

# MERANCANG KONDISI UDARA SUPLAJ PADA UNIT PENYEGAR UDARA

Rahmat  
Program Diploma III Teknik Mesin  
Fakultas Teknik Universitas Diponegoro

## Abstracts

*Rahmat, in paper condition of air supply design at aerosol unit explain that air supply condition is one of important variable that must be estimated after establishing the room air condition design that fulfil the criterion of comfortable and industrial application. Fault decision of air supply design condition, not only affecting the false in room air condition, but out of that are the higher of both operational and capital cost. To avoid that fault, all variables effecting the air supply condition namely ventilations, air circulations, supply system, blower energy etc. must be calculated by true thermodynamically approach so that the result is close by the real value or economical design point.*

*Key words: Air conditioning, air supply*

## I. PENDAHULUAN

Kondisi udara suplai merupakan keadaan termodinamik udara yang melibatkan suhu dan kelembaban yang keluar dari koil pendingin dalam ruang. Karena kondisi udara ruang sangat tergantung dari kondisi udara suplai, maka rancangan kondisi udara suplai yang tidak tepat akan menghasilkan kondisi udara ruang yang menyimpang dari rancangan.

Beberapa faktor yang mempengaruhi kondisi udara adalah suhu dan kelembaban udara ruang (rancangan), jumlah dan kecepatan udara yang bersirkulasi, jumlah udara ventilasi, beban kalor sensibel dan laten ruang dan terjadinya kerugian kalor pada sistim suplai serta tambahan kenaikan kalor lain yang tak mungkin dapat dihindarkan. Karena banyaknya variabel yang mempengaruhi, maka diperlukan kalkulasi secara menyeluruh melalui pendekatan termodinamik untuk masing masing faktor. Perhitungan yang teliti perlu dilakukan, dan diharapkan akan mampu menunjukkan sejauh mana masing masing variabel berpengaruh terhadap kondisi udara suplai, dan akhirnya dapat digunakan sebagai pedoman terhadap pengambilan pertimbangan.

## II. PEMINDAHAN KALOR SENSIBEL

Dimulai dengan asumsi bahwa ruang tinggal dalam keadaan tertutup rapat dan di dalamnya terdapat sumber kalor yang membangkitkan kalor secara kontinyu, misalnya berupa lampu penerangan dan manusia. Dalam hal ini kalor yang dibangkitkan dapat dimisalkan  $Q$  watt. Dinding, lantai dan langit-langit mempunyai koefisien transmisi kalor total sebesar  $U$   $W/m^2 \cdot ^\circ C$ , sekeliling luar ruangan mempunyai suhu tetap  $t_o$  sedangkan suhu udara dalam ruang  $t_r$ .

Persoalannya adalah menentukan pengaruh yang terjadi pada suhu ruang apabila ruang tersebut

tidak lagi berupa ruangan yang kedap, dan terdapat ventilasi udara dengan laju volumetrik tertentu.

Langkah pertama adalah mencari penyelesaian keseimbangan kalor dalam ruang dalam keadaan ruangan yang rapat.

Pertambahan kalor dalam ruang dari lampu sama dengan kalor yang dilepas menerobos dinding, lantai dan langit-langit ke udara luar.

Dalam bentuk matematis dapat diungkapkan :

$$Q = AU(t_r - t_o)$$

Atau  $t_r = t_o + Q/AU$

Terlihat, bahwa suhu ruang lebih tinggi dari suhu luar sebesar  $Q/AU$  setelah melewati masa transisi dan mencapai kondisi suhu tetap. Perbedaan itu tergantung dari  $Q$  yaitu besar sumber kalor dalam ruang.

Sebagai gambaran jika harga  $U = 1.1$   $W/m^2 \cdot ^\circ C$ ,  $Q = 2$  kW, ruangan berukuran 3 m x 3 m x 3 m, dan suhu luar  $27^\circ C$ , akan didapat suhu ruang sebesar  $60.7^\circ C$ . Jelas bahwa pada suhu tersebut tidaklah disukai sebagai suhu ruang tinggal manusia dalam jangka waktu yang lama. Hal ini memerlukan solusi lain agar dicapai keseimbangan kalor yang baru.

