

OPTIMASI DESAIN PADA DINDING *FURNACE* DENGAN TEMPERATUR KERJA 1000 °C
(Khoirudin¹, La Ode Mohammad Firman²)

PERENCANAAN SISTEM PENYEGARAN UDARA UNTUK RUANG KELAS FAKULTAS TEKNIK UTA'45 JAKARTA
(Audri Deacy Cappenberg)

DESAIN *SLIDE ADJUSTER* KURSI TRUK MENGGUNAKAN METODE TRIZ
(Choirul Anwar¹, Budhi M. S., Susanto S²)

PENGARUH PENAMBAHAN OKSIGENAT PADA SOLAR TERHADAP EMISI GAS BUANG MESIN DIESEL
(Yos Nofendri)

KARAKTERISTIK SIFAT MEKANIS ANTARA TIGA PRODUK MANUFAKTUR ELEKTRODA E6013
(Basori¹, Ferry Budhi Susetyo²)

PROTOTYPE ALAT BEJANA PEMBAKARAN
(Sugeng Priyanto)



JURNAL KAJIAN TEKNIK MESIN

Vol.3 No.1

E - ISSN 2502-8430

Susunan Team Redaksi Jurnal Kajian Teknik Mesin

Pemimpin redaksi

Andi Saidah

Dewan Redaksi

Sri Endah Susilowati
Harini
Audri Deacy Cappenberg
Yos Nofendri
Didit Sumardiyanto

Redaksi Pelaksana

M. Fajri Hidayat

English Editor

English Center UTA`45 Jakarta

Staf Sekretariat

Dani
Suyatno

Alamat Redaksi

Program Studi Teknik Mesin universitas 17 Agustus 1945 Jakarta
Jl.Sunter Permai Raya, Jakarta Utara, 14350, Indonesia
Telp: 021-647156666-64717302, Fax:021-64717301

JURNAL KAJIAN TEKNIK MESIN

Vol.3 No.1

E - ISSN 2502-8430

DAFTAR ISI

OPTIMASI DESAIN PADA DINDING <i>FURNACE</i> DENGAN TEMPERATUR KERJA 1000 °C	1
(Khoirudin¹, La Ode Mohammad Firman²)	
PERENCANAAN SISTEM PENYEGARAN UDARA UNTUK RUANG KELAS FAKULTAS TEKNIK UTA'45 JAKARTA	9
(Audri Deacy Cappenberg)	
DESAIN <i>SLIDE ADJUSTER</i> KURSI TRUK MENGGUNAKAN METODE TRIZ	21
(Choirul Anwar¹, Budhi M. S., Susanto S²)	
PENGARUH PENAMBAHAN OKSIGENAT PADA SOLAR TERHADAP EMISI GAS BUANG MESIN DIESEL	30
(Yos Nofendri)	
KARAKTERISTIK SIFAT MEKANIS ANTARA TIGA PRODUK MANUFAKTUR ELEKTRODA E6013	40
(Basori¹, Ferry Budhi Susetyo²)	
PROTOTYPE ALAT BEJANA PEMBAKARAN	46
(Sugeng Priyanto)	

PERENCANAAN SISTEM PENYEGARAN UDARA UNTUK RUANG KELAS FAKULTAS TEKNIK UTA'45 JAKARTA

Audri Deacy Cappenberg
Universitas 17 Agustus 1945 Jakarta, Fakultas Teknik Prodi Teknik Mesin
e-mail : audri.cappenberg@uta45jakarta.ac.id

abstrak

Kenyamanan ruang kelas sangat berpengaruh terhadap proses pembelajaran atau kegiatan lainnya yang berlangsung di dalamnya. Untuk itu direncanakan suatu sistem penyegaran udara dengan memperhitungkan berbagai faktor yang meliputi beban kalor dari dalam ruangan maupun beban kalor dari luar ruangan. Dari hasil perhitungan yang dilakukan didapatkan bahwa udara ventilasi yang dibutuhkan di kelas 4,1295 L/S, beban panas sensibel ventilasi untuk 25 orang sebesar 20,35 W, beban panas yang ditimbulkan untuk dinding sebelah Utara 80,64, sebelah Timur 145,15 W dan sebelah Barat 112,857 W. Beban panas dalam ruangan sebesar 2.649,87 W dan beban panas luar ruangan sebesar 1.957,529 W. Jadi total kapasitas mesin penyejara adalah 4607,339 W.

