

APLIKASI TEXTILE DUCTING PADA PASAR SWALAYAN

Rusdi Malin, Ono Rokhadhitomo

Departemen Teknik Mesin, Fakultas Teknik Universitas Indonesia

Kampus Baru UI Depok 16424

E-mail : malin@cbn.net.id

Abstrak

Textile ducting adalah saluran alternatif untuk distribusi udara dingin atau panas ke dalam ruangan yang akan dikondisikan. Dimana udara yang keluar ke dalam ruangan melewati orifice di sekitar permukaan ducting, sehingga tidak dibutuhkan diffuser dan udara keluar dari orifice dengan kecepatan yang rendah. Textile ducting terbuat dari kain polyester dengan lapisan bagian dalam yang tidak tembus udara.

Untuk aplikasi dengan luas ruangan yang besar seperti halnya pasar swalayan, perencanaan perlu diperhatikan agar kenyamanan di dalam ruangan sesuai dengan kondisi rancangan, yaitu dengan temperatur desain 77 F dan RH 50 % dan ukuran ruangan 295,28 ft x 254,69 ft. Pemakaian textile ducting yang sangat panjang akan mengurangi efisiensinya karena gesekan yang terjadi antara udara dingin dengan permukaan bagian dalam ducting.

Perencanaan yang didapatkan adalah susunan textile ducting lurus sebanyak 32 buah dengan diameter 26 inch dan tekanan rata-rata 0,55 in H₂O. Hal ini dimaksudkan untuk menghindari kerugian yang besar, karena karakteristik ducting yang agak berbeda yaitu harus mengembang penuh ketika beroperasi. Sehingga dibutuhkan tekanan di dalam ducting yang lebih besar agar distribusi udara keluar orifice menjadi rata.

Kata kunci : textile ducting, orifice, diffuser, polyester

Pendahuluan

Sesuai kenyataan, di Indonesia khususnya Jakarta hanya mempunyai dua musim, yaitu musim panas dan musim dingin. Dan pada saat musim dingin tiba, kondisi temperatur masih bisa diterima oleh tubuh kita sehingga tidak memerlukan pengkondisian akan hal tersebut, tetapi yang paling dominan adalah pada saat musim kemarau tiba. Kondisi kemarau yang ditambah meningkatnya polusi udara di Jakarta menyebabkan ketidaknyamanan.

Dalam hal ini untuk mendapatkan tingkat kenyamanan dalam mengantisipasi kondisi yang sesuai dengan aktivitas yang dilakukan para pengunjung maka diperlukan suatu kondisi ruang yang nyaman dimana ruangan dikondisikan pada temperatur tertentu.

Untuk mengkondisikan udara pada ruangan pusat perbelanjaan umumnya menggunakan *ducting*, untuk menyalurkan udara dari satu tempat ke tempat lain sehingga didapatkan distribusi udara yang merata di setiap sudut ruangan.

Penggunaan *textile ducting* sebagai alat pendistribusi udara di dalam ruangan menjadi alternatif pada pemilihan *ducting* yang selama ini didominasi oleh *ducting* berbahan metal. *Textile ducting* mempunyai kelebihan dimana sisi keluar (*outlet*) udara dingin berada pada seluruh permukaan *ducting*, cocok sebagai pendukung interior dalam ruangan yang dikondisikan, juga dapat menyaring debu-debu yang berada di dalam aliran udara dan tersedia dalam pilihan warna yang menarik.

