



**Corso Luigi Einaudi, 55 - Torino**

**Appunti universitari**

**Tesi di laurea**

**Cartoleria e cancelleria**

**Stampa file e fotocopie**

**Print on demand**

**Rilegature**

NUMERO: 1680A -

ANNO: 2015

# **A P P U N T I**

STUDENTE: De Marco

MATERIA: Termofisica dell'Edificio. Prof.Perino\_Corrado

Il presente lavoro nasce dall'impegno dell'autore ed è distribuito in accordo con il Centro Appunti.

Tutti i diritti sono riservati. È vietata qualsiasi riproduzione, copia totale o parziale, dei contenuti inseriti nel presente volume, ivi inclusa la memorizzazione, rielaborazione, diffusione o distribuzione dei contenuti stessi mediante qualunque supporto magnetico o cartaceo, piattaforma tecnologica o rete telematica, senza previa autorizzazione scritta dell'autore.

**ATTENZIONE: QUESTI APPUNTI SONO FATTI DA STUDENTIE NON SONO STATI VISIONATI DAL DOCENTE.  
IL NOME DEL PROFESSORE, SERVE SOLO PER IDENTIFICARE IL CORSO.**

**CARICO TERMICO** : FLUSSO DI ENERGIA CHE OCCORRE IMMETTERE E/O SOTTRARRE DA UNO SPAZIO CONFINATO PER MANTENERE AL SUO INTERNO LE DESIDERATE CONDIZIONI AMBIENTALI (  $\rightarrow T = \varphi$  )

FUNZIONE DEL TEMPO E DELLO SPAZIO  $\rightarrow$  CONTESTO CLIMATICO  
CONTESTO TERRITORIALE  
NUMERO OCCUPANTI  
LUCI, ...

$$\varphi = \frac{P_v}{P_{vs}} = \frac{P_e}{P_{es}}$$

$$x = \frac{m_v/V}{m_a/V} = \frac{P_v}{P_a}$$

$$x = 0.622 \frac{\varphi P_{sa}(T)}{P - \varphi P_{sa}(T)}$$

IL CALCOLO È FINALIZZATO

ALLA DETERMINAZIONE DEL VALORE DI PICCO DEL CARICO TERMICO  $\rightarrow$  DIMENSIONAMENTO IMPIANTO

ALLA DETERMINAZIONE DEL PROFILO TEMPORALE

STIMA DEI CONSUMI ENERGETICI

SI EFFETTUA RISOLVENDO

**EQUAZIONE DI CONSERVAZIONE DELLA MASSA**

$\rightarrow$  CAMBIAMO LE IPOTESI E I DATI DI INGRESSO

CLASSIFICAZIONE DEL CARICO TERMICO PER

FENOMENO CHE GENERA IL CARICO  
LOCALIZZAZIONE

**TRASMISSIONE** : ATRAVVERSO L'INVOLUCRO

**INFILTRAZIONE** : LEGATI AI FLUSSI ENTALPICI DELLE INFILTRAZIONI INCONTROLLATE

**VENTILAZIONE** : LEGATI AI FLUSSI ENTALPICI DELLE INFILTRAZIONI INCONTROLLATE

**ESOGENI** : DOVUTI ALLA DIFFERENZA DI TEMP. INTERNO/ESTERNO E ALLA RADIAZIONE SOLARE

**ENDOGENI** : SORGENTI TERMICHE ALL'INTERNO DELLO SPAZIO CONFINATO

EFFETTO

**SENSIBILE** : FLUSSI DI ENERGIA A CUI SONO ASSOCIATE DELLE VARIAZIONI DI TEMPERATURA DELL'ARIA  $\rightarrow$  EQ. DI CONSERVAZIONE DELL'ENERGIA  
 $\downarrow$   
CONTROLLO T ARIA AMBIENTE

**LATENTE** : FLUSSI DI ENERGIA LEGATI AI PASSAGGI DI STATO DEL VAPOR D'ACQUA  
 $\downarrow$   
CONTROLLO UMIDITA' RELATIVA  
 $\downarrow$   
CONTROLLO PUNTO  
 $\downarrow$   
PUO' ESSERE SCRITTO IN TERMINI DI PORTATA DI VAPORE O DI CARICO TERMICO

# BILANCIO ENERGIA SENSIBILE = AIR HEAT BALANCE

TRASCURO CARICHI LATENTI: CONSIDERO SOLO LA QUOTA CHE DIPENDE DALLA T

$$\sum_{k=1}^q \phi_k = \sum_{i=1}^n G_{osc,i} h - \sum_{j=1}^m G_{ent,j} h + \frac{dU}{dt}$$

$$dh = c_p dT$$

$c_p$  = CAPACITÀ MASSICA ARIA UMIDA

$$\sum_{k=1}^q \phi_k = \sum_{i=1}^n G_{osc,i} c_{pi} T_i - \sum_{j=1}^m G_{ent,j} c_{pj} T_j + \frac{dU}{dt}$$

FLUSSI TERMICI SOLO DI NATURA CONVETTIVA

$-\phi_a$

ARIA TRASPARENTE ALLA RADIAZIONE ELETTROMAGNETICA

→ I FLUSSI RADIATIVI SCALDANO LE SUPERFICI SOLIDE CHE RACCHIUDONO IL SISTEMA CHE POI SCAMBIERANNO PER TRASMISSIONE

$h$  = ENTALPIA MASSICA (O SPECIFICA) DELL'ARIA UMIDA

$$h_{1+x} = r_0 x + (c_{pa} + c_{pv} x) T$$

TRASCURO POICHE' NON E' LEGATO ALLA TEMPERATURA

$$\Delta h_{1+x} \approx (c_{pa} + c_{pv} \bar{x}) \Delta T \Rightarrow \Delta h_{1+x} = c_p \Delta T$$

$\bar{x}$  VALORE MEDIO DEL TITOLO

$$\sum_{k=1}^q \phi_k = \phi_c + \phi_e + \phi_p$$

- $\phi_c$  = FLUSSO TERMICO SCAMBIATO PER CONVEZIONE FRA L'ARIA E LE SUP. INTERNE PARETI E DIVISORI
- $\phi_e$  = FLUSSO TERMICO DOVUTO AI CARICHI ENDOGENI CONVETTIVI
- $\phi_p$  = FLUSSO TERMICO IMPIANTI DI CLIMATIZZAZIONE

$\frac{dU}{dt}$  → NON TRASCURABILE →  $dU = d(\rho V c_v T) \Rightarrow dU = \rho V c_v dT$

MASSA VOLUMICA      CAPACITÀ TERMICA MASSICA A VOLUME COSTANTE

$u$  = ENERGIA INTERNA MASSICA →  $u = \frac{U}{M} [J/kg]$

L'EQ. DI BILANCIO SI RISOLVE PER EFFETTUARE IL

- CALCOLO DI PROGETTO :
    - DIMENSIONAMENTO IMPIANTI
    - SI UTILIZZANO I VALORI DI PROGETTO O DI PICCO
  - CALCOLO DI VERIFICA :
    - VALUTARE IL COMPORTAMENTO TERMICO DELL'EDIFICIO COME SISTEMA PASSIVO
    - DETERMINARE IL CONSUMO ANNUO PER CLIMATIZZAZIONE
    - VALUTARE IL RISPETTO DEI REQUISITI DI PRESTAZIONE ENERGETICA
    - CONFRONTARE ALTERNATIVE PROGETTUALI
- 

TEMPERATURE



# FLUSSO TERMICO DISPERSO PER TRASMISSIONE ATTRAVERSO LE PARETI - $\phi_c$

I FLUSSI TERMICI PER DISPERSIONE NON AVVENGONO SOLO CON L'ESTERNO, MA ANCHE CON LOCALI A TEMPERATURE DIFFERENTI → PER EVITARE L'USO DI DIFFERENZE DI TEMPERATURE DIVERSE LA NORMA INTRODUCE IL CONCETTO DI

## COEFFICIENTE DI PERDITA PER TRASMISSIONE $H_T$ [W/K]

$$-\phi_c = (H_{T,e} + H_{T,nr} + H_{T,i} + H_{T,t}) (\tilde{\theta}_i - \theta_e^*)$$

$H_{T,e}$  = FRA AMBIENTE RISCALDATO ED ESTERNO

$H_{T,nr}$  = FRA AMBIENTE RISCALDATO ED AMBIENTE NON RISCALDATO

$H_{T,i}$  = " " " " E AMBIENTI RISCALDATI A  $\theta_i$  DIVERSE

$H_{T,t}$  = " " " " E TERRENO

$H_{T,e}$  → DIPENDE DALL'INVOLUCRO E DAI PONTI TERMICI LINEARI

$$H_{T,e} = \sum_{k=1}^n A_k U_k e_k + \sum_{l=1}^m \Psi_l l_e e_l$$

FATTORI CORRETTIVI CHE TENGONO CONTO DELL'ESPOSIZIONE DELLA SUPERFICIE VANNO CALCOLATI SOLO 1 VOLTA O NELLA CORREZIONE DELLA TRASMITTANZA O NEL CALCOLO DI  $H_{T,e}$

TRASMITTANZA LINEARE DEL PONTE TERMICO  
UNI EN ISO 14683  
UNI EN ISO 10211-2

$H_{T,nr}$  → DIPENDE DALL'INVOLUCRO E DAI PONTI TERMICI LINEARI

$$H_{T,nr} = \left( \sum_{k=1}^n A_k U_k + \sum_{l=1}^m \Psi_l l_e \right) b_u$$

FAITORE DI RIDUZIONE DELLA TEMP. CALCOLATO CON 3 DIVERSE PROCEDURE

•  $\theta_{i,nr}$  NOTA →  $b_u = \frac{\tilde{\theta}_i - \theta_{i,nr}}{\tilde{\theta}_i - \theta_e^*}$

•  $\theta_{i,nr}$  INCOGNITA → PROCEDURA SEMPLIFICATA → NORMA UNI EN 12831

PROCEDURA DETAGLIATA  
TENGO CONTO SI Δ DELLA VENTILAZIONE CHE DELLA TRASMISSIONE

$$b_u = \frac{H_{nr,e}}{H_{i,nr} + H_{nr,e}}$$

# FLUSSO TERMICO DISPERSO PER VENTILAZIONE $\phi_a$

$$|\phi_a| = H_{v,i} (\tilde{\theta}_i - \theta_e^*)$$

COEFFICIENTE DI PERDITA PER VENTILAZIONE

$$H_{v,i} = H_{v,e} + H_{v,L}$$

↑ CON L'ESTERNO  
 ↓ CON LOCALI LIMITROFI A  $\tilde{\theta}_i$  DIVERSA

$$H_{v,e} = q \cdot \rho_{int} \cdot c_{p,int}$$

PORTATA VOLUMETRICA DIARIA  $[m^3/s]$

CAPACITÀ TERMICA MASSICA  $\Delta p = \text{cost}$  DELL'ARIA UMIDA

MASSA VOLUMICA ARIA A  $\tilde{\theta}_i$

SI ASSUME COSTANTE

$\rho_{int} = 1,20 \text{ kg/m}^3$   
 $c_{p,int} = 1004 \text{ J/kgK}$

$$H_{v,e} = 0,34 q'$$

$[m^3/h]$

$$H_{v,L} = \sum_{j=1}^n q_{L,j} \rho_{int} c_p f_{v,j}$$

FATTORE DI RIDUZIONE DEL SALTO TERMICO

$$f_{v,j} = \frac{\tilde{\theta}_i - \theta_{L,j}}{\tilde{\theta}_i - \theta_e^*}$$

SE C'E' UN SISTEMA DI PRERISCALDAMENTO DELL'ARIA  $\phi_a$  SI DETERMINA PONENDO  $H_{v,e} = 0$  E  $\theta_{L,j}$  COME TEMPERATURA DI PRERISCALDAMENTO E COME  $q_{L,j}$  PORTATA DI ARIA ESTERNA DI VENTILAZIONE

CI SONO 4 CONFIGURAZIONI TIPICHE CHE SI RISCONTRANO NELLA PRATICA:

## a) SOLE INFILTRAZIONI DI ARIA PER VENTILAZIONE NATURALE

→ A CARICO DEL BILANCIO DI ENERGIA DELL'AMBIENTE

INFILTRAZIONE ARIA ESTERNA O LOCALI LIMITROFI

TRASCURATA PERCHÉ IL SALTO TERMICO È MINORE RISPETTO A QUELLO CON L'ESTERNO

$$H_{v,L} = 0 \Rightarrow H_{v,i} = H_{v,e}$$

$$q = \max(q_{inf}, q_{ig})$$

INFILTRAZIONE FESSURE INVOLUCRO

PORTATA DI VENTILAZIONE AI FINI DI RISCAMBIO D'ARIA (IGIENIA)

$$q_{inf} = 2V n_{50} e_i \epsilon_i$$

$$q_{ig} = n_{min} V$$

$V$  = VOLUME SPAZIO RISCALDATO  
 $n_{50}$  = RISCAMBI ORA CONVEZIONALI DIFF. PRESSIONE INT. - EST = 50 Pa  $[1/h]$   
 $e_i$  = SCHERMATURA VENTO  
 $\epsilon_i$  = FATTORE DI CORREZIONE DOVUTO ALL'ALTEZZA

APPENDICE D UNI-EN 12831

$n_{min}$  = NUMERO MINIMO RISCAMBI DIARI

d) PRESENZA DI SISTEMI DI CLIMATIZZAZIONE AD ARIA → A CARICO DELL'IMPIANTO  
 (VENTILAZIONE MECCANICA ED USO DELLA PORTATA DI VENTILAZIONE A FINI TERMOIGROMETRICI)  
IMMETTO ARIA A TEMPERATURE SUPERIORI  $\tilde{\theta}_i$  ⇒  $\theta_{intr}, x_{intr}$

↳ BILANCIO EN. AMBIENTE,  $\phi_p$  METTE IN GIOCO UN SALTO TERMICO POSITIVO

IN REGIME INVERNALE ⇒  $\tilde{\phi}_p^* = q_{pint} \cdot c_p (\theta_{intr} - \tilde{\theta}_i) = -\phi_c$

PER QUANTIFICARE LE PERDITE PER VENTILAZIONE A CARICO DELL'IMPIANTO DI CLIMATIZZAZIONE SI USA ⇒

$$|\phi_c| = q_{pint} c_{pint} (\tilde{\theta}_i - \theta_i^*)$$

SERVE A DIMENSIONARE LA CALDAIA

## INTERMITTANZA E ATTENUAZIONE NOTTURNA DELLA TEMPERATURA

$\phi_{RH}$

CARICO TERMICO AGGIUNTIVO NECESSARIO AL RIPRISTINO DELLA TEMPERATURA DI PROGETTO NEI TEMPI DESIDERATI ALLA RIACCENSIONE DEL SISTEMA STESSO

- ↳ FUNZIONE
- DELL'INERZIA TERMICA DELL'EDIFICIO
  - DEL TEMPO IN CUI VOGLIAMO SI RIPRISTINI US  $\tilde{\theta}_i$
  - DELLA CADUTA DI TEMPERATURA DURANTE LO SPEGNIMENTO
  - DELLE CARATTERISTICHE DEL SISTEMA DI CONTROLLO E REGOLAZIONE DELL'IMPIANTO

CALCOLO COMPLICATO → PROCEDURA SEMPLIFICATA APPLICABILE A

\* EDIFICI RESIDENZIALI : PERIODO DI SPEGNIMENTO O ATTENUAZIONE  $\leq 8$  ORE

INERZIA TERMICA NON TROPPO BASSA

\* EDIFICI NON RESIDENZIALI : PERIODO DI SPEGNIMENTO O ATTENUAZIONE  $\leq 48$  ORE E PERIODO DI OCCUPAZIONE GIORNALIERO  $> 8$  ORE,  $20^\circ \text{C} \leq \tilde{\theta}_i \leq 22^\circ \text{C}$

A TOTALE AMB. RISCALDATO  
 $f_{RH}$  FATTORE DI CORREZIONE TABULATO

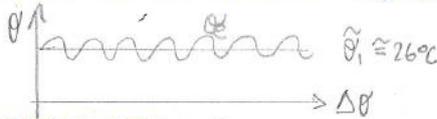
$$\phi_{RH} = A f_{RH}$$

↳ IN FUNZIONE DELLA DESTINAZIONE D'USO, DELL'INTERVALLO DI TEMPO IN CUI SI DEVE TORNARE ALLA  $\tilde{\theta}_i$ , DELLA CADUTA DI TEMPERATURA DELLA  $\tilde{\theta}_i$  DURANTE LO SPEGNIMENTO **UNI 12831**

$$\tilde{\phi}_{p, \text{INTERMITTENZA}}^* = \tilde{\phi}_p^* + \phi_{RH}$$

# CLIMATIZZAZIONE ESTIVA

SOLUZIONE EQ. DI BISOGNO CON L'IPOTESI DI MANTENERE LA TEMPERATURA MEDIA SU UN VALORE DI SET-POINT → DIFFERENZA CON REGIME INVERNALE



IPOTESI SEMPLIFICATIVE  
CONDIZIONALI AL CONTORNO

- $\theta_e$  FORTEMENTE VARIABILE NEL TEMPO →  $\Delta\theta$  NO COSTANTE
- RADIACIONE SOLARE E CARICHI ENDOGENI GRAVANO SUL CARICO TERMICO IN QUANTO POSITIVI E PRESENTANO NOTEVOLI FLUTTUAZIONI TEMPORALI
- GLI EFFETTI DI ACCUMULO TERMICO E L'INERZIA NON POSSONO ESSERE TRASCURATI
- GLI UNICI FLUSSI TERMICI CHE POSSONO ESSERE SCAMBIATI DAL SISTEMA SONO QUELLI DI NATURA CONVETTIVA, QUELLI DI NATURA RADIATIVA INTERVENGONO IN MODO RITARDATO ED IMPARZIALE → RISOLVANO L'INVOLUCRO → CONTA L'INERZIA TERMICA ≠ DAL SIST. TERM.

