp :



**Hình 3.1.1.2 A -Sơ đồ nguyên lý điều hoà không khí 1 cấp**

- |                       |                  |                        |
|-----------------------|------------------|------------------------|
| 1. Cửa lấy gió tươi   | 5. Quạt hút gió  | 9. Miệng hút           |
| 2. Miệng gió hồi      | 6. Kênh dẫn gió  | 10. Lọc bụi            |
| 3. Buồng hòa trộn     | 7. Miệng thổi    | 11. Quạt hút gió       |
| 4. TB Xử lý không khí | 8. Phòng điều hò | 12. Miệng hút gió thải |



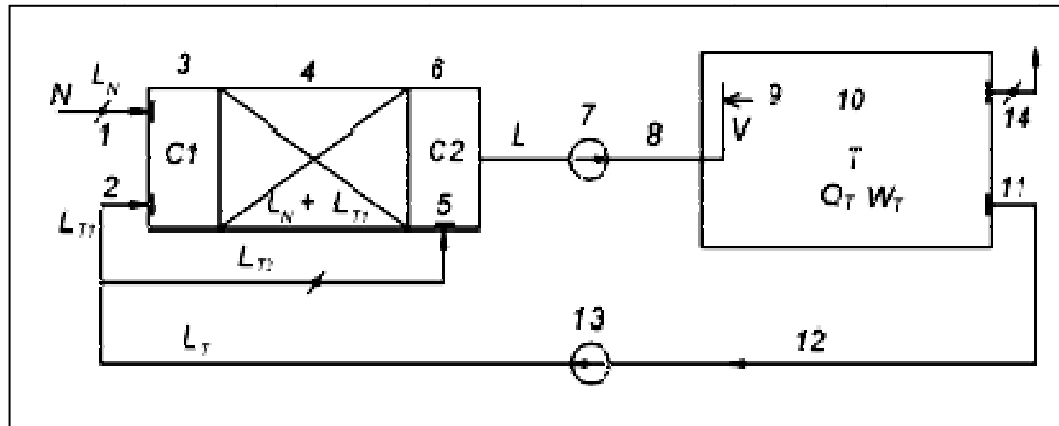
*Nguyên lý làm việc của hệ thống như sau:*

Không khí ngoài trời có trạng thái N ( $t_N, \varphi_N$ ) qua cửa lấy gió đi vào buồng hoà trộn 2. Tại đây diễn ra quá trình hoà trộn giữa không khí ngoài trời và không khí tuần hoàn có trạng thái T ( $t_T, \varphi_T$ ). Không khí sau khi hoà trộn có trạng thái H ( $t_H, \varphi_H$ ) được xử lý trong thiết bị cho đến trạng thái O  $\equiv$  V và được quạt thổi không khí vào trong phòng. Không khí ở trong phòng có trạng thái T được quạt hút qua thiết bị lọc bụi, một phần không khí được tái tuần hoàn trở lại, phần còn lại được thải ra ngoài.

### 3.1.1.3 Sơ đồ tuần hoàn không khí 2 cấp .

Sơ đồ tuần hoàn 2 cấp nó có thể khắc phục được những nhược điểm của sơ đồ tuần hoàn 1 cấp. Nó cũng thường được sử dụng cho điều hòa tiện nghi khi nhiệt độ thổi vào quá thấp, không đảm bảo tiêu chuẩn vệ sinh. Ngoài ra nó còn được sử dụng rộng rãi trong các phân xưởng sản xuất như: nhà máy dệt, thuốc lá... Tuy vậy so với sơ đồ tuần hoàn 1 cấp thì chi phí đầu tư lớn hơn nhiều.

Sơ đồ nguyên lý của hệ thống:



**Hình 3.1.1.3 Sơ đồ điều hòa không khí 2 cấp.**

Sơ đồ này được sử dụng nhằm tiết kiệm năng lượng trong trường hợp cần tăng độ ẩm không khí trong phòng.

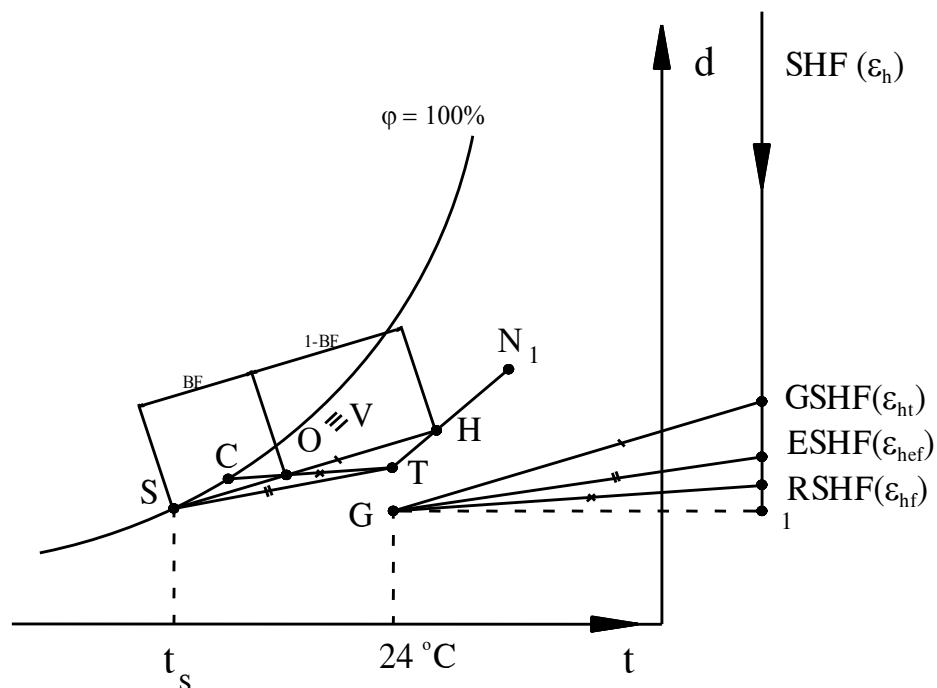




Việc phun ẩm bổ sung có thể áp dụng cho bất cứ dạng sơ đồ nào và đem lại hiệu quả nhiệt cao hơn năng suất lạnh và gió đều giảm. Tuy nhiên phải bố trí thêm thiết bị phun ẩm bổ sung ở trong phòng nên sẽ phải có thêm chi phí bổ sung cho thiết bị phun ẩm. Chính vì vậy trong thực tế nó chỉ được áp dụng cho các phòng nhỏ và các phòng có nhu cầu đặc biệt về độ ẩm.

**Kết luận:** Qua phân tích đặc điểm của công trình :”**Tòa nhà Pacific Place**“ ta thấy “**sơ đồ tuần hoàn không khí 1 cấp**” là phù hợp nhất. Nó vừa đảm bảo yêu cầu kỹ thuật vừa đảm bảo tính kinh tế cho công trình. Chính vì vậy mà ta chọn sơ đồ này để tính toán thiết kế hệ thống điều hòa không khí cho công trình này.

### 3.2 Các bước tính toán sơ đồ tuần hoàn một cấp.



**Hình 3.2 Sơ đồ tuần hoàn một cấp với các hệ số nhiệt hiện, hệ số đi vòng.**

Sơ đồ tuần hoàn một cấp với các điểm  $N$ ,  $T$ ,  $H$ ,  $O$ ,  $V$ ,  $S$ , cùng các hệ số nhiệt hiện, hệ số đi vòng, tính toán sơ đồ một cấp thực hiện theo các bước sau:



- Xác định toàn bộ lượng nhiệt thừa hiện và ẩn của không gian điều hòa do gió tươi mang vào,
- Xác định tổng lượng nhiệt hiện,
- Xác định tổng lượng nhiệt ẩn,
- Xác định tổng lượng nhiệt ẩn và thừa của không gian cần điều hòa,
- Xác định hệ số đi vòng,
- Tính  $\varepsilon_{hf}$ ;  $\varepsilon_{ht}$  và  $\varepsilon_{hef}$ ,
- Xác định điểm: T ( $t_T$ ,  $\varphi_T$ ), N( $t_N$ ,  $\varphi_N$ ), G( 24°C, 50%)
- Qua T kẻ đường song song với G-  $\varepsilon_{hef}$  cắt  $\varphi = 100\%$  tại S, ta xác định được nhiệt độ đọng sương  $t_s$ ,
- Qua S kẻ song song với G-  $\varepsilon_{ht}$  cắt đường NT tại H, xác định được điểm hòa trộn H,

- Qua T kẻ đường song song với G-  $\varepsilon_{hf}$  cắt đường SH tại O. Khi bỏ qua tổn thất nhiệt từ quạt gió và từ đường ống gió ta có V=O là điểm thổi vào.

Hiệu nhiệt độ phòng và nhiệt độ thổi vào:

$$\Delta t_{VT} = t_T - t_V$$

$\Delta t_{VT} < 10K$  : đạt tiêu chuẩn vệ sinh

Nếu hiệu nhiệt độ thổi vào đạt yêu cầu, tiến hành tính toán lưu lượng không khí qua dàn lạnh bằng biểu thức:

Để xác định được lưu lượng không khí qua dàn lạnh ta sử dụng biểu thức:

$$L = \frac{Q_{hef}}{1,2.(t_T - t_s).(1 - \varepsilon_{BF})}, l/s$$

Trong đó:

L: Lưu lượng không khí, l/s.

$Q_{hef}$ : Nhiệt hiện hiệu dụng của phòng, W

$t_T$ ,  $t_s$ : Nhiệt độ trong phòng và nhiệt độ đọng sương, °C

$\varepsilon_{BF}$ : Hệ số đi vòng.



Lưu lượng không khí  $L$  là lượng không khí cần thiết để dập nhiệt thừa và ảm thừa của phòng điều hòa, đó cũng chính là lưu lượng không khí đi qua dàn lạnh sau khi hòa trộn. Ngoài ra căn cứ vào nó ta có thể tính kiểm tra năng suất lạnh của hệ thống điều hòa không khí:

$$Q_o = G.(I_H - I_V) , \text{ kW}.$$

Trong đó:

$G$ : Lưu lượng không khí qua dàn lạnh:

$$G = \rho .L , \text{ kg/s}.$$

$\rho$ : Khối lượng riêng của không khí,  $\rho = 1,2 \text{ kg/m}^3$ .

$L$ : Lưu lượng thể tích của không khí:

$$L = L_N + L_T , \text{ m}^3/\text{s}$$

$L_N$ : Lượng khí tươi cấp vào.

$L_T$ : Lượng không khí tái tuần hoàn.

$I_H$ : entanpy không khí tại điểm hòa trộn (không khí vào dàn lạnh),  $\text{kJ/kg}$

$I_V$ : entanpy không khí tại điểm thổi vào không gian điều hòa (không khí ra khỏi dàn lạnh),  $\text{kJ/kg}$ .

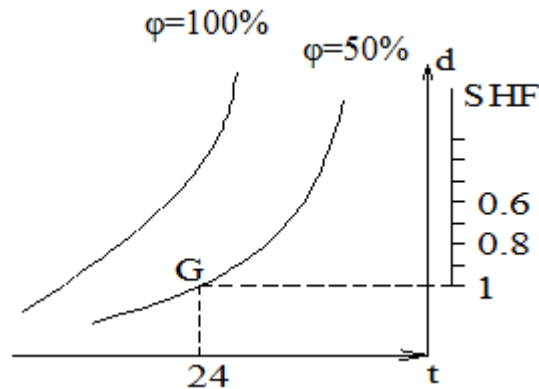
Lưu lượng không khí  $L$  cần thiết để dập nhiệt hiện và nhiệt ảm của các phòng điều hòa, đó cũng là lưu lượng không khí đi qua dàn lạnh sau khi được hòa trộn.

### 3.2.1 Lập sơ đồ ĐHKK tuần hoàn 1 cấp cho tầng 1.

#### 3.2.1.1 Điểm gốc và hệ số nhiệt hiện SHF ( $\epsilon_h$ ) .

Điểm gốc  $G$  xác định trên ẩm đồ là điểm có trạng thái ( $t=24^\circ\text{C}$ ,  $\phi=50\%$ ).

Thang chia hệ số nhiệt hiện ( $\epsilon_h$ ) đặt ở bên phải ẩm đồ.



**Hình 3.2.1.1 Ấm độ điều hòa không khí**

### 3.2.1.2 Hệ số nhiệt hiện phòng RSHF ( $\epsilon_{hf}$ ).

Hệ số nhiệt hiện phòng RSHF ( $\epsilon_{hf}$ ) là tỷ số giữa thành phần nhiệt hiện trên tổng thành phần nhiệt hiện và ẩn của phòng chưa tính đến thành phần nhiệt hiện và nhiệt ẩn do gió tươi và gió lọt mang vào không gian điều hòa.

$$\epsilon_{hf} = \frac{Q_{hf}}{Q_{hf} + Q_{af}}$$

Trong đó:

$Q_{hf}$ : Tổng nhiệt hiện của phòng (không có nhiệt hiện của gió tươi), W.

$Q_{af}$ : Tổng nhiệt ẩn của phòng (không có nhiệt ẩn của gió tươi), W.

Hệ số nhiệt hiện phòng biểu diễn tia quá trình tự biến đổi không khí trong buồng lạnh V – T. Như vậy so sánh với đồ thị I – d thì  $\epsilon_{hf}$  hoàn toàn tương tự như tia quá trình trên đồ thị I – d. Sau khi xác định được  $\epsilon_{hf}$  kẻ đường G-  $\epsilon_{hf}$  rồi từ T kẻ đường song song với đường G-  $\epsilon_{hf}$  gặp đường  $\phi = 100\%$  thì điểm V sẽ nằm trên đoạn CT với  $\phi \approx 90 \div 100\%$  tùy theo diện tích và hiệu quả trao đổi nhiệt ẩm của dàn lạnh.

#### ❖ Tính ví dụ cho tầng 1 tòa nhà:

Từ kết quả tính toán tải nhiệt ta có:

- Tổng nhiệt hiện của phòng (không có nhiệt hiện của gió tươi) là:

$$Q_{hf} = Q_h - (Q_{hN} + Q'_{sh})$$



$$= 202599 - (39218 + 24310.59) = 139071 \text{ W}$$

- Tổng nhiệt ẩn của phòng (không có nhiệt ẩn của gió tươi là:

$$\begin{aligned} Q_{af} &= Q_a - (Q_{aN} + Q'_{sa}) \\ &= 205256 - (100057,6 + 54878) = 50530 \text{ W} \end{aligned}$$

Vậy theo công thức (3.10), hệ số nhiệt hiện phòng RSHF ( $\varepsilon_{hf}$ ) là:

$$\begin{aligned} \varepsilon_{hf} &= \frac{Q_{hf}}{Q_{hf} + Q_{af}} \\ &= \frac{139071}{139071 + 50530} = 0,7343 \end{aligned}$$

### 3.2.3.3. Hệ số nhiệt hiện tổng GSHF ( $\varepsilon_{ht}$ ).

Hệ số nhiệt hiện phòng GSHF ( $\varepsilon_{ht}$ ) là tỷ số giữa thành phần nhiệt hiện trên tổng thành phần nhiệt hiện và ẩn của phòng có tính đến thành phần nhiệt hiện và nhiệt ẩn do gió tươi và gió lọt mang vào không gian điều hòa.

$$\varepsilon_{ht} = \frac{Q_h}{Q_h + Q_a} = \frac{Q_h}{Q_t}$$

Trong đó:

$Q_h$ : Thành phần nhiệt hiện có kể đến phần nhiệt hiện do gió tươi và do gió lọt đem vào, W

$Q_t$ : Tổng nhiệt hiện và nhiệt ẩn có kể đến phần nhiệt do gió tươi và gió lọt đem vào, hay chính là tổng nhiệt thừa:  $Q_t = Q_0$ , W.

Hệ số nhiệt hiện tổng chính là độ nghiêng của tia quá trình từ điểm hòa trộn H đến điểm thổi vào V. Sau khi xác định được  $\varepsilon_{ht}$  bằng tính toán, đánh dấu trên thang chia hệ số nhiệt hiện rồi nối tia G -  $\varepsilon_{ht}$ . Từ điểm H kẻ đường song song với G -  $\varepsilon_{ht}$  cắt đường  $\phi = 100\%$  tại S thì S chính là điểm đọng sương của thiết bị. Còn điểm thổi vào V chính là giao điểm của HS và CT.

#### ❖ Tính ví dụ cho tầng 1 tòa nhà:

Từ kết quả tính toán tải nhiệt ở mục 3.2.1.2 ta có:

- Thành phần nhiệt hiện có kể đến phần nhiệt hiện do gió tươi và do gió lọt đem vào:



$$Q_h = 202599 \text{ W}$$

$$Q_{\hat{a}} = 205256 \text{ W}$$

- Tổng nhiệt hiện và nhiệt ẩn có kể đến phần nhiệt do gió tươi gió lọt đem vào:

$$Q_t = Q_o = Q_h + Q_{\hat{a}} = 407855 \text{ W}$$

Vậy theo công thức (3.2.3.3), Hệ số nhiệt hiện tổng GSHF ( $\varepsilon_{ht}$ ) là:

$$\begin{aligned}\varepsilon_{ht} &= \frac{Q_h}{Q_h + Q_{\hat{a}}} = \frac{Q_h}{Q_t} \\ &= \frac{202599}{407855} = 0,50\end{aligned}$$

#### 3.2.3.4. Hệ số đi vòng bypass ( $\varepsilon_{BF}$ ).

Xác định hệ số đi vòng  $\varepsilon_{BF}$  (Bypass Factor): Là tỉ số giữa lượng không khí đi qua dàn lạnh nhưng không trao đổi nhiệt ẩm với tổng lượng không khí thổi qua dàn. Hệ số này được chọn theo bảng 3.22[1] tr 199.

Hệ số đi vòng bypass  $\varepsilon_{BF} = 0,15$ .

#### 3.2.3.5 Hệ số nhiệt hiện hiệu dụng ESHF ( $\varepsilon_{hef}$ )

Hệ số nhiệt hiện hiệu dụng ESHF ( $\varepsilon_{hef}$ ): Là tỷ số giữa nhiệt hiện hiệu dụng của phòng và nhiệt hiện tổng hiệu dụng của phòng:

$$\varepsilon_{ht} = \frac{Q_{hef}}{Q_{hef} + Q_{\hat{a}ef}} = \frac{Q_{hef}}{Q_{ef}}$$

Trong đó:

$Q_{hef}$ : Nhiệt hiện hiệu dụng của phòng ERSN

$$Q_{hef} = Q_{hf} + \varepsilon_{BF} \cdot Q_{hN}$$

$Q_{\hat{a}ef}$ : Nhiệt ẩn hiệu dụng của phòng ERLH

$$Q_{\hat{a}ef} = Q_{\hat{a}f} + \varepsilon_{BF} \cdot Q_{\hat{a}N}$$

$Q_{hN}$ : Nhiệt hiện gió tươi mang vào, W.

$Q_{\hat{a}N}$ : Nhiệt ẩn gió tươi mang vào, W.



Hệ số nhiệt hiện hiệu dụng dùng để xác định điểm động sương S khi kẻ đường song song với  $G-\varepsilon_{\text{hef}}$  qua điểm T thì S chính là giao điểm của nó với đường  $\varphi = 100\%$  .

❖ **Tính ví dụ cho tầng 1 tòa nhà:**

- Nhiệt hiện hiệu dụng của phòng ERSH,  $Q_{\text{hef}}$ :

$$Q_{\text{hef}} = Q_{\text{hf}} + \varepsilon_{\text{BF}} \cdot Q_{\text{hN}}$$

$$= 139071 + 0,15 \cdot 39218 = 144953 \text{ W}$$

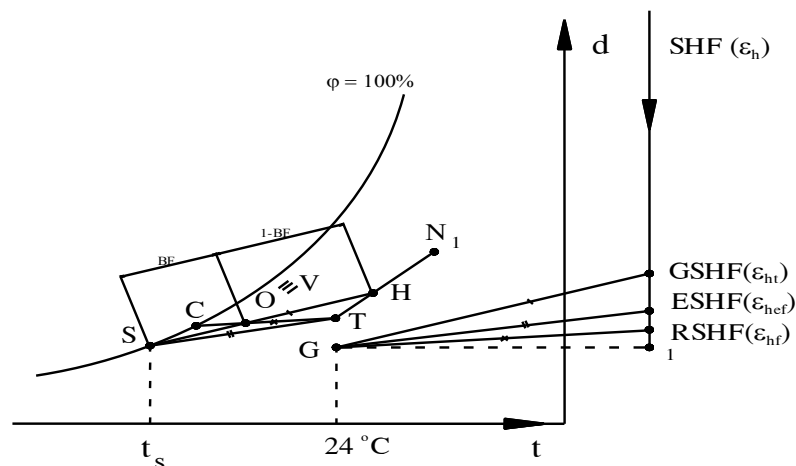
- Nhiệt ẩn hiệu dụng của phòng ERLH,  $Q_{\text{aef}}$ :

$$\begin{aligned} Q_{\text{äef}} &= Q_{\text{âf}} + \varepsilon_{\text{BF}} \cdot Q_{\text{âN}} \\ &= 9360 + 0,05 \cdot 28080 = 65339 \text{ W} \end{aligned}$$

Vậy theo công thức (3.2.3.5), hệ số nhiệt hiện hiệu dụng ESHF ( $\epsilon_{\text{hef}}$ ) là:

$$\begin{aligned}\mathcal{E}_{hef} &= \frac{Q_{hef}}{Q_{hef} + Q_{\hat{a}ef}} = \frac{Q_{hef}}{Q_{ef}} \\ &= \frac{144953}{144953 + 65339} = 0,69\end{aligned}$$

Sau đây ta sẽ biểu diễn sơ đồ tuần hoàn 1 cấp với các hệ số nhiệt hiện hệ số đi vòng và cách xác định các điểm nút của sơ đồ trên đồ thị t-d:



**Hình 3.2 Sơ đồ tuần hoàn 1 cấp với các hệ số nhiệt hiện, hệ số đi vòng và quan hệ qua lại với các điểm H, T, O, S,N.**



### 3.2.3.6. Nhiệt độ động sương của thiết bị.

Nhiệt độ động sương của thiết bị là nhiệt độ mà khi ta tiếp tục làm lạnh hỗn hợp không khí tái tuần hoàn và không khí tươi. Đường  $\varepsilon_{ht}$  cắt đường  $\varphi = 100\%$  tại S thì điểm S chính là điểm động sương và nhiệt độ  $t_s$  là nhiệt độ động sương của thiết bị.

