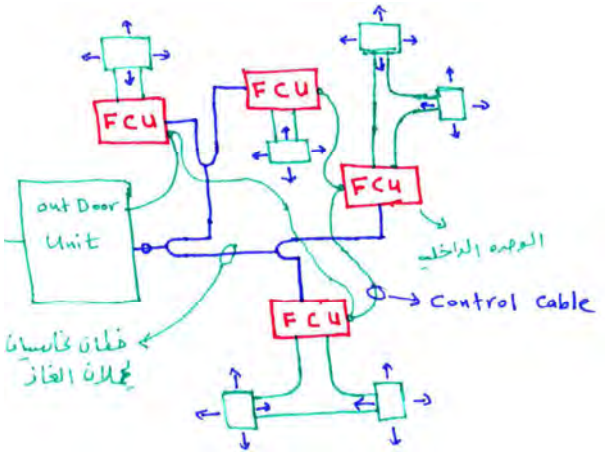
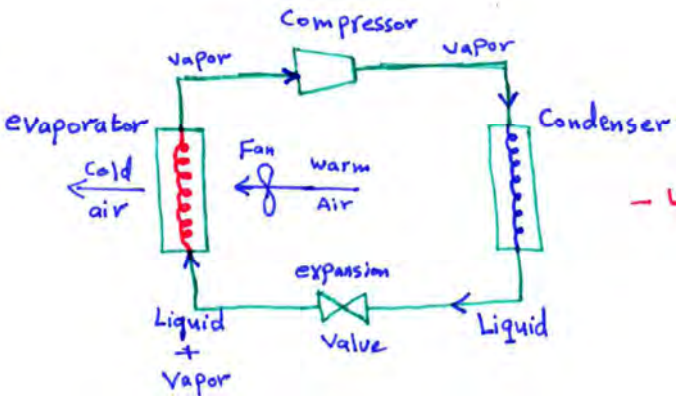
A-Z IN



H *eating*

V *entilation*



A *ir*

C *onditioning*

DESIGN

1st Edition – 2013 .. Shadi Shirri

A-Z in HVAC Design

Chapter-01

Thermo Dynamics

الديناميكا الحراريه

Eng. Shadi Shirri

Shadi_shirri@yahoo.com

0599430298

Chapter 01

Thermo Dynamics- الديناميكا الحرارية

- ما معنى البرودة :-

لا يوجد في علم الديناميكا الحرارية مصطلح البرودة بل تتناول الديناميكا الحرارية مصطلح الحرارة للدلالة على خصائص المواد ، وإذا إجتهدنا لتعريف البرودة فتكون عبارة عن مصطلح متداول لوصف قلة الحرارة التي تمتلكها المادة أو هي حاصل إزالة أو فقد كمية من الحرارة التي تحتفظ بها المادة ، الكثير من الناس يعتقد انه التكييف والتبريد هو إدخال البرودة إلى الحيز ولكنه بالحقيقة هو عملية إزالة للحرارة من الحيز بشكل أسرع من تلك التي تدخل إلى الحيز .

- ما هي الحرارة:-

الحرارة هي شكل من أشكال الطاقة وهي دائمة الحركة ، القانون الثاني في الديناميكا الحرارية ينص على أنه الحرارة دائماً تنتقل من الوسط الساخن إلى الوسط البارد ، وسرعة الانتقال تعتمد على الفرق في درجات الحرارة بين الوسطين وكلما زاد الفرق في درجات الحرارة زادت سرعة انتقال الحرارة بين الوسطين .

- كيف تنتقل الحرارة :-

لأن تكييف الهواء يعتمد على إنتقال الحرارة فمن الضروري معرفة طرق الانتقال ، تنتقل الحرارة من جسم إلى آخر أو من وسط إلى آخر عن طريق (التوصيل ، الاشعاع ، الحمل)

- إن انتقال الحراره عن طريق الاشعاع Radiant هو إنتقال الحراره على شكل موجات شبيهه بموجات الضوء أو الراديو ومن المهم أن انتقال الحراره بالاشعاع لا يعمل على تسخين أو رفع درجة حرارة الهواء الذي يمرّ من خلاله بل يعمل على رفع درجة حرارة الاجسام الواقع عليها ومثال ذلك هو إرتفاع درجة حرارة فرش السيارات المغلقه و المعرضه لأشعه الشمس في يوم مشمس .

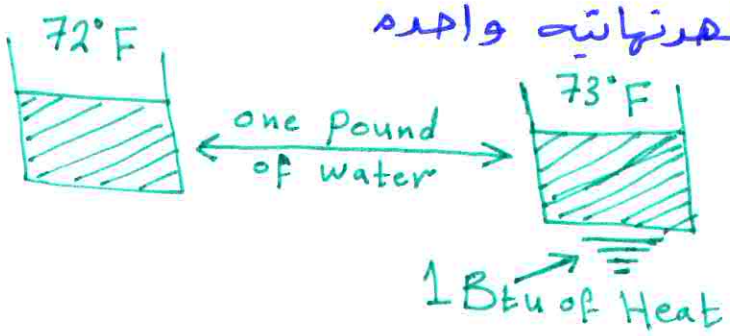
- إن انتقال الحراره بالتوصيل Conduction هو إنتقال الحراره عبر المادة ، حيث أن معظم المعادن تعتبر جيده جداً من حيث موصليتها الحراريه والنحاس والالمنيوم من أكثرها وأفضلها توصيلاً للحراره وتستعمل بكثره لاغراض توصيل الحراره والمواد الضعيفه في توصيل الحراره تسمى موادّ عازله

- إن إنتقال الحراره بالحمل Convection يكون إما إنتقال طبيعي natural أو إنتقال بالإجبار Forced حيث انا الإنتقال بالحمل بشكل طبيعي تكون حركة تيارات الهواء فيه بطيئه وغير فعّاله في تكييف الهواء ، أما الانتقال بالحمل الاجباري يكون بواسطة مراوح أو مضخات وذلك لتسريع دوران الموائع والهواء وبالتالي تسريع عملية انتقال الحراره .

دورة A-Z in HVAC Design
Shadi Shirri 0599 430 298
Shadi_Shirri@Yahoo.Com

- ما هي الـ British Thermal Unit - (Btu) .

الـ Btu هي كمية الحراره اللازمه لتغيير درجة حرارة 1 باوند من الماء درجه فهرنهايتيه واحده



Quiz :- كم Btu تحتاج لرفع حرارة 1 Pound من الماء من 72°F إلى 82°F ؟

- ما هي الحراره النوعيه Specific Heat

هي كمية الحراره اللازمه لتغيير درجة حرارة 1 باوند من المادة درجه فهرنهايتيه واحده.

Quiz :- ما هو الفرق بين الـ Btu والـ specific heat ؟؟

- ما هي حالات المواد الفيزيائيه

معظم المواد في الطبيعه يمكنه إيجادها في حالات فيزيائيه ثلاث وهي (صلب ، سائل ، غاز) وتتغير الحاله الفيزيائيه للمواد منه خلال إضافة أو إزالة كمية حراره معينه من أو إلى المادة وبذلك تتغير درجة الحراره .

ولكنه من الضروري أن نعرف أن درجة الحراره تبقى ثابته ولا تتغير في حالة بداية تغير الحاله الفيزيائيه للماده حتى نهاية عملية التحول أو حتى يعاد ترتيب جزيئات الماده molecules جميعها وتنتقل إلى الشكل الفيزيائي أو الحاله الفيزيائيه الجديده .

- ماهي الحراره المحسوسه Sensible heat

الحرارة المحسوسه هي الحراره المسببه في تغيير درجة الحراره والتي لا تؤثر أو تعمل على تغيير الحاله الفيزيائيه للماده
بمعنى أنّ إضافة الحراره المحسوسه إلى الماده لا تعمل على تحويلها من الحالة الصلبة إلى السائله على سبيل المثال ، وبمعنى آخر إذا تم إضافة حراره إلى الماده ولوحظ إرتفاع في درجة الحراره تكون الحراره المضافه هي حراره محسوسه وأيضا إذا تم إزالة حرارة من الماده ولوحظ انخفاض في درجة الحراره تكون الحراره المزاله هي حراره محسوسه .

- ماهي ألحرارة الكامنه Latent heat

الحرارة الكامنه هي الحرارة المسببه في تغيير الحالة الفيزيائيه للماده ولا تعمل على تغيير درجة الحراره خلال تحول الماده من حاله إلى أخرى ، درجة الحراره تبقى ثابته خلال تغير تحول الماده من حاله إلى أخرى حتى تنتهي عملية التحول ، وللتوضيح أكثر فإن درجة حرارة الثلج تبقى ثابته ($32°F, 0°C$) عند ذوبانه وتحوله إلى ماء وتبقى درجة حرارة الثلج ثابته حتى ذوبان آخر غرام ثلج ، والجدير بالذكر أنه هناك أربع أشكال للحرارة الكامنه وهي :-

1) الحراره الكامنه للتجمد ← إزالة حراره ← من سائل إلى صلب .
2) الحراره الكامنه للذوبان ← إضافة حراره ← من صلب إلى سائل .
3) الحرارة الكامنة للتبخر ← إضافة حراره ← من سائل إلى بخار .
4) الحراره الكامنه للتكاثف ← إزالة حراره ← من بخار إلى سائل .

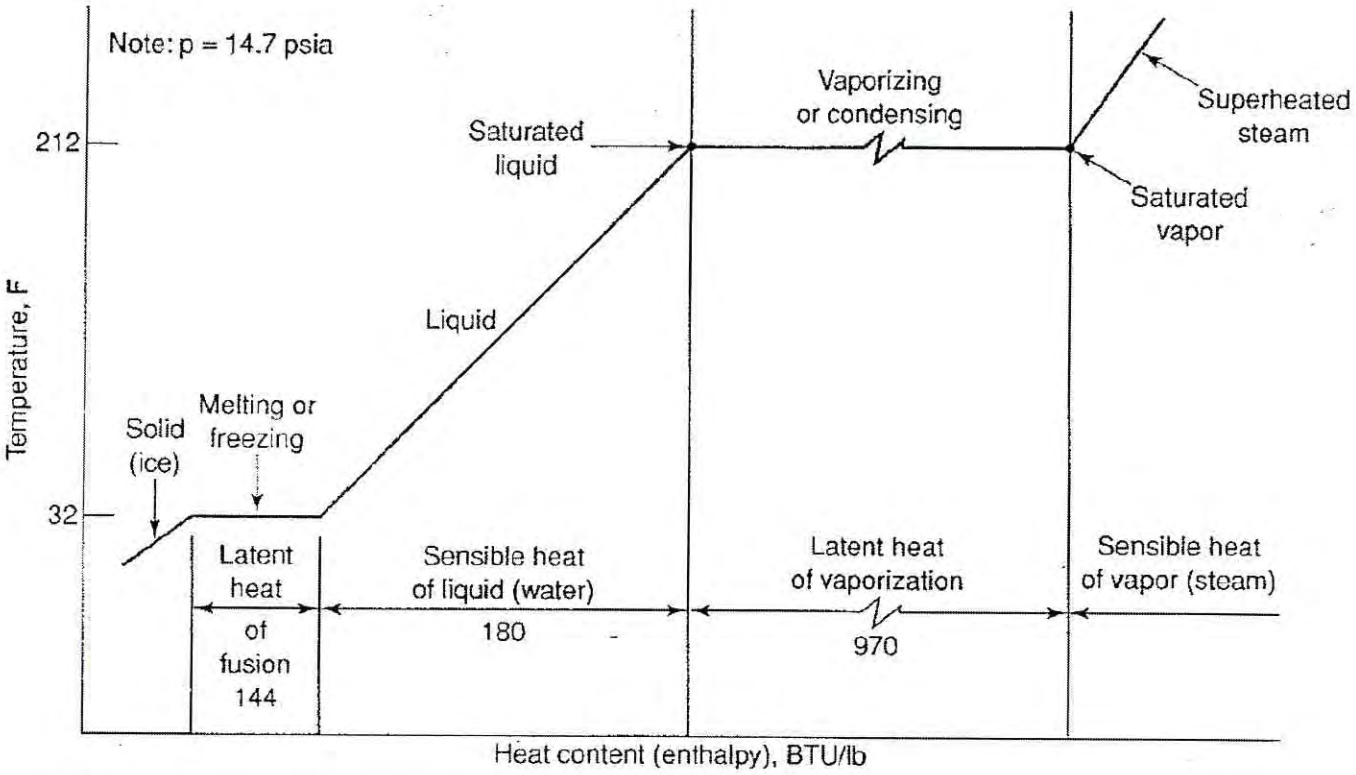


Figure 2.16
Temperature-enthalpy (heat content) change of water at 14.7 psia surrounding pressure.

لاحظ من الشكل عدم تغير درجة الحراره عن إضافة الحراره الكامنه (Latent heat) - وأيضاً عدم تغير حالة المادة الفيزيائية عند إضافة حراره محسوسه (Sensible heat).

A-Z in HVAC Design
Shadi Shirri

- على ماذا تعتمد المفاضله بين وسائط التبريد :-

إن المادة التي لها درجة غليان منخفضه وقيمة الحراره الكامنه لها عاليه (Btu/lb) تكون هي الأفضل كوسيط تبريد مع عدم إسقاط عامل الأمان ، فبعض وسائط التبريد تكون غير آمنه وخطره سواء على الانسان بشكل مباشر أو على البيئه .

Substance	Boiling point (°F)	Latent heat Btu/lb
Water	+212	970.4
R-12	-20	50
R-22	-40	70
R-502	-50	68.9
R-717 (amonia)	-28	565

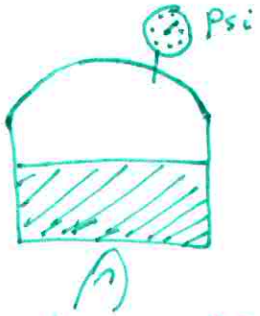
إن الماء من الجدول يعتبر هو أفضل وسيط تبريد للوحلة الاولى وذلك بسبب إرتفاع قيمة الحراره الكامنه له Btu/lb ولكن ولسوء حظ الماء فإن درجة الغليان له عاليه جدا" وهذا السبب وراء عدم استخدام الماء كوسيط تبريد بينما الامونيا R-717 جيده جدا" لتكون وسيط تبريد وذلك بسبب قيمة الحراره النوعيه العاليه لديها ودرجة الغليان القليله نسبيا" ولكن ولسوء حظها أيضا" فقد تم التعرف على آثار بيئيه سلبيه لها فتم استثنائها من بين وسائط التبريد الجيده.

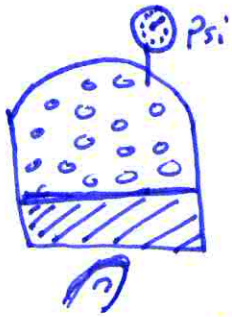
- ما هي نقطة الاشباع Saturation Point

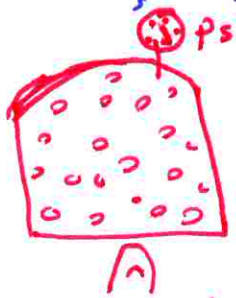
نقطة الاشباع تكون عندما تبدأ المادة بالغليان أو التكاثف عند بداية تغير الحالة الفيزيائية للمادة وتعتمد نقطة الاشباع للمادة بشكل مباشر على علاقة الضغط ودرجة الحرارة ويمكن ايجادها من خلال جداول ومنحنيات خاصة لكل مادة

- ما هي الـ Superheat

هي خاصية للمادة تحدث عند إضافة حرارة محسوسة لها بعد أن تحولت إلى غاز

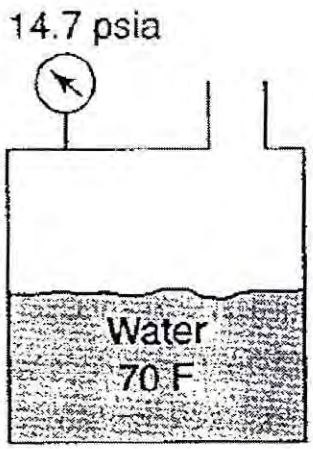




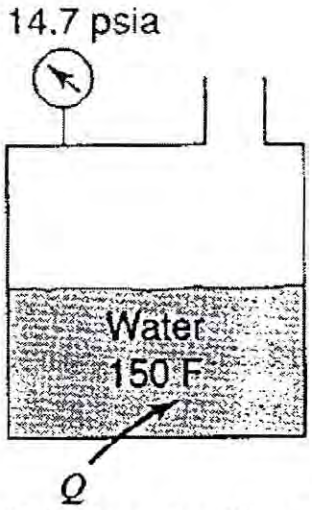


Pressure	Boiling Point
0 Psig	212° F
5 Psig	228° F
10 Psig	244° F
15 Psig	250° F
35 Psig	281° F
85 Psig	328° F

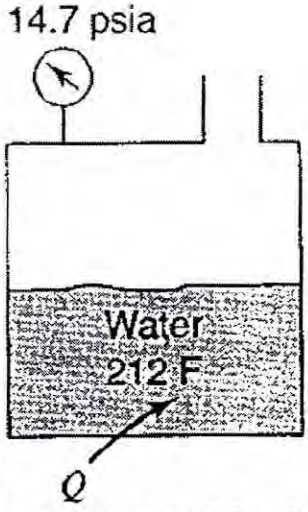
- من القيم السابقة نستدل على أن درجة الغليان للماء تزداد بزيادة الضغط، يمكن تخيل سبب سرعة نضوج الطعام عندما يطهى في أوعية الضغط، بزداد الضغط فتزداد درجة الغليان للماء أي ترتفع درجة حرارته.



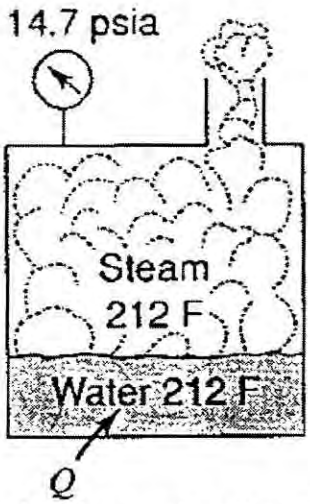
(a) Subcooled liquid



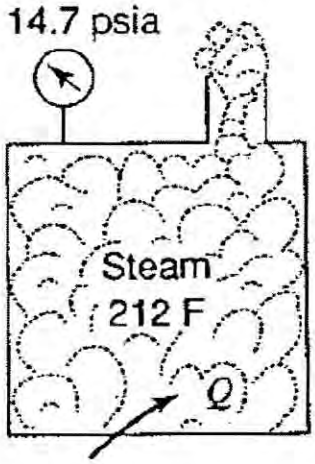
(b) Subcooled liquid



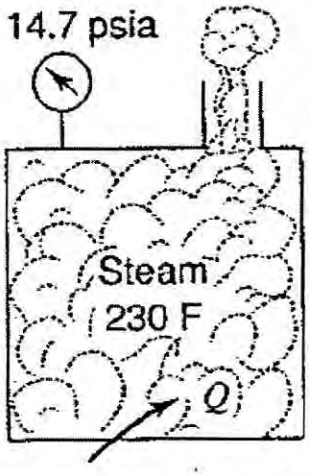
(c) Saturated liquid



(d) Mixture of saturated liquid and vapor



(e) Saturated vapor



(f) Superheated vapor

A-Z in HVAC Design
Shadi Shirri

- ما هي ألـ Sub cooled

تكون المادة Subcooled عندما تكون سائلة بكاملها دون وجود أي كمية بخار أو غاز وهذا فقط يكون عند إزالة كمية من الحرارة من المادة بحيث تصبح درجة حرارتها أقل من درجة نقطة الاشباع Saturation

Super heated - غاز فقط (مجهد)

↑ T

Saturation point - سائل + غاز

↓ T

Sub cooled - سائل فقط

Quiz$:- كيف يمكن رفع درجة حرارة الماء أو خفضها دون وجود مصدر حرارة (لهب، كهرباء، شمس، ....) ؟

- ما هو طن التبريد - Ton Refrigerant

- جميع أنظمة التبريد الميكانيكية تقارن بذوبان (1 طن 1000kg) من الثلج خلال 24 ساعة وهي ما تسمى بـ ice melting equiv. (IME) ، ويتم حسابها من خلال حاصل ضرب 2000 lb والتي تعادل 1000kg - 1 طن في الحرارة الكامنة لذوبان 1 باوند من الثلج والتي تعادل 144 Btu

$$\Rightarrow IME = 2000\ lb \times 144\ Btu = \boxed{288000\ Btu/24\ hr}$$

ولذلك فإن أي نظام ميكانيكي قادر على إزالة 28000 Btu في 24 ساعة أو 12000 Btu في ساعة يسمى 1 طن .

$$1\ ton = 28000\ Btu/24\ hr$$
$$= 12000\ Btu/hr$$

A-Z in HVAC Design

Chapter-02

Heating Load

حمل التدفئة

Eng. Shadi Shirri

Shadi_shirri@yahoo.com

0599430298

Chapter 02

Heating Load - حساب الأحمال الحرارية

- إنَّ حساب الحمل الحراري (Heating Load) لأي مبنى هو الخطوه الأولى في تصميم نظام التدفئه ، حيث يتم حساب الأحمال الحراريه لحيز (ما) لجمع معدلات الطاقه المفقوده لهذا الحيز من خلال الجدران والأسقف والارضيات والنوافذ والابواب وتسرب الهواء من شقوق الأبواب والنوافذ أو بسبب التهويه ويمكن إهمال معدلات الطاقه المكتسبه من الاشعاع الشمسي وموجودات الحيز من الآلات الكهربائيه والمعدات والشاغلين لانها قد لاتكون موجوده في بعض الاحيان وقد تكون معامل أمان اضافي على الحمل الحراري إن وجدت .

- تحسب الطاقه الحراريه المفقوده نتيجة الانتقال الحراري بضرب قيمة الانتقاليه الحراريه (U) للعنصر الانشائي الذي تنتقل عبره الطاقه في المساحه التي تتسرب منها الطاقة الحراريه ثم ضرب الصيَغه الناتجه في الفرق بين درجات الحراره على جانبي العنصر الانشائي .

$$Q_c = U \times A \times \Delta t$$

حيث :-

Q_c :- هي معدل الطاقه الحراريه المفقوده (Watt)

U :- معامل الانتقاليه الحراريه $(W/m^2.K)$

A :- المساحة السطحية (m^2)

Δt :- فرق درجات الحراره مابين داخل وخارج المبنى

A-Z in HVAC Design
Shadi_Shirri@Yahoo.com
0599-430-298

- وتحسب الطاقه الحراريه المفقوده نتيجة تسرب الهواء من شقوق الابواب والنوافذ أو بسبب التهويه المقصوده من خلال:-

$$Q_v = 0.35 \times ACH \times V \times \Delta t$$

حيث:- Q_v :- الطاقه الحراريه المفقوده نتيجة تسرب الهواء (watt)

ACH :- عدد مرات تغير الهواء في الساعه

V :- حجم الحيز المدفأ (m^3)

Δt :- الفرق بين درجات الحراره $(T_{in} - T_c)$

- يتم حساب معامل الانتقاليه الحراريه (U) حسب المعادله التاليه:-

$$U = \frac{1}{R_{tot}}$$

حيث:- U :- هي معامل الانتقاليه الحراريه ($watt/m^2.k$)

R_{tot} :- هي المقاومه الحراريه الكليه ($m^2.K/watt$)

- ويتم حساب R_{tot} من المعادله التاليه:-

$$R_{tot} = R_{in} + \sum \frac{X_i}{K_i} + R_{out}$$

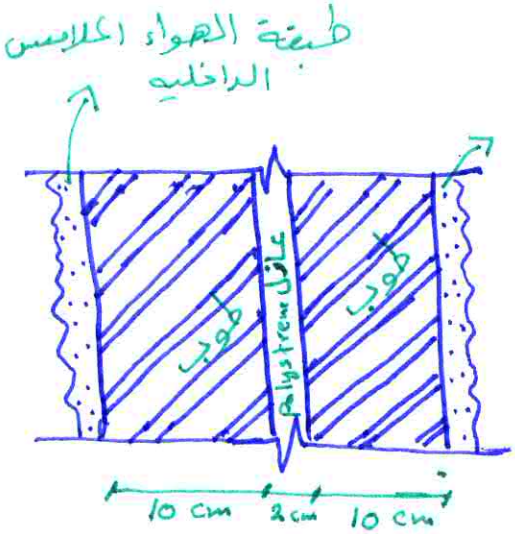
حيث:- R_{in} :- هي المقاومه الحراريه للسطح الداخلي (من الجداول).

R_{out} :- هي المقاومه الحراريه للسطح الخارجي (من الجداول).

X_i :- هي سماكة الطبقه الانشائيه (m).

K_i :- هي الموصليه الحراريه لمادة الطبقه الانشائيه ($watt/m.K$)

دورة: A-Z in HVAC Design
Shadi Shirri
0599-430-298



$R_{in} = 0.12$, $R_{out} = 0.06$

$K_{\text{طوب}} = 0.9$, $K_{\text{بولسترين}} = 0.039$

$$U = \frac{1}{R_{tot}} \Rightarrow U = \frac{1}{0.12 + 0.06 + \frac{0.10}{0.9} + \frac{0.02}{0.039} + \frac{0.10}{0.9}}$$

- في بعض العناصر الانشائيه لا تكون الطبقات المتتاليه مستمره بالانتظام ذاته في المساحات المتجاوره ، مثال ذلك عصّات الطوب المفرغ ولا يمكن في هذه الحاله حساب معامل الانتقاليه الحراريه بالطريقة السابقه لان العنصر الانشائي غير متجانس التركيب ، فيتم تقسيم العنصر الى أقسام متجانسه وحسب كما يلي :-

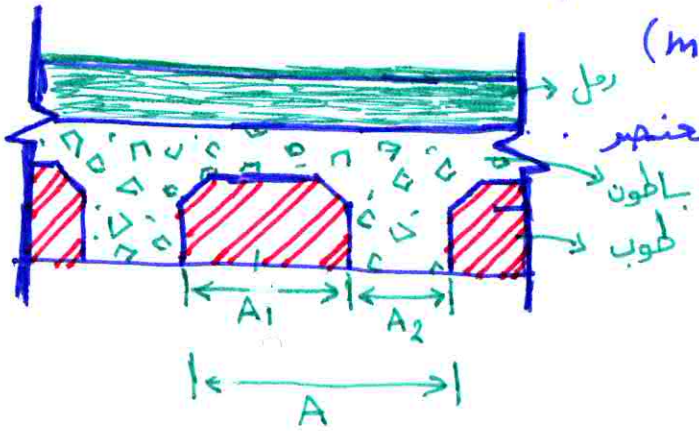
$$U_{tot} = \frac{U_1 \cdot A_1}{A} + \frac{U_2 \cdot A_2}{A} + \cdots\cdots$$

حيث :- U :- الانتقاليه الحراريه للعنصر ذي الاقسام غير المتجانسة التركيب

U_i :- الانتقاليه الحراريه لكل قسم متجانس التركيب

A_i :- مساحة السطح (m^2)

A :- المساحة الكليه للعنصر .



A-Z in HVAC Design
Shadi_Shirri@Yahoo
0599-430-298

$$T_g = T_{out} + (5-10)$$ ⊛

حيث :-

T_g :- هي درجة حرارة الأرض

T_{out} :- هي درجة الحراره الخارجيه

$$T_{un} = T_{in} - 0.5(T_{in} - T_{out})$$ ⊛

حيث :-

T_{un} :- هي درجة حرارة الحيز المجاور الغير مدفأ .

T_{in} :- هي درجة الحراره الداخليه .

$$Q_{s,cond} = Q_{wall} + Q_{ceiling} + Q_{floor} + Q_{window} + Q_{door}$$ ⊛

حيث :-

$Q_{s,cond}$:- هي الطاقه الحراريه المحسوسه المنتقله عن طريق التوصيل .

$$Q_{s,vent} = 1.2 \; \forall_{vent,inf} \; (T_{in} - T_{cir})$$ ⊛

حيث :-

$Q_{s,vent}$:- هي الطاقه الحراريه المحسوسه الناتجه بسبب التهوية

$\forall_{inf,vent}$:- هي كمية الهواء المدخل أو الداخل إلى الحيز m^3/hr

$$\forall_{vent/inf} = V \times ACH$$ ⇐

حيث :- (m^3)

V :- هي حجم الحيز

ACH :- هي عدد مرات تغير الهواء في الساعه

$$Q_{s,vent} = 1.2 \times V \times ACH \times (T_{in} - T_c)$$ ⇐

$$= 1.2 \times V \times ACH \times (T_{in} - T_c) \times \frac{1000}{3600}$$

$$= 0.35 \times V \times ACH \times (T_{in} - T_c)$$

$$= 0.35 \times \forall_{vent,inf} \times (T_{in} - T_c)$$

$\forall_{vent,inf}$ (L/s)

حيث : $(T_{in} - T_c) = 5-10^{\circ}C$

$$Q_{L,vent/inf} = 3 \; \forall_{vent,inf} \; (W_i - W_o) \qquad (*)$$

حيث :-

$Q_{L,vent,inf}$:- هي كمية الطاقه الحراريه الكامنه المنتقله عن طريق التهوية

$\forall_{vent,inf}$:- هي كمية الهواء الداخل أو المدخل إلى الحيز

W_{in} :- هي كمية أو كتلة الماء الموجوده في الهواء الداخل /kg

W_{out} :- هي كمية أو كتلة الماء الموجوده في الهواء المدفأ في الحيز /kg

- يتم حساب W_{in} , W_{out} من خلال الشكل التالي :-

حيث تعتمد القيم على Tin , Tout

$$Q_{tot} = Q_{s,cond} + Q_{s,vent,inf} + Q_w \qquad \Leftarrow$$

حيث :-

Q_{tot} :- هي حمل التدفئه (Watt) + حمل الماء الساخن

Q_w :- هي الطاقه الحراريه أو الحمل الحراري اللازم لتسخين الماء المنزلي إن وجد وسيتم حسابه كما هو موضح لاحقاً .

- قدرة البويلر تكون Q_{tot} مضروبه في معامل أمان كالتالي :-

① عند تركيب بويلر واحد يعمل بشكل متواصل يجب أن تزيد قدرته الاسميه بمقدار 20% عن الحمل الكلي الاقصى

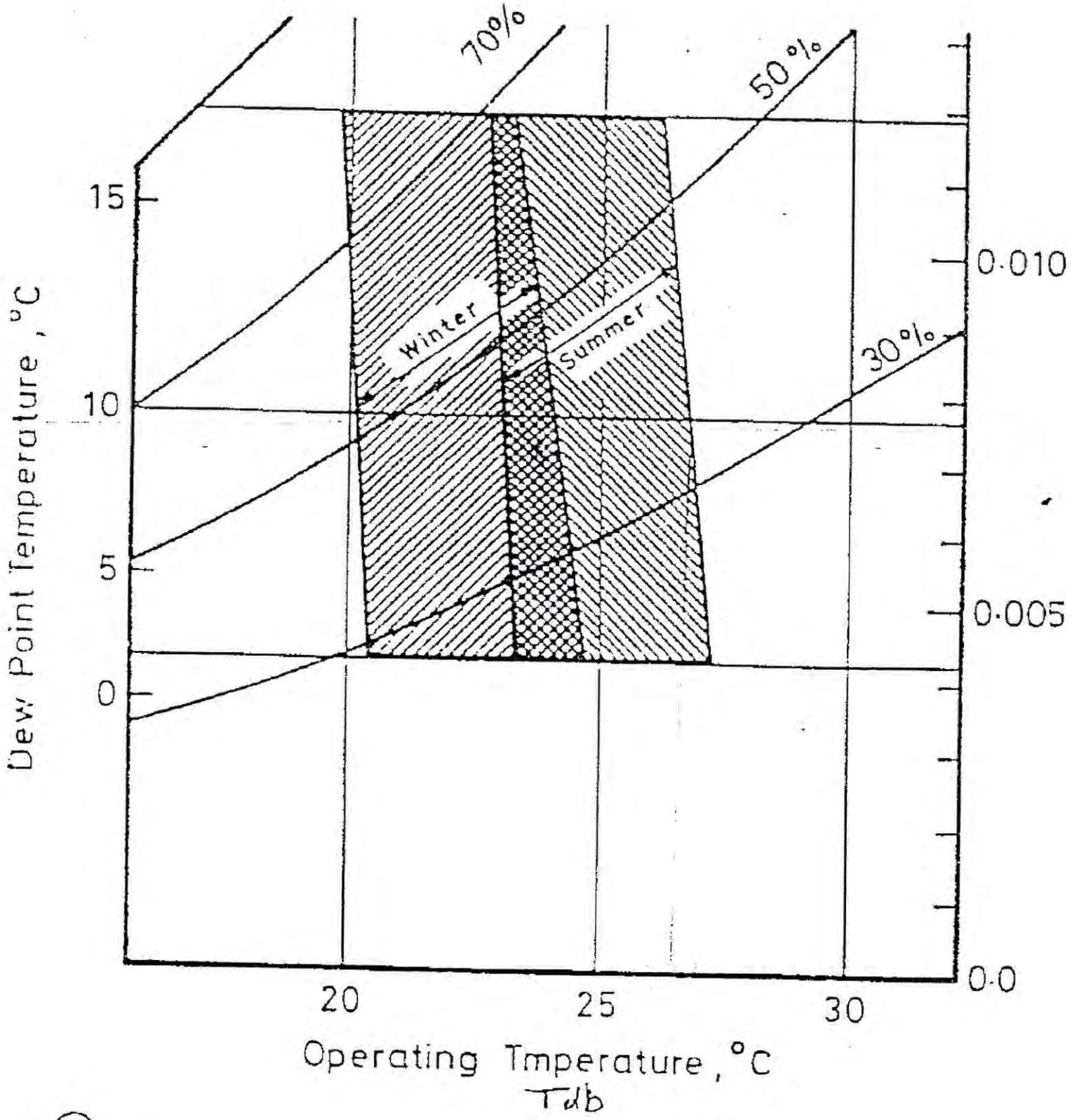
$$Q_{Boiler} = Q_{tot} \times 1.2 \qquad \Leftarrow$$

② عند تركيب بويلر واحد للتركيبات الصغيره أو في الحالات التي يعمل فيها البويلر على فترات متقطعه في اليوم يجب ان تزيد قدرته الاسميه عن الحمل الكلي الاقصى الذي سيعمل عنده البويلر بمقدار 25-33 % $\Leftarrow$

$$Q_{Boiler} = Q_{tot} \times 1.3$$

③ عند تركيب بويلرين اثنين يعملان في آن واحد ، يجب ان تكون القدره الاسميه لكل بويلر مساويه لثلثي الحمل الكلي الاقصى .

$$Q_{Boiler} = Q_{tot} \times 1.66 \qquad \Leftarrow$$



(4.2) : Comfort range of operating temperature and relative humidity for winter and summer airconditioning.