Katakunci : kenyamanan ruang kelas, sistem penyejara udara dan beban panas total

Abstrak

The comfort of classroom have a big impact to the studying activity or other activity inside the classroom, that is why an air conditioning system should be planned while taking a lot of factors such as from inside and outside the room into account, based on the calculation that has been done, it was found that the ventilated air that's needed in the classroom is 4,1295 L/S, sensibel ventilation heat load for 25 persons of 2035 W, heat load generated for the north wall 80,64 W, east of 145,15 and west of 112,857 W. indoor heat load of 2649,87 W and outdoor heat load of 1957,529 W. so the total capacity of the air conditioning is 4607 W

PENDAHULUAN

Sistem penyegaran udara dirancang untuk memperoleh temperatur, kelembaban dan distribusi udara sesuai dengan yang dipersyaratkan oleh proses dan peralatan di dalam suatu ruangan. Kenyamanan lingkungan kerja akan membuat aktifitas menjadi lebih baik.

Untuk itu dibuat perhitungan yang sesuai sehingga dalam sistem pengoperasian penyegaran udara untuk ruang kelas dapat di rancang sesederhana mungkin dengan perhitungan semua beban kalor yang ditimbulkan baik oleh manusia yang beraktifitas di dalam ruangan, maupun kalor yang ditimbulkan oleh faktor-faktor lain, sehingga didapatkan jenis pengaturan udara yang efektif dan efisien dalam pengaturan, perawatan dan pengoperasiannya.

TUJUAN DAN MANFAAT

Memperoleh perhitungan yang tepat dalam mempertahankan temperatur dan kelembaban udara yang berguna bagi kenyamanan ruang kelas, serta memperkecil kesalahan dalam perhitungan beban kalor ruangan yang disebabkan oleh adanya sumber beban lain yang tidak dicantumkan dalam perhitungan, sehingga mendapatkan pemilihan yang tepat pada mesin pendingin.

TEORI DASAR

Pemakaian energi suatu gedung, sehubungan dengan sistem penyejuk udara dalam gedung dipengaruhi oleh beberapa faktor, diantaranya :

1. Tempat gedung itu berada, beserta keadaan lingkungannya
2. Iklim di tempat gedung berada
3. Jenis pemakaian (penghunian , pemakainya alat bantu, lampu dan sebagainya)
4. Jenis konstruksi bangunan yang dipakai

Perhitungan pembebanan energi suatu gedung berdasarkan sumber-sumber kalor dari luar gedung dan dari dalam gedung.

Kalor yang berasal dari luar gedung antara lain:

1. Konduksi melalui dinding, pintu, atap, dan lantai
2. Efek rumah kaca (*green house effect*) karena adanya jendela kaca
3. Panas radiasi
4. Panas infiltrasi

Kalor yang bersumber dari dalam gedung antara lain:

1. Panas yang dihasilkan oleh penghuni
2. Panas yang dikeluarkan oleh lampu
3. Panas yang dibangkitkan oleh alat-alat lain

Sumber panas lainnya berupa kerugian pada ducting (saluran udara) bocoran udara , fan ,pompa dan lain lain

Pembebanan tersebut biasanya dihitung pada pembebanan maksimum yang dalam penulisan ini dipakai pukul 12.00 WIB

Rancangan sistem pengaturan udara dalam gedung didasarkan pada kalor yang hilang atau masuk bangunan.

Keadaan udara didalam ruangan dari bangunan yang direncanakan nilainya tergantung pada pemakaian ruangan tersebut. Dari standar ASHRAE dapat diperoleh informasi mengenai temperatur, kelembaban nisbi yang diisyaratkan untuk masing-masing pemakaian.

Energi dalam suatu gedung diperlukan antara lain untuk penerangan ruangan, peralatan kerja, kenyamanan penghuni dan lain-lain.

Beban pendingin sebagian besar berasal dari sumber panas yang bervariasi terhadap waktu.

Pengaruh penyimpanan energi pada struktur bangunan perlu dipertimbangkan dalam perhitungan tambahan panas.