Nhiệt độ động sương của thiết bị được xác định theo hệ số  $\varepsilon_{hef}$  tra theo bảng 3.24 [1]. Hoặc xác định trên ẩm đồ ta có  $t_s = 16^\circ\text{C}$ .

#### ❖ Tính ví dụ cho tầng 1 tòa nhà:

- Xác định các điểm trạng thái không khí trên ẩm đồ:

T (25,65); N (32.8, 66); G(24, 50);

- Đánh dấu trên trục SHF các giá trị vừa tìm được:  $\varepsilon_{hf}$ ,  $\varepsilon_{ht}$ ,  $\varepsilon_{hef}$

- Qua T kẻ đường song song với G-  $\varepsilon_{hef}$  cắt  $\varphi = 100\%$  ở S(16, 100), xác định được nhiệt độ động sương của thiết bị:

$$t_s = 16^\circ\text{C}$$

- Qua S kẻ đường song song với G-  $\varepsilon_{ht}$  cắt đường NT tại H, xác định được điểm hòa trộn H(29, 67).

### 3.2.3.7. Nhiệt độ không khí sau dàn lạnh.

Nhiệt độ không khí sau dàn lạnh  $t_o \equiv t_v$  có thể xác định được theo biểu thức:

$$t_o \equiv t_v = t_s + \varepsilon_{BF} \cdot (t_H - t_s). \quad (3.13)$$

Trong đó:

$t_H$ : Nhiệt độ điểm hòa trộn  $t_H$  có thể xác định bằng biểu thức:

$$t_H = \frac{G_N \cdot t_N + G_T \cdot t_T}{G}$$

$t_N$ ,  $t_T$ : Nhiệt độ không khí ngoài và trong nhà,  $^\circ\text{C}$ .

$G_N$ ,  $G_T$ ,  $G$ : Lưu lượng không khí tươi, không khí tái tuần hoàn và tổng, kg/s.





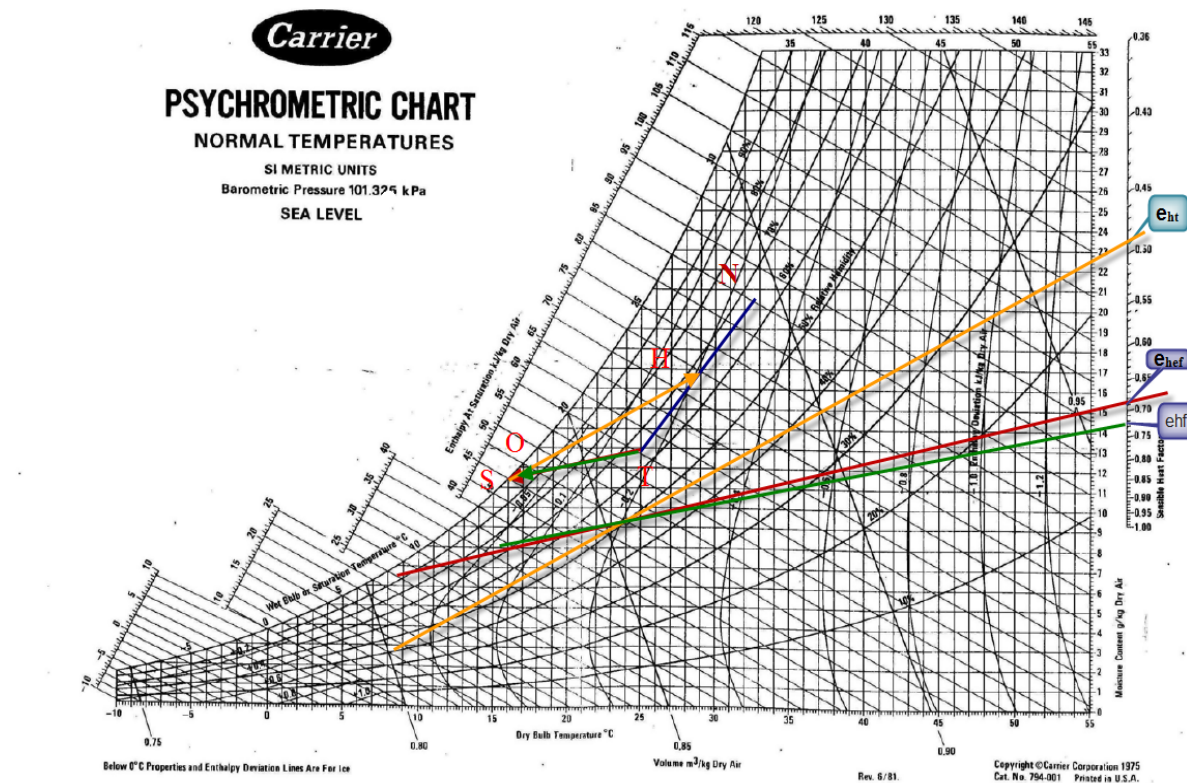
$$G = G_N + G_T$$

Hoặc có thể sử dụng ẩm đồ để tra sau khi đã xác định được các điểm nút và các hệ số nhiệt hiện.

### ❖ Tính ví dụ cho tầng 1 tòa nhà:

Ta sử dụng phương pháp tra ẩm đồ:

Qua T kẻ đường song song với G -  $\epsilon_{hf}$  cắt đường SH tại O. Khi bỏ qua tổn thất nhiệt từ quạt gió và đường ống gió ta có  $O \equiv V$  là điểm thổi vào. Xác định được điểm thổi vào:  $O \equiv V(16,5, 98)$ .



### Xác định các điểm nút bằng ẩm đồ Carrier

Từ đó ta lập bảng thông số của các trạng thái như sau:

Trạng thái	Nhiệt độ [°C]	Độ ẩm [ %]	Âm dung [g/kg]	Entanpy [kJ/kg]
N	32,8	66	20,98	86,64



T	25,0	65	13,02	58,25
H	29	67	17,06	72,68
V	16,5	98	11,63	45,99
S	16	100	11,49	45,13

### 3.2.3.8. Xác định lưu lượng không khí qua dàn lạnh.

Sau khi tính toán và xác định được các thông số trên ta cần phải kiểm tra lại hiệu nhiệt độ phòng và nhiệt độ thổi vào:

$$\Delta t_{VT} = t_T - t_V$$

- Nếu  $\Delta t_{VT} \leq 10$  K thì đạt tiêu chuẩn vệ sinh và ta tiến hành tính toán lưu lượng gió.

- Nếu  $\Delta t_{VT} > 10$  K thì không đạt tiêu chuẩn vệ sinh cần phải sử dụng các biện pháp khác để giảm hiệu nhiệt độ thổi vào vì nhiệt độ thổi vào quá thấp sẽ ảnh hưởng đến sức khỏe con người. Sau đó kiểm tra lại rồi mới tiến hành tính lưu lượng không khí qua dàn lạnh.

#### ➤ Xác định lưu lượng không khí:

Để xác định được lưu lượng không khí qua dàn lạnh ta sử dụng biểu thức:

$$L = \frac{Q_{hef}}{1,2 \cdot (t_T - t_S) \cdot (1 - \varepsilon_{BF})}, l/s \quad (3.14)$$

Trong đó:

L: Lưu lượng không khí, l/s.

$Q_{hef}$ : Nhiệt hiện hiệu dụng của phòng, W

$t_T, t_S$ : Nhiệt độ trong phòng và nhiệt độ đọng sương, °C

$\varepsilon_{BF}$ : Hệ số đi vòng.

Lưu lượng không khí L là lượng không khí cần thiết để dập nhiệt thừa và ẩn thừa của phòng điều hòa, đó cũng chính là lưu lượng không khí đi qua dàn lạnh sau khi hòa trộn. Ngoài ra căn cứ vào nó ta có thể tính kiểm tra năng suất lạnh của hệ thống điều hòa không khí:



$$Q_o = G.(I_H - I_V) , \text{ kW.} \quad (3.15)$$

Trong đó:

G: Lưu lượng không khí qua dàn lạnh:

$$G = \rho .L , \text{ kg/s.}$$

$\rho$ : Khối lượng riêng của không khí,  $\rho = 1,2 \text{ kg/m}^3$ .

L: Lưu lượng thể tích của không khí:

$$L = L_N + L_T , \text{ m}^3/\text{s}$$

$L_N$ : Lượng khí tươi cấp vào.

$L_T$ : Lượng không khí tái tuần hoàn.

$I_H$ : entanpy không khí tại điểm hòa trộn (không khí vào dàn lạnh), kJ/kg

$I_V$ : entanpy không khí tại điểm thổi vào không gian điều hòa (không khí ra khỏi dàn lạnh), kJ/kg.

#### ❖ Tính ví dụ cho tầng 1 tòa nhà:

- Kiểm tra điều kiện đảm bảo tiêu chuẩn vệ sinh:

Ta có T(25, 65); V(16,5, 98)

$$\Delta t_{VT} = t_T - t_V = 25 - 16,5 = 8,5$$

Vậy  $\Delta t_{VT} \leq 10 \text{ K}$  thỏa mãn điều kiện đảm bảo tiêu chuẩn vệ sinh.

- Xác định lưu lượng không khí:

Thay các thông số đã tìm được vào trong biểu thức (3.14) ta có:

$$L = \frac{144953}{1,2.(25-16).(1-0,15)} = 15790 \text{ l/s}$$

$$G = L . \rho = 15790 . 1,2 . 10^{-3} = 18,95 \text{ kg/s}$$

- Tính kiểm tra năng suất lạnh của hệ thống điều hòa không khí:

$$Q_o = G.(I_H - I_V) , \text{ kW.}$$

$$= 18,95 . (72,68 - 45,99) = 505,7 \text{ kW}$$



Từ kết quả trên ta thấy: năng suất lạnh yêu cầu dựa vào lưu lượng không khí yêu cầu ( $Q_0 = 505,7 \text{ kW}$ ) sấp xỉ năng suất lạnh tính toán ở chương 2 ( $Q_0 = Q_t = 507 \text{ kW}$ ). Sự khác biệt trên là do sai số trong khi tính toán và sự chênh lệch khi chọn các thông số tính toán giữa 2 cách tính trên. Tuy nhiên để đảm bảo hệ thống có thể hoạt động tốt trong mọi trường hợp tải thay đổi, môi trường bên ngoài thay đổi thì ta chọn giá trị  $Q_0 = 507 \text{ kW}$  để tính toán và chọn máy.

Các tầng khác tính tương tự và cho kết quả trong **bảng 3.2.1** và **bảng 3.2.2**

## CHƯƠNG 4 CHỌN TỔ MÁY LẠNH VÀ THIẾT BỊ CHO HỆ THỐNG

### 4.1 Giới thiệu về hệ thống chiller.

#### 4.1.1 Phân loại chiller.

Có nhiều cách để phân loại chiller, đó là dựa vào loại máy nén sử dụng, cách thức giải nhiệt, lĩnh vực phục vụ là thương mại hay công nghiệp... Tuy nhiên để phân loại chiller dễ dàng nhất đó là dựa vào chu kỳ tuần hoàn của môi chất lạnh. Theo cách này ta có thể phân chiller làm 2 loại chủ yếu: chiller với chu kỳ nén hơi và chiller hấp thụ.



**Chiller hấp thụ**



**Chiller nén hơi (chiller máy nén li tâm)**

**Hình 4.1.1: Hai loại chiller chủ yếu**

Chiller hấp thụ sử dụng các loại nhiên liệu thay thế như hơi nóng, nước



nóng, các loại gas...để làm nguồn nhiệt truyền động cho quá trình tuần hoàn của môi chất trong chiller.

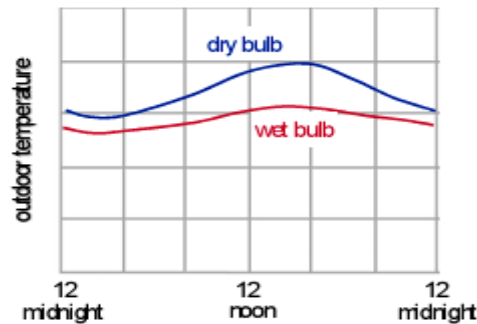
Chiller nén hơi sử dụng điện năng để vận hành máy nén làm nguồn năng lượng truyền động cho quá trình tuần hoàn của môi chất trong chiller. Theo đó ta có các loại chiller có công suất khác nhau sử dụng các loại máy nén khác nhau.

#### 4.1.2 So sánh giữa chiller giải nhiệt gió và chiller giải nhiệt nước.

Chiller giải nhiệt gió	Chiller giải nhiệt nước
<ul style="list-style-type: none"> <li>- Công suất 7.5-500tons (25-1580kW).</li> <li>- Hệ thống gọn nhẹ, đơn giản, dễ thi công, lắp đặt và vận hành.</li> <li>- Giá thành thấp.</li> <li>- Dàn ngưng to, cồng kềnh.</li> <li>- Chỉ số COP bé (bằng 2.8) nên điện năng tiêu thụ lớn.</li> <li>- Nhiệt độ ngưng tụ của môi chất phụ thuộc vào điều kiện khí hậu nên hiệu suất không cao, và không chủ động theo ý muốn cá nhân.</li> <li>- Ít yêu cầu bảo trì, bảo dưỡng về việc xử lý nước, vệ sinh ống dàn ngưng, bảo trì tháp giải nhiệt, nước cấp cho tháp giải nhiệt, có thể hoạt động tốt với điều kiện khí hậu ngoài trời dưới <math>0^{\circ}\text{C}</math> (đối với xứ lạnh ở nước ngoài).</li> <li>- Tuổi thọ trung bình từ 15 đến 20 năm.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Công suất 10-3000tons (35-10500kW).</li> <li>- Hệ thống phức tạp hơn, khó thi công, lắp đặt và vận hành.</li> <li>- Giá đầu tư ban đầu cao.</li> <li>- Dàn ngưng nhỏ gọn.</li> <li>- Chỉ số COP cao (MN piston là 4.2, MN ly tâm tới 6.1) nên điện năng tiêu thụ bé hơn giải nhiệt bằng không khí.</li> <li>- Nhiệt độ ngưng tụ của môi chất thấp, không phụ thuộc điều kiện ngoài trời nên hiệu suất cao.</li> <li>- Cần có kế hoạch xử lý nước định kỳ cho tháp giải nhiệt, nếu không ống dàn ngưng sẽ bị bám bẩn, làm giảm hiệu suất hệ thống, và hư hỏng thiết bị; cần có bộ gia nhiệt cho nước cấp tháp giải nhiệt vào mùa đông (ở xứ lạnh) để tránh đóng băng đường nước</li> <li>- Tuổi thọ trung bình từ 20 đến 30 năm</li> </ul>



Việc phân tích trên chỉ mang tính tương đối, mỗi hệ thống đều có ưu và khuyết điểm nhất định. Hệ chiller giải nhiệt gió nhìn chung hiệu suất tuy không bằng chiller giải nhiệt nước nhưng nếu hoạt động nhiều ở chế độ non tải thì chiller giải nhiệt gió có hiệu suất gần bằng chiller giải nhiệt nước do nhiệt độ bầu khô của không khí biến đổi nhiều so với nhiệt độ bầu ướt của nước giải nhiệt dàn ngưng trong chiller giải nhiệt nước.



**Hình 4.1.2 Sự biến đổi của nhiệt độ bầu khô/bầu ướt theo thời điểm trong ngày**

Tuy xét riêng chiller, thì chiller giải nhiệt gió tiêu thụ nhiều điện năng hơn do COP bé (COP tỉ số giữa điện năng tiêu thụ kW điện và năng suất lạnh sinh ra Ton lạnh.  $\text{kW/ton} = 3,516/\text{COP}$ ), nhưng xét chung điện năng tiêu thụ của toàn hệ thống thì chi phí điện năng tiêu thụ của các thiết bị đi kèm như quạt, bơm nước cấp cho tháp giải nhiệt trong

hệ chiller giải nhiệt nước cũng đáng kể. Thực tế điện năng tiêu thụ của tháp giải nhiệt chỉ bằng 1/5 đến 1/10 điện năng tiêu thụ của chiller. Do vậy để chọn lựa loại chiller giải nhiệt gió hay nước ta cần đưa ra một bài toán phân tích kinh tế thật tỉ mỉ mới có thể quyết định được. Ở đây, do công suất lạnh của toàn hệ thống khá lớn nên chỉ có hệ chiller giải nhiệt nước mới thoả mãn được.

Trước đây theo ARI (*Air-conditioning & Refrigeration Institute*) Viện nghiên cứu về Điều hòa không khí và Kỹ thuật lạnh thì lưu lượng chuẩn qua bình bay hơi và dàn ngưng của chiller sử dụng quá trình nén ép hơi lần lượt là 2,4gpm/ton (0,043l/skW) và 3,0gpm/ton (0,054l/skW) (tham khảo bảng dưới).



electric-driven chiller	yesterday	today
evaporator flow rate	2.4 gpm/ton [0.043 L/s/kW]	1.5 gpm/ton [0.027 L/s/kW]
leaving chilled-water temperature	44°F [6.7°C]	41°F [5°C]
condenser flow rate	3.0 gpm/ton [0.054 L/s/kW]	2.0 gpm/ton [0.036 L/s/kW]
entering condenser-water temperature	85°F [29.4°C]	85°F [29.4°C]

**Bảng 4.1.3 Thông số về lưu lượng, nhiệt độ nước của chiller trước đây và hiện nay**

Tuy nhiên khuynh hướng ngày nay là giảm bớt lưu lượng nước cấp cho bình bay hơi và dàn ngưng, vì với cùng một công suất lạnh giữa lưu lượng nước cấp và độ chênh nhiệt độ giữa nước vào/ra chiller có mối quan hệ như sau:

$$Q_o = 500 \cdot Q_v \cdot \Delta t, \text{ Btu} / h$$

$$Q_o = 4,184 \cdot Q_v \cdot \Delta t, W$$

Trong đó:

$Q_o$ : công suất lạnh (Btu/h hay W)

$Q_v$ : lưu lượng nước (gpm hay l/s)

$\Delta t$ : độ chênh nhiệt độ ( $^{\circ}\text{F}$  hay  $^{\circ}\text{C}$ )

500 hay 4,184 là các hằng số chỉ khi sử dụng cho chất tải lạnh là nước.

Do đó nếu ta giảm được lưu lượng nước qua chiller thì với cùng một công suất lạnh thì độ chênh nhiệt độ sẽ tăng, tức là nước ra khỏi chiller sẽ có nhiệt độ thấp hơn so với lưu lượng tiêu chuẩn trước đây ( $5^{\circ}\text{C}$  thay vì  $6,7^{\circ}\text{C}$ ). Với lưu lượng nước giảm thì dẫn đến kích thước bơm, đường ống, hệ thống van, tháp giải nhiệt đều giảm tương ứng và điện năng tiêu thụ cũng sẽ giảm do đó cả chi phí đầu tư ban đầu và chi phí vận hành đều giảm đáng kể. Đây là một trong những biện pháp tiết kiệm năng lượng hiện nay theo tiêu chuẩn của ASHRAE 90.1-1999.





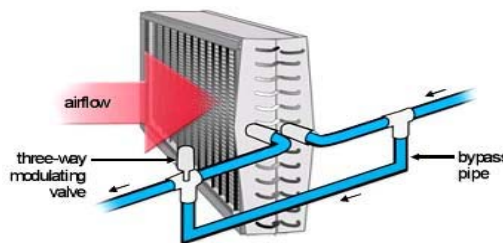
### 4.1.3 Phương pháp điều khiển lưu lượng nước tại các AHU.

Có 3 phương pháp điều khiển lưu lượng nước qua các AHU: sử dụng van 3 ngã, van 2 ngã, và van chặn-bypass. Tuy nhiên thường sử dụng van 2 ngã và van 3 ngã nên ở đây chỉ giới thiệu 2 loại van này.