Apabila laju pertukaran udara terjadi  $n$  kali tiap jam, maka udara akan membawa kalor yang dibangkitkan dari lampu penerangan dan menghasilkan suhu ruang  $t_r$  yang lebih rendah. Dengan suhu udara masuk sama dengan  $t_o$  dan mengalami kenaikan suhu menjadi  $t_r$ , menyerap kalor dari lampu listrik, maka kalor yang diserap adalah sebesar :

$$\rho c n V (t_r - t_o) \cdot 3600$$

dimana  $\rho$  = rapat massa udara pada suhu ruang  $t_r$ ,  $kg/m^3$ ,  $c$  = kalor jenis udara,  $J/kg \cdot ^\circ C$ ,  $V$  = volume ruangan,  $m^3$ .

Ungkapan di atas dikombinasikan dengan persamaan sebelumnya didapat :

$$Q = AU(t_r - t_o) + \rho c n V(t_r - t_o) / 3600$$

$$\text{Atau } t_r = t_o + 3600 Q / (\rho_o n V + 3600AU)$$

Masih nampak bahwa suhu ruang selalu lebih tinggi dari suhu udara luar, namun kenaikannya tidak setinggi jika ruang tanpa ventilasi udara. Sebagai contoh, jika ruang (pada contoh di atas) diberi ventilasi dengan pertukaran udara 10 kali perjam, rapat massa udara 1.15 kg/m<sup>3</sup> dan kalor jenis 1.034 kJ/kg°C, didapat suhu ruang 40°C.

Pada kenyataan, suhu ruang tidak akan mencapai suhu itu dikarenakan beberapa dua faktor berikut :

- Suhu udara luar akan turun pada waktu malam hari.
- Kapasitas termal dinding, lantai dan langit-langit bersifat sebagai reservoir dan menyimpan kalor disiang luri.

Namun demikian suhu ruang selalu lebih tinggi dari suhu luar. Untuk mendapatkan suhu ruang 20°C, suhu luar harus sedemikian rendah, dan menurut rumus di atas didapat 6.6°C. Dengan suhu luar lebih dari 6.6°C, suhu udara ruang akan melebihi 20°C dikarenakan adanya penambahan kalor dalam ruang.

Jelaslah apabila suhu ruang hendak dipertahankan pada 20°C sepanjang tahun, suhu udara ventilasi masuk ruang harus dibuat lebih rendah dari 20°C. Dengan kata lain, apabila di dalam ruang terdapat sumber kalor sebesar Q watt, harus ada udara suplai dengan suhu  $t_s$  yang lebih rendah dari suhu udara ruang  $t_r$ . Apabila besar sumber kalor diketahui, dan suhu  $t_s$  dan  $t_r$  dipilih, maka jumlah udara yang harus disuplai ke dalam ruang dapat di hitung.

Dengan menggunakan konsep kapasitas kalor spesifik, maka kalor yang diserap udara :

Kalor yg diserap ( J ) = massa udara suplai x kapasitas kalor spesifik x kenaikan suhu udara =  $m c (t_s - t_r) = \rho_{13} V_{13} c (t_r - t_s)$

Jika udara ventilasi pada sembarang suhu  $t$ , dan massa udara ventilasi dihitung pada suhu udara suplai  $t_s$ , maka dengan menggunakan hukum Charles didapat persamaan :

$$\text{Laju udara, } V_o (\text{m}^3/\text{det}) = \text{kalor sensibel (kW)} (273 + t) / \rho_o c (t_r - t_s) (273 + t_o) \dots(a)$$

Index o, menunjukkan udara pada kondisi standart, pada suhu 20°C.  $c = 1.026 \text{ kJ/kg } ^\circ\text{C}$ ,  $\rho = 1.191 \text{ kg/m}^3$ .

Mengambil contoh di atas, jika suhu udara suplai pada 13°C, dengan memasukkan  $t = t_s$ , membutuhkan 0.117 m<sup>3</sup>/det.