- حدود الارتياح الحراري للانسان - (صيف، شتاء)

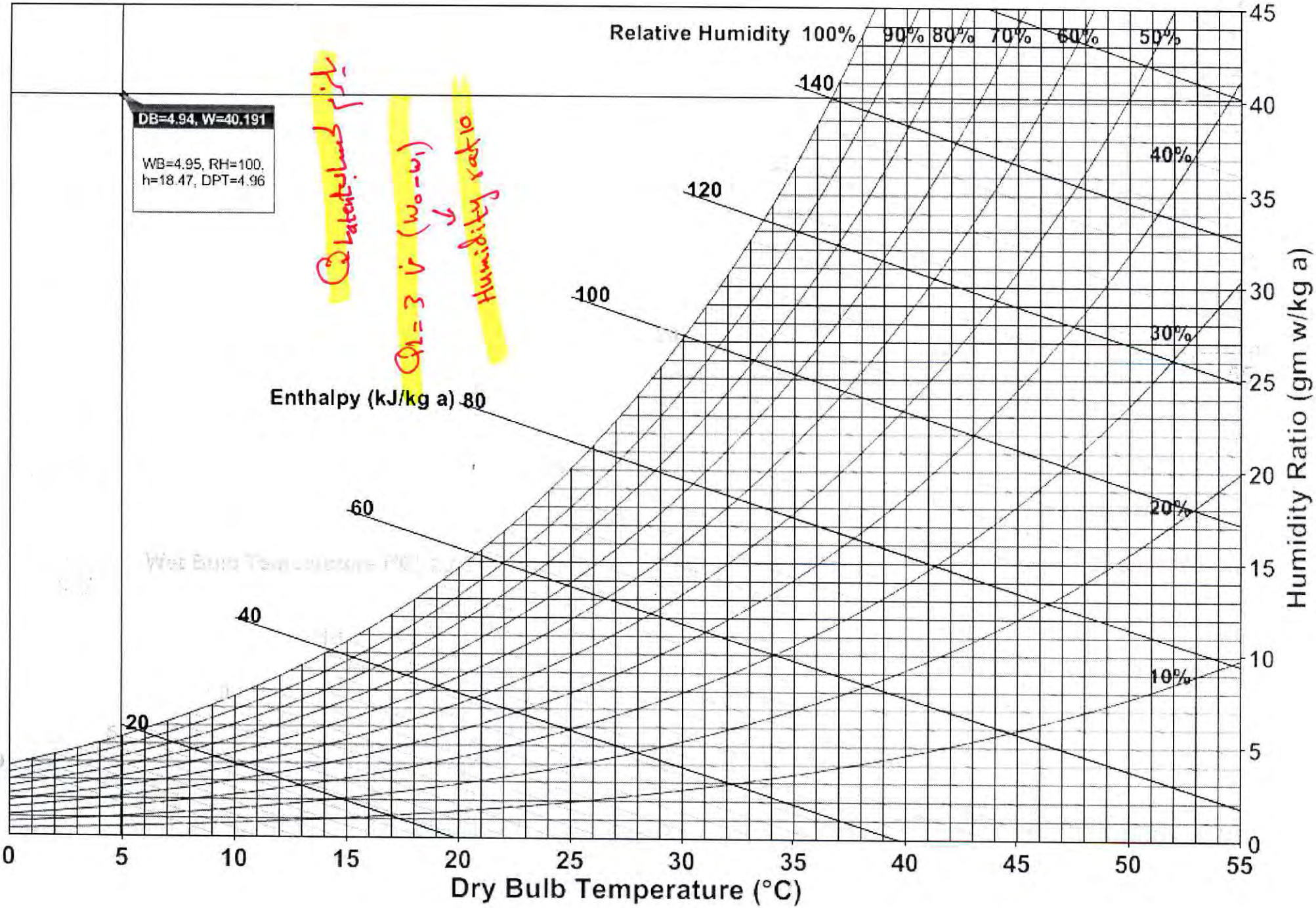

Relative Humidity 100% 90% 80% 70% 60% 50%
DB=4.94, W=40.191
WB=4.95, RH=100,
h=18.47, DPT=4.96
Enthalpy (kJ/kg a)
140
120
100
80
60
40
20
40%
30%
20%
10%
0
5
10
15
20
25
30
35
40
45
50
55
Dry Bulb Temperature (°C)
0
5
10
15
20
25
30
35
40
45
Humidity Ratio (gm w/kg a)

TABLE 4–4 Design inside dry bulb temperatures usually specified for sensible heating only.

Type of Space	T_{db} °C	Type of Space	T_{db} °C
Schools:		***Theaters:***	
Classrooms	22-24	Seating space	20-22
Assembly rooms	20-22	Lounge rooms	20-22
Gymnasiums	16-21	Auditorium	23-24
Toilets and bathes	21	***Hotels:***	
Locker rooms	18-20	Bedrooms and bathes	22-24
Kitchens	19	Dining rooms	22
Dining and lunch rooms	22-24	Kitchen and laundries	19
Play rooms	16-18	Ballrooms	18-20
Hospitals:		Toilets and service rooms	20
Private rooms	22-23	***Public rooms***	22-23
Patient rooms	23-24	***Steam bathes***	43
Operation rooms	21-25	***Foundries and boiler rooms***	10-16
Wards	22-23	***Paint shops***	27
Kitchens and laundries	19	***Factories:***	
Toilets	20	Light work	16-21
Bathrooms in general	23-27	Heavy work	14-20
Stores	21-23	***Swimming pools***	24

- درجات الحراره الداخليه التصميميه بناءاً على طبيعة الحيز.

A-Z in HVAC Design
Shadi Shirri
0599 430 298

TABLE 4–2 Instantaneous heat gain from occupants in units of Watts[a].

Type of Activity	Typical Application	Total Heat Dissipation Adult Male	Total Adjusted[a] Heat Dissipation	Sensible Heat, W	Latent Heat, W
Seated at rest	*Theater*:				
	Matinee	111.5	94.0	64.0	30.0
	Evening	111.5	100.0	70.0	30.0
Seated, very light work	Offices, hotels, apartments, restaurants	128.5	114.0	70.0	44.0
Moderately active office work	Offices, hotels, apartments	135.5	128.5	71.5	57.0
Standing, light work, walking	Department store, retail store, supermarkets	157.0	143.0	71.5	71.5
Walking, seated	Drug store	157.0	143.0	71.5	71.5
Standing, walking slowly	Bank	157.0	143.0	71.5	71.5
Sedentary work	Restaurant	168.5	157.0	78.5	78.5
Light bench work	Factory	238.0	214.0	78.0	136.0
Moderate work	Small-Parts assembly	257.0	243.0	87.0	156.0
Moderate dancing	Dance halls	257.0	243.0	87.0	156.0
Walking at 1.5 m/s	Factory	286.0	285.0	107.0	178.0
Bowling (participant)	Bowling alley	428.5	414.0	166.0	248.0
Heavy work	Factory	428.5	414.0	166.0	248.0

(a) Adjusted heat dissipation is based on the percentage of men, women and children for the application.

- الحرارة التي يشعها جسم الانسان بناءا على النشاط والبيئة.

TABLE 5-1 Thermal conductivity of some construction materials[1].

Material Number	Material	Density kg/m³	Thermal Conductivity W/m·°C
1	*Building Stone*		
	Marble	2,600	2.90
	Hard stone	2,500	2.20
	Firm stone	2,250	1.70
	Semi-firm stone	2,000	1.40
	Soft stone	1,750	1.05
	Granite	2,800	3.50 - 4.1
	Basalt and stones	2,800	3.50
	Lime stone	2500	1.3
2	*Sand*	1,800	0.70
	Soil	-	1.0 – 1.15
3	*Building brick*		
	Cement brick, solid	1,900	1.20
	Cement brick, with air gaps	1,600	1.00
	Common brick (low density)	1,400	0.72
	Face brick (high density)	1,200	1.27
	Glass brick	1,000	0.65
	Fire-clay brick	2,000	1.00
		1,800	0.80
		1,600	0.70
		1,400	0.60
		1,200	0.52
		1,000	0.47
	Clay	-	1.4
4	*Concrete, regular and reinforced*		
	Light concrete	2,300	1.75
		2,000	1.20
		1,800	1.00
		1,600	0.87
		1,400	0.72
		1,200	0.60
		1,000	0.47
	Foam concrete	1,600	0.68
		1,400	0.61
		1,200	0.52

- قيم الموصليه الحراريه للمواد

Material Number	Material	Density kg/m³	Thermal Conductivity W/m·°C
		1,000	0.43
		900	0.36
		800	0.30
		700	0.22
		600	0.19
		500	0.16
	Mortar	1800	0.72 – 1.05
5	***Titles***		
	Terrazzo tiles	2,000	1.40
	Ceramic tiles	2,100	1.10
	PVC tiles	2,000	1.20
	Rubber tiles	1,500	0.23
	Rubber flooring	-	0.4
	Plastic tiles	-	0.2 – 0.5
6	***Cement Plaster***	2,000	1.20
		1,800	0.85
		1,400	0.70
		1,200	0.40
	Gypsum plaster	720	0.8
7	***Wood, natural***		
	Oak	800	0.21
	Pine	600	0.14
	Beech	800	0.17
	Mahogany	700	0.16
	Teak	700	0.17
	Red wood	-	0.11
8	***Wood boards***		
	Hard fiber boards	1,000	0.14
	Soft fiber boards	300	0.06
	Plywood boards	545	0.12
	Chip boards	800	0.15
	parquet	-	0.23
9	***Gypsum boards***	-	0.17
	Cork boards	800	0.95
10	***Window glass***	2,500	1.05

- قيم الموصليه الحراريه للمواد

Material Number	Material	Density kg/m^3	Thermal Conductivity W/m·°C
	Aluminum	2,300	200
	Copper	8,900	250
	Brass	8,400	130
	Cast iron	7,000	40
	Mild steel	7,800	45
	Stainless steel	7,800	15
12	***Insulating material***		
	Polystyrene boards	30	0.030
		25	0.034
		15	0.037
	Polyurethane boards	30	0.027 – 0.035
		37	0.030
	Rock wool	140	0.040
		130	0.036
		80	0.038
		50	0.039
	Glass wool	180	0.042
		130	0.045
		80	0.035
		65	0.032
		50	0.033
		25	0.040
	Cork boards	160	0.045
		145	0.042
		130	0.040
		110	0.039
	Cork particles	45 - 120	0.045
13	***Asphalt mix***	2,300	1.10
	Asphalt	2100	0.80
	Roll roofing	1,100	0.18

قيم الموصليه الحراريه للمواد

TABLE 5–8 Overall heat transfer coefficient for walls below grade.

Depth Below Grade (m)	U_w, W/m²·°C			
	Uninsulated	Insulation Resistance, m²·°C/W		
		0.715	1.430	2.145
0.0-0.3	2.328	0.863	0.528	0.380
0.3-0.6	1.261	0.659	0.449	0.335
0.6-0.9	0.880	0.534	0.386	0.301
0.9-1.2	0.676	0.449	0.341	0.273
1.2-1.5	0.545	0.392	0.301	0.250
1.5-1.8	0.449	0.341	0.273	0.227
1.8-2.1	0.392	0.307	0.250	0.210

- معامل التفاذيه الحراريه (U) للجدران المطموره.

TABLE 5–9 Overall heat transfer coefficient for floors below grade, W/m².°C.

Depth Below Grade, m	Narrowest width of the house, m.			
	6.1	7.3	8.5	9.8
1.22	0.198	0.182	0.153	0.136
1.52	0.182	0.165	0.148	0.131
1.83	0.170	0.153	0.142	0.125
2.13	0.165	0.148	0.131	0.119

- معامل التفاذيه الحراريه (U) للجدران المطموره.

Table 5-2 Inside film resistance, R_i.

Element	Heat Direction	Material Type	R_i $m^2 \cdot °C/W$
Walls	Horizontal	Construction materials	0.12
		Metals	0.31
Ceilings and floors	Upward	Construction materials	0.10
		Metals	0.21
	Downward	Construction materials	0.15

Rin جدول لتحديد ضيمة المقاومه الداخليه

Table 5-3 Outside film resistance, R_o.

Element	Material Type	Less than 0.5 m/s	0.5 - 5.0 m/s	More than 5.0 m/s
		Outside Resistance R_o, $m^2 \cdot °C/W$		
Walls	Construction materials	0.08	0.06	0.03
	Metals	0.10	0.07	0.03
Ceilings	Construction materials	0.07	0.04	0.02
	Metals	0.09	0.05	0.02
Exposed floors	Construction materials	0.09	—	—

Rout جدول لتحديد ضيمة المقاومه الخارجيه

Table 4-6 Number of air change per hour[1] in residences and commercial applications.

Type of Room or Building	*No.* of Air Change per Hour
Rooms with no windows or exterior doors	0.5
Rooms with windows or exterior doors on one side only	1.0
Rooms with windows or exterior doors on two sides	1.5
Rooms with windows or exteriors doors on three sides	2.0
Entrance halls	2.0-3.0
Factories, machine shops	1.0-1.5
Recreation rooms, assembly rooms, gymnasium	1.5
Homes, apartments, offices	1.0-2.0
Classrooms, dining rooms, lounges, hospital rooms, kitchens, laundries, ballrooms, bathrooms	2.0
Stores, public buildings	2.0-3.0
Toilets, auditorium	3.0

(1) For rooms with weather stripped windows or storm sash, use 2/3 of these values.

- حساب قيمة الـ ACH للأغراض التدفئة أو التكييف فقط
ولست لأغراض التهوية.

A-Z in HVAC Design
Shadi_Shirri@Yahoo.
0599 430 298

TABLE 3–10 Thermal resistances of air gaps, R_g.

Air Gap		R_g, m²·°C/W	
Gap Thickness	Gap Material	Heat Flow Direction	
		Horizontal or Upward	Downward
5 mm	*Construction Material*	0.11	0.11
	Metals	0.18	0.18
20 mm or more	*Construction Material*	0.18	0.20
	Metals	0.35	1.06

Air Gap - المقاومه الحراريه للهواء -

TABLE 6–5 Infiltration rates due to door opening, m³ per passage.[4]

№ of Passage per Hour	Doors in One Wall Only			Doors in more than One Wall		
	Single Swing	Vestibule Swinging Doors	Revolving Doors	Single Swing	Vestibule Swinging Doors	Revolving Doors
300	4.757	3.540	1.359	3.115	2.350	0.850
500	4.757	3.540	1.303	3.115	2.350	0.821
700	4.757	3.540	1.218	3.115	2.322	0.765
900	4.757	3.540	1.104	3.087	2.322	0.708
1,100	4.757	3.540	0.935	3.087	2.322	0.651
1,200	4.757	3.540	0.850	3.058	2.322	0.595
1,300	4.757	3.540	0.793	3.058	2.322	0.538
1,400	4.757	3.540	0.708	3.058	2.294	0.510
1,500	4.757	3.540	0.651	3.058	2.294	0.481
1,600	4.729	3.540	0.595	3.058	2.294	0.453
1,700	4.616	3.511	0.538	3.030	2.294	0.425
1,800	4.502	3.455	0.510	2.973	2.265	0.396
1,900	4.418	3.398	0.481	2.945	2.265	0.368

- كمية الهواء الداخل إلى الحيز عن طريق اغلاق وفتح الباب.
- أكثر أهمية للمباني التجارية.

TABLE 6 – 7 Infiltration rate due to door opening , m³/h per door per person entering[85]

Application	Revolving Doors	Swinging Doors	
		Without Vestibule	With Vestibule
Bank doors	11.0	13.6	10.2
Barber shops	6.8	8.5	6.5
Candy shops	9.4	11.9	9.0
Cigar stores	34.0	51.0	38.3
Department stores	11.0	13.6	10.2
Dress shops	3.4	4.3	3.2
Drug stores	9.4	11.9	9.0
Hospital doors	-	6.0	4.4
Mens shops	4.6	6.3	4.8
Restaurant doors	3.4	4.3	3.2
Lunch rooms	6.8	8.5	6.5

- كمية الهواء الداخل إلى الحيز عن طريقه اغلاق وفتح الباب

A-Z in HVAC Design
Shadi Shirri
0599 430 298

⊛ حمل الماء الساخن الخاص بالاستخدام المنزلي

- في بعض الاحيان أو التطبيقات يكون لهدف تسخين الماء (بويلر) هدف آخر إضافة إلى التدفئه وهو الماء الخاص بالاستهلاك المنزلي مثل ماء الشوّر و المغاسل والجلي - Domestic hot water حيث أنه من الواجب إضافة الطاقه اللازمه لتسخين الماء إلى حمل البويلر حيث يضاف إلى حمل التدفئه ويكون عليه حسابه بناءاً على:

$$Q_w = \frac{\dot{m}_w \cdot C_{pw} (T_h - T_c)}{\Delta t} \quad \circledast$$

حيث:-

Q_w :- هي الطاقه الحراريه اللازمه لتسخين كمية الماء

$\dot{m}_w$:- هي كمية الماء الساخن الذي يستهلكه الحيز خلال اليوم

C_{pw} :- هي الحراره النوعيه للماء Specific heat = 4.186 KJ/Kg.K

T_h :- هي درجة حرارة الماء الساخن المزود للحيز 70-80°C

T_c :- هي درجة حرارة الماء الداخل إلى البويلر = 20°C

Δt :- هي زمن الاستخدام في اليوم - 2 hr

- تقدّر كمية استهلاك العائله الواحده بـ 280 L/day أو 50-70 لتر/يوم لاول شخصين في العائله و 30-50 لتر/يوم لكل شخص إضافي.

$$Q_{Domestic} = \frac{280 \times 4186 \times 60}{2 \times 3600} = 9753.3 \text{ Watt}$$

$$= 9.75 \text{ Kwatt}$$

$$\text{Kwatt} \times 859.845 = \text{Kcal}$$

A-Z in HVAC Design
Shadi_Shirri@Yahoo
0599-430-298

⊛ حساب كمية إستهلاك الوقود في البويلر

- يتم حساب كمية أو كتلة الوقود الذي يستهلكه البويلر من خلال :-

$$\dot{m}_f = \frac{Q \times DD \times 24}{(T_{in} - T_{out}) \times C_r} \cdot \left(\frac{C_d}{\varepsilon}\right)$$

حيث :-

$\dot{m}_f$:- هي كمية الوقود المستهلك خلال فصل الشتاء .

Q :- هي قدرة البويلر KJ/hr

DD :- هي degree days for the estimated period

C_r :- هي كمية الطاقه الحراريه الناتجه عن حرق كيلو غرام من الوقود

ε :- هي كفاءة الاحتراق وتكون 0.8 للوقود السائل و 0.55 لوقود الغاز

C_d :- معامل التصحيح بناءاً على الـ DD و تساوي

0.80 for 0-1000 degree day

0.75 for 1000-2000 degree day.

0.70 for 2000-3000 degree day.

0.65 for 3000-4000 degree day.

وبزيادة كل 1000 من الـ DD تقل قيمة الـ C_d بمقدار 0.05

$$DD = (18.3 - T_a) \times \text{عدد أيام الشهر}$$

حيث :- T_a :- هي معدل درجة الحراره في الشهر وتختلف من شهر إلى شهر و إذا كانت T_a أكبر من 18.3 فلا توجد حاجه لتشغيل نظام التدفئه .

month	01	02	03	04	05	06	07	08	09	10	11	12
days	31	28	31	30	31	30	31	31	30	31	30	31
T_a	10	11	13	17	21	23	25	25	24	21	17	13
DD	257	212	164	39	0	0	0	0	0	0	39	164

$DD = \sum DD_i = 875$ [0-1000]

$C_d = 0.80$

A-Z in HVAC Design
م. شادي شوي

- Quiz :- إحسب كمية الديزل الذي يستهلكه بويلر قدرته 13.9 kw .

$Q_{tot} = 13.9\ kw = 50{,}000\ kJ/kg$ -

$\rho_{diesel} = 850\ kg/m^3$.

$C_v\ diesel = 39000\ kJ/kg$.

$T_{in} = 22^\circ C$

$T_{out} = 6^\circ C$

$\varepsilon = 80\%$

$DD = 875$

$$\dot{m}_f = \frac{Q \times DD \times 24}{(T_{in} - T_{out}) \times C_v} \times \left(\frac{C_d}{\varepsilon}\right)$$

$$= \frac{50{,}000 \times 875 \times 24}{(22-6) \times 39000} \times \frac{0.80}{0.80}$$

$$= 1682.7\ kg/season$$

في فصل الشتاء، بشهر 01، 02، 03، 04، 11، 12

$$\forall_{diesel} = \frac{\dot{m}_{diesel}}{\rho_{density}} = \frac{1682.7}{850} = 2\ m^3\ diesel .$$

⇐ نحتاج إلى خزان وقود يتسع إلى $2m^3$ لتزويد البويلر طوال فترة الشتاء .

A-Z in HVAC Design .
Shadi Shirri
Consultant HVAC Engineer
0599 430 298

⊛ حساب حجم تانك التمدد - expansion tank

- لخزان أو تانك التمدد أكثر من وظيفه حيث يمكن إجمالها بـ :-

① إيجاد ضغط موجب Positive pressure عند جميع نقاط النظام ليمنع دخول الهواء إلى النظام .

② يسمح بتمدد الماء أثناء عمل النظام نتيجة زيادة الضغط الناتج عن زيادة درجة الحراره في الشبكه .

③ يعمل على إعادة أو ترجيع الماء المتبقي في النظام عندما تنخفض درجة الحراره نتيجة إطفاء النظام .

④ يحتوي خزان التمدد على هوايه Air vent لإخراج الهواء من الشبكه عندما يعمل النظام .

⑤ يعمل على خلق ضغط موجب على خط السحب في عند المضخه مما يعمل على المحافظه على شفرات المضخه من ظاهرة التكهف Cavitation

- ويتم تحديد حجم خزان التمدد بناءاً على :-

Boiler capacity (Kw)	Tank volume (Litre)
Up to 29	20*
58	25
87	50
175	75
233	100

أو يمكن حساب حجم خزان التمدد بطريقه أخرى حيث لاتقل سعته عن (حجم الماء في الشبكه X 0.08) أو عن نسبة 1 لتر لكل متر مربع من مجموع مساحات السطوح المشعه .

A-Z in HVAC Design .

م. شادي بشوي

⊛ المشعات - Radiators

- في البدايه نقوم بحساب الحمل الحراري للغرفه أو الحيز المراد تدفئته وبعد ذلك نضع مشع حراري أو أكثر لتعويض حمل الغرفه الناتج عن عن الفقد عن طريق الجدران والاسقف والتهويه ... الخ .

فلو فرضنا ان مقدار الفقد في الحراري في غرفة (ما) هو 1300 kcal/hr فإننا نحاجه إلى مشع يعطي 1300 kcal/hr لتعويض فقد الغرفه .

ويتم حساب عدد أضلاع المشع بناءاً على النشره الفنيه لذلك النوع من المشعات - Data sheet والتي تكون عباره عن الشركه المصنعه لذلك المشع ، فلو فرضنا ان المشع من نوع AL-600 حيث أن قدرة كل مقطع من هذا النوع تساوي 130 kcal/hr فإننا بقسمة 1300 على 130 نحتاج الى عشرة مقاطع من هذا النوع .

⊛ حساب قدرة المضخه

① معدل التدفق :- ويتم حسابه طبقاً للمعادلة التاليه .

$$\text{معدل التدفق (L/s)} = \frac{\text{مجموع الحمل الحراري للمشعات}}{4.186 \times 10} \quad \text{.... للتدفئه}$$

$$\text{معدل التدفق (L/s)} = \frac{\text{حمل الماء الساخن}}{4.186 \times 50} \quad \text{.... لمضخة الماء الساخن .}$$

حيث :- الحمل الحراري يكون بوحدة الـ Kw

4.186 هو الحراره النوعيه للماء cp .

10 هي فرق درجة الحراره بين الداخل والخارج في ماء التدفئه .

50 هي فرق درجة الحراره بين الداخل والخارج في الماء المتدفق للساخن .

- ويتم وضع مضخه أخرى تسمى مضخة الخلط Shunt pump وذلك لخلط جزء من الماء الساخن الخارج من البويلر مع جزء من الماء البارد الراجع إلى البويلر لمنع تشقق معدن البويلر والحفاظ عليه ويتم حساب معدل التدفق لها بناءاً على المعادلة التاليه .

$$\text{معدل التدفق (L/s)} = \frac{\text{الحمل الحراري للمشعات + الحمل الحراري للماء الساخن}}{4.186 \times 45}$$

$$GPM = \frac{\text{L/s}}{0.063}$$

Pump Head : - ضغط الطلمبة ②

حيث يتم حساب الضغط الواجب توافره في مضخة الدوران من خلال :-

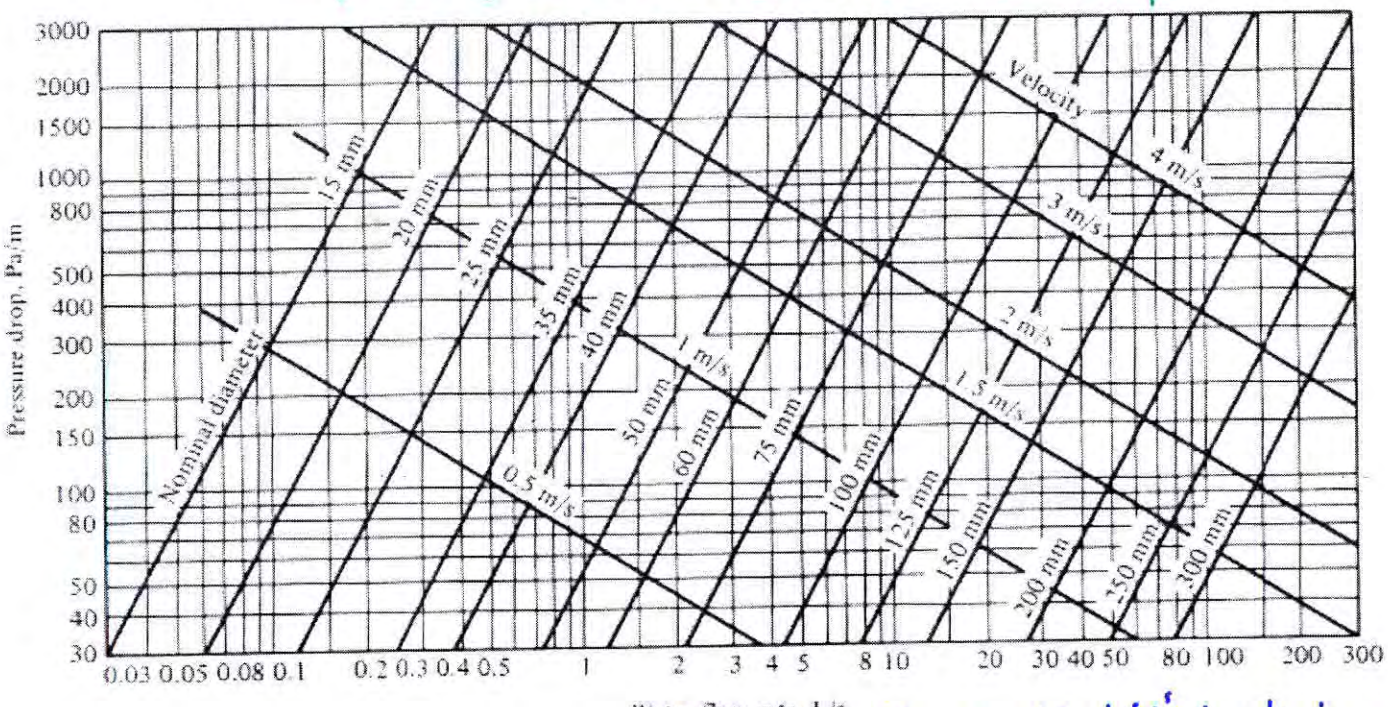
$$P = \left(\frac{\Delta P}{L}\right) \times Leq \times C_f$$.

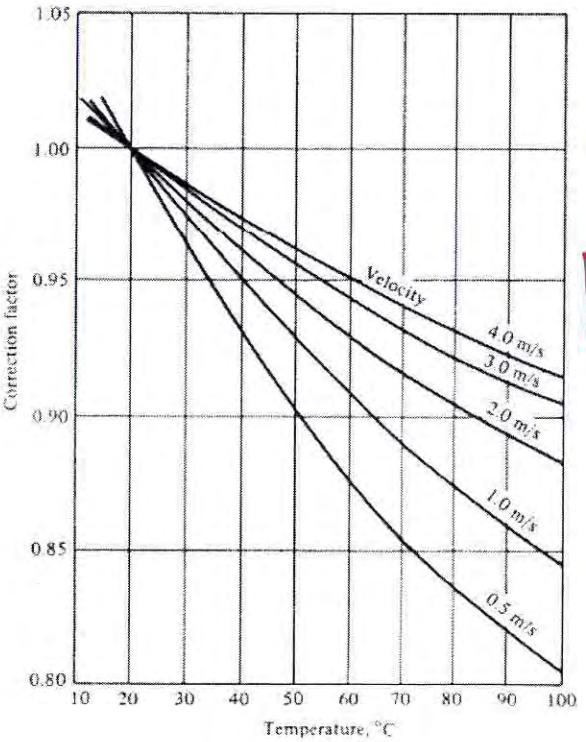
حيث :- P :- هي ضغط الطلمبة [Pa]

$\frac{\Delta P}{L}$:- هي فرق الضغط بنتيجة الاحتكاك [Pa/m] Pressure Drop .

Leq :- هي الطول المكافئ من المواسير وهي طول أنبوب ماسوره داخل وراجع 1.5 X fittings

C_f :- هي معامل التصحيح - من الجدول في الاسفل .





- من الجدول الأول نحسب $\frac{\Delta P}{L}$ بتثبيت معدل التدفق وقطر الماسوره وسرعة المائع .

- من الجدول الاسفل نحسب معامل التصحيح C_f بتثبيت درجة حرارة المائع وسرعته .

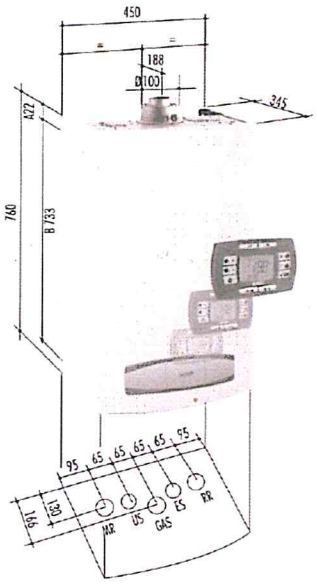
- ومن ثم نطبق المعادلة $P = \frac{\Delta P}{L} \times Leq \times C_f$

للتحويل من [Pa] الى [feet]

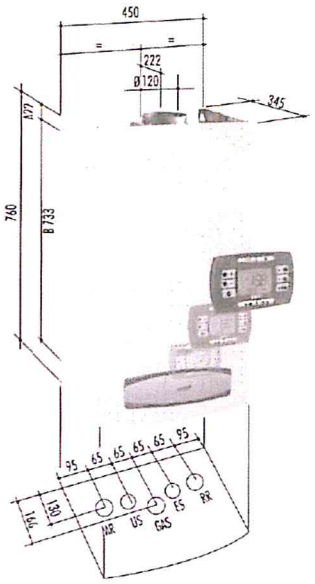
[Pa] X 0.000334 = [feet]

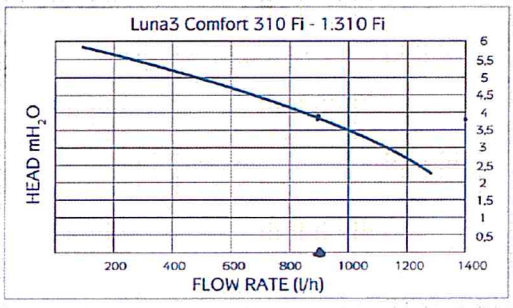
Gas boilers

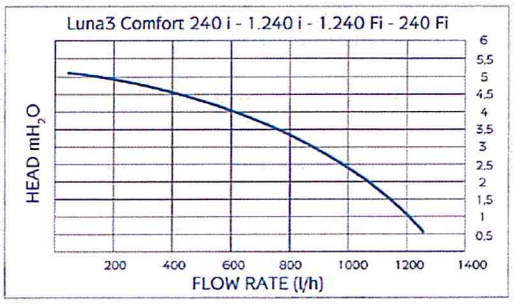
Luna3 Comfort
240 Fi, 310 Fi, 1.240 Fi,
1.310 Fi



Luna3 Comfort
240 i, 1.240 i







MR Heating system flow G 3/4
US DHW outlet G 1/2"
(for heating only models storage tank flow G 3/4")
GAS Gas inlet G 3/4"
ES Mains water G 1/2"
RR Heating system return G 3/4"
A Boiler hanging points.
Distance between hanging points: 425 mm
B Distance between hanging
points and hydraulic connection

$$GPM = L/h \times 0.0044$$

$$Head = \frac{\Delta P}{L} \times L_{(eq)} \times C_f$$

$$Q = \frac{Kcal}{10} \times 0.0044 \ (GPM)$$

- بعد حساب قدرة المضخه المداره ومعرفة قيمة معدل التدفق والضغط الذي نحتاجه علينا أن نعمل Selection للمضخه أو البويلر بشكل عام في حال كانت المضخه - Built in - داخل البويلر كما هو الحال في بويلرات الحائط الصغيره والتي تستخدم للشقق السكنيه والمكاتب الصغيره في حال أن نظام التدفئه عبر مركزي كما هو الحال في الصوره في الاعلى.

- سيتم شرح الموضوع كاملاً خلال المحاضره إن شاء الله.

A-Z in HVAC Design
Shadi Shirri
0599430298

⊛ حساب أقطار المواسير :-

- يمكن حساب أقطار المواسير بالرجوع الى الشكل رقم (4) حيث يعتمد على معدل التدفق الذي يحمله وسرعة التدفق داخله حيث تكون السرعة النمطيه في المباني السكنيه والتجاريه $0.6 < V_{m/s} < 1.2$ وقد تصل إلى 2.4m/s في المباني الصناعيه ، وكذلك يمكن الاستعانه بمعادلة الاستمراريه في حال تعذر الحصول على الشكل . حيث انه :-

$$Q = v \cdot A$$

حيث :-

Q :- هي معدل التدفق L/s

v :- هي السرعه النمطيه m/s

A :- مساحة مقطع الماسوره m^2 .

$$A = r^2 \pi$$

حيث :-

r :- هي نصف قطر الماسوره .

π :- تساوي 3.14

- كما ويمكن الاعتماد على الجدول التالي لنفس الغرض .