## 4 TIPI DI POTENZA TERMICA:

1) **HEAT GAIN** = GUADAGNO TERMICO = FLUSSO TERMICO CHE ENTRANO IN AMBIENTE O CHE SONO GENERATI AL SUO INTERNO AD UN CERTO ISTANTE DI TEMPO  $t$ . SONO CLASSIFICATI IN BASE ALLA CAUSA CHE LI GENERA:

CONVETTIVI  
RADIATIVI  
MISTI

- RADIACIONE SOLARE ATTRAVERSO INVOLUCRO TRASPARENTE
- FLUSSO TERMICO (CONVETTIVO E RADIATIVO) ATTRAVERSO L'INVOLUCRO OP.
- CARICHI TERMICI ENDOGENI (CONVETTIVI E RADIATIVI)
- FLUSSI E NTALPICI CONNESSI ALLA VENTILAZIONE / INFILTRAZIONE (SOLO CONVETTIVI, SOLO QUOTA SENSIBILE)

2) **COOLING LOADS** = CARICO TERMICO AMBIENTE = CIÒ CHE DEVE TOGLIERE L'IMPIANTO

= FLUSSO TERMICO CHE E' NECESSARIO SOTTRARRE DALL'AMBIENTE ALL'ISTANTE  $t$  PER MANTENERE  $\theta_i$  → SOLO NATURA CONVETTIVA

COOLING LOADS ≠ HEAT GAINS ≠  $\dot{\Phi}_p^*$  (PERCHÉ SONO ↗)

NELO STESSO ISTANTE  $H_G \neq CL$

3) **HEAT EXTRACTION RATE** = FLUSSO TERMICO RIMOSSO OGNI ISTANTE DALL'IMPIANTO.

**HEAT EXTRACTION RATE = COOLING LOAD SOLO SE  $\theta_i = \text{cost}$**

SOLO CONVETTIVI

CONDIZIONE SODDISFATTA SOLO IN VIA TEORICA

CL RIMOSSO REALE SULL'IMPIANTO TENENDO CONTO DELL'EFFETTIVO ANDAMENTO SPEGNIMENTO - ACCENSIONE

L'IMPIANTO OSCILLA CONTINUAMENTE FRA RAFFRESCAMENTO E RISCALDAMENTO

$\theta_i \pm 1^\circ\text{C}$

LA BATTERIA POTREBBE ESSERE DISTANTE DALLA COND. TERMICA → RAFFREDDO DI PIÙ L'ARIA IN MODO CHE ARRIVI IN AMBIENTE ALLA QUANTITÀ

4) **COOLING LOAD SULLA BATTERIA** = FLUSSO TERMICO COMPLESSIVO CHE DEVE ESSERE RIMOSSO

SOLO CONVETTIVI DALLA BATTERIA DI RAFFREDDAMENTO: DEVO COMPENSA-

RE L'HEAT EX. RATE IMMETTENDO ARIA A TEMP. MINORE → SE HO 10 kW DEVO PRODURRE 10,5

**DIMENSIONAMENTO IMPIANTI** → DETERMINAZIONE **COOLING LOAD**

**VALUTAZIONE CONSUMI ENERGETICI** → VALUTAZIONE **HEAT EXTRACTION RATE**

**IPOTESI** DI CALCOLO:

- REGIME TERMICO TRANSITORIO ; IMMAGINO CHE L'EDIFICIO SIA SOGGETTO PER 8 GIORNI AL GIORNO PEGGIORE E RICAVO 24 VALORI DEL CARICO TERMICO ?
- PROFILI TEMPORALI DI PROGETTO PER LE CONDIZIONI TERMOIGROMETRICHE DELL'ARIA INTERNA ED ESTERNA, BASATI SULLA LOCALIZZAZIONE CLIMATICA E SUI CRITERI DI COMFORT INTERNO
- CONSIDERARE LE PORTATE D'ARIA DI VENTILAZIONE / INFILTRAZIONE
- CONSIDERARE CARICHI SOLARI ED ENDOGENI

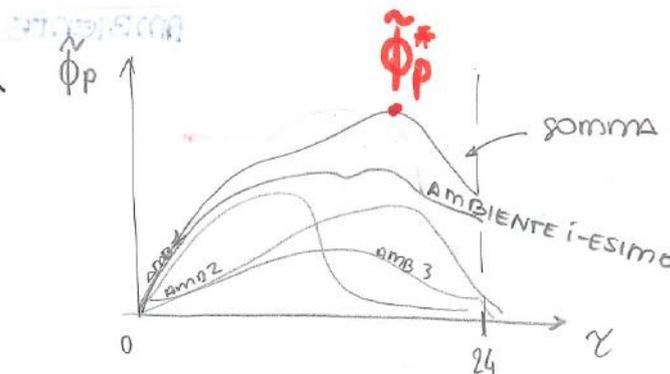
RIPETO PER LE 24h  
E PRENDO IL VALORE  
MASSIMO

$$\tilde{\Phi}_p(\tau) = -\phi_c(\tau) - \phi_a(\tau) - \phi_e(\tau)$$

POSITIVI FUSSI  
ENTRANTI IN  
AMBIENTE

$$|\tilde{\Phi}_p^*| = \max |\tilde{\Phi}_p(\tau)|$$

NON CONTEMPORANEITÀ  
DEI VALORI MASSIMI  
DELE POTENZE  
TERMICHE



PRENDO IL PICCO DELLA  
SOMMA DELLE  
FUNZIONI DEI SINGOLI  
AMBIENTI

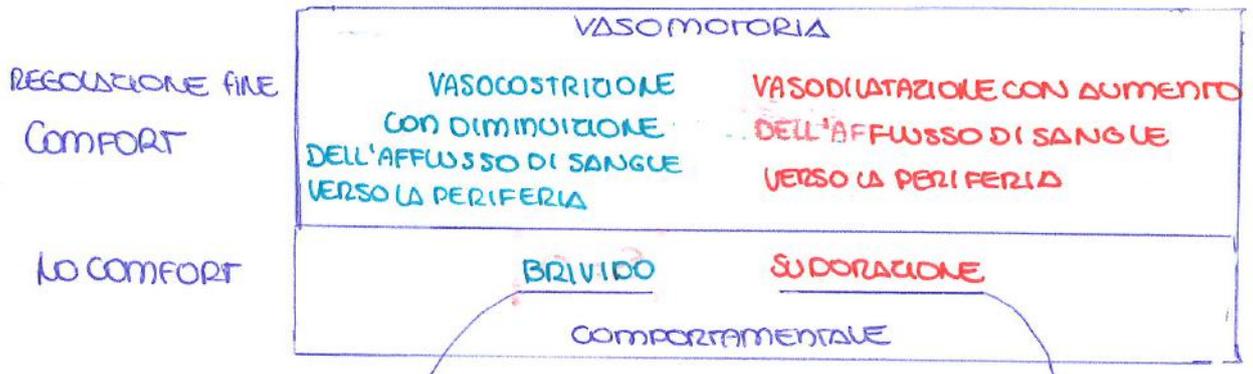
SOLUZIONE DEL BILANCIO DI EN. IN REGIME ESTIVO RISULTA PIÙ COMPLESSA RISPETTO AL REGIME INVERNALE E LE VARIABILI IN GIOCO SONO NUMEROSE -  
LE VARIAZIONI CICLICHE DELLE CONDIZIONI AL CONTORNO, DOVUTE ALL'ALTERNANZA GIORNO E NOTTE, FANNO SÌ CHE LE POTENZE TERMICHE CHE COMPAGNANO NELL'EQ. RISULTINO SPESSE NON IN FASE.

# SISTEMI DI TERMOREGOLAZIONE → SERVONO A MANTENERE LA TEMPERATURA DEL NUCLEO DEL CORPO UMANO COSTANTE

CORPO UMANO

- NUCLEO →  $T_{CORE} = 37^{\circ}\text{C} \pm 0,15^{\circ}\text{C}$
- PELLE →  $T_{SKIN} = 33,7^{\circ}\text{C}$  (5°C SOGLIA DOLORE)

I RECEPTORI TERMICI INVIANO SEGNALI DI TEMPERATURA ALL'IPOTALAMO CHE LI CONFRONTA CON I VALORI DI RIFERIMENTO PER DARE LUOGO AI SEGNALI DI ERRORE CHE ATTIVANO I MECCANISMI DI TERMOREGOLAZIONE



MOTO INCONTROLLATO DEI MUSCOLI

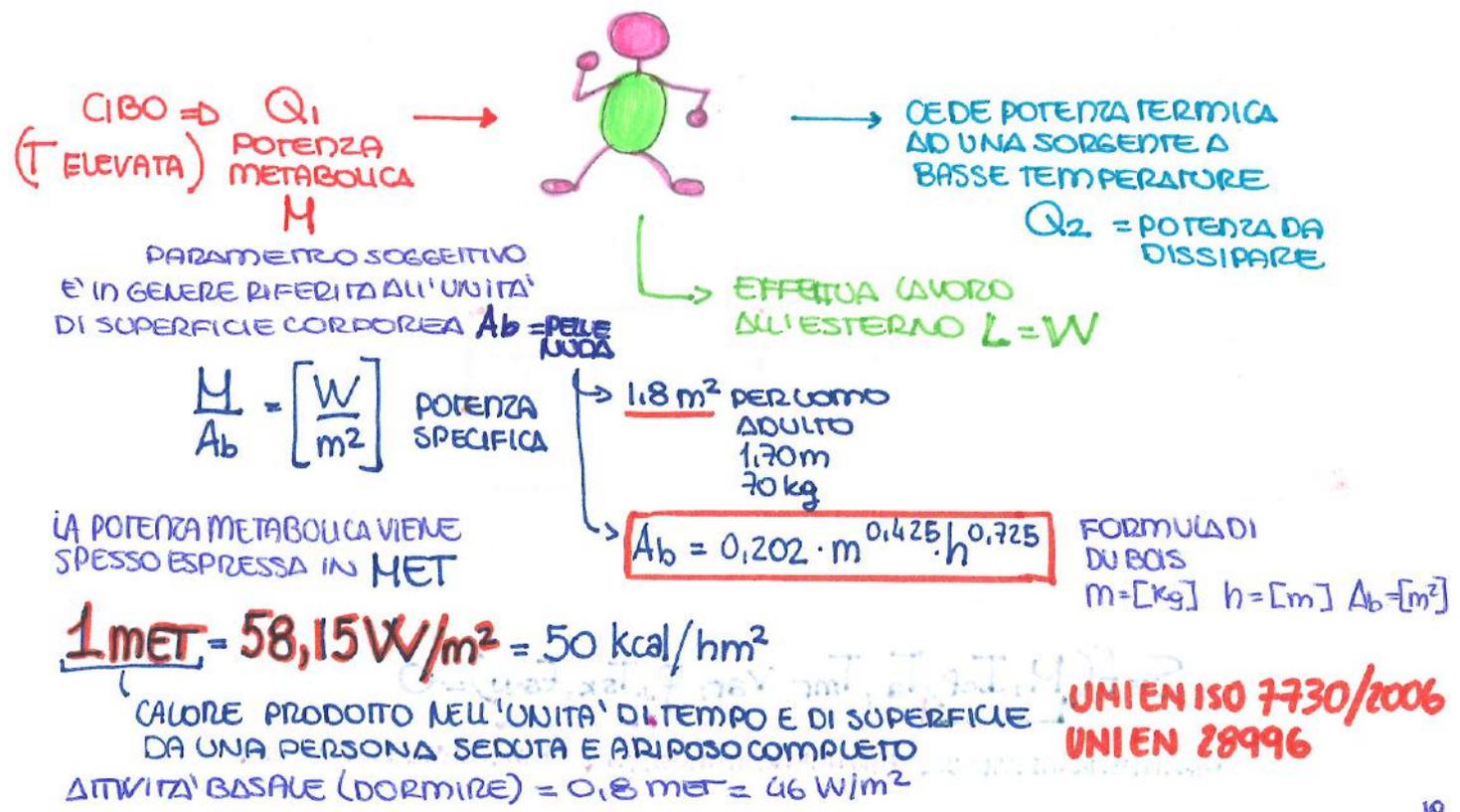
SI LAVORA SUL CALORE LATENTE

$$Q_{LAT} = \Gamma \cdot \dot{m}_{H_2O}$$

$$\Gamma \approx 2400-2500 \text{ KJ/kg}$$

IL CORPO EMETTE ACQUA CHE EVAPORA E SI RAFFREDDA TRASFORMAZIONE DI CALORE MOLTO ENERGETICA → PERMETTE DI VIVERE IN AMBIENTI MOLTO CALDI

## BILANCIO TERMICO DEL CORPO UMANO



FANGER, MEDIANTE SPERIMENTAZIONI SU SOGGETTI, HA TROVATO I VALORI ASSUNTI STATISTICAMENTE DELLA TEMPERATURA DELLA PELLE  $T_{sk}$  E LA POTENZA DISPERSA PER SATURAZIONE  $E_{sw}$  QUANDO LE PERSONE GIUDICANO DI ESSERE IN CONDIZIONI DI BENESSERE =

$T_{sk}^*$	$E_{sw}^*$
$34^\circ$	0
$< 34^\circ$	$> 0$

PER CONDIZIONI DI RIPOSO

PER  $M > 1$  ATTIVITA'

$$T_{sk}^* = 35,7 - 0,0275 \frac{M-W}{A_b}$$

$$E_{sw}^* = 0,42 \cdot A_b \cdot \left[ \frac{M-W}{A_b} - 58,15 \right]$$

EQUAZIONI DI BENESSERE (\*\*)

AFFINCHÉ UN INDIVIDUO SI TROVI IN CONDIZIONI DI COMFORT TERMOIGROMETRICO OCCORRE CHE LE 2 VARIABILI SOGGETTIVE, 4 VARIABILI AMBIENTALI E LE 2 VARIABILI FISIOLOGICHE SODDISFINO CONTEMPORANEAMENTE (\*) E (\*\*).

## INDICE DI COMFORT PMV : PREDICTED MEAN VOTE

SE IL COMFORT NON È VERIFICATO BISOGNA MISURARE QUANTO SI È IN DISCOMFORT, QUINDI FANGER HA INTRODOTTO UN INDICE RAZIONALE (BASATO SULLA POSIZIONE DELLA EQ. DI BILANCIO) CHE CORRELA LA SENSAZIONE TERMICA (QUINDI È UN INDICE DI SENSAZIONE) AD UN VOTO RELATIVO ALLA PERCEZIONE DELL'AMBIENTE. QUESTO È BASATO SU UNA SCALA SEMANTICA DI 7 VALORI:

- |    |                    |                                       |
|----|--------------------|---------------------------------------|
| -3 | MOLTO FREDDO       | PERSONE IN SODDISFATTE: TROPPO FREDDO |
| -2 | FREDDO             |                                       |
| -1 | LEGGERMENTE FREDDO | PERSONE SODDISFATTE DELL'AMBIENTE     |
| 0  | COMFORT (NEUTRO)   |                                       |
| 1  | LEGGERMENTE CALDO  |                                       |
| 2  | CALDO              | PERSONE IN SODDISFATTE: TROPPO CALDO  |
| 3  | MOLTO CALDO        |                                       |

BISOGNA QUINDI LEGARE IL PMV ALL'EQUAZIONE DI BILANCIO.

SECONDO FANGER, LA SENSAZIONE TERMICA PROVATA DA UNA PERSONA È LEGATA AL CARICO TERMICO  $L = (M-W)$  OSSIA LA DIFFERENZA TRA LA POTENZA TERMICA EFFETTIVAMENTE GENERATA DAL CORPO E LA ENERGIA TERMICA CHE DISSIPEREBBE IN CONDIZIONI DI BENESSERE, A PARI ATTIVITÀ FISICA.

## IPOTESI DEL METODO DI FANGER

- PMV COMPRESO TRA  $-2$  E  $+2$   $\rightarrow$  AMBIENTI MODERATI
- METABOLISMO =  $0,8 \div 4$  MET
- ABBIGLIAMENTO =  $0 \div 2$  CLO
- TEMPERATURA ARIA =  $10 \div 30^\circ\text{C}$
- TEMPERATURA MEDIA RADIANTE =  $10 \div 40^\circ\text{C}$
- VELOCITÀ RELATIVA ARIA =  $0 \div 1$  m/s
- UMIDITÀ RELATIVA DELL'ARIA =  $30 \div 70$  %

TUTTO QUESTO NON VALE PER GLI **EDIFICI PASSIVI**  $\rightarrow$  **COMFORT ADATTATIVO**  
 PERCHÉ IN QUESTI NON SI PUÒ SEMPRE GARANTIRE IL COMFORT, INOLTRE CI SI ASPETTAVA  
 CHE LE PERSONE FOSSERO INSODDISFATTE INVECE I RISULTATI ERANO MIGLIORI DELLA TEORIA  
**PMV SOLO PER EDIFICI CON IMPIANTI**

## CONSIDERAZIONI SU PMV E PPD

- L'UMIDITÀ RELATIVA  $\psi$  INCIDE RELATIVAMENTE POCO SUL PMV  
 $\hookrightarrow$  VARIAZIONE UR DAL 30% AL 70% CORRISPONDE ALLA SENSAZIONE TERMICA  
 PROVOCATA DA UNA VARIAZIONE DI TEMPERATURA DI  $1^\circ\text{C}$
- SI SOTTOSTIMA IL DISCOMFORT PER  $\psi > 70-80\%$  E  $\psi < 30-35\%$ 
  - $\hookrightarrow$  VALORI BASSI ( $< 30\%$ ) DI  $\psi$  NON INCIDONO TANTO SUL COMFORT QUANTO DANNO  
 PROBLEMI FISILOGICI
  - $\hookrightarrow$  VALORI ALTI ( $> 70\%$ ) PORTANO IL RISCHIO DI CONDENSA
  - $\hookrightarrow$  DI SOLITO CI SI TIENE  $40 < \psi < 60\%$
- TEORIA BASATA SU SOGGETTI CHE SVOLGONO ATTIVITÀ FISICA LEGGERA ( $\leq 2$  MET)
- VALORI UTILIZZATI PER I CALCOLI IN CONDIZIONI DI COMFORT, NO REALI ( $E_d^*, E_{sw}^*, R_i^*, C_i^*, T_{sk}^*$ )

$$f_{cp} = 1 + 0,2 I_{cp} \quad I_{cp} < 0,5 c_{lo}$$

$$f_{cp} = 1,05 + 0,1 I_{cp} \quad I_{cp} \geq 0,5 c_{lo}$$

$$h'_c = 2,38 (T_{cp} - T_a)^{0,25}$$

$$h''_c = 12,1 \cdot \sqrt{Var}$$

$$h_c = \max(h'_c, h''_c)$$

$$Var = V_a + 0,0052 \left( \frac{M - W}{A} - 58,2 \right)$$

CONVEZIONE NATURALE  
 CONVEZIONE FORZATA  
 SI CALCOLANO ENTRAMBI I VALORI IN QUANTO E' DIFFICILE CAPIRE IL LIMITE FRA CONV. NATURALE E FORZATA

QUINDI SI HA ?