Karena tidak ada infiltrasi atau exfiltrasi secara alami, maka massa udara suplai harus sama dengan udara yang dikeluarkan (ekstraksi), sehingga laju udara ekstraksi dengan memasukkan suhu  $t = t_r$ , didapat 0.183 m<sup>3</sup>/det.

### III. KAPASITAS KALOR SPESIFIK UDARA BASAH

Udara yang disuplai ke dalam ruang untuk menyerap kalor sensibel yang ada, merupakan campuran udara kering dan uap superheat. Kedua gas itu selalu mempunyai suhu yang sama karena sifat campuran, dan akan mengalami kenaikan suhu yang sama selama menyerap kalor sensibel. Namun demikian kapasitas penyerapan berbeda karena massa dan kalor spesifik berbeda.

Jika kalor spesifik udara dan uap air, masing-masing 1.012 dan 1.890 kJ/kg°C, dan apabila g kg uap berada pada 1 kg udara kering, maka berlaku keseimbangan kalor sebagai berikut :

$$Q = 1 \times 1.012 (t_r - t_s) + g \times 1.890 (t_r - t_s)$$

$$\text{Atau } Q = (1.012 + 1.89g) (t_r - t_s)$$

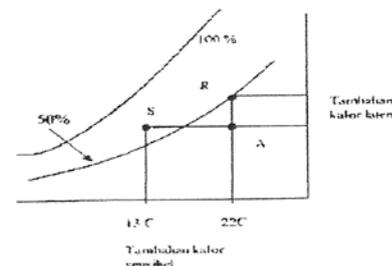
Ungkapan (1.012 + 1.89 g) sering disebut dengan kalor spesifik udara basah.

Dengan memperhitungkan pendinginan atau pemanasan sensibel uap superheat pada udara kering yang relatif kecil, akan menghasilkan ketelitian jawaban, namun tidak akan memberikan jaminan ketelitian pada kasus praktis, oleh karena itu kadang diabaikan.

### IV. PENYERAPAN KALOR LATEN

Apabila udara di dalam ruang dalam keadaan tidak jenuh, maka uap air akan meningkat di dalam ruang dan menyebabkan kandungan uap air di udara bertambah. Penambahan uap dipengaruhi oleh proses penguapan, misal akibat insensible perspiration pada kulit dan dari keringat. Karena penguapan memerlukan kalor, maka lebih diutamakan ungkapan banyaknya tambahan uap dalam ruang dinyatakan dalam KW daripada dalam kg/det.

Kenaikan kalor yang terjadi di dalam ruang terdiri dari kalor sensibel dan kalor laten. Oleh karena itu campuran udara kering dan uap air yang disuplai ke dalam ruang mempunyai dua ketentuan, cukup dingin untuk mengkompensasi kenaikan suhu bola kering dalam ruang dan kandungan uap airnya rendah untuk mengkompensasi kalor laten dalam ruang.



Gambar 1. Pertambahan Kalor Laten dan Sensibel

Apabila  $m$  kg udara kering mengandung uap air  $g_s$  kg per kg udara kering disuplai pada keadaan S dalam ruang. sementara hanya terjadi kenaikan kalor sensibel. maka suhu akan naik dari  $13^\circ\text{C}$  menjadi  $22^\circ\text{C}$  dan menghasilkan keadaan A. Kemudian apabila terjadi kenaikan kalor laten penguapan dalam ruang sebagai akibat proses penguapan tanpa pertambahan kalor ensibel, maka keadaan dalam udara dalam ruang akan berubah dari A menjadi R dan kandungan uap air menjadi  $g_r$ . Apabila ruang disuplai udara kering yang mengandung uap air tertentu. maka dapat dihitung kenaikan kandungan uap menurut kenaikan kalor laten yang diberikan

$$\text{Kenaikan kalor laten } Q_l (\text{kW}) = m_a \times (g_r - g_s) \times h_{fg}$$