Q (GPM)	Q (in")
0.1 - 1.4	1/2"
1.4 - 4	3/4"
4 - 9	1"
9 - 15	1 1/4"
15 - 22	1 1/2"
22 - 44	2"

A-Z in HVAC Design
Shadi Shirrj

⊛ حساب قطر مدخنة البويلر

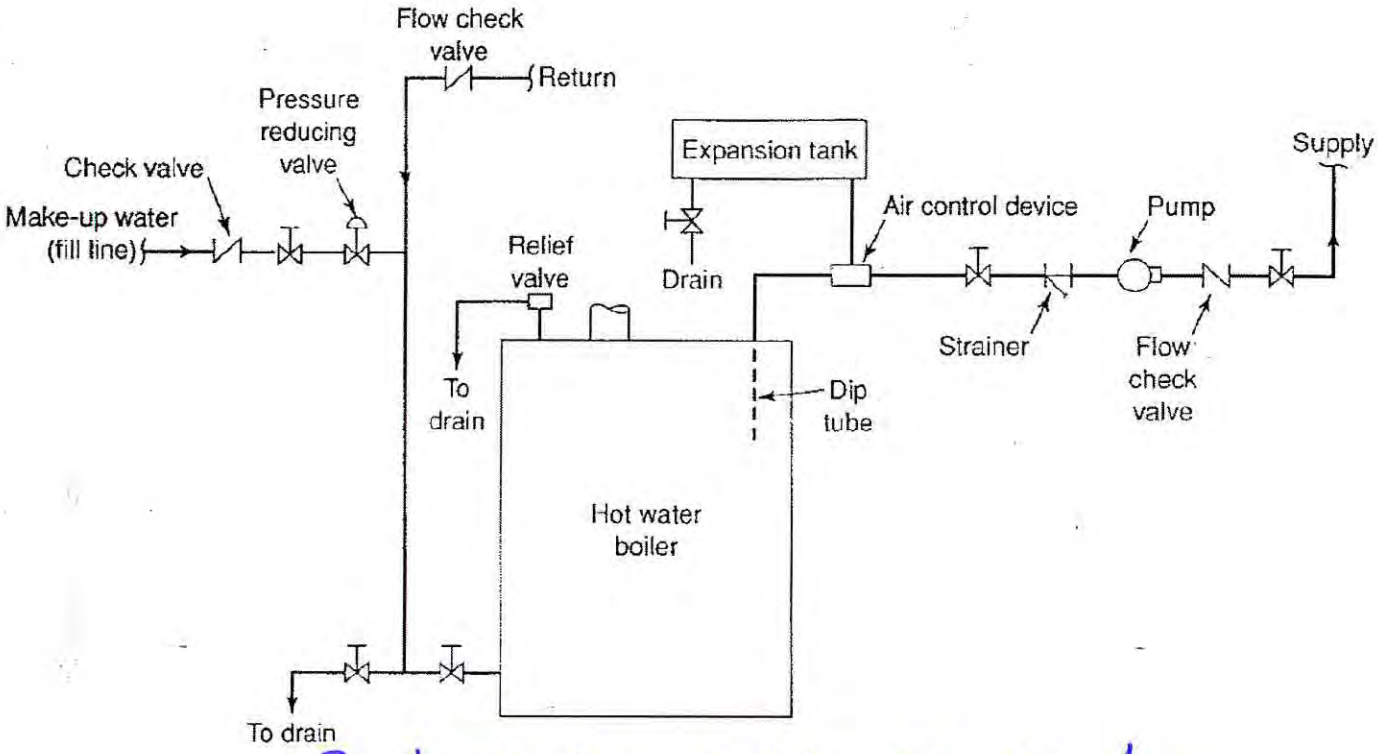
- يتم حساب قطر أو أبعاد مدخنة البويلر بالرجوع إلى الجدول (3-10).
حيث يعتمد قطر المدخنه على قدرة البويلر وارتفاع المدخنه
- يجب أن لا تزيد المسافة الافقيه للمدخنه عن 25% من المسافة العمودية لها.
- يفضل أن يكون مقطع المدخنه دائري قدر الامكان وفي حال كانه مربع -يجب انه لا يزيد طوله عن ضعف عرضه
- يفضل انه يتم عزل المدخنه بشكل جيد وانه يولى الموضوع أهميه كبيره حيث تبقى درجة حرارة الغازات مرتفعه مما يزيد من سرعة خروج الغازات وارتفاعها إلى الاعلى بسبب قلة كثافتها.

⊛ حساب قطر ماسورة التغذيه بالماء البارد لشبكة التدفئه.

- يعتمد قطر ماسورة التغذيه للبويلر على قدرة البويلر ويكون ذلك بناءاً على:

قدرة البويلر (واط)	أدنى قطر لماسورة التغذيه (mm).
أقل من 58600	20 mm
58600 – 146500	25 mm
146500 – 293000	32 mm
293000 – 586000	40 mm
أعلى من 586000	50 mm

A-Z in HVAC Design.
Shadi Shirri

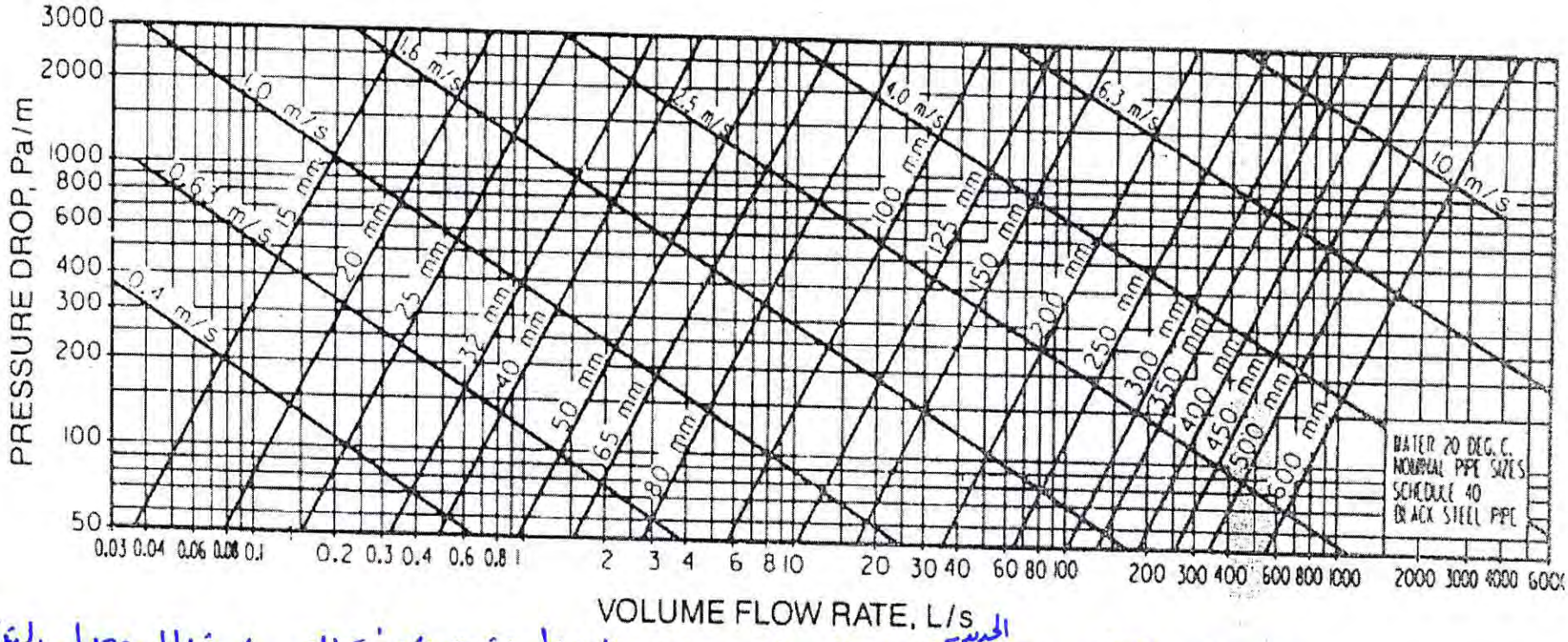


- طريقة وصل وتشبيك الـ Boiler

ماسورة التغذية بالماء البارد لشبكة التدفئة

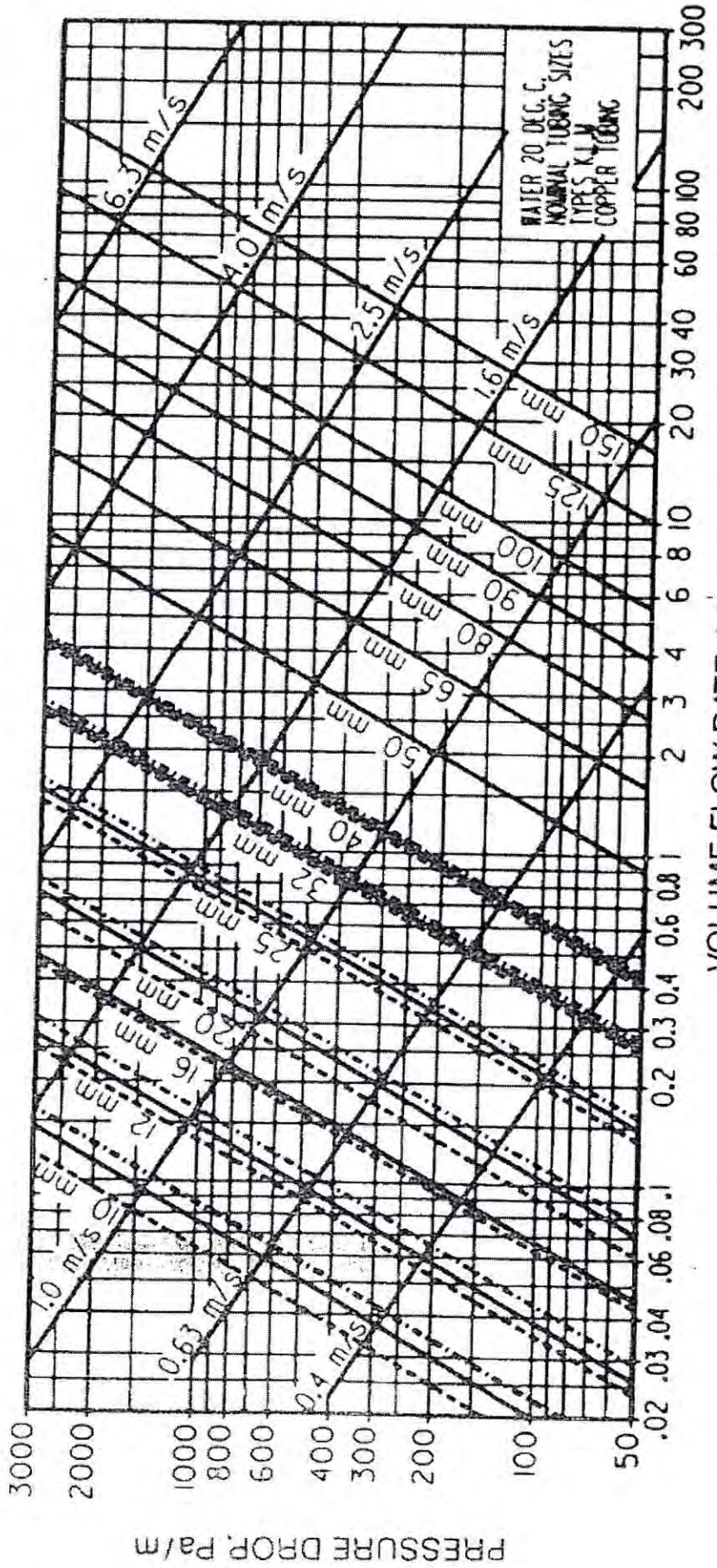
قدرة المرجل (واط)	أدنى قطر لماسورة التغذية (ملمتر)
اقل من 58600	20
من 58600 الى 146500	25
من 146500 الى 293000	32
من 293000 الى 586000	40
أعلى من 586000	50

تحديد قطر ماسورة التغذية بناءاً على قدرة المرجل

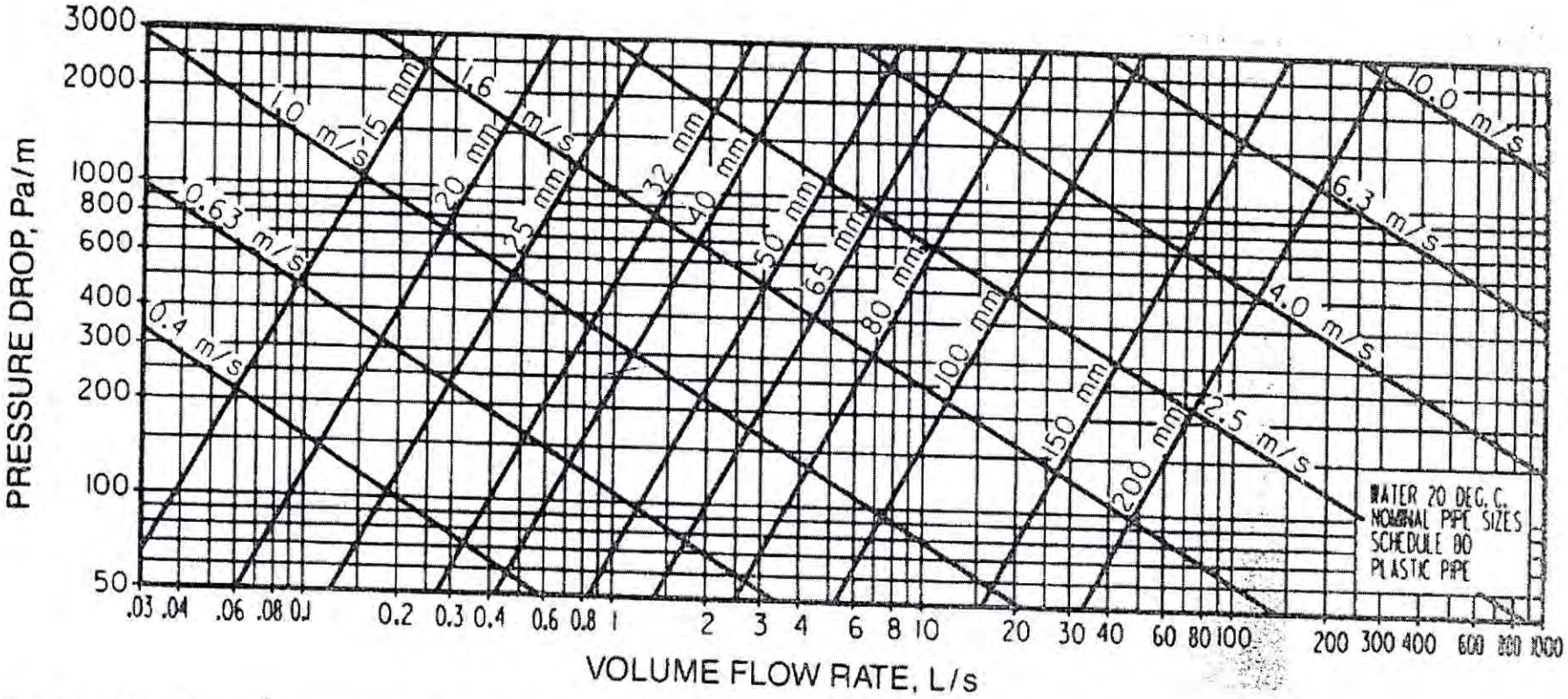


حساب أقطار المواسير في البويلر وفق الضغط نيجة الاحتكاك من خلال معدل التدفق الحديث

FIGURE 7–13 Pressure drop per unit pipe length for water flowing in commercial steel pipes.



حساب أقطار المواسير الناسيه وضغ الهبوط



1. The chart is based on straight tees, *i.e.*, branches A, B, and C are the same size.
2. Pressure loss in desired circuit is obtained by selecting proper curve according to illustrations, determining the flow at the circles branch, and multiplying the pressure loss for the same size elbow at the flow rate in the circled branch by the equivalent elbows indicated.
3. When the size of an outlet is reduced, the equivalent elbows shown in the chart do not apply. Therefore, the maximum loss for any circuit for any flow will not exceed 2 elbow equivalents at the maximum flow occurring in any branch of the tee.
4. The top curve of the chart is the average of 4 curves, one for each of the tee circuits illustrated.

FIGURE 7–15(a) Pressure drop per unit pipe length for water flowing in standard plastic pipes.

٤/٣ حساب أبعاد المداخن

بعد الانتهاء من هذه الحسابات يتم حساب أبعاد المداخن ، ومن الجدول (3-10) تستخرج المساحة المناسبة للمداخن.

الجدول (3-10)

قدرة الرجل الموصولة بالمدخنة (كيلو واط)	ارتفاع المدخنة (بالأمتار)							
	6	8	10	12	15	20	30	40
	المساحة المناسبة (بالسنتمترات المربعة)							
25	125	125	125					
35	210	200	190	185				
45	330	300	285	280	275			
60	380	350	330	320	315			
70	430	400	380	370	365			
80	475	445	425	415	410			
90		490	470	460	455	440		
105		535	515	505	495			
115		580	560	545	535	520		
175		810	775	760	750	730		
230			1000	985	960	925		
290			1230	1200	1160	1100		
350				1400	1340	1290		
400				1610	1550	1480	1360	
465					1750	1670	1530	
525					1940	1820	1670	
580					2130	2000	1810	
700					2490	2340	2070	
930						2990	2660	2540
1050						3310	2950	2810
1160						3630	3240	3080
1280						3930	3520	3360
1400						4230	3790	3620
1500						4520	4060	3890
1630						4820	4336	4160
1750							4600	4410
1850							4860	4670
1975							5120	4920
2090							5390	5180
2200							5660	5440
2325							5920	5700
2900							7270	6920

شروط :

- ثاني اكسيد الكربون (10) بالمئة.
- سرعة تدفق الغازات العادمة من (2) الى (4) أمتار في الثانية.
- يجب أن لا تكون المدخنة عالية في القصر وذات مساحة كبيرة ، كما يجب أن لا تكون طويلة جدا وضيقة المساحة.
- للمداخن التي تستعمل المراوح يحسب ما نسبته (50) بالمئة من هذه المساحات.
- يعتبر ارتفاع المدخنة عاملا ثانويا من حيث الأهمية بالنسبة للسحب.

حساب أبعاد مدخنة الـ Boiler -

A-Z in HVAC Design
Shadi Shirri

A-Z in HVAC Design

Chapter-03

Air Conditioning

تكييف الهواء

Eng. Shadi Shirri

Shadi_shirri@yahoo.com

0599430298

Chapter 03

Air Conditioning تكييف الهواء

- Cooling -

- مقدمة :-

- إن تكييف الهواء هو عملية تغيير خصائص الهواء وبالأخص درجة الحراره والرطوبه إلى ظروف أكثر ملاءمة للحيز وشاغليه

- إن أول من طبق مفهوم التكيف هم المصريون القدامى فقد كانوا يعلقون القصب على الشبابيك وكانوا يبللوه بالماء ، وعندما يتبخر الماء يبرد الهواء وتهب تيارات من الهواء البارد من خلال الحيز الناقذه إلى الحيز ، وعلى الرغم من أن هذه العمليه كانت تعمل على زيادة الرطوبه فقد كانت ناجحه وفعاله للجو الصحراوي الجاف وفي روما القديمه كانه يتم تمرير المياه داخل قنوات في جدران بعض المنازل لتبريدها .

- لقد ظهر علم تكيف الهواء الحديث من خلال التقدم في الكيمياء في القرن التاسع عشر وقد تم إختراع أول مكيف هواء يعمل على الكهرباء في عام 1902 من قبل ويليس هافيلاند كاريير حيث أن اختراع نظام لتكيف الهواء السكني قد ساعد في تمكين هجره كبيره إلى حزام الشمس في الولايات المتحده .

- تصميم أعمال تكيف الهواء والتهويه :-

- لتصميم أي نظام تكيف هواء لابد من اتباع الخطوات التالية :-

① حساب الحمل الحراري للحيز المطلوب تكييفه - Load Estimation

② إختيار نظام التكيف المناسب

③ تصميم شبكة مجاري الهواء وحساب مقاسات هذه الشبكه - Duct Design

④ توزيع مخارج الهواء بعد إختيار نوعها وحساب مقاساتها - Air Outlets

⑤ تحديد شبكة المواسير وحساب أقطارها .

A-Z in HVAC Design
Shadi_shirri@Yahoo
0599 430 298

① حساب الحمل الحرارى - Load Estimation

- إن حساب الحمل الحرارى للمكان المطلوب تكييفه هو الاساس الاول قبل البدء فى تصميم أى نظام تكييف ، والمقصود بالحمل الحرارى هو كمية الحراره المكتسبه داخل المكان المكيف والمطلوب إزالتها عن طريق نظام التكييف .

ولحساب الحمل الحرارى لابد من معرفه بعض المعلومات والتى بدونها لا يمكن حساب الحمل الحرارى بطريقه سليمه ، والمعلومات المطلوبه هى :-

١- درجات الحراره الخاصه بالمنطقه الواقع بها المكان المطلوب تكييفه

أ درجة حرارة الثيرمومتر الجاف - Dry Bulb Temperature

ب درجة حرارة الثيرمومتر المبلول - Wet Bulb Temperature

2- درجة الحراره المطلوبه لتكييف الحيز - Dry Bulb Temp.

3- وضع المكان المطلوب تكييفه بالنسبة للاتجاهات الاساسيه (شمال، جنوب،

4- رسم معمارى للمكان المطلوب تكييفه بمقياس رسم مناسب لتحديد أبعاد المكان من حيث الطول والعرض وكذلك الارتفاع .

5- تحديد مساحات الشبابيك الزجاجيه ونوع الزجاج وخصائصه .

وهل يوجد عليها ستائر ونوع هذه الستائر وهل هى مركبه من الداخل أو من الخارج .

6- تحديد درجات حرارة الاماكن الملاصقه للمكان المراد تكييفه .

7- تحديد طبيعة النشاط فى هذا المكان (فندق ، مسرح ، مبنى تجارى ، سكنى ، ...)

8- تحديد عدد الاشخاص داخل هذا المكان وطبيعة استخدامه ، وقد نستخدم النسب المتعارف عليها من حيث المساحه المطلوبه لكل شخص كما سيتم شرحه .

9- تحديد الحمل الكهربائى للمكان المكيف وهو قدرة الاجهزه الكهربائيه الموجوده داخل المكان بالواط - (إضاءه ، اجهزه كهربائيه ، مواتير ، ....)

10- تحديد نسبة الهواء النقى المطلوب تغذيته للمكان طبقاً لطبيعة المكان كما سيتم شرحه لاحقاً .

- انواع الحمل الحراري :-

- ينقسم الحمل الحراري إلى أربعة أنواع :-

① الحمل الحراري الناتج عن الاشعاع - Solar Heat Gain

② الحمل الحراري الناتج عن التوصيل - Transmission Heat Gain

③ الحمل الحراري الناتج عن الاشخاص والاحمال الكهربائيه Internal Heat Gain

④ الحمل الحراري الناتج عن تبريد الهواء النقي الداخل للحيز ventilation / infilitration

① الحمل الحراري الناتج عن الاشعاع للزجاج Solar Heat Gain

- عند سقوط أشعة الشمس على زجاج النوافذ فإن جزءاً من هذه الاشعه يدخل إلى المكان المكيف مسبباً تراكماً للحراره داخله وبالتالي ارتفاعاً لدرجة الحراره داخل المكان ، ويتم حساب الحمل الحراري الناتج عن الاشعاع باستخدام المعادله التاليه :-

$$Q_{glass} = SHG \times CLF \times SC \times A_g \quad (*)$$

(Solar)

حيث :-

SHG :- هي معامل الاشعاع الشمسي - Solar Heat Gain

CLF :- معامل حمل التبريد - Cooling Load Factor

SC :- معامل التشميس - Solar Coefficient

A_g :- مساحة الشباك - Area of Glass .

Q_{glass} :- هي الحمل الحراري المحسوس الداخل إلى المبنى من خلال النافذه (الزجاج) عن طريق الاشعاع فقط (واط)

.: سيتم شرح كيفيه إيجاد هذه العوامل والمتغيرات من الجداول للاحقه

A-Z in HVAC Design
Shadi Shirrri
0599 430 298

2 الحمل الحراري الناتج عن التوصيل للزجاج - Transmission Heat Gain

- إن وجود فرق بين درجات حرارة المكان المكيف والهواء الخارجي سيؤدي إلى إنسياب الحراره من الخارج إلى الداخل مسببا" تراكما" للحراره داخل المكان وبالتالي يؤدي إلى إرتفاع لدرجة حرارة المكان المكيف

ويمكن حساب الحمل الحراري للزجاج الناتج عن التوصيل من خلال :-

$$Q_{glass\,/\,cond} = U_g \cdot A_g \cdot CLTD_{corr\,/\,g} \quad (*)$$

حيث :-

U_g :- هي معامل الانتقالية الحرارية للزجاج ($Watt/m^2 \cdot K$) .

A_g :- هي مساحة الزجاج (m^2) .

$CLTD_{corr}$:- The correction value of cooling Load Temperature Difference

حيث أن :

$$CLTD_{corr\,/\,g} = (CLTD_g) + (25.5 - Tin) + (Tout - 29.4)$$

حيث :-

CLTD :- هي Cooling Load Temperature Value ⟸ ويتم إيجادها من الجداول اللاحقة كما سيتم شرحه .

Tin :- هي درجة الحراره الداخليه .

Tout :- هي درجة الحراره الخارجيه .

⟸ مما سبق نستنتج أن للزجاج حمل حراري بالتوصيل وآخر بالاشعاع والحمل الحراري الكلي للزجاج هو مجموعها

$$Q_{glass} = Q_{Transmission} + Q_{conduction}$$

eq. 1

$$= SHG \cdot CLF \cdot SC \cdot A + U \cdot A \cdot CLTD_{corr} \quad (*)(*)$$

3 الحمل الحراري للجدران والاسقف

- في الجدران والاسقف يكون الحمل الحراري عن طريق التوصيل فقط ويمكن حسابه من خلال:-

eq: 2 $$Q = U \times A \times CLTD_{corr}$$ ⊛

حيث أن:-

$$CLTD_{corr} = (CLTD + LM)K + (25.5 - T_{in}) + (T_{out} - 29.4)$$ ⊛

حيث:-

LM :- Latitude month correction هي

K :- لون الجدار الخارجي للمبنى ومعامله (White, Gray, Black)
0.63 0.83 1

- سيتم إيجاد القيم والمعادلات المذكوره أعلاه من الجداول اللاحقه وسيتم تقديم شرح أوفى عن كيفية استخراجها أثناء المحاضرات في الدوره.

4 الحمل الحراري للارضيات والاسقف الغير معرضه للجو:-

- في هذه الحاله يكون الحمل الحراري لهذه العناصر هو نفسه الذي تم حسابه في حمل التدفئه Chapter 02 - ويكون كما يلي:-

eq. 3 $$Q = U \cdot A \cdot \Delta T$$

حيث عند يلزم حساب T_{un} و T_g بالرجوع إلى Ch.02

A-Z in HVAC Design
Shadi Shirri
0599 430 298

5 الحمل الحراري للابواب

- أيضاً يتم حساب الحمل الحراري للابواب بنفس الآلية التي تناولناها في حساب حمل النوافذ وهي كما يلي :-

eq. 4 $$Q_{door} = U \times A \times \Delta T$$ ⊛

6 الحمل الحراري الناتج عن الهواء النفي الداخل .

- الهواء الذي يدخل إلى المبنى عن غير قصد مثل شقوق الشبابيك أو من تحت الابواب او من خلال فتح واغلاق الابواب يسمى infilitration

أما الهواء الذي يقوم المهندس بإدخاله بنظام ميكانيكي بقصد التهوية يسمى ventilation ، حيث يتم حساب معدل تدفق الـ Ventilation وكذلك الـ infilitration ويتم الأخذ بعين الاعتبار الفتحة الاعلى وحساب الحمل الحراري لها .

- حيث يكون للهواء حمل حراري محسوس وآخر كامن يتم حسابها وجمعها معاً لإيجاد الحمل الكلي .

$$Q^{Sensible}_{vent,inf} = 1.2 \times V(m^3/hr) \times (T_{out\ air} - T_{in})$$ ⊛

$$Q^{Latent}_{vent,inf} = 3 \times V(m^3/hr) \times (w_o - w_{in})$$ ⊛

eq. 5 $$Q_{vent\ or\ inf} = Q_{sensible} + Q_{Latent}$$ ⊛⊛

يمكنه العوده إلى Ch.02 لمعرفة المزيد عن المعادلات .

يمكنه العوده إلى Ch.01 لمعرفة المزيد عن الحراره المحسوسه والحراره الكامنه .

7 الحمل الحراري الناتج عن الاشخاص

- إن جسم الانسان يعمل على إشعاع الحراره بشكل دائم مازال على قيد الحياه ، وتعتمد كمية الحراره المشعه على طبيعة النشاط الذي يقوم به الشخص ، فالشخص النائم يقوم جسمه بإشعاع كمية من الحراره أقل من الكمية التي يشعها جسم شخص وهو يمارس الرياضه .
- علماً أن الحراره التي يشعها جسم الانسان هي نوعان محسوسه وكامنه ويتم إيجاد هذه القيم من جدول خاص مرفق في الشرح وسيتم شرحه بالتفصيل أثناء المحاضرات .
- لماذا يشعر الشخص المرتدي الصوف بالدفء في الشتاء بينما الشخص الذي يرتدي الملابس الرقيقه لا يشعر بالدفء ؟؟
- إن إجابة هذا السؤال هي تفسير واضح على أن جسم الانسان يشع الحراره فالصوف والملابس الثقيله لا تعمل على تدفئة الجسم فهي لا تزوده بالطاقه بل تمنع تسرب الطاقه التي يشعها جسمه إلى الخارج أو تعمل على تقليلها .
- ولتفسير فرضية أن جسم الانسان يعمل على إشعاع الطاقه والحراره تخيل نفسك وأنت تركض في يوم بارد من أيام الشتاء ، إنك تشعر بالدفء وذلك لان الجسم يعمل على انتاج واشعاع كميات اعلى من الطاقه الحراريه ، وبنفس الوقت تخيل نفسك وأنت جالس تقوم باعمال مكتبيه ، ستشعر بالبرد وذلك لان الجسم حينها سيقوم بإشعاع كميات أقل من الطاقه الحراريه .
- ولحساب الطاقه المشعه من جسم الانسان في الحيز :-

(أ) طاقه محسوسه :- $Q_{sensible} = N \times SH \times CLF$

(ب) طاقه كامنه :- $Q_{Latent} = N \times LH$

وتكون الطاقه الكليه :-

$$Q_{tot\ People} = Q_{sensible} + Q_{Latent} \quad (*) \qquad \text{eq. 6}$$

حيث :- N :- هي عدد الاشخاص

SH :- كمية الحراره المحسوسه التي ينتجها الجسم - من الجدول.

LH :- " " " الكامنه " " " "

CLF :- معامل [illegible]

8 الحمل الحراري الناتج عن الاضاءه

eq 7 $Q = Watt \times CLF$

9 الحمل الحراري الناتج عن المعدات الكهربائيه

eq 8 $Q = Watt \times CLF$

⊛ الحمل الحراري الكلي ⊛

بعد حساب جميع المعادلات وتطبيقها على حيز (ما) يتم جمعها مع بعضها البعض. حيث يكون ناتج المجموع هو حمل التكييف الكلي لذلك الحيز

$$Q_{tot}^{(watt)} = eq1 + eq2 + eq3 + \cdots + eq8$$ ⊛

- بالوصول إلى هنا نكون قد حددنا قدرة جهاز التكييف اللازم وكمية الهوا النقي الداخل إلى الحيز أو الواجب إدخاله بواسطة نظام ميكانيكي.

A-Z in HVAC Design
Shadi_Shirri @ Yahoo
0599-430-298

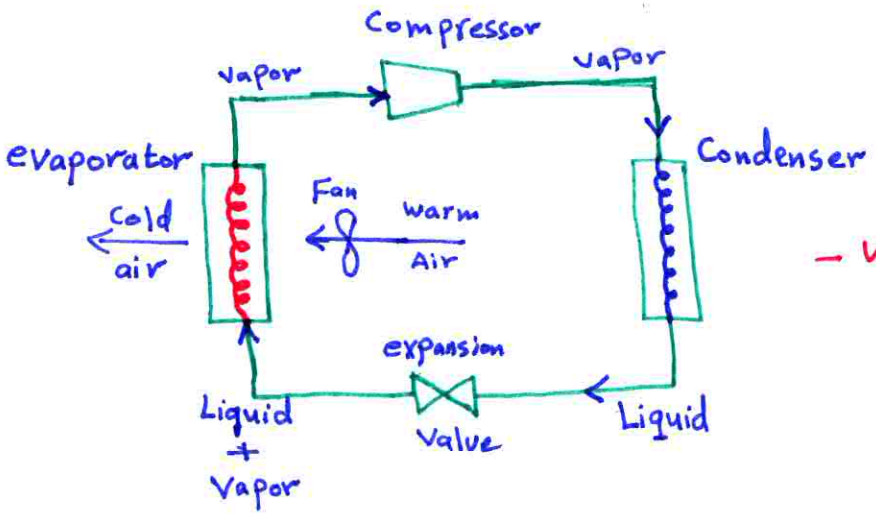
② إختيار نظام التكيف المناسب

- نظام التكيف هو نظام يعمل على توفير الظروف المناسبه والمريحه لمستخدمي المكان، سواء كان سكني أو تجاري وذلك بالتغلب على كل من الحراره أو البروده أو الرطوبه.

⊛ أنواع أجهزة التكيف

[1] الشباك - Window Type

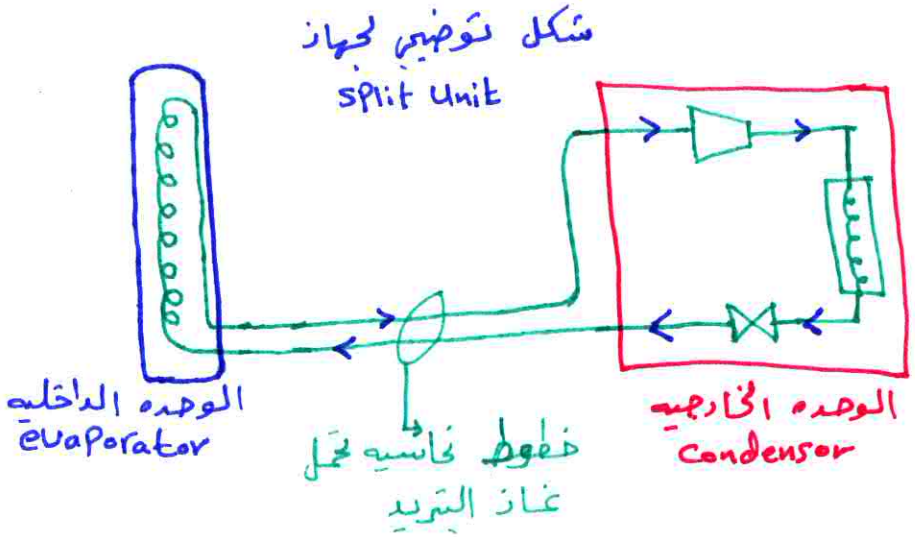
في هذا النوع أو الجهاز تجتمع جميع أجزاء دورة التبريد من الضاغط والمكثف والمبخر وصمام التمدد في جهاز واحد على شكل صندوق يكون قياسه بعرض 80-90 سم و بطول 50-60 سم ويحتاج إلى فتحات في حوائط الغرف المطلوب تكييفها ويتم تحديد اماكنها أثناء التصميم المعماري، وهي سهلة الصيانه وقليلة التكلفه إلا أن لها عيوب كونها لا تقل على ~~إطلاق~~ معالجة جودة الهواء (الهواء النقي) وأيضاً تتميز بضجيجها العالي والمزعج كونه قريبه من الحائط وغير منفصلة الأجزاء.



- Window Type.