Prinsip Dasar Refrigerasi

Refrigerasi merupakan proses pemindahan kalor secara kontinu dari ruangan ke lingkungan sehingga temperatur ruangan dapat dijaga berada di bawah temperatur lingkungan.

Efisiensi siklus dinyatakan dengan **Koefisien Prestasi** (*Coefficient of Performance/COP*).

$$\text{COP}_{\text{refrigerasi}} = \frac{Q_1}{W} = \frac{Q_1}{Q_2 - Q_1} \dots (1)$$

dimana :

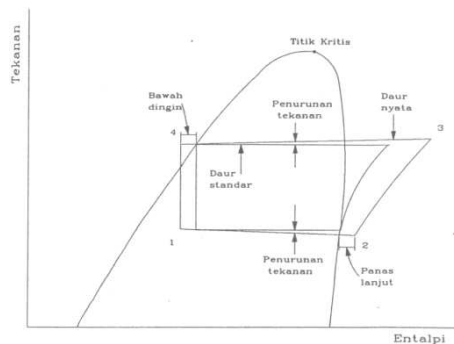
Q_1 = jumlah kalor yang diserap

Q_2 = jumlah kalor yang dilepas

W = kerja yang dibutuhkan

Siklus Kompresi Uap Aktual

Pada siklus aktual ini, semua asumsi pada siklus standar tidak digunakan sehingga hasil unjuk kerja siklus actual lebih rendah dibandingkan siklus standar. Hal tersebut dilihat pada gambar 2.(diagram p-h). Perbedaan penting antara siklus aktual dan standar terletak pada penurunan tekanan di dalam evaporator dan kondenser, adanya uap panas lanjut ketika refrigeran meninggalkan evaporator.



Gambar 1. Perbandingan Siklus Nyata dengan Siklus Standar

Selain itu, pada siklus standar terjadi penurunan tekanan selama proses perubahan fase refrigeran di dalam evaporator dan kondenser yang disebabkan adanya gesekan dengan dinding pipa. Perbedaan terakhir siklus aktual dan siklus standar adalah kompresi yang tidak isentropik, dan terdapat ketidakefisienan pada kompresor yang disebabkan oleh adanya gesekan.

Refrigeran

Refrigerant adalah fluida kerja pada mesin pendingin yang berfungsi menyerap panas. Untuk saat ini refrigerant yang digunakan adalah yang tidak berdampak buruk bagi lingkungan, yaitu dengan memiliki ODP (*Ozone Depleting Potential*) atau tingkat perusakan lapisan ozon dan GWP (*Global Warming Potential*) atau efek pemanasan global (efek rumah kaca) yang rendah.

Beberapa Parameter Pada Sistem Refrigerasi Kompresi Uap

Evaporator

Efek reffigerasi (RE), yaitu banyaknya kalor yang diserap per satuan massa refrigeran selama melewati evaporator.

$$RE = h_2 - h_1 \text{ [kJ/kg]} \quad (2)$$

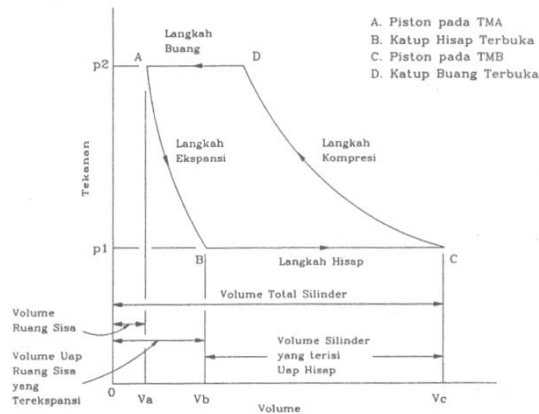
h_1 = entalpi refrigeran memasuki evaporator, kJ/kg

h_2 = entalpi refrigeran keluar evaporator, kJ/kg.