Lebih lazim, laju masa aliran udara diganti dengan laju volume udara. Dengan menggunakan hukum Charles.

$$M_a = V_a \rho_a (273 + t_a) / (273 + t)$$

Dengan mengambil harga  $\rho_a = 1.191 \text{ kg/m}^3$  dan  $h_{fg} = 2454 \text{ kJ/kg}$  pada  $20^\circ\text{C}$ , diperoleh Kenaikan kalor laten

$$Q_l (\text{kW}) = V_a \times 1.191 \times 293 (g_r - g_s) / (273 + t) \\ = V_a \times 0.856 \times 10^6$$

Atau

$$\text{Laju aliran, } V_a (\text{m}^3 \text{ det}) = \text{Kalor laten } Q_l (\text{kW}) / (273 + 0.856(g_r - g_s)) \dots\dots\dots(b)$$

Perhitungan laju aliran udara dapat menggunakan salah satu diantara rumus (a) atau (b). Pada umumnya laju aliran udara dihitung menggunakan rumus (a) dengan kenaikan kalor sensibel diketahui, sedangkan rumus (b) digunakan untuk menentukan kandungan uap air dengan kandungan uap air udara suplai  $g_s$  diketahui. Sebagai alternatif, apabila kandungan uap air udara dalam ruang dipertahankan, laju aliran dihitung menggunakan rumus (b) sedangkan rumus (a) digunakan untuk menghitung kenaikan suhu dalam ruang.

#### V. KEMIRINGAN ROOM-RATIO-LINE

Room ratio line (RRL) merupakan garis lurus, digambarkan pada diagram psychrometric, menghubungkan titik yang menggambarkan keadaan udara dalam ruang dan kondisi awal udara suplai ke dalam ruang.

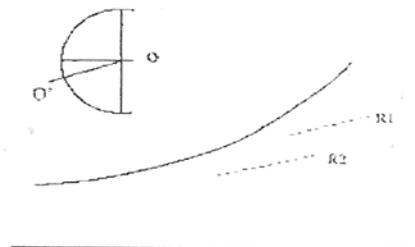
Kemiringan garis tersebut menunjukkan perbandingan pertukaran kalor laten dan kalor sensibel yang terjadi di dalam ruang, dan penentuan harga itu memainkan peran penting dalam hal pemilihan kondisi udara suplai yang ekonomis.

Setiap kondisi udara suplai yang terletak pada RRL berbeda beberapa derajat dan beberapa gram kandungan uap air terhadap keadaan udara ruang.

Perbedaan kedua besaran tersebut berbanding langsung terhadap massa udara suplai ke dalam ruang untuk menutup kenaikan kalor laten dan sensibel atau kerugian kalor. Dengan demikian untuk menjaga keadaan psychrometric tertentu dalam ruang, keadaan udara suplai harus terletak pada RRL. Apabila tidak akan menghasilkan keadaan yang keliru diantara suhu atau kelembaban yang terjadi di dalam ruang yang harus dipertahankan kondisinya.

Perhitungan kemiringan RRL dapat dilakukan dengan dua cara :

- Dengan menghitung perbandingan antara kenaikan kalor sensibel dan kalor total dalam ruang.
- Dengan menggunakan perbandingan antara kalor laten dan sensibel dalam ruang.



Gambar 2. Garis Perbandingan Kalor Udara Ruang

Misalkan kenaikan kalor sensibel dan kalor laten masing masing  $7.3 \text{ kW}$  dan  $1.4 \text{ kW}$ , dengan menggunakan metode (a) didapat rasio  $7.3/8.7 = 0.84$ . Harga tersebut digunakan untuk memberikan tanda pada skala protaktor pada diagram yang terletak pada kiri atas, menghasilkan garis  $O'O$ . Garis ini kemudian ditransfer kedalam diagram psychrometric melalui titik R sebagai keadaan udara dalam ruang.

Kemiringan garis RRL juga dapat disajikan dalam bentuk perbandingan antara kenaikan kalor laten dan kalor sensibel, namun sedikit tidak akurat untuk menghitung perbandingan dalam bentuk uap air oleh udara suplai ke dalam ruang dengan kenaikan suhu bola kering.