[2] الوحده المنفصله - Split Unit

- وتتكون هذه الاجهزه من قطعتين توضع واحده منها خارج المكان المراد تبريده على السطح مثلاً، وتسمى هذه القطعه بالمكثف Condensing Unit - وتوضع القطعه الاخرى داخل المكان المراد تبريده وتسمى هذه القطعه بالمبخر - evaporating Unit حيث تعمل على توزيع الهواء المكيف على المكان المطلوب تكييفه ويتم الربط بين القطعتين عن طريق انابيب الغاز



- يمكن الملاحظه ان نظام الوحده المنفصله - Split Unit جاء تطويراً لنظام الشباك وذلك بفصل دورة التبريد وإبعاد الضاغط والمكثف إلى خارج الحيز مما يعمل على تقليل الضجيج والاهتزاز .

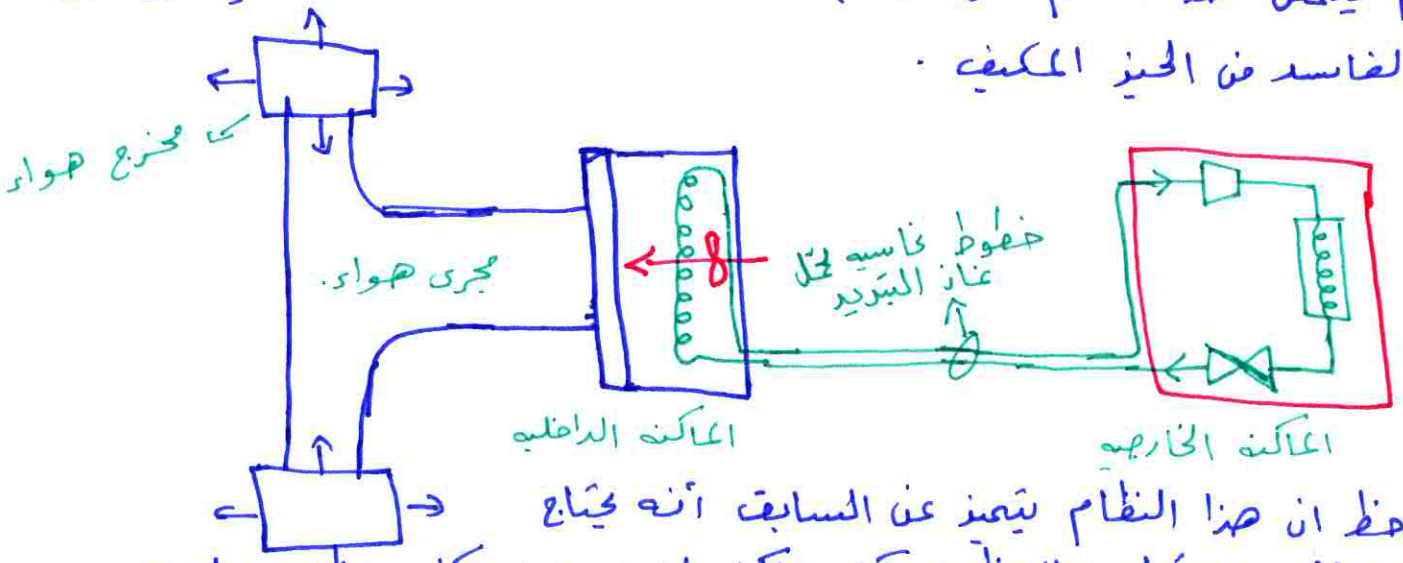
3 الـ Mini-Central /Split Ducted

- إن هذا النظام هو شبيه بالنظام السابق ولكن تعمل الوحده الداخليه على توزيع الهواء بواسطة مجاري - Duct ومخارج خاصه للهواء من أجل ذلك الحق عليه إسم Split Ducted

- ويتميز النظام بقدرته التبريديه الاعلى من النظام السابق من حيث عدد الاطنان التبريديه وكذلك يتميز بتوزيع الهواء بشكل متجانس في الحيز .

- يجب أنه يكون للنظام دورة ترجيع الهواء على الماكنه الداخليه سواء كانت دائره مفتوحه (جريلات بالسقف المستعار) أو دائرة ترجيع مغلقه (جريلات بالسقف المستعار موصوله بمجاري الهواء)

- لم يتمكن هذا النظام من معالجة الهواء وإدخال الهواء النقي وإخراج الفاسد من الحيز المكيف .



- لاحظ ان هذا النظام يتميز عن السابق أنه يتتابع إلى سقف مستعار ولاحظ انه كل ماكنه خارجيه لها ماكنه داخليه واحده .

4 نظام الـ Package Unit

- يتكون هذا النظام من قطعه واحده وتكون جميع أجزاء دائرة التبريد في مكان واحد وتوضع فوق السطح ويتم نقل الهواء البارد من هذا الجهاز عن طريق مجاري الهواء (Duct) إلى داخل المنزل ثم يتم توزيع الهواء البارد أو الساخن على الغرف المطلوبه بواسطة مراوح خاصه بين الوسط المراد تكييفه وجهاز التكييف ، ويمكن ان يعمل تلقائياً حسب درجة الحراره التي تم تخزينها في الجهاز الخاص في المنزل او العبز المكيف .. أي للتزيد او تقل درجة الحراره عن الدرجه المطلوبه ، او يمكن اقفال الهواء تماماً عن الغرفه في حال عدم الرغبه في تشغيل التكيف بها .

- نلاحظ في هذا النظام عدم وجود أي ماكنه او حده داخليه في الحيز (evaporator) بل تم نقله ليكون بنفس الصندوق الذي يحوي باقي عناصر دورة التبريد على السطح ومن أجل ذلك تم تسميه الجهاز Package Unit .

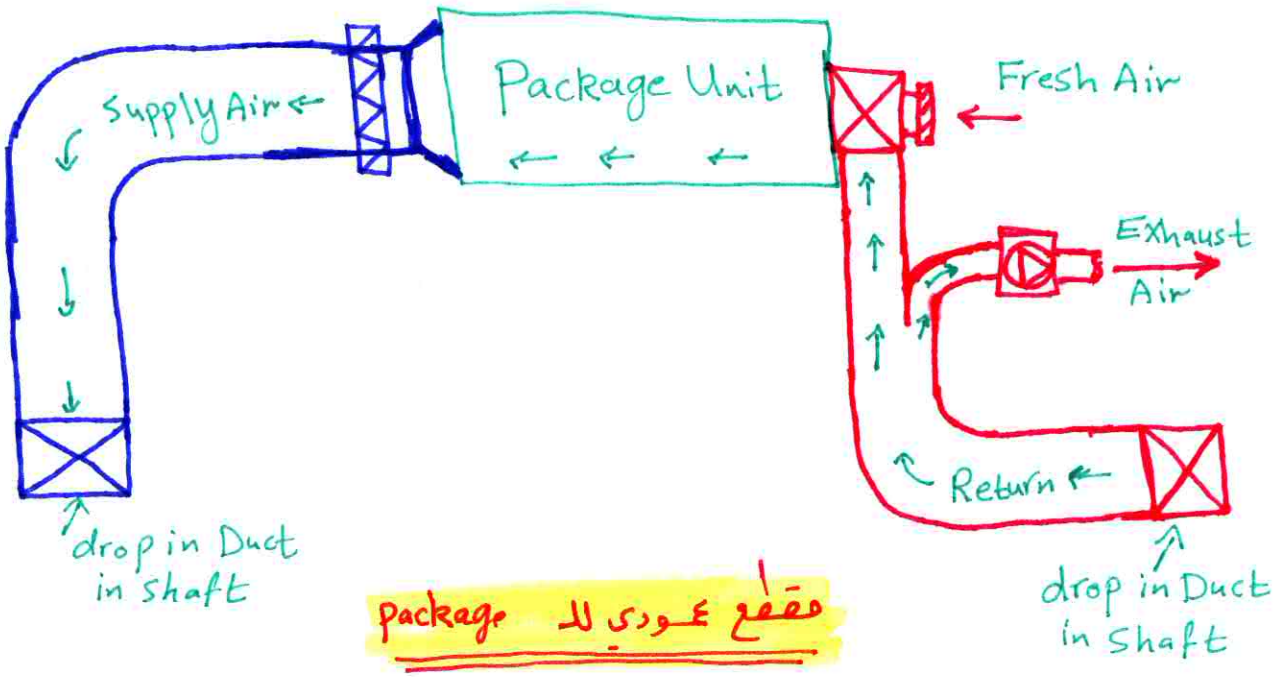
- يتميز هذا النظام بشكل أساسي عن الانظمه السابقه ان جودة الهواء يتم تحقيقها بسهوله فالهواء المكيف الداخل إلى الحيز يمكن وبكل سهوله ادخال نسبه معينه منه من الهواء النقي المعالج حرارياً وكذلك يمكن منه خلال هذا النظام التخلص من نسبه معينه من الهواء أو كله في حال كانه هواء ملوث (مثل المطاعم ، والمقاهي والمستشفيات) .

Fresh Air = Exhaust Air

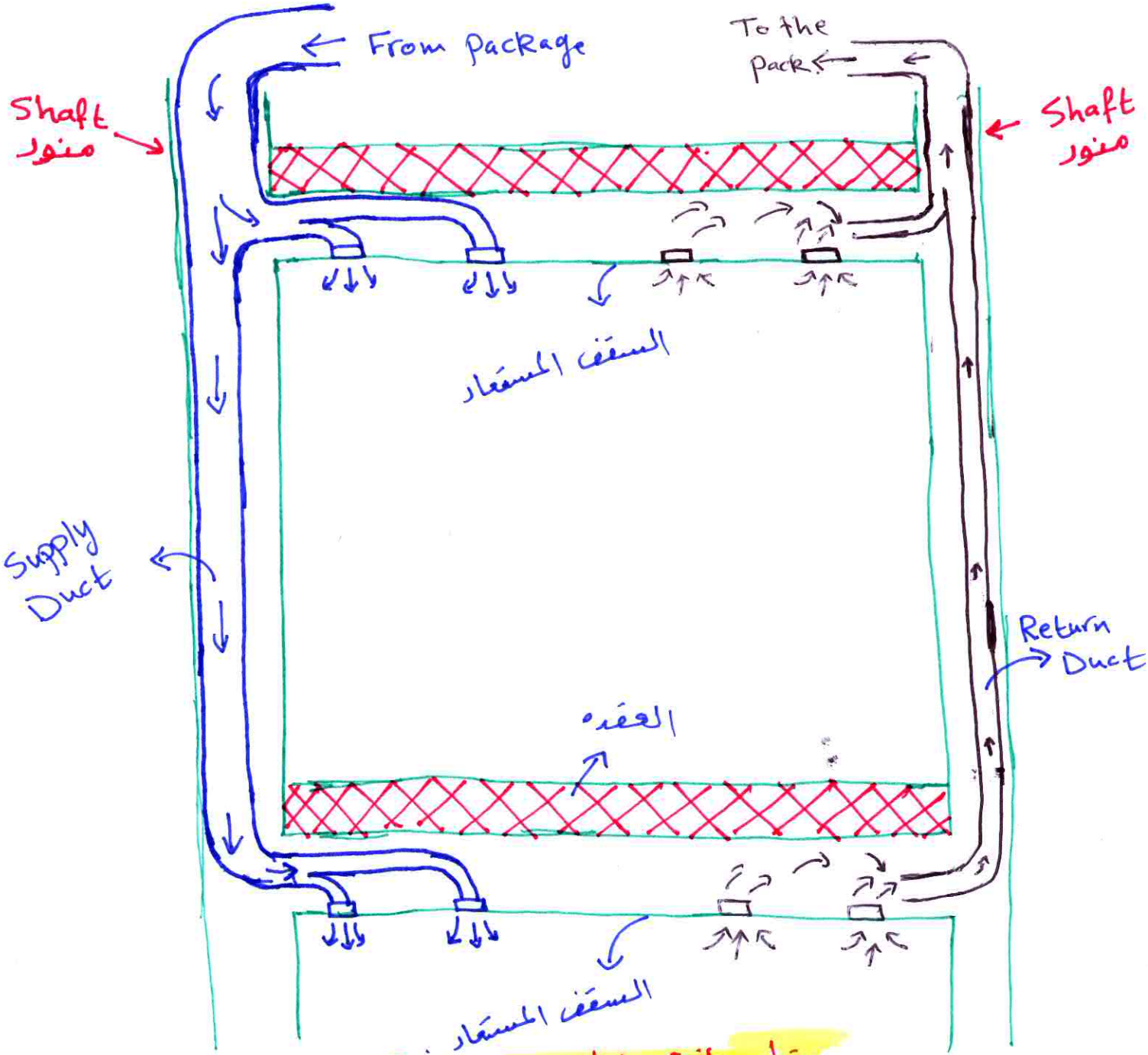
- وبالاضافة إلى ماسبق يتميز النظام بانخفاض مستوى الضجيج بسبب بعد الضاغط ودورة التبريد والمروحه عن الحيز ولكن مايعيب النظام هو حجم الجهاز الكبير نسبياً والمتطلبات المعماريه التي يحتاجها مثل كالمناور الواسعه وجمالية المبنى وما إلى ذلك .

- والجدير بالذكر أن هذا الجهاز يعمل على التبريد والتدفئه حسب الفصل المراد تشغيله فيه .

A-Z in HVAC Design
Shadi Shirri
0599 430 298



مقطع عمودي لل Package

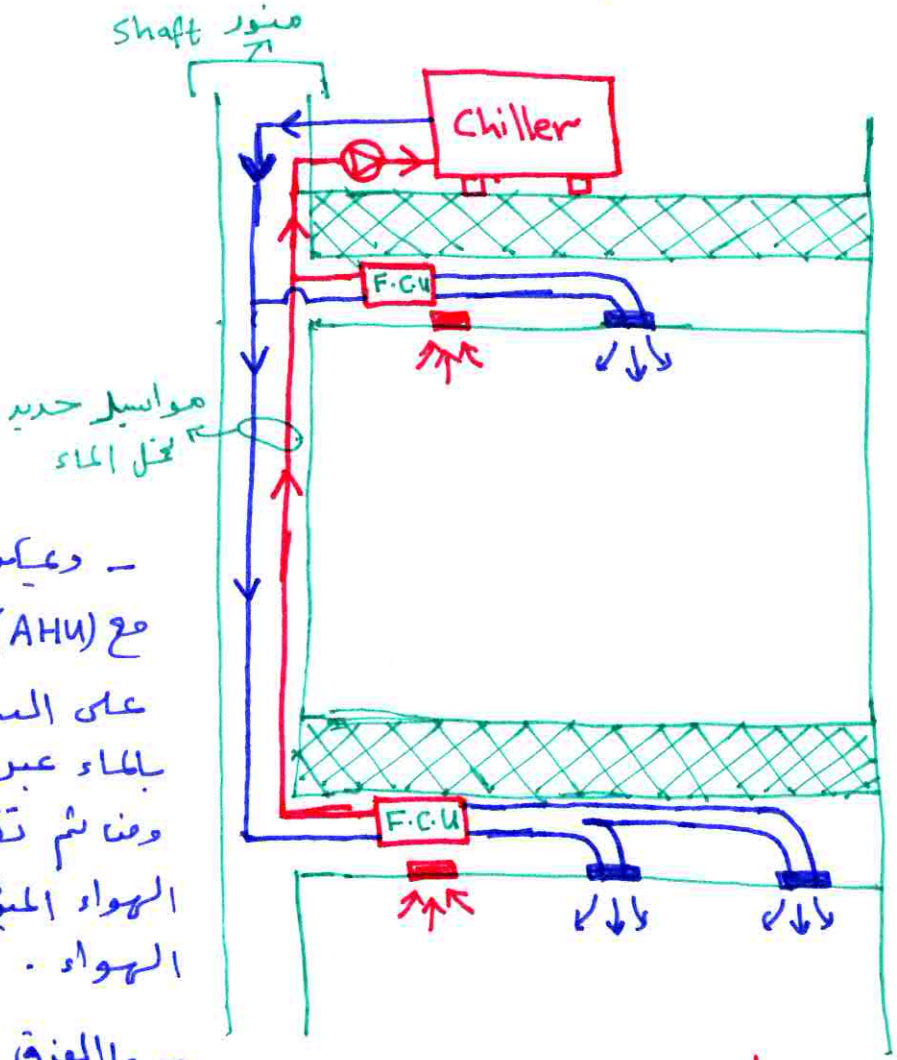


مقطع أفقي لنظام ال Package

Chilled water system نظام المياه الباردة

- في هذا النوع من انواع التكييف يتم استخدام الماء كوسيط للتبريد داخل الاماكن المراد تبريدها فيتم تبريد الماء أولاً أثناء مروره في المبرد ثم يضخ الماء البارد إلى مبادلات حراريه داخل الاماكن المراد تبريدها (Fan coil Unit) بواسطة مضخات خاصه ثم يتم تبادل الحراره بين الماء البارد وهواء المكان المراد تبريده بواسطة مراوح مسلطه على تلك المبادلات - Fan Coil Unit .

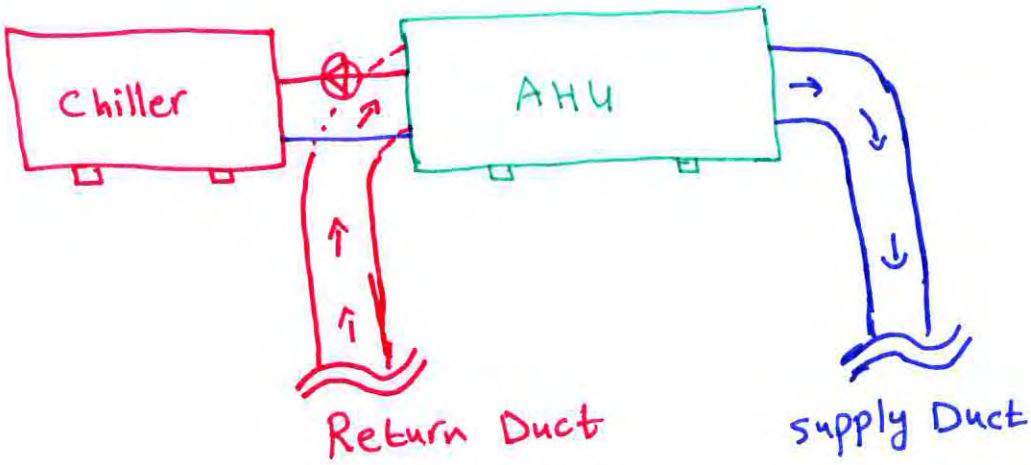
- ويتم تبريد المكثف إما بواسطة الهواء الجوي ويسمى عندها النظام وحدة تبريد ذات مكثف مبرد بالهواء (Air-Cooled Chiller) أو بواسطة الماء الذي يتم انتقاله بواسطة مضخات خاصه تنقل الماء من أبراج التبريد إلى مبادل حراري ومر في مواسير المكثف حيث يتم تبريد سائل المكثف بالمياه (Water-Cooled Chiller)



- مسقط أفقي لنظام الـ Chiller الموصول بـ Fan Coil Unit

- ويمكن توصيل الـ Chiller مع Air Handling Unit - (AHU) على المسطح حيث يكون التوصيل بالماء عبر مواسير من الحديد ومن ثم تقوم الـ AHU بضخ الهواء المبرّد الى الحيز عبر مجاري الهواء .

- ما الفرق بين الـ AHU والـ Packag??



- قضيه مطروحه للنقاش :-

⊛ ماالفرق بين الـ AHU والـ Package ؟؟.

⊛ حساب قدرة مضخة الـ Chiller

- يتم حساب معدل التدفق للـ Chiller من خلال :-

$$\dot{m} = \frac{Q}{cp \cdot \Delta T} \quad L/s$$

حيث :-

$\dot{m}$:- هي معدل التدفق L/s .

Q :- هي قدرة الـ chiller الحراريه Kw .

cp :- هي الحراره النوعيه للماء 4.186 KJ/kg.K

ΔT :- هي الفرق في درجات الحراره $\simeq 5.5^{\circ}C$

- يتم حساب ضغط المضخه للـ Chiller بنفس طريقه الحساب في البويلر

- يتم حساب أقطار المواسير للـ Chiller بنفس طريقه حسابها للبويلر.

Pump Head : - ضغط الطلمبة ②

حيث يتم حساب الضغط الواجب توافره في مضخة الدوران من خلال :-

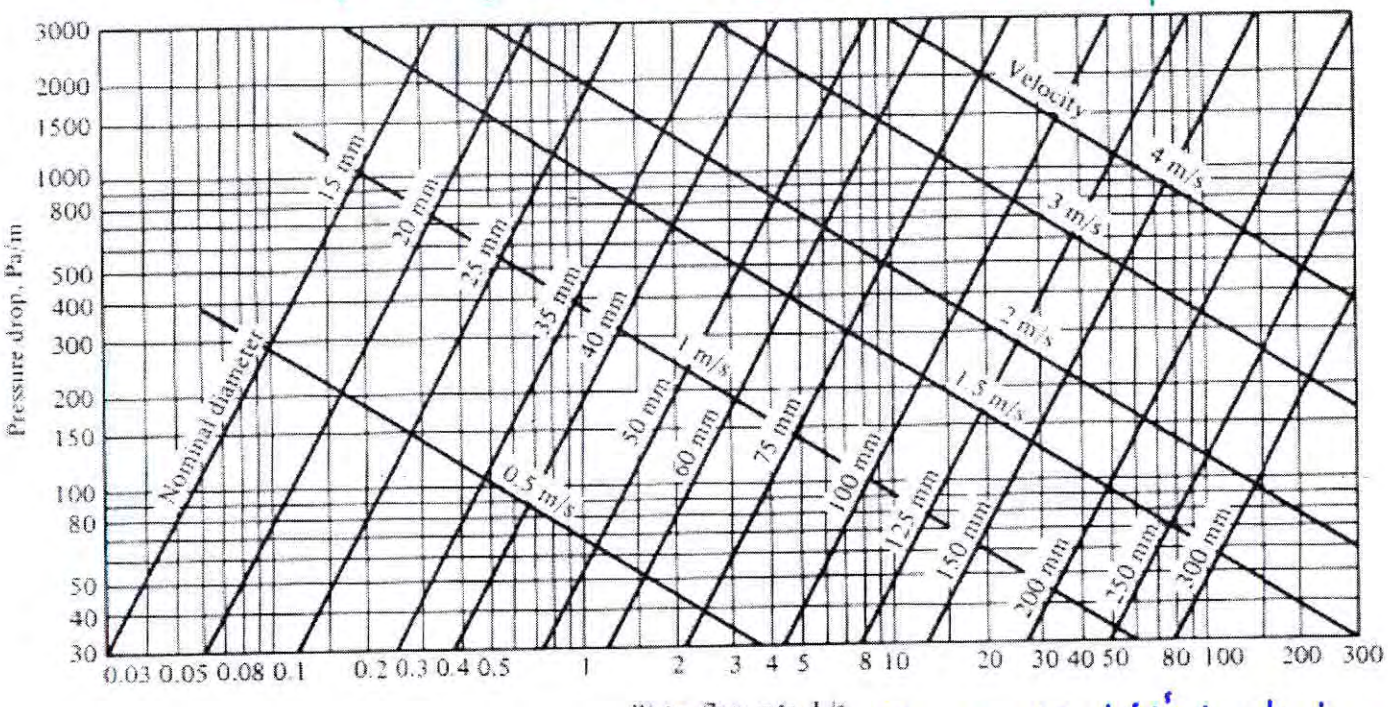
$$P = \left(\frac{\Delta P}{L}\right) \times Leq \times C_f$$.

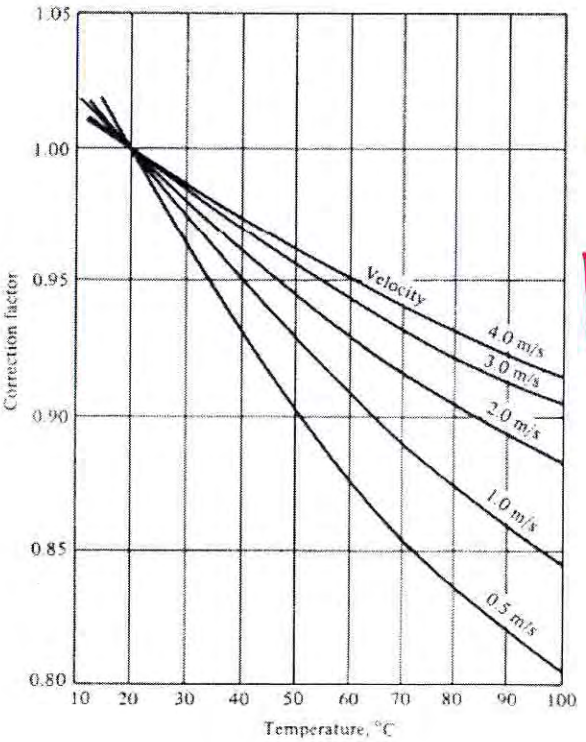
حيث :- P :- هي ضغط الطلمبة [Pa]

$\frac{\Delta P}{L}$:- هي فرق الضغط بنتيجة الاحتكاك [Pa/m] Pressure Drop .

Leq :- هي الطول المكافئ من المواسير وهي طول أنبوب ماسوره داخل وراجع 1.5 X fittings

C_f :- هي معامل التصحيح - من الجدول في الاسفل .





- من الجدول الأول نحسب $\frac{\Delta P}{L}$ بتثبيت معدل التدفق وقطر الماسوره وسرعة المائع .

- من الجدول الاسفل نحسب معامل التصحيح C_f بتثبيت درجة حرارة المائع وسرعته .

- ومن ثم نطبق المعادلة $P = \frac{\Delta P}{L} \times Leq \times C_f$

للتحويل من [Pa] الى [feet]

[Pa] X 0.000334 = [feet]

- يمكن وصل الـ Chiller مع Fan Coil Unit وكذلك يمكن وصله مع Air Handling Unit على السطح ليتم معالجة نوعية الهواء (التهوية) بشكل أفضل كما هو الحال في الـ Package Unit كما ويمكن وصله داخليه (AHU) لتصبح مثلها مثل الـ FCU ولكنها تغطي أطنان تبريد أكثر، ففي بعض الحالات عندما لا يتسع الحيز ما بين السقف المستعار والعقده نضع AHU بدلاً من الـ F.C.U وبذلك نكون قللنا عدد الوحدات الداخليه.

- إن من اهم عيوب الـ Chiller المنبسه هي كون الـ Chiller هو جهاز تبريد فقط، يعمل على التبريد فقط ولا يعمل على التدفئه حيث أنه من الضروري تصميم نظام آخر للتدفئه (Boiler) في المناطق الباردة كفلسطين، والجدير بالذكر قيام الشركات المصنعه في الآونه الاخيره بتطوير الـ Chiller وتصنيع جهاز جديد Chiller heat pump حيث يعمل الأخير على التبريد والتدفئه كباقي الانظمه السابقه إلاّ أنه غير فعّال في المناطق الباردة جداً شتاءاً وذلك بسبب أن الفرق في درجات حرارة الماء المغذي والراجع تكون قليله مقارنة مع البويلر مما يجعل عملية التبادل الحراري غير فعاله في المناطق الباردة جداً والتي تحتاج إلى فروق عاليه في درجة حراره الوسيط (الماء).

- إن الـ Chiller فيه مرحلتان من التبادل الحراري Heat Transfer الاولى تكون ما بين دورة التبريد الخاصه به (الغاز) والماء والثانيه ما بين الماء والهواء في الـ F.C.U، أو بمعنى آخر فإن Chiller يتميز عن غيره من الانظمه بوجود وسيطين تبريد، فالهواء داخل الحيز يبرد عن طريق الماء المبرّد والماء بدوره يبرد عن طريق الغاز المبرّد والغاز أخيراً يبرد عن طريق الهواء الجوي من خلال المكثف (Condensor)

- سيتم أثناء المحاضره التعرف على طرق وصل الـ Chiller مع الـ Boiler

6 نظام الـ VRV/VRF

Variable Refrigerant Volume: VRV

Variable Refrigerant Flow :VRF

- أول ما علينا معرفته هو عدم وجود أي فرق بين الـ VRV و الـ VRF حيث أن VRV هو نظام تابع لشركة DAIKIN اليابانيه التي كان لها الفضل في اختراعه وحصلت على براءة اختراع فيه ومنعت الشركات الاخرى من تقليده، إلاّ أن الشركات الاخرى مثل Mitsubishi, Fujitsu Media , Gree كانت قد إحتالت على الموضوع و انتجت نفس النظام بإسم آخر (VRF) كما هو الحال في اختراعات APPle في Samsung في الهواتف الذكيه.

- إن الفرق الوحيد في بين النظامين هو حرفي الـ V و الـ F .

Flow Vs Volume ... ومن المعادلة التاليه نستنتج انه العلاقه بينهما ثابته

Ideal Gas Flow .... $PV = nRT$

$$V = \frac{P}{nRT} \quad \cdots (1)$$

$$\rho = \frac{m}{V} \quad \cdots (2)$$

$$\Rightarrow \rho = \frac{mP}{nRT} \quad \cdots (3)$$

$$\Rightarrow \boxed{\dot{m} = \rho \cdot \dot{V}} \quad \cdots (4)$$

نستنتج ان العلاقه مابين الـ mass flow rate و الـ Volume flow rate دائماً ثابته لان الغاز المستخدم في النظامين هو نفسه وحجمه واحد و كثافته (ρ) واحده.

A-Z in HVAC Design
Shadi Shirri
0599 430 298

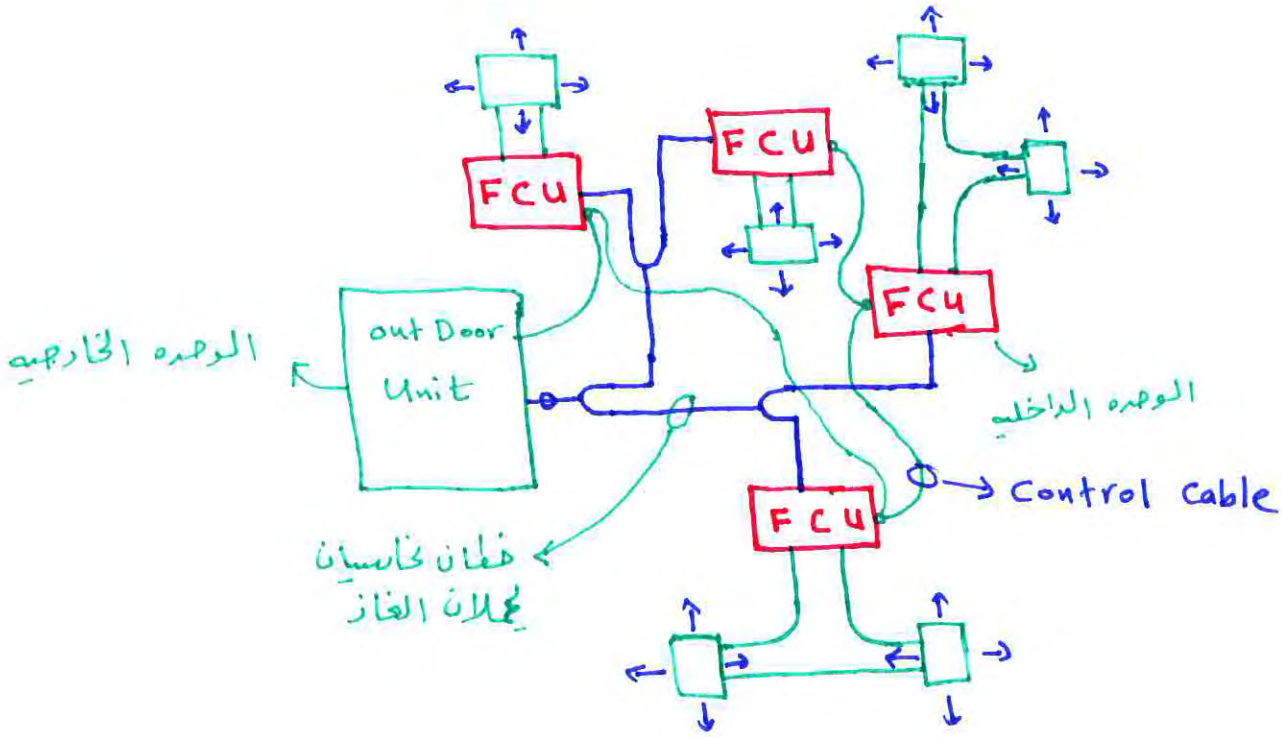
- يتكون نظام الـ VRV/VRF من وحده خارجيه ومجموعه من الوحدات الداخليه موصوله مع الوحده الخارجيه عن طريق خطان فاسيان لجلان الغاز (وسيط التبريد)، حيث أن بعض الصنيين يطلق على الوحدة الخارجيه إسم (الأم) وعلى الوحدات الداخليه إسم (البنات).

- إن كل وحده داخليه هي عباره عن F.C.U تعمل على مبادلة الحراره مابين الغاز والهواء وتقوم بتوصيل الهواء المكيف (بارد او ساخن) إلى الحيز عن طريق مجاري الهواء (Duct) ومخارج الهواء (Diffusers) كما يوجد بعض الـ F.C.U لاتحتاج إلى Duct ... الامر الذي يعطي المهندس المصمم حريّه عاليه في الـ Design بناءاً على طبيعة استخدام الحيز والمتطلبات المعماريه او المعطيات المتاحه.

- تتميز الـ VRV/VRF عن غيرها من الانظمه السابقه التي تعمل على الغاز المبرد (DX) مثل الـ split والـ split Ducted والـ package بانه الـ VRV/VRF يمكن وصل أكثر من وحده داخليه على نفس الوحده الخارجيه (1:64)، كما أن حجم الوحده الخارجيه صغير نسبياً وحجم الثلجات والمواسير قليل جداً مقارنة مع الـ Chiller وحجم ~~الوحده~~ مجاري الهواء قليل جداً مقارنة مع الـ Package

- أضف إلى ذلك التوفير في الكهرباء مقارنة مع الـ Chiller وذلك بسبب خاصية أنه الضاغط في الـ VRV/VRF يكون Inverter أي أنه يعمل على 1% من ~~الحمل~~ قدرته في حال كان ذلك هو المطلوب، ولمعنى آخذ في حالة أنه كانت عشرة وحدات داخليه بقدرة 1 طن تبريد لكل منها موصوله مع وحده خارجيه واحده بقدرة 10 طن تبريد، ففي حالة أن وحده داخليه واحده تم استدعائها للعمل عندها سوف تعمل الوحده الخارجيه على حمل 1 طن فقط وسوف تستهلك $\frac{1}{10}$ او 10% من الكهرباء فقط

A-Z in HVAC Design
Shadi_Shirri @ Yahoo
0599 430 298

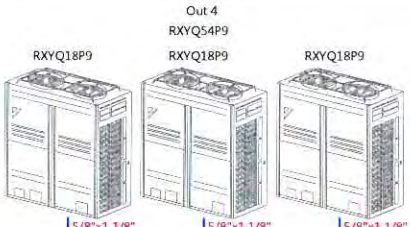


- سيتم خلال المحاضره شرح الـVRV/VRF بشكل أعمق وطرح أمثله عمليه وتناول الموضوع من جانب التهويه والتعرف على كيفيه إدخال التهويه ودمجه مع النظام .