NON NOTA A PRIORI!

$$C = f_{cp} A_b h_c (T_{cp} - T_a)$$

**T<sub>mr</sub>**

TEMPERATURA MEDIA RADIANTE : E' UNA T FITZIA UNIFORME SU TUTTE LE SUPERFICI CHE RACCHIUDONO L'AMBIENTE FINIZIO NERO (E=1) IN CUI IL SOGGETTO SCAMBIEREBBE PER IRRAGGIAMENTO LA STESSA POTENZA TERMICA R CHE SCAMBIA EFFETTIVAMENTE NEL LOCALE REALE.

$$T_{mr} = \sum_i F_{pi} T_i$$

F<sub>pi</sub> = FATTORE DI VISTA PERSONA - SUP. i-esima

↳ DETERMINATI CON GRAFICI IN FUNZIONE DELLA CONFIGURAZIONE GEOMETRICA IN BASE AD UNA PERSONA IN PIEDI O SEDUTA ED UNA SUP. RETTANGOLARE PUO' ESSERE ORIENTATO O MENO

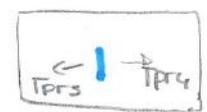
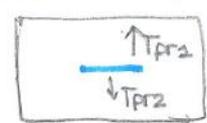
METODO APPROSSIMATO:

$$T_{mr} \approx \frac{\sum_i S_i T_i}{\sum_i S}$$

SI PUO' MISURARE CON IL

**GLOBOTERMOMETRO**

6 TEMPERATURE PIANE RADIANTI ⇒ T<sub>mr</sub>



T<sub>pr3</sub>, T<sub>pr6</sub>

# DISCOMFORT LOCALE

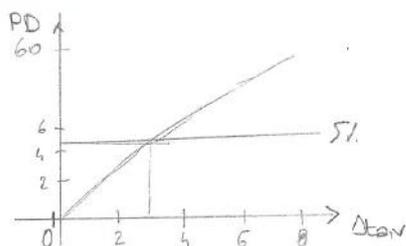
- CAUSE:
- 1 - ELEVATA DIFFERENZA VERTICALE DI TEMPERATURA (STRATIFICAZIONE ARIA)
  - 2 - CORRENTI D'ARIA - DRAFT RISK
  - 3 - PAVIMENTO TROPPO CALDO/FREDDO
  - 4 - ELEVATA ASIMMETRIA DELLA TEMPERATURA PIANA RADIANTE

1  $t_{1,1}$  = <sup>DIFFERENZA</sup> TEMPERATURA MISURATA A LIVELLO DELLA TESTA DI UNA PERSONA SEDUTA  $h = 1,1$  m  
 0 IN PIEDI  $h = 1,7$  m

$t_{0,1}$  = <sup>DIFFERENZA</sup> TEMPERATURA MISURATA A LIVELLO DELLE CAVIGLIE  $t_{0,1}$   $h = 0,1$  m

$t_{1,1} > t_{0,1}$  DISCOMFORT

**UNI EN ISO 7730** → LIMITE ACCESSIBILITÀ PER INSODDISFATTI 5% (CLASSE B) A CUI CORRISPONDE UNA DIFFERENZA DI TEMPERATURA DI 3°C



2 RAFFREDDAMENTO INDESIDERATO DI UNA PARTE DEL CORPO, CAUSATO DAL MOVIMENTO DELL'ARIA IN AMBIENTE. LA SENSAZIONE DI DISAGIO AUMENTA CON IL DIMINUIRE DELLA TEMPERATURA DELL'ARIA E DIPENDE DALLA VELOCITÀ DELL'ARIA ED ALLA TURBULENZA  $T_u$ , DIPENDE INOLTRE DAL COMFORT GLOBALE, DALL'ATTIVITÀ DEL SOGGETTO, DALLA ZONA DEL CORPO INTERESSATA DALLA CORRENTE E DALLA  $\Delta T$  FRA CORRENTE D'ARIA E  $T_{media}$  DELL'ARIA.

LA PERCENTUALE PREVISTA DI INSODDISFATTI DR DEVE ESSERE AL MAX 20%.

$$DR = (34 - t_a) \cdot (v_a - 0,05)^{0,62} (0,37 v_a \cdot T_u + 3,14)$$

$$T_u = \frac{SD}{v_a} 100 \quad SD = \text{DEVIATION STANDARD VELOCITÀ DELL'ARIA (m/s)}$$

$v_a \leq 0,15$  m/s IN INVERNO  
 $v_a \leq 0,25$  m/s IN ESTATE **UNI 10339**

3 I VALORI LIMITE DI ACCETTABILITÀ DIPENDONO DALLA PERMANENZA E VARIANO SE L'UTENTE INDOSSA DELLE SCARPE O È A PIEDI NUDI. **UNI EN ISO 7730** PREVEDE CHE IL PAVIMENTO ABBAIA UNA TEMPERATURA COMPRESA FRA 19°C E 26°C, PER IMPIANTO A PAVIMENTO  $T = 29$ °C

# IAQ E VENTILAZIONE

VERIFICARE - SICUREZZA E SALUTE  
- COMFORT -> PERCEZIONE OLFATTIVA

LA QUALITÀ DELL'ARIA INTERNA IN UN AMBIENTE È CONSIDERATA ACCETTABILE QUANDO NON SONO PRESENTI INQUINANTI SPECIFICI IN CONCENTRAZIONI DANNOSE (SECONDO I CRITERI STABILITI DALLE AUTORITÀ COMPETENTI) E QUANDO ALMENO L'80% DEGLI OCCUPANTI ESPRIME SODDISFAZIONE NEI SUOI RIGUARDI. **ASHRAE 1989**

**INQUINANTE** o CONTAMINANTE QUALUNQUE SOSTANZA CHE NON È NORMALMENTE PRESENTE NELLA COMPOSIZIONE DELL'ARIA ATMOSFERICA OPPURE CHE È PRESENTE NELLA NORMALE COMPOSIZIONE DELL'ARIA, MA IN PERCENTUALE DIVERSA → 21% O<sub>2</sub> VAPORE  
71% N CO<sub>2</sub>  
LA CONCENTRAZIONE DI INQUINANTI DEVE ESSERE MINORE DEI LIMITI IMPOSTI DA LEGGI LOCALI O DALLA WHO. (OMS)

350 ppm  
IN ARIA PURA

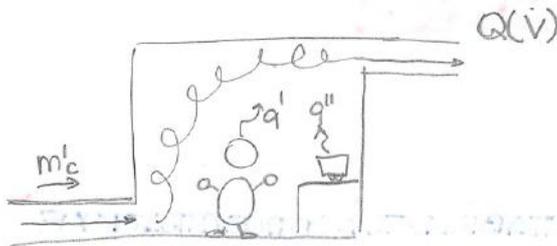
**NEL RESIDENZIALE E NEL TERZIARIO L'ARIA DEVE AVERE ANCHE UNA BUONA QUALITÀ OLFATTIVA**

**INQUINANTI OUTDOOR** = DERIVANTI DAI PROCESSI DI COMBUSTIONE (OSSIDI DI AZOTO, OZONO, COMPOSTI ORGANICI VOLATILI (VOC), ZOLFO, CARBONIO)  
PARTICOLATO AERODISPERSO, CONTAMINANTI MICROBIOLOGICI

**INDOOR** = ESTERNI + BIOEFFLUENTI (LE PERSONE PRODUCONO CO<sub>2</sub> QUINDI SONO INQUINANTI), RADON, FIBRE MINERALI, FUMO TABACCO

STRATEGIE DI CONTROLLO QUALITÀ ARIA INDOOR:

- 1 → CHE INTERVENGONO SULLA FONTE INQUINANTE
  - ELIMINAZIONE/RIDUZIONE EMISSIONE FONTE
  - CONFINAMENTO FONTE
  - TRATTAMENTO FONTE (ES. CAPPACUCINA)
- 2 → CHE INTERVENGONO SULL'ARIA AMBIENTE
  - VENTILAZIONE AMBIENTI
  - ESTRAZIONE LOCALIZZATA
  - FILTRAZIONE ARIA



REGIME DI VENTILAZIONE STAZIONARIO

$$q = \sum_{i=1}^n q_i$$

(Vc)

DENSITA' INQUINANTE

$$m_c = \rho_c V_c = \rho_c q$$

$\frac{Q}{V} C_b$

$$\left( C = \frac{V_c}{V} = \frac{V_c / \tau}{V / \tau} = \frac{V_c}{V} \right)$$

$$V_c = C \cdot V = CQ$$

$$\dot{m}'c = \rho_c V_c' = \rho_c C_b Q$$

$$\dot{m}_{IN} = \dot{m}'c + \dot{m}_c = (C_b Q) \rho_c + q \rho_c$$

CONTRIBUTO ENDOGENO

$$\dot{m}_{OUT} = \rho_c \langle C \rangle Q = C_{USCITA} Q \rho_c$$

PER MISCELAZIONE UNIFORME

VARIAZIONE MASSA INQUINANTE NEL TEMPO

$$\dot{m}_{IN} - \dot{m}_{OUT} = \frac{\partial m}{\partial \tau}$$

$$m = V_c \rho_c = \langle C \rangle V \rho_c$$

MASSA CONTENUTA ALL'INTERNO DEL VOLUME V

$$C_b Q \rho_c + q \rho_c - C_{USCITA} Q \rho_c = \frac{\partial (\langle C \rangle V \rho_c)}{\partial \tau}$$

$H_p$  = MASSA VOLUMICA  $\rho_c$  COSTANTE NEL TEMPO ED UNIFORME NEL VOLUME

$$C_b Q + q - (C_{USCITA} Q) \rho_c = \frac{\partial (\langle C \rangle V)}{\partial \tau}$$

→ RISOLVENDO L'EQ. DIFFERENZIALE OTTENGO UNA FUNZIONE CHE MI DA ISTANTANEE PER ISTANTE LA CONCENTRAZIONE DELL'INQUINANTE NELL'AMBIENTE

REGIME STAZIONARIO E PER MISCELAZIONE PERFETTA

$$\dot{m}_{IN} - \dot{m}_{OUT} = 0 \Rightarrow \dot{m}_{IN} = \dot{m}_{OUT} \Rightarrow \langle C \rangle = C_{USCITA} \Rightarrow$$

$$\Rightarrow q + (C_b - \langle C \rangle) Q = 0 \Rightarrow -Q(C_b - \langle C \rangle) = q \Rightarrow \boxed{Q = \frac{q}{\langle C \rangle - C_b}}$$

CONSIDERO  $\langle C \rangle$  COSTANTE NEL TEMPO PERCHE' IN AMBITO PROGETTUALE MI METTO SEMPRE NELLE CONDIZIONI PIU' SFAVOREVOLI (ES. AULA SEMPRE PIENA TUTTO IL GIORNO)

$$\langle C \rangle - C_b \leq 1000-1500 \text{ ppm}$$

### APPROCCIO PRESTAZIONALE

**ASHRAE 62.1** FISSA IL VALORE DI  $\langle C \rangle$  E SI CALCOLA SUCCESSIVAMENTE IL VALORE DELLA PORTATA VOLUMETRICA CON L'EQ. DI BILANCIO

SOLO PER VENTILAZIONE MECCANICA

### APPROCCIO PRESCRITTIVO

**UNI 10339, ASHRAE ST. 62.1** FISSA IL VALORE DELLA PORTATA VOLUMETRICA Q

APPROCCIO PRESTAZIONALE BASATO SUL CONTROLLO DELLA PERCEZIONE OLFATTIVA DELLA QUALITA' DELL'ARIA E' UN TECHNICAL REPORT DEL CEN - TEDRIA DI FANGER

# TLV-C - LENDING

VALORE LIMITE DI SOGLIA MASSIMO DETERMINATO DALLA CONCENTRAZIONE DI PICCO CHE NON DEVE MAI ESSERE SUPERATO NEMMENO PER UN ISTANCE

NEL CASO DI MISCELE CONTAMINANTI:  $\frac{C_1}{TLV_1} + \frac{C_2}{TLV_2} + \dots + \frac{C_n}{TLV_n} < 1$

## APPROCCIO PRESCRITTIVO - UNI 10339 (ASHRAE 62)

VENGONO FORNITE AL PROGETTISTA INDICAZIONI DIRETTE SUL VALORE DI PORTATA O RICAMBIO D'ARIA MINIMI DA ASSUMERE PER IL DIMENSIONAMENTO DEGLI IMPIANTI I VALORI SUGGERITI SONO BASATI SULL'ASSUNZIONE DI VALORI MEDI RAPPRESENTATIVI DELLA PORTATA DI INQUINANTE PRODOTTA IN AMBIENTE E PER I VALORI DI CONCENTRAZIONE DI FONDO DELL'INQUINANTE NELL'ARIA ESTERNA. **Si applica a configurazioni medie, ambienti civili ENON INDUSTRIALI.**

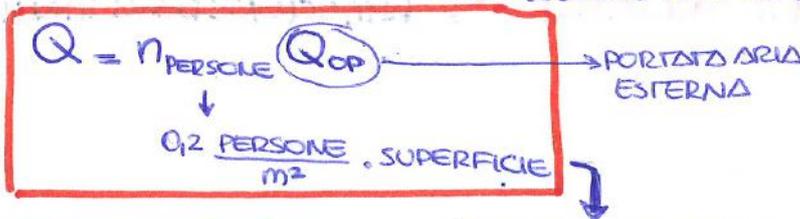
SI DEFINISCONO DEGLI AMBIENTI TIPO MEDI SULLA BASE DELLA DESTINAZIONE D'USO E PER OGNI TIPOLOGIA SI DETERMINA STATISTICAMENTE L'ENTITA' MEDIA DELLA PRODUZIONE DI INQUINANTI IN BASE AL TASSO DI OCCUPAZIONE TIPICO O ALLA SUPERFICIE IN PIANTA DELL'AMBIENTE → SI DETERMINA IL VALORE DI PORTATA DI VENTILAZIONE

SE LA NORMA UNI 10339 NON E' APPLICABILE PERCHE' IL PROGETTO E' LONTANO DALLA MEDIA IN SENSO NEGATIVO SI USA L'ASHRAE

**IN ITALIA NON CI SONO NORME CHE PRESCRIVONO L'ADOZIONE DELLA VENTILAZIONE MECCANICA (A PARTE AMBIENTI SPECIALI COME SALE OPERATORIE) NE TASSI DI VENTILAZIONE MINIMI → CASO SPECIFICO EDILIZIA SCOLASTICA**

### UNI 10339 SOLO AMBIENTI VENTILATI MECCANICAMENTE

→ METODO TABELLARE  
→ MISCELAZIONE PERFETTA



SI DEVE GARANTIRE UN RICAMBIO D'ARIA MINIMO DI 5 VOLUMI / ORA MA NON E' SPECIFICATO COME, SE CON IMPIANTO O MENO

$Q_{os}$  := PORTATA DI ESTRAZIONE

↓  
NEI BAGNI E NELLE CUCINE CI DEVE ESSERE UNA PRESSIONE DELL'ARIA MINORE RISPETTO AD ALTRI LOCALI PER EVITARE DI DISPERDERE I CATTIVI ODORI

$\sum Q_{op} > \sum Q_{os}$

LA NORMA FORNISCE UN **INDICE DI AFFOLLAMENTO**  $n_s$  CIOE' UN NUMERO STANDARD DI OCCUPANTI PER METRO QUADRO

PER AMBIENTI CON GRANDI VOLUMI METRICI I VALORI DI CONFIGURAZIONE STANDARD RISULTEREBBERO ECCESSIVI → PROCEDURA SPECIFICA →  $Q_{ope}$  = PORTATA VENTILAZIONE SPECIFICA PER PERSONA