Dengan menggunakan persamaan (a) dan (b) didapat hasil akhir,

$$(g_r - g_s) / (t_r - t_s) = (\text{kalor laten} / \text{kalor sensibel}) \times (358 / 856)$$

hasilnya tidak begitu teliti, karena hal ini menyajikan perubahan kalor sensibel sebagai fungsi perubahan suhu bola kering. Karena skala suhu bola kering tidak linier pada diagram psychrometric, pergeseran linier menurut perubahan suhu bola kering yang diberikan tidak konstan pada seluruh bagian dari diagram. Selanjutnya bahwa pergeseran sudut kemiringan akan berubah sedikit dari tempat ke tempat pada diagram.

Ketidak telitian tersebut nilainya kecil pada seluruh daerah pada diagram sehingga biasanya tidak diperhitungkan dan oleh karena itu kalkulasi masih dimungkinkan untuk menggunakan persamaan di atas.

Misal dengan mengambil contoh sebelumnya, jika kalor sensibel dan laten dalam ruang masing masing 7.3 kW dan 1.4 kW, maka kemiringan RRL adalah :

$$(\Delta g \cdot \Delta t) = (1.4 \cdot 7.3) / (358 \cdot 856) = 0.0802$$

Kemiringan RRL tidak selalu menurun dari kanan ke kiri. Kemiringan semacam itu menunjukkan terjadinya kenaikan kalor sensibel dan kalor laten. Kenaikan keduanya tidak selalu bersamaan. Hal ini bisa terjadi apabila ventilasi atau infiltrasi oleh sejumlah udara luar dengan kandungan uap air lebih rendah dibanding udara ruang, maka kalor laten udara ruang akan turun bersamaan dengan penurunan atau pertambahan kalor sensibel.

Mengikuti konvensi, kemiringan RRL bertanda positif menunjukkan bahwa kalor laten dan sensibel bertambah atau berkurang secara bersamaan, dan tanda negatif menunjukkan bahwa salah satu diantara kalor laten atau sensibel mengalami penurunan.

#### VI. PERTAMBAHAN KALOR DARI BLOWER

Aliran udara sepanjang duct menimbulkan kehilangan energi aliran. Energi yang dilepas sepanjang sistem duct dinyatakan sebagai perubahan tekanan total aliran, dan energi input oleh blower dinyatakan pula dengan tekanan total blower.

Semua energi yang hilang akan berubah menjadi kalor, meskipun sebagian dalam bentuk kebisingan suara. Persamaan keseimbangan energi dapat terbentuk dengan melibatkan energi yang disuplai oleh blower dan energi yang hilang pada aliran udara. Udara mengalami ekspansi adiabatik sepanjang duct yang harus ditutup oleh kompresi adiabatik oleh blower. Semua energi yang disuplai oleh blower yang dikonversi menjadi kalor menyebabkan kenaikan suhu udara yang melewati blower.

Persamaan energi dapat diturunkan sebagai berikut :

$$\text{Energi udara} = \text{tekanan total blower (N/m}^2) \times \text{laju aliran (m}^3/\text{det)}$$

Karena laju pertambahan kalor = Laju volumetrik  $\times \rho \cdot c \cdot \Delta t$ , maka

$$\Delta t = \text{tekanan total blower (N/m}^2) / \rho \cdot c$$

Menurut persamaan di atas, kenaikan suhu tidak tergantung dari laju masa aliran atau jumlah udara yang mengalir. Menggunakan  $\rho$  dan  $c$  masing masing 1.2 kg/m<sup>3</sup> dan 1026 j/kg°C, diperoleh :

$$\Delta t = \text{tekanan total blower} / 1231 \text{ } ^\circ\text{C}$$

nampak bahwa tiap 1 N/m<sup>2</sup> tekanan total blower akan menaikkan suhu udara 0.000813 °C