Data Perhitungan

Data – data untuk mendukung perhitungan adalah :

Lokasi bangunan : Taman Palm Cengkareng

Lintang : 06,07' .32,65" LS

Bujur : 106,39' .28,29"

Elevasi : 6 meter dpl (19,69 ft)

Tabel I Data temperatur desain

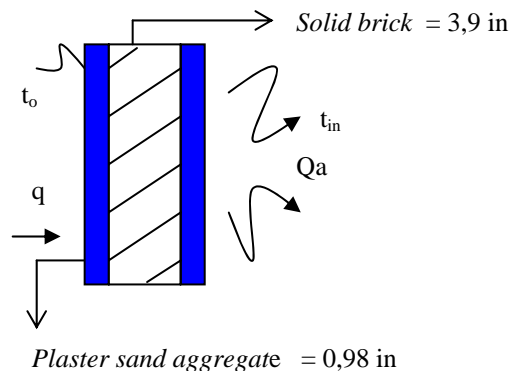
Keterangan		Kondisi Desain	DB (F)	WB (F)	RH (%)	DP (F)	Gr/lb
Bulan terpanas (Oktober)	Kecepatan angin (12,75mph)	Luar ruangan (lampiran 14)	95,18	86,3	67	82	164
		Dalam ruangan	77	64	50	57	69
		Selisih	18,18	22,3	17	25	95

Pada *department store* kondisi desain untuk kenyamanan sesuai rekomendasi adalah 76 F – 78 F dengan kelembaban relatif (RH) = 45 % - 50 % (Carrier,1965)

Perhitungan Beban Pendinginan

Perhitungan dilakukan untuk mendapatkan besar kalor yang harus diantisipasi oleh peralatan pendingin, perhitungan meliputi :

1. Beban kalor melewati dinding.



Gb.1 Ilustrasi perpindahan kalor pada dinding

Tabel II Faktor resistansi pada structure

Jenis	R (F/Btu/hr.ft ²)	Berat (lb/ft ²)
Outdoor air film (kecepatan angin 12 mph)	0,17	-
Solid brick	0,8	40
Plaster sand agregat	0,2	-
Inside air film (still air)	0,68	-
Total	1,85	40

Karena kondisi bangunan untuk pasar swalayan di *basement* 1 sehingga paparan sinar matahari tidak mengenai dinding secara langsung maka perbedaan temperatur adalah :

$$\begin{aligned} \Delta t_s &= t_o - t_{in} \\ &= 95,18 \text{ F} - 77 \text{ F} \\ &= 18,18 \text{ F.} \end{aligned}$$

Koefisien perpindahan panas total (U)

$$U = \frac{1}{R_{tot}} = \frac{1}{1,85 \frac{F}{\text{Btu/ hr.ft}^2}} \tag{1}$$

$$U = 0,54 \text{ Btu/hr.ft}^2 \cdot \text{F}$$

Maka :

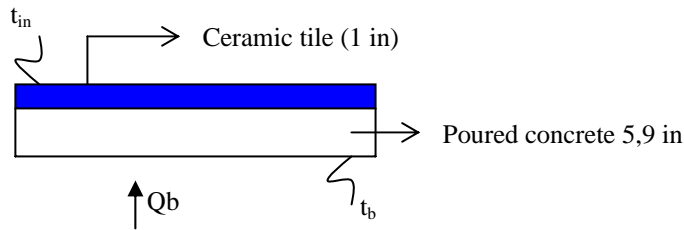
$$Q_a = U \cdot A \cdot \Delta t_s$$

Tabel III Hasil perhitungan beban kalor melewati dinding

	Keterangan	U (Btu/hr.ft ² .F)	A (ft ²)	Δt _s (F)	Qa (Btu/hr)
Dinding	Utara	0,54	6569,76	18,18	64496,61
	Selatan	0,54	6569,75	18,18	64496,61
	Timur	0,54	6396,24	18,18	62793,18
	Barat	0,54	6045,02	18,18	59345,12
Total (Qa)					251131,52

2. Beban kalor melalui lantai dan plafon

- Lantai



Gb.2 Ilustrasi perpindahan kalor melewati lantai

Dengan adanya perpindahan kalor dari *basement 2* ke ruangan yang dikondisikan, dan *basement 2* diasumsikan tidak terpengaruh kecepatan angin sehingga untuk menentukan hambatan kalor total (R_{tot}) maka hambatan karena pengaruh kecepatan angin di luar ruangan diabaikan.