- سيتم تخصيص محاضره لعمل Selection للماكنات الداخليه والماكنه الخارجيه وكذلك لحساب أقطار المواسير من خلال برنامج DAIKIN Xpress .

A-Z in HVAC Design
Shadi Shirri
Consutant Mechanical Eng.
Shadi_Shirri@Yahoo.Com
0599 430 298

VRV/VRF System



A-Z in HVAC Design
Shadi Shirvi

3.1 حساب أبعاد مجاري الهواء - Duct Sizing

- يتم حساب أبعاد مجاري الهواء بطرق عدة:-

① من المعادلة:- $Q = v.A$

حيث تكون سرعة تدفق الهواء في المجرى في المباني السكنية

$3.5\ m/s < v < 5\ m/s$.

② من خلال جدول الأشري المرفق - ASHRAE Chart

③ من خلال الـ Ductilator

④ من خلال برنامج الـ Duct Sizer

- سيتم شرح جميع هذه الطرق خلال المحاضرة وسيتم التعرف على طريقة رسم الـ Duct

- في حال كانه مقطع الـ Duct مربع الشكل يجب أن لا يزيد طوله عن أربع(٤) أضعاف عرضه.

3.2 حساب قدرة المروحة الموصولة بالـ Duct

- عند حساب قدرة المروحة يجب حساب معدل التدفق حيث يكون مجال الطبيعي محسوب سواء من حمل التكييف أو من التهوية Ch.4 .

- كذلك يجب حساب الـ Static pressure للمروحة ويكون كما يلي :-

$$\therefore y = L \times 2 \times 1.5 \times 3.28$$

$$\therefore 100\ feet = 0.1\ inch\ of\ water$$

$$y = X$$

$$\Rightarrow X = \frac{0.1\,y}{100}\ feet$$

$$\Rightarrow \boxed{P = 250\ X\ [Pa]}$$

حيث:-
- y:- هي الطول المكافئ من الـ Duct
- L:- أقصى طول للـ Duct
- 2:- معامل تعويض فرق الضغط في الوصلات
- 1.5:- معامل أمان
- 3.28:- ثابت للتحويل من (m) إلى (feet)
- P:- Fan static pressure

Air terminals - حساب أبعاد مخارج الهواء

- يتم حساب مساحة مخرج الهواء بناءاً على معدل التدفق من الهواء الخارج منه وكذلك على سرعة الهواء، كلما زادت السرعه قلت مساحة المخرج وزاد مستوى الضجيج .

- وتكون المعادله :-

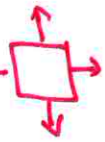
$$A = \frac{Q}{V} \quad *$$

حيث :- Q :- هي معدل تدفق الهواء داخل المخرج (CFM)

V :- هي سرعة الهواء الخارج من المخرج (FPM)

A :- هي مساحة مقطع المخرج ($Feet^2$) .

علماً أن سرعة الهواء النمطيه تكون 400FPM

مثال :- $Q = 400 CFM$ 

$$A = \frac{Q}{V} = \frac{400}{400} = 1\ feet^2 \Leftarrow$$

للتحويل من $feet^2$ إلى in^2 نضرب بـ 144

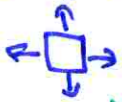
$$1 \times 144 = 144\ in^2 \Leftarrow$$

$$A = H \times L$$

$$H = \sqrt{144} = 12\ in \Leftarrow$$

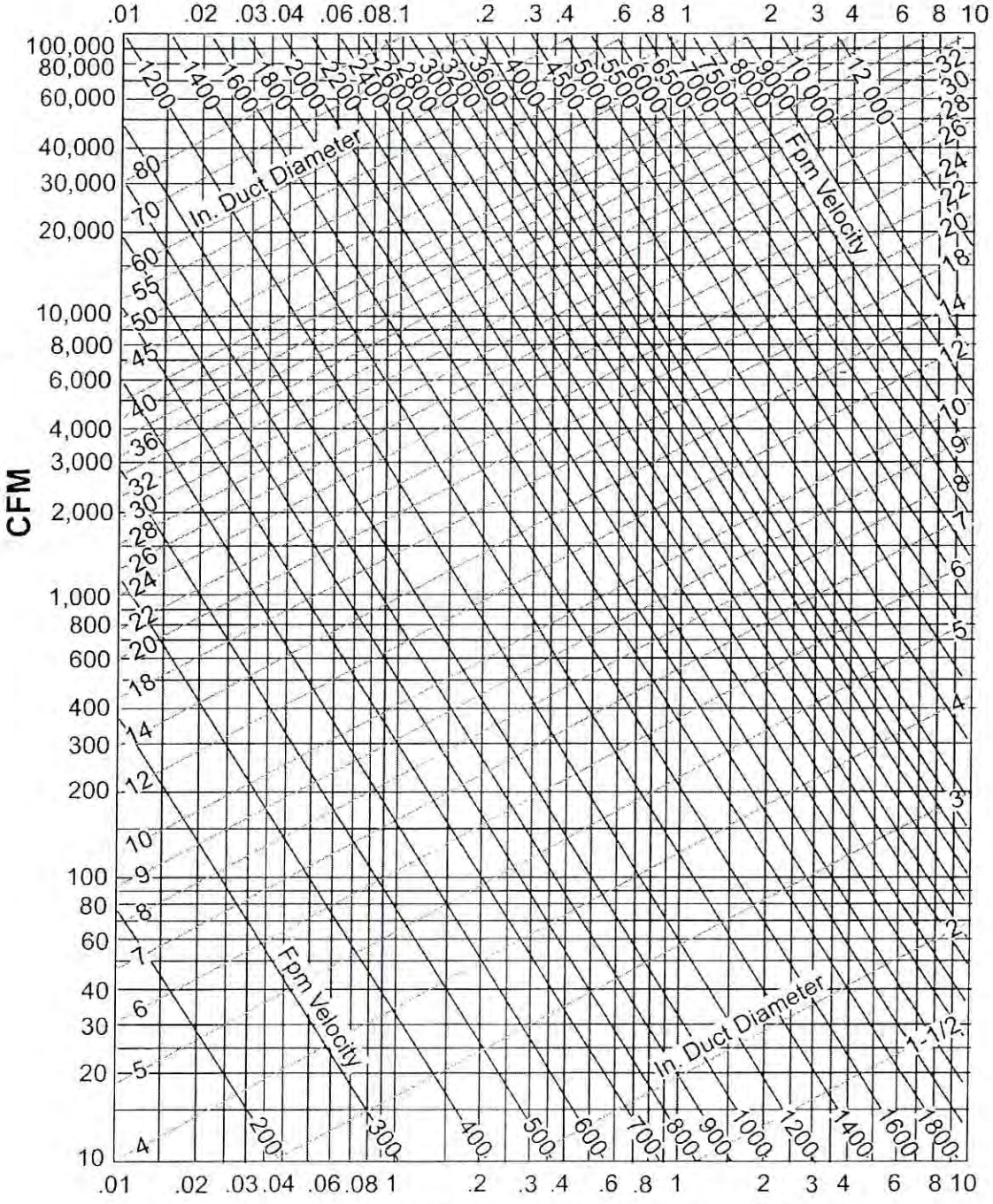
$$\therefore \quad H = \sqrt{\frac{Q}{V} \times 144}$$

- كما يمكن الرجوع إلى الجداول التي تنشرها الشركه المصنعه للمخرج

Linear-slot diff للاماكن التي تولى الديكورات واعمال الجبسين الجماليه عنايه	Down Flow Jet diffs للاماكن العاليه حيث يتم ضخ الهواء من مكان	2-way diffuser للاماكن المستطيله مثل الكوريدورات	 4-way diffuser للاماكن المربعة الشكل

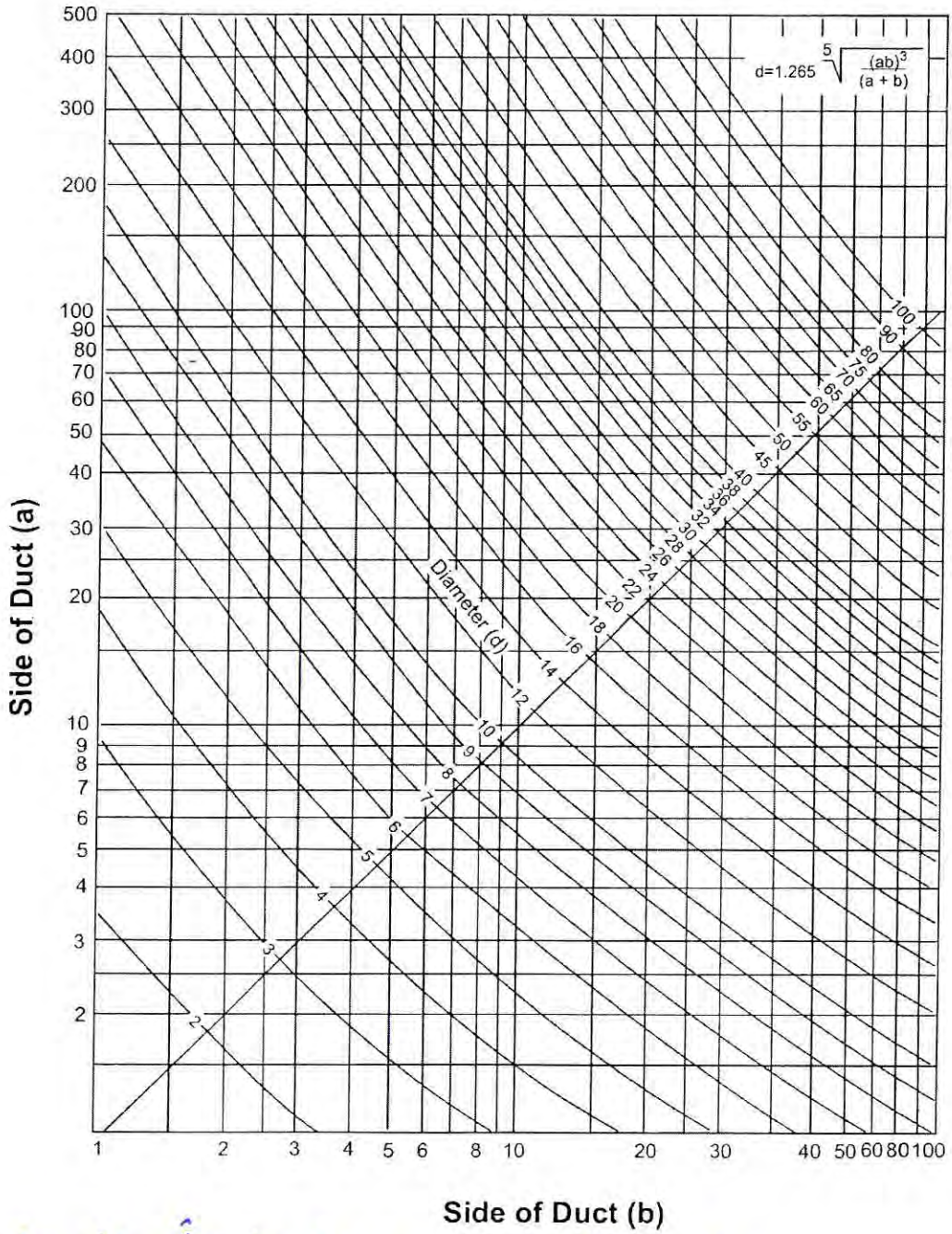
Duct Design

Duct Resistance



Duct sizing - حساب أبعاد مجاري الهواء

Rectangular Equivalent of Round Ducts



تحويل مقطع الـ Duct من مربع إلى دائري

TABLE 9–13 Heat gain rate from miscellaneous appliances, W.[2]

Appliances	Without Hood			With Hood
	Sensible	Latent	Total	All Sensible
Hair dryers (Blower type)	675	120	795	—
Hair dryers (Helmet type)	550	100	650	—
Coffee brewer (electrical)	225	65	290	95
Coffee brewer (gas)	490	210	700	415
Water heater	1,130	335	1,465	—
Coffee urn (electrical)	1,075	350	1,425	440
Coffee urn (gas)	1,460	625	2,085	415
Deep fat fryer (electrical)	820	1,930	2,750	730
Deep fat fryer (gas)	2,080	2,080	4,160	830
Toaster	1,055	705	1,760	440
Domestic gas oven	2,430	1200	3,630	—
Roasting oven	500	320	820	—
Food warmer (gas)	1,550	400	1,950	400
Egg boiler	335	220	555	—
Frying griddle	13,600	7,200	20,800	4,150
Hotplate	1,550	1,060	2,610	780
Neon sign, per meter length	56	—	56	—
Sterilizer	190	350	540	—
Laboratory burner	470	120	590	—
Small copy machine	1,760	—	1,760	—
Large copy machine	3,515	—	3,515	—
Motors:				
400–2,000 W	1,100	—	1,100	—
2,000–15,000 W	2,430	—	2,430	—

الحراره التي تنتجها الاجهزه الكهربائيه.

A-Z in HVAC Design
Shadi Shirri
0599 430 298

Table 1 Procedure for Calculating Space Design Cooling Load—Summary of Load Sources and Equations

Load Source	Equation	Reference, Table, Description
External		
Roof	$q = U \times A \times \text{CLTD}$	Chapter 23-Design Heat Transfer Coefficients—Tables 3 and 4 Area Calculated from Architectural Plans Table 5—Cooling Load Temperature Difference at Base Conditions for Roofs Note 2—Correction for Color of Exterior Surface Note 2—Correction for Outside Dry Bulb Temperature and Daily Range Note 2—Correction for Inside Dry Bulb Temperature Note 2—Application for Latitude and Month—Table 9
Walls	$q = U \times A \times \text{CLTD}$	Chapter 23—Design Heat Transmission Coefficients—Tables 3 and 4 Area Calculated from Architectural Plans Table 6—Wall Construction Group Description Table 7—Cooling Load Temperature Difference at Base Conditions for Wall Group Note 2—Correction for Color of Exterior Surface Note 2—Correction for Outside Dry Bulb Temperature and Daily Range Note 2—Correction for Inside Dry Bulb Temperature Note 2—Application for Latitude and Month—Table 9
Glass		
Conduction	$q = U \times A \times \text{CLTD}$	Chapter 23 or Chapter 27—Type of Glass and Interior Shading if Used Area—Net Glass Area Calculated from Plans Table 10—Cooling Load Temperature Difference for Conduction Load Through Glass Note 1—Correction for Outside Dry Bulb Temperature and Daily Range Note 1—Correction for Inside Dry Bulb Temperature
Solar	$q = A \times \text{SC} \times \text{SHGF} \times \text{CLF}$	Area—Net Glass Area Calculated from Plans Chapter 27—Tables 28, and 33 to 36—Shading Coefficients for Combination of Type of Glass and Type of Shading Table 11—Maximum Solar Heat Gain Factor for Specific Orientation of Surface, Latitude and Month Table 13—Cooling Load Factor with No Interior Shading Table 14—Cooling Load Factor if Interior Shading is Used Note 1—For Glass Areas Shaded Externally See Table 12
Partitions, Ceilings, Floors	$q = U \times A \times \text{TD}$	Chapter 23—Design Heat Transmission Coefficients—Tables 3 and 4 Area Calculated from Architectural Plans Design Temperature Difference
Internal		
Lights	$q = \text{INPUT} \times \text{CLF}$	Input Rating from Electrical Plans or Lighting Fixture Data Tables 15 & 16—Coefficients "a" and classification "b" for Type of Fixture, Installation, Air Supply and Return, and Room Furnishings and Construction Table 17—Cooling Load Factor Based on Total Hours of Operation and Time Note 1—Correction for Schedule of Operation of Cooling System
People		
Sensible	$q_s = \text{No.} \times \text{Sens. H.G.} \times \text{CLF}$	Number of People in Space Table 18 or Chapter 8—Sensible Heat Gain from Occupants Table 19—Cooling Load Factor for People—Based on Duration of Occupancy and Time from Entry Note 1—Correction for Density of Occupants and/or Space Temperature. CLF = 1.0 if there is variable space temperature and/or high people density
Latent	$q_l = \text{No.} \times \text{Lat. H.G.}$	Table 19 or Chapter 8—Latent Heat Gain from Occupants
Appliances		
Sensible	$q_s = \text{HEAT GAIN} \times \text{CLF}$	Tables 20 and 21—Recommended Rate of Heat Gain-Sensible Heat Table 22—For Use with Hood Table 23—For Use without Hood
Latent	$q_l = \text{HEAT GAIN}$	Tables 20 & 21—Recommended Rate of Heat Gain—Latent Heat (Without Hood) Set Equal to Zero When Hood is Used Over Appliances
Power	$q = \text{HEAT GAIN} \times \text{CLF}$	Eq 20, 21, or 22 using Tables 24 and 25 or Manufacturer's Data Table 23 or CLF = 1.0 if cooling system is not operated continuously
Ventilation & Infiltration Air		Ventilation and Infiltration Air, Standard L/s (CFM) Inside-Outside Air Temperature Difference, °C (deg F)
Sensible	$q_s = 1.232 \times \text{L/s} \times \Delta T$ or $(1.10 \times \text{CFM} \times \Delta T)$	
Latent	$q_l = 3012 \times \text{L/s} \times \Delta W$ or $(4840 \times \text{CFM} \times \Delta W)$	Inside-Outside Air Humidity Ratio Difference, kg H_2O/kg Dry Air (lb H_2O/lb Dry Air)
Total	$q_s = 4.334 \times \text{L/s} \times \Delta h$ or $(4.5 \times \text{CFM} \times \Delta h)$	Inside-Outside Air Enthalpy Difference, kJ/kg of Dry Air (Btu/lb of Dry Air)

walls involves the concept of sol-air temperature. *Sol-air temperature* is that temperature of the outdoor air which, in the absence of all radiation exchanges, would give the same rate of heat entry into the surface as would exist with the actual combination of incident solar radiation, radiant energy exchange with the sky and other outdoor surroundings, and convective heat exchange with the outdoor air. A heat balance at a sunlit surface gives the heat flux into the surface q/A in W/m^2 (Btu/h·ft²), as:

$$q/A = \alpha I_t + h_o(t_o - t_s) - \varepsilon \Delta R \quad (1)$$

where

α = absorptance of the surface for solar radiation.
I_t = total solar radiation incident on the surface, W/m^2 (Btu/h · ft²).
h_o = coefficient of heat transfer by long wave radiation and convection at the outer surface, $W/m^2 \cdot °C$ (Btu/h · ft² · F).

APPROVED

June @16:00 أعلى درجة حراره المساءه

(12) رقم الروف

Table 5 Cooling Load Temperature Differences for Calculating Cooling Load from Flat Roofs (SI Units)

Roof No	Description of Construction	Weight, kg/m²	U-value, W/m²·°C	Solar Time, h 1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	Hour of Maximum CLTD	Minimum CLTD	Maximum CLTD	Difference CLTD
Without Suspended Ceiling																															
1	Steel sheet with 25.4-mm (or 50.8-mm) insulation	34 (39)	1.209 (0.704)	0	−1	−2	−2	−3	−2	3	11	19	27	34	40	43	44	43	39	33	25	17	10	7	5	3	1	14	−3	44	47
2	25.4-mm wood with 25.4-mm insulation	39	0.965	3	2	0	−1	−2	−2	−1	2	8	15	22	29	35	39	41	41	39	35	29	21	15	11	8	5	16	−2	41	43
3	101.6-mm l.w concrete	88	1.209	5	3	1	0	−1	−2	−2	1	5	11	18	25	31	36	39	40	40	37	32	25	19	14	10	7	16	−2	40	42
4	50.8-mm h.w. concrete with 25.4-mm (or 50.8-mm) insulation	142	1.170 (0.693)	7	5	3	2	0	−1	0	2	6	11	17	23	28	33	36	37	37	34	30	25	20	16	12	10	16	−1	37	38
5	25.4-mm wood with 50.8-mm insulation	44	0.619	2	0	−2	−3	−4	−4	−4	−2	3	9	15	22	27	32	35	36	35	32	27	20	14	10	6	3	16	−4	36	40
6	152.4-mm l.w. concrete	117	0.897	12	10	7	5	3	2	1	0	2	4	8	13	18	24	29	33	35	36	35	32	28	24	19	16	18	0	36	36
7	63.5-mm wood with 25.4-mm insulation	63	0.738	16	13	11	9	7	6	4	3	4	5	8	11	15	19	23	27	29	31	31	30	27	25	22	19	19	3	31	28
8	203.2-mm l.w. concrete	151	0.715	20	17	14	12	10	8	6	5	4	4	5	7	11	14	18	22	25	28	30	30	29	27	25	22	20	4	30	26
9	101.6-mm h.w. concrete with 25.4-mm (or 50.8-mm) insulation	254 (254)	1.136 (0.681)	14	12	10	8	7	5	4	4	6	8	11	15	18	22	25	28	29	30	29	27	24	21	19	16	18	4	30	26
10	63.5-mm wood with 50.8-mm insulation	63	0.528	18	15	13	11	9	8	6	5	5	5	7	10	13	17	21	24	27	28	29	29	27	25	23	20	19	5	29	24
11	Roof terrace system	366	0.602	19	17	15	14	12	11	9	8	7	8	8	10	12	15	18	20	22	24	25	26	25	24	22	21	20	7	26	19
12	152.4-mm h.w. concrete with 25.4-mm (or 50.8-mm) insulation	366 (366)	(3.090) (0.664)	18	16	14	12	11	10	9	8	8	9	10	12	15	17	20	22	24	25	25	25	24	22	20	19	19	8	25	17
13	101.6-mm wood with 25.4-mm (or 50.8-mm) insulation	83 (88)	0.602 (0.443)	21	20	18	17	15	14	13	11	10	9	9	9	10	12	14	16	18	20	22	23	24	24	23	22	22	9	24	15
With Suspended Ceiling																															
1	Steel Sheet with 25.4-mm (or 50.8-mm) insulation	44 (49)	0.761 (0.522)	1	0	−1	−2	−3	−3	0	5	13	20	28	35	40	43	43	41	37	31	23	15	10	7	5	3	15	−3	43	46
2	25.4-mm wood with 25.4-mm insulation	49	0.653	11	8	6	5	3	2	1	2	4	7	12	17	22	27	31	33	35	34	32	28	24	20	17	14	17	1	35	34
3	101.6-mm l.w. concrete	97	0.761	10	8	6	4	2	1	0	0	2	6	10	16	21	27	31	34	36	36	34	30	26	21	17	13	17	0	36	36
4	50.8-mm h.w. concrete with 25.4-mm insulation	146	0.744	16	14	13	11	10	8	7	7	8	9	11	14	17	19	22	24	25	26	26	25	23	21	20	18	18	7	26	19
5	25.4-mm wood with 50.8-mm insulation	49	0.471	14	11	9	7	5	4	3	3	4	6	10	14	18	23	27	30	31	32	31	29	26	22	19	16	18	3	32	30
6	152.4-mm l.w. concrete	127	0.619	18	15	13	11	9	7	6	4	4	4	6	9	12	16	20	24	27	29	30	30	28	26	23	20	20	4	30	26
7	63.5-mm wood with 25.4-mm insulation	73	0.545	19	18	16	14	13	12	10	9	8	8	9	10	12	14	17	19	21	23	24	25	24	23	22	21	20	8	25	17
8	203.2-mm l.w. concrete	161	0.528	22	20	18	16	15	13	11	10	9	8	8	8	9	11	14	16	19	21	23	25	25	25	24	23	20	8	25	17
9	101.6-mm h.w. concrete with 25.4-mm (or 50.8-mm) insulation	259 (264)	0.727 (0.511)	17	16	15	14	13	13	12	11	11	11	12	13	15	16	18	19	20	21	21	21	21	20	19	18	19	11	23	10
10	63.5-mm wood with 50.8-mm insulation	73	0.489	19	18	17	16	14	13	12	11	10	10	10	11	12	14	16	18	19	21	22	23	23	22	22	21	21	10	23	13
11	Roof terrace system	376	0.466	17	16	16	15	15	14	13	13	13	12	12	13	13	14	15	16	16	17	18	18	19	18	18	18	21	12	19	7
12	152.4-mm h.w. concrete with 25.4-mm (or 50.8-mm) insulation	376 (376)	0.710 0.499	16	16	15	15	14	13	13	12	12	12	12	13	14	15	16	17	18	18	19	19	19	18	18	18	20	12	19	7
13	101.6-mm wood with 25.4-mm (or 50.8-mm) insulation	93 (97)	0.465 (0.363)	20	19	19	18	17	16	15	14	14	13	12	12	12	12	13	14	15	16	18	19	20	20	20	20	23	12	20	8

False ceiling بدون

مع وجود السقف False ceiling

(1) *Direct Application of Table 5 Without Adjustments:*

Values in Table 5 were calculated using the following conditions:

- Dark flat surface roof ("dark" for solar radiation absorption)
- Indoor temperature of 25.5°C
- Outdoor maximum temperature of 35°C with outdoor mean temperature of 29.4°C and an outdoor daily range of 11.6°C
- Solar radiation typical of 40 deg North latitude on July 21
- Outside surface resistance, $R_o = 0.059$ m² · °C/W
- Without and with suspended ceiling, but no attic fans or return air ducts in suspended ceiling space
- Inside surface resistance, $R_i = 0.121$ m² · °C/W

(2) *Adjustments to Table 5 Values:*

The following equation makes adjustments for deviations of design and solar conditions from those listed in (1) above.

$$CLTD_{corr} = [(CLTD + LM) \times K + (25.5 - T_R) + (T_o - 29.4)] \times f$$

where CLTD is from this table

(a) LM is latitude-month correction from Table 9 for a horizontal surface.

(b) K is a color adjustment factor and is applied after first making month-latitude adjustments. Credit should not be taken for a light-colored roof except where permanence of light color is established by experience, as in rural areas or where there is little smoke.
$K = 1.0$ if dark colored or light in an industrial area
$K = 0.5$ if permanently light-colored (rural area)

(c) $(25.5 - T_R)$ is indoor design temperature correction.

(d) $(T_o - 29.4)$ is outdoor design temperature correction, where T_o is the average outside temperature on design day.

(e) f is a factor for attic fan and or ducts above ceiling and is applied after all other adjustments have been made.
$f = 1.0$ no attic or ducts
$f = 0.75$ positive ventilation
Values in Table 5 were calculated without and with a suspended ceiling, but made no allowances for positive ventilation or return ducts thru the space. If ceiling is insulated and a fan is used between ceiling and roof, CLTD may be reduced by 25% ($f = 0.75$). Use of the suspended ceiling space for a return air plenum or with return air ducts should be analyzed separately.

(3) *Roof Constructions Not Listed in Table:*

The U-Values listed are to be used only as guides. The actual value of U as obtained from tables such as Tables 3 and 4, Chapter 23, or as calculated for the actual roof construction should be used.

An actual roof construction not in this table would be thermally similar to a roof in the table, if it has similar mass, kg/m², and similar heat capacity kJ/m² · °C. In such a case, use the CLTD from this table as corrected by Note (2) above.

Example: A flat roof without a suspended ceiling has mass properities = 87.88 kg/m², $U = 1.136$ W/m² · °C, and heat capacity = 53.9 kJ/m² · °C. Use $CLTD_{uncorr}$ from Roof No. 13, to obtain $CLTD_{corr}$ and use the actual U-value to calculate $q/A = U(CLTD_{corr}) = 1.136\,(CLTD_{corr})$.

APPROVED

CLTD @ walls

Table 7 Cooling Load Temperature Differences for Calculating Cooling Load from Sunlit Walls (SI Units)

North Latitude Wall Facing	Solar Time, h 1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	Hr of Maximum CLTD	Minimum CLTD	Maximum CLTD	Difference CLTD
Group A Walls																												
N	8	8	8	7	7	7	7	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	7	7	7	7	8	8	2	6	8	2
NE	11	11	10	10	10	9	9	8	8	8	8	9	9	9	9	10	10	10	11	11	11	11	11	11	22	8	11	3
E	14	13	13	13	12	12	11	11	10	10	10	11	11	12	12	13	13	13	14	14	14	14	14	14	22	10	14	4
SE	13	13	13	12	12	11	11	10	10	10	10	10	10	11	11	12	12	13	13	13	13	13	13	13	22	10	13	3
S	11	11	11	11	10	10	9	9	9	8	8	8	8	8	8	8	9	9	10	10	11	11	11	11	23	8	11	3
SW	14	14	14	14	13	13	12	12	11	11	10	10	10	9	9	10	10	10	11	12	13	13	14	14	24	9	14	5
W	15	15	15	14	14	14	13	13	12	12	11	11	10	10	10	10	10	11	11	12	13	14	14	15	1	10	15	5
NW	12	12	11	11	11	11	10	10	10	9	9	8	8	8	8	8	8	8	9	9	10	11	11	11	1	8	12	4
Group B Walls																												
N	8	8	8	7	7	6	6	6	5	5	5	5	5	5	5	6	6	7	7	8	8	8	8	8	24	5	8	3
NE	11	10	10	9	9	8	7	7	7	8	8	8	9	9	10	10	11	11	11	12	12	12	11	11	21	7	12	5
E	13	13	12	11	10	10	9	8	8	9	9	10	12	13	13	14	14	15	15	15	15	15	14	14	20	8	15	7
SE	13	12	12	11	10	10	9	8	8	8	8	9	10	11	12	13	14	14	14	14	14	14	14	14	21	8	14	6
S	12	11	11	10	9	9	8	7	7	6	6	6	6	7	8	9	10	11	11	12	12	12	12	12	23	6	12	6
SW	15	15	14	13	13	12	11	10	9	9	8	8	7	7	8	9	10	11	13	14	15	15	16	16	24	7	16	9
W	16	16	15	14	14	13	12	11	10	9	9	8	8	8	8	8	9	11	12	14	15	16	16	17	24	8	17	9
NW	13	12	12	11	11	10	9	9	8	7	7	7	6	6	7	7	8	8	9	11	12	13	13	13	24	6	13	7
Group C Walls																												
N	9	8	7	7	6	5	5	4	4	4	4	4	5	5	6	6	7	8	9	9	9	10	9	9	22	4	10	6
NE	10	10	9	8	7	6	6	6	7	8	8	10	10	11	12	12	12	13	13	13	13	12	11	11	20	6	13	7
E	13	12	11	10	9	8	7	7	8	9	11	13	14	15	16	16	17	17	16	16	16	15	14	13	18	7	17	10
SE	13	12	11	10	9	8	7	6	7	7	9	10	12	14	15	16	16	16	16	16	16	15	14	13	19	6	16	10
S	12	11	10	9	8	7	6	6	5	5	5	5	6	8	9	11	12	13	14	14	14	14	13	12	20	5	14	9
SW	16	15	14	12	11	10	9	8	7	7	6	6	6	7	8	10	12	14	16	18	18	18	18	17	22	6	18	12
W	17	16	15	14	12	11	10	9	8	7	7	7	7	7	8	9	11	13	16	18	19	20	19	18	22	7	20	13
NW	14	13	12	11	10	9	8	7	6	6	5	5	6	6	6	7	9	10	12	14	15	15	15	15	22	5	15	10
Group D Walls																												
N	8	7	7	6	5	4	3	3	3	3	4	4	5	6	6	7	8	9	10	11	11	10	10	9	21	3	11	8
NE	9	8	7	6	5	5	4	4	6	8	10	11	12	13	13	13	14	14	14	13	13	12	11	10	19	4	14	10
E	11	10	8	7	6	5	5	5	7	10	13	15	17	18	18	18	18	18	17	17	16	15	13	12	16	5	18	13
SE	11	10	9	7	6	5	5	5	5	7	10	12	14	16	17	18	18	18	17	17	16	15	14	12	17	5	18	13
S	11	10	8	7	6	5	4	4	3	3	4	5	7	9	11	13	15	16	16	15	14	13	12	19	3	16	13	
SW	15	14	12	10	9	8	6	5	5	4	4	5	5	7	9	12	15	18	20	21	21	20	19	17	21	4	21	17
W	17	15	13	12	10	9	7	6	5	5	5	5	6	6	8	10	13	17	20	22	23	22	21	19	21	5	23	18
NW	14	12	11	9	8	7	6	5	4	4	4	4	5	6	7	8	10	12	15	17	18	17	16	15	22	4	18	14
Group E Walls																												
N	7	6	5	4	3	2	2	2	3	3	4	5	6	7	8	10	10	11	12	12	11	10	9	8	20	2	12	10
NE	7	6	5	4	3	2	3	5	8	11	13	14	14	14	14	14	15	14	14	13	12	11	9	8	16	2	15	13
E	8	7	6	5	4	3	3	6	10	15	18	20	21	21	20	19	18	18	17	15	14	12	11	9	13	3	21	18
SE	8	7	6	5	4	3	3	4	7	10	14	17	19	20	20	20	19	18	17	16	14	13	11	10	15	3	20	17
S	8	7	6	5	4	3	2	2	2	3	5	7	10	14	16	18	19	18	17	16	14	13	11	10	17	2	19	17
SW	12	10	8	7	6	4	4	3	3	3	4	5	7	10	14	18	21	24	25	24	22	19	17	14	19	3	25	22
W	14	12	10	8	6	5	4	3	3	4	4	5	6	8	11	15	20	24	27	27	25	22	19	16	20	3	27	24
NW	11	9	8	6	5	4	3	3	3	3	4	5	6	7	9	11	14	18	21	21	20	18	15	13	20	3	21	18
Group F Walls																												
N	5	4	3	2	1	1	1	2	3	4	5	6	8	9	11	12	12	13	13	13	11	9	7	6	19	1	13	12
NE	5	4	3	2	1	1	3	8	13	16	17	16	16	15	15	15	15	14	13	12	10	9	7	6	11	1	17	16
E	5	4	3	2	2	1	4	9	16	21	24	25	24	22	20	19	18	17	15	13	11	10	8	7	12	1	25	24
SE	5	4	3	2	2	1	2	6	10	15	20	23	24	23	22	20	19	17	16	14	12	10	8	7	13	1	24	23
S	5	4	3	2	2	1	1	1	2	4	7	11	15	19	21	22	21	19	17	15	12	10	8	7	16	1	22	21
SW	8	6	5	4	3	2	1	1	2	3	4	6	10	14	20	24	28	30	29	25	20	16	13	10	18	1	30	29
W	9	7	5	4	3	2	2	2	2	3	4	6	8	11	16	22	27	32	33	30	24	19	15	12	19	2	33	31
NW	8	6	4	3	2	2	1	1	2	3	4	6	7	9	12	15	19	24	26	24	20	16	12	10	19	1	26	25
Group G Walls																												
N	2	1	0	0	0	1	4	5	5	7	8	10	12	13	13	14	14	15	12	8	6	5	4	3	18	0	15	15
NE	2	1	1	0	0	5	15	20	22	20	16	15	15	15	15	15	14	12	10	8	6	5	4	3	9	0	22	22
E	2	1	1	0	0	6	17	26	30	31	28	22	19	17	17	16	15	13	11	8	7	5	4	3	10	0	31	31
SE	2	1	1	0	0	3	10	18	24	27	28	27	23	20	18	16	15	13	11	8	7	6	4	3	11	0	28	28
S	2	1	1	0	0	0	1	3	7	12	17	22	25	26	24	21	17	14	11	8	7	5	4	3	14	0	26	26
SW	3	2	2	1	0	0	1	3	4	6	9	14	21	28	33	35	34	29	20	13	10	7	6	4	16	0	35	35
W	4	3	2	1	1	1	1	3	5	6	8	10	15	23	31	37	40	37	27	16	11	8	6	5	17	1	40	39
NW	3	2	1	1	0	0	1	3	4	6	8	10	12	15	20	26	31	33	23	14	10	7	5	4	18	0	31	31

(1) *Direct Application of Table 5 Without Adjustments:*

Values in the Table were calculated using the following conditions for walls as outlined for the roof CLTD table, Table 5. These values may be used for all normal air-conditioning estimates usually without correction (except as noted below) when the load is calculated for the hottest weather.