#### a) Sử dụng van 3 ngã (*three-way modulating valve*)

Van 3 ngã dùng để điều tiết lưu lượng nước qua cuộn coil tại các AHU. Khi tải của hệ thống giảm, van sẽ điều tiết sao cho ít lưu lượng nước đi qua cuộn coil. Lượng nước dư sẽ đi qua ống bypass và hỗn hợp với dòng nước sau khi đi qua cuộn coil, kết quả là nhiệt độ nước về lại bình bay hơi sẽ giảm. Van 3 ngã có các đặc điểm sau:

- Nhiệt độ nước về lại bình bay hơi sẽ giảm khi tải giảm.
- Lưu lượng nước qua cuộn coil và qua ống bypass là không đổi ở mọi điều kiện của tải.
- Năng lượng bơm tiêu thụ là không đổi.
- Dễ cân bằng lưu lượng nước.



**Hình 4.1.4 AHU sử dụng van 3 ngã**

Chính vì tổng lưu lượng nước qua các AHU/FCU, cũng như tuần hoàn trong hệ thống là không đổi nên không thể tiết kiệm được năng lượng bơm do đó sử dụng van 3 ngã sẽ không giúp tiết kiệm năng lượng. Van 3 ngã thích hợp cho các chiller và hệ bơm có lưu lượng không đổi.

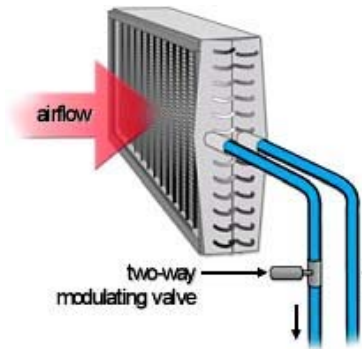
#### b) Sử dụng van 2 ngã (*two-way modulating valve*)

Van 2 ngã chỉ tiết lưu lượng nước qua các cuộn coil khi có yêu cầu về giảm





tải chứ không có đường bypass cho lượng nước lạnh dư. Cũng chính vì vậy mà không có sự hỗn hợp giữa các dòng nước vì thế nhiệt độ nước lạnh ra khỏi các cuộn coil hầu như không đổi với mọi điều kiện của tải (thực tế nhiệt độ có tăng đôi chút).



**Hình 4.1.5 AHU sử dụng van 2 ngã**

*Van 2 ngã có các đặc điểm sau:*

- Nhiệt độ nước vào/ra các cuộn coil hầu như không đổi.
- Lưu lượng nước qua các cuộn coil sẽ giảm khi tải giảm nên sẽ tiết kiệm được năng lượng bơm.
- Hơi khó cân bằng nước. Nếu sử dụng một đường bypass trong hệ thống sẽ giải quyết được vấn đề này.

Như vậy ta có thể sử dụng van 2 ngã trong hệ thống tuần hoàn của hệ chiller nhằm giảm điện năng tiêu thụ của hệ thống bơm nước cấp cho các AHU/FCU. Đối với hệ thống đơn giản và không có sử dụng điều khiển BMS (điều khiển tự động toàn hệ thống) thì người ta sử dụng van 2 ngã loại on/off.

#### **4.1.4 So sánh giữa chiller hoạt động với lưu lượng nước không đổi và thay đổi.**

Chiller hoạt động với lưu lượng nước thay đổi khi có giảm tải là loại chiller mới, phát triển gần đây. Hệ thống sử dụng kết hợp với cả bơm có khả năng thay đổi lưu lượng. Hệ chiller này tiết kiệm được nhiều điện năng tiêu thụ bởi chiller và bơm nước vào/ra chiller; tuy nhiên hệ thống hoạt động không ổn



định và việc vận hành hệ thống tắt/mở thêm chiller khi có giảm tải hoàn toàn không đơn giản. Vì hệ thống hoạt động ổn định thì hầu như không có sự thay đổi về nhiệt độ giữa nước vào ra các AHU nên không thể chỉ căn cứ vào cảm biến nhiệt độ mà có thể thao tác tắt/mở thêm máy. Muốn vận hành hệ thống được tốt cần phải có kiến thức toàn diện về hệ thống, khi cần thay đổi

tải phải xác định được tải của hệ thống (bằng hệ thống đo lưu lượng và nhiệt độ), phải biết được giới hạn trên và dưới cũng như mức độ thay đổi lưu lượng cho phép mà hệ thống có thể tương thích kịp thời. Nói tóm lại, hệ thống này rất khó sử dụng.

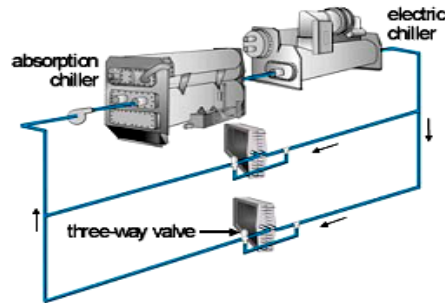
Chiller hoạt động với lưu lượng nước không đổi thích hợp với những hệ thống cũ, trước đây. Tuy nó không tiết kiệm được điện năng tiêu thụ của bơm nước về bình bay hơi khi có giảm tải, nhưng có thể cải tiến bằng sử dụng hệ thống chiller có lưu lượng nước thấp và sử dụng cấu trúc 2 vòng tuần hoàn (*primary-secondary configuration*) trình bày ở phần sau sẽ giúp tiết kiệm được điện năng tiêu thụ của bơm nước cấp cho các AHU/FCU khi có giảm tải. Loại chiller này sẽ có tính ổn định hơn và dễ dàng vận hành hơn.

#### **4.1.5 Phân tích một số sơ đồ cấu trúc của hệ chiller mắc nối tiếp và song song.**

Ở đây ta sẽ phân tích cấu trúc nối tiếp, song song và cấu trúc 2 vòng tuần hoàn của chiller hoạt động với lưu lượng nước không đổi.

##### **4.1.5.1 Chiller mắc nối tiếp.**

Hệ thống phải sử dụng van 3 ngã để đảm bảo lưu lượng nước tuần hoàn qua hệ thống là không đổi chính vì vậy mà lưu lượng qua mỗi chiller bằng lưu lượng nước của toàn bộ hệ thống, do đó kích thước ống phải lớn và có nhiều pass nước nên các chiller thường công kênh.



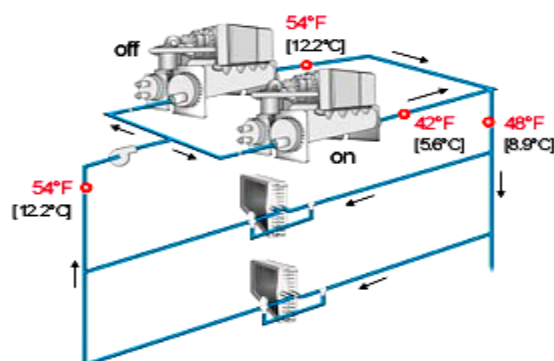
**Hình 4.1.6 : Hệ chiller mắc nối tiếp**

Tổn thất cột áp của bơm rất lớn vì phải đẩy nước qua các chiller mắc nối tiếp, chính vì vậy mà giá thành của hệ thống bơm cũng như chi phí điện năng là rất cao. Để giảm tổn thất này ta có thể sử dụng chiller với độ chênh nhiệt độ nước vào/ra lớn vì thế có thể giảm được lưu lượng qua bơm và chiller tức giảm được điện năng bơm tiêu thụ.

Với hệ nhiều chiller thì người ta thường bố trí mắc nối tiếp mỗi 2 chiller mắc song song. Ưu điểm của hệ mắc nối tiếp là có thể chọn một chiller làm chủ đạo để thực hiện làm lạnh nước, phần công suất còn lại giành cho chiller khác. Tuy nhiên nhược điểm rất lớn của hệ mắc nối tiếp là nếu có hư hỏng, hay thay thế thì phải ngừng toàn bộ hệ thống. Chính vì vậy mà ta sẽ không sử dụng hệ thống này.

#### 4.1.5.1 Chiller mắc song song.

❖ Dùng một bơm duy nhất.



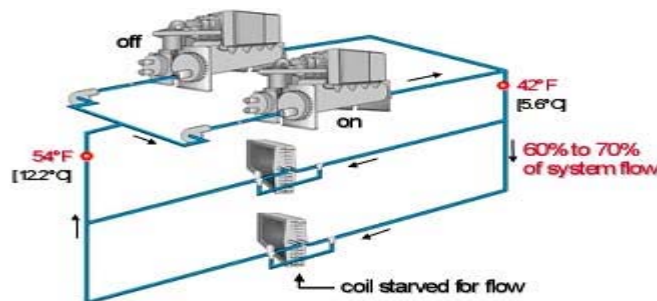
**Hình 4.1.5.1: Chiller dùng một bơm.**



Với hệ thống này thì bơm cứ tuần hoàn bơm nước qua 2 chiller bất kể có một chiller được tắt khi ở chế độ 50% tải. Kết quả là nước về với nhiệt độ  $54^{\circ}\text{F}$  sẽ đi qua chiller được tắt và hòa trộn với dòng nước qua chiller đang hoạt động có nhiệt độ là  $42^{\circ}\text{F}$  tạo thành dòng nước có nhiệt độ  $48^{\circ}\text{F}$  lớn hơn nhiệt độ nước ra khỏi chiller là  $6^{\circ}\text{F}$ . Việc gia tăng nhiệt độ nước ra khỏi chiller sẽ không đảm bảo được điều kiện nhiệt độ và độ ẩm mong muốn.

Để tránh nhiệt độ nước gia tăng khi một chiller không hoạt động ta có thể giảm bớt điểm nhiệt độ được cài đặt ở chiller đang hoạt động, tuy nhiên việc giảm nhiệt độ cài đặt cũng có những giới hạn nhất định và đặc biệt khi hệ thống có nhiều chiller mắc song song và có nhiều chiller cần được tắt. Do đó cấu trúc này ít sử dụng cho hệ có nhiều hơn 2 chiller.

#### ❖ Dùng các bơm độc lập.

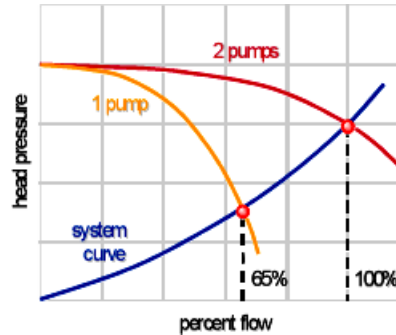


**Hình 4.1.5.2 Chiller dùng các bơm độc lập.**

Để tránh hiện tượng hòa trộn dòng khi có sự thay đổi về tải người ta đã sử dụng riêng từng bơm độc lập, và hoạt động của chiller bây giờ sẽ gắn liền với sự hoạt động của riêng bơm phục vụ cho chiller đó hay nói cách khác việc tắt/mở chiller bây giờ là việc tắt/mở của một cặp chiller-bơm. Tuy nhiên một vấn đề mới nảy sinh đó là lưu lượng sẽ thiếu hụt khi thay đổi tải. Lấy ví dụ khi hệ thống hoạt động dưới 50% tải, lúc này chỉ có một cặp chiller-bơm hoạt động, tổng lưu lượng qua hệ thống sẽ giảm đáng kể do lượng nước bị giữ lại trong cặp chiller-bơm bị tắt, thực tế lưu lượng trong hệ thống lúc này chỉ còn bằng 60-70% khi đầy tải. Do đó tất cả các AHU/FCU trong hệ thống sẽ nhận



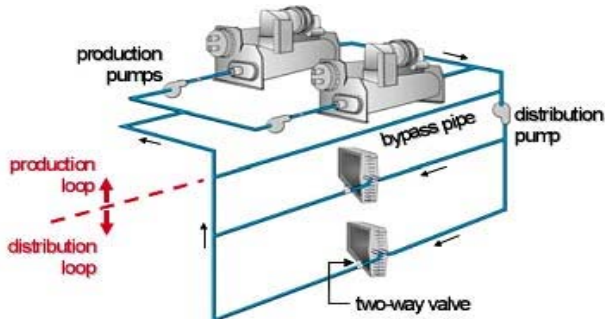
được ít lưu lượng nước hơn, có AHU thì nhận được đủ lưu lượng cần thiết, AHU thì nhận được ít hơn cần thiết và những AHU nằm xa, cần nhiều lưu lượng nước đôi khi không có lượng nước nào lưu thông qua.



**Hình 4.1.5.3 Sự thay đổi lưu lượng trong quá trình thay đổi tải của 2 chiller mắc song song.**

Theo hình trên ta thấy khi 2 chiller hoạt động đầy tải, lưu lượng sẽ là 100% so với thiết kế. Nhưng khi hệ thống giảm tải chỉ còn một cặp chiller-bơm hoạt động thì lưu lượng lúc này còn 65% so với tổng lưu lượng ban đầu. Vấn đề là khi tải tăng lên, cần cho cặp chiller-bơm hoạt động lại, lúc đó lưu lượng sẽ không tăng gấp đôi giá trị hiện hành mà sẽ tự cân bằng lại theo đường cong hoạt động của hệ thống, tức lưu lượng lại đạt đúng 100%. Nhưng do lưu lượng sẽ được chia đều cho 2 cặp chiller dẫn đến chiller đang hoạt động bị giảm lưu lượng đột ngột (giảm 15% từ 65% xuống còn 50%) việc này sẽ làm thay đổi nhiệt độ điều khiển và có thể dẫn đến chiller đó sẽ tự động được ngắt bởi các thiết bị bảo vệ. Để khắc phục điều này cần phải dự đoán trước việc tái hoạt động của cặp chiller-bơm để từ từ giảm tải cho chiller đang hoạt động rồi mới bắt đầu tiến hành tái hoạt động cho cặp chiller-bơm kế tiếp. Vì lý do đó hệ thống này ít khi được sử dụng trong các hệ thống lớn hơn.

❖ **Hệ thống 2 vòng tuần hoàn (*primary-secondary configuration*)**

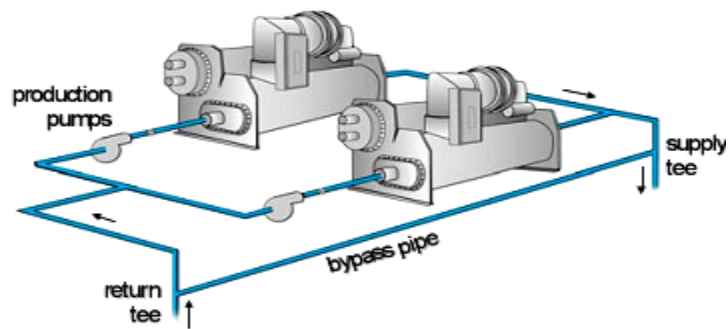


**Hình 4.1.5.4 : Chiller sử dụng 2 vòng tuần hoàn.**

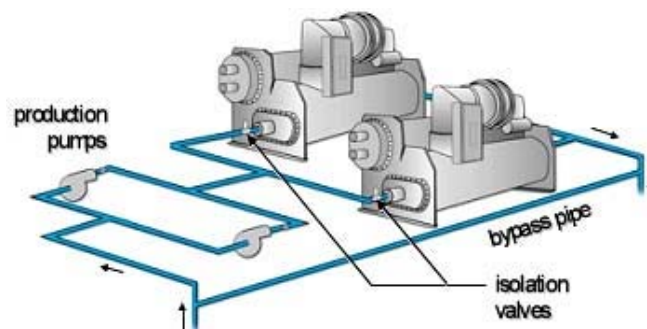
Để khắc phục tất cả các nhược điểm trên của hệ chiller mắc nối tiếp và song song thì cấu trúc này tỏ ra hiệu quả.

#### *Cấu tạo hệ thống*

Hệ thống có 2 vòng tuần hoàn nước, một vòng từ phần Tee hồi, qua bơm, chiller, Tee cấp và đường ống bypass và được gọi là vòng sơ cấp (*primary hay production loop*). Ở vòng sơ cấp ta có thể sử dụng từng chiller có công suất khác nhau nhưng phải đi kèm theo bơm riêng cho chiller đó, hoặc sử dụng các chiller, bơm có cùng công suất đối với cấu trúc hệ thống bơm có ống góp.



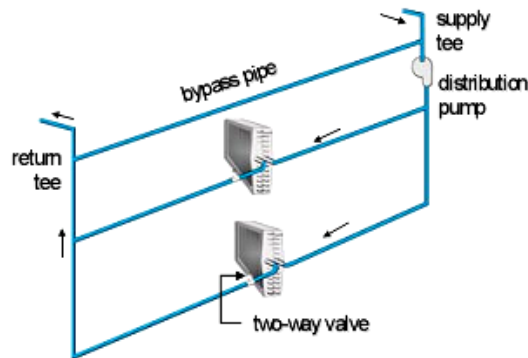
**Hình 4.1.5.4 Cấu trúc vòng sơ cấp với hệ thống bơm riêng lẻ.**





#### Hình 4.1.5.5 Cấu trúc vòng sơ cấp với hệ thống bơm có ống góp.

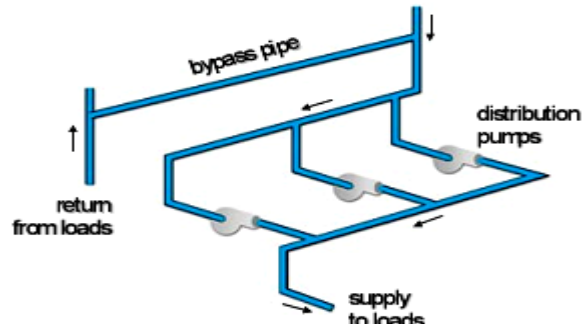
Vòng còn lại xuất phát từ Tee cấp, qua các cuộn coil trong các AHU/FCU rồi trở về Tee hồi và được gọi là vòng thứ cấp (*secondary hay distribution loop*). Ở vòng thứ cấp ta buộc phải dùng van 2 ngã để thực hiện dụng ý tiết kiệm năng lượng. Tuy nhiên ở vòng thứ cấp ta có thể sử dụng hệ thống nhiều bơm cấp mắc song song, hoặc hệ thống từng bơm cấp phục vụ cho từng nguồn tải riêng biệt.



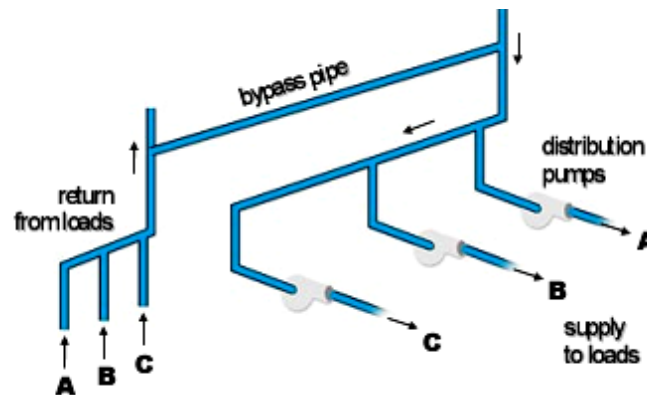
#### Hình 4.1.5.6 Cấu trúc vòng thứ cấp với các van 2 ngã.

Ưu điểm của hệ thống này đó là không những tách rời được 2 vòng tuần hoàn nhờ vào đường ống bypass trong hệ thống mà 2 hệ bơm còn hoạt động độc lập với nhau, bơm hồi của vòng sơ cấp được thiết kế với cột áp chỉ đủ thắng được trở lực trên đường ống trong bypass, đoạn đường ống từ Tee hồi đến hệ chiller, trở lực khi đi qua bình bay hơi của chiller và đoạn đường ống sau khi ra khỏi bình bay hơi và đến Tee cấp. Tương tự đối với bơm cấp của vòng thứ cấp cột áp của bơm cũng được chọn vừa đủ thắng được trở lực trên đoạn đường ống từ Tee cấp đến các cuộn coil trong các AHU/FCU, trở lực qua các cuộn coil và đoạn đường ống sau khi ra các AHU/FCU về Tee hồi. Chính vì việc tách rời 2 hệ thống bơm riêng biệt nên kích cỡ của bơm cũng như điện năng tiêu thụ của bơm sẽ giảm được một phần. Đối với hệ bơm của vòng thứ cấp ta có thể bố trí theo dạng có ống góp hay các bơm riêng lẻ





**Hình 4.1.5.7 Cấu trúc vòng thứ cấp với hệ bơm song song.**



**Hình 4.1.5.8 Cấu trúc vòng thứ cấp với hệ bơm riêng lẻ.**

Để tách biệt được 2 vòng tuần hoàn thì đường ống bypass là yếu tố trung tâm. Do nước sẽ chuyển động tự do, sự thay đổi lưu lượng trong vòng tuần hoàn này sẽ không ảnh hưởng đến lưu lượng trong vòng tuần hoàn khác. Rõ ràng để nước có thể tự nhiên chuyển động trong ống bypass khi có sự thay đổi về lưu lượng thì buộc trở lực trên đoạn ống này càng bé càng tốt. Chính vì vậy mà trên đoạn ống bypass này người ta sẽ không gắn van kiểm tra, vận tốc trong ống yêu cầu trong khoảng 3 đến 4,5m/s dựa vào lưu lượng thiết kế của chiller có lưu lượng lớn nhất trong hệ thống, ngoài ra đoạn ống không quá dài và thường bằng 5 đến 10 lần đường kính ống bypass để tránh hiện tượng hỗn hợp dòng giữa 2 vòng tuần hoàn.