Tabel IV Faktor resistansi pada lantai.

Jenis	R (F/Btu/hr.ft ²)	Berat (lb/ft ²)
<i>Poured concrete</i>	3,23	15
<i>Ceramic tile</i>	0,08	-
<i>Inside air film(still air)</i>	0,61	-
Total	3,92	15

$$U = \frac{1}{R_{tot}} = \frac{1}{3,92 \text{ F/Btu.hr.ft}^2}$$

$$U = 0,26 \text{ Btu/hr.ft}^2.\text{F}$$

Dengan kondisi ruangan berada di bawah tanah (*ground level*) perpindahan kalor dari *basement 2* ke dalam ruangan pasar swalayan dipengaruhi oleh perbedaan temperatur *basement 2* (t_b) dan temperatur di dalam ruangan pasar swalayan (t_{in}). Dengan temperatur di dalam *basement 2* diasumsikan sama dengan temperatur di lingkungan (t_o), maka :

$$Q_b = U.A.(t_b - t_{in}) \tag{2}$$

$$= 0,26 \text{ Btu/hr.ft}^2.\text{F} \cdot 92324,04 \text{ ft}^2 \cdot (95,18 - 77) \text{ F}$$

$$Q_b = 428005,003 \text{ Btu/hr.}$$

- Plafon

Karena di atas plafon merupakan pertokoan (lantai 1) dengan temperatur yang telah dikondisikan maka diasumsikan tidak ada perbedaan temperatur antara pertokoan dengan ruangan pasar swalayan sehingga tidak ada kalor yang berpindah.

3. *Internal heat gain*

Beban yang diperoleh di dalam ruangan meliputi panas dari :

- Pengunjung (orang).

Jumlah pengunjung diperoleh dari kebutuhan luas lantai dalam ruangan per orang. Nilainya adalah 25 ft²/orang sehingga dengan luasan lantai sebesar 92324,037 ft² maka :

$$\text{Jumlah pengunjung} = \frac{92324,037 \text{ ft}^2}{25 \frac{\text{ft}^2}{\text{orang}}} = 3693 \text{ orang.}$$

Nilai kalor yang dikeluarkan oleh pengunjung tergantung dari aktivitas yang dilakukan. Untuk pasar swalayan aktivitas yang dilakukan biasanya hanya berdiri dan berjalan pelan. Maka dengan temperatur ruangan 77 F didapatkan faktor koreksi :

(Carrier, 1965)

- Faktor koreksi sensibel = 205 Btu/hr.
- Faktor koreksi laten = 245 Btu/hr.

Sehingga beban kalor diperoleh :

$$\begin{aligned} \text{Kalor sensibel (Qs)} &= \text{Jumlah orang} \times \text{faktor koreksi} \\ &= 3693 \times 205 \text{ Btu/hr} \\ &= 757065 \text{ Btu/hr} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Kalor laten (Ql)} &= \text{Jumlah orang} \times \text{faktor koreksi} \\ &= 3693 \times 245 \text{ Btu/hr} \\ &= 904785 \text{ Btu/hr} \end{aligned}$$

- Lampu penerangan

Kebutuhan lampu diperoleh dari besarnya daya tiap satuan luas lantai yaitu sebesar 6 watts/ft² untuk pasar swalayan.