Kompresor Torak

Volume gas yang dapat dipindahkan selama kompresor beroperasi tiap detik disebut volume hisap,

$$V_s = \frac{0,25 \cdot \pi \cdot D^2 \cdot L \cdot n \cdot z}{60} \quad (3)$$



Gambar 2.
Diagram p-V Siklus Kompresor Torak

Untuk kerja suatu kompresor torak untuk refrigeran dapat diukur dengan efisiensi sebagai berikut:

1. Efisiensi kompresi, η_c

$$\eta_c = \frac{\text{kerja isentropik kompresor}}{\text{kerja nyata kompresor}} \times 100\% \quad (4)$$

2. Efisiensi mekanis η_m ,

$$\eta_m = \frac{\text{kerja nyata kompresor}}{\text{daya input kompresor}} \times 100\% \quad (5)$$

3. Efisiensi volumetrik (η_v), .

$$QR = \frac{m_R}{p_3} \quad (6)$$

m_R : laju aliran massa refrigeran

p_3 : massa jenis refrigeran memasuki kompresor

$$\eta_v = \frac{QR}{V_s} \quad (7)$$

4. Efisiensi adiabatik (η_A), merupakan rasio antara kerja kompresi isentropik dengan daya input ke kompresor.

$$\eta_A = \frac{\text{kerja isentropik kompresor}}{\text{daya input kompresor}} \times 100\% \quad (8)$$

Dari perhitungan efisiensi di atas, maka kerja poros aktual kompresor didapat dan persamaan berikut ini:

$$P_{bp} = W_s \times \left(\frac{\eta_v}{\eta_c \times \eta_m} \right) = W_s \times \left(\frac{\eta_v}{\eta_A} \right) \quad (9)$$

P_{bp} = kerja poros aktual, W

W_s = kerja kompresi isentropik kompresor, W

Kondensator

Karakteristik untuk kerja kondensator berpendingin air diperoleh dan rumusan berikut:

1. Efek pemanasan (HE), yaitu banyaknya kalor yang dilepas per satuan massa refrigeran selama melewati kondensor.

$$H_E = h_5 - h_4 \text{ [kJ/kg]} \quad (10)$$

h_4 = entalpi refrigeran sebelum masuk kondenser

h_5 = entalpi refrigeran keluar kondenser

2. *Heat Rejection Ratio* (HRR), merupakan perbandingan antara efek pemanasan dengan efek refrigerasi.

$$H_{RR} = (H_E)/(R_E) \quad (11)$$

3. Kalor yang diterima air pada kondenser.

$$Q_w = m_w \times C_{pw} \times \Delta t_w \quad (12)$$

Beban transmisi

Koefisien perpindahan kalor menyeluruh, U dari dinding :

$$U = \frac{1}{1/f_i + x/k + 1/f_o} \quad (13)$$

Nilai f_i dan f_o dapat sebesar 9,37 $WI(m^2 \cdot K)$ untuk laju aliran udara yang rendah pada kedua sisi, dan nilai tersebut semakin besar untuk laju aliran udara yang tinggi.

Bila dinding terdiri dari beberapa lapisan, maka koefisien perpindahan kalor menyeluruh menjadi:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{f_i} + \frac{x}{k} + \frac{x_2}{k_2} + \dots + \frac{1}{f_o}} \quad (14)$$

$$U = \frac{1}{R_T} \quad (15)$$

Beban kalor transmisi

$$Q_A = U \cdot A \cdot \Delta t \quad (16)$$

Beban internal

a. Lampu

$$Q_d = Q_i \times F_u \times F_s \times CLF \quad (17)$$

b. Motor listrik

$$Q_M = F_M \times P_M \quad (18)$$

c. Manusia

Manusia melepaskan kalor pada tingkat yang bervariasi, tergantung dari suhu udara, jenis kegiatan, pakaian dan banyak faktor lainnya. Beban kalor rata-rata yang dilepas oleh orang yang berada di dalam ruangan kamar pendingin diperlihatkan pada tabel berikut:

Tabel 1. Panas Ekuivalen Manusia dalam Kamar Pendingin

Refrigerated Space Temperature, °C	Heat Equivalent/ Person, W
10	210
5	240
0	270
-5	300
-10	330
-15	360
-20	390

Note: Heat equivalent may be estimated by $q_p = 272 - 6t(°C)$

Beban kalor manusia:

$$Q_H = F_H \times P_H \quad (19)$$

Beban infiltrasi

Penyebab terjadinya beban kalor ini ialah adanya perbedaan kerapatan udara antara ruangan dengan luar ruangan.