*Nguyên lý hoạt động của hệ thống*

*Khi giảm tải*

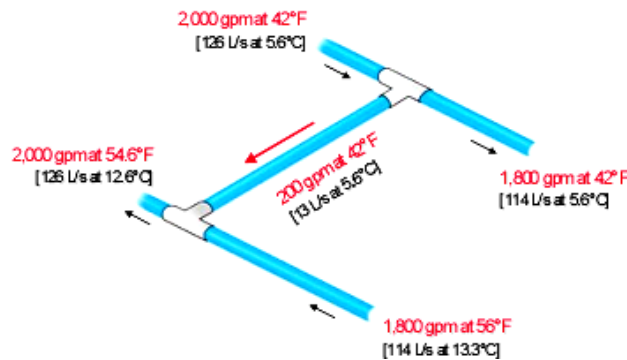
Hệ thống bơm cấp của vòng thứ cấp được trang bị bộ phận biến tần nhằm





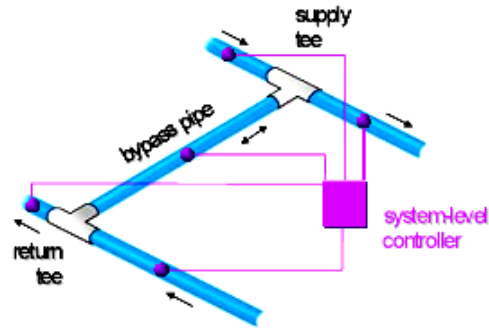
thay đổi tốc độ quay của bơm khi hệ thống hoạt động giảm tải. Khi hoạt động giảm tải, thông qua cảm biến nhiệt độ ở từng cuộn coil sẽ điều chỉnh van 2 ngã đóng bớt độ mở van, giảm lưu lượng nước qua cuộn coil. Lượng nước dư sẽ tự động di chuyển qua đoạn ống bypass và hòa trộn với dòng nước về chiller kết quả là nhiệt độ nước về hệ thống giảm, cảm biến nhiệt độ nơi đây sẽ xuất tín hiệu cho bơm cấp giảm vòng quay để giảm lưu lượng nước cấp chính vì thế mà tiết kiệm được năng lượng. Theo mặt lý thuyết, khi số vòng quay giảm 0,5 lần thì điện năng tiêu thụ của bơm sẽ giảm  $0,5^3 = 1,25 = 12,5\%$

Lấy ví dụ khi hệ thống giảm tải như sau: chiller sản xuất ra nước có lưu lượng 2000gpm và ở nhiệt độ  $42^{\circ}\text{F}$  nhưng do hệ thống đang giảm tải nên chỉ cần lưu lượng qua các AHU/FCU là 1800gpm. Lượng nước dư 200gpm ở nhiệt độ  $42^{\circ}\text{F}$  sẽ tự động di chuyển qua ống bypass và sẽ hòa trộn với dòng nước sau khi trao đổi nhiệt ẩm ở các AHU/FCU có lưu lượng 1800gpm ở nhiệt độ  $56^{\circ}\text{F}$ .



**Hình 4.1.5.9 Khi hệ thống giảm tải.**

Kết quả là tổng lưu lượng nước về chiller không đổi vẫn là 2000gpm nhưng ở nhiệt độ là  $54,6^{\circ}\text{F}$  (giảm từ  $56^{\circ}\text{F}$  đến  $54,6^{\circ}\text{F}$ ). Cảm biến nhiệt độ đặt ở trước và sau Tee hồi sẽ so sánh sự thay đổi nhiệt độ nước về này rồi xuất tín hiệu điều khiển giảm tải chiller. Tổng lưu lượng nước tuần hoàn trong vòng sơ cấp là không đổi.

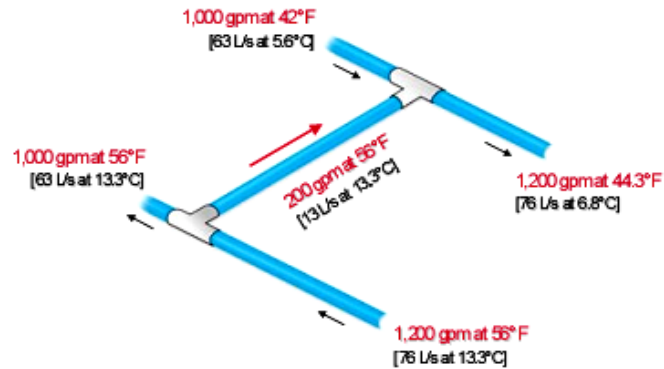


**Hình 4.1.5.10 Vị trí cảm biến nhiệt độ dùng trong hệ chiller.**

Hình trên trình bày các vị trí đầu cảm biến nhiệt độ. Căn cứ vào các giá trị nhiệt độ này và áp dụng các phương trình hỗn hợp dòng, thiết bị sẽ giúp ta xác định được lưu lượng và chiều dòng nước di chuyển trong ống bypass chính vì vậy mà ta biết được hệ thống có đang trong tình huống cần giảm tải hay không. Tuy nhiên để tránh việc cặp chiller-bơm tắt máy ngay khi có yêu cầu giảm tải rồi lại tái hoạt động lại khi tải tăng thì hệ thống sẽ có một độ trễ nhất định, thường thì khi lượng nước dư từ 110-115% lượng nước di chuyển qua bơm thì mới cho tắt cặp chiller-bơm tiếp theo.

#### *Khi tăng tải*

Lấy ví dụ như sau: trong quá trình đang giảm tải nếu có yêu cầu về tăng lại tải thì lượng nước 1000gpm ở nhiệt độ  $42^{\circ}\text{F}$  do chiller sinh ra sẽ không đủ thỏa mãn yêu cầu về lưu lượng 1200gpm của vòng thứ cấp. Do đó lượng nước 200gpm ở nhiệt độ  $56^{\circ}\text{F}$  (nhiệt độ sau khi nước trao đổi nhiệt ẩm ở các AHU/FCU) sẽ tự động bị hút vào đường ống bypass để hòa trộn với dòng nước 1000gpm để thỏa mãn yêu cầu về lưu lượng 1200gpm, nhưng nhiệt độ nước lúc này sẽ tăng từ  $42^{\circ}\text{F}$  thành  $44,3^{\circ}\text{F}$ . Chính các đầu cảm biến nhiệt độ đặt tại Tee cấp (xem hình 4.16) sẽ cảm nhận sự thay đổi về nhiệt độ mà sẽ xuất tín hiệu thích hợp điều khiển tái hoạt động cặp chiller-bơm tiếp theo.



**Hình 4.1.5.11 Khi hệ thống tăng tải.**

Cũng như trong quá trình giảm tải, để tránh cặp chiller-bơm tái hoạt động ngay khi có yêu cầu tăng tải hệ thống thường chịu một độ trễ nhất định, thường là 15 đến 30 phút trước khi xuất tín hiệu điều khiển cặp chiller-bơm tái hoạt động. Và dĩ nhiên là lưu lượng nước trong vòng sơ cấp vẫn không đổi.

Tóm lại với hệ thống 2 vòng tuần hoàn ta có các điểm cần lưu ý sau:

- Lưu lượng nước tuần hoàn trong vòng sơ cấp là cố định, lưu lượng tuần hoàn trong vòng thứ cấp thay đổi tùy theo điều kiện của tải. Chính vì vậy mà trong quá trình giảm tải ta có thể tiết kiệm năng lượng tiêu thụ của hệ bơm cấp nhờ vào việc giảm số vòng quay của bơm. Theo lý thuyết năng lượng tiết kiệm được sẽ tỉ lệ bậc ba với lưu lượng cần giảm. Năng lượng tiêu thụ của bơm hồi và chiller không đổi do lưu lượng không thay đổi.

- Khi lưu lượng nước dư di chuyển trong ống bypass từ 110-115% lưu lượng của bơm hồi thì sẽ tắt cặp chiller-bơm kế tiếp.

- Khi lưu lượng nước chuyển động từ đường hồi vào ống bypass trong một khoảng thời gian nhất định thì sẽ cho tái hoạt động cặp chiller-bơm kế tiếp.

- Còn lại thì cho hệ thống hoạt động bình thường.

#### 4.1.6 Lựa chọn cấu trúc chiller.

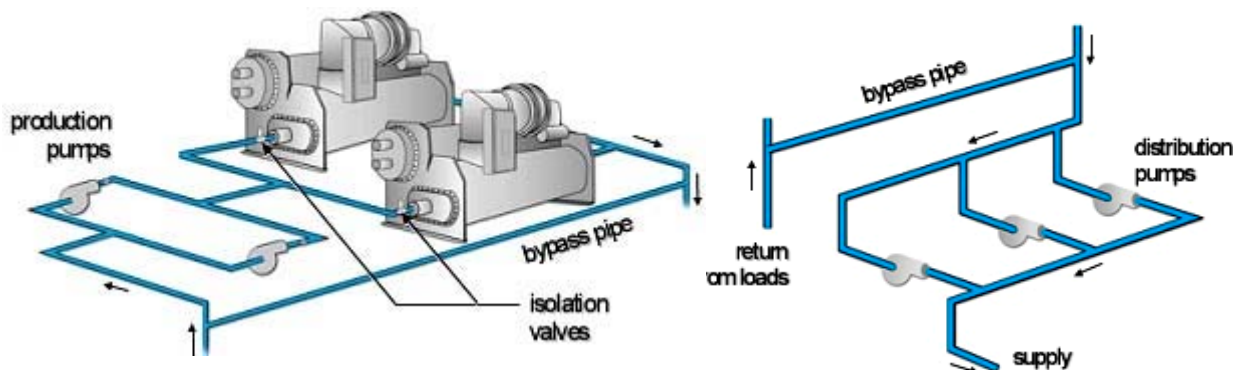
Qua các phân tích trên ta thấy rõ là để tiết kiệm năng lượng và hệ thống



hoạt động, vận hành đơn giản ta sẽ chọn cấu trúc 2 vòng tuần hoàn cho hệ chiller và sử dụng van 2 ngã ở mỗi AHU/FCU.

Đối với vòng sơ cấp ta sẽ chọn cấu trúc hệ thống bơm có ống góp (hình 4.1.5.6). Với cấu hình này ta buộc phải chọn các chiller và bơm có cùng công suất, cùng tổn thất cột áp bởi vì các chiller, bơm này có thể hoạt động đan xen nhau và có thể mang tính dự phòng được. Hệ bơm, chiller riêng lẻ tuy có ưu điểm là có thể chọn lựa theo từng cặp chiller-bơm cùng công suất, thậm chí của các hãng khác nhau, tuy nhiên nó không có tính năng hoạt động đan xen cũng như khả năng dự phòng. Chính vì vậy mà tuổi thọ các chiller không được nâng cao. Nhưng cũng cần lưu ý đến quá trình làm việc của cặp chiller-bơm theo cấu trúc hình Hình 4.1.5.5. Khi bắt đầu tăng tải, van cách ly *isolation valve* ở chiller đang hoạt động nên thực hiện chế độ tiết lưu để giảm bớt lưu lượng qua chiller đang hoạt động trước khi cặp chiller-bơm tiếp theo được tái hoạt động nhằm tránh hiện tượng giảm lưu lượng độ ngọt trên chiller đang hoạt động. Ngược lại nếu van cách ly mở sau khi bơm tái hoạt động sẽ gây nên hiện tượng va đập thủy lực do chiller đang hoạt động bị tăng lưu lượng đột ngột.

Tương tự cho vòng thứ cấp ta cũng chọn hệ bơm cấp có ống góp nhằm nâng cao khả năng hoạt động đan xen cũng như tính chất dự phòng cho hệ thống. Tất nhiên là các bơm phải có cùng đặc điểm kỹ thuật về lưu lượng và cột áp.



**Hình 4.18: Cách bố trí 2 vòng tuần hoàn cho hệ chiller.**



## 4.2 Tính chọn AHU và FCU cho công trình.

Theo kiến trúc thiết kế của tòa nhà, tầng 1, 2 có chiều cao lớn nên ta sử dụng loại AHU treo trần, còn từ tầng 3 đến tầng 18 đều là văn phòng và căn hộ cao cấp nên phù hợp với FCU treo trần để xử lý không khí (nếu dùng AHU sẽ có độ ồn lớn và cũng không có vị trí đặt AHU thích hợp).

Dựa vào năng suất lạnh, lưu lượng gió cần thiết và mặt bằng xây dựng của tòa nhà mà ta chọn được loại, số lượng AHU hoặc FCU cho các tầng của tòa nhà. Theo kiến trúc và kết cấu của tòa nhà có trần giả ta chọn loại FCU âm trần, không khí được phân phối qua hệ thống ống gió thổi vào phòng.

### 4.2.1 Tính chọn AHU.

#### ❖ Tính chọn AHU cho tầng 1.

Lưu lượng gió và năng suất lạnh cần cung cấp cho tầng 1:

$$L = 15790,09 \text{ l/s} \quad (4.2)$$

$$Q = 407,84 \text{ kW}$$

Dựa vào mặt bằng tầng 1 ta chọn 4 AHU loại treo trần theo catalog của hãng Carrier bố trí như trong hình vẽ sau:





AHU1: cấp cho phòng 102,103,104,105,106 và 1 phần hành lang

$$Q_{AHU1} = Q_{\square P} + Q_{HL1} = 96644 \text{ W}$$

Ta chọn được AHU1 có các thông số như sau:

Model AHU: 40HW 044

Lưu lượng gió qua AHU: 256 m<sup>3</sup>/min

Năng suất lạnh:  $Q_0 = 104 \text{ kW}$

Lưu lượng nước qua AHU: 10 l/s

Các AHU khác xác định tương tự :

Khu	$Q_0$ [kw]	Model	Q [kw]	L [m3/p]	Gn [l/s]
AHU1	97	40HW 044	104	256	10
AHU2	104	40HW 044	104	256	10
AHU3	105	40HW 044	104	256	10
AHU4	101	40HW 044	104	256	10

### ❖ Tính chọn AHU cho tầng 2.

Tương tự với lưu lượng gió và năng suất lạnh cần cung cấp cho tầng 2:

$$L = 4739.24 \text{ l/s}$$

$$Q = 294,61 \text{ kW}$$

Ta chọn được 2 AHU, mỗi AHU có các thông số như sau:

Model AHU: 40HW 044

Lưu lượng gió qua AHU: 460 m<sup>3</sup>/min

Năng suất lạnh:  $Q_0 = 159 \text{ kW}$

Lưu lượng nước qua AHU: 10 l/s



Bảng thông số AHU

Diễn giải		Loại AHU	
Model		40HW 034	40HW 044
Điện nguồn	V/Hz	380/50	380/50
Công suất quạt	kW	5,5	7,5
Khối lượng	kg	120	230
Kích thước AHU	Dài (mm)	2565	2565
	Rộng (mm)	2068	2068
	Cao (mm)	1400	1400



Hình ảnh về AHU 40 HW

#### 4.2.2 Chọn FCU.

Dựa vào kết quả năng suất lạnh, lưu lượng nước yêu cầu của từng phòng và bố trí mặt bằng của công trình ta tính toán, lựa chọn các FCU cho từng phòng. Chọn FCU của hãng Carrier với nhiệt độ nước lạnh vào  $7^{\circ}\text{C}$  nhiệt độ không khí vào  $24^{\circ}\text{C}$

Chi tiết FCU tòa nhà cho trong **bảng 4.2.2**



### 4.3 Chọn máy làm lạnh nước giải nhiệt nước (water cooled water chiller).

Các chiller được chọn phải đảm bảo lưu lượng nước lạnh cấp cho các FCU/AHU (236,44 l/s) và phải đảm bảo  $Q_{\text{Omáy}} = 0,85.3394 = 2885 \text{ kW}$ . Chọn 3 tổ máy Water-cooled water chiller của hãng Carrier với các thông số như sau:

Nhiệt độ không khí ra khỏi bình ngưng  $t = 35^{\circ}\text{C}$ .

Nhiệt độ nước làm lạnh ra là  $t = 7^{\circ}\text{C}$ .

Nhiệt độ nước vào làm lạnh là  $t = 12^{\circ}\text{C}$ .

Từ catalog của hãng Carrier ta chọn 3 máy sản xuất nước có các thông số của máy như sau:

- Model : 30HXC 285
- Năng suất lạnh :  $Q_0 = 975 \text{ kW}$ .
- Môi chất sử dụng : R134a
- Điện áp : 3pha/380V, tần số 50Hz.

Tổng năng suất lạnh của 3 máy đã chọn là:

$$Q_0 = 3.Q_{\text{Omáy}} = 3.975 = 2925 \text{ kW} (836 \text{ tấn lạnh})$$





**Hình ảnh về máy Carrier 30HXC**

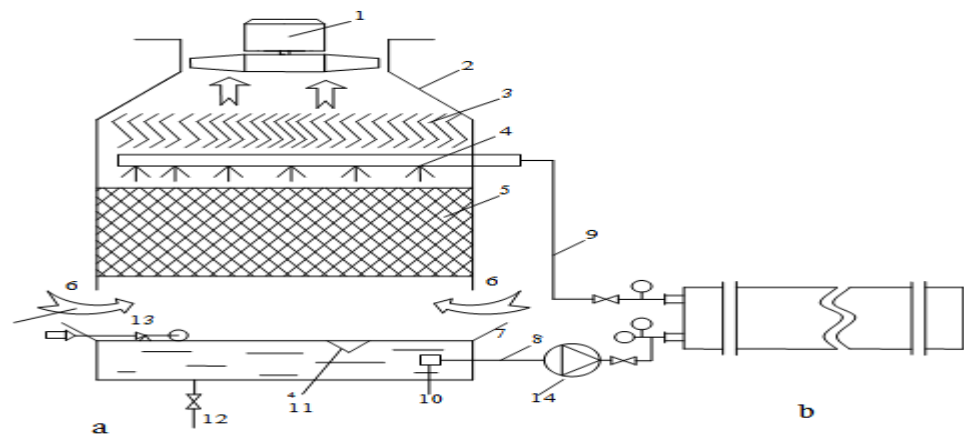
**Bảng thông số của máy 30HXC285**

Model			30HXC285
Môi chất			R134a
Điện nguồn			380/3/50
Công suất lạnh	kW		975
Kích thước	Dài	mm	3995
	Rộng	mm	980
	Cao	mm	2116



### 4.3 Tính chọn Tháp giải nhiệt.

Nhiệm vụ của tháp giải nhiệt là thải toàn bộ lượng nhiệt do môi chất lạnh ngưng tụ toả ra. Lượng nhiệt này được thải ra môi trường nhờ chất tải nhiệt trung gian là nước. Nước vào bình ngưng tụ có nhiệt độ  $t_{w1}=30$ , nhận nhiệt ngưng tụ tăng lên  $5^{\circ}\text{C}$



**Hình 4.4 Cấu tạo của tháp giải nhiệt.**

a-Tháp giải nhiệt; b-Bình ngưng tụ của máy lạnh

1-Động cơ quạt gió; 2-Vỏ tháp; 3-Chắn bụi nước; 4-Dàn phun nước; 5-Khối đệm; 6-Cửa không khí vào; 7-Bể nước; 8-Đường nước lạnh cấp để làm mát bình ngưng; 9-Đường nước nóng từ bình ngưng ra đưa vào dàn phun để làm mát xuống nhờ không khí đi ngược chiều từ dưới lên; 10-Phin lọc nước; 11-Phễu chảy tràn; 12-Van xả đáy; 13-Đường cấp nước với van phao; 14-Bơm nước, Pi-áp kế.

#### \* Tính chọn tháp giải nhiệt .

- Nhiệt độ nước vào tháp (ra khỏi bình ngưng):  $t_{w2} = 37^{\circ}\text{C}$ .
- Nhiệt độ nước ra khỏi tháp (vào bình ngưng):  $t_{w1} = 32^{\circ}\text{C}$ .
- Nhiệt độ ngưng tụ:

$$t_K = t_{w2} + (3 \div 5^{\circ}\text{C}) = 37 + 5 = 42^{\circ}\text{C}$$



- Tra đồ thị 5.11 tr264 [1] với  $t_u=27^{\circ}\text{C}$ ,  $z=37^{\circ}\text{C} \rightarrow 32^{\circ}\text{C}$  được  $k_1=0,97$
- Năng suất làm mát hiệu chỉnh:

$$Q_{0hc} = \frac{Q_{0máy}}{k_1}, \text{ kW}$$

$$\rightarrow Q_{0hc} = 2925/0,97 = 3015 \text{ kW}.$$

Tra bảng 5.15 tr 260 [1]. Chọn 3 tháp kiểu LBC300 của hãng Tấn Phát (Đài Loan) với các thông số như sau:

- Năng suất lạnh 300 (tấn lạnh) = 1050 kW
- Lưu lượng nước 3900 l/p = 65 l/s
- Chiều cao tháp  $H=3350 \text{ mm}$
- Đường kính ngoài của tháp  $D=4400 \text{ mm}$
- Quạt gió:
  - +Lưu lượng gió:  $2200 \text{ m}^3/\text{ph}$
  - +Đường kính:  $2360 \text{ mm}$
  - +Mô tơ quạt: 10 HP
- Cột áp bơm: 3.6 bar.