(ASHRAE, 1987)

Untuk luasan sebesar 92324,037 ft² maka :

$$\begin{aligned} \text{Total watt} &= 6 \text{ Watts/ft}^2 \times 92324,037 \text{ ft}^2 \\ &= 553944,22 \text{ Watt} \end{aligned}$$

Dan jenis lampu adalah *incandescent* sehingga besar beban kalor :

$$\begin{aligned} \text{Qp} &= \text{total Watt} \times 3,4 \text{ Btu/ Watt.hr} \\ &= 553944,22 \text{ Watt} \times 3,4 \text{ Btu/ Watt.hr} \\ &= 1883410,36 \text{ Btu/hr} \end{aligned}$$

4. Total beban kalor di dalam ruangan.

$$\begin{aligned} Q_T &= Q_a + Q_b + Q_s + Q_l + Q_p \\ &= (251131,52 + 428005,003 + 757065 + 904785 + 1883410,36) \end{aligned}$$

$$Q_T = 4224396,87 \text{ Btu/hr}$$

$$Q_T = 352 \text{ TR}$$

Analisa Psychrometric

Untuk mendapatkan jumlah udara yang harus disuplai ke dalam ruangan maka perhitungan yang dilakukan adalah :

1. *Room Sensible Heat* (RSH)

- Total beban kalor melewati dinding (Qa)	= 251131,52 Btu/hr
- Total beban kalor melalui lantai (Qb)	= 428005,003 Btu/hr
- Kalor sensibel orang+penerangan (Qs)+(Qp)	= 2640475,36 Btu/hr
- <i>Safety factor</i> 5% x (Qa+Qb+Qs+Qp)	= <u>165980,59 Btu/hr</u> +
RSH	= 3485592,47 Btu/hr

2. *Room Latent Heat (RLH)*
- Total beban kalor laten (Ql) = 904785 Btu/hr
 - Safety factor 5% x Ql = 45239,25 Btu/hr +
-
- RLH = 950024,25 Btu/hr
3. Ventilasi
- Besar ventilasi yang dibutuhkan berdasarkan kebutuhannya tiap orang yaitu sebesar 7,5 cfm/orang. Atau tiap 0,05 cfm/ft² luasan lantai.
- Maka :
- Ventilasi berdasarkan kebutuhan tiap orang.
- Ventilasi = Jumlah orang x cfm/org
= 3693 orang x 7,5 cfm/orang
= 27697,50 cfm
4. *Effectif Room Sensible Heat (ERSH)*
- RSH = 3485592,47 Btu/hr
 - Supply duct heat gain = 2% x RSH = 69711,85 Btu/hr
 - Supply duct leakage loss = 10% x RSH = 348559,25 Btu/hr
 - Fan motor = 2% x RSH = 69711,85 Btu/hr
 - Bypass air = ventilasi x Δt x BF x 1,08 (3)
= 27697,50 x 18,18 x 0,1 x 1,08 = 54382,38 Btu/hr +
-
- ERSH = 4027957,79 Btu/hr
5. *Effectif Room Latent Heat (ERLH)*
- RLH = 950024,25 Btu/hr
 - Supply duct leakage loss = 10 % x RLH = 95002,425 Btu/hr
 - Bypass air = ventilasi x Gr/lb x BF x 0,68
= 27697,50 x 95 x 0,1 x 0,68 = 178925,85 Btu/hr +
-
- ERLH = 1223952,53 Btu/hr
6. *Effectif Room Total Heat (ERTH)*
- ERTH = ERSH + ERLH
= 4027957,79 Btu/hr + 1223952,53 Btu/hr
= 5251910,32 Btu/hr
7. Beban kalor karena udara luar
- Panas sensibel (Qus) = Udara ventilasi x Δt x (1 – BF) x 1,08
= 27697,50 x 18,18 x (1 - 0,1) x 1,08
= 489441,42 Btu/hr
 - Panas Laten (Qul) = Udara ventilasi x Gr/lb x (1 – BF) x 0,68
= 27697,50 x 95 x (1 - 0,1) x 0,68
= 1610332,65 Btu/hr
- Total kalor udara luar (Qv) = 489441,42 Btu/hr + 1610332,65 Btu/hr
= 2099774,07 Btu/hr
8. *Grand Total Heat (GTH)*
- ERTH = 5251910,32 Btu/hr
 - Total panas udara luar (Qv) = 2099774,07 Btu/hr
 - Return duct heat gain = 1% x RSH = 34855,93 Btu/hr
 - Return duct leakage loss = 3% x RSH = 104567,77 Btu/hr +
-
- Sub. GTH = 7491108,08 Btu/hr