Kalor yang masuk melalui laluan pintu:

$$Q_T = q \times D_T \times D_F (1 - E) \quad (20)$$

$$D_T = \frac{(NT_T + 60 \times T_o)}{3600T_p} \quad (21)$$

$$Q = 0,221 A_p (h_i - h_e) P_r \left(1 - \frac{\rho_i}{\rho_r}\right)^{0,5} (g \times N)^{0,5} F_m \quad (22)$$

$$F_m = \left[\frac{2}{1 + \left(\frac{\rho_r}{\rho_1}\right)^{0,3}} \right]^{1,5} \quad (23)$$

Kapasitas refrigerasi keseluruhan (overall refrigerating capacity)

Kapasitas ini menyatakan tingkat penyerapan kalor oleh refrigeran. Dinyatakan dengan persamaan berikut :

$$Q_{oA} = mR(h_3 - h_1) \quad (24)$$

Kapasitas pendinginan bersih (net refrigerating capacity)

Jumlah kalor yang diserap selama proses penguapan refrigerant adalah :

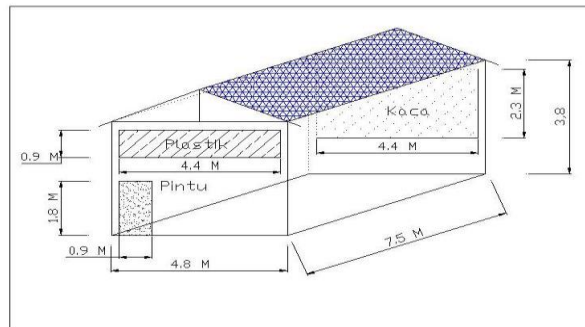
$$Q_N = mR(h_{2g} - h_1) \quad (25)$$

PERHITUNGAN DAN PEMBAHASAN

Data-data perencanaan

- Luas Ruangan = 4,8 m x 7,5 m
- Jendela plastik = 0,9 m x 4,4 m
- Atap (platfon) = 4,8 m x 7,5 m
- Tinggi ruangan = 3,8 m
- Jendela kaca = 2,3 m x 4,4 m
- Dinding pembatas = 7,5 m x 3,8 m

Gambar Perencanaan Ruangan



Perhitungan beban pendingin

Kondisi udara luar ruangan pada bulan terpanas (diperkirakan bulan Juni) dengan suhu :

$$T_{db} = 32^{\circ}\text{C}$$

$$T_{wb} = 29^{\circ}\text{C}$$

$$\text{Outdoor Daily Range} = 8^{\circ}\text{C}$$

Berdasarkan kondisi diatas dari grafik Psychometric Chart diperoleh :

$$\text{Relative humidity} = 75\%$$

$$\text{Entalpy} = 95 \text{ kJ/kg}$$

$$\text{Alumidity ratio} = 0,024$$

$$\text{Temperatur titik embun} = 27,9^{\circ}\text{C}$$

Kondisi udara didalam ruangan

$$T_{db} = 24^{\circ}\text{C}$$

$$T_{wb} = 18^{\circ}\text{C}$$

Berdasarkan kondisi diatas dari Grafik Psychometric Chart diperoleh :

$$\text{Temperatur titik embun} = 14,2^{\circ}\text{C}$$

$$\text{Entalpy} = 50 \text{ kJ/kg}$$

Perhitungan beban

Perhitungan beban luar

$$Q = U A CLTD_{corr}$$

dengan :

U = Koefisien perpindahan panas (1/RT)

RT= Resistensi termal ,

A = luas atap

CLTD = Cooling load Temperatur Differential dengan persamaan

$$CLTD_{corr} = (CLTD + LM).K + (25,5 - T_R) + (T_o - 29,9) \times F$$

LM =Latitude Month Corection (Koreksi terhadap garis lintang dan bulan) untuk permukaan datar dapat dilihat pada table 9 hal 26 ASHRE Fundamental Handbook

K = Koreksi warna , 1 untuk warna gelap dan 0,5 untuk warna terang

TR = Temperatur dalam ruangan

To = Temperatur rata-rata di luar ruangan

F = Faktor untuk aktif Fan atau saluran

1 (tanpa aktif fan atau saluran)

0,75 (Untuk positif ventilasi)

0,75 (untuk langit-langit diisolasi dan digunakan fan diantara langit-langit dan atap)