#### 4.4 Chọn bình giãn nở.

Trong các hệ thống kín ta sẽ sử dụng bình giãn nở với chức năng tạo nên một thể tích dự trữ cũng như bổ sung nước tự động khi cần thiết. Với hệ chiller ta thường sử dụng bình giãn nở loại hở, đặt ở vị trí cao nhất và nằm trên đường hút về chiller. Để chọn bình giãn nở ta cần tính dung tích nước của hệ thống và mức độ tăng thể tích của nước theo nhiệt độ như trong bảng 10.14[1]. Thường ta chọn bình giãn nở có dung tích 1000lít.

#### 4.5 Chọn hệ thống bơm.

Trong hệ chiller thường chia ra 2 hệ bơm: bơm nước lạnh của dàn bay hơi

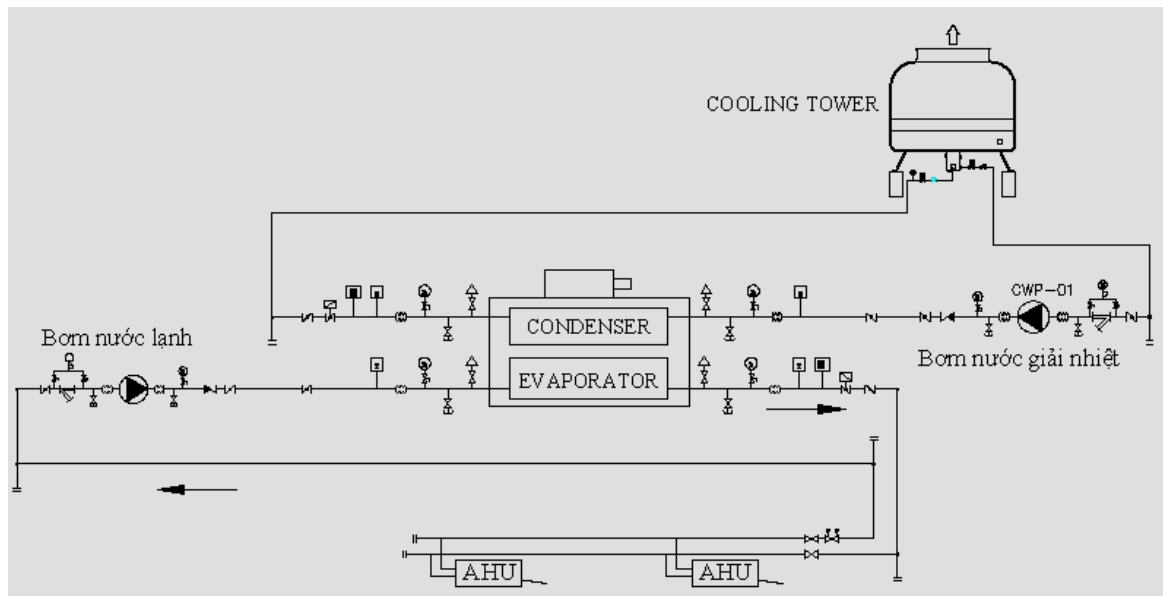


và bơm nước giải nhiệt dàn ngưng. Nguyên tắc chọn bơm là căn cứ vào lưu lượng và cột áp của bơm.

Với chiller đã chọn được ta sẽ biết giá trị về lưu lượng nước của bơm nước cấp và bơm nước hồi (chính bằng lưu lượng nước vào/ra dàn bay hơi), và lưu lượng bơm nước giải nhiệt dàn ngưng (chính bằng lưu lượng vào/ra dàn ngưng) do đó chỉ cần xác định cột áp của hệ thống mà bơm cần khắc phục.

Về cột áp thì cột áp của bơm phải lớn hơn cột áp của hệ thống. Tổng cột áp của hệ thống bao gồm tổn thất cột áp ma sát trên đường ống, tổn thất ma sát cục bộ tại các van, co, cút..., tổn thất cột áp khi qua các AHU/FCU, qua chiller. Do chiller là hệ kín nên tổng cột áp tĩnh mà bơm cần khắc phục là bằng “không”.

Ta bố trí hệ thống này với tất cả chiller, tháp giải nhiệt và bơm đặt trên mái; chỉ có các AHU nằm tại các tầng dưới do đó cột áp của từng hệ bơm như sau:



**Hình 4.2.5 : Bố trí hệ chiller.**

❖ Bơm nước lạnh:

$$\Delta P_{b1} \geq \Delta P_{ms1} + \Delta P_{cb1} + \Delta P_{AHU,FCU} + \Delta P_{eva} , Pa$$

Trong đó:

-  $\Delta P_{b1}$  là cột áp của bơm nước lạnh, Pa.



- $\Delta P_{ms1}$  là tổn thất ma sát trên vòng tuần hoàn kín từ đầu ra của dàn bay hơi, qua bơm, đến các AHU rồi về lại đầu vào của dàn bay hơi, Pa.
- $\Delta P_{cb1}$  là tổn thất cục bộ của các co, cút, phin lọc, các hệ van... trên vòng tuần hoàn đó, Pa.
- $\Delta P_{AHU,FCU}$  là tổn thất áp suất qua các AHU,FCU, Pa.
- $\Delta P_{eva}$  là tổn thất qua bình bay hơi, Pa.

❖ Bơm nước giải nhiệt dàn ngưng:

$$\Delta P_{b2} \geq \Delta P_{ms2} + \Delta P_{cb2} + \Delta P_{cond}, \text{ Pa}$$

Trong đó:

- $\Delta P_{b2}$  là cột áp của bơm nước giải nhiệt dàn ngưng, Pa.
- $\Delta P_{ms2}$  là tổn thất ma sát trên vòng tuần hoàn kín từ đầu ra tháp giải nhiệt, qua bơm, đến bình ngưng rồi về lại đầu vào của tháp giải nhiệt, Pa.
- $\Delta P_{cb2}$  là tổn thất cục bộ của các co, cút, phin lọc, các hệ van... trên vòng tuần hoàn đó, Pa.
- $\Delta P_{cond}$  là tổn thất qua dàn ngưng, Pa.

Để tính được cột áp bơm ta cần tính tổn thất ma sát và tổn thất cục bộ. Việc xác định các tổn thất trên dựa vào lưu lượng, chọn vận tốc nước trong ống và tra đồ thị tổn thất áp suất đối với loại ống tương ứng (ống thép đen, hay ống đồng...) ta sẽ xác định được kích thước đường ống và tổn thất áp suất trên đoạn ống. Loại ống và chiều dài bố trí đường ống nằm trong chương 5 nên việc tính chọn bơm sẽ được trình bày trong chương 5.

#### 4.6 Chọn các thiết bị phụ.

Với các thiết bị phụ trên đường ống như van 1 chiều, van cân bằng, van xả khí, van xả đáy, phin lọc, van 2,3 ngã, khớp nối mềm, áp kế, nhiệt độ, cảm biến lưu lượng...ta sẽ căn cứ vào kích thước đường kính ống và lưu lượng cho phép qua thiết bị...để chọn. Ở đây để hạn chế phức tạp và giới hạn về thời gian nên luận văn sẽ không trình bày catalogue về từng loại thiết bị phụ này mà chỉ



giới thiệu về hình ảnh và chức năng của một số loại van.

**Van cổng**( *gate valve*): được sử dụng để khóa hoặc cách ly một thiết bị ra khỏi đường ống khi cần thay thế, bảo dưỡng hoặc sửa chữa. Van được điều khiển bằng tay. Van cổng sử dụng chủ yếu để đóng mở hoàn toàn ON-OFF.



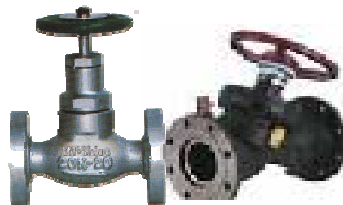
**Hình 4.6.1 Van cổng.**

**Van 1 chiều:** chỉ cho phép dòng chảy theo một chiều nhất định, ngăn dòng chảy theo chiều ngược lại.



**Hình 4.6.2 Van 1 chiều mặt bích.**

**Van cầu, van góc, van Y:** các loại van này dùng để đóng mở và điều chỉnh lưu lượng. Van cầu có đĩa hình tròn hoặc đĩa van tròn có dạng nút chai ép lên để van có cửa thoát hình tròn. Dòng đi qua van phải chuyển hướng qua lại  $90^0$  nên có trở lực dòng chảy lớn. Nó có thể đóng mở nhanh hơn đáng kể so với van cổng. Van chữ Y cũng là một loại van cầu nhưng ty van làm với dòng chảy một góc  $30^0, 45^0, 60^0$  chứ không phải là  $90^0$  như van cầu.





### Hình 4.6.3 Van cầu, van Y.

Nguyên lý hoạt động cũng giống như van cầu nhưng với cấu tạo như vậy tổn thất áp suất dòng chảy được giảm xuống đáng kể. Van góc có cấu tạo giống như van cầu, tuy nhiên dòng chảy vào và ra làm với nhau một góc  $90^0$

**Van cân bằng:** dùng để cân bằng dòng chảy hoặc cân bằng áp suất trên các nhánh của đường ống nước. Có 2 loại là van cân bằng tay và van cân bằng tự động. Một van cân bằng tay thường được bố trí các ống nhánh đo áp suất để xác định dòng chảy và một cửa có thang chia để hiệu chỉnh dòng chảy. Van cân bằng tự động thường được gọi là van tự động khống chế lưu lượng. Van có một chi tiết hiệu chỉnh tiết diện cửa thoát nhờ hiệu áp của nước qua van.



Hình 4.6.4 Van cân bằng tự động.

**Van bướm:** van có thể đóng và mở hoàn toàn khi xoay trục đĩa van  $90^0$ . Khi mở hoàn toàn, tổn thất áp suất qua van nhỏ. Van bướm gọn nhẹ, thao tác và lắp đặt dễ dàng.



Hình 4.6.5 Van bướm.

Van bướm dùng để khóa hoặc mở hoàn toàn kiểu 2 vị trí ON-OFF nhưng cũng có thể sử dụng để điều chỉnh lưu lượng dòng chảy. Van bướm ngày càng thông dụng và thường được dùng cho ống cỡ lớn. Van bướm cũng có thể



được điều khiển bằng tay hoặc tự động.

**Van an toàn:** làm nhiệm vụ an toàn cho hệ thống khi áp suất vượt mức cho phép. Van an toàn có một cơ cấu lò xo hoặc một chi tiết dạng đĩa dễ vỡ. Thông thường van ở trạng thái đóng. Khi áp suất vượt mức cho phép, lò xo bị nén lại, van mở xả áp về đường hút hoặc ra ngoài. Đối với van dạng đĩa, đĩa sẽ bị phá hủy (nổ hoặc vỡ) để mở van giảm áp suất cho hệ thống.



**Hình 4.6.6 Van an toàn.**

**Phin lọc:** chức năng đầu tiên của phin lọc là bảo vệ thiết bị, lọc cặn bẩn. Phin lọc cần dùng cho bơm thường làm bằng đồng.



**Hình 4.6.7: Phin lọc.**

**Nhiệt kế và áp kế:** Nhiệt kế và áp kế được lắp đặt ở các vị trí cần thiết phải nhiệt độ và áp suất của hệ thống. Chẳng hạn như để biết nhiệt độ nước vào và ra ở bình bay hơi, bình ngưng tụ, áp suất dầu vào và ra của bơm...







### Hình 4.6.8 Nhiệt kế, áp kế.

## 4.7 Biện pháp tiết kiệm năng lượng.

Hiện có rất nhiều biện pháp giúp tiết kiệm năng lượng, ở đây sẽ giới thiệu một số giải pháp tiết kiệm năng lượng và đi sâu vào phân tích những biện pháp nào thực tế và có hiệu quả.

### 4.7.1 Giới thiệu các biện pháp tiết kiệm năng lượng.

Nếu chú ý vào khía cạnh giá thành điện năng ta có thể tìm ra giải pháp đó là sử dụng nguồn nhiên liệu thay thế sao cho có thể đáp ứng được yêu cầu về lạnh nhưng giá thành nhiên liệu rẻ hơn khi sử dụng điện. Về mặt này thì ta có thể sử dụng chiller hấp thụ sử dụng các nguồn nhiên liệu như hơi, nước nóng, khí đốt cháy...Biện pháp này đã trình bày sơ ở phần đầu.



Hình 4.7.1.1 Chiller hấp thụ.

Ngoài ra ta có thể sử dụng biện pháp trữ lạnh *thermal storage*, dùng nước đá hay nước muối lạnh được sản xuất vào giờ thấp điểm, buổi tối rồi trữ vào các bồn chứa lớn và đem nguồn nhiệt này sử dụng vào giờ cao điểm để hạ giá thành điện năng tiêu thụ. Tuy nhiên phương pháp này không áp dụng cho lĩnh vực điều hòa không khí mà chỉ thường áp dụng cho các lĩnh vực lạnh công nghiệp.

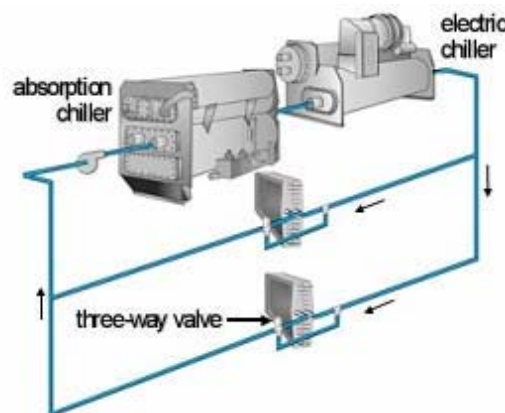


**Hình 4.7.1.2 Trữ lạnh trong các bồn chứa.**

Ta có thể dùng các chiller mới với lưu lượng qua các bình bay hơi, dàn ngưng tụ nhỏ hơn so với trước đây, từ đó có thể giúp tiết kiệm được điện năng tiêu thụ.

Sử dụng hệ chiller với cấu trúc 2 vòng tuần hoàn đã phân tích kỹ ở phần trên.

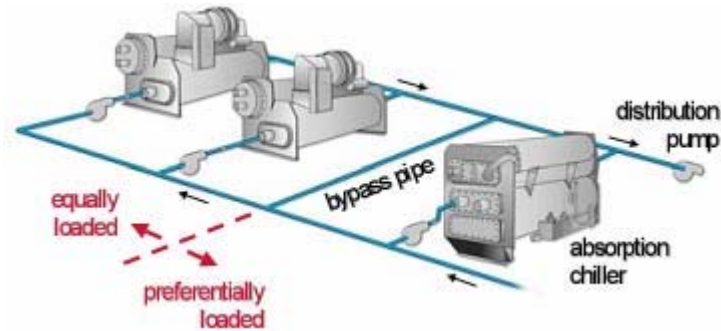
Đối với hệ chiller có lưu lượng không đổi ta có thể sử dụng cấu trúc mắc nối tiếp, trong đó sẽ có một chiller có hiệu suất cao (thường là chiller hấp thụ) được ưu tiên thực hiện quá trình làm lạnh nước trước sau đó phần còn lại sẽ nhường cho chiller còn lại sau đó.



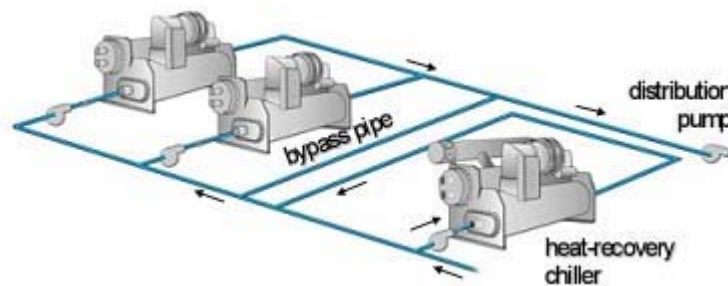
**Hình 4.7.1.3 Hệ nối tiếp với chiller hấp thụ được ưu tiên tải.**

Đối với hệ chiller thích ứng với lưu lượng qua chiller thay đổi ta có thể sử dụng chiller hấp thụ mắc song song với các chiller còn lại để thực hiện quá trình làm lạnh nước trước khi về các chiller đó, hoặc sử dụng một chiller loại thu hồi nhiệt mắc nối tiếp với các chiller đó để thực hiện quá trình giảm tải cho các

chiller. Điện năng tiết kiệm được do sự giảm tải của chiller và các bơm hồi.

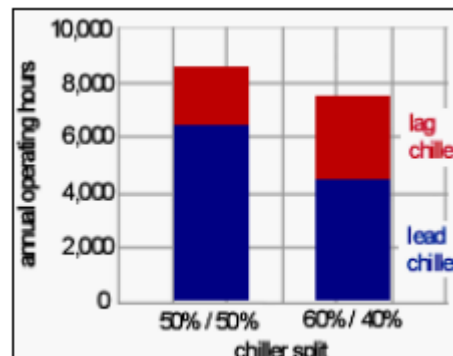


**Hình 4.7.1.4 Sử dụng chiller hấp thụ để giảm tải cho các chiller còn lại.**



**Hình 4.7.1.5 Sử dụng chiller thu hồi nhiệt để giảm tải cho các chiller còn lại.**

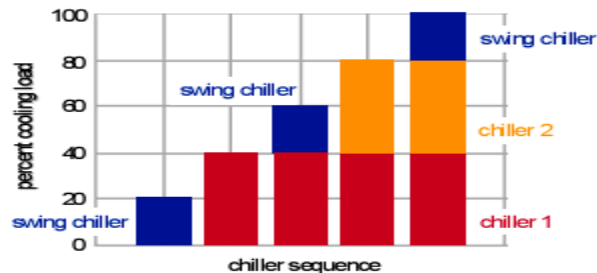
Lựa chọn chiller có công suất khác nhau để tránh 2 chiller có cùng công suất phải làm việc suốt quá trình hoạt động. Ví dụ chọn một chiller hoạt động khi tải bé hơn hoặc bằng 40% tải của hệ thống, một chiller hoạt động khi tải lớn hơn bằng 60% tải của hệ thống. Do đó thời gian hoạt động của 2 chiller này sẽ ít hơn khi so với việc chọn 2 chiller có cùng công suất; chính vì vậy mà tiết kiệm được điện năng tiêu thụ và nâng cao tuổi thọ các chiller.



**Hình 4.7.1.6 Chọn chiller khác công suất.**

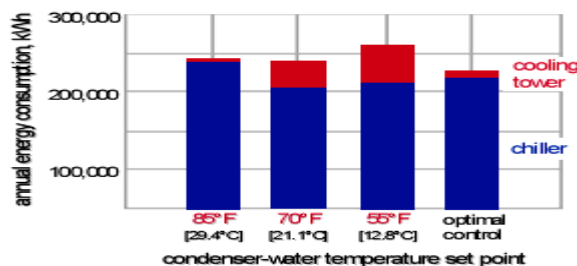


Hoặc có thể chọn 1 chiller có công suất nhỏ để làm chiller “đệm” *swing chiller* cho các quá trình thay đổi tải. Ví dụ chọn 3 chiller, một chiller có công suất bằng 20% tải hệ thống để làm chiller “đệm” và 2 chiller có công suất bằng 40% tải hệ thống. Khi tải dưới 20% chỉ có chiller “đệm” này hoạt động, khi tải vượt quá công suất của nó thì chiller này sẽ được tắt và chiller có công suất 40% tải sẽ hoạt động. Khi tải hơn 40%, chiller “đệm” lại được bật. Khi tải quá 60%, chiller “đệm” lại được tắt và 2 chiller có công suất bằng 40% tải sẽ hoạt động. Khi quá 80% tải thì cả 3 chiller cùng hoạt động. Chiller “đệm” đóng vai trò như một bước đệm để giúp cho quá trình thay đổi tải mịn hơn và giúp các chiller có công suất lớn (chiller có công suất 40% tải hệ thống) được hoạt động đúng hiệu suất tối đa của nó nhờ vậy mà tránh lãng phí điện năng tiêu thụ.



Hình 4.7.1.7 Hệ thống có dùng chiller “đệm”.

- Giảm nhiệt độ nước giải nhiệt dàn ngưng một cách hợp lý, hài hòa để tiết kiệm năng lượng tiêu thụ của bơm nước giải nhiệt dàn ngưng. Khi nhiệt độ nước giải nhiệt dàn ngưng hạ thấp thì tháp giải nhiệt sẽ làm việc “nặng tải” hơn, điện năng tiêu thụ sẽ tăng do đó cần đưa ra một bài toán phân tích kinh tế thực tiễn cho toàn bộ điện năng tiêu thụ của hệ thống gồm điện năng chiller, bơm, tháp giải nhiệt tiêu thụ để có thể chọn giá trị nhiệt độ nước giải nhiệt dàn ngưng hợp lý.