- Pump Horsepower		
4% x Sub. GTH	=	299644,32 Btu/hr
- Piping heat gain		
2% x Sub. GTH	=	149822,16 Btu/hr +
		<hr/>
	GTH	= 7940574,57 Btu/hr
	GTH	= 662 TR

9. *Sensible Heat Factor*

$$\text{ESHF} = \frac{\text{ERSH}}{(\text{ERSH} + \text{ERLH})} \quad (4)$$

$$\text{ESHF} = \frac{4027957,79 \text{ Btu/hr}}{(5251910,32) \text{ Btu/hr}} = 0,77$$

- Dengan nilai ESHF = 0,77 pada temperatur desain ruangan $t_{db} = 77 \text{ F}$ dan RH = 50 % didapatkan nilai temperatur *apparatus dew- point* (t_{adp}) = 52 F
(Carrier, 1965)

10. Total kebutuhan udara *dehumidified*

$$\begin{aligned} \text{cfm}_{da} &= \frac{\text{ERSH}}{1,08 (t_{in} - t_{adp}) (1 - \text{BF})} \quad (5) \\ &= \frac{4027957,79}{1,08 (77 - 52) \cdot (1 - 0,1)} \\ \text{cfm}_{da} &= 165759,58 \text{ cfm} \end{aligned}$$

- Outlet temperature difference* (t_{od})
Outlet temperature difference digunakan untuk mengetahui perbedaan temperatur ruangan (t_{in}) dan temperatur udara suplai (t_{sa}), yaitu :

$$\begin{aligned} t_{od} &= \frac{\text{RSH}}{1,08 \times \text{cfm}_{da}} \quad (6) \\ &= \frac{3485592,47}{1,08 \times 165759,58} \\ t_{od} &= 19,47 \text{ F} \end{aligned}$$

- Temperatur gabungan (t_{mix})

$$t_{mix} = \frac{(\text{cfm}_{oa} \times t_o) + (\text{cfm}_{ra} \times t_{in})}{\text{cfm}_{da}} \quad (7)$$

Dengan :

$$\begin{aligned} \text{cfm}_{oa} &= \text{udara ventilasi} = 27697,50 \text{ cfm} \\ \text{cfm}_{ra} &= \text{cfm}_{da} - \text{cfm}_{oa} \\ &= 165759,58 \text{ cfm} - 27697,50 \text{ cfm} \\ &= 138062,08 \text{ cfm} \end{aligned}$$

Maka :

$$t_{mix} = \frac{(27697,50 \times 95,18) + (138062,08 \times 77)}{165759,58}$$

$$t_{mix} = 80,04 \text{ F}$$

- Temperatur *entering apparatus* (t_{edb}) = t_{mix} = 80,04 F

- Temperatur *leaving apparatus* (t_{ldb})

$$\begin{aligned} (t_{ldb}) &= t_{adp} + \text{BF} \cdot (t_{mix} - t_{adp}) \quad (8) \\ &= 52 + 0,1 \cdot (80,04 - 52) \\ &= 54,8 \text{ F} \end{aligned}$$

- Temperatur udara suplai (t_{sa})

$$\begin{aligned} t_{sa} &= t_{in} - t_{od} \\ &= 77 - 19,47 \\ t_{sa} &= 57,53 \text{ F} \end{aligned} \quad (9)$$

Perencanaan *Textile Ducting*

Untuk memberikan gambaran bentuk *textile ducting* maka dibuat model dengan skala lebih kecil sesuai percobaan di laboratorium teknik pendingin, maka perhitungannya adalah :

Motor = 1491 rpm.

Jenis blower = sentrifugal dengan sudu ganda.