For totally shaded walls use the North orientation values.

(2) *Adjustments to Table Values:*

The following equation makes adjustments for conditions other than those listed in Note (1).

$$CLTD_{corr} = (CLTD + LM) \times K + (25.5 - T_R) + (T_o - 29.4)$$

where CLTD is from Table 7 at the wall orientation.

(a) LM is latitude-month correction from Table 5.

(b) K is a color adjustment factor and is applied after first making month-latitude adjustments

$K = 1.0$ if dark colored or light in an industrial area

$K = 0.83$ if permanently medium-colored (rural area)

$K = 0.65$ if permanently light-colored (rural area)

Credit should not be taken for a light-colored roof except where permanence of light color is established by experience, as in rural areas or where there is little smoke. Colors: Light — Cream

Medium — Medium blue, medium green, bright red, light brown, unpainted wood, and natural color concrete

Dark — Dark blue, red, brown and green

APPROVED

LM - Table -

Table 9 CLTD Correction For Latitude and Month Applied to Walls and Roofs, North Latitudes (SI Units)

Lat.	Month	N	NNE NNW	NE NW	ENE WNW	E W	ESE WSW	SE SW	SSE SSW	S	HOR
0	Dec	−1.6	−2.7	−2.7	−2.7	−1.1	0.0	1.6	3.3	5.0	−0.5
	Jan/Nov	−1.6	−2.7	−2.2	−2.2	−0.5	0.0	1.1	2.2	3.8	−0.5
	Feb/Oct	−1.6	−1.1	−1.1	−1.1	−0.5	−0.5	0.0	−0.5	3.8	−0.0
	Mar/Sept	−1.6	0.0	0.5	−0.5	−0.5	−1.6	−1.6	−2.7	−4.4	0.0
	Apr/Aug	2.7	2.2	1.6	0.0	−1.1	−2.7	−3.3	−4.4	−4.4	−1.1
	May/Jul	5.5	3.8	2.7	0.0	−1.6	−3.8	−4.4	−5.0	−4.4	−2.2
	Jun	6.6	5.0	2.7	0.0	−1.6	−3.8	−5.0	−5.5	−4.4	−2.7
8	Dec	−2.2	−3.3	−3.3	−3.3	−1.6	0.0	2.2	4.4	6.6	−2.7
	Jan/Nov	−1.6	−2.7	−3.3	−2.7	−1.1	0.0	1.6	3.3	5.5	−2.2
	Feb/Oct	−1.6	−2.2	−1.6	−1.6	−0.5	−0.5	0.5	1.1	2.2	−0.5
	Mar/Sept	−1.6	−1.1	−0.5	−0.5	−0.5	−1.1	−1.1	−1.6	−2.2	0.0
	Apr/Aug	1.1	1.1	1.1	0.0	−0.5	−2.2	−2.7	−3.8	−3.8	−0.5
	May/Jul	3.8	2.7	2.2	0.0	−1.1	−2.7	−3.8	−5.0	−3.8	−1.1
	Jun	5.0	3.3	2.2	0.0	−1.1	−3.3	−4.4	−5.0	−3.8	−1.1
16	Dec	−2.2	−3.3	−4.4	−4.4	−2.2	−0.5	2.2	5.0	7.2	−5.0
	Jan/Nov	−2.2	−3.3	−3.8	−3.8	−2.2	−0.5	2.2	4.4	6.6	−3.8
	Feb/Oct	−1.6	−2.7	−2.7	−2.2	−1.1	0.0	1.1	2.7	3.8	−2.2
	Mar/Sept	−1.6	−1.6	−1.1	−1.1	−0.5	−0.5	0.0	0.0	0.0	−0.5
	Apr/Aug	−0.5	0.0	−0.5	−0.5	−0.5	−1.6	−1.6	−2.7	−3.3	0.0
	May/Jul	2.2	1.6	1.6	0.0	−0.5	−2.2	−2.7	−3.8	−3.8	0.0
	Jun	3.3	2.2	2.2	0.5	−0.5	−2.2	−3.3	−4.4	−3.8	0.0
24	Dec	−2.7	−3.8	−5.0	−5.5	−3.8	−1.6	1.6	5.0	7.2	−7.2
	Jan/Nov	−2.2	−3.3	−4.4	−5.0	−3.3	−1.6	1.6	5.0	7.2	−6.1
	Feb/Oct	−2.2	−2.7	−3.3	−3.3	−1.6	−0.5	1.6	3.8	5.5	−3.8
	Mar/Sept	−1.6	−2.2	−1.6	−1.6	−0.5	−0.5	0.5	1.1	2.2	−1.6
	Apr/Aug	−1.1	−0.5	0.0	−0.5	−0.5	−1.1	−0.5	−1.1	−1.6	0.0
	May/Jul	0.5	1.1	1.1	0.0	0.0	−1.6	−1.6	−2.7	−3.3	0.5
	Jun	1.6	1.6	1.6	0.5	0.0	−1.6	−2.2	−3.3	−3.3	0.5
32	Dec	−2.7	−3.8	−5.5	−6.1	−4.4	−2.7	1.1	5.0	6.6	−9.4
	Jan/Nov	−2.7	−3.8	−5.0	−6.1	−4.4	−2.2	1.1	5.0	6.6	−8.3
	Feb/Oct	−2.2	−3.3	−3.8	−4.4	−2.2	−1.1	2.2	4.4	6.1	−5.5
	Mar/Sept	−1.6	−2.2	−2.2	−2.2	−1.1	−0.5	1.6	2.7	3.8	−2.7
	Apr/Aug	−1.1	−1.1	−0.5	−1.1	0.0	−0.5	0.0	0.5	0.5	−0.5
	May/Jul	0.5	0.5	0.5	0.0	0.0	−0.5	−0.5	−1.6	−1.6	0.5
	Jun	0.5	1.1	1.1	0.5	0.0	−1.1	−1.1	−2.2	−2.2	1.1
40	Dec	−3.3	−4.4	−5.5	−7.2	−5.5	−3.8	0.0	3.8	5.5	−11.6
	Jan/Nov	−2.7	−3.8	−5.5	−6.6	−5.0	−3.3	0.5	4.4	6.1	−10.5
	Feb/Oct	−2.7	−3.8	−4.4	−5.0	−3.3	−1.6	1.6	4.4	6.6	−7.7
	Mar/Sept	−2.2	−2.7	−2.7	−3.3	−1.6	0.5	2.2	3.8	5.5	−4.4
	Apr/Aug	−1.1	−1.6	−1.1	−1.1	0.0	0.0	1.1	1.6	2.2	1.6
	May/Jul	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.5	0.5
	Jun	0.5	0.5	0.5	0.0	0.5	0.0	0.0	−0.5	−0.5	1.1
48	Dec	−3.3	−4.4	−6.1	−7.7	−7.2	−5.5	−1.6	1.1	3.3	−13.8
	Jan/Nov	−3.3	−4.4	−6.1	−7.2	−6.1	−4.4	−0.5	2.7	4.4	−13.3
	Feb/Oct	−2.7	−3.8	−5.5	−6.1	−4.4	−2.7	0.5	4.4	6.1	−10.0
	Mar/Sept	−2.2	−3.3	−3.3	−3.8	−2.2	−0.5	2.2	4.4	6.1	−6.1
	Apr/Aug	−1.6	−1.6	−1.6	−1.6	−0.5	0.0	2.2	3.3	3.8	−2.7
	May/Jul	0.0	−0.5	0.0	0.0	0.5	0.5	1.6	1.6	2.2	0.0
	Jun	0.5	0.5	1.1	0.5	1.1	0.5	1.1	1.1	1.6	1.1
56	Dec	−3.8	−5.0	−6.6	−8.8	−8.8	−7.7	−5.0	−2.7	−1.6	−15.5
	Jan/Nov	−3.3	−4.4	−6.1	−8.3	−7.7	−6.6	−3.3	−0.5	1.1	−15.0
	Feb/Oct	−3.3	−4.4	−5.5	−6.6	−5.5	−3.8	0.0	3.3	5.0	−12.2
	Mar/Sept	−2.7	−3.3	−3.8	−4.4	−2.7	−1.1	2.2	4.4	6.6	−8.3
	Apr/Aug	−1.6	−2.2	−2.2	−2.2	−0.5	0.5	2.7	3.8	5.0	−4.4
	May/Jul	0.0	0.0	0.0	0.0	1.1	1.1	2.7	3.3	3.8	−1.1
	Jun	1.1	0.5	1.1	0.5	1.6	1.6	2.2	2.7	3.3	0.5
64	Dec	−3.8	−5.0	−6.6	−0.8	−9.4	−10.0	−8.8	−7.7	−6.6	−16.6
	Jan/Nov	−3.8	−5.0	−6.6	−8.8	−8.8	−8.8	−7.2	−5.5	−4.4	−16.1
	Feb/Oct	−3.3	−4.4	−6.1	−7.7	−7.2	−5.5	−2.2	0.5	2.2	−14.4
	Mar/Sept	−2.7	−3.8	−5.0	−5.5	−3.8	−2.2	1.1	3.8	6.1	−11.1
	Apr/Aug	−1.6	−2.2	−2.2	−2.2	−0.5	0.5	2.7	5.0	6.1	−6.1
	May/Jul	0.5	0.0	0.5	0.0	1.6	2.2	3.3	4.4	5.5	−1.6
	Jun	1.1	1.1	1.1	1.1	2.2	2.2	3.3	3.8	5.0	0.0

(1) Corrections in this table are in °C. The correction is applied directly to the CLTD for a wall or roof as given in Tables 5 and 7.
(2) The CLTD correction given in this table is *not* applicable to Table 10, Cooling Load Temperature Differences for Conduction through Glass.
(3) For South latitudes, replace Jan. through Dec. by July through June.

الشهر الذي يعطي أعلى درجات حرارة في السنة

موقع هنيف مع حيث خط العرض

APPROVED

CLTD @ Glass

Table 10 Cooling Load Temperature Differences for Conduction through Glass

Solar Time, h	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
CLTD																								
°C	1	0	-1	-1	-1	-1	-1	0	1	2	4	5	7	7	8	8	7	7	6	4	3	2	2	1
F	1	0	-1	-2	-2	-2	-2	0	2	4	7	9	12	13	14	14	13	12	10	8	6	4	3	2

Corrections: The values in the table were calculated for an inside temperature of 25.5°C (78 F) and an outdoor maximum temperature of 35°C (95 F) with an outdoor daily range of 11.6°C (21 F). The table remains approximately correct for other outdoor maximums 33.8-38.8°C (93-102 F) and other outdoor daily ranges 8.9-13.9°C (16-34 F), provided the outdoor daily average temperature remains approximately 29.4°C (85 F). If the room air temperature is different from 25.5°C (78 F) and/or the outdoor daily average temperature is different from 29.4°C (85 F), the following rules apply: (a) For room air temperature less than 25.5°C (78 F), add the difference between 25.5°C (78 F) and room air temperature; if greater than 25.5°C (78 F), subtract the difference. (b) For outdoor daily average temperature less than 29.4°C (85 F), subtract the difference between 29.4°C (85 F) and the daily average temperature; if greater than 29.4°C (85 F), add the difference.

The values in the table were calculated for an inside air temperature of 25.5°C (78 F), outdoor maximum temperature of 35°C (95 F), and outdoor daily range of 11.6°C (21 deg F). The footnote to Table 10 explains the technique for correcting the values to other indoor temperatures or outdoor temperature cycles, similar to the technique used with Tables 5 and 7 for roofs and walls.

Solar Heat Gain

The heat gain due to the transmitted and absorbed solar energy, grouped in the term *solar heat gain* (SHG), is present in cooling load calculations only when fenestration is irradiated. It is a direct function of the total shortwave radiation, I_t, as given by:

$$\text{SHG} = F I_t \tag{10}$$

where F is the ratio of solar heat gain to incident solar radiation (dimensionless), characteristic of each type of fenestration and varying with the incident angle of radiation.

Direct use of Eq 10 was found impractical because of the infinite variety of combinations in the type of fenestration, shading devices, incident angle, and solar radiation intensity. Instead, ASHRAE has developed a method for estimating solar heat gains through fenestrations, based on a reference glazing material of double-strength [3.175-mm (0.125-in.)] sheet glass. The solar heat gain through this reference material, called the *solar heat gain factor* (SHGF) is calculated for daylight hours of the twenty-first day of each month, for seventeen principal orientations.

To account for the different types of fenestration and shading devices used, the *shading coefficient* (SC), relating the solar heat gain through a glazing system under a specific set of conditions to the solar heat gain through the reference glazing material under the same conditions, is defined:

$$\text{SC} = \frac{\text{Solar Heat Gain of Fenestration}}{\text{Solar Heat Gain of Double-Strength Glass}} \tag{11}$$

Using the basic equations of Chapter 27, a computer program was generated to calculate the SHGF's for the double- strength sheet glass. The SHGF's—calculated for different latitudes (0°N to 64°N), months (January through December), orientations (seventeen), and daylight hours—were used as the "heat gain" input for calculating cooling load factors, employing appropriate room transfer functions (from Methodology and Equations for Hour-by-Hour Load Calculations, below). However, this implied the introduction of two new, independent variables into the calculations—(1) type of interior construction considered in the space: light, medium, or heavy; and (2) presence or absence of an interior shading device for the glass—with the consequent increase in the number of variables.

To simplify the data, a *normalized* profile of the SHGF's was obtained by dividing the SHGF's for a particular month by the maximum SHGF in that month. A comparison of the normalized profiles obtained for *different* months indicated great similarity among SHGF's in the warmest months of the year (May through September). These summer season SHGF's were then compared to those of other latitudes and orientations. As a result, a set of factors for one latitude and one month—40°N latitude and July—was considered *representative* of all latitudes and months of hottest weather (May through September). These representative values were used as the input for calculating cooling load factors.

For calculation, the cooling load due to solar radiation must be analyzed in one of two cases: (1) presence of interior shading; or (2) absence of interior shading. In converting heat gain to cooling load, the time lag, due to the radiant solar energy entering the space, is variable; for example, it differs when energy is absorbed by interior draperies or Venetian blinds from when it is absorbed by the floor. Interior shading devices cause the cooling load to track the solar heat gain profile more closely, while the case without the interior shading spreads the load out. Rudoy[62] has shown that the lightweight construction of interior shading changes the cooling load profile less, but does reduce the energy by virtue of a lower SC. The time lag difference in converting heat gain to cooling load will appear in the cooling load factors used to multiply the solar heat gains.

Cooling load due to solar radiation through fenestration is calculated by:

$$q = \text{Area} \times \text{Shading Coefficient} \times \text{Maximum Solar Heat Gain} \times \text{Cooling Load Factor} \tag{12}$$

The *area* is the net glass area of the fenestration. The *maximum solar heat gain* is obtained for the appropriate latitude, month, and surface orientation (Tables 11, 11A). The *shading coefficient*, for combination of the fenestration and shading device, can be obtained from Tables 28 and 34 to 36, Chapter 27. The CLF values for the three common room thermal characteristics are listed in Tables 12 and 13 of this chapter.

Total Load through Fenestration

The total load through fenestration is the sum of the load due to conduction heat gain (Eq 9) and the load due to solar heat gain (Eq 12).

Example 4: Determine the cooling load due to glass on the south and west walls of a building at 1200, 1400, and 1600 hours in August. The building is located at 32°N latitude with outside design conditions of 32.2°C (90 F) dry-bulb temperature and a 11.1°C (20 deg F) daily range. The inside design dry-bulb temperature is 25.5°C (78 F). Assume the room construction is of medium weight. The south glass is the insulating glass [6.35-mm (0.25-in.) air space] having an area of 9.29 m² (100 ft²) with no interior shading. The west glass is 5.56-mm (0.21875-in.) single grey-tinted glass with an area of 9.29 m² (100 ft²) and with light-colored Venetian blinds.

Solution: The data required for the calculations are as follows:

	U W/m² · K (Btu/h · ft² · F) (Chapter 27, Table 13	SC (Chapter 27)	Maximum SHG (Table 11)
S. Glass	3.46 (0.61)	0.82 (Table 29, Chapter 27)	350 (111)
W. Glass	4.60 (0.81)	0.53 (Table 35, Chapter 27)	691 (219)

The conduction heat gain component of the cooling is calculated by:

APPROVED

Table 11 Maximum Solar Heat Gain Factor, W/m² for Sunlit Glass, North Latitudes

0 Deg

	N	NNE/ NNW	NE/ NW	ENE/ WNW	E/ W	ESE/ WSW	SE/ SW	SSE/ SWW	S	HOR
Jan.	107	107	278	538	738	801	741	574	372	934
Feb.	114	123	416	647	773	779	663	445	211	965
Mar.	120	274	536	704	764	704	536	274	120	956
Apr.	224	423	609	707	697	581	372	120	117	896
May	357	517	640	688	634	486	252	117	117	836
June	407	546	650	669	603	441	208	117	117	805
July	363	517	634	672	615	470	243	120	120	820
Aug.	237	423	590	681	669	552	353	123	120	871
Sep.	126	265	514	672	729	672	514	265	126	924
Oct.	117	126	407	628	745	751	637	426	208	943
Nov.	110	110	278	552	726	789	726	565	369	924
Dec.	107	107	224	517	713	798	757	618	435	909

4 Deg

	N	NNE/ NNW	NE NW	ENE/ WNW	E/ W	ESE/ WSW	SE/ SW	SSE/ SSW	S	HOR
Jan.	104	104	249	536	722	795	514	609	445	902
Feb.	110	110	388	628	764	782	678	480	278	930
Mar.	120	243	514	691	764	716	558	303	136	953
Apr.	174	394	596	704	704	599	398	136	120	905
May	293	486	631	694	650	508	281	120	120	858
June	347	517	637	678	618	464	230	120	120	830
July	303	486	622	678	631	492	268	123	120	842
Aug.	186	391	581	678	673	571	379	133	126	880
Sep.	123	237	492	659	729	681	536	293	139	924
Oct.	114	114	379	609	738	754	653	467	271	928
Nov.	107	107	249	530	713	782	732	599	439	896
Dec.	104	104	196	495	697	789	764	650	505	874

8 Deg

	N	NNE/ NNW	NE/ NW	ENE/ WNW	E/ W/	ESE/ WSW	SE/ SW	SSE/ SSW	S	HOR
Jan.	101	101	224	514	707	789	764	640	511	868
Feb.	107	107	360	609	754	782	691	521	347	928
Mar.	117	211	492	678	760	726	581	347	174	947
Apr.	139	369	581	697	710	615	423	167	123	912
May	233	461	625	694	659	527	306	123	120	874
June	284	489	631	685	631	445	259	123	123	849
July	243	457	615	678	644	511	294	126	123	858
Aug.	148	369	565	675	681	587	404	161	129	890
Sep.	120	208	470	647	726	691	555	338	177	915
Oct.	110	110	353	590	729	754	666	505	341	909
Nov.	104	104	224	508	694	773	735	631	505	861
Dec.	98	98	174	470	678	776	779	678	565	836

12 Deg

	N	NNE/ NNW	NE/ NW	ENE/ WNW	E/ W	ESE/ WSW	SE/ SW	SSE/ SSW	S	HOR
Jan.	98	98	199	489	685	776	779	669	574	827
Feb.	107	107	331	587	741	782	713	558	420	902
Mar.	114	183	467	663	757	735	599	391	230	937
Apr.	126	341	562	691	716	631	448	202	126	915
May	189	439	612	694	669	546	334	126	126	883
June	237	470	625	685	644	508	284	126	126	864
July	199	439	603	678	653	530	322	129	129	868
Aug.	133	344	549	669	688	603	426	196	448	890
Sep.	117	180	448	634	722	700	574	382	230	905
Oct.	107	107	325	568	716	751	691	543	410	883
Nov.	101	101	199	483	675	760	767	659	365	820
Dec.	95	95	148	445	653	764	792	704	622	789

16 Deg

	N	NNE/ NNW	NE/ NW	ENE/ WNW	E/ W	ESE/ WSW	SE/ SW	SSE/ SSW	S	HOR
Jan.	95	95	174	464	663	770	792	704	628	782
Feb.	104	104	303	568	729	779	735	593	486	868
Mar.	110	167	441	647	745	741	622	435	293	918
Apr.	123	312	543	681	716	644	473	243	142	912
May	164	416	596	688	678	565	363	142	129	890
June	208	448	612	685	653	527	312	129	129	874
July	174	416	590	675	663	549	330	139	133	874
Aug.	129	316	530	659	691	644	451	233	145	890
Sep.	114	158	423	618	716	707	603	423	293	890
Oct.	104	104	300	549	704	748	710	577	473	852
Nov.	95	95	174	457	650	760	779	694	618	776
Dec.	91	91	129	416	625	760	801	735	669	738

20 Deg

	N	NNE/ NNW	NE/ NW	ENE/ WNW	E/ W	ESE/ WSW	SE/ SW	SSE/ SSW	S	HOR
Jan.	91	91	151	435	634	767	798	735	675	732
Feb.	98	98	278	546	713	770	751	634	549	830
Mar.	107	155	416	631	748	745	650	480	363	896
Apr.	120	290	524	672	719	656	498	287	183	905
May	148	388	581	685	685	581	391	170	133	893
June	186	426	596	681	663	546	341	142	133	880
July	151	391	574	672	669	565	375	167	136	877
Aug.	126	287	511	650	694	631	480	278	180	883
Sep.	114	145	401	603	710	710	628	467	360	868
Oct.	101	101	274	527	685	745	729	618	516	814
Nov.	91	91	151	429	622	754	786	722	666	726
Dec.	85	85	110	385	590	751	801	760	713	685

24 Deg

	N	NNE/ NNW	NE/ NW	ENE/ WNW	E/ W	ESE/ WSW	SE/ SW	SSE/ SSW	S	HOR
Jan.	85	85	129	404	599	757	798	760	716	673
Feb.	95	95	252	521	694	770	767	672	606	786
Mar.	107	142	391	615	738	748	675	530	432	868
Apr.	117	278	502	659	719	669	533	338	237	893
May	136	369	562	675	688	599	416	211	145	890
June	174	401	581	675	669	565	369	174	136	880
July	142	366	555	663	672	584	407	205	145	877
Aug.	120	274	492	640	694	644	511	325	227	874
Sep.	110	133	375	584	700	710	650	514	423	839
Oct.	98	98	249	502	666	748	741	653	590	770
Nov.	85	85	133	398	590	745	786	748	707	672
Dec.	82	82	91	353	568	738	779	779	748	628

28 Deg

	N (Shade)	NNE/ NNW	NE/ NW	ENE/ WNW	E/ W	ESE/ WSW	SE/ SW	SSE SSW	S	HOR
Jan.	79	79	110	369	577	741	792	779	751	618
Feb.	91	91	227	495	672	770	776	707	653	738
Mar.	104	129	366	596	729	748	697	574	495	836
Apr.	114	265	476	647	719	681	562	391	297	877
May	126	363	543	666	691	615	454	262	183	883
June	161	394	562	666	672	581	404	707	155	877
July	129	360	536	656	678	599	442	252	180	870
Aug.	120	262	470	628	694	653	543	379	287	858
Sep.	107	120	350	565	691	713	672	558	486	808
Oct.	95	95	224	476	644	745	751	685	637	722
Nov.	82	82	110	363	571	732	779	767	741	615
Dec.	75	76	76	312	543	716	782	792	776	563

32 Deg

	N (Shade)	NNE/ NNW	NE/ NW	ENE/ WNW	E/ W	ESE/ WSW	SE/ SW	SSE/ SSW	S	HOR
June	76	76	91	331	552	722	786	789	776	555
Feb.	85	85	205	470	647	764	782	732	697	683
Mar.	101	117	338	577	716	748	716	615	555	795
Apr.	114	252	461	631	716	691	590	445	363	853
May	120	350	536	656	694	628	489	312	233	874
June	139	385	555	656	675	596	439	262	189	871
July	126	350	527	643	678	612	473	303	227	861
Aug.	117	249	445	615	691	663	571	429	350	836
Sep.	104	110	325	546	678	716	688	596	540	770
Oct.	88	88	199	451	615	738	754	710	678	672
Nov.	76	76	91	325	546	710	773	776	767	552
Dec.	69	69	69	265	511	688	776	795	795	498

36 Deg

	N (Shade)	NNE/ NNW	NE/ NW	ENE/ WNW	E/ W	ESE/ WSW	SE/ SW	SSE SSW	S	HOR
Jan.	69	69	76	284	524	691	779	795	795	489
Feb.	82	82	180	439	615	754	782	754	732	628
Mar.	95	104	312	555	704	751	732	650	606	751
Apr.	110	240	454	618	710	697	618	492	426	827
May	120	338	530	644	694	644	521	366	293	858
June	148	372	552	647	678	612	473	312	243	861
July	123	338	521	634	681	628	508	357	284	846
Aug.	114	237	435	599	688	669	596	476	413	811
Sep.	98	98	300	527	663	719	704	631	590	726
Oct.	85	85	177	420	590	726	754	729	710	615
Nov.	69	69	76	274	514	678	767	782	782	486
Dec.	63	63	63	218	476	644	760	798	801	429

APPROVED

Table 12 Maximum Solar Heat Gain Factor For Externally Shaded Glass, W/m²
(Based on Ground Reflectanace of 0.2)

Use for latitudes 0-24 deg.
For latitudes greater than 24, use north orientation, Table 11.
For horizontal glass in shade, use the tabulated values for all latitudes.

	N	NNE/ NNW	NE/ NW	ENE/ WNW	E/ W	ESE/ WSW	SE/ SW	SSE/ SSW	(ALL LATIT.) S	HOR
Jan.	98	98	98	101	107	114	117	117	120	50
Feb.	107	107	107	110	114	117	120	120	123	50
Mar.	114	114	117	120	123	126	126	123	123	60
Apr.	126	126	130	133	133	133	129	126	126	76
May	137	139	142	145	142	136	129	126	126	88
June	142	145	148	148	145	139	129	126	126	98
July	142	142	145	148	148	142	133	129	129	98
Aug.	133	133	136	142	145	142	136	133	133	88
Sept.	117	117	120	126	129	133	133	129	129	73
Oct.	107	107	107	114	120	123	126	126	126	60
Nov.	101	101	101	101	107	114	120	120	123	34
Dec.	95	95	95	98	101 –	107	114	117	117	47

Table 12A Maximum Solar Heat Gain Factor For Externally Shaded Glass, Btu/h · ft²
(Based on Ground Reflectance of 0.2)

Use for latitudes 0-24 deg.
For latiudes greater than 24, use north orientation, Table 11A.
For horizontal glass in shade, use the tabulated values for all latitudes

	N	NNE/ NNW	NE/ NW	ENE/ WNW	E/ W	ESE/ WSW	SE/ SW	SSE/ SSW	(ALL LATIT.) S	HOR
Jan.	31	31	31	32	34	36	37	37	38	16
Feb.	34	34	34	35	36	37	38	38	39	16
Mar.	6	36	37	38	39	40	40	39	39	19
Apr.	40	40	41	42	42	42	41	40	40	24
May	43	44	45	46	45	43	41	40	40	28
June	45	46	47	47	46	44	41	40	40	31
July	45	45	46	47	47	45	42	41	41	31
Aug.	42	42	43	45	46	45	43	42	42	28
Sept.	37	37	38	40	41	42	42	41	41	23
Oct.	34	34	34	36	38	39	40	40	40	19
Nov.	32	32	32	32	34	36	38	38	39	17
Dec.	30	30	30	31	32	34	36	37	37	15

Glass CLF

Table 13 Cooling Load Factors for Glass without Interior Shading, North Latitudes

Fenestration Facing	Room Construction	Solar Time, h																						
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
N (Shaded)	L	0.17	0.14	0.11	0.09	0.08	0.33	0.42	0.48	0.56	0.63	0.71	0.76	0.80	0.82	0.82	0.79	0.75	0.84	0.61	0.48	0.38	0.31	0.25	0.20
	M	0.23	0.20	0.18	0.16	0.14	0.34	0.41	0.46	0.53	0.59	0.65	0.70	0.73	0.75	0.76	0.74	0.75	0.79	0.61	0.50	0.42	0.36	0.31	0.27
	H	0.25	0.23	0.21	0.20	0.19	0.38	0.45	0.49	0.55	0.60	0.65	0.69	0.72	0.72	0.72	0.70	0.70	0.75	0.57	0.46	0.39	0.34	0.31	0.28
NNE	L	0.06	0.05	0.04	0.03	0.03	0.26	0.43	0.47	0.44	0.41	0.40	0.39	0.39	0.38	0.36	0.33	0.30	0.26	0.20	0.16	0.13	0.10	0.08	0.07
	M	0.09	0.08	0.07	0.06	0.06	0.24	0.38	0.42	0.39	0.37	0.37	0.36	0.36	0.36	0.34	0.33	0.30	0.27	0.22	0.18	0.16	0.14	0.12	0.10
	H	0.11	0.10	0.09	0.09	0.08	0.26	0.39	0.42	0.39	0.36	0.35	0.34	0.34	0.33	0.32	0.31	0.28	0.25	0.21	0.18	0.16	0.14	0.13	0.12
NE	L	0.04	0.04	0.03	0.02	0.02	0.23	0.41	0.51	0.51	0.45	0.39	0.36	0.33	0.31	0.28	0.26	0.23	0.19	0.15	0.12	0.10	0.08	0.06	0.05
	M	0.07	0.06	0.06	0.05	0.04	0.21	0.36	0.44	0.45	0.40	0.36	0.33	0.31	0.30	0.28	0.26	0.23	0.21	0.17	0.15	0.13	0.11	0.09	0.08
	H	0.09	0.08	0.08	0.07	0.07	0.23	0.37	0.44	0.44	0.39	0.34	0.31	0.29	0.27	0.26	0.24	0.22	0.20	0.17	0.14	0.13	0.12	0.11	0.10
ENE	L	0.04	0.03	0.03	0.02	0.02	0.21	0.40	0.52	0.57	0.53	0.45	0.39	0.34	0.31	0.28	0.25	0.22	0.18	0.14	0.12	0.09	0.08	0.06	0.05
	M	0.07	0.06	0.05	0.05	0.04	0.20	0.35	0.45	0.49	0.47	0.41	0.36	0.33	0.30	0.28	0.26	0.23	0.20	0.17	0.14	0.12	0.11	0.09	0.08
	H	0.09	0.09	0.08	0.07	0.07	0.22	0.36	0.46	0.49	0.45	0.38	0.33	0.30	0.27	0.25	0.23	0.21	0.19	0.16	0.14	0.13	0.12	0.11	0.10
E	L	0.04	0.03	0.03	0.02	0.02	0.19	0.37	0.53	0.57	0.57	0.50	0.42	0.37	0.32	0.29	0.25	0.22	0.19	0.15	0.12	0.10	0.08	0.06	0.05
	M	0.07	0.06	0.06	0.05	0.05	0.18	0.33	0.44	0.50	0.51	0.46	0.39	0.35	0.31	0.29	0.26	0.23	0.21	0.17	0.15	0.13	0.11	0.10	0.08
	H	0.09	0.09	0.08	0.08	0.07	0.20	0.34	0.45	0.49	0.49	0.43	0.36	0.32	0.29	0.26	0.24	0.22	0.19	0.17	0.15	0.13	0.12	0.11	0.10
ESE	L	0.05	0.04	0.03	0.03	0.02	0.17	0.34	0.49	0.58	0.61	0.57	0.48	0.41	0.36	0.32	0.28	0.24	0.20	0.16	0.13	0.10	0.09	0.07	0.06
	M	0.08	0.07	0.06	0.05	0.05	0.16	0.31	0.43	0.51	0.54	0.51	0.44	0.39	0.35	0.32	0.29	0.26	0.22	0.19	0.16	0.14	0.12	0.11	0.09
	H	0.10	0.09	0.09	0.08	0.08	0.19	0.32	0.43	0.50	0.52	0.49	0.41	0.36	0.32	0.29	0.26	0.24	0.21	0.18	0.16	0.14	0.13	0.12	0.11
SE	L	0.05	0.04	0.04	0.03	0.03	0.13	0.28	0.43	0.55	0.62	0.63	0.57	0.48	0.42	0.37	0.33	0.28	0.24	0.19	0.15	0.12	0.10	0.08	0.07
	M	0.09	0.08	0.07	0.06	0.05	0.14	0.26	0.38	0.48	0.54	0.56	0.51	0.45	0.40	0.36	0.33	0.29	0.25	0.21	0.18	0.16	0.14	0.12	0.10
	H	0.11	0.10	0.10	0.09	0.08	0.17	0.28	0.40	0.49	0.53	0.53	0.48	0.41	0.36	0.33	0.30	0.27	0.24	0.20	0.18	0.16	0.14	0.13	0.12
SSE	L	0.07	0.05	0.04	0.04	0.03	0.06	0.15	0.29	0.43	0.55	0.63	0.64	0.60	0.52	0.45	0.40	0.35	0.29	0.23	0.18	0.15	0.12	0.10	0.08
	M	0.11	0.09	0.08	0.07	0.06	0.08	0.16	0.26	0.38	0.48	0.55	0.57	0.54	0.48	0.43	0.39	0.33	0.30	0.25	0.21	0.18	0.16	0.14	0.12
	H	0.12	0.11	0.11	0.10	0.09	0.12	0.19	0.29	0.40	0.49	0.54	0.55	0.51	0.44	0.39	0.35	0.31	0.27	0.23	0.20	0.18	0.16	0.15	0.13
S	L	0.08	0.07	0.05	0.04	0.04	0.06	0.09	0.14	0.22	0.34	0.48	0.59	0.65	0.65	0.59	0.50	0.43	0.36	0.28	0.22	0.18	0.15	0.12	0.10
	M	0.12	0.11	0.09	0.08	0.07	0.08	0.11	0.14	0.21	0.31	0.42	0.52	0.57	0.58	0.53	0.47	0.41	0.36	0.29	0.25	0.21	0.18	0.16	0.14
	H	0.13	0.12	0.12	0.11	0.10	0.11	0.14	0.17	0.24	0.33	0.43	0.51	0.56	0.55	0.50	0.43	0.37	0.32	0.26	0.22	0.20	0.18	0.16	0.15
SSW	L	0.10	0.08	0.07	0.06	0.05	0.06	0.09	0.11	0.15	0.19	0.27	0.39	0.52	0.62	0.67	0.65	0.58	0.46	0.36	0.28	0.23	0.19	0.15	0.12
	M	0.14	0.12	0.11	0.09	0.08	0.09	0.11	0.13	0.15	0.18	0.25	0.35	0.46	0.55	0.59	0.59	0.53	0.44	0.35	0.30	0.25	0.22	0.19	0.16
	H	0.15	0.14	0.13	0.12	0.11	0.12	0.14	0.16	0.18	0.21	0.27	0.37	0.46	0.53	0.57	0.55	0.49	0.40	0.32	0.26	0.23	0.20	0.18	0.16
SW	L	0.12	0.10	0.08	0.06	0.05	0.06	0.08	0.10	0.12	0.14	0.16	0.24	0.36	0.49	0.60	0.66	0.66	0.58	0.43	0.33	0.27	0.22	0.18	0.14
	M	0.15	0.14	0.12	0.10	0.09	0.09	0.10	0.12	0.13	0.15	0.17	0.23	0.33	0.44	0.53	0.58	0.59	0.53	0.41	0.33	0.28	0.24	0.21	0.18
	H	0.15	0.14	0.13	0.12	0.11	0.12	0.13	0.14	0.16	0.17	0.19	0.25	0.34	0.44	0.52	0.56	0.56	0.49	0.37	0.30	0.25	0.21	0.19	0.17
WSW	L	0.12	0.10	0.08	0.07	0.05	0.06	0.07	0.09	0.10	0.12	0.13	0.17	0.26	0.40	0.52	0.62	0.66	0.61	0.44	0.34	0.27	0.22	0.18	0.15
	M	0.15	0.13	0.12	0.10	0.09	0.09	0.10	0.11	0.12	0.13	0.14	0.17	0.24	0.35	0.46	0.54	0.58	0.55	0.42	0.34	0.28	0.24	0.21	0.18
	H	0.15	0.14	0.13	0.12	0.11	0.11	0.12	0.13	0.14	0.15	0.16	0.19	0.26	0.36	0.46	0.53	0.56	0.51	0.38	0.30	0.25	0.21	0.19	0.17
W	L	0.12	0.10	0.08	0.06	0.05	0.06	0.07	0.08	0.10	0.11	0.12	0.14	0.20	0.32	0.45	0.57	0.64	0.61	0.44	0.34	0.27	0.22	0.18	0.14
	M	0.15	0.13	0.11	0.10	0.09	0.09	0.09	0.10	0.11	0.12	0.13	0.14	0.19	0.29	0.40	0.50	0.56	0.53	0.41	0.33	0.27	0.23	0.20	0.17
	H	0.14	0.13	0.12	0.11	0.10	0.11	0.12	0.13	0.14	0.14	0.15	0.16	0.21	0.30	0.40	0.49	0.54	0.52	0.38	0.30	0.24	0.21	0.18	0.16
WNW	L	0.12	0.10	0.08	0.06	0.05	0.06	0.07	0.09	0.10	0.12	0.13	0.15	0.17	0.26	0.40	0.53	0.63	0.62	0.44	0.34	0.27	0.22	0.18	0.14
	M	0.15	0.13	0.11	0.10	0.09	0.09	0.10	0.11	0.12	0.13	0.14	0.15	0.17	0.24	0.35	0.47	0.55	0.55	0.41	0.33	0.27	0.23	0.20	0.17
	H	0.14	0.13	0.12	0.11	0.10	0.11	0.12	0.13	0.14	0.15	0.16	0.17	0.18	0.25	0.36	0.46	0.53	0.52	0.38	0.30	0.24	0.20	0.18	0.16
NW	L	0.11	0.09	0.08	0.06	0.05	0.06	0.08	0.10	0.12	0.14	0.16	0.17	0.19	0.23	0.33	0.47	0.59	0.60	0.42	0.33	0.26	0.21	0.17	0.14
	M	0.14	0.12	0.11	0.09	0.08	0.09	0.10	0.11	0.13	0.14	0.16	0.17	0.18	0.21	0.30	0.42	0.51	0.54	0.39	0.32	0.26	0.22	0.19	0.16
	H	0.14	0.12	0.11	0.10	0.10	0.10	0.12	0.13	0.15	0.16	0.18	0.18	0.19	0.22	0.30	0.41	0.50	0.51	0.36	0.29	0.23	0.20	0.17	0.15
NNW	L	0.12	0.09	0.08	0.06	0.05	0.07	0.11	0.14	0.18	0.22	0.25	0.27	0.29	0.30	0.33	0.44	0.57	0.62	0.44	0.33	0.26	0.21	0.17	0.14
	M	0.15	0.13	0.11	0.10	0.09	0.10	0.12	0.15	0.18	0.21	0.23	0.26	0.27	0.28	0.31	0.39	0.51	0.56	0.41	0.33	0.27	0.23	0.20	0.17
	H	0.14	0.13	0.12	0.11	0.10	0.12	0.13	0.17	0.20	0.23	0.25	0.26	0.28	0.28	0.31	0.38	0.49	0.53	0.38	0.30	0.25	0.21	0.18	0.16
HOR	L	0.11	0.09	0.07	0.06	0.05	0.07	0.14	0.24	0.36	0.48	0.58	0.66	0.72	0.74	0.73	0.67	0.59	0.47	0.37	0.29	0.24	0.19	0.16	0.13
	M	0.16	0.14	0.12	0.11	0.09	0.11	0.16	0.24	0.33	0.43	0.52	0.59	0.64	0.67	0.66	0.62	0.56	0.47	0.38	0.32	0.28	0.24	0.21	0.18
	H	0.17	0.16	0.15	0.14	0.13	0.15	0.20	0.28	0.36	0.45	0.52	0.59	0.62	0.64	0.62	0.58	0.51	0.42	0.35	0.29	0.26	0.23	0.21	0.19