Perhitungan beban luar

Bahan yang digunakan adalah genteng metal :

Permukaan sisi luar (lapisan udara luar)

$$R = 0,059$$

Geladak atap flat logam $R = 1,314$

Kayu, 76,2 mm $R = 0,631$

Penutup langit-langit 19 mm plaster

19 mm gypsum atau lapisan

finishing yang serupa $R = 0,026$

Tempat langit-langit udara

(celah udara) $R = 0,176$

Permukaan sisi dalam : $R = 0,121$

$$\text{-----+}$$

$$R = 2,327 \text{ m}^2 \cdot \text{C/W}$$

Koefisien perpindahan untuk bahan atap tersebut adalah :

$$U = 1/R$$

$$U = 1/2,327 = 0,429 \text{ W/m}^2 \cdot \text{C/W}$$

Luas atap sama dengan luas lantai :

$$(\text{luas atap}) \text{ m}^2 = 4,8 \text{ m} \times 7,5 \text{ m} = 36 \text{ m}^2$$

pada pukul 12,00

dari jenis atap yang dipilih didapat harga CLTD = 35°C

Dimana :

$$CLTD_{corr} = (CLTD + LM)K + (25,5 - T_g) + (T_o - 29,9)F$$

$$= [35 + (-1,1) \times 1,0(25,5 - 24) + (28 - 29,4)]0,75$$

$$= [33,5 + 11,5 - 1,4]75 = 25,5^\circ\text{C}$$

$$Q = U A CLTD_{corr}$$

$$= 0,429 \text{ W/m}^2 \cdot \text{C} \cdot 36 \text{ m}^2 \cdot 25,5^\circ\text{C}$$

$$= 393,822 \text{ W}$$

Perhitungan dinding

Bahan yang digunakan untuk dinding adalah 101,6 mm bata biasa =50,8 mm dan cement plaster.

permukaan sisi luar $R = 0,059$

bata biasa $R = 1,587$

Permukaan sisi dalam $R = 0,12$

$$\text{-----}$$

$$R = 1,767 \text{ m}^2 \cdot \text{C/W}$$

Koefisien perpindahan panas untuk dinding tersebut adalah :

$$U = 1/R_{total}$$

$$= 1/1,767 \text{ m}^2 \cdot \text{C/W}$$

Pada pukul 12.00 :

Berdasarkan tabel 6, hal 26, ASHRAE Fundamental Handbook, dari jenis dinding yang dipakai, ternyata ini termasuk dalam group b:

Utara :

$$CLTD = 6^\circ\text{C}$$

$$LM = -1,1$$

Dimana untuk 6° LS = -1,1 ; maka :

$K = 1,0$ (Jika warna gelap atau pada daerah Industri)

$T_R = 24^\circ\text{C}$

$$T_o = 28^\circ$$

$$A_n = \text{Dinding pembatas} : 7,5 \times 3,8 \text{m} = 28,5 \text{m}$$

$$CLTD_{corr} = (CLTD + LM)K + (25,5 - T_g) + (T_o - 29,9) = (6 + (-1,1)) \times 1,0 + (25,5 - 24) + (28 - 29,9) = 5^\circ \text{C}$$

$$Q_N = 0,5659 \cdot 28,5 \cdot 5 = 80,64 \text{ Watt}$$

Timur

$$CLTD = 10^\circ \text{C}$$

$$LM = -1,1$$

$$CLTD_{corr} = (CLTD + LM) \cdot K + (25,5 - 24) + (28 - 29,9) = (10 + (-1,1)) \cdot 1,0 + (25,5 - 24) + (28 - 29,9) = 9^\circ \text{C}$$

$$Q_E = 0,5659 \cdot 28,5 \cdot 9 = 145,15 \text{ Watt}$$

Barat

$$CLTD = 8^\circ \text{C}$$

$$LM = -1,1$$

$$CLTD_{corr} = (CLTD + LM) \cdot K + (25,5 - T_R) + (T_o - 29,9) = (8 + (-1,1)) \cdot 1,0 + (25,5 - 24) + (28 - 29,9) = 7^\circ \text{C}$$

$$Q_S = U \cdot A \cdot CLTD_{corr} = 0,5659 \cdot 28,5 \cdot 7 = 112,897 \text{ Watt}$$

Beban Total untuk dinding adalah :

$$Q_{tot} = Q_N + Q_E + Q_S = 80,64 \text{ W} + 145,15 \text{ W} + 112,897 \text{ W} = 338,687 \text{ W}$$

KACA JENDELA

Bahan yang digunakan untuk kaca adalah “ Single flat heat absorbing pattern with indoor shading by vetition blind” dengan ketebalan 5.