Energi total masuk blower dinyatakan sebagai tenaga blower dan perbandingan energi udara dan energi blower disebut efisiensi blower total ( $\eta$ ). Tidak semua kerugian terjadi di dalam casing blower. Sebagian terjadi dibagian luar seperti bearing, misalnya. Anggap efisiensi blower 70 %, maka kerugian energi blower 30 % diserap aliran udara, 15 % energi terbawa hingga keluar duct, maka :

$$\Delta t = \text{tekanan total blower (N/m}^2) \cdot (1231 \times 0.85)$$

$$\Delta t = \text{tekanan total blower (N/m}^2) \cdot 1045$$

Dengan demikian, hampir 0.001 derajat kenaikan suhu tiap N/m<sup>2</sup> tekanan total blower yang dihasilkan dari energi input blower. Atau hanya 0.1 derajat kenaikan suhu terjadi tiap milibar tekanan total blower.

#### VII. RE-HEAT TERBUANG

Apabila suhu udara suplai dipilih sembarang suhu, hampir dipastikan bahwa hasil rancangan tidak pada nilai ekonomis, baik dari segi pengadaan maupun operasional. Yang menjadi sebab adalah adanya reheat tak berguna dan membebani sistem.

Sebagai contoh, sebuah ruang dengan beban 10 kW – kalor sensibel dan 1 kW – kalor laten, menggunakan koil pendingin dengan factor kontak 0.85. Kondisi udara suplai pada 16°C, suhu udara ruang dirancang 22°C, 50 % RH, sedangkan kondisi udara luar 28°C (db) dan 20.9°C (wb). Dengan menganggap kenaikan suhu udara akibat energi blower, besar udara suplai, dengan menggunakan persamaan : (a) = 10 (273 + 16) / 358(22 - 16) = 1.346 m<sup>3</sup>/det pada 16°C. Kemudian dengan menggunakan persamaan : (b), kandungan uap air =  $g_s - 1(273 + 16) / (856 \times 1.346)$  Menurut tabel udara,  $g_s = 8.366$  g/kg. Memberikan  $g_s = 8.366 - 0.251 = 8.115$  g/kg. Dengan demikian kondisi suplai udara yaitu pada 16°C dan 8.115 g/kg, dan pada gambar dinyatakan pada kedudukan S. Garis yang menghubungkan keadaan udara masuk koil dan keluar koil harus selalu melewati garis RH = 100%. Karena garis hubung O dan S tidak memotong garis jenuh, maka koil pendingin tidak akan memberikan keadaan S secara langsung. Oleh karena itu dipilih untuk mendapatkan kandungan uap air yang tepat dan re-heat digunakan untuk mendapatkan suhu  $t_s$  yang tepat.

Empat faktor yang perlu ditetapkan sebagai sifat koil pendingin adalah.

- Suhu udara masuk koil harus diketahui
- Faktor kontak pada 0.85.
- Kandungan uap air meninggalkan koil 8.115 g/kg

- Garis lurus yang menghubungkan keadaan udara masuk dan meninggalkan koil memotong garis jenuh yang disebut dengan apparatus dew point / ADP.

Dengan menggunakan informasi di atas dan menerapkan definisi faktor kontak, keadaan udara meninggalkan koil sudah dapat dihitung.

Berbasis pada kandungan uap air,

$$0.85 = (g_o - g_w) / (g_o - g_d)$$

$$= (12.58 - 8.115) / (12.58 - g_d)$$

diperoleh  $g_d = 7.33 \text{ g/kg}$

Jadi titik A pada posisi 100 % RH dan 7.33 g/kg. Sekarang W dapat diletakkan pada garis yang menghubungkan O dan A pada kandungan uap 8.115 g/kg. Suhu pada titik A ( dari tabel atau diagram) adalah 9.4°C dan enthalpy 27.87 kJ/kg.