L = Light construction: frame exterior wall, 50.8-mm (2-in.) concrete floor slab, approximately 146 kg (30 lb) of material/m² (ft²) of floor area.
M = Medium construction: 101.6-mm (4-in.) concrete exterior wall, 101.6-mm (4-in.) concrete floor slab, approximately 341 kg (70 lb) of building material/m² (ft²) of floor area.
H = Heavy construction: 152.4-mm (6 in.) concrete exterior wall, 152.4-mm (6-in.) concrete floor slab, approximately 635 kg (130 lb) of building materials/m² (ft²) of floor area.

APPROVED

CLF for lighting

Table 17A Cooling Load Factors When Lights Are on for 8 Hours

"a" Coefficients	"b" Classification	Number of hours after lights are turned on: 0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23
0.45	A	0.02	0.46	0.57	0.63	0.72	0.77	0.82	0.85	0.88	0.46	0.37	0.30	0.24	0.19	0.15	0.12	0.10	0.08	0.06	0.05	0.04	0.03	0.03	0.02
	B	0.07	0.51	0.56	0.61	0.65	0.68	0.71	0.74	0.77	0.34	0.31	0.28	0.25	0.22	0.20	0.18	0.16	0.15	0.13	0.12	0.11	0.10	0.09	0.08
	C	0.11	0.55	0.58	0.60	0.63	0.65	0.67	0.69	0.71	0.28	0.26	0.25	0.23	0.22	0.20	0.19	0.18	0.17	0.16	0.15	0.14	0.13	0.12	0.12
	D	0.14	0.58	0.60	0.61	0.62	0.63	0.64	0.65	0.66	0.22	0.22	0.21	0.20	0.20	0.19	0.19	0.18	0.18	0.17	0.16	0.16	0.16	0.15	0.15
0.55	A	0.01	0.56	0.65	0.72	0.77	0.82	0.85	0.88	0.90	0.37	0.30	0.24	0.19	0.16	0.13	0.10	0.08	0.07	0.05	0.04	0.03	0.03	0.02	0.02
	B	0.06	0.60	0.64	0.68	0.71	0.74	0.76	0.79	0.81	0.28	0.25	0.23	0.20	0.18	0.16	0.15	0.13	0.12	0.11	0.10	0.09	0.08	0.07	0.06
	C	0.09	0.63	0.66	0.68	0.70	0.71	0.73	0.75	0.76	0.23	0.21	0.20	0.19	0.18	0.17	0.16	0.15	0.14	0.13	0.12	0.11	0.10	0.10	0.10
	D	0.11	0.66	0.67	0.68	0.69	0.70	0.71	0.72	0.72	0.18	0.18	0.17	0.17	0.16	0.16	0.15	0.15	0.14	0.14	0.13	0.13	0.13	0.12	0.12
0.65	A	0.01	0.66	0.73	0.78	0.82	0.86	0.88	0.91	0.93	0.29	0.23	0.19	0.15	0.12	0.10	0.08	0.06	0.05	0.04	0.03	0.03	0.02	0.02	0.01
	B	0.04	0.69	0.72	0.75	0.77	0.80	0.82	0.84	0.85	0.22	0.19	0.18	0.16	0.14	0.13	0.12	0.10	0.09	0.08	0.08	0.07	0.06	0.06	0.05
	C	0.07	0.72	0.73	0.75	0.76	0.78	0.79	0.80	0.82	0.18	0.17	0.16	0.15	0.14	0.13	0.12	0.11	0.11	0.10	0.10	0.09	0.08	0.08	0.07
	D	0.09	0.73	0.74	0.75	0.76	0.77	0.77	0.78	0.79	0.14	0.14	0.13	0.13	0.13	0.12	0.12	0.11	0.11	0.11	0.10	0.10	0.10	0.10	0.09
0.75	A	0.01	0.76	0.80	0.84	0.87	0.90	0.92	0.93	0.95	0.21	0.17	0.13	0.11	0.09	0.07	0.06	0.05	0.04	0.03	0.02	0.02	0.02	0.01	0.01
	B	0.03	0.78	0.80	0.82	0.84	0.85	0.87	0.88	0.89	0.15	0.14	0.13	0.11	0.10	0.09	0.08	0.07	0.07	0.06	0.05	0.05	0.04	0.04	0.04
	C	0.05	0.80	0.81	0.82	0.83	0.84	0.85	0.86	0.87	0.13	0.12	0.11	0.10	0.10	0.09	0.09	0.08	0.08	0.07	0.07	0.06	0.06	0.06	0.05
	D	0.06	0.81	0.82	0.82	0.83	0.83	0.84	0.84	0.85	0.10	0.10	0.10	0.09	0.09	0.09	0.08	0.08	0.08	0.08	0.07	0.07	0.07	0.07	0.07

Table 17B Cooling Load Factors When Lights Are on for 10 Hours

"a" Coefficients	"b" Classification	Number of hours after lights are turned on: 0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23
0.45	A	0.03	0.47	0.58	0.66	0.73	0.78	0.82	0.86	0.88	0.91	0.93	0.49	0.39	0.32	0.26	0.21	0.17	0.13	0.11	0.09	0.07	0.06	0.05	0.04
	B	0.10	0.54	0.59	0.63	0.66	0.70	0.73	0.76	0.78	0.80	0.82	0.39	0.35	0.32	0.28	0.26	0.23	0.21	0.19	0.17	0.15	0.14	0.12	0.11
	C	0.15	0.59	0.61	0.64	0.66	0.68	0.70	0.72	0.73	0.75	0.76	0.33	0.31	0.29	0.27	0.26	0.24	0.23	0.21	0.20	0.19	0.18	0.17	0.16
	D	0.18	0.62	0.63	0.64	0.66	0.67	0.68	0.69	0.69	0.70	0.71	0.27	0.26	0.26	0.25	0.24	0.23	0.23	0.22	0.21	0.21	0.20	0.19	0.19
0.55	A	0.02	0.57	0.65	0.72	0.78	0.82	0.85	0.88	0.91	0.92	0.94	0.40	0.32	0.26	0.21	0.17	0.14	0.11	0.09	0.07	0.06	0.05	0.04	0.03
	B	0.08	0.62	0.66	0.69	0.73	0.75	0.78	0.80	0.82	0.84	0.85	0.32	0.29	0.26	0.23	0.21	0.19	0.17	0.15	0.14	0.12	0.11	0.10	0.09
	C	0.12	0.66	0.68	0.70	0.72	0.74	0.75	0.77	0.78	0.79	0.81	0.27	0.25	0.24	0.22	0.21	0.20	0.19	0.17	0.16	0.15	0.14	0.14	0.13
	D	0.15	0.69	0.70	0.71	0.72	0.73	0.73	0.74	0.75	0.76	0.76	0.22	0.22	0.21	0.20	0.20	0.19	0.18	0.18	0.17	0.17	0.16	0.16	0.15
0.65	A	0.02	0.66	0.73	0.78	0.83	0.86	0.89	0.91	0.93	0.94	0.95	0.31	0.25	0.20	0.16	0.13	0.11	0.08	0.07	0.05	0.04	0.04	0.03	0.02
	B	0.06	0.71	0.74	0.76	0.79	0.81	0.83	0.84	0.86	0.87	0.89	0.25	0.22	0.20	0.18	0.16	0.15	0.13	0.12	0.11	0.10	0.09	0.08	0.07
	C	0.09	0.74	0.75	0.77	0.78	0.80	0.81	0.82	0.83	0.84	0.85	0.21	0.20	0.18	0.17	0.16	0.15	0.14	0.14	0.13	0.12	0.11	0.11	0.10
	D	0.11	0.76	0.77	0.77	0.78	0.79	0.79	0.80	0.81	0.81	0.82	0.17	0.17	0.16	0.16	0.15	0.15	0.14	0.14	0.14	0.13	0.13	0.12	0.12
0.75	A	0.01	0.76	0.81	0.84	0.88	0.90	0.92	0.93	0.95	0.96	0.97	0.22	0.18	0.14	0.12	0.09	0.08	0.06	0.05	0.04	0.03	0.03	0.02	0.02
	B	0.04	0.79	0.81	0.83	0.85	0.86	0.88	0.89	0.90	0.91	0.92	0.18	0.16	0.14	0.13	0.12	0.10	0.09	0.08	0.08	0.07	0.06	0.06	0.05
	C	0.07	0.81	0.82	0.83	0.84	0.85	0.86	0.87	0.88	0.89	0.89	0.15	0.14	0.13	0.12	0.12	0.11	0.10	0.10	0.09	0.09	0.08	0.08	0.07
	D	0.08	0.83	0.83	0.84	0.84	0.85	0.85	0.86	0.86	0.87	0.87	0.12	0.12	0.12	0.11	0.11	0.11	0.10	0.10	0.10	0.09	0.09	0.09	0.09

Table 17C Cooling Load Factors When Lights Are on for 12 Hours

"a" Coefficients	"b" Classification	Number of hours after lights are turned on: 0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23
0.45	A	0.05	0.49	0.59	0.67	0.73	0.78	0.83	0.86	0.89	0.91	0.93	0.94	0.93	0.51	0.41	0.33	0.27	0.22	0.17	0.14	0.11	0.09	0.07	0.06
	B	0.13	0.57	0.61	0.65	0.69	0.72	0.75	0.77	0.79	0.82	0.83	0.85	0.87	0.43	0.39	0.35	0.31	0.28	0.25	0.23	0.21	0.18	0.17	0.15
	C	0.19	0.63	0.65	0.67	0.69	0.71	0.73	0.74	0.76	0.77	0.79	0.80	0.81	0.37	0.35	0.33	0.31	0.29	0.27	0.26	0.24	0.23	0.21	0.20
	D	0.22	0.66	0.67	0.68	0.69	0.70	0.71	0.72	0.73	0.74	0.74	0.75	0.76	0.32	0.31	0.30	0.29	0.28	0.27	0.26	0.26	0.25	0.24	0.23
0.55	A	0.04	0.58	0.66	0.73	0.78	0.82	0.86	0.89	0.91	0.93	0.94	0.95	0.96	0.42	0.34	0.27	0.22	0.18	0.14	0.11	0.09	0.07	0.06	0.05
	B	0.11	0.65	0.68	0.72	0.74	0.77	0.79	0.81	0.83	0.85	0.86	0.88	0.89	0.35	0.32	0.28	0.26	0.23	0.21	0.19	0.17	0.15	0.14	0.12
	C	0.15	0.69	0.71	0.73	0.75	0.76	0.78	0.79	0.80	0.81	0.83	0.84	0.85	0.30	0.29	0.27	0.25	0.24	0.22	0.21	0.20	0.19	0.17	0.16
	D	0.18	0.72	0.73	0.74	0.75	0.76	0.76	0.77	0.78	0.78	0.79	0.80	0.80	0.26	0.25	0.24	0.24	0.23	0.22	0.22	0.21	0.20	0.20	0.19
0.65	A	0.03	0.67	0.74	0.79	0.83	0.86	0.89	0.91	0.93	0.94	0.95	0.96	0.97	0.33	0.26	0.21	0.17	0.14	0.11	0.09	0.07	0.06	0.05	0.04
	B	0.09	0.73	0.75	0.78	0.80	0.82	0.84	0.85	0.87	0.88	0.89	0.90	0.91	0.27	0.25	0.22	0.20	0.18	0.16	0.15	0.13	0.12	0.11	0.10
	C	0.12	0.76	0.78	0.79	0.80	0.81	0.83	0.84	0.85	0.86	0.86	0.87	0.88	0.24	0.22	0.21	0.20	0.19	0.17	0.16	0.15	0.14	0.14	0.13
	D	0.14	0.79	0.79	0.80	0.80	0.81	0.82	0.82	0.83	0.83	0.84	0.84	0.85	0.20	0.20	0.19	0.18	0.18	0.17	0.17	0.16	0.16	0.15	0.15
0.75	A	0.02	0.77	0.81	0.85	0.88	0.90	0.92	0.94	0.95	0.96	0.97	0.97	0.98	0.23	0.19	0.15	0.12	0.10	0.08	0.06	0.05	0.04	0.03	0.03
	B	0.06	0.81	0.82	0.84	0.86	0.87	0.88	0.90	0.91	0.92	0.92	0.93	0.94	0.19	0.18	0.16	0.14	0.13	0.12	0.10	0.09	0.08	0.08	0.07
	C	0.09	0.83	0.84	0.85	0.86	0.87	0.88	0.88	0.89	0.90	0.90	0.91	0.91	0.17	0.16	0.15	0.14	0.13	0.12	0.12	0.11	0.10	0.10	0.09
	D	0.10	0.85	0.85	0.86	0.86	0.86	0.87	0.87	0.88	0.88	0.88	0.89	0.89	0.14	0.14	0.14	0.13	0.13	0.12	0.12	0.12	0.11	0.11	0.11

Table 17D Cooling Load Factors When Lights Are on for 14 Hours

"a" Coefficients	"b" Classification	Number of hours after lights are turned on: 0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23
0.45	A	0.07	0.51	0.61	0.68	0.74	0.79	0.83	0.87	0.89	0.91	0.93	0.94	0.95	0.96	0.97	0.53	0.42	0.34	0.27	0.22	0.18	0.14	0.12	0.09
	B	0.18	0.61	0.65	0.68	0.72	0.74	0.77	0.79	0.81	0.83	0.85	0.86	0.88	0.89	0.90	0.46	0.41	0.37	0.34	0.30	0.27	0.24	0.22	0.20
	C	0.24	0.67	0.69	0.71	0.73	0.74	0.76	0.77	0.79	0.80	0.81	0.82	0.83	0.84	0.85	0.41	0.39	0.36	0.34	0.32	0.30	0.28	0.27	0.25
	D	0.26	0.71	0.72	0.72	0.73	0.74	0.75	0.76	0.77	0.78	0.78	0.79	0.80	0.80	0.80	0.36	0.33	0.34	0.33	0.32	0.31	0.30	0.29	0.28
0.55	A	0.06	0.69	0.68	0.74	0.79	0.83	0.86	0.89	0.91	0.93	0.94	0.95	0.96	0.97	0.98	0.43	0.35	0.28	0.22	0.18	0.15	0.12	0.09	0.08
	B	0.15	0.68	0.71	0.74	0.77	0.79	0.81	0.83	0.85	0.86	0.88	0.89	0.90	0.91	0.92	0.38	0.34	0.31	0.27	0.25	0.22	0.20	0.18	0.16
	C	0.19	0.73	0.75	0.76	0.78	0.79	0.80	0.81	0.83	0.84	0.85	0.86	0.86	0.87	0.88	0.34	0.32	0.30	0.28	0.26	0.25	0.23	0.22	0.21
	D	0.22	0.76	0.77	0.77	0.78	0.79	0.79	0.80	0.81	0.81	0.82	0.82	0.83	0.83	0.84	0.29	0.28	0.28	0.27	0.26	0.25	0.24	0.24	0.23
0.65	A	0.05	0.69	0.75	0.80	0.84	0.87	0.89	0.92	0.93	0.95	0.96	0.96	0.97	0.98	0.98	0.34	0.27	0.22	0.17	0.14	0.11	0.09	0.07	0.06
	B	0.11	0.75	0.78	0.80	0.82	0.64	0.85	0.87	0.88	0.89	0.90	0.91	0.92	0.93	0.94	0.29	0.26	0.24	0.21	0.19	0.17	0.16	0.14	0.13
	C	0.15	0.79	0.80	0.82	0.83	0.84	0.85	0.86	0.86	0.87	0.88	0.89	0.89	0.90	0.91	0.26	0.25	0.23	0.22	0.20	0.19	0.18	0.17	0.16
	D	0.17	0.81	0.82	0.82	0.83	0.83	0.84	0.84	0.85	0.85	0.86	0.86	0.87	0.87	0.87	0.23	0.22	0.21	0.21	0.20	0.20	0.19	0.18	0.18
0.75	A	0.03	0.78	0.82	0.86	0.88	0.91	0.92	0.94	0.95	0.96	0.97	0.97	0.98	0.98	0.99	0.24	0.19	0.16	0.12	0.10	0.08	0.07	0.05	0.04
	B	0.08	0.82	0.84	0.86	0.87	0.88	0.90	0.91	0.92	0.92	0.93	0.94	0.94	0.95	0.96	0.21	0.19	0.17	0.15	0.14	0.12	0.11	0.10	0.09
	C	0.11	0.85	0.86	0.87	0.88	0.88	0.89	0.90	0.90	0.91	0.91	0.92	0.92	0.93	0.93	0.19	0.18	0.17	0.16	0.15	0.14	0.13	0.12	0.11
	D	0.12	0.87	0.87	0.87	0.88	0.88	0.89	0.89	0.89	0.90	0.90	0.90	0.90	0.91	0.91	0.16	0.16	0.15	0.15	0.14	0.14	0.14	0.13	0.13

In general, the instantaneous rate of heat gain from electric lighting in watts can be calculated from:

q = total light wattage × use factor × special allowance factor (14)

The rate of heat gain can be expressed in units of Btu/h by multiplying Eq 14 by 3.413. The *total light wattage* is obtained from the ratings of all fixtures installed for general illumination or special use. The *use factor* is the ratio of the wattage in

APPROVED

Sensible heat Gain and Latent heat Gain from occupants.

Table 18 Rates of Heat Gain from Occupants of Conditioned Spaces[a]

Degree of Activity	Typical Application	Total Heat Adults, Male		Total Heat Adjusted[b]		Sensible Heat		Latent Heat	
		Watts	Btu/h	Watts	Btu/h	Watts	Btu/h	Watts	Btu/h
Seated at rest	Theater, movie	115	400	100	350	60	210	40	140
Seated, very light work writing	Offices, hotels, apts	140	480	120	420	65	230	55	190
Seated, eating	Restaurant[c]	150	520	170	580[c]	75	255	95	325
Seated, light work, typing	Offices, hotels, apts	185	640	150	510	75	255	75	255
Standing, light work or walking slowly	Retail Store, bank	235	800	185	640	90	315	95	325
Light bench work	Factory	255	880	230	780	100	345	130	435
Walking, 1.3 m/s (3 mph), light machine work	Factory	305	1040	305	1040	100	345	205	695
Bowling[d]	Bowling alley	350	1200	280	960	100	345	180	615
Moderate dancing	Dance hall	400	1360	375	1280	120	405	255	875
Heavy work, heavy machine work, lifting	Factory	470	1600	470	1600	165	565	300	1035
Heavy work, athletics	Gymnasium	585	2000	525	1800	185	635	340	1165

[a]Note: Tabulated values are based on 25.5°C (78 F) room dry-bulb temperature. For 26.6°C (80 F) room dry-bulb, the total heat remains the same, but the sensible heat value should be decreased by approximately 8% and the latent heat values increased accordingly.

[b]Adjusted total heat gain is based on normal percentage of men, women, and children for the application listed, with the postulate that the gain from an adult female is 85% of that for an adult male, and that the gain from a child is 75% of that for an adult male.

[c]Adjusted total heat value for eating in a restaurant, includes 17.6 W (60 Btu/h) for food per individual (8.8 W (30 Btu/h) sensible and 8.8 W (30 Btu/h) latent).

[d]For bowling figure one person per alley actually bowling, and all others as sitting 117 W (400 Btu/h) or standing and walking slowly 231 W (790 Btu/h).

Also refer to Tables 4 and 7, Chapter 8.
All values rounded to nearest 5 watts or to nearest 10 Btu/h.

Time	CLF (Table 19)	Sensible Load No. x q_s x CLF W (Btu/h)	Latent Load No. x q_l W (Btu/h)
1200	0.67	201 (683)	300 (1020)
1400	0.76	228 (775)	300 (1020)
1600	0.82	246 (836)	300 (1020)

Appliances and Laboratory Equipment

In estimating a cooling load, heat gain from all heat-producing appliances must be taken into account.

The most common heat-producing appliances found in conditioned areas are those used for food preparation in commercial and industrial food service establishments such as restaurants, hospitals, schools, hotels, and in-plant cafeterias. Counter and back-bar appliances are frequently located in the dining or serving area, while heavy-duty equipment is usually confined to the kitchen and installed under an exhaust hood.

Laboratory tests[38] have shown: (1) appliance surfaces contribute most of the heat to commercial kitchens; (2) the heat is primarily radiant energy from appliance surfaces and cooking utensils; and (3) convected and latent heat are negligible when appliances are installed under an effective hood. It is reasonable to assume this applies to all hooded appliances.

A conservative estimate of the maximum heat due to radiation released into the kitchen is 32% of the hourly W (Btu/h) input. Unfortunately for most appliances, the only information available is the total nameplate or catalog input rating, not the hourly input required to maintain typical appliance surface temperatures. Therefore, it has been common practice to introduce a usage factor which when multiplied by the input rating approximates the actual hourly input to the appliances. Based on historical demand studies by utility companies, this usage factor is normally assumed to be 0.50. However, in a recent experimental study on seven typical electric commercial kitchen appliances,[39] this factor was found to average 0.32 for the seven appliances and to vary from 0.03 to 1.2 depending on the appliance. It is recommended that the following be used to compute the maximum hourly heat gain for electric and steam appliances installed under a hood:

$$q = q_i F_R = 0.32 q_i \qquad (15)$$

where

q_i = actual input energy required to maintain typical appliance surface temperatures, watts (Btu per hour).

F_R = fraction of the input energy of the hooded appliance released by radiation = 0.32.

If the value of q_i is not available for the appliance in question, the following equation can be used as an estimate of the maximum hourly heat gain:

Table 19 Sensible Heat Cooling Load Factors for People

Total Hours in Space	Hours after Each Entry Into Space																							
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
2	0.49	0.58	0.17	0.13	0.10	0.08	0.07	0.06	0.05	0.04	0.04	0.03	0.03	0.02	0.02	0.02	0.02	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01
4	0.49	0.59	0.66	0.71	0.27	0.21	0.16	0.14	0.11	0.10	0.08	0.07	0.06	0.06	0.05	0.04	0.04	0.03	0.03	0.03	0.02	0.02	0.02	0.01
6	0.50	0.60	0.67	0.72	0.76	0.79	0.34	0.26	0.21	0.18	0.15	0.13	0.11	0.10	0.08	0.07	0.06	0.06	0.05	0.04	0.04	0.03	0.03	0.03
8	0.51	0.61	0.67	0.72	0.76	0.80	0.82	0.84	0.38	0.30	0.25	0.21	0.18	0.15	0.13	0.12	0.10	0.09	0.08	0.07	0.06	0.05	0.05	0.04
10	0.53	0.62	0.69	0.74	0.77	0.80	0.83	0.85	0.87	0.89	0.42	0.34	0.28	0.23	0.20	0.17	0.15	0.13	0.11	0.10	0.09	0.08	0.07	0.06
12	0.55	0.64	0.70	0.75	0.79	0.81	0.84	0.86	0.88	0.89	0.91	0.92	0.45	0.36	0.30	0.25	0.21	0.19	0.16	0.14	0.12	0.11	0.09	0.08
14	0.58	0.66	0.72	0.77	0.80	0.83	0.85	0.87	0.89	0.90	0.91	0.92	0.93	0.94	0.47	0.38	0.31	0.26	0.23	0.20	0.17	0.15	0.13	0.11
16	0.62	0.70	0.75	0.79	0.82	0.85	0.87	0.88	0.90	0.91	0.92	0.93	0.94	0.95	0.95	0.96	0.49	0.39	0.33	0.28	0.24	0.20	0.18	0.16
18	0.66	0.74	0.79	0.82	0.85	0.87	0.89	0.90	0.92	0.93	0.94	0.94	0.95	0.96	0.96	0.97	0.97	0.97	0.50	0.40	0.33	0.28	0.24	0.21

APPROVED

A-Z in HVAC Design

Chapter-04

Ventilation

التـهويـة

Eng. Shadi Shirri

Shadi_shirri@yahoo.com

0599430298

Chapter 04

التهوية الميكانيكية - Ventilation

- إن وجود العنصر البشري في حيز مغلق يحرمه لتنافس الهواء النقي المحمّل بالاكسجين والخالي من الروائح الكريهة، وبالتالي لابدّ من وجود فتحات أو نظام يعوّض الهواء النقي داخل الحيز.

كما - يجب ان يكون هواء الامكنه المأهوله صحياً ومستحباً، أي أن يكون نقياً خالياً من الجراثيم والغازات المضره وذرات الغبار وكذلك يجب ان يكون غير ممزوج بالدخان المزعج أو الروائح الغير مستحبه وللحصول على هذه الشروط يجب تجديد هواء الغرفه بشكل مستمر وذلك إما بتزويدها بإستمرار بهواء خارجي نظيف وإخراج الهواء الداخلي الملوث.

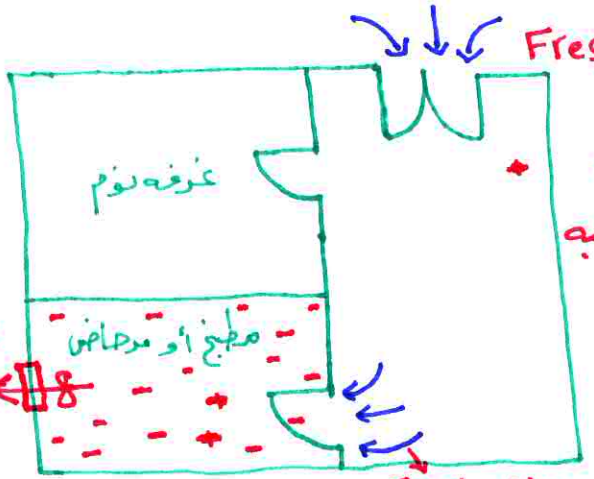
- ويعتمد نظام التهويه الميكانيكيه بشكل عام في المباني على:-

① Exhaust Air :- وهو الهواء الفاسد الملوث الذي يتم التخلص منه وإخراجه من الحيز إمّا بواسطة مراوح جداريه أو مراوح موصوله بمجاري الهواء.

② Fresh Air :- وهو الهواء النقي الذي يتم إدخاله الى المبنى من الخارج لمعادلة فرق الضغط نتيجة الـ exhaust ولتوفير الراحه والظروف الصحيه لتنفس شاغلي المبنى ويتم إدخاله من الخارج عن طريق مراوح جداريه أو مراوح موصوله بمجاري الهواء أو عن طريق فتحات في الجدران الخارجيه أو من شقوق الابواب والنوافذ.

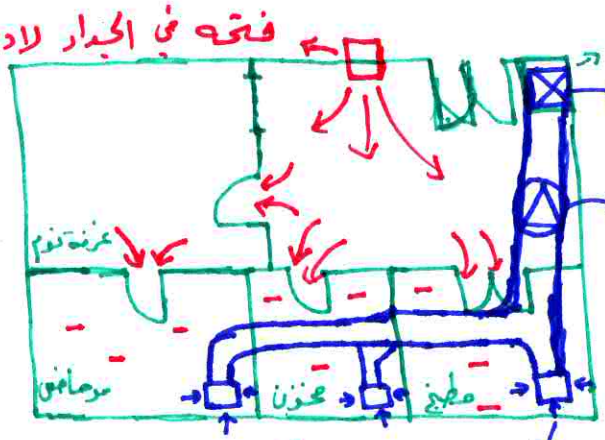
- لاحظ أن المهمه الرئيسيه هي إخراج الهواء الملوث exhaust ولذلك دائما يكون هناك مراوح لإخراجه بينما الهواء النقي قد نجعله يدخل دخول طبيعي دون الحاجه إلى نظام ميكانيكي

- يلجأ المهندس إلى استخدام مجاري الهواء Duct و المراوح الموصوله بتلك المجاري في الحالات التي يكون فيها السحب (exhaust) من أكثر من حيز وكذلك في الحالات التي لا يمكن فيها وضع مراوح جداريه إما بسبب وجود تأثيرها على الجيران أو الاماكن المجاوره أو بسبب تحطيل جمال الواجهات المعماريه ، فمن غير المنطقي وضع مروحه جداريه و Louver يكون ظاهر في واجهة المبنى الاماميه وكذلك من غير المنطقي تصريف الهواء الملوث ذو الرائحة الكريهه كهواء الوحد الصحيه إلى واجهة حديقه المنزل أو مكان الجلوس أو مدخل المنزل أو المبنى ، لذلك جاءت فكرة التصريف بواسطة مراوح موصوله بمجاري الهواء ويكون مجرى الهواء في بعض الاحيان يصل إلى اعلى نقطه في المبنى غير منور في المبنى ، كذلك الافكار نفسها يمكن تطبيقها على عملية إدخال الهواء النقي Fresh Air



هواء نقي يدخل بشكل طبيعي من أسفل الباب ومن الشقوق الموجوده فيه نتيجة فرق الضغط الذي اوجدته المروحه الجداريه

نظام Exhaust بواسطة مروحه جداريه تعمل على Timer أو كبسة إنارة المطبخ أو المرحا أو بشكل يدوي - كبسه مستقله.



فتحه في الجدار لادخال الـ Fresh Air بشكل طبيعي نتيجة فرق الضغط الذي اوجده نظام الـ exhaust

- لاحظ هنا دخول الـ Fresh Air بشكل طبيعي عن طريق فتحه في الجدار وخروج الـ Exhaust بشكل ميكانيكي

- ولانه أكثر من غرفه تحتاج إلى exhaust من غير الطبيعي فتح ثلاث فتحات في الجدار ووضع مراوح جداريه وقد يكون المبنى مطموم تحت الارض فلا نستطيع وضع المراوح الجداريه وقد لا يسمح المعماري بفتح الجدار في بعض الاحيان

- لاحظ ضرورة وجود سقف مستعار في الغرف المهوّاة وفي الكوريدور في منطقه مرور الـ Duct فقط.

⊛ حساب معدل التدفق للهواء.