$\frac{V}{n} \leq 15 \text{ m}^3/\text{pers} \Rightarrow Q_{ope} = Q_{op}$

$\frac{V}{n} \geq 45 \text{ m}^3/\text{pers} \Rightarrow$  METODO A

$15 \leq \frac{V}{n} \leq 45 \text{ m}^3/\text{pers} \Rightarrow$  METODO B

# SBS = SICK BUILDING SYNDROME

GLI IMPIANTI DEVONO ESSERE MANTENUTI IN MANIERA ADEGUATA OPPURE RISCHIANO DI DIVENTARE ESSI STESSI FONTI D'INQUINANTI

## APPROCCIO PRESTAZIONALE BASATO SULLA PERCEZIONE OLFATTIVA

TECHNICAL REPORT 1752 → PORTA A DIMENSIONARE GLI IMPIANTI SULLA BASE DI PORTATE MOLTO ALTE

- FONTE DI CATTIVO ODORE:
- PERSONE E LE LORO ATTIVITÀ
  - MATERIALI DA COSTRUZIONE
  - ARREDI
  - SOSTANZE CHIMICHE PER LA PULIZIA
  - GLI STESSI IMPIANTI DI VENTILAZIONE E CONDIZIONAMENTO

CARICO INQUINANTE COMPLESSIVO =  $\sum$  (CARICHI INQUINANTI FONTE)

FANGER INTRODUCE 2 GRANDEZZE SOGGETTIVE:

1 CARICO INQUINANTE  $G$  (=q) [OLF]

2 LIVELLO DI INQUINAMENTO PERCEPITO  $\xi$  (=c) [DECIPOL]

1)  $G \rightarrow$  OLF RAPPRESENTA IL TASSO DI SOSTANZE INQUINANTI EMESSA DA UNA PERSONA NORMALE (ADULTO), MEDIANAMENTE PULITA (2 DOCCIE OGNI 3 GIORNI) CHE SVOLGE ATTIVITÀ SEDENTARIA IN CONDIZIONI DI BENESSERE TERMICO

2)  $\xi \rightarrow$  DECIPOL L'INQUINAMENTO PERCEPITO DA UNA PERSONA IN UN AMBIENTE VENTILATO CON UNA PORTATA D'ARIA DI 10 l/s IN CUI IL CARICO DI INQUINANTE SIA RAPPRESENTATO DA UNA PERSONA IN ATTIVITÀ SEDENTARIA E MEDIANAMENTE PULITA (1 OLF)

$$Q = \frac{10G}{\xi_{lim} - \xi_b} \cdot \frac{1}{E_v} \quad \text{SE } \xi_b = 0 \Rightarrow \xi = \frac{G}{\frac{Q}{10}} \left[ \frac{l}{s} \right]; \quad \xi = \frac{36G}{Q} \left[ \frac{m^3}{h} \right]$$

CORRELATO ALLA PERCENTUALE DI INSODDISFATTI A CAUSA DEL CATTIVO ODORE

$$PD = 395 e^{-3,25 \xi^{-0,25}}$$

$$\xi = \frac{112}{[\ln(PD) - 5,98]^4}$$

PERCENTUALE DI INSODDISFATTI  $\text{max} = 20\%$

→ LIVELLO DI INQUINAMENTO LIMITE

### FATTORE DI UTILIZZAZIONE

•  $\gamma_H = \frac{Q_{H,ign}}{Q_{H,ht}}$

$\gamma_H \neq 1 \rightarrow \eta_{H,ign} = \frac{1 - \gamma_H^{aH}}{1 - \gamma_H^{aH+1}}$

$\gamma_H = 1 \rightarrow \eta_{H,ign} = \frac{aH}{aH+1}$

$a_H = a_{OH} + \frac{\beta_H}{\tau_{OH}}$

$a_{OH}, \tau_{OH}$  FORNITI

1 15h

calcolo  $\gamma_H$  e  $\gamma_{H2}, \gamma_{Hlim}$

se  $\gamma_{H2} < \gamma_{Hlim} \Rightarrow f_H = 1$

se  $\gamma_{H1} > \gamma_{Hlim} \Rightarrow f_H = 0$

se  $\gamma_H > \gamma_{Hlim} \Rightarrow f_H$  da formula

se  $\gamma_H \leq \gamma_{Hlim} \Rightarrow f_H$  da formula

$\gamma = \frac{Cm/3600}{H_{tri,adj} + H_{ve,adj}}$

•  $\gamma_c = \frac{Q_{c,ign}}{Q_{c,ht}}$

$\gamma_c \neq 1$  e  $\gamma_c > 0 \rightarrow \eta_{c,ls} = \frac{1 - \gamma_c^{a_c}}{1 - \gamma_c^{a_c+1}}$

$\gamma_c = 1 \rightarrow \eta_{c,ls} = \frac{a_c}{a_c+1}$

$\gamma_c < 1 \rightarrow \eta_{c,ls} = 1$

$a_c = \frac{a_{o,c}}{\beta_1} + \frac{\tau_c}{\tau_{oc}} - K \frac{A_w}{A_p}$

$\beta$  AREA FINESTRATA  
 AREA PAVIMENTAZIONE CLIMATIZZATA

$(\frac{1}{\gamma_c})_2 < (\frac{1}{\gamma_c})_{lim} \quad f_c = 1$

$(\frac{1}{\gamma_c})_1 > (\frac{1}{\gamma_c})_{lim} \quad f_c = 0$

$\frac{1}{\gamma_c} > (\frac{1}{\gamma_c})_{lim}$

$\frac{1}{\gamma_c} \leq (\frac{1}{\gamma_c})_{lim}$

calcolo frazione mese

## CLIMATIZZAZIONE INVERNALE

$$Q_H' = Q_{H,ind} - Q_{w,frh} \quad \text{FABBISOGNO IDEALE NETTO}$$

$$Q_{HR} = \sum Q_H' + Q_{l,e} + Q_{l,rg} - Q_{aux,e,frh} \quad \text{FABBISOGNO EFFETTIVO}$$

$$Q_{l,e} = Q_H' \cdot \frac{1 - \eta_e}{\eta_e} \quad \begin{array}{l} \text{PERDITE SISTEMA DI EMISSIONE} \\ \eta_e \text{ DIPENDE DAL CARICO MEDIO ANNUO} \\ Q_H/Vt \end{array}$$

DALL'ALTEZZA DEL LOCALE E DAL TIPO DI IMPIANTO

$$Q_{l,rg} = (Q_H' + Q_{l,e}) \cdot \frac{1 - \eta_{rg}}{\eta_{rg}} \quad \text{PERDITE SISTEMA DI REGOLAZIONE}$$

$$Q_{l,d} = Q_{HR} \cdot \frac{1 - \eta_d}{\eta_d} \quad \text{PERDITE DI DISTRIBUZIONE}$$

$$Q_{gn,out} = Q_{HR} + Q_{l,d} \quad \text{EN. IN USCITA DAL SOTTOSISTEMA DI GENERAZIONE}$$

$$Q_{l,gn} = Q_{gn,out} \cdot \frac{1 - \eta_{gn}}{\eta_{gn}} \quad \text{PERDITE SIST. DI GENERAZIONE}$$

$$Q_{gn,in} = Q_{gn,out} + Q_{l,gn} \quad \text{EN. IN INGRESSO AL SISTEMA DI GENERAZIONE}$$

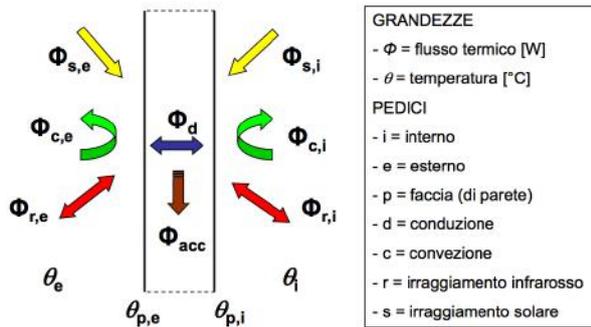
$$E_{gn,aux} = \frac{W_{aux,px} \cdot t_{gn}}{1000} \quad \text{EN. AUSILIARI GENERAZIONE}$$

$$Q_{p,H} = Q_{gn,in} \cdot f_p + (Q_{aux,d} + Q_{gn,aux}) f_{pel} \quad \text{FABBISOGNO DI EN. PRIMARIA}$$

19

28

# UNI TS 11300 - PARTE 1



dalla finestra e si spalmano sulle superfici che assorbono questa energia. Per lo scambio termico con il sole si utilizza una temperatura più alta definita come

**TEMPERATURA SOLE ARIA:** temperatura che dovrebbe avere l'ambiente esterno in assenza di radiazione solare, affinché il flusso termico trasmesso fra ambiente interno ed esterno sia pari al flusso trasmesso nella situazione reale in presenza di radiazione solare.

$$\theta_{sa} = \theta_e + \frac{\alpha_s \cdot I}{h_e}$$

$\alpha_s$  = coefficiente di assorbimento solare della parete

$I$  = irradianza solare [W/m<sup>2</sup>]

$h_e$  = adduttanza termica esterna [W/m<sup>2</sup>K]

**IRRADIANZA "I":** flusso di energia radiante (W) che agisce su un metro quadro di parete. La quota di energia assorbita dipende dal colore della parete stessa  $\alpha$  ed è influenzata, oltre che da altri fattori correttivi, anche dalla temperatura della volta celeste, che ha una temperatura apparente minore di quella esterna:

**TEMPERATURA ESTERNA EQUIVALENTE:** temperatura uniforme dell'ambiente esterno con il quale la parete scambierebbe lo stesso flusso termico per irraggiamento e convezione scambiato con l'ambiente reale non uniforme.  $Fr=1$  per elementi orizzontali,  $Fr=0,5$  per elementi verticali senza altri edifici che fanno ombra. Molti materiali edilizi hanno come emissività  $\epsilon=0,9$ .  $\Delta\theta_r$ , tipicamente negativo, ci dice di quanto è più fredda la volta celeste rispetto l'aria esterna (ordine di grandezza:  $\sim 10^\circ$ ).

$$\theta_{c,eq} = \theta_e + \frac{F_r \cdot 5\epsilon \cdot \Delta\theta_{cr}}{h_e} + \frac{\alpha_s \cdot I}{h_e}$$

$F_r$  = fattore di vista tra la parete e la volta celeste

$\epsilon$  = emissività della superficie esterna della parete [-]

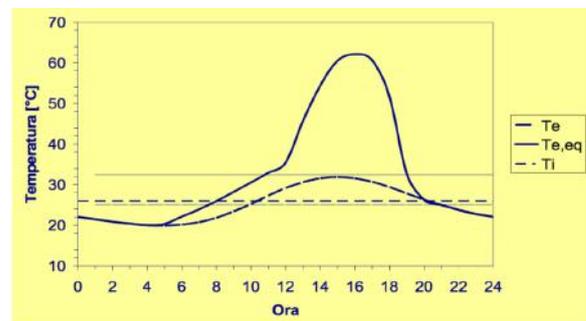
$h_e$  = adduttanza termica esterna [W/m<sup>2</sup>K]

$\Delta\theta_r$  = differenza tra la temperatura dell'aria esterna e la temperatura apparente della volta celeste [K]

La radiazione solare incide molto sul bilancio: in un giorno estivo di progetto, il coefficiente liminare esterno è di circa 15 W/m<sup>2</sup>K, considerando una parete esposta ad ovest di colore medio, si grafica l'andamento della temperatura ora per ora: la temperatura massima si registra intorno alle 15:00 con un picco di 32°, ma questa è molto più bassa rispetto all'irradiazione solare che fa sì che la parete sia esposta ad una temperatura di 60°.

## REQUISITI TERMICI DEI COMPONENTI OPACHI:

- CONTROLLO DELLA CONDENSAZIONE SUPERFICIALE
- CONTROLLO DELLA CONDENSAZIONE INTERNA
- **ISOLAMENTO TERMICO:** è l'attitudine del componente a ridurre la trasmissione del calore in condizioni stazionarie. Questo requisito è tanto più importante quanto più elevata è la differenza media tra temperatura interna ed esterna.



Alla fine le cose che entrano in gioco sono parametri noti: conduttività termica, spessore dello strato, massa volumica, etc.

Se ci sono più strati trovo un'unica matrice derivante dal prodotto delle matrici dei diversi strati. Se voglio considerare anche lo scambio liminare aggiungo altre due matrici che moltiplico una all'inizio ed una alla fine dell'espressione:

$$Z = \begin{pmatrix} Z_{11} & Z_{12} \\ Z_{21} & Z_{22} \end{pmatrix} = Z_{se} Z_N Z_{N-1} \dots Z_3 Z_2 Z_1 Z_{si}$$



$$Z_s = \begin{pmatrix} 1 & -R_s \\ 0 & 1 \end{pmatrix}$$

$R_s$  è la resistenza termica dello strato liminare

Se la **temperatura esterna** varia con legge sinusoidale e periodo di 24 ore:

$$\theta_e = \theta_{e,m} + \Delta\theta_{e,max} \cdot \cos(2\pi \cdot t / 24)$$

$$\theta_i = \theta_{e,m}$$

Il flusso termico areico sulla faccia interna della parete vale:

•in assenza d'inerzia termica

$$\rightarrow q_i^* = U \cdot \Delta\theta_{e,max} \cdot \cos(2\pi \cdot t / 24)$$

•in presenza d'inerzia termica

$$\rightarrow q_i = f_a \cdot U \cdot \Delta\theta_{e,max} \cdot \cos(2\pi \cdot (t - \varphi_a) / 24)$$

$$= Y_{ie} \cdot \Delta\theta_{e,max} \cdot \cos(2\pi \cdot (t - \varphi_a) / 24)$$

-  $f_a$  = fattore di attenuazione [-]

-  $\varphi_a$  = sfasamento o ritardo temporale [h]

-  $Y_{ie}$  = trasmittanza termica periodica [W/(m<sup>2</sup>K)]

$\theta_e$  come termine medio fisso più termine oscillante; pongo  $\theta_i$  pari alla  $\theta_m$ , e così da ritrovarmi in condizioni stazionarie ed avere la temperatura esterna dipendente solo dal termine oscillante. Si ipotizza una parete con una massa leggerissima, inesistente (come per esempio può essere un vetro).

Il flusso termico che entra in ambiente, anche se le condizioni cambiano da un'ora all'altra è descritto dalla trasmittanza termica dell'elemento per la differenza di temperatura esterna ed interna.

Se la parete ha massa, ha una sua inerzia termica, il flusso che entra in ambiente è ancora espresso da una sinusoide con un periodo di 24h, cambia il fatto che l'ampiezza del flusso è caratterizzata da un fattore dimensionale che si aggiunge, il **fattore di attenuazione** compreso fra 0 e 1: se la parete è leggerissima il fattore è 1, è come se l'elemento non ci fosse, se la parete è spessissima, pesantissima, il fattore è 0, è come se non importasse l'oscillamento della temperatura.

La **TRASMITTANZA TERMICA PERIODICA** " $Y_{ie}$ " è il **prodotto fra il fattore di attenuazione** " $f_a$ " e la **trasmittanza** " $U$ "; va calcolata per legge per ogni parete, tranne quelle esposte a NORD (perchè non c'è radiazione solare).

Il massimo del flusso che entra in ambiente, rispetto al massimo della sollecitazione della temperatura esterna, sono sfasati l'uno rispetto all'altro, c'è uno sfasamento temporale di  $\varphi_a$  ore rispetto al massimo della sollecitazione esterna. Questo sfasamento dipende dalla massa della parete ed è molto utile "giocare" con questo sfasamento perché per esempio in estate, quando il massimo della sollecitazione termica è nelle ore centrali della giornata, se ho una parete realizzata con uno sfasamento di 12h, risentirò di quella sollecitazione 12 ore più tardi, quando fuori c'è una temperatura più bassa.

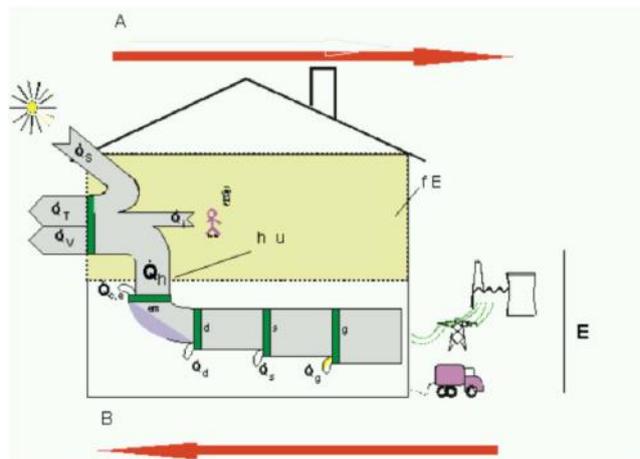
# CALCOLO DEL FABBISOGNO DI ENERGIA TERMICA PER LA CLIMATIZZAZIONE DEGLI EDIFICI

EDIFICIO = FABBRICATO + IMPIANTI

Nell'immagine è schematizzato un impianto di riscaldamento.

Il fabbisogno di energia che deve essere fornita alla zona termica dell'edificio d'inverno, e sottratta d'estate, deriva da una equazione di bilancio termico del fabbricato nella quale consideriamo 4 termini:

- il calore disperso per trasmissione attraverso l'involucro  $Q_T$ ;
- il calore disperso per ventilazione (per i ricambi d'aria)  $Q_V$ ;
- il calore generato all'interno dell'ambiente (persone, apparecchiature, lampadine, etc.)  $Q_i$ ;
- gli apporti solari  $Q_s$ .