Persamaan laju perpindahan panas secara konveksi adalah :

$$Q_{CONVEKSI} = U \cdot A \cdot CLTD_{corr}$$

dimana :

$$A = 2,3 \text{m} \times 4,4 \text{m} = 10,12 \text{ m}^2$$

$$U = \text{Koefisien perpindahan panas (tabel 13,hal 27 ASHRAEFundamental Handbook) = } 2,8 \text{ m}^2 \cdot ^\circ \text{C/W}$$

Pada pukul 12.00

$$T_R = 24^\circ \text{C}$$

$$T_o = 28^\circ \text{C}$$

$$CLTD = 5^\circ \text{C (Tabel 7, hal 26, ASHRAE Fundamental Handbook)}$$

$$CLTD_{CORR} = (CLTD + LM) \cdot K + (25,5 - 24) + (28 - 29,9) = (5 + (-1,1)) \cdot 1,0 + (25,5 - 24) + (28 - 29,9) = 5,1^\circ \text{C}$$

$$Q_{CONVEKSI} = U \cdot A \cdot CLTD_{CORR}$$

$$Q_{CONVEKSI} = 2,8 \cdot 10,12 \cdot 5,1 = 141,68 \text{ Watt}$$

Persamaan laju perpindahan panas secara radiasi adalah :

$$Q_{RADIASI} = A \cdot Sc \cdot SHGF \cdot CLF$$

dimana :

Sc : Shading Coefficient (tabel 35, hal 27, ASHRAE Fundamental Handbook)

SHG : Max Solar Heat Gain (Tabel 35, hal 27, idem)

CLF : Cooling Load Factor (Tabel 14, hal 26, idem)

Timur

$$A_E : 2,3\text{m} \times 4,4\text{ m} = 10,12\text{ m}^2$$

$$Sc : 0,59 \text{ (Tabel 35, hal 27, ASHRAE Fundamental Handbook)}$$

$$SHG : 672\text{ W/m}^2 \text{ (tabel 26, hal 27 ASHRAE Fundamental Handbook)}$$

$$CLF : 0,2$$

$$Q_E = A_E \cdot Sc \cdot SHG \cdot CLF$$

$$Q_E = 10,12 \cdot 0,59 \cdot 672 \cdot 0,27 \\ = 1083,34\text{ W}$$

Jumlah Beban Pendingin untuk kaca adalah :

$$Q_{\text{total}} = Q_{\text{konveksi}} + Q_{\text{radiasi}} \\ = 141,68 + 1083,34 \\ = 1225,02\text{ W}$$

Perhitungan beban dalam ruangan

Beban Lampu

Jenis lampu yang digunakan adalah lampu TL dan daya yang dibutuhkan sekitar 100W. dari tabel 15, hal 26 ASHRAE Fundamental Handbook, untuk lampu yang dipasang dan digantung pada langit-langit, didapat koefisien $a = 0,55$

Beban total lampu adalah :

$$Q_{\text{total}} = Q_i \cdot Fu \cdot Fs \cdot CLF$$

dimana :

Q_i = Jumlah total watt lampu.

F_u = Faktor penggunaan

F_s = Faktor kelonggaran spesial.

untuk lampu pijar, $F_s = 1,0$

untuk lampu neon/TL, $F_s = 1,0$

CLF = Faktor beban pendingin dari table 17, hal 26,

ASHRAE Fundamental Handbook = 1.

Sehingga beban total lampu menjadi :

$$Q_{\text{TOTAL}} = F_s \cdot F_u \cdot CLF$$

$$Q_{\text{total}} = 100 \cdot 1,0 \cdot 1 = 100\text{ W}$$

Beban Orang.