- يعتمد معدل تدفق الهواء المراد إخراجه من الحيز أو إدخاله على طبيعة المبنى أو الحيز المراد تهويته وكذلك على عدد الأشخاص حيث بالرجوع إلى الجداول نجد قيمة الـ Air change per hour - (ACH) للحيز وهي عدد مرات تغير الهواء في الحيز وكذلك يمكن الرجوع إلى جداول أخرى لمعرفة معدل التدفق الذي يحتاجه كل شخص في الحيز، ومنه يمكن تطبيق المعادلات التاليه.

طريقه (١) :- $Q = ACH \times V$

حيث :-
- Q :- هي معدل التدفق المطلوب للحيز (m^3/hr).
- ACH :- هي عدد تغير هواء الحيز لكل ساعه.
- V :- هي حجم الحيز او الفراغ (m^3).

ونقسمه $\frac{Q}{1.7}$ نحصل على وحدة الـ CFM.

طريقه (٢) :- $Q = n \times q$

حيث :-
- n :- هي عدد الاشخاص في الحيز
- q :- هي معدل التدفق من الهواء النقي الذي يحتاجه الشخص

$CFM = L/S \times 2.12$

- بالعودة إلى Chapter 3 يمكن حساب أبعاد مجاري الهواء وأبعاد مخارج الهواء وكذلك الـ Static pressure اللازم للمروحه.
- ومن الجداول اللاحقه يمكن معرفة وتحديد الـ ACH و q.
- وسيتم شرح الموضوع بشكل أعمق في المحاضره إن شاء الله.
- وسيتم تبيين كيفية ربط الـ Ventilation مع التكييف.

- تصميم نظام تهوية المطبخ والمطعم بواسطة الـ Hood.

⊛ يتم وضع Hood في المطابخ التجارية مثل مطابخ الكفاتيريا والمطاعم حيث يعمل الـ Hood على سحب وإخراج الهواء الملوث من المطبخ حيث يتم تثبيته فوق الطباخ أو الغاز أو المكان الذي تخرج منه الروائح والبخار.

ويكون الـ Hood موصول بـ Duct ويخرج منه، كما يجب أن يتم تزويد المطبخ بكمية هواء نقي مماثلة للكمية التي تم إخراجها.

- نظام تقليدي لـ Hood.

- إنّ هذا النظام هو نظام تقليدي شائع الاستخدام في الـ Hoods، إلاّ أنه ومؤخراً قامت الشركات المنفذة بصناعة Hood يدعى Multi Skin Hood يعمل على إخراج الـ Exhaust وإدخال الـ Fresh Air في آن واحد وبواسطة شبكة واحدة

- حيث يتم حساب معدل التدفق المطلوب في الـ Hood من خلال:

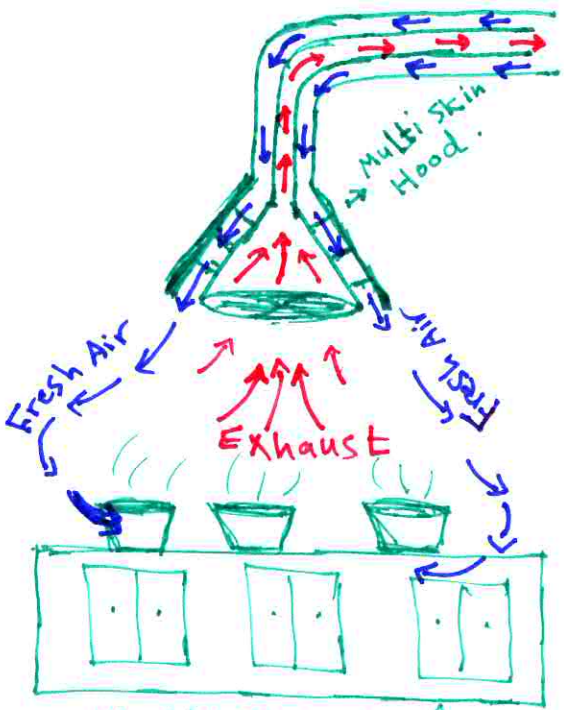
$$Q = 2(v)(h)^2(C)$$

حيث:-
- Q:- هي معدل التدفق المطلوب $[m^3/sec]$.
- v:- هي سرعة الهواء في الـ Hood = 0.2 $[m/s]$
- h:- ارتفاع الـ Hood عن الغاز $[m]$.
- C:- محيط الهود $[m]$.

$$1\ m^3/s = 2118\ CFM$$

للتحويل:-

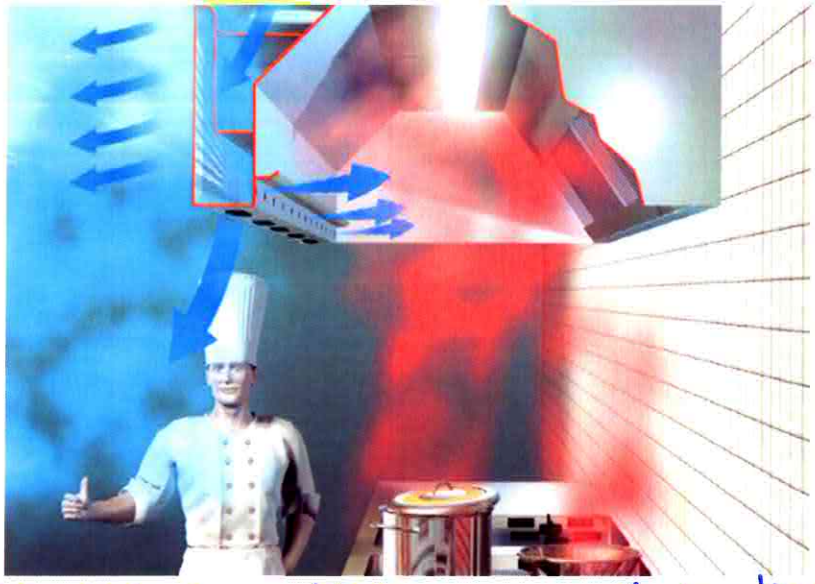
$$m^3/s \times 2118 = CFM$$



Multi Skin Hood. -

تطبيقات على التهوية الميكانيكية.

Hood



- لاحظ الـ Multi Skin Hood حيث يقوم بإخراج الهواء العادم ~~داخله~~ وإدخال الهواء النقي.

- لاحظ أن الـ Multi Skin Hood لا يعمل على سحب الهواء المكيّف.

A-Z in HVAC Design
Shadi Shirri

- تطبيقات عامة على التهوية الميكانيكية.

- الشكل في الاسفل هو مخطط لطابق تتكون من سبعة مكاتب تجارية يتم تهوية الوحدة الصحية فيه عن طريق إخراج الهواء الغير مرغوب فيه إلى اعلى تقطه في المبنى من خلال منور تم وضعه من قبل المهندس المعماري بالتنسيق مع مهندس الميكانيك وذلك بواسطة مخارج الهواء (Grills) ومجاري الهواء (Ducts) ومراوح خطية (Inline) منفصلة لكل مكتب.

Duct -: ⟸

Fan Coil Unit -: FCU

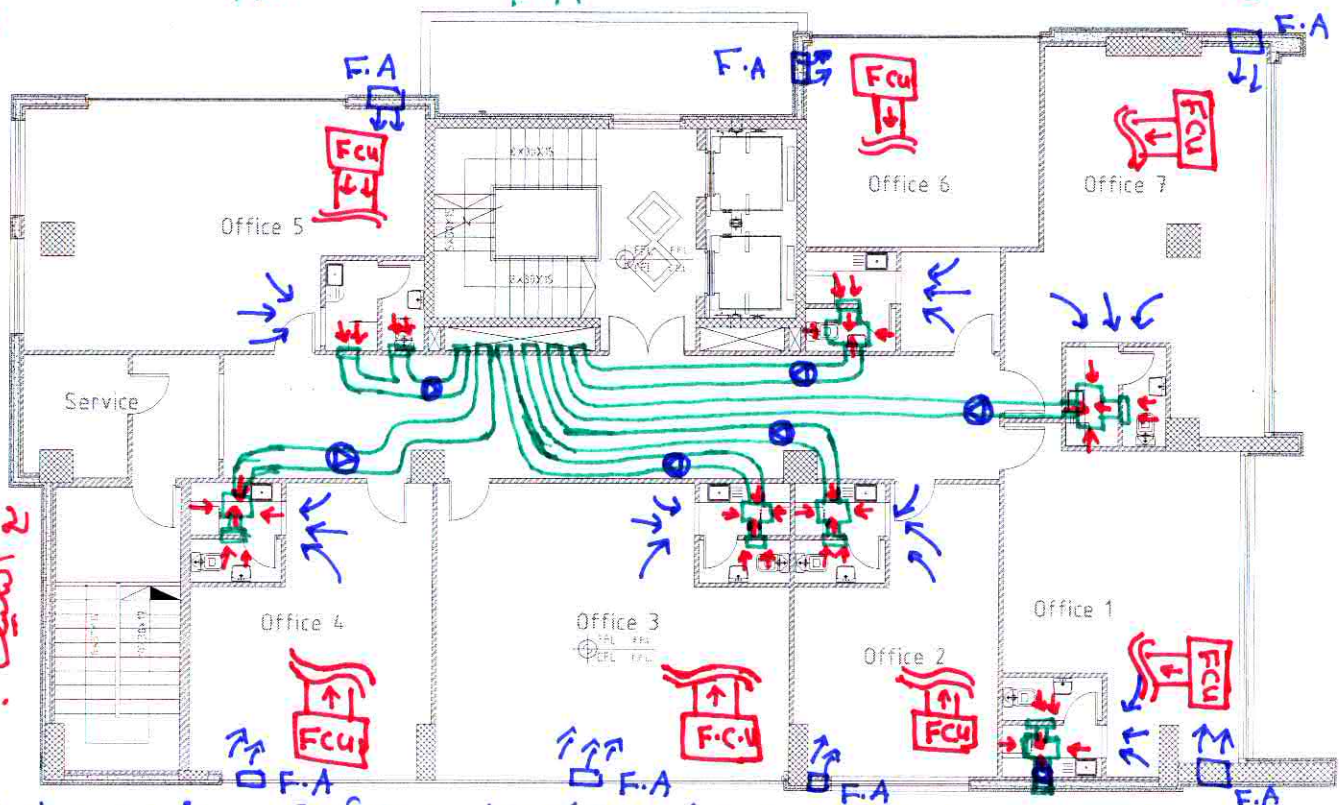
Fresh Air -: F.A

wall mounted Grill -: ▯⟸

Ceiling mounted Grill -: ↓▯↓

Inline Fan. -: ⊗

* لا يسمح بوضع فتحة رابطة التكييف بالصرف مع المطابخ والحمامات حيث لمرحلة نظام التهوية يعمل مع التكييف.



- لاحظ دخول الـ Fresh Air من حيز المكتب نفسه حيث يكون ما أخوذ بعين الاعتبار عند حساب كمية الـ F.A المدخل إلى المكتب من خلال التكييف.

- لاحظ وضع wall mounted Grill في المناطق الممكن وضعه وذلك لتجنب وضع السقوف المستعارة

- لاحظ وضع نظام منفصل وموحد منفصلة لكل مكتب وذلك لعدة اسباب:-

① لضبط عملية المحاسبة على الكهرباء.

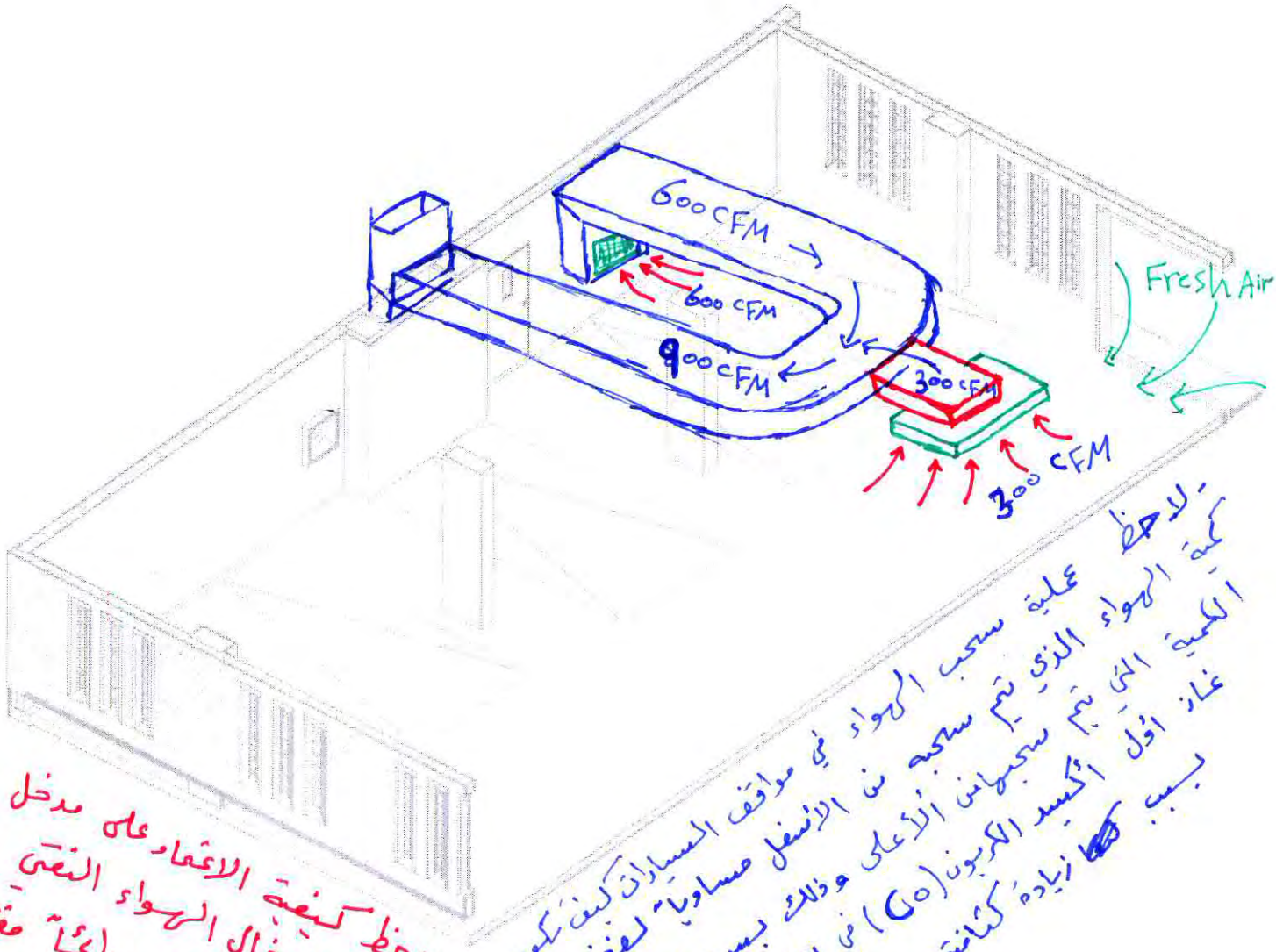
② لضبط عملية تشغيل التهوية حيث يجب تشغيل التهوية حال تشغيل التكييف مباشرة وإلا يتم انتشار الروائح الكريهة عبر الهواء المكيف إلى كامل الحيز، فلو كانت موحدة مركزية لجميع المكاتب فلن نكون قادرين على تشغيلها عند تشغيل التكييف لانه قد لا يكون بعض المكاتب مشغولة ذالك الوقت.

- سيتم شرح الموضوع بشكل أعمق أثناء المحاضرة.

A-z in HVAC Design
Shadi Shirri

تطبيقات عمليه على التهويه :-

- الشكل التالي يمثل عمليه تهويه لموقف سيارات حيث ان التهويه كانت باستخدام نظام مجاري الهواء - Duct



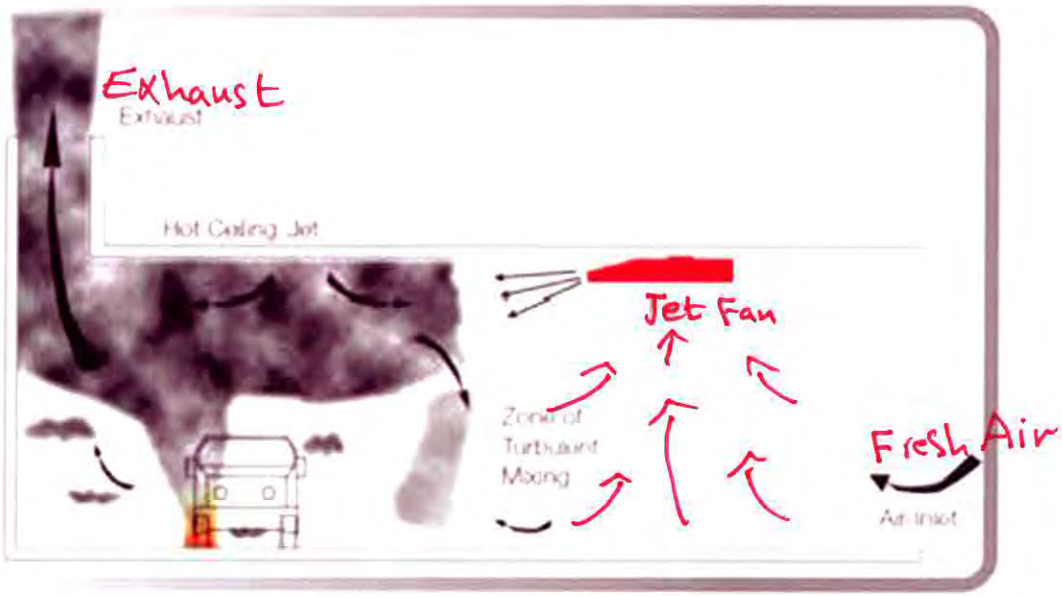
- لاحظ عملية سحب الهواء في مواقف السيارات كيف تكون كمية الهواء الذي تم سحبه من الأسفل مساوياً لمجموع الكمية التي تم سحبها من الأعلى وذلك بسبب ترسب غاز أول أكسيد الكربون (CO) في الأسفل بسبب زيادة كثافته بالنسبة لكثافة الهواء.

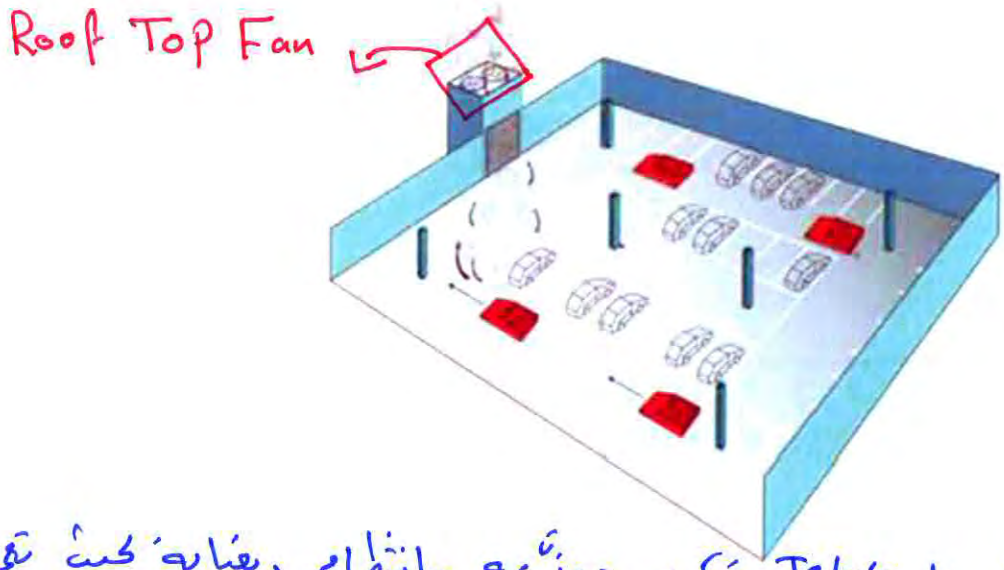
- لاحظ كيفية الاعتماد على مدخل الموقف لإدخال الهواء النقي حيث أن المدخل يكون دائماً مفتوح. فلن نتابع إلى Duct لادخال F.A

A-Z in HVAC Design
Shadi Shirmi
0599 430 298

- تطبيقات عمليه على التهويه الميكانيكيه .

- لاحظ في الشكل في الاسفل استخدام ال Jet Fan بدل ال Duct لتهوية مواقف السيارات .





- لاحظ أن ال Jet's تكون موزعه بانتظام وعناية حيث تعمل مجتمعة على توجيه الهواء إلى منور كبير يكون مفتوح من احد جانبه وتكون موصوله عليه مروحه في اعلى نقطه منه كما هو موضح بالشكل حيث تعمل المروحه (Roof) مع ال Jets بنفس الوقت .

جدول حساب كمية الهواء النقي المطلوب.

TABLE 2
OUTDOOR AIR REQUIREMENTS FOR VENTILATION*
2.1 COMMERCIAL FACILITIES (offices, stores, shops, hotels, sports facilities)

Application	Estimated Maximum** Occupancy P/1000 ft² or 100 m²	Outdoor Air Requirements				Comments
		cfm/ person	L/s· person	cfm/ft²	L/s·m²	
Dry Cleaners, Laundries						Dry-cleaning processes may require more air.
Commercial laundry	10	25	13			
Commercial dry cleaner	30	30	15			
Storage, pick up	30	35	18			
Coin-operated laundries	20	15	8			
Coin-operated dry cleaner	20	15	8			
Food and Beverage Service						
Dining rooms	70	20	10			
Cafeteria, fast food	100	20	10			
Bars, cocktail lounges	100	30	15			Supplementary smoke-removal equipment may be required.
Kitchens (cooking)	20	15	8			Makeup air for hood exhaust may require more ventilating air. The sum of the outdoor air and transfer air of acceptable quality from adjacent spaces shall be sufficient to provide an exhaust rate of not less than 1.5 cfm/ft² (7.5 L/s·m²).
Garages, Repair, Service Stations						
Enclosed parking garage				1.50	7.5	Distribution among people must consider worker location and concentration of running engines; stands where engines are run must incorporate systems for positive engines exhaust withdrawal. Contaminant sensors may be used to control ventilation.
Auto repair rooms				1.50	7.5	
Hotels, Motels, Resorts, Dormitories				**cfm/room**	**L/s·room**	Independent of room size.
Bedrooms				30	15	
Living rooms				30	15	
Baths				35	18	Installed capacity for intermittent use.
Lobbies	30	15	8			
Conference rooms	50	20	10			
Assembly rooms	120	15	8			
Dormitory sleeping areas	20	15	8			See also food and beverage services, merchandising, barber and beauty shops, garages.
Gambling casinos	120	30	15			Supplementary smoke-removal equipment may be required.
Offices						
Office space	7	20	10			Some office equipment may require local exhaust.
Reception areas	60	15	8			
Telecommunication centers and data entry areas	60	20	10			
Conference rooms	50	20	10			
Public Spaces				**cfm/ft²**	**L/s·m²**	
Corridors and utilities				0.05	0.25	
Public restrooms, cfm/wc or cfm/urinal		50	25			Mechanical exhaust with no recirculation is recommended.
Locker and dressing rooms				0.5	2.5	
Smoking lounge	70	60	30			Normally supplied by transfer air. Local mechanical exhaust with no recirculation recommended.
Elevators				1.00	5.0	Normally supplied by transfer air.

* Table 2 prescribes supply rates of acceptable outdoor air required for acceptable indoor air quality. These values have been chosen to dilute human bioeffluents and other contaminants with an adequate margin of safety and to account for health variations among people and varied activity levels.
** Net occupiable space.

A-Z in HVAC Design
Shadi_Shirri@Yahoo.
0599 430 298

جدول حساب كمية الهواء النقي المطلوب

TABLE 2
OUTDOOR AIR REQUIREMENTS FOR VENTILATION* (*Continued*)
2.1 COMMERCIAL FACILITIES (offices, stores, shops, hotels, sports facilities)

Application	Estimated Maximum** Occupancy P/1000 ft² or 100 m²	Outdoor Air Requirements				Comments
		cfm/ person	L/s· person	cfm/ft²	L/s·m²	
Retail Stores, Sales Floors, and Show Room Floors						
Basement and street	30			0.30	1.50	
Upper floors	20			0.20	1.00	
Storage rooms	15			0.15	0.75	
Dressing rooms				0.20	1.00	
Malls and arcades	20			0.20	1.00	
Shipping and receiving	10			0.15	0.75	
Warehouses	5			0.05	0.25	
Smoking lounge	70	60	30			Normally supplied by transfer air, local mechanical exhaust; exhaust with no recirculation recommended.
Specialty Shops						
Barber	25	15	8			
Beauty	25	25	13			
Reducing salons	20	15	8			
Florists	8	15	8			Ventilation to optimize plant growth may dictate requirements.
Clothiers, furniture				0.30	1.50	
Hardware, drugs, fabric	8	15	8			
Supermarkets	8	15	8			
Pet shops				1.00	5.00	
Sports and Amusement						
Spectator areas	150	15	8			When internal combustion engines are operated for maintenance of playing surfaces, increased ventilation rates may be required.
Game rooms	70	25	13			
Ice arenas (playing areas)				0.50	2.50	
Swimming pools (pool and deck area)				0.50	2.50	Higher values may be required for humidity control.
Playing floors (gymnasium)	30	20	10			
Ballrooms and discos	100	25	13			
Bowling alleys (seating areas)	70	25	13			
Theaters						Special ventilation will be needed to eliminate special stage effects (e.g., dry ice vapors, mists, etc.)
Ticket booths	60	20	10			
Lobbies	150	20	10			
Auditorium	150	15	8			
Stages, studios	70	15	8			
Transportation						Ventilation within vehicles may require special considerations.
Waiting rooms	100	15	8			
Platforms	100	15	8			
Vehicles	150	15	8			
Workrooms						
Meat processing	10	15	8			Spaces maintained at low temperatures (−10°F to + 50°F, or −23°C to + 10°C) are not covered by these requirements unless the occupancy is continuous. Ventilation from adjoining spaces is permissible. When the occupancy is intermittent, infiltration will normally exceed the ventilation requirement. (See Reference 17).

* Table 2 prescribes supply rates of acceptable outdoor air required for acceptable indoor air quality. These values have been chosen to dilute human bioeffluents and other contaminants with an adequate margin of safety and to account for health variations among people and varied activity levels.
** Net occupiable space.

A-Z in HVAC Design
Shadi_Shirri@Yahoo.
0599 430 298

جدول حساب كمية الهواء النقي المطلوب

TABLE 2
OUTDOOR AIR REQUIREMENTS FOR VENTILATION* (*Continued*)
2.1 COMMERCIAL FACILITIES (offices, stores, shops, hotels, sports facilities)

Application	Estimated Maximum** Occupancy P/1000 ft² or 100 m²	Outdoor Air Requirements				Comments
		cfm/ person	L/s· person	cfm/ft²	L/s·m²	
Photo studios	10	15	8			
Darkrooms	10			0.50	2.50	
Pharmacy	20	15	8			
Bank vaults	5	15	8			
Duplicating, printing				0.50	2.50	Installed equipment must incorporate positive exhaust and control (as required) of undesirable contaminants (toxic or otherwise).
2.2 INSTITUTIONAL FACILITIES						
Education						
Classroom	50	15	8			
Laboratories	30	20	10			Special contaminant control systems may be required for processes or functions including laboratory animal occupancy.
Training shop	30	20	10			
Music rooms	50	15	8			
Libraries	20	15	8			
Locker rooms				0.50	2.50	
Corridors				0.10	0.50	
Auditoriums	150	15	8			
Smoking lounges	70	60	30			Normally supplied by transfer air. Local mechanical exhaust with no recirculation recommended.
Hospitals, Nursing and Convalescent Homes						
Patient rooms	10	25	13			Special requirements or codes and pressure relationships may determine minimum ventilation rates and filter efficiency. Procedures generating contaminants may require higher rates.
Medical procedure	20	15	8			
Operating rooms	20	30	15			
Recovery and ICU	20	15	8			
Autopsy rooms				0.50	2.50	Air shall not be recirculated into other spaces.
Physical therapy	20	15	8			
Correctional Facilities						
Cells	20	20	10			
Dining halls	100	15	8			
Guard stations	40	15	8			

* Table 2 prescribes supply rates of acceptable outdoor air required for acceptable indoor air quality. These values have been chosen to dilute human bioeffluents and other contaminants with an adequate margin of safety and to account for health variations among people and varied activity levels.
** Net occupiable space.

$$Y = X/[1 + X - Z] \quad (6\text{-}1)$$

where

$Y = V_{ot}/V_{st}$ = corrected fraction of outdoor air in system supply

$X = V_{on}/V_{st}$ = uncorrected fraction of outdoor air in system supply

$Z = V_{oc}/V_{sc}$ = fraction of outdoor air in critical space. The critical space is that space with the greatest required fraction of outdoor air in the supply to this space.

V_{ot} = corrected total outdoor air flow rate

V_{st} = total supply flow rate, i.e., the sum of all supply for all branches of the system

V_{on} = sum of outdoor air flow rates for all branches on system

V_{oc} = outdoor air flow rate required in critical spaces

V_{sc} = supply flow rate in critical space

Equation 6-1 is plotted in Figure 3. The procedure is as follows:

1. Calculate the uncorrected outdoor air fraction by dividing the sum of all the branch outdoor air requirements by the sum of all the branch supply flow rates.
2. Calculate the critical space outdoor air fraction by dividing the critical space outdoor air requirement by the critical space supply flow rate.
3. Evaluate Equation 6-1 or use Figure 3 to find the corrected fraction of outdoor air to be provided in the system supply.

Rooms provided with exhaust air systems, such as kitchens, baths, toilet rooms, and smoking lounges, may utilize air supplied through adjacent habitable or occupiable spaces to compensate for the air exhausted. The air supplied shall be of sufficient quantity to meet the requirements of Table 2. In some cases, the number of persons cannot be estimated accu-

A-Z in HVAC Design
Shadi Shirri
0599430298

المصادر والمراجع

[1] ASRAE Handbook of fundamentals, 1993

[2] ASRAE Standard 62-1989

[3] كودات البناء الوطني الاردني - كودة التدفئة المركزية - الطبعة الاولى 1990

[4] الدليل الارشادي لكودة التدفئة المركزية - مجلس البناء الوطني الاردني

[5] Heating, Ventilation, and Air Conditioning for Residential Building - Mohammad AL Saad and Mahmoud Hammad - 2nd edition.

[6] Wikipedia

والله ولي التوفيق

PERSONAL INFORMATION:

Name: Shadi Mahmoud Shirri

Address: Ramalla - Palestine

Mobile No.: 00970-599430298

E-mail: shadi_shirri@yahoo.com

Birth info.: January 4, 1986, Nablus- Palestine

Nationality: Palestinian (Jordanian Passport)

Sex: Male

Marital Status: Married

EDUCATION:

2009: BSc, Mechanical Engineering, An-Najah National University, Nablus, Palestine.

2004: Tawjihi, Scientific Branch, Azzoun Secondary School, Qalqilia, Palestine.

WORKING EXPERIENCE:

I. **November, 2010 – Present:** Ziadah Consultants Co., Ramallah, Palestine, Consultant Engineer

- ***Executed Projects:***

1- Rawabi Residential City: a new Palestinian city with a budget of 850,000,000 $.

2- Rawabi Town Center: 30,000m^2 per floor commercial center including Parkings, Retails, Supermarkets, Cinemas, Offices, Hotel, Restaurants, Data Center, Health Utilities, and Residentials.

3- Diplomatic Compound: 80 Residential Villa, commercial Buildings, and sport buildings.

4- Other Projects: High Rise and Commercial Buildings in Ramalla.

- ***Executed Works:***

Heating, Air Conditioning, Ventilation, Firefighting, Water and Gas Piping, Sanitary, Storm water, Infra structure, Cost Analysis, Quantity Calculation, Book of Quantities, Specifications, and Building Information Modeling (BIM).

II. **July, 2009 – November, 2010:** Al-Aghbar Company, Nablus, Palestine, Site Engineer.

- ***Executed Projects*:** Nablus Industrial School, Oreef School, Bir-Zait School and Safeer Center.
- ***Executed Works*:** Plumbing, HVAC, Quantity Calculation, and shop drawing Submittals.

FREELANCE TRAINING EXPERIENCE:

- ***Approved Trainer At:***

1- (2012 - Present): Jordan Engineering Association, Ramalla, Palestine.

2- (2012 – Present): Cambridge International Institute, Nablus, Palestine.

3- (2012 - Present): Respect for Training and Consultants, Ramalla, Palestine.

4- (2013 - 2013): Tech Solutions for Training, Nablus, Palestine.

5- (2013 - Present): Edison Academy for Engineering Training, Nablus & Ramalla, Palestine.

- ***Introduced Training Courses:***

1- Revit MEP 2011 and Revit 2014.
2- Building Mechanical Systems Design.
3- HVAC Design
4- Plumping and Fire Fighting Design

ENGINEERING SOFTWARES:

1- Revit MEP (Expert)
2- AutoCAD MEP (Expert)
3- A set of other computer aided design tools

PROFESSIONAL QUALIFICATIONS:

1- **December 05, 2012**: A Course of "Fusiotherm / Climatherm and Firestop pipe systems", Aquatherm training center, Attendorn, Germany, +490 2722950-0.

2- **December 22, 2008**: A Course of Building Mechanical Systems Using AutoCAD 2007 " HVAC/ Plumping/ Drainage/ and Fire Fighting Systems", An-Najah National University, Nablus, Palestine.

3- **May, 2008 – August, 2008**: A Practical Training in Boilers and Radiators Industry, Union Metal Forming and Engineering Industries Company, Sahab Industrial Estate, Amman, Jordan.

4- **April 4, 2008**: A Web Design and Programming Course in Html, Java Script, PHP, and Sql Database, Korean Palestinian Information Technology Institute of Excellence, An-Najah National University, Nablus, Palestine.

SKILLS:

1- The Ability to self-software learning.

2- High Skills in Communication, Time Management, and Team Building.

3- High Level Knowledge in English Language, (Writing, Reading, and Conversation).

4- A Valid Private Driving License & a Private Automobile.

SUMMARY:

Shadi serves as a Consultant Mechanical Engineer for Ziadah Consultant Company which is the consultant for Rawabi city project, he is a mechanical designer and supervisor engineer works on Heating, Air Conditioning, Ventilation, Firefighting, Water, Gas Piping, Sanitary, Storm water, Infra structure, Cost Analysis, Quantity Calculation, Book of Quantities, Specifications, Building Information Modeling (BIM), and Shop drawing submittals.

Shadi is an expert at training and leading design teams to ensure optimal performance levels. He is an approved trainer at Jordanian engineering association, Cambridge International Institute, Respect for training and consultation center, Tech solutions for training, and Edison Academy for engineering training, he is training more than 120 engineer and engineering students per a year as a freelance job, he is introducing four courses for engineers and students which are:
1- Building Information Modeling and Revit MEP 2011.
2- Building mechanical systems design.
3- HVAC Design.
4- Plumping and Fire Fighting Design

Prior to joining Ziadah, he worked for 1 year and half as a site engineer at Al-Aghbar company for mechanical contracting, he participated in executing Nablus Industrial School, Oreef School, Bir-Zait School, and Safeer Activity Center, including Plumbing, HVAC, Quantity Calculation, and shop drawings.

REFERENCES:

Available Upon Request