Menggunakan definisi faktor kontak sekali lagi, dalam bentuk enthalpy,

$$0.85 = (h_o - h_w) / (h_o - h_a)$$

$$= (60.30 - h_w) / (60.30 - 27.87)$$

di dapat,  $h_w = 32.74 \text{ kJ/kg}$

Menggunakan bentuk pendekatan definisi faktor kontak untuk menentukan suhu W,

$$0.85 = (28 - t_w) / (28 - 9.4)$$

di dapat  $t_w = 12.2 \text{ }^\circ\text{C}$

Enthalpy pada O dan W diketahui dan jumlah udara mengalir melalui koil juga diketahui, oleh karena itu beban pendingin dapat dihitung dengan menggunakan udara lembab yang disuplai pada kedudukan S sebesar 0.8294 m<sup>3</sup>/kg dengan tabel :

$$\text{Cooling load} = 1.346 \times (60.3 - 32.74) / 0.8294 = 44.73 \text{ kW}$$

Berikut adalah perincian :

$$\text{beban udara segar} = 1.346 \times (60.3 - 43.39) / 0.8294 = 27.44 \text{ kW}$$

$$\text{kenaikan kalor sensibel} = 1.346 \times 1.026 \times (22 - 16) / 0.8294 = 10.00 \text{ kW}$$

$$\text{kenaikan kalor laten} = 1.346 \times 1.026 \times (8.366 - 8.115) / (0.8294 \times 1000) = 1.00 \text{ kW}$$

$$\text{Energi blower} = 1.346 \times 1.026 \times (13.2 - 12.2) / 0.8294 = 1.66 \text{ kW}$$

$$\text{Re-heat} = 1.346 \times 1.026 \times (16 - 13.2) / 0.8294 = 4.66 \text{ kW}$$

Dari analisis diatas menunjukkan bahwa terdapat 4.66 kW, secara termodinamik seperti tidak berguna. Re-heat digunakan untuk membuat suhu udara menjadi 16°C. Pendekatan lebih terasa dengan re-heat seluruhnya dan menggunakan suhu udara suplai yang lebih rendah konsisten dengan nilai faktor kontak koil pendingin. Beda suhu ruang dan suhu udara suplai kemudian dinaikkan dan hanya diperlukan udara suplai sedikit. Konsekwensinya akan dapat menurunkan cooling-load karena beban udara segar dan energi blower berkurang, mengingat jumlah udara menjadi sedikit.

## VIII. PEMILIHAN KONDISI UDARA SUPLAI

Suhu udara suplai yang dipilih harus serendah mungkin, dan tidak menimbulkan kesulitan dalam pendistribusian udara di dalam ruang. Dalam praktek, suhu udara suplai ke dalam ruang sekitar 8°C sampai 11°C dari suhu ruang yang harus dipertahankan. Dalam pemilihan, kelonggaran harus diberikan terhadap kenaikan suhu dari energi blower dan faktor kontak koil pendingin tidak pernah mencapai harga 1.0 ( dalam praktek antara 0.8 sampai 0.9 ). Kontak faktor dengan angka tinggi memerlukan koil pendingin yang tebal dan mahal. Apabila kenaikan suhu akibat energi fan dan lainnya tidak ada, maka keadaan udara meninggalkan koil berada pada garis RRL (re-heat seluruhnya dicegah).

Udara memasuki koil pada keadaan O dan meninggalkan pada keadaan W'. Apparatus dew-point pada A' dan faktor kontak adalah :

$$\beta = (h_o - h_w) / (h_o - h_a')$$

Harga  $(t_r - t_w')$  digunakan untuk menghitung besar suplai udara menggunakan persamaan (a), dan  $g_w$  ditentukan dengan berdasarkan pada posisi W' pada garis RRL atau dengan perhitungan

$$\Delta g = \Delta g (\Delta t / \Delta t')$$

$$(g_r - g_w) = (\Delta g / \Delta t) (t_r - t_w')$$

$$g_w = g_r - (\Delta g / \Delta t) (t_r - t_w')$$

Apabila kenaikan suhu akibat pengaruh tenaga blower dan tambahan kalor pada duct juga dipertimbangkan, maka gambar menjadi sedikit lebih ruwet.