Hình 4.7.1.8 Điện năng tiêu thụ của chiller và tháp giải nhiệt khi hạ



### **hiệt độ nước giải nhiệt dàn ngưng.**

Về mặt bơm, ngoài bơm nước cấp, đối với hệ chiller thích ứng với lưu lượng thay đổi ta có thể sử dụng bơm nước hồi trang bị bộ biến tần giúp thay đổi số vòng quay của bơm khi có dấu hiệu giảm tải thông qua đó mà cũng giảm được điện năng tiêu thụ.

#### **4.7.2 Giới thiệu về hệ thống VAV.**

Ngoài các giải pháp trình bày trên về đường nước, ta có thể sử dụng kết hợp với hệ thống VAV (*variable air volume*) “hệ thống thay đổi lưu lượng gió” nhằm thực hiện quá trình giảm tải một cách chính xác và ở mọi mức độ tải.

*VAV terminal unit* - bộ điều khiển lưu lượng gió là 1 bộ phận dùng để điều chỉnh lưu lượng gió vào vùng không gian điều hòa. Bộ điều khiển lưu lượng gió có thể được kích hoạt từ tín hiệu của cảm biến nhiệt độ hay thông qua Hệ thống điều khiển tự động của toà nhà BAS *Building Automation System*.

##### **a) Cấu tạo :**

Cấu tạo của bộ điều khiển lưu lượng gió [10] gồm vỏ bằng tôn tráng kẽm dày 0,7mm, một miệng vào hình tròn, một miệng ra hình chữ nhật được bọc cách âm, các cánh hướng gió bên trong cũng bằng tôn tráng kẽm dày 0,7mm (loại 2 lớp) để điều chỉnh lưu lượng gió và một cảm biến áp suất vi sai bằng nhôm để đo lưu lượng không khí.



**Hình 4.3.2.1 Hình ảnh một VAV terminal unit**

##### **b) Các đặc điểm của bộ điều khiển lưu lượng gió:**



- Các cánh hướng gió hình oval sẽ cho hiệu quả hơn trong việc điều chỉnh lưu lượng gió.
- Xung quanh chỗ nối ống được phủ lớp đệm bằng neoprene nhằm ngăn rò rỉ.
- Bên trong được bọc lớp cách âm bằng bông thủy tinh dày 1 in.
- Miệng vào hình tròn được gấp nếp giúp cho quá trình liên kết ống được chặt hơn.
- Trục damper hình vuông 10x10mm, bằng thép để đảm bảo cơ cấu chấp hành bám chặt hơn.
- Có bộ phận xác định vị trí của trục damper để xác định vị trí cánh hướng gió.
- Hộp điều khiển được bảo vệ trong một hộp kim loại.
- Các gối, ổ đỡ bằng nhựa kỹ thuật loại tự bôi trơn giúp nâng cao tuổi thọ làm việc của mô tơ.
- Tồn thất cột áp qua bộ điều khiển lưu lượng gió bé.
- Có thể ứng dụng cho hệ thống lưu lượng gió không đổi.
- Liên kết với miệng ra hình chữ nhật nhờ các vấu nối.
- Có thể có bộ gia nhiệt không khí theo yêu cầu.

### c) Phân loại

Hiện có 3 loại với các đặc điểm như sau:

Loại lưu lượng thay đổi và điều khiển phụ thuộc vào áp suất với các đặc điểm: không có cảm biến vi sai, phụ thuộc vào áp suất và không kiểm soát được lưu lượng gió.

Loại lưu lượng thay đổi và điều khiển không phụ thuộc vào áp suất với các đặc điểm: có cảm biến áp suất vi sai, không phụ thuộc vào áp suất, thay đổi lưu lượng gió nhờ vào lưu lượng thiết kế và tín hiệu của bộ điều khiển.



Loại lưu lượng không đổi và điều khiển không phụ thuộc vào áp suất với các đặc điểm: có cảm biến áp suất vi sai, không phụ thuộc vào áp suất, lưu lượng gió không đổi nhằm đạt được áp suất tĩnh nhỏ nhất trong hệ thống, có thể kiểm soát được lưu lượng gió.

*Lưu ý:* để tránh hiện tượng xáo trộn dòng không khí gây ra tiếng ồn và thay đổi về lưu lượng, cũng như để giúp hệ thống hoạt động hiệu quả hơn thì độ dài đoạn ống từ các co, cút... gần nhất đến miệng vào của bộ điều khiển lưu lượng gió là bằng 4 lần đường kính của miệng vào.

Dưới đây là bảng trình bày về ký hiệu và miền lưu lượng tương ứng với đường kính miệng vào một VAV terminal unit

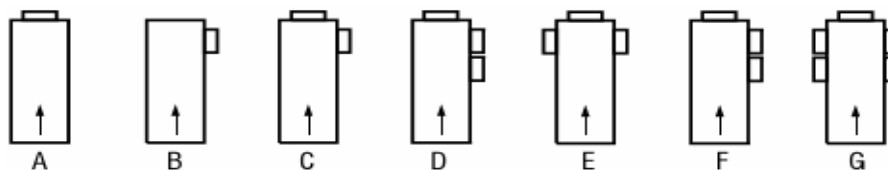
**Bảng 4.7.2.2 Ý nghĩa các ký hiệu**

ST	A= DDC Control by ASLI	-	5	0 = Cooling Only	0 = Time proportional	4 = 4" dia.
	B = Bare Unit				1 = Single Stage	6 = 6" dia.
	C = Constant Volume Unit			1 = Water Reheat		8 = 8" dia.
	D = DDC Control by Others				2 = Two Stage	10 = 10" dia.
	E = Electronic Control			2 = Electric Reheat		12 = 12" dia.
	F = Pneumatic Control				3 = Three Stage	14 = 14" dia.
						16 = 16" dia.
						24X16 = 24" X16" inlet

**Bảng 4.7.2.3 Giá trị lưu lượng theo đường kính miệng vào**

Unit Size, mm (inch)	Air Volume Range (Min - Max)	
	liter/s	CFM
100 (4)	12 - 106	26 - 225
150 (6)	29 - 212	62 - 450
200 (8)	52 - 378	110 - 800
250 (10)	85 - 637	180 - 1350
300 (12)	127 - 991	270 - 2100
350 (14)	189 - 1510	400 - 3200
400 (16)	269 - 1888	570 - 4000
609 X 406 (24X16)	1800 - 3775	2500 - 8000

Dưới đây là các cấu hình có thể có của một bộ điều khiển lưu lượng gió một đầu vào nhiều đầu ra.



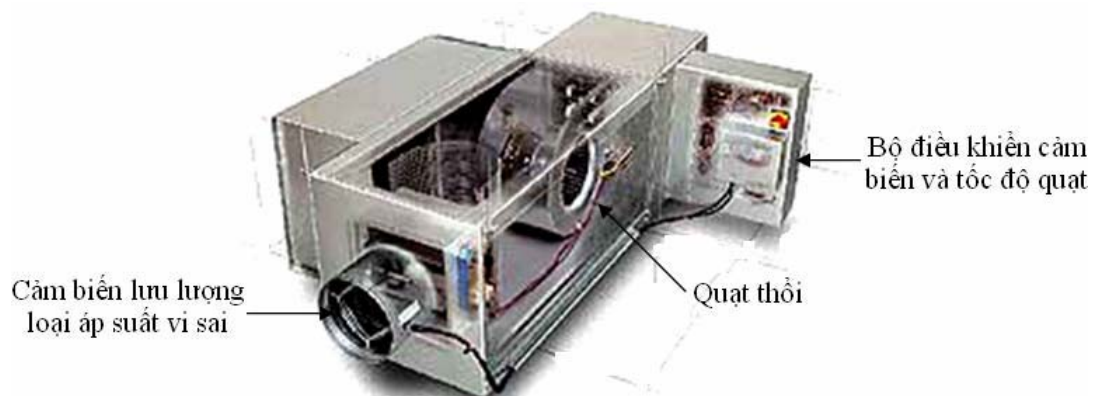
**Hình 4.7.2.4 Các dạng đầu ra VAV terminal unit.**





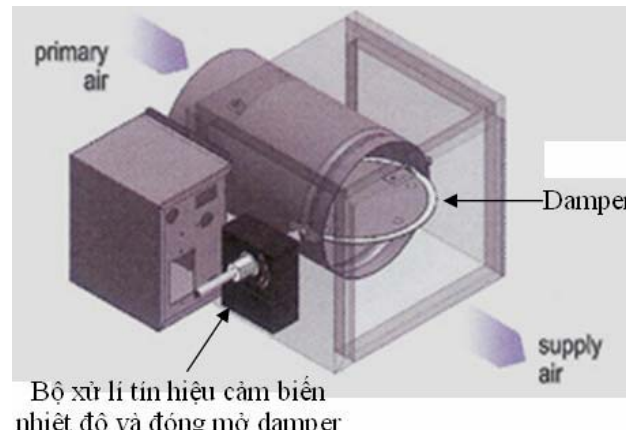
### Nguyên lí hoạt động

Hệ thống VAV được điều khiển bởi 2 cảm biến. Cảm biến nhiệt độ sẽ được đặt ở không gian cần điều hòa, nó có nhiệm vụ so sánh giữa nhiệt độ hiện hành của phòng với nhiệt độ được cài đặt (set point). Khi có sự thay đổi về nhiệt độ, cảm biến nhiệt độ sẽ xuất tín hiệu điện 0.2-10VDC để điều khiển damper đóng/mở bớt tiết diện miệng gió chính vì thế mà lưu lượng gió sẽ thay đổi, tức đảm bảo được tải hiện hành. Ngoài ra, hệ VAV còn trang bị cảm biến lưu lượng loại áp suất vi sai, khi damper đóng/mở bớt tiết diện miệng gió, lưu lượng sẽ thay đổi dẫn đến áp suất tĩnh trong hệ thống sẽ thay đổi. Cảm biến áp suất vi sai sẽ so sánh sự thay đổi áp suất giữa lượng gió trước khi tới quạt (của dòng khí thứ cấp *primary air*) và áp suất tĩnh trên đường ống (của dòng khí cấp *discharge air*) và từ đó sẽ xuất tín hiệu điện đến bộ biến tần quạt VSD (*variable speed drive*) trong AHU để điều chỉnh thay đổi tốc độ quạt cho áp suất tĩnh trong ống tương ứng với lưu lượng gió lúc này chính vì vậy mà có thể tiết kiệm được năng lượng.



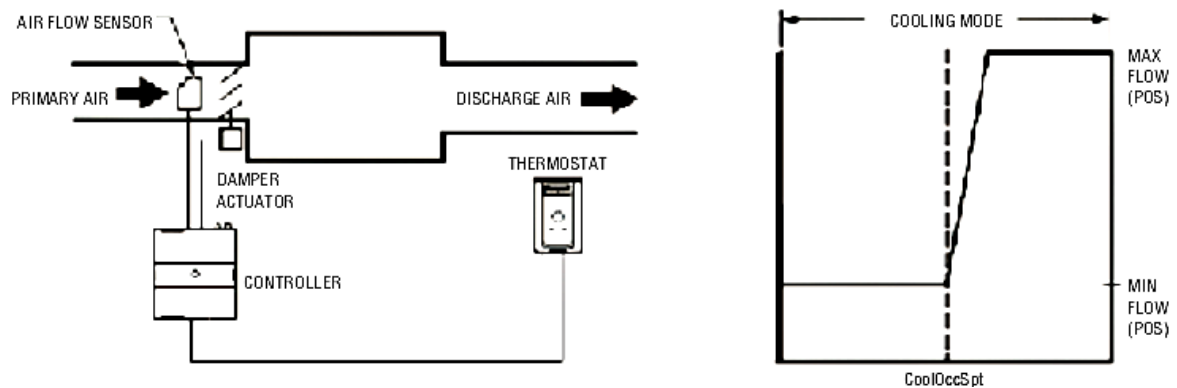
**Hình 4.7.2.5 Cấu tạo VAV terminal unit.**





**Hình 4.7.2.6 Nguyên tắc hoạt động của damper**

Dưới đây là hình trình bày quá trình hoạt động của VAV. Khi nhiệt độ trong không gian điều hòa thấp hơn nhiệt độ cài đặt (do nguồn nhiệt bên trong giảm) tức cần giảm tải, lúc đó cảm biến nhiệt độ sẽ xuất tín hiệu điều chỉnh damper đóng bớt miệng gió kết quả lưu lượng qua miệng gió sẽ giảm. Lúc đó áp suất tĩnh trong hệ thống sẽ tăng lên do áp suất động qua miệng gió giảm, cảm biến áp suất vì sai sẽ so sánh với giá trị cài đặt để điều chỉnh giảm tốc độ quạt cho hợp lý. Kết quả hệ thống sẽ hoạt động với mức áp suất tĩnh thấp nên tiết kiệm được điện năng tiêu thụ. Ngược lại cho trường hợp hệ thống cần tăng tải. Lưu ý hệ thống chỉ hoạt động trong một miền giá trị lưu lượng min-max.



**Hình 4.7.2.7 Nguyên lí hoạt động của hệ VAV.**



## CHƯƠNG 5 TÍNH TOÁN THIẾT KẾ HỆ THỐNG ĐƯỜNG ỐNG DẪN NƯỚC LẠNH

### 5.1 Hệ thống đường ống dẫn nước lạnh.

Việc tính toán đường ống nước lạnh phải quan tâm đến 2 vấn đề về mặt kỹ thuật và kinh tế:

- ✓ Về mặt kỹ thuật đảm bảo được các thông số như là bơm đủ công suất, tốc độ nước đi trong ống đảm bảo giới hạn cho phép không gây tiếng ồn.
- ✓ Về mặt kinh tế giảm được chi phí đầu tư ban đầu, chi phí vận hành và chi phí bảo dưỡng sửa chữa...

Các thông số tính toán phải đảm bảo không được vượt quá giới hạn cho phép: tốc độ nước chảy trong ống không vượt quá 4,5 m/s (để tránh gây ồn và tổn thất áp suất lớn); tổn thất áp suất trong ống ứng với 1m chiều dài ống không nên vượt quá giá trị  $\Delta p_l = 1000 \text{ Pa/m}$ .

#### 5.1.1 Xác định lưu lượng, tốc độ nước đi trong ống và đường kính ống.

Sử dụng phương pháp ma sát đồng đều để tính toán đường kính ống nước. Ta chọn tổn thất áp suất trên 1 m ống thép đen biểu số 40 tiêu chuẩn là 500 Pa/m. Với lưu lượng thể tích đã biết và tổn thất áp suất đã chọn là 500 Pa/m ta tra đồ thị hình 6.5 TL [1]-291 sẽ xác định được đường kính ống sơ bộ. Từ đường kính sơ bộ vừa tính được ta chọn đường kính ống nước tiêu chuẩn theo bảng 6.2 TL [1]-274. Ví dụ:

##### 5.1.1.1 Đoạn ống góp tổng.

Lưu lượng nước tổng qua 3 chiller:

$$G = G_{FCU} + G_{AHU} = 176,44 + 60 = 236,44 \text{ kg/s} = 236,44 \text{ l/s}.$$

Dựa vào hình 6.5 TL [1] với lưu lượng nước là  $G = 236,44 \text{ l/s}$  và  $\Delta P_l = 500 \text{ Pa/m}$  ta tra được đường kính ống sơ bộ là  $d_{sb} = 260 \text{ mm}$



Tra bảng 6.2 TL [1] ta chọn được ống thép biểu số 40 có

Đường kính danh nghĩa  $D_y = 300$  mm

Đường kính ngoài  $d_a = 323$  mm

Đường kính trong  $d_i = 303,2$  mm

Chiều dày vách ống  $s = 10,3$  mm

Với lưu lượng nước là 236 l/s và đường kính ống đã chọn là 300 mm tra lại đồ thị hình 6.5 ta được  $\Delta P_l = 230$  Pa/m

### 5.1.1.2 Đoạn ống đi trong các tầng.

#### ❖ Tính ví dụ tầng 1.

- Lưu lượng nước qua tầng 1:  $G = 40$  l/s.

→  $d_y = 150$  mm,  $\Delta p_l = 250$  Pa/m,  $\omega = 2,3$  m/s.

- Lưu lượng nước sau AHU :  $G = 10$  l/s.

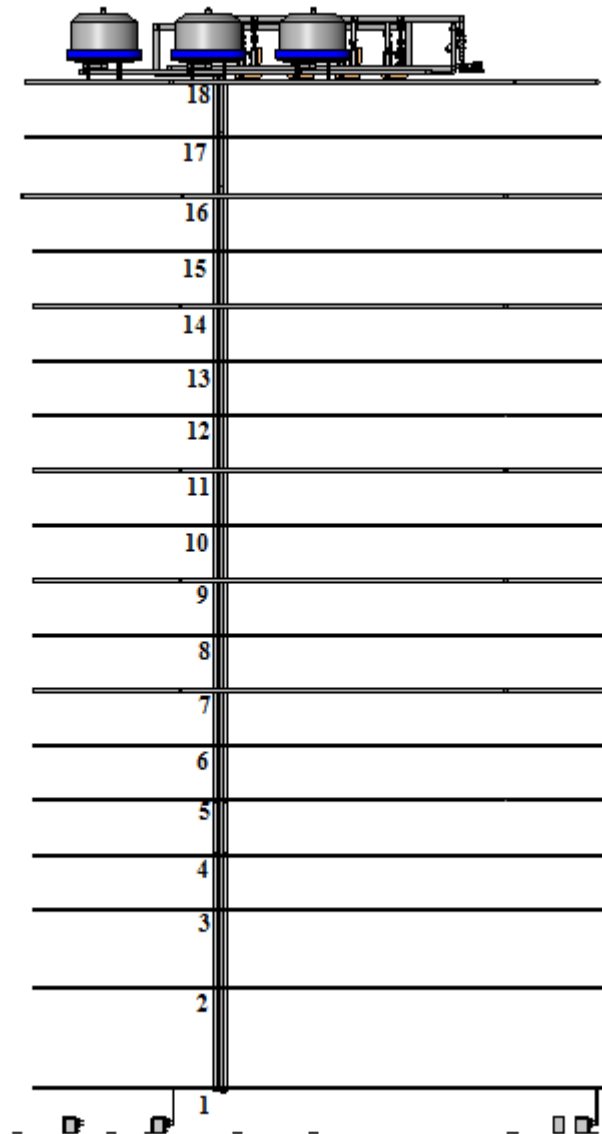
→  $d_y = 80$  mm,  $\Delta p_l = 520$  Pa/m,  $\omega = 2$  m/s.

Các tầng khác tính tương tự và cho kết quả trong **Bảng 5.1.1.2**

### 5.1.1.3 Đường cấp chính .

Trong các hệ thống điều hòa không khí ta thường dùng ống thép đen để phân phối nước cho các dàn lạnh. Trong hệ thống này ta chọn dùng ống thép đen biểu số 40 tiêu chuẩn.

Sử dụng phương pháp ma sát đồng đều để tính toán đường kính ống nước. Ta chọn tổn thất áp suất trên 1 m ống thép đen biểu số 40 tiêu chuẩn là 500 Pa/m. Với lưu lượng thể tích đã biết và tổn thất áp suất đã chọn là 500 Pa/m ta tra đồ thị hình 6.5 TL [1] sẽ xác định được đường kính ống sơ bộ. Từ đường kính sơ bộ vừa tính được ta chọn đường kính ống nước tiêu chuẩn theo bảng 6.2 TL [1]. Ta tính đại diện 1 đoạn ống, các đoạn còn lại tính toán tương tự ta lập bảng tổng hợp kết quả tính toán.



**Hình 5.1 Sơ đồ đường ống nước.**

❖ Tính ví dụ đoạn ống nước từ tầng 18 xuống tầng 17 :

Lưu lượng nước cần cung cấp cho tầng 18 là:  $G_{18} = 10,72 \text{ l/s}$

Lưu lượng qua đoạn ống 18-17 :

$$G_{18-17} = G - G_{18} = 236 - 10,72 = 225,28 \text{ l/s}$$

Dựa vào hình 6.5 TL [1] với lưu lượng nước là  $G_{18-17} = 225,28 \text{ l/s}$  và  $\Delta P_1 = 500 \text{ Pa/m}$  ta tra được đường kính ống sơ bộ là  $d_{sb} = 251 \text{ mm}$



Tra bảng 6.2 TL [1] ta chọn được ống thép biểu số 40 có :

Đường kính danh nghĩa  $D_y = 250$  mm

Đường kính ngoài  $d_a = 273$  mm

Đường kính trong  $d_i = 254,5$  mm

Chiều dày vách ống  $s = 9,25$  mm

Với lưu lượng nước là 225,28 l/s và đường kính ống đã chọn là 250 mm tra lại đồ thị hình 6.5 ta được  $\Delta P_l = 500$  Pa/m

❖ Tính tương tự cho các đoạn ống còn lại ta có bảng **5.1.1.3**

### ***Đường nước lạnh hồi:***

Các thông số về đường kính của đường nước lạnh hồi lấy tương ứng như đường nước cấp. Và ta coi trở lực trên đường ống hồi bằng đường cấp để việc tính toán trở lực đường ống sau đây được đơn giản.