Il calore  $Q_h$  fornito al fabbricato deriva da un impianto di riscaldamento: una serie di tanti sottosistemi in cascata uno rispetto all'altro. Partendo da monte c'è un **sottosistema di generazione** (caldaia), dove entra il combustibile e dove c'è del consumo di energia elettrica, che produce calore messo a disposizione di un fluido termovettore. Se bruciando il combustibile nel sottosistema di generazione entra 100, l'energia utile in uscita non sarà 100 perché ci sono delle perdite, c'è un certo rendimento. Proseguendo può esserci un **sottosistema di accumulo** (un serbatoio dell'acqua calda), dove a valle ci sarà una energia inferiore. Poi si il **sottosistema di distribuzione**, cioè tutti i tubi, e di nuovo a valle del sistema c'è un energia disponibile minore. Infine abbiamo un **sottosistema di immissione** ed il **sottosistema di regolazione** che comportano anch'essi delle perdite. **L'ENERGIA CONSUMATA DALL'IMPIANTO NON COINCIDE CON L'ENERGIA UTILE FORNITA AL FABBRICATO. Le energie consumate di tipo diverso possono essere messe tutte insieme con opportuni fattori di correzione per avere un unico carico termico di energia primaria.**

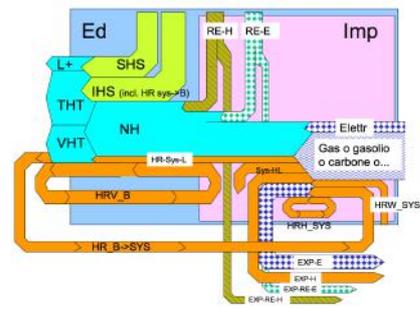
L'energia procede da destra verso sinistra, ma le norme tecniche internazionali seguono un processo di calcolo opposto: si parte dal fabbricato e si risale la catena. La prima fase del calcolo è relativa al fabbricato: si ipotizza che in inverno si abbia una temperatura di comfort ( $20^\circ/26^\circ$ ), in tutti gli istanti del periodo e in tutto l'ambiente, e si scrive il bilancio dei vari termini per calcolare qual'è l'energia termica che idealmente l'impianto di riscaldamento/raffrescamento dovrà fornire per mantenere quella temperatura. Inizialmente non ci interessa la provenienza di questa energia. Successivamente si passa alla parte impiantistica.

A livello europeo si risolve il tutto con l'applicazione di una cinquantina di norme che dividono il calcolo in tre fasi:

1. il fabbricato: UNI EN ISO 13790, ci dice come scrivere le equazioni di bilancio dei 4 termini (dispersioni per trasmissione, ventilazione, apporti solari e interni). Questa norma però richiede come input una serie di parametri elaborati da altre norme.
2. l'impianto: parte dal fabbisogno termico utile. Ci sono una serie di norme che analizzano i diversi tipi di impianti
3. il calcolo dell'indicatore dell'energia primaria: una volta calcolata l'energia consumata per ogni impianto (le bollette per intenderci) si trova l'indicatore espresso in termini di energia primaria.

Queste norme sono sotto revisione, in Italia però non sono applicabili perché troppo complesse: si sono recepite le norme base, mentre le norme per il calcolo del fabbisogno di energia hanno un documento aggiuntivo nazionale che spiega come applicare la norma o quali semplificazioni effettuare. Ci sono dunque 4 specifiche tecniche: UNI TS 11300:

Dal grafico: THT e VHT rappresentano le perdite per trasmissione e per ventilazione mentre SHS e IHS sono gli apporti interni e solari. In prima battuta potrei dire che il fabbisogno di riscaldamento è dato dalle dispersioni meno gli apporti gratuiti. Però emerge che una parte di questi apporti gratuiti non vanno a ridurre il fabbisogno, ma vanno a produrre una L+, degli apporti gratuiti aggiuntivi che non vengono utilizzati, cosa significa? Es: fine di marzo, casa, se faccio un calcolo medio mensile di dispersioni ed apporti di un edificio a Torino, a marzo viene fuori che le dispersioni sono maggiori degli apporti e che quindi devo riscaldare. Questo in condizioni medie. Se si prendono invece le condizioni reali dinamiche, di un giorno con un bel tempo, in cui magari ci sono molte persone a casa: può succedere che a mezzogiorno io abbia più apporti che dispersioni e che quindi la temperatura rimanga 20° anche senza il bisogno di riscaldamento. Ci sono due considerazioni da fare: l'impianto di riscaldamento potrebbe continuare a lavorare anche quando non serve, ma questa eventualità viene presa in conto nei calcoli impiantistici (consideriamolo spento); se fa comunque caldo apro la finestra aumentando le dispersioni. Quindi quegli apporti solari esterni che io ho considerato costanti in realtà non li sfrutto al 100% perché quello che non sfrutto corrisponde al "aprire la finestra" in alcune ore in cui non ho bisogno di quegli apporti.



Si possono introdurre allora le formule che sono al centro del calcolo:

• Per ogni zona dell'edificio e per ogni mese:

$$Q_{H,nd} = Q_{H,ht} - \eta_{H,gn} \cdot Q_{gn}$$

$$= (Q_{H,tr} + Q_{H,ve}) - \eta_{H,gn} \cdot (Q_{int} + Q_{sol})$$

$$Q_{C,nd} = Q_{gn} - \eta_{C,ls} \cdot Q_{C,ht}$$

$$= (Q_{int} + Q_{sol}) - \eta_{C,ls} \cdot (Q_{C,tr} + Q_{C,ve})$$

Dispersioni in blu, apporti solari in verde, in rosso c'è il fattore dinamico di utilizzazione degli apporti gratuiti che mi dice che utilizzo circa l'80% degli apporti gratuiti.

Quindi  $\eta$  gains è l'unico modo per tenere conto dei fattori dinamici ed è **quello che rende il metodo quasi-stazionario ed è adimensionale e compreso fra 0-1**.

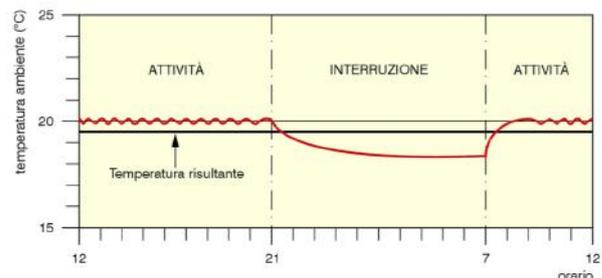
La frazione non utilizzata  $1-\eta$  corrisponde a quegli apporti gratuiti che per effetti dinamici in alcune ore, in alcuni giorni, sono in eccesso.

In estate gli apporti gratuiti prevalgono sulle dispersioni e quindi il fabbisogno di cooling si calcola come apporti gratuiti meno dispersioni e il fattore dinamico si applica alle perdite:  $\eta$  losses.

**Se questo  $\eta_{H,gn}$  tiene conto della quota utile di apporti gratuiti,  $\eta_{C,ls}$  tiene conto delle dispersioni utili in estate per ridurre il fabbisogno di cooling e quindi la parte non utile di queste dispersioni,  $1-\eta$ , corrisponderà alle dispersioni in eccesso (es. di notte la temperatura scende anche senza l'impianto, tutta la dispersione in più è da considerarsi non utile).**

Queste formule fanno riferimento al caso in cui la temperatura di set-point è mantenuta costante in tutte le ore di tutti i giorni del mese considerato. Quello che avviene nella realtà è diverso perché l'impianto in determinate ore del giorno o in alcuni giorni della settimana viene spento o attivato in modalità attenuata il che determina un funzionamento che non è sempre lo stesso.

La temperatura scende gradualmente e non immediatamente grazie all'inerzia termica. Se volessi considerare questo regime di funzionamento intermittente nel calcolo delle dispersioni medie mensili non dovrei considerare la temperatura di 20°, ma quella media nel tempo. L'intermittenza fa risparmiare energia, riducendo i consumi perché ho una temperatura media più bassa. Il problema è come calcolare la temperatura risultante: le formule viste in precedenza si complicano con l'aggiunta di un ulteriore termine dinamico:



stanti. D'altro canto si sa che la radiazione solare può essere trattata introducendo una temperatura fittizia chiamata temperatura sole aria. Quello che si è deciso è quindi che **negli apporti solari gratuiti rientrano solo quelli che riguardano i componenti vetrati**.

La differenza rispetto alla versione precedente della norma sta nel fatto che non vengono moltiplicati per il fattore dinamico  $\eta$ .

Questa espressione ci dice come calcolare l'ENERGIA TERMICA che in un mese viene DISPERSA PER TRASMISSIONE dalla zona termica considerata.

$$Q_{H/C,tr} = H_{tr,adj} \cdot (\theta_{int,set,H/C} - \theta_e) \cdot t + \left\{ \sum_k F_{r,k} \cdot \Phi_{r,mn,k} \right\} \cdot t + \left\{ \sum_l (1-b_{tr,l}) \cdot F_{r,l} \cdot \Phi_{r,mn,u,l} \right\} \cdot t - Q_{sol,op} \quad [MJ]$$

$H_{tr,adj}$  coefficiente globale di scambio termico per trasmissione corretto per tenere conto della differenza di temperatura interno-esterno [W/K]  
 $\theta_{int,set,H/C}$  temperatura interna di regolazione per il riscaldamento/raffrescamento [°C]  
 $\theta_e$  temperatura esterna media del mese considerato o della frazione di mese [°C]  
 $t$  durata del mese considerato o della frazione di mese [Ms]  
 $F_{r,k,l}$  fattore di forma tra il componente edilizio  $k$ -esimo, o  $l$ -esimo dell'ambiente non climatizzato, e la volta celeste [-]  
 $\Phi_{r,mn,k}$  extra flusso termico dovuto alla radiazione infrarossa verso la volta celeste dal componente edilizio  $k$ -esimo, mediato sul tempo [W]  
 $\Phi_{r,mn,u,k}$  extra flusso termico dovuto alla radiazione infrarossa verso la volta celeste dal componente edilizio  $l$ -esimo dell'ambiente non climatizzato, mediato sul tempo [W]  
 $b_{tr,l}$  fattore di riduzione delle dispersioni per l'ambiente non climatizzato [-]  
 $Q_{sol,op}$  apporti di energia termica dovuti alla radiazione solare incidente sui componenti opachi [MJ]

I **dati climatici** sono riportati nella norma **UNI 10349**.  $H_{tr}$  moltiplicata per  $\theta_e$  mi da la potenza, ma a noi interessa l'energia e quindi moltiplico il tutto per il tempo, durata del mese (se esprimiamo il tempo in h invece che Ms avremo il risultato in Wh).

Il termine che rappresenta gli apporti solari attraverso i componenti opachi è riportato in questa espressione con il segno negativo

- I coefficienti globali di scambio termico per trasmissione si ricavano da UNI EN ISO 13789 come:

$$H_{tr,adj} = H_D + H_g + H_U + H_A$$

- $H_D$  = Coefficiente di scambio termico diretto per trasmissione verso l'ambiente esterno [W/K]
- $H_g$  = Coefficiente di scambio termico stazionario per trasmissione verso il terreno [W/K]
- $H_U$  = Coefficiente di scambio termico per trasmissione attraverso gli ambienti non climatizzati [W/K]
- $H_A$  = Coefficiente di scambio termico per trasmissione verso altre zone climatizzate a temperatura diversa [W/K]

$$H_x = b_{tr,x} [\sum_i A_i U_i + \sum_k l_k \psi_k + \sum_j \chi_j]$$

UNI EN ISO 13789  
UNI EN ISO 13370

La formula generale per calcolare il generico H è quella in basso. Se ho un ambiente non climatizzato a contatto con la mia zona termica devo tenerne conto attraverso il fattore correttivo  $b_{tr}$ , perché la differenza di temperatura è inferiore rispetto a quella con l'esterno. Per questo motivo la H riporta il pedice adj=adjusted.

(calcolo vari H visto con Perino)

Questo è l'unico modo che ci permette di utilizzare come differenza di temperatura sempre quella interna meno quella esterna.

La complicazione del calcolo è dato dai restanti due termini, che possono essere spesso trascurati, ma che dal punto di vista concettuale sono molto importanti: rappresentano l'extra flusso attraverso la volta celeste. Se ho una parete che separa due ambienti, uno a temperatura interna e l'altro a temperatura esterna, in condizioni stazionarie calcolo il flusso termico attraverso questa parete come:

$$+ \left\{ \sum_k F_{r,k} \cdot \Phi_{r,mn,k} \right\} \cdot t + \left\{ \sum_l (1-b_{tr,l}) \cdot F_{r,l} \cdot \Phi_{r,mn,u,l} \right\} \cdot t$$

$$\Phi = U \cdot A \cdot \Delta t \quad U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \sum R_j + \frac{1}{h_e}} \quad h_e = h_r + h_c = 25 W / m^2 K \quad (\text{il termine radiativo non c'entra con il sole})$$

Lo scambio termico radiativo avviene fra la faccia esterna della parete e la volta celeste e tutto ciò che la parete vede (terreno, altri edifici, etc.): non è giusto considerare che tutti questi altri elementi abbiano la stessa temperatura dell'aria esterna, perché se così fosse non ci sarebbe bisogno di aggiungere il termine

## ENERGIA TERMICA DISPERSA PER VENTILAZIONE

$$Q_{H/C,ve} = H_{ve,adj} \cdot (\theta_{int,set,H/C} - \theta_e) \cdot t \quad [MJ]$$

$H_{ve,adj}$  coefficiente globale di scambio termico per ventilazione corretto per tenere conto della differenza di temperatura interno-esterno [W/K]

$\theta_{int,set,H}$  temperatura interna di regolazione per il riscaldamento [°C]

$\theta_{int,set,C}$  temperatura interna di regolazione per il raffrescamento [°C]

$\theta_e$  temperatura esterna media del mese considerato o della frazione di mese [°C]

$t$  durata del mese considerato o della frazione di mese [Ms]

$$- H_{ve,adj} = \rho_a \cdot c_a \cdot \{\sum_k b_{ve,k} \cdot q_{ve,k,mn}\}$$

- $\rho_a \times c_a$  è la capacità termica volumica dell'aria, pari a 1 200 J/(m<sup>3</sup> × K);
- $q_{ve,k,mn}$  è la portata mediata sul tempo del flusso d'aria  $k$ -esimo, espressa in m<sup>3</sup>/s;
- $b_{ve,k}$  è il fattore di correzione della temperatura per il flusso d'aria  $k$ -esimo in ventilazione naturale

Nel caso di ventilazione meccanica  $b_{ve,k} = 1$  perché la correzione della temperatura per il flusso d'aria è già considerata nel termine  $q_{ve,k,mn}$

La ventilazione può essere naturale o meccanica. La legge italiana chiede di fare due verifiche: prima si fa la verifica della prestazione del solo fabbricato, un calcolo del fabbisogno di energia termica netta che esula dall'impianto, il cui indice di prestazione indica qual è la qualità termica del fabbricato, ma non abbiamo nessuna informazione sull'efficienza dell'impianto. La seconda verifica riguarda l'interno edificio, fabbricato +impianti, e arriva a calcolare il fabbisogno di energia primaria.

Nella prima parte si fa il calcolo con una **VENTILAZIONE DI RIFERIMENTO** ossia l'**areazione naturale in condizioni standard**. Quando invece vado a svolgere la seconda verifica allora si rifà il calcolo con la **VENTILAZIONE EFFETTIVA** che tiene conto dell'eventuale impianto di ventilazione.

Per il calcolo dell'energia termica dispersa per ventilazione si parte sempre da una **portata di progetto**, dopo di che si calcola la **portata media mensile**. Il calcolo di progetto viene effettuato, se siamo in un edificio residenziale o industriale mediante la seguente formula:

$$q_{ve,0} = n \times V / 3600$$

Per edifici delle categorie E.1 e E.8

$$n = 0,5 \text{ h}^{-1}$$

In tutti gli altri casi si applica la seguente formula binomia in funzione del numero di persone e dell'area di riferimento:

Dato di ingresso è la «portata minima di progetto dell'aria esterna»,  $q_{ve,0}$

$$q_{ve,0} = (n_{per} \times q_{op} + A_f \times q_{os}) \times \frac{0,8}{\epsilon_{ve}} \times (C_1 \times C_2)$$

- i valori di  $q_{op}$ ,  $q_{os}$ ,  $n_{per}$ ,  $n_{st}$ ,  $C_2$  sono ricavati dalla UNI 10339
- $\epsilon_{ve}$  = efficienza di ventilazione (= 0,8)
- $C_1$  = coefficiente correttivo per impianti misti (= 1)

Questa tabella ci dice a seconda della destinazione d'uso quante ore di occupazione ci sono ogni giorno: questo ha effetto sia sulla ventilazione sia sugli apporti interni. **(PROSPETTO E.1).**

Destinazione d'uso	f <sub>G,per</sub>
Residenziali	24/24
Alberghi, pensioni ed attività similari	8/24
Uffici ed assimilabili	8/24
Ospedali, cliniche o case di cura ed assimilabili	24/24
Attività ricreative, associative e di culto	8/24
Attività commerciali ed assimilabili	8/24
Attività sportive	8/24
Attività scolastiche di tutti i livelli e assimilabili	8/24
Attività industriali ed artigianali ed assimilabili	8/24

Questa tabella invece da il fattore di efficienza della regolazione dell'impianto di ventilazione FC<sub>ve</sub>.

Il valore più basso è l'edificio commerciale in cui ho un modulo di regolazione della portata d'aria basato sui sensori di CO<sub>2</sub>:0,33.