Keadaan udara meninggalkan koil harus mempunyai kandungan uap air yang tepat, tetapi suhu sedikit lebih rendah dari suhu udara suplai yang dipersyaratkan. Dalam hal ini,  $(t_s - t_w)$  harus mempertimbangkan energi blower dan sebagainya.

Perubahan keadaan yang dialami oleh udara melewati saluran udara adalah dari O ke W menerobos koil dan dari W ke S melewati blower. Tanpa re-heat dilakukan pada udara, memasuki ruang pada S, dan mempertahankan suhu pada keadaan R.

Untuk menetapkan kedudukan W, dan juga S, dapat diikuti prosedur berikut :

- Tentukan kemiringan RRL dan gambar garis itu pada psychrometric chart, melalui R dan garis jenuh.
- Tentukan kenaikan suhu  $(t_s - t_w)$  akibat energi blower dsb, kemudian gambar garis RRL yang keliru pada diagram, sejajar dengan garis RRL yang sebenarnya, dimulai dari kedudukan F. Kedudukan F diletakkan sedemikian sehingga  $gf = gr$  dan  $(t_r - t_f) = (t_s - t_w)$
- Pilih titik W pada garis RRL yang salah sehingga faktor kontak diperoleh harga nyata. Hal ini dilakukan dengan

memperpanjang OW sampai A dan mengevaluasi faktor kontak dengan persamaan :  $\beta \cong (t_o - t_w) / (t_o - t_a)$ . Apabila harga  $\beta$  berkisar antara 0.8 - 0.9, maka merupakan harga yang praktis bagi rancangan koil, tetapi jika tidak, diperlukan usaha ke dua. Hal ini dimungkinkan dengan memilih harga  $t_w$  dan kemudian cek harga  $\beta$ .

- Karena  $t_w$  dan  $(\Delta g / \Delta t)$  diketahui,  $g_w$  dapat dihitung. Keadaan udara meninggalkan koil dapat diketahui dan kalkulasi jumlah udara dan beban pendingin dapat dilakukan dengan cara biasa.

#### IX. PENUTUP

Pemilihan kondisi udara suplai tidak hanya didasarkan pada suhu ruang, karena kelembaban, jumlah udara ventilasi ruang yang diperlukan, rancangan sistem suplai udara dan kondisi udara luar merupakan besaran yang tak dapat diabaikan dalam perhitungan. Memilih suhu udara suplai yang rendah dapat memperkecil ukuran blower dan koil pendingin, tetapi menaikkan kerja pesawat pendingin, sebaliknya dengan suhu udara suplai yang tinggi, akan memperbesar ukuran blower dan cooling coil. Ukuran blower ditentukan oleh jumlah udara sirkulasi dan jumlah udara ventilasi, sedang ukuran koil dipengaruhi juga oleh kelembaban udara masuk dan keluar koil termasuk penerapan dehumidifier atau humidifier. Dengan demikian, pemilihan dan metode perhitungan yang tidak tepat dapat menghasilkan

biaya tinggi, baik biaya pengadaan maupun biaya operasional.

#### DAFTAR PUSTAKA

1. Andrew D. Althouse. **Modern refrigeration and Air Conditioning**. The Goodheart - Willcox Co., Inc., 1979.
2. Bhaskaran K. A.. **Problems in Engineering Thermodynamics**. Tata McGraw - Hill Publishing Co., Delhi 1982
3. Carrier Air Conditionong Company, **Handbook of Air Conditioning System Design**. Mc.Graw-Hill Book Co., 1965
4. Holman, **Thermodynamics**. McGraw - Hill Kogakusha Ltd., Tokyo, 1980
5. Hewitt G. F. **Process Heat Transfer**. CRC Press Inc., 1994
6. Jones W.P.. **Air Conditioning Engineering**. Edward Arnold Publisher Limited, Second Edn., 1973
7. Khurmi R. S.. **A Text Book of Mechanical Technology (Heat Engines)**, Chand & Co. Ltd., New Delhi, 1983
8. Kam W. Li. **Power Plant System Design**. John Wiley & Sons, Inc., Singapore, 1985