Dalam ruangan biasanya jumlah orang yang masuk 25 orang, sehingga penambahan panas sensible karena tubuh penghuni ruangan adalah :

$$Q_s = No. SHG \cdot CLF.$$

Dimana :

SHG = Sensible Heat Gain = 25 orang (table 18 , hal 26 ASHRAE Fundamental Handbook).

Beban panas orang

$$1\text{ orang} = 87\text{ Kkal}$$

$$1\text{ kKal} = 1.163\text{ W} = 101,181\text{ W}$$

Persamaan yang digunakan :

$Q_s = \text{No. of people} \cdot \text{SHG}$.

dimana ;

No.of people. = jumlah orang dalam ruangan = 25 orang

$$Q_s = 25 \cdot 101,181 \text{ W} \\ = 2.529,52 \text{ W}$$

Beban Ventilasi

Untuk ventilasi di butuhkan untuk setiap orang dalam ruangan kelas dalah 0,35 CFM. Per orang (table 1 part1-97, ASHRAE).

Konversi : 1 CFM = 0,47195 L/S

$$0,35 \text{ CFM} = 0,16518 \text{ per orang}$$

Jadi dalam kelas membutuhkan udara ventilasi sebesar

$$25 \text{ orang} \times 0,16518 = 4,1295 \text{ L/S}$$

Beban Panas sensible dari ventilasi

$$Q_s = 1,232 \cdot \text{L/S} \cdot \Delta t \text{ (table 1 halaman 26 ASHRAE)}$$

$$\Delta t = T \text{ udara luar} - T \text{ ruangan} = 28 - 24 = 4^\circ \text{ C}$$

$$Q_s = 1,232 \cdot 4,1295 \cdot 4 = 20,35 \text{ Watt}$$

Total Mesin kapasitas penyegar udara yang dibutuhkan adalah mesin pendingin dengan kapasitas pendinginan sebesar :

Beban dari luar ruangan

$$\text{Beban atap} = 393,822 \text{ W}$$

$$\text{Beban dinding} = 338,687 \text{ W}$$

$$\text{Kaca jendela} = 1.225,02 \text{ W}$$

Beban dalam ruangan

$$\text{Lampu} = 100 \text{ W}$$

$$\text{Orang} = 2.529,52 \text{ W}$$

$$\text{Ventilasi} = 20,35 \text{ W}$$

$$\text{Total Beban} = 4.607,399 \text{ W}$$

Jadi beban panas total adalah 4.607,399W atau setara dengan 3,444 HP

KESIMPULAN DAN SARAN

Kesimpulan

Dari perhitungan yang dilakukan, maka disimpulkan sebagai berikut :

1. Beban panas yang ditimbulkan untuk dinding sebelah utara adalah 80,64 Watt, sebelah timur 145,15 Watt, dan sebelah barat 112,897 Watt.
2. Beban panas yang ditimbulkan untuk kaca jendela secara konveksi adalah 141,68 Watt, secara radiasi sebesar 1083,34 Watt.
3. Beban panas yang di timbulkan didalam ruangan yang terdiri dari beban lampu sebesar 100 Watt, jumlah panas orang sebesar 2.529,52 Watt, beban ventilasi adalah 20,35 Watt
4. Total kapasitas mesin penyegar udara yang dibutuhkan sebesar minimal 4.607,339 Watt atau 3,444 HP.

Saran

Ada beberapa faktor yang berpengaruh pada beban pendingin yaitu letak ruang yang akan di buat dan variasi waktu, sebaiknya perhitungan beban divariasikan serinci mungkin

mulai beban per bulan dalam 1 tahun dan 6 jam dari 24 jam sehari diambil dari beban puncak sehingga mendapatkan hasil yang optimal, namun karena keterbatasan waktu, maka sebaiknya perencanaan ini dilanjutkan sehingga mendapatkan hasil yang maksimal .

Daftar Pustaka

1. Penyegar Udara , Wiranto Arismunandar da Heizo Saito, PT. Prandya paramita 1991
2. Modern Refrigeration and Air Conditioning, Althouse Althouse.Andrew D.
3. Room Air Condition , Handoko
4. Refrigeration and Air Conditioning; Stoecker,F Wilbert, Jones,W Jerold, McGraw-Hill
5. Heat Transfer , Gebhart.B Graw-Hill. New York 1991
6. ASHRE Fundamental handbook