Destinazione d'uso dell'edificio	Tipo di sensore						
	Presenza			Movimento		CO <sub>2</sub>	
	Bocchetta con rilevatore di presenza integrato	Modulo di regolazione della portata	Ventilatore a velocità variabile	Modulo di regolazione della portata	Ventilatore a velocità variabile	Modulo di regolazione della portata	Ventilatore a velocità variabile
E.1 - Residenze	0,80	0,80	0,80	0,70	0,70	0,70	0,70
E.2 - Uffici singoli	0,68	0,64	0,64	0,67	0,70	0,57	0,61
E.2 - Open space	0,80	0,80	0,80	0,53	0,59	0,45	0,50
E.2 - Sala riunioni	0,55	0,55	0,60	0,34	0,43	0,29	0,37
E.4 - Ristorazione	0,8	0,8	0,8	0,58	0,63	0,49	0,53
E.4 - Cinema, teatri, sale per congressi	-	-	-	-	-	0,33	0,40
E.5 - Edifici commerciali	-	-	-	-	-	0,33	0,40
E.7 - Edificio scolastico primario	0,64	0,64	0,66	0,67	0,70	0,57	0,61
E7 - Edificio scolastico secondario	0,8	0,8	0,8	0,48	0,54	0,41	0,47

**APPORTI TERMICI INTERNI:** devo considerare gli apporti sia della zona termica, sia dell'ambiente non riscaldato adiacente. Questi sono dovuti sia alle persone, alle luci, alle apparecchiature elettriche, etc.; è semplice da calcolare poiché la norma da che valori utilizzare a seconda della destinazione d'uso, in W/m<sup>2</sup>.

$$Q_{int} = \left\{ \sum_k \Phi_{int,mn,k} \right\} \cdot t + \left\{ \sum_l (1 - b_{tr,l}) \Phi_{int,mn,u,l} \right\} \cdot t$$

$\Phi_{int,mn,k}$  flusso termico prodotto dalla  $k$ -esima sorgente di calore interna, mediato sul tempo [W]

$\Phi_{int,mn,u,l}$  flusso termico prodotto dalla  $l$ -esima sorgente di calore interna nell'ambiente non climatizzato adiacente  $u$ , mediato sul tempo [W]

$t$  durata del mese considerato o della frazione di mese [Ms]

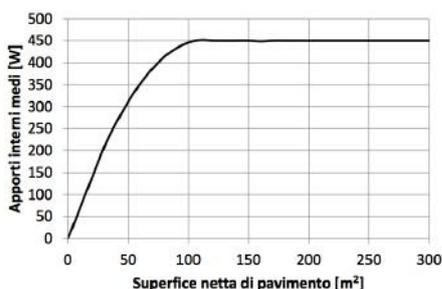
$b_{tr,l}$  fattore di riduzione per l'ambiente non climatizzato avente la sorgente di calore interna  $l$ -esima oppure il flusso termico  $l$ -esimo di origine solare [-]

Gli apporti interni sensibili, i W prodotti dagli occupanti, dalle luci, etc., sono valutati per le abitazioni mediante questa formula:

Per le abitazioni di categoria E.1(1) e E.1(2):

$$\Phi_{int} = 7,987 \cdot A_r - 0,0353 \cdot A_r^2 \quad [W] \quad \text{per } A_r \leq 120 \text{ m}^2$$

$$\Phi_{int} = 450 \quad W \quad \text{per } A_r > 120 \text{ m}^2$$



È una potenza media installata: tiene conto della potenza mediamente prodotta dagli occupanti, dalle apparecchiature nel corso del mese.

Per tutte le altre destinazioni d'uso è più semplice perché gli apporti sono forniti in W/m<sup>2</sup> in tabelle.

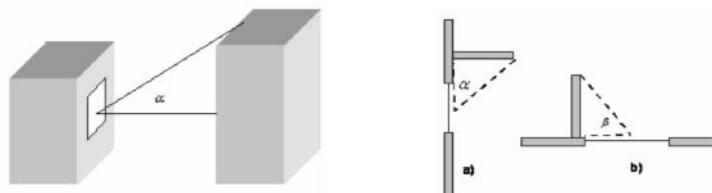
Esiste anche una **tabella degli apporti latenti** e serve per il bilancio di umidificazione e deumidificazione **(PROSPETTO E.3)**

$F_{sh,ob}$  è il **FATTORE DI RIDUZIONE PER OMBREGGIATURA**.

$$F_{sh,ob} = F_{hor} \times \min(F_{ov}, F_{fin})$$

In assenza di un programma che esegua i calcoli dell'ombreggiatura la norma fornisce delle tabelle.

Ci sono tre tipologie di componenti ombreggianti: l'edificio di fronte  $F_{hor}$ , l'aggetto orizzontale  $F_{ov}$  e l'aggetto verticale  $F_{fin}$ .



Quando si hanno tutti e tre gli elementi presenti, mentre nelle vecchie norme si moltiplicavano, ma risultava troppo cautelativo: nella nuova versione si utilizza l'espressione in alto.

Questi tre fattori possono essere ricavati dalle tabelle in funzione della geometria e in particolare dall'angolo individuato dagli aggetti.

Non è solo la geometria che entra in gioco: nelle UNI TS si trovano delle tabelle dove **per ciascun mese il fattore è legato all'angolo ma anche alla latitudine e all'orientamento**. Ovviamente si fanno tutte le interpolazioni del caso.

L'aggetto verticale si riferisce al caso di un solo aggetto e per le esposizioni E/O al solo aggetto esposto a S. Se la finestra è esposta a S e ho due aggetti c'è una formula che mi dice come tenerne conto.

Ci sono delle norme sui serramenti.

Sul vetro le norme più importanti sono la NORMA 410 che permette di determinare le caratteristiche luminose e solari (il  $g$  è calcolato dal produttore con le indicazioni contenute in questa norma). Così come la NORMA 673 dice come calcolare la trasmittanza termica del vetro.

Sul serramento nel suo complesso abbiamo una norma che introduce il concetto di permeabilità all'aria, NORMA 12207; due norme UNI EN 13363 1/2 che permettono di calcolare le schermature parallele al vetro; due norme che permettono di calcolare la trasmittanza termica della finestra UNI EN ISO 10077 1/2.

Un vetro basso emissivo ha una trasmittanza più bassa, perché?

Vetro doppio, la trasmittanza termica è l'inverso della somma delle resistenze (come se fosse una parete opaca): sommo la resistenza liminare esterna, la resistenza del vetro esterno (spessore/conducibilità termica del vetro, che vale  $1 \text{ W/mK}$ ), la resistenza dell'intercapedine, la resistenza termica della lastra interna e la resistenza liminare interna. Immaginiamo che questo vetro non sia basso emissivo: i valori delle resistenze termiche liminari sono tipicamente 0,04 (1/25) per quella esterna e 0,13 per quella interna, mentre per l'intercapedine la  $R$  è ricavata da una tabella e varia tra 0,13 e 0,18. Questo porta ad una trasmittanza del vetro-camera classico di circa  $3 \text{ W/m}^2\text{K}$  (il vetro semplice è tra  $5-6 \text{ W/m}^2\text{K}$ ). Oggi questo valore non è più accettabile, allora bisogna ridurre la trasmittanza: non è una soluzione intelligente aumentare lo spessore delle lastre, esiste una soluzione che mi permette di migliorare le prestazioni del vetro senza cambiarlo? Sì, si applica una pellicola basso emissiva: ricordiamoci che i coefficienti liminari ( $R$ ) sono l'inverso di un coefficiente di scambio convettivo più un coefficiente di scambio radiativo. Se si va ad applicare sulla lastra di vetro una pellicola basso-emissiva (all'interno è più conveniente) si riduce l' $h_r$  e quindi aumento la resistenza liminare. Nei vetri nuovi si agisce sull'intercapedine: l'obiettivo è quello di aumentare il più possibile la resistenza dell'intercapedine. Quest'ultima ha all'interno l'inverso della somma di un

- Si considerano sia per i componenti vetrati sia per i componenti opachi
- In caso di presenza di più aggetti o ostruzioni della stessa tipologia si potrebbe considerare solo quello che determina l'angolo maggiore

**Il calcolo degli angoli caratterizzanti le ombreggiature si effettua secondo la seguente procedura:**

- considerare la superficie esterna (per i componenti finestrati, comprendere anche il telaio);
- trovare il baricentro di tale superficie e da esso determinare la distanza ( $d$ ) e la profondità ( $h$ ) dell'aggetto, fermandosi all'intradosso dell'aggetto stesso;
- analogamente calcolare l'angolo formato dalle ostruzioni partendo sempre dal baricentro dell'intero componente finestrato o della superficie opaca.



## PARAMETRI DINAMICI

**FATTORE DI UTILIZZAZIONE:** nel calcolo invernale  $\eta$  è ricavato in funzione del **rapporto medio mensile  $\gamma$  tra apporti gratuiti e dispersioni**. Mentre l'altro termine che entra in gioco nella formula, l'esponente "**a**" è una **funzione della costante di tempo  $\tau$**  della zona termica: questa è quel parametro che rappresenta l'inerzia termica.  $a_0$  e  $\tau_0$  sono valori forniti dalla norma.

Abbiamo quindi una formula con due variabili indipendenti. Se  $Y=1$  questa espressione porta a  $0/0$ , un'espressione indeterminata, devo quindi scrivere il limite dell'espressione per  $Y$  che tende a 1 e risolvendolo si ottiene la formula riportata.

La differenza fra il grafico per il residenziale e per il terziario sta nei valori fissati della normativa di  $a_0$  e  $\tau_0$ .

In ordinata abbiamo il fattore di utilizzazione:  $1=$  apporti gratuiti sfruttati al 100%,  $0=$  non li strutto per niente. In ascissa abbiamo il rapporto fra apporti gratuiti e dispersioni  $Y$ . Se siamo in inverno ci interessa la parte sinistra del grafico, perché quando gli apporti gratuiti sono 2,5 volte le dispersioni non ho un fabbisogno di heating. Le diverse curve fanno riferimento a diversi valori della costante di tempo: edificio molto leggero per la curva più bassa, edificio con costante di tempo infinita per la curva piatta che poi tende a scendere (es. cattedrale gotica con cappotto esterno). Si nota che, per l'edificio con  $\tau$  infinita  $\eta$  è costantemente pari a 1. L'edificio leggero sfrutta di meno gli apporti gratuiti: ad esempio un edificio con costante di tempo pari a 8, con un  $Y=0,2$  incrocia la curva a 0,9, quindi l'edificio, pur avendo degli apporti gratuiti che sono appena il 20% delle dispersioni, non sfrutta appieno gli apporti gratuiti, ne utilizzo solo il 90%.

Nel **calcolo estivo** le formule che si applicano sono abbastanza simili rispetto al calcolo invernale, ma invece di  $Y$  c'è il suo inverso:

**$\lambda =$  dispersioni/apporti.**

Il termine "**a**" riportato nella norma europea (13790) non funziona per l'Italia ed è stata proposta una formulazione alternativa che è quella riportata sotto(11300).

Le formule viste fino ad adesso permettono il calcolo del fabbisogno di ENERGIA TERMICA SENSIBILE che riguarda il riscaldamento ed il raffrescamento.

Il **CALCOLO DEL FABBISOGNO DI ENERGIA TERMICA LATENTE riguarda la UMIDIFICAZIONE e DEUMIDIFICAZIONE**. Se ho un impianto di condizionamento devo sapere anche, mese per mese, quanto vapore acqueo devo fornire agli ambienti di inverno e quanto ne devo sottrarre d'estate. Se non ho l'impianto questo calcolo va saltato.

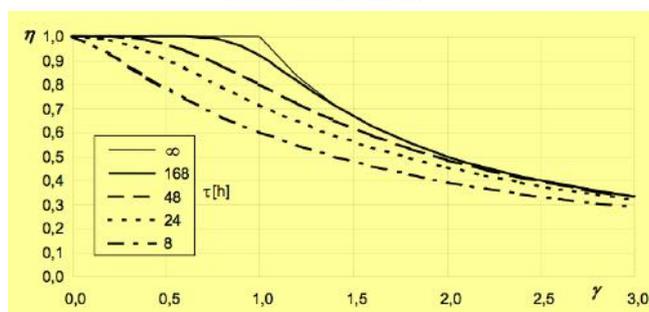
Questo calcolo si basa su un **bilancio termico mensile stazionario**, NON quasi stazionario, tra due termini: il primo che rappresenta un bisogno di umidificazione dell'ambiente ed è tipicamente legato agli **apporti interni**. Gli apporti interni da un lato producono energia sensibile, dall'altro, non tutte, producono energia

17 di 40

$$\begin{aligned} - \eta_{H,gn} &= (1-\gamma_H^{a_H}) / (1-\gamma_H^{a_H+1}) && \text{se } \gamma_H \neq 1 \\ - \eta_{H,gn} &= a_H / (a_H + 1) && \text{se } \gamma_H = 1 \\ - \gamma_H &= Q_{H,gn} / Q_{H,ht} \\ - a_H &= a_{0,H} + \tau_H / \tau_{0,H} \end{aligned}$$

$\tau$  è la costante di tempo termica della zona termica, espressa in ore, calcolata come rapporto tra la capacità termica interna della zona termica considerata ( $C_m$ ) e il suo coefficiente globale di scambio termico, corretto per tenere conto della differenza di temperatura interno-esterno. Con riferimento al periodo di calcolo mensile si può assumere  $a_{H,0} = 1$  e  $\tau_{H,0} = 15$  h.

Durata giornaliera di riscaldamento superiore a 12 ore:  
edifici residenziali



$$\begin{aligned} - \eta_{C,ls} &= (1-\lambda_C^{a_C}) / (1-\lambda_C^{a_C+1}) && \text{se } \lambda_C \neq 1 \text{ e } \lambda_C > 0 \\ - \eta_{C,ls} &= a_C / (a_C + 1) && \text{se } \lambda_C = 1 \\ - \eta_{C,ls} &= 1 && \text{se } \lambda_C < 0 \\ - \lambda_C &= Q_{C,ht} / Q_{C,gn} \\ - a_C &= a_{0,C} + \tau_C / \tau_{0,C} \end{aligned}$$

$\tau$  è la costante di tempo termica della zona termica, espressa in ore, calcolata come rapporto tra la capacità termica interna della zona termica considerata ( $C_m$ ) e il suo coefficiente globale di scambio termico, corretto per tenere conto della differenza di temperatura interno-esterno. Con riferimento al periodo di calcolo mensile si può assumere  $a_{H,0} = 1$  e  $\tau_{H,0} = 15$  h.

$$- a_C = a_{C,0} + \tau_C / \tau_{C,0} - k A_w / A_f$$

$\tau$  è la costante di tempo termica della zona termica, espressa in ore, calcolata come rapporto tra la capacità termica interna della zona termica considerata ( $C_m$ ) e il suo coefficiente globale di scambio termico, corretto per tenere conto della differenza di temperatura interno-esterno. Con riferimento al periodo di calcolo mensile si può assumere  $a_{C,0} = 8,1$ ,  $\tau_{C,0} = 17$  h e  $k = 13$ .

stagione di H definita dalla norma: l'Italia è divisa in 6 zone climatiche. Torino è in zona climatica E.

Se avessi bisogno di riscaldare anche a Maggio, per legge non potrei farlo.

### CALCOLO DELLA STAGIONE DI H/C E SUI MESI ESTREMI

Il primo passo è capire, dato l'edificio nel suo contesto, qual'è il periodo in cui questo necessita H/C. Se ho un edificio passivo, iper-isolato, dal calcolo deve emergere il fatto che, per esempio, a marzo ed aprile non avrei bisogno di riscaldamento.

Il calcolo della stagione di H/C viene effettuato secondo la UNI EN ISO 13790 ed in prima battuta possiamo dire che la durata del periodo di riscaldamento è la sommatoria per tutti i mesi dell'anno della frazione di ogni mese che è inclusa nel periodo di H/C.

$$L_H = \sum_{m=1}^{m=12} f_{H,m} \quad L_C = \sum_{m=1}^{m=12} f_{C,m} \quad \text{Il problema risiede nel capire se e quale mese è frazionato.}$$

Abbiamo visto il calcolo del fattore di utilizzazione  $\eta$  su base mensile che si applica alle formule principali di  $Q_{H/C}$ .

**Se proviamo ad applicare il fattore  $\eta$  non su base mensile, ma su base giornaliera, e imponiamo che  $Q_{H/C} = 0$ , stiamo imponendo quella situazione limite che ci permette di individuare il giorno in cui l'impianto di H/C deve essere acceso/spento e da cui quindi inizia/finisce la stagione di H/C.**

Potrebbe succedere che lo stesso mese debba essere riscaldato e raffrescato: non succede spesso perché andiamo a differenziare le temperature di set-point.

$$Q_{H,rd} = Q_{H,ht} - \eta_{H,gn} \cdot Q_{gn} = (Q_{H,tr} + Q_{H,ve}) - \eta_{H,gn} \cdot (Q_{int} + Q_{sol,w})$$

$$Q_{C,rd} = Q_{gn} - \eta_{C,ls} \cdot Q_{C,ht} = (Q_{int} + Q_{sol,w}) - \eta_{C,ls} \cdot (Q_{C,tr} + Q_{C,ve})$$

Non è detto che le equazioni si annullino quando gli apporti gratuiti eguagliano le dispersioni perché c'è di mezzo il fattore di utilizzazione. L'inizio del periodo di riscaldamento si ha quando  $\gamma$  è un po' più alto di 1, ossia quando gli apporti gratuiti sono leggermente maggiori delle dispersioni. Quindi trovo che:

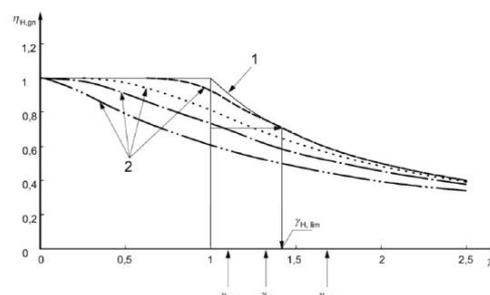
$$\gamma_{H,lim} = \frac{a_H + 1}{a_H}$$

"a" dipende dalla costante di tempo, quindi se ho una costante di tempo infinita, questo rapporto tende a 1 e quindi devo iniziare a riscaldare.

Per edifici leggeri questo  $\gamma_{lim}$  è maggiore di 1 e quindi probabilmente devo riscaldare anche in un giorno in cui ho più apporti che dispersioni.

La norma UNI EN ISO 13790 fornisce un grafico per la determinazione del  $\gamma_{lim}$ .