### **5.1.2 Tính tổn thất áp suất đường ống nước .**

Trở lực của đường ống nước lạnh bao gồm của đường cấp, đường hồi và tất cả các thiết bị mà nước lạnh đi qua. Đó là trở lực từ bơm đến FCU/AHU cuối cùng rồi lại về bơm. Được xác định như sau:

$$\Delta p = \Delta p_o + \Delta p_{AHU} + \Delta p_{BH}, \quad \text{Pa}$$

Trong đó:

- $\Delta p_o$  – trở lực của toàn bộ đường ống bao gồm cả đường cấp và đường hồi:
- $\Delta p_o = \Delta p_{ms} + \Delta p_{cb}$ , Pa
- $\Delta p_{ms} = l \cdot \Delta p_l$  và  $\Delta p_{cb} = l_{td} \cdot \Delta p_l$ .
  - $l$ : chiều dài đường ống, m
  - $l_{td}$ : chiều dài tương đương của nơi xảy ra tổn thất cục bộ, m
  - $\Delta p_l$ : tổn thất trên 1m chiều dài ống.
- $\Delta p_{AHU}$  – trở lực của AHU cuối cùng, Pa.
- $\Delta p_{BH}$  – trở lực của bình bay hơi, Pa.



### 5.1.2.1 .Tính tổn thất ma sát. Bảng 3.3.

### 5.1.2.2 Tính tổn thất áp suất cục bộ.

Xác định chiều dài tương đương của các đoạn có tổn thất cục bộ từ đường kính danh nghĩa tương ứng (Bảng 6.8 tr 294, 6.9 tr 296 [1]).

❖ Đoạn A – B (từ bơm đến chiller):

Đoạn  $d_y = 300$  mm:

+ 6 cút T đường d không đôi:  $l_{td} = 6.5,79 = 34,37$  m

+ 6 cút  $90^0$  loại tiêu chuẩn:  $l_{td} = 6.9,14 = 54,84$  m

Đoạn  $d_y = 200$  mm

+ 7 van cổng:  $l_{td} = 7.2,74 = 19,18$  m

+ 7 lọc Y:  $l_{td} = 7.12,19 = 85,33$  m

+ 7 cút  $90^0$  loại tiêu chuẩn:  $l_{td} = 7.6,10 = 42,7$  m

→  $l_{td} = 236,42$  m.

❖ Đoạn B – C (từ chiller đến ống cấp):

Đoạn  $d_y = 300$  mm:

+ 3 cút T đường nhánh:  $l_{td} = 3.12,19 = 36,57$  m

+ 5 cút  $90^0$  loại tiêu chuẩn:  $l_{td} = 5.6,10 = 30,5$  m

Đoạn  $d_y = 200$  mm:

+ 3 van cổng:  $l_{td} = 3.2,74 = 8,22$  m

+ 3 lọc Y:  $l_{td} = 3.12,19 = 36,57$  m

+ 3 cút  $90^0$  loại tiêu chuẩn:  $l_{td} = 3.9,14 = 27,42$  m

→  $l_{td} = 139,28$  m.

❖ Đoạn 19-18  $d_y = 300$  mm:

+ 1 T đường thẳng d không đôi:  $l_{td} = 5,79$  m.

❖ Đoạn 18-17 (tầng 18 xuống tầng 17):  $d_y = 300$  mm:

+ 1 T đường thẳng d không đôi:  $l_{td} = 5,79$  m.



- ❖ Đoạn 17 -16 (tầng 17 xuống tầng 16):  $d_y = 250 \text{ mm}$ :  
+ 1 T đường thẳng d thu 0,25:  $l_{td} = 7,01 \text{ m}$ .
- ❖ Đoạn 16 - 15 (tầng 16 xuống tầng 15):  $d_y = 250 \text{ mm}$ :  
+ 1 T đường thẳng d không đổi:  $l_{td} = 4,88 \text{ m}$
- ❖ Đoạn 15 - 14 (tầng 15 xuống tầng 14):  $d_y = 250 \text{ mm}$ :  
+ 1 T đường thẳng d không đổi:  $l_{td} = 4,88 \text{ m}$
- ❖ Đoạn 14 - 13 (tầng 14 xuống tầng 13):  $d_y = 250 \text{ mm}$ :  
+ 1 T đường thẳng d không đổi:  $l_{td} = 4,88 \text{ m}$
- ❖ Đoạn 13 - 12 (tầng 13 xuống tầng 12):  $d_y = 250 \text{ mm}$ :  
+ 1 T đường thẳng d không đổi:  $l_{td} = 4,88 \text{ m}$
- ❖ Đoạn 12 - 11 (tầng 12 xuống tầng 11):  $d_y = 200 \text{ mm}$ :  
+ 1 T đường thẳng thu 0,25d:  $l_{td} = 5,49 \text{ m}$ .
- ❖ Đoạn 11 – 10 (tầng 11 xuống tầng 10):  $d_y = 200 \text{ mm}$ :  
+ 1 T đường thẳng d không đổi:  $l_{td} = 3,96 \text{ m}$ .
- ❖ Đoạn 10 – 9 (tầng 10 xuống tầng 9):  $d_y = 200 \text{ mm}$ :  
+ 1 T đường thẳng d không đổi:  $l_{td} = 3,96 \text{ m}$ .
- ❖ Đoạn 9 – 8 (tầng 9 xuống tầng 8):  $d_y = 200 \text{ mm}$ :  
+ 1 T đường thẳng d không đổi:  $l_{td} = 3,96 \text{ m}$ .
- ❖ Đoạn 8 – 7 (tầng 8 xuống tầng 7):  $d_y = 200 \text{ mm}$ :  
+ 1 T đường thẳng d không đổi:  $l_{td} = 3,96 \text{ m}$ .
- ❖ Đoạn 7 – 6 (tầng 7 xuống tầng 6):  $d_y = 200 \text{ mm}$ :  
+ 1 T đường thẳng d không đổi:  $l_{td} = 3,96 \text{ m}$ .
- ❖ Đoạn 6 – 5 (tầng 6 xuống tầng 5):  $d_y = 200 \text{ mm}$ :  
+ 1 T đường thẳng d không đổi:  $l_{td} = 3,96 \text{ m}$ .
- ❖ Đoạn 5– 4 (tầng 5 xuống tầng 4):  $d_y = 150 \text{ mm}$ :



+ 1 T đường thẳng thu  $0,25d$ :  $l_{td} = 4,27 \text{ m}$

❖ Đoạn 4 – 3 (tầng 4 xuống tầng 3):  $d_y = 150 \text{ mm}$ :

+ 1 T đường thẳng  $d$  không đổi:  $l_{td} = 3,05 \text{ m}$ .

❖ Đoạn 3 – 2 (tầng 3 xuống tầng 2):  $d_y = 150 \text{ mm}$ :

+ 1 T đường thẳng  $d$  không đổi:  $l_{td} = 3,05 \text{ m}$ .

❖ Đoạn 2 – 1 (tầng 2 xuống tầng 1):  $d_y = 80 \text{ mm}$ :

+ 1 T đường thẳng thu  $0,5d$ :  $l_{td} = 2,29 \text{ m}$

❖ Đoạn 1 – 1F  $d_y = 90 \text{ mm}$ :

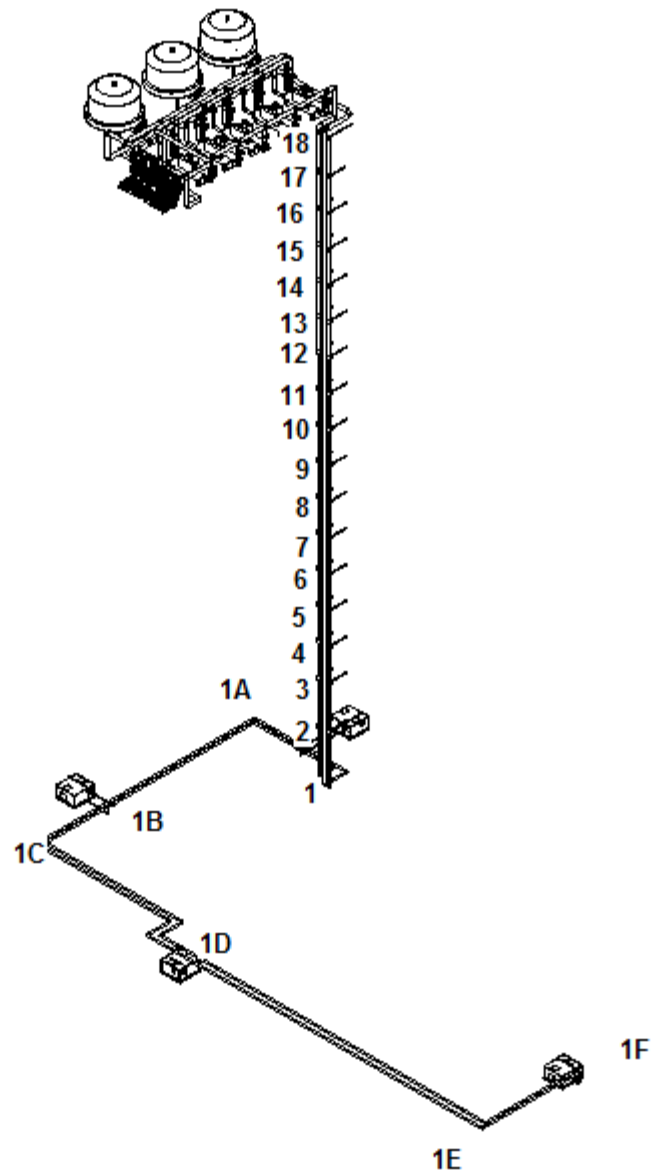
+ 4 T đường thẳng nhánh:  $l_{td} = 4.5,9=23,6 \text{ m}$ .

+ 7 cút  $90^\circ$  loại tiêu chuẩn:  $l_{td} = 7.2.895=20,26 \text{ m}$ .

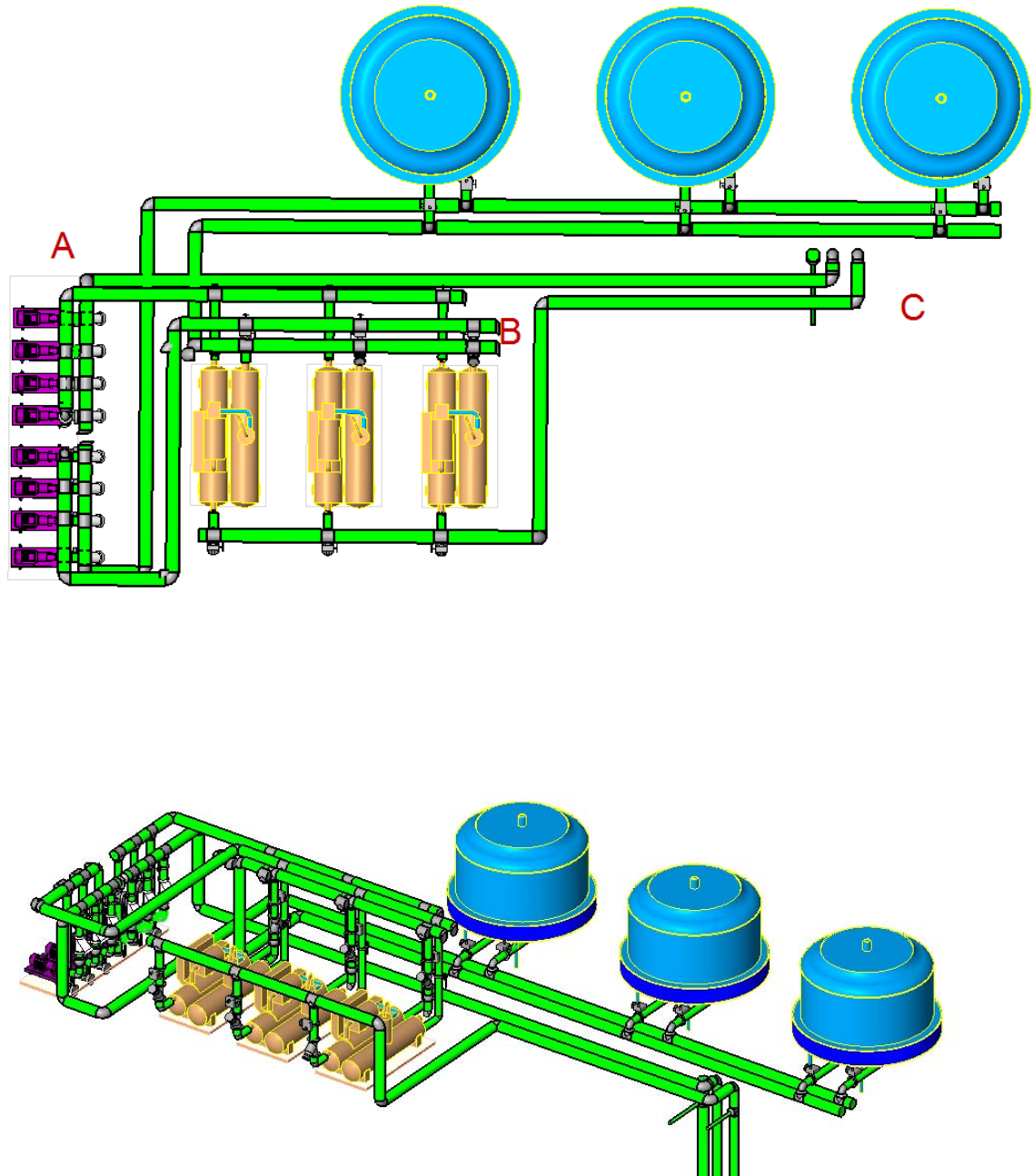
+ 8 van công:  $l_{td} = 8.1,37=10,96 \text{ m}$ .

→  $l_{td} = 54,82 \text{ m}$ .





**Hình 3.4. Sơ đồ tính thủy lực đường ống nước lạnh.**



**Hình 3.4. Sơ đồ bố trí lắp đặt ống nước-phòng chiller.**

Kết quả tính trở lực cục bộ trong **bảng 5.1.2**

→ Trở lực đường ống:

$$\Delta p_o = 2(\Delta p_{ms} + \Delta p_{cb}) = 2.(69385 + 11925) = 162,62 \text{ kPa} .$$



### 5.1.2.3 Trở lực của AHU:

Tra đồ thị water pressure drop tr 34 catalog của hãng Carrier thì AHU 40 HW 044 có tổn thất áp suất qua AHU là  $\Delta P_{AHU} = 40 \text{ kPa}$

### 5.1.2.4 Trở lực của bình bay hơi:

$$\Delta p_{BH} = 55 \text{ kPa}$$

→ Tổng trở lực của toàn bộ hệ thống:

$$\begin{aligned} \Delta p &= 162,62 + 40 + 55 = 257,62 \text{ kPa} \\ &= 257,62 \cdot 0,102 = 26 \text{ mH}_2\text{O} \end{aligned}$$

## 5.2 Tính chọn bơm nước cho hệ thống.

Bơm nước lạnh có nhiệm vụ là tuần hoàn nước lạnh đã được làm lạnh ở bình bay hơi tới các AHU, FCU trong tòa nhà để làm lạnh không khí. Bơm nước lạnh sử dụng trong các hệ thống điều hoà không khí thường là bơm ly tâm. Bơm ly tâm có ưu điểm là có cột áp lớn có thể cung cấp nước cho các tòa nhà cao tầng dễ dàng.

Bơm nước được chọn phải thỏa mãn yêu cầu về năng suất và cột áp tổng của hệ thống. Bơm làm việc càng gần điểm có hiệu suất tối đa càng tốt trong suốt quá trình vận hành. Một điều nữa là tiếng ồn của bơm phải càng nhỏ càng tốt, đặc biệt là trong điều hòa không khí tiện nghi.

Việc tính chọn bơm phải làm sao để giảm được tiếng ồn nhỏ nhất vì tiếng ồn trong hệ thống đường ống nước rất khó khắc phục. Thường bơm có tốc độ nhỏ thì ít ồn nhưng phải đảm bảo được năng suất và cột áp yêu cầu.

### 5.2.1 Xác định năng suất bơm

Năng suất bơm được xác định theo công thức

$$V_b = \frac{Q_o}{\rho \cdot C \cdot \Delta t}, \text{ m}^3/\text{s}$$



Trong đó:

- $V_b$ : Năng suất của bơm.
- $Q_o$ : Năng suất lạnh của bình bay hơi.
- $\rho$ : Khối lượng riêng của nước.
- $\Delta t$ : Độ chênh nhiệt độ vào và ra khỏi bình bay hơi.

$$V_b = \frac{2925}{1000 \cdot 4,186 \cdot 5} = 0,14 \text{ m}^3/\text{s} = 503 \text{ m}^3/\text{h}$$

### 5.2.2 Xác định công suất động cơ của bơm

Công suất động cơ của bơm tính theo công thức:

$$N_b = \frac{V_b \cdot \Delta P}{\eta_b}, \text{ kW} \quad (5.7)$$

Trong đó:

- $N_b$ : Công suất động cơ bơm.

$V_b$ : Năng suất của bơm.

$\Delta P$ : Tổng tổn thất áp suất trên hệ thống.

$\eta_b$ : Hiệu suất của bơm. Chọn hiệu suất của bơm là  $\eta_b = 0,75$

Ta chọn 3 bơm để cung cấp nước lạnh cho toàn bộ hệ thống lạnh, vậy ta có:

Năng suất của 1 bơm:

$$V_{1b} = \frac{0,14}{4} = 0,035 \text{ m}^3/\text{s} = 126 \text{ m}^3/\text{h}$$

Công suất động cơ của 1 bơm:

$$N_b = \frac{V_{1b} \cdot \Delta P}{\eta_b} = \frac{0,035 \cdot 254960}{0,75} = 11,9 \text{ kW}$$

Tra bảng 6.15 TL [1] ta chọn 4 bơm MD65-160/15 của hãng EBARA (Nhật), có các thông số:



- Công suất: 15 kW
- Năng suất: 126 m<sup>3</sup>/h
- Cột áp: 30,2 mH<sub>2</sub>O.

### 5.3 Tính chọn bơm cho hệ thống nước giải nhiệt.

#### 5.3.1 Tổn thất ma sát.

Ống nối từ bơm đến bình ngưng đến tháp giải nhiệt và trở về bơm là ống thép đen, đường kính ống góp là ống thép đen, đường kính ống góp là 300 mm, chiều dài khoảng 220 m. Lưu lượng nước tổng là: 282,54 l/s.

$$\rightarrow \Delta p_l = 300 \text{ Pa/m}$$

$$\rightarrow \Delta p_{ms} = 220.300 = 66000 \text{ Pa.}$$

#### 5.3.2 Tổn thất cục bộ.

$$\Delta P_{cb} = L_{td} \cdot \Delta p_l, \text{ Pa}$$

Trong đó:

- $L_{td}$ : Tổng chiều dài tương đương của các thiết bị.
- $\Delta p_l$ : Tổn thất áp suất cho 1m chiều dài ống.  $\Delta p_l = 250 \text{ Pa/m}$

Đoạn ống đến các chiller có đường kính 200 mm, có các thiết bị:

- 6 van cổng:  $l_{td} = 6.2,74 = 16,44 \text{ m.}$
- 6 lọc Y mặt bích:  $l_{td} = 6.45,72 = 274,32 \text{ m.}$

Đoạn ống từ các bơm đến ống góp, từ tháp giải nhiệt đến ống góp và ngược lại, có đường kính 200 mm, gồm các thiết bị:

- 8 van cổng:  $l_{td} = 8.2,74 = 21,92 \text{ m.}$
- 8 lọc Y mặt bích:  $l_{td} = 8.45,72 = 365,76 \text{ m.}$

Đoạn ống góp 300 mm, gồm có:

- 7 T đường nhánh:  $l_{td} = 7.5,79 = 40,53 \text{ m}$
- 8 cút 90° loại tiêu chuẩn:  $l_{td} = 8.9,14 = 73,12 \text{ m}$



$$\rightarrow l_{td} = 756 \text{ m}$$

$$\rightarrow \Delta P_{cb} = 756 \cdot 250 = 189 \text{ kPa}$$

→ Tổng tổn thất đường ống:

$$\Delta p_o = \Delta p_{ms} + \Delta p_{cb} = 66 + 189 = 255 \text{ kPa}$$

### 5.3.3 Tổn thất của bình ngưng tụ.

$$\Delta p_{BN} = 70 \text{ kPa.}$$

Vậy: tổng tổn thất áp suất ở toàn bộ hệ thống nước làm mát là:

$$\Delta p = 255 + 70 = 325 \text{ kPa} = 3250,102 = 33 \text{ mH}_2\text{O.}$$

### 5.3.4 Năng suất bơm nước giải nhiệt bình ngưng.

$$V_b = \frac{Q_k}{\rho_w \cdot c_w \cdot (t_{w2} - t_{w1})} = \frac{3015}{1000 \cdot 4,18,5} = 0,14 \text{ m}^3 / \text{s} = 504 \text{ m}^3 / \text{h}$$

### 5.3.5 Công suất động cơ bơm.

$$N_b = \frac{V_b \cdot \Delta P}{\eta_b} = \frac{0,14 \cdot 325 \cdot 10^3}{0,75} = 60666 \text{ W} = 60,67 \text{ kW}$$

Chọn 4 bơm MD65-200/18,5 của hãng EBARA (Nhật), có các thông số:

- Công suất: 18,5 kW
- Năng suất: 126 m<sup>3</sup>/h
- Cột áp: 39,5 mH<sub>2</sub>O.