Dimensi *outlet* = 11,3 x 11,3 in

Bahan = 100 % *polyester* dengan lapisan *non-air permeable*

Diketahui :

- Suplai udara : 1200 cfm
- Panjang *ducting* : 3 m = 9,84 ft:
- Bila diameter *textile ducting* = 12 inch = 1 ft = 0,3048 m

Tabel V Hasil perhitungan skala percobaan *textile ducting*

Perhitungan tekanan di dalam ducting		
Kecepatan inlet	1527 fpm	Ductsox, 2005
Tekanan statik (ISP_1)	0,5 in H ₂ O	standard desain Ductsox, 2005
Tekanan kecepatan (VP) = $\left(\frac{V}{4005}\right)^2 = \left(\frac{1527}{4005}\right)^2 = 0,145$ in H ₂ O		
Kerugian gesek (FL) = $0,03 \cdot 0,4 \frac{9,84}{(12)^{1,22}} \times \left(\frac{1527}{1000}\right)^{1,82} = 0,0082$ in H ₂ O (10)		
Tekanan rata-rata (AP) = $ISP_1 + 0,66 \times (VP - FL)$ (11) $= 0,5 + 0,66 (0,145 - 0,0082)$ $= 0,59$ in H ₂ O		
Desain orifice		
Diameter orifice	1 in	Ductsox, 2005
Kecepatan <i>outlet</i>	50 fpm	Ductsox, 2005
Jumlah udara <i>outlet</i>	10,03 cfm/orifice	Ductsox, 2005
Jumlah orifice = $\frac{cfm_d}{\text{jumlah udara outlet}} = \frac{1200}{10,03} = 119,6 = 120$ buah		
Dengan rekomendasi jarak dari inlet fan - ducting = 2 ft		tanpa orifice
(L'_1)	9,84 ft - 2 ft = 7,84 ft = 94,1 inch	
Spasi orifice	$\frac{L'_1}{\text{jumlah orifice} / 6} = \frac{94,1}{120/6} = 4,7$ in	jarak antar titik pusat orifice



Gb. 3 Susunan orifice pada percobaan *textile ducting*

Kesimpulan

Kesimpulan yang dapat diperoleh dari aplikasi *textile ducting* pada pasar swalayan adalah :

- Karena terbuat dari bahan *polyester* sehingga memudahkan perawatan, dimana dapat dicuci secara berkala dengan mesin cuci.
- Tidak dapat berkarat karena bahan (*polyester*) tidak bereaksi dengan udara.
- Dengan bahan tekstil yang ringan sehingga memberikan kemudahan ketika proses instalasi.
- Tersedia dalam berbagai pilihan warna yang menarik sehingga dapat dipadukan dengan warna interior ruangan.
- Mempunyai harga yang lebih murah karena terbuat dari kain (*polyester*).
- Suplai udara keluar melalui orifice di sepanjang permukaan *textile ducting* sesuai arah jam 4&8 yang diharapkan memberikan hembusan udara yang merata di seluruh ruangan.
- Bahwa *textile ducting* yang digunakan adalah *ducting* lurus dengan diameter seragam sepanjang aliran, tanpa menggunakan *elbow* dan menghindari percabangan agar tekanan statik sepanjang *ducting* relatif tidak berubah.

Daftar Pustaka

- ASHRAE, 1985, *ASHRAE Handbook Fundamentals*, Atlanta ; ASHRAE, Inc.
- ASHRAE, 1987, *ASHRAE Pocket Handbook*, Atlanta ; ASHRAE Inc.
- Carrier, 1965, *Handbook Of Air Conditioning System Design*, McGraw-Hill Inc.
- Ward Smith, AJ, 1971, *Pressure Losses in Ducted flows*, Butterworths, London.
- Holman, JP, 1991, *Heat Transfer*, Jakarta, Erlangga.
- Ductsox, 2005, *Mechanical Design*, www.ductsox.com
- Matweb, 2002, *Physical Properties of Polyester*, www.matweb.com