Se io entro con  $\gamma=1$  vado a leggere il valore di  $\eta$  in corrispondenza della curva che rappresenta la costante di tempo dell'edificio che sto progettando. Una volta individuato questo punto tiro una linea orizzontale che va ad intersecare la curva che si riferisce alla costante di tempo infinita. A quel punto vado giù in verticale e trovo il  $\gamma_{lim}$ .



- Se  $\gamma_{H,2} < \gamma_{H,lim}$  l'intero mese appartiene al periodo di riscaldamento:  $f_H = 1$
- Se  $\gamma_{H,1} > \gamma_{H,lim}$  l'intero mese è al di fuori del periodo riscaldamento:  $f_H = 0$
- Negli altri casi:
- Se  $\gamma_H > \gamma_{H,lim}$   $f_H = 0,5 (\gamma_{H,lim} - \gamma_{H,1}) / (\gamma_H - \gamma_{H,1})$
- Se  $\gamma_H \leq \gamma_{H,lim}$   $f_H = 0,5 + 0,5 (\gamma_{H,lim} - \gamma_H) / (\gamma_{H,2} - \gamma_H)$

Una volta capito quanto vale  $\gamma_{lim}$ , per ogni mese dell'anno posso ricavare un  $\gamma_{min}$  e un  $\gamma_{max}$ .

$\gamma_1 = \gamma_{min}$  si riferisce al giorno più freddo di quel mese;  
 $\gamma_2 = \gamma_{max}$  si riferisce al giorno più caldo di quel mese.

Se individuo per ogni mese  $\gamma_1$  e  $\gamma_2$ , i mesi possono essere rappresentati tramite un segmento.

Può succedere che il siano  $\gamma_1$  e  $\gamma_2$  entrambi spostati a sinistra del  $\gamma_{lim}$ , è quello che accade tipicamente a gennaio: quel mese è interamente all'interno del periodo di H/C.

## DATI DI INPUT PER IL CALCOLO

Nella UNI TS 11300 sono elencati tutti i dati di input per il calcolo:

- DATI TIPOLOGICI: volume interno o netto dell'ambiente climatizzato (che serve quando andiamo ad esprimere la ventilazione come tasso di ricambio d'aria), volume lordo, superficie utile o netta calpestabile dell'ambiente climatizzato (serve quando si definiscono gli apporti interni che sono parametrati proprio in base alla superficie calpestabile), superfici di tutti i componenti dell'involucro e dei componenti interni (quest'ultimi sono da conoscere per calcolare la capacità termica interna), ponti termici, orientamento, caratteristiche geometriche di tutto ciò che è all'esterno inteso come elemento ombreggiante, riflettanza solare dell'ambiente esterno (tipicamente assunta come 0,2)
- DATI RELATIVI ALLE CARATTERISTICHE TERMICHE E COSTRUTTIVE: trasmittanza termica di tutti i componenti dell'involucro, capacità termica interna di tutti i componenti dell'edificio (esterni ed interni), trasmittanza di energia solare totale dei componenti trasparenti  $g$ , fattori di assorbimento solare delle facce esterne dei componenti opachi che dipende dal colore  $\alpha_{sol}$ , emissività delle facce esterne dei componenti all'infrarosso tipicamente 0,9 per gli opachi e 0,84 per i vetri, fattore di riduzione della trasmittanza di energia solare totale in presenza di schermature mobili  $F_{sh}$  NORMA 13363 o catalogo,  $(1-F_r)$  che ci dice quant'è l'area vetrata della finestra tipicamente 0,8 se non ho dati più precisi, coefficienti di trasmissione lineare dei ponti termici
- DATI IMPIANTISTICI (per la ventilazione meccanica): singolo o doppio condotto, ventilatore in estrazione/ventilatore premente, recupero termico, pre-riscaldamento o pre-raffreddamento, tipologia dei terminali e di regolazione, portata dell'impianto in condizioni di progetto
- DATI CLIMATICI (UNI 10349): valori medi mensili della temperatura esterna media giornaliera, dell'umidità specifica media giornaliera, dell'irradianza solare
- DATI DI UTENZA: destinazione d'uso, temperatura invernale/estiva di set-point, umidità interna di set-point, regime di funzionamento dell'impianto di ventilazione, numeri di ricambi d'aria, la durata del periodo di riscaldamento/raffrescamento, regime di funzionamento dell'impianto di climatizzazione, modalità di gestione delle chiusure oscuranti, modalità di gestione delle schermature mobili, apporti di calore interni e portate di vapore acqueo

La UNI TS 11300 ha a supporto una serie di norme

- UNI EN ISO 7345. Isolamento termico - Grandezze fisiche e definizioni. 1999.
- UNI EN ISO 10456. Materiali e prodotti per edilizia - Proprietà igrometriche - Valori tabulati di progetto e procedimenti per la determinazione dei valori termici dichiarati e di progetto. 2008.
- UNI 10351. Materiali da costruzione. Conduktività termica e permeabilità al vapore. 1994.
- UNI 10355. Murature e solai. Valori della resistenza termica e metodo di calcolo. 1994.
- UNI EN 1745. Muratura e prodotti per muratura - Metodi per determinare le proprietà termiche. 2012
- UNI EN ISO 6946. Componenti edilizi ed elementi per l'edilizia. Resistenza termica e trasmittanza termica. Metodo di calcolo. 2008.
- UNI EN ISO 13786. Prestazione termica dei componenti per l'edilizia. Caratteristiche termiche dinamiche. Metodi di calcolo. 2008.
- UNI EN ISO 13788. Prestazione igrotermica dei componenti per l'edilizia. Temperatura superficiale interna per evitare l'umidità superficiale critica e condensazione interstiziale. Metodo di calcolo. 2003.
- UNI/TR 11552. Abaco delle strutture costituenti l'involucro opaco degli edifici - Parametri termofisici. 2014.

## INVOLUCRO EDILIZIO

- UNI EN ISO 12631. Prestazione termica delle facciate continue. Calcolo della trasmittanza termica. 2012.
- UNI EN ISO 13370. Prestazione termica degli edifici. Trasferimento di calore attraverso il terreno. Metodi di calcolo. 2008.
- UNI EN ISO 13789. Prestazione termica degli edifici. Coefficiente di perdita di calore per trasmissione. Metodo di calcolo. 2008.

**PONTI TERMICI:** è stato **proibito l'utilizzo** dei valori di trasmittanza termica lineare derivanti dalla **UNI EN ISO 14683**. Si deve applicare o un metodo numerico secondo la **UNI EN ISO 10211** o utilizzare atlanti conformi alla UNI EN ISO 14683.

**SCAMBIO TERMICO VERSO AMBIENTI NON CLIMATIZZATI**

L'H di trasmissione è dato dalla somma di quattro coefficienti globali di scambio termico che sono quello diretto verso l'esterno attraverso pareti, finestre e coperture, quello verso il terreno, quello verso ambienti non climatizzati e quello verso ambienti climatizzati di altri edifici.

**H<sub>u</sub>** va valutato come prodotto del coefficiente di accoppiamento termico tra ambiente interno e ambiente non climatizzato per un fattore **b<sub>tr</sub>** che tiene conto della differenza di temperatura che c'è fra i due ambienti

$$H_{tr,adj} = H_D + H_g + H_U + H_A$$

$$H_U = H_{iu} \cdot b_{tr,U} \qquad b_{tr,U} = \frac{H_{ue}}{H_{iu} + H_{ue}}$$

Per una generica zona termica z:

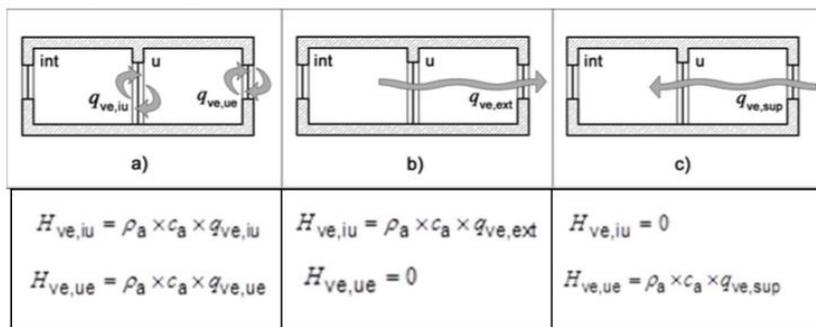
$$H_{iu,z} = H_{tr,iu,z} + H_{ve,iu,z}$$

$$H_{ue} = H_{tr,ue} + H_{ve,ue}$$

$$b_{tr} = \frac{\tilde{\theta}_i - \theta_u}{\tilde{\theta}_i - \theta_e}$$

cioè corregge l'espressione per tenere conto dell'effettivo salto termico che c'è fra i due ambienti.

Il modo corretto di calcolare questo fattore è dato dalla formula in alto a destra: rapporto tra il coefficiente di accoppiamento termico fra l'ambiente non riscaldato e l'ambiente esterno diviso la somma fra il coefficiente di accoppiamento fra l'ambiente interno e quello non riscaldato e il coefficiente di accoppiamento termico fra l'ambiente non riscaldato e l'ambiente esterno.



L'utilizzo del fattore tabellato è lecito solo per edifici esistenti.

Per determinare **b<sub>tr</sub>** bisogna tenere conto che **H<sub>iu</sub>** e **H<sub>ue</sub>** sono dati dalla somma di due termini: uno riferito alla trasmissione e l'altro alla ventilazione, perché l'accoppiamento termico che c'è fra una zona e l'altra non è legata solo a quello che attraversa il divisorio, ma anche a ciò che viene scambiato se c'è il passaggio d'aria fra un ambiente e l'altro.

Se l'ambiente non riscaldato è a tenuta stagna rispetto all'ambiente riscaldato e rispetto all'esterno posso trascurare **H<sub>ue</sub>**.

Possono esserci tre diverse situazioni che portano a diversi risultati:

- una portata d'aria **q<sub>ve</sub>** che interviene fra l'ambiente interno e l'ambiente non riscaldato e separatamente avere un ricambio d'aria che riguarda l'ambiente non riscaldato e l'esterno. L'ambiente non riscaldato risente sia dell'aria calda dell'ambiente adiacente che dell'aria temperatura esterna;
- un unico flusso d'aria che viene estratto dall'ambiente riscaldato, attraversa l'ambiente non riscaldato e va all'esterno. L'ambiente non riscaldato risente del flusso di aria calda quindi la sua temperatura sarà più elevata;
- dall'esterno viene immessa aria di ventilazione che entra nell'ambiente non riscaldato per poi passare all'ambiente interno. L'ambiente non riscaldato risente dell'aria esterna e la sua temperatura sarà più bassa.

• Edifici residenziali

$$V_w = a \times S_u + b \quad [\text{l/giorno}]$$

Superficie utile $S_u$ [m <sup>2</sup> ]	$S_u \leq 35$	$35 < S_u \leq 50$	$50 < S_u \leq 200$	$S_u > 200$
Parametro $a$ [litri/(m <sup>2</sup> × giorno)]	0	2,667	1,067	0
Parametro $b$ [litri/giorno]	50	43,33	36,67	250

I valori di **a** e **b** variano a secondo della taglia dell'appartamento.

50 l al giorno è il consumo di 1 persona.

**N<sub>u</sub>** quantifica l'utenza, varia a seconda della destinazione d'uso ed è tabellato (es. albergo **N<sub>u</sub>** numero letti, scuola **N<sub>u</sub>** numero di bambini).

• Altre tipologie di edifici:

$$V_w = a \times N_u \quad [\text{l/giorno}]$$

Temperatura dell'acqua nella rete di distribuzione dell'acqua calda sanitaria

Temperatura di riferimento all'erogazione	40 °C
Rete di distribuzione alle utenze	48 °C
Rete di ricircolo	48 °C
Rete distribuzione finale	48 °C
Nota: le temperature indicate nel presente prospetto devono intendersi come temperature medie dell'acqua per il calcolo dei fabbisogni termici, non tenendo conto dei fabbisogni per disinfezione citati al punto 7.1.1.	

Se non si conosce la temperatura di distribuzione di solito si prende 15°

Temperatura dell'acqua nei serbatoi di accumulo e i circuiti di collegamento tra generatore e serbatoio

Serbatoio di accumulo	60 °C
Circuito primario serbatoio/generatore (temp. media)	70 °C

**Procedura di calcolo**

Sia per l'ACS, che la ventilazione, che la climatizzazione invernale è sempre simile: prendo il calcolo mensile del fabbisogno utile e lo trasferisco alla parte impiantistica. Fa eccezione solo la pompa di calore che è basata sui bin: l'efficienza della pompa di calore è molto variabile in funzione delle condizioni esterne. La relazione che lega l'efficienza della pompa di calore alla temperatura esterna non è di tipo lineare, quindi non è corretto fare il calcolo in condizioni medie mensili: si va a dividere il mese in tanti blocchi di ore in base alla temperatura esterna.

- identificare e suddividere il sistema: gli impianti sono divisi in tanti sottosistemi che sono uno in serie rispetto all'altro (da monte fino all'emissione in ambiente);
- identificare le destinazioni d'uso:
  - sistema fabbricato-impianto per sola destinazione residenziale;
  - sistema fabbricato-impianto per unica tipologia di destinazione non residenziale;
  - sistema fabbricato-impianto comprendente porzioni di fabbricato a destinazioni residenziale e non residenziali;
  - sistema fabbricato-impianto comprendenti porzioni a destinazioni non residenziali a diversa tipologia.
- identificare le unità immobiliari e le zone termiche

Gli impianti di climatizzazione invernale, di produzione dell'acqua calda sanitaria e ventilazione sono suddivisi in due parti principali:

- parte GENERAZIONE: comprende i/il generatore di calore, cioè quei componenti che hanno l'obiettivo di produrre energia termica grazie ad un termovettore. Ad esempio caldaia, pompa di calore, scambiatore, collettore solare.
- parte UTILIZZAZIONE: dalla generazione fino all'utilizzo. Ad esempio tubi, termosifoni, sistemi di controllo quali termostati.

Ciascuno dei sottosistemi ha delle perdite: per ogni sottosistema ho un'energia d'ingresso che deriva dal sottosistema che ho a monte che è maggiore rispetto a quella in uscita che è l'effetto utile dato dal sottosistema di valle. L'obiettivo è calcolare queste perdite.

Siccome abbiamo calcolato  $Q_h$  (emissione) risaliremo a ritroso questa catena.

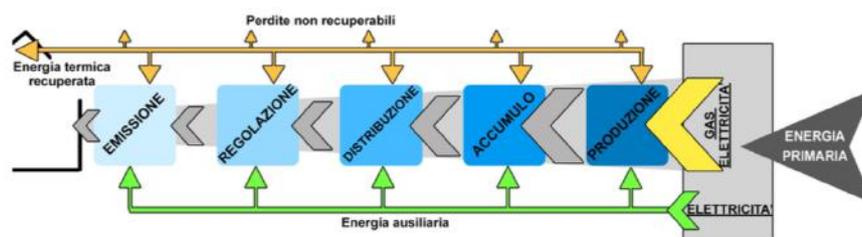
### Che cosa sono queste perdite?

- **perdite per generazione:** l'ingresso nel sottosistema di generazione è il metano, produco calore (moltiplico la quantità di combustibile per il potere calorifero della macchina). L'uscita dalla generazione è il calore che viene fornito all'acqua che va in circolo. Se il rendimento della caldaia è il 90% vuole dire che brucio 100 e ottengo 90 di calore, il 10% è la perdita: **fumi caldi**, prodotto della combustione; **perdite al mantello**, la caldaia ha una temperatura maggiore di quella esterna (se la caldaia è all'interno dell'ambiente riscaldato la perdita viene recuperata nei mesi invernali);
- **perdite di accumulo:** il calore che fuoriesce attraverso le pareti del serbatoio;
- **perdite di distribuzione:** il calore che fuoriesce da tutte le tubazioni che vanno dalla caldaia al radiatore;
- **perdite di regolazione/emissione:** la risposta a che vedere con le ipotesi di condizioni ideali alla base dei calcoli: nella zona termica che sto considerando ho una temperatura di set-point perfettamente uniforme nello spazio e nel tempo. Nella realtà c'è stratificazione dell'aria nell'ambiente e il sistema di regolazione spegne ed accende l'impianto in una certa banda. **Passando dalla situazione ideale a quella reale c'è uno spreco di energia.** Esempi:
  - maggiori dispersioni dovute alla stratificazione dell'aria in ambienti alti = perdite di emissione.
  - pannelli radianti: la struttura disperde anche verso il basso riscaldando la struttura = perdita di emissione.
  - la temperatura oscilla (è leggermente più alta per far rimanere la temperatura minima a 20°) quindi ci saranno maggiori dispersioni rispetto a quelle calcolate idealmente = perdite di regolazione
  - mancato sfruttamento degli apporti gratuiti in alcune zone = perdite di regolazione
  - sbilanciamento dell'impianto: l'impianto è tarato per il vicino che ha superfici disperdenti verso locali più freddi quindi nel mio alloggio ho troppo caldo = perdite di regolazione.

Dobbiamo risalire la catena fino ad arrivare al generatore. Accanto al consumo principale abbiamo della energia ausiliaria consumata in tutti i sottosistemi perché abbiamo delle pompe di circolazione per la caldaia, per la distribuzione,

le ventole dei ventilconvettori per l'emissione. Conoscendo ciò che ogni sistema cede a valle dobbiamo ricavare l'input: l'energia termica che il sottosistema riceve da ciò che c'è a monte. Per fare questo bisogna scrivere l'equazione di bilancio di energia del singolo sottosistema in cui entrano in gioco l'energia utile in uscita ed in ingresso, l'energia termica persa e quella recuperata: può essere recuperata dal sottosistema stesso o da un altro sottosistema. Es: pensiamo ad un boiler elettrico per produrre acqua calda, questo anche se ben isolato ha delle perdite al mantello; se il boiler è all'interno della zona termica ciò che disperde diventa un recupero per l'impianto di riscaldamento.