## CHƯƠNG 6: TÍNH TOÁN ĐƯỜNG ỐNG PHÂN PHỐI KHÔNG KHÍ

Trong các tính toán thiết kế đường ống gió ta phải đáp ứng được các yêu cầu chung của các hệ thống đường ống gió như:

- Bố trí đường ống đơn giản và nên đối xứng,
- Hệ thống đường ống gió phải tránh được các kết cấu xây dựng, kiến trúc và các thiết bị khác trong không gian thi công, đảm bảo cảnh quan công trình.

Có rất nhiều phương pháp tính toán thiết kế hệ thống ống dẫn không khí, mỗi phương pháp tính toán cho ta một kết quả khác nhau về kích thước đường ống, giá thành tổng thể, quạt gió, không gian lắp đặt, độ ồn và toàn bộ các phụ kiện kèm theo: tê, cút, côn...

Trong đề tài này để xác định tổn thất ma sát em tính toán theo phương pháp ma sát đồng đều.

Ta tiến hành theo các bước sau:

- Xác định tốc độ khởi đầu, tiết diện, cỡ và tổn thất áp suất của đoạn ống đầu tiên từ quạt đến chỗ rẽ nhánh thứ nhất;
- Kích thước của từng đoạn ống;
- Tổng chiều dài tương đương của mạng đường ống gió với trở kháng thủy lực lớn nhất.
- Áp suất tĩnh tổng cần thiết để kiểm tra cột áp của quạt.

### 6.1 Tính toán đường ống phân phối khí.

#### 6.1.1 Phương pháp tính.

Để thiết kế đường ống gió người ta sử dụng nhiều phương pháp tính khác nhau. Trong phần thiết kế này sử dụng phương pháp ma sát đồng đều, nội dung của phương pháp này là thiết kế hệ thống đường ống sao cho tổng áp suất trên 1m chiều



dài đường ống bằng nhau trên toàn tuyến ống. Phương pháp ma sát đồng đều cũng đảm bảo tốc độ gió trên đường ống giảm dần theo chiều chuyển động, do đó một phần áp suất động được biến đổi thành áp suất tĩnh vì vậy đảm bảo phân bố gió đều.

## **6.1.2 Thiết kế hệ thống gió điển hình**

### **6.1.2.1 Thiết kế hệ thống gió cấp**

Chọn 1 nhánh của tầng 1 để thiết kế hệ thống đường ống gió điển hình.

- Lưu lượng gió do AHU cung cấp:  $L = 256 \text{ m}^3/\text{p} = 4270 \text{ l/s}$ .
- Chọn loại miệng gió 600x600 cho toàn bộ hệ thống AHU.
- Tổng số miệng gió cần bố trí cho 1 hệ thống AHU là 10 miệng.
- Suy ra lưu lượng gió tại mỗi miệng gió là  $4270/10 = 427 \text{ l/s}$ .

Sử dụng phần mềm Duct Size Calculating-McQuay với tổn thất áp suất 1Pa/m để tính kích thước từng đoạn ống gió.

Đoạn K1K: với lưu lượng 1 miệng gió 427 l/s. Tính được đường ống 300x300.

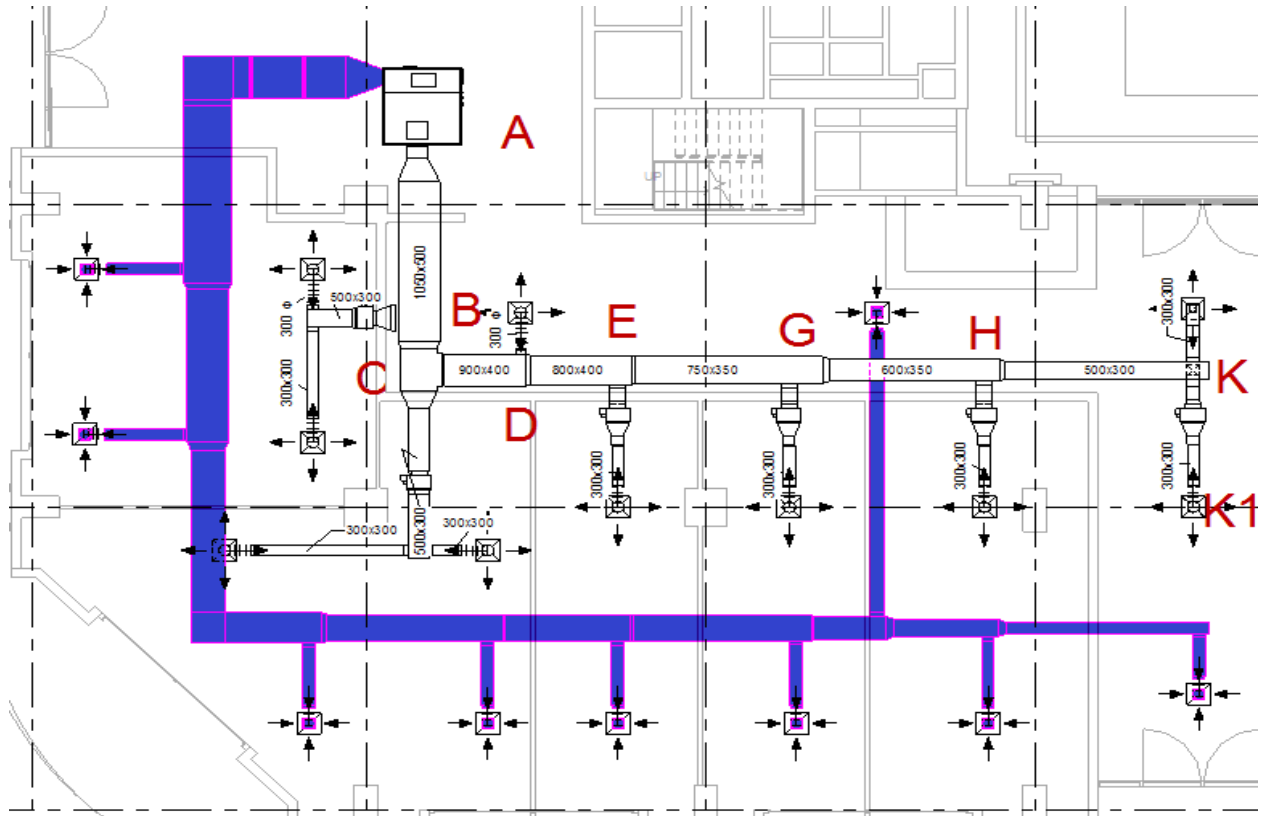
Đoạn KH: với lưu lượng 2 miệng gió. Tính được đường ống 500x300.

Đoạn HG: với lưu lượng 3 miệng gió. Tính được đường ống 600x350.

Đoạn GE: với lưu lượng 4 miệng gió. Tính được đường ống 750x350.

Các đoạn còn lại tính tương tự.





Hình 6.1: Ví dụ về tính đường ống gió

### 6.1.2.2 Thiết kế hệ thống gió tươi.

❖ *xác định tiết diện đoạn ống.*

Chọn hệ thống cấp gió tươi cho AHU1 làm ví dụ điển hình

- Tổng lưu lượng gió tươi cần cung cấp cho AHU1 tòa nhà là:

$$L_c = 4190/4 = 1047,5 \text{ l/s} = 1,05 \text{ m}^3/\text{s}$$

- Sử dụng phần mềm Duct Size Calculating-McQuay với tổn thất áp suất 1Pa/m ta xác định được tiết diện đoạn ống là: 500×350

❖ *Tính tổn thất áp suất.*

- Tổng chiều dài tương đương của đoạn từ quạt đến AHU1 là:

$$\Sigma l_{td} = 1,3 \text{ m}$$

- Tổn thất áp suất trên đoạn này:



- $\Delta p = \Sigma l_{td} \cdot \Delta p_l = 1,3 \cdot 1 = 1,3 \text{ Pa} = 0,132 \text{ mm H}_2\text{O}$
- Chọn áp suất làm việc với các miệng thổi là: 3,8 mm H<sub>2</sub>O
- Tổng áp suất để chọn quạt là:  $P = 0,132 + 3,8 = 3,932 \text{ mm H}_2\text{O}$
- Theo bảng 7.22.[1] Ta có thể chọn quạt hướng trục có thông số sau:
- Bảng 5.4. Đặc tính quạt hướng trục - cấp gió tươi

N <sup>o</sup> quạt MLQ	Tốc độ		Năng suất		Cột áp		Hiệu suất $\eta$ , %
	Vg/s	Vg/ph	m <sup>3</sup> /s	m <sup>3</sup> /h	Pa	mm H <sub>2</sub> O	
4	24	1440	0,5	1800	59	6,0	37

Tương tự như vậy ta tính toán thiết kế được các đường ống cấp gió tươi đến các dàn lạnh (xem bản vẽ thi công) và chọn được các quạt. **“Danh mục các quạt cấp gió tươi cho toàn nhà”** được cho trong **Phụ lục 24**.

### 6.1.2.3 Thiết kế hệ thống gió hồi.

- Tổng lưu lượng gió hồi vào AHU1 là:

$$L_{\text{hồi}} = L - L_{\text{tươi}} = 4270 - 1047.5 = 3222.5 \text{ l/s}$$

- 9 miệng hồi nên lưu lượng gió hồi qua 1 miệng hồi:

$$L_{\text{hl}} = 3222.5/9 = 358,05 \text{ l/s}$$

- Sử dụng phần mềm Duct Size Calculating-McQuay với tổn thất áp suất 1Pa/m ta xác định được tiết diện đoạn ống là: 300×250

Tương tự ta tính cho các dàn lạnh còn lại, kết quả được thể hiện chi tiết trên bản vẽ thi công.

### 6.1.2.4 Thiết kế hệ thống ống gió hút thải.

Việc tính toán thiết kế cho hệ thống đường ống hút gió thải cho tòa nhà cũng tính toán tương tự như đối với hệ thống đường ống gió khác. Tuy nhiên khi



bố trí thiết kế hệ thống đường ống cần chú ý đến khoảng cách của các miệng hút với các miệng thổi gió của các dàn lạnh. Khoảng cách này càng xa càng tốt nhưng vẫn phải đảm bảo hút đều khí thải tại các vị trí trong không gian điều hòa. Riêng các không gian gần ngay tại cửa ra vào thì có thể không cần đặt các miệng hút tại đó.

Lưu lượng gió cần thải ra ngoài thường chính là lưu lượng gió tươi mà ta cấp vào không gian điều hòa.

- Lưu lượng gió thải cần hút ra là:  $L_T = L_C = 1047 \text{ (l/s)}$

- Từ số lượng miệng hút  $\rightarrow$  lưu lượng gió cho 1 miệng hút  $\rightarrow$  xác định được hệ thống gió thải

#### 6.1.2.5 Tính thông gió cho nhà vệ sinh

Tại các khu vệ sinh ta thiết kế hệ thống đường ống gió và các miệng hút, hút gió thải tại đó rồi thổi vào ống gió thải xuyên tầng rồi được một quạt hút ở phía trên tầng thượng hút và thổi ra ngoài môi trường. Gió tươi sẽ được hút vào phòng do qua các cửa thông gió một cách tự nhiên do chênh lệch áp suất trong và ngoài nhà. Do vậy ta chỉ cần tính toán hệ thống hút gió thải nhà vệ sinh là đủ.

Thể tích của khu nhà vệ sinh của mỗi tầng là:

$$V = 6,6 \times 5,9 \times 3,5 = 136,29 \text{ m}^3$$

Theo bảng 1.4.[1] ta có thể chọn định hướng hệ số thay đổi không khí cho khu nhà vệ sinh là:  $\epsilon = 15 \text{ m}^3/\text{h} \cdot \text{m}^3 \text{ phòng}$ .

Vậy lưu lượng gió thải cần hút trong nhà vệ sinh trong 1 h là:

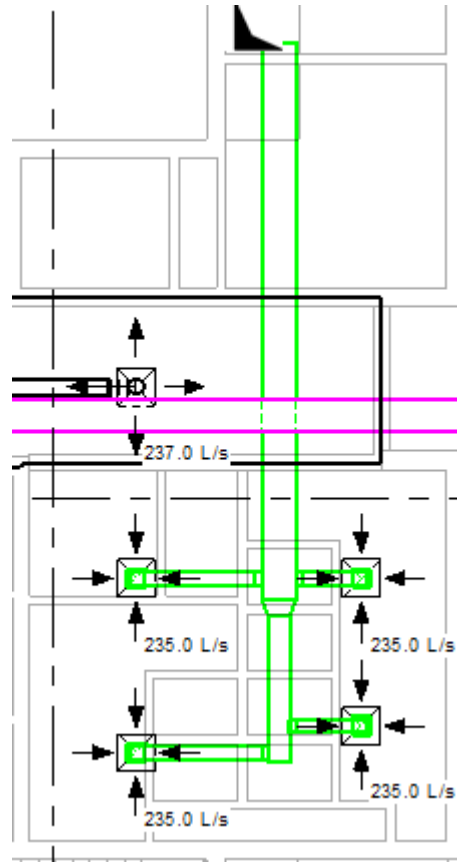
$$\begin{aligned} L_t &= V \cdot \epsilon \\ &= 136,29 \cdot 15 = 2044,35 \text{ m}^3/\text{h} \end{aligned}$$

Vậy tổng lưu lượng gió thải nhà vệ sinh của cả tòa nhà là:

$$L_Q = 18 \cdot L_t$$

$$= 18 \cdot 2044,35 = 36798,3 \text{ m}^3/\text{h}$$

Ta có thể bố trí miệng hút và đường ống gió thải nhà vệ sinh như sau:



Hình 6.1.2.5 Sơ đồ bố trí miệng hút gió thải nhà vệ sinh.

## 6.2 Chọn miệng gió.

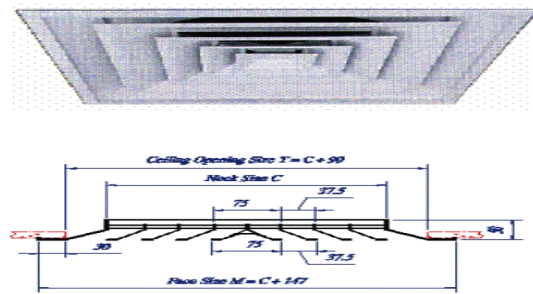
Toàn bộ tòa nhà sử dụng chung 1 kích thước 600×600 của hãng **Reetech**.

Tra catalog Air distribution devices của hãng Reetech ta chọn miệng thổi có các thông số chính như sau:



Kích thước cổ	$C = 600 \times 600 \text{ mm}$
Đường kính nối ống mềm	$\varnothing_N = 450 \text{ mm}$
Kích thước mặt	$M = 747 \times 747 \text{ mm}$
Kích thước lỗ trần	$T = 675 \times 675 \text{ mm}$

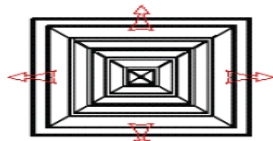
Chi tiết về miệng thổi có trong bảng dưới đây



BASIC NOMINAL SIZES

$\varnothing_N$ (mm)	C (mm)	M (mm)	T (mm)
$\varnothing 100 \dots 160$	$150 \times 150$	$297 \times 297$	$225 \times 225$
$\varnothing 200$	$225 \times 225$	$372 \times 372$	$300 \times 300$
$\varnothing 250$	$300 \times 300$	$447 \times 447$	$375 \times 375$
$\varnothing 300$	$375 \times 375$	$522 \times 522$	$450 \times 450$
$\varnothing 350$	$450 \times 450$	$597 \times 597$	$525 \times 525$
$\varnothing 400$	$525 \times 525$	$672 \times 672$	$600 \times 600$
$\varnothing 450$	$600 \times 600$	$747 \times 747$	$675 \times 675$

$\varnothing_N$  - Flexible duct diameter connecting to plenum box..



- C - Neck size of Diffuser, mm.
- NC - Noise Criteria, dB.
- V - Outlet air velocity, m/s.
- P - Total pressure, Pa.
- Pt - Pressure loss, Pa.
- Q - Supply air volume, m<sup>3</sup>/h.
- L - Air throw (m) corresponding to measuring points at various velocities:  $V_1 = 0.75 \text{ m/s}$ ,  $V_2 = 0.5 \text{ m/s}$ , and  $V_3 = 0.38 \text{ m/s}$ .

C	NC	V	Pt	P	Q	L		
600 x 600	≤ 20	1.0	0.7	3.0	1,368	$V_1$	$V_2$	$V_3$
		1.25	1.0	4.0	1,692	2.0	2.0	3.0
		1.5	1.5	6.0	2,052	2.0	3.0	4.0
	30	1.75	2.0	8.0	2,376	2.0	4.0	5.0
		2.0	2.5	10	2,736	3.0	5.0	6.0
		2.5	4.0	16	3,384	4.0	6.0	7.0
	40	3.0	6.0	24	4,068	5.0	6.0	7.0
		3.5	8.0	32	4,752	6.0	7.0	8.0
		4.0	10	42	5,436	6.0	7.0	8.0
	50	4.5	13	54	—	—	—	—



## CHƯƠNG 7 TÍNH SƠ BỘ PHƯƠNG ÁN DỰ TOÁN LẮP ĐẶT 1 TẦNG

Với thiết kế như trên, sau khi tham khảo bảng giá của nhà sản xuất Mitsubishi kết hợp với khảo sát thực tế công việc thi công ngoài công trường ta có thể tính sơ bộ giá thành của hệ thống như sau:

**Bảng 7.1 Tính giá thành tầng 1.**

Thành phần	Số lượng	Đơn giá, VNĐ	Thành tiền, VNĐ
40HW 044	4	400.000.000	1600000000
Ống gió	Bảng excel	180000/m <sup>2</sup>	181569726
Ống nước	Bảng excel	25.000.000	25000000
Miếng gió	Bảng excel	300000	30000000
Thiết bị khác	Bảng excel	10.000.000	10000000
Tổng			1846000000

Trên đây giá của máy đã được tính cả công lắp đặt thi công máy. Ngoài khoản chi phí trên còn khoản chi cho việc chế tạo lắp đặt hệ thống đường ống gió (ước tính khoảng 50000000 VNĐ)

Vậy tổng giá thành của hệ thống điều hòa trên được tính toán sơ bộ là:

$$T = 1896000000 \text{ VNĐ}$$



## KẾT LUẬN CHUNG

Trong thời gian qua được sự hướng dẫn tận tình của thầy giáo **Hà Mạnh Thư** em đã hoàn thành đầy đủ nhiệm vụ đã được giao trong đề tài.

Để thiết kế hệ thống điều hòa cho công trình em đi vào tìm hiểu đặc điểm công trình, từ đó xác định yêu cầu điều hòa, và lựa chọn các thông số tính toán trong và ngoài nhà.

Sau khi tìm hiểu về công trình và chọn được các thông số tính toán em đi vào tính toán cân bằng nhiệt, từ những kết quả tính toán em đã thành lập được sơ đồ điều hòa và từng bước tính toán để tìm được yêu cầu về năng suất lạnh, yêu cầu về năng suất gió. Từ những kết quả em tiến hành chọn máy và các thiết bị cho công trình. Với các kết quả tính toán được trong công trình em đã chọn được máy làm lạnh nước và các FCU, AHU của hãng Carrier phù hợp với công trình. Sau khi chọn máy em đi vào tính toán đường ống nước và đường ống cung cấp gió cho từng thiết bị của từng tầng.

Trong quá trình làm đồ án em đã cố gắng tìm tòi học hỏi ở các bạn và thầy cô song cũng không tránh khỏi những thiếu sót. Mong các thầy các cô chỉ bảo thêm.

Em xin chân thành cảm ơn!

**TÀI LIỆU THAM KHẢO**

1. Nguyễn Đức Lợi. *Hướng dẫn thiết kế hệ thống ĐHKK*. NXB Khoa học và kỹ thuật, 2005.
2. Hà Đăng Trung, Nguyễn Quân. *Cơ sở kỹ thuật ĐHKK*. NXB Khoa học và kỹ thuật, 2005.
3. Bùi Hải. *Tính toán thiết kế thiết bị trao đổi nhiệt*. NXB Giao thông vận tải, 2002.
4. Bùi Hải. *Tính toán thiết kế hệ thống ĐHKK theo phương pháp mới*. NXB Khoa học và kỹ thuật, 2005.
5. Nguyễn Đức Lợi. *Hướng dẫn thiết kế hệ thống ĐHKK*. NXB Khoa học và kỹ thuật, 2005.
6. Honeywell. *Engineering manual of Automatic control for heating, ventilating and air conditioning, SI edition*. 1995.
7. *HVAC Equations Data Rules of Thumb của McGraw-Hill*
8. Carrier. *Carrier Catalog*.