Gli ausiliari consumano energia elettrica però parte dell'energia che consumano viene degradata ad energia termica che posso recuperare all'interno di un sottosistema (in realtà si produce energia meccanica ma questa nelle tubazioni grazie alle perdite di carico si trasforma in energia termica).



Il rendimento globale di tutto l'impianto non va confuso con il rendimento singolo di ogni sottosistema perché il primo esprime l'energia primaria raggruppando tutti i sottosistemi.

Nell'espressione dell'energia primaria va considerata anche l'energia degli ausiliari che va trasformata in primaria.

Nella UNI TS 11300 - 2 ci sono delle tabelle che riassumo quali sono le modalità per calcolare ed analizzare i diversi sottosistemi: A1 valutazione di progetto, A2 valutazione standard, A3 valutazione in condizioni effettive di utilizzo.

Utilizzazione UNI/TS 11300-2	Sottosistema	Valutazioni di calcolo			
		A1 e A2		A3	
	Emissione	H ≤ 4 m Valori da prospetto 17	H > 4 m Valori da prospetto 18, ove siano verificate le condizioni al contorno. Negli altri casi calcolo in base alla stratificazione	H ≤ 4 m Valori da prospetto 17	H > 4 m Valori da prospetto 18 separare calcolo e misure in campo
Regolazione	Valori secondo il punto 6.3				
Distribuzione	A1 A2 A3 Valori determinati secondo il punto 6.4.3 o calcolo secondo appendice A, specificando nella relazione tecnico il metodo utilizzato. I valori precalcolati possono essere utilizzati in tutti i casi quando siano rispettate le condizioni al contorno ivi specificate. In caso diverso si deve effettuare il calcolo secondo l'appendice A.				

Utilizzazione UNI/TS 11300-2	Sottosistema	Valutazioni di calcolo	
		A1 e A2	A3
	Erogazione	Secondo punto 7.2	
Distribuzione	A1 A2 A3 Secondo il punto 7.3 distinguendo tra: - Distribuzione alle utenze - Rete di ricircolo - Circuito primario	Secondo appendice A	
Accumulo	Secondo punto 7.3.5		

Generazione UNI/TS 11300-2 UNI/TS 11300-4	Mediante combustione di flamma di combustibili fossili	In tutti i tipi di valutazioni calcolo secondo appendice B della UNI/TS 11300-2 Per valutazioni di tipo A1 si deve effettuare il calcolo secondo appendice B. Per valutazioni di tipo A2 è possibile utilizzare i valori precalcolati in assenza di dati per effettuare il calcolo secondo appendice B e solo nelle condizioni specificate nel punto 6.6.1 Nel caso di valutazioni A3 si raccomanda di effettuare il calcolo secondo appendice B.
	Mediante altri metodi di generazione	In tutti i tipi di valutazioni calcolo secondo UNI/TS 11300-4
	Combustione di biomasse	Calcolo secondo UNI/TS 11300-4 con possibilità di utilizzare valori precalcolati in tutti i tipi di valutazioni quando siano rispettate le condizioni al contorno
	Solare termico	In tutti i tipi di valutazioni calcolo secondo UNI/TS 11300-4
	Elettrico (effetto Joule e/o radiante)	Secondo il punto 6.6.4

Generazione UNI/TS 11300-2 UNI/TS 11300-4	Mediante combustione a flamma di combustibili fossili o bollitori elettrici	Secondo il punto 7.4
	Mediante altri metodi di generazione	In tutti i tipi di valutazioni calcolo secondo UNI/TS 11300-4
	Combustione di biomasse	Calcolo secondo UNI/TS 11300-4 con possibilità di utilizzare valori precalcolati in tutti i tipi di valutazioni
	Solare termico	In tutti i tipi di valutazioni calcolo secondo UNI/TS 11300-4

Per quanto possibile utilizziamo l'approccio semplificato:

## Rendimenti convenzionali degli scaldacqua

Tipo di apparecchio	Versione	Rendimento istantaneo (%)	Rendimento Stagionale (%)
Generatore a gas di tipo istantaneo per sola produzione di acqua calda sanitaria	Tipo B con pilota permanente	75	45
	Tipo B senza pilota	85	77
	Tipo C senza pilota	88	80
Generatore a gas ad accumulo per sola produzione di acqua calda sanitaria	Tipo B con pilota permanente	75	40
	Tipo B senza pilota	85	72
	Tipo C senza pilota	88	75
Bollitore elettrico ad accumulo	-	95	75 **
Bollitori ad accumulo a fuoco diretto	A camera aperta	84	70
	A condensazione	98	90

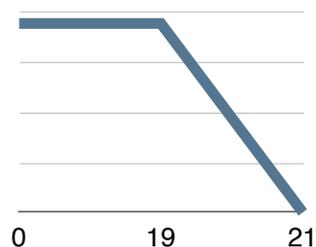
radiatore è nella nicchia sotto la finestra e riscalda la superficie che c'è dietro e che ha dispersioni verso l'esterno, etc.

**SOTTOSISTEMA DI REGOLAZIONE:** anche per il rendimento di regolazione ci sono delle tabelle.

Es: le termo-valvole sul termosifone sono fatte in modo che se la temperatura, ipotizzando una banda di 2°, arriva a 21° si chiudono le valvole e l'acqua non arriva al termosifone. Prima invece con il riscaldamento centralizzato c'era una regolazione climatica cioè un termostato che leggeva la temperatura esterna ed in funzione di questa veniva regolata la temperatura dell'acqua messa in circolazione in tutto l'impianto.

Tipo di regolazione	Caratteristiche	Sistemi a bassa inerzia termica	Sistemi ad elevata inerzia termica	
		Radiatori, convettori, ventilconvettori, strisce radianti ed aria calda (*)	Pannelli integrati nelle strutture edilizie e disaccoppiati termicamente	Pannelli annessi nelle strutture edilizie e non disaccoppiati termicamente
Solo Climatica	K - 0,6 h <sub>g</sub>	K = 1	K=0,98	K=0,94
Solo zona	0n off	0,93	0,91	0,87
	P banda prop. 2 °C	0,94	0,92	0,88
	P banda prop. 1 °C	0,97	0,95	0,91
Solo ambiente	0n off	0,94	0,92	0,88
	P banda prop. 2 °C	0,95	0,93	0,89
	P banda prop. 1 °C	0,98	0,97	0,95
Zona + climatica	0n off	0,96	0,94	0,92
	P banda prop. 2 °C	0,96	0,95	0,93
	P banda prop. 1 °C	0,97	0,96	0,94
Ambiente + climatica	0n off	0,97	0,95	0,93
	P banda prop. 2 °C	0,97	0,96	0,94
	P banda prop. 1 °C	0,98	0,97	0,95

Immaginiamo una temperatura di set-point di 20°, una banda di 2°, se vado a rappresentare la potenza emessa avrò una situazione in cui, fino a 19° avrò una potenza massima, da 21° in avanti la potenza è 0, nell'intervallo intermedio abbiamo una modulazione lineare.



Il tipo di regolazione ON-OFF permette di avere o il massimo della potenza o 0, di aprire o chiudere la valvola in base alla temperatura fissata: c'è discontinuità perché la valvola comincia ad aprirsi e chiudersi continuamente. Per evitare questa instabilità c'è sempre una banda, ma è tale che se la temperatura da 19° arriva a 21° la potenza è ancora massima, quando supero 21° la potenza è 0 e l'erogazione comincia quando la temperatura scende sotto i 19°.

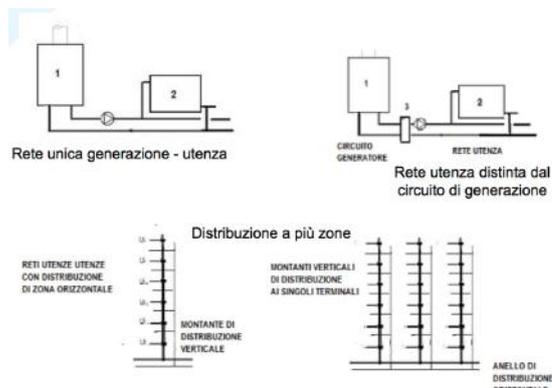
L'efficienza dipende però anche dall'inerzia termica dell'elemento: se ho dei pannelli radianti annessi a pavimento, quest'ultimo ha una grande capacità di accumulo e quindi una volta che questo è riscaldato, se anche chiudo la valvola, prima che la potenza diventi 0 possono passare anche delle ore.

Se ho un sistema di emissione molto leggero, in alluminio come un fan coil, questo ha un inerzia termica bassa. Quanto più il carico termico è variabile nel tempo tanto più avremo un sistema con minore inerzia termica.

Come si fa a disaccoppiare un pannello radiante da una struttura? Mette uno strato di isolante fra la massa ed il pannello.

**SOTTOSISTEMA DI DISTRIBUZIONE:** è molto complicato perché è suddiviso almeno in 4 parti:

- distribuzione interna alle singole unità immobiliari;
- distribuzione comune a più unità immobiliari detta anche **circuito di distribuzione**;
- circuito primario, che alimenta più circuiti di distribuzione di distribuzione;
- **circuito di generazione** cioè quello all'interno della centrale termica, disaccoppiato dagli altri circuiti.



Es: caldaia autonoma singolo appartamento, solo distribuzione interna.

Se ho tutti questi sistemi per ognuno devo fare i calcoli.

Distribuzione orizzontale e distribuzione tradizionale: nella distribuzione orizzontale ho un numero di montanti ridotto che permette di avere un'andata e un ritorno per ogni unità immobiliare e quindi andare a fare la contabilizzazione; nel caso tradizionale ho una colonna montante che serve più unità ed è impossibile contabilizzare senza utilizzare dei ripartitori: delle scatoline applicate su ogni radiatore e che

**SOTTOSISTEMA DI GENERAZIONE:** approccio semplificato che si basa sull'utilizzo di uno generatore fra quelli in figura per i quali sono forniti i valori pre-calcolati.

Valori precalcolati: condizioni al contorno

- F1 rapporto fra la potenza del generatore installato e la potenza di progetto richiesta (calcolata secondo la UNI EN 12831).
- F2 installazione all'esterno
- F3 camino di altezza maggiore di 10 m
- F4 temperatura media di caldaia maggiore di 65 °C in condizioni di progetto.
- F5 generatore monostadio
- F6 camino di altezza maggiore di 10 m in assenza di chiusura dell'aria comburente all'arresto (non applicabile ai premiscelati)
- F7 temperatura di ritorno in caldaia nel mese più freddo

- Generatore atmosferici tipo B classificati \*\* (2 stelle)
- Generatore a camera stagna tipo C per impianti autonomi classificati \*\*\* (3 stelle)
- Generatore a gas/gasolio con bruciatore ad aria soffiata o premiscelati, modulanti, classificati \*\* (2 stelle)

• Generatore a gas a condensazione \*\*\*\* (4 stelle)

→ in funzione delle effettive condizioni di installazione

Negli altri casi: calcolo in base ai metodi contenuti nell'appendice B

ΔT fumi - acqua ritorno a Pn	Valore di base	F1			F2	F5	F7			
		1	1,25	1,5			40°C	50°C	60°C	>60°C
<12°C	104	0	0	0	-1	-3	0	-4	-6	-7
12 - 24	101	0	0	0	-1	-3	0	-2	-3	-4
>24°C	99	0	0	0	-1	-2	0	-1	-2	-3

Perché il rendimento è maggiore del 100%? Perché bisogna capire che nell'espressione del rendimento di generazione ho un calore in uscita fratto un calore perso, in entrata: il primo è quello fornito all'ACS e il secondo è quello prodotto dalla combustione; brucio 1m<sup>3</sup> di metano e produco 35 MJ=10kWh, il calore perso è dato dalla quantità di combustibile bruciato per il potere calorifero del combustibile di cui ne esiste uno superiore ed uno inferiore. Quando brucio un combustibile ottengo del calore e dei gas di scarico, quest'ultimi sono caldi ed il calore emesso verso l'esterno è una delle perdite dell'impianto. Se raffreddassi i fumi, cercando di recuperare calore, potrei portare alla condensazione del vapore acqueo contenuto nei fumi: passando dalla fase aeriforme a quella liquida si libera una grande quantità di calore. Questo calore in più è il calore di condensazione dei fumi che posso sfruttare nelle caldaie a condensazione. **Nel potere calorifero inferiore questo recupero di calore non è considerato, nel potere calorifero superiore si considera anche, oltre all'energia della combustione, anche il calore recuperato dai fumi.** Le norme europee suggeriscono di utilizzare un Qin calcolato considerando il potere calorifero superiore: con questo approccio non avrò mai un rendimento maggiore del 100%. In Italia invece si calcola il Qin con il potere calorifero inferiore e quindi può succedere che il rendimento sia maggiore del 100%.

## FABBISOGNO DEGLI AUSILIARI ELETTRICI DEI SOTTOSISTEMI DI RISCALDAMENTO E PRODUZIONE ACS

$$Q_{H,aux} = Q_{aux,e} + Q_{aux,d} + Q_{aux,gn} \quad [kWh]$$

Q<sub>aux,e</sub> = consumo elettrico dovuto all'eventuale ventilatore presente nel terminale di emissione. Es. radiatore no ausiliare.

Q<sub>aux,d</sub> = consumo elettrico delle pompe di circolazione, sempre presenti; le potenze in gioco sono molto piccole.

Q<sub>aux,gn</sub> = consumo elettrico delle pompe di circolazione nella centrale termica, se si ha un impianto piccolo come una caldaia autonoma queste perdite non sono calcolate perché sono già incluse nel concetto di rendimento di generazione. Comprendono anche eventuali ventilatori per il tiraggio dell'aria, dei fumi.

Vi sono delle tabelle che danno le potenze elettriche degli ausiliari per il calcolo semplificato.

**RAFFRESCAMENTO**  $Q_{cr,k,x}$  ossia l'energia frigorifera che deve essere prodotta nel mese considerato dalla macchina frigorifera per raffreddare l'edificio e mantenere quindi la temperatura di set-point (siamo a valle del generatore); il secondo termine è l'**ENERGIA FRIGORIFERA PRODOTTA PER I TRATTAMENTI DELL'ARIA**  $Q_{v,k,x}$ , ha in qualche modo a che fare con la ventilazione. Se abbiamo solo l'impianto di riscaldamento quest'ultimo termine non è presente.

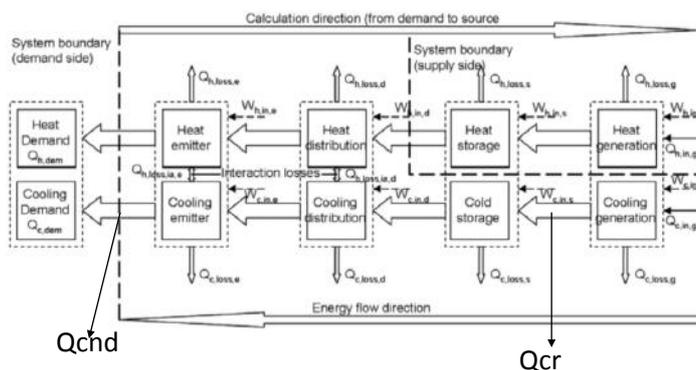
Una volta calcolati tutti i termini il rendimento medio stagionale dell'impianto è dato dalla seguente formula:

$$\eta_{glo} = \frac{\sum_k (Q_{C,nd,k} + Q_{v,k})}{Q_{C,P}}$$

al numeratore abbiamo la sommatoria per tutti i mesi dell'effetto utile di tutto l'impianto di climatizzazione (fabbisogno di energia netto del fabbricato calcolato con la parte 1 più fabbisogno trattamenti aria) e al denominatore abbiamo il fabbisogno di energia primaria di cooling dell'impianto.

- $Q_{cr,nd}$  è il fabbisogno ideale per raffrescamento [kWh]
- $Q_v$  è il fabbisogno per trattamenti dell'aria [kWh]
- $Q_{C,P}$  è il di di energia primaria per la climatizzazione estiva [kWh]

Questo schema (preso da norma europea) è molto utile: se consideriamo il fabbricato e quindi il fabbisogno di energia utile di H/C sia l'impianto di H che di C sono schematizzabili in maniera simile come una serie di sottosistemi che operano in serie; nell'impianto di riscaldamento partendo da monte avete il generatore, l'accumulo, la distribuzione e l'emissione che in Italia si sdoppia ancora con la regolazione. Lo stesso schema viene utilizzato per il C:



generatore di freddo, accumulo eventuale,

distribuzione, emissione e regolazione. Il nostro calcolo andrà da sinistra verso destra.

Questa è la formula che permette di passare dal  $Q_{cnd}$  al  $Q_{cr}$  cioè come si passa dalla conoscenza del fabbisogno del fabbricato all'energia richiesta a valle del generatore.

$$Q_{Cr,k} = Q_{C,nd,k} + Q_{l,e,k} + Q_{l,rg,k} + Q_{l,d,k} + Q_{l,d,s,k} - Q_{rr,k} \quad [kWh]$$

Si vanno a sommare una serie di perdite che sono quelle dei sottosistemi presenti.

- $Q_{C,nd,k}$  è il fabbisogno ideale dell'edificio [kWh]
- $Q_{l,e,k}$  sono le perdite totali di emissione [kWh]
- $Q_{l,rg,k}$  sono le perdite totali di regolazione [kWh]
- $Q_{l,d,k}$  sono le perdite totali di distribuzione [kWh]
- $Q_{l,d,s,k}$  sono le perdite totali dei serbatoi di accumulo inerziale [kWh]
- $Q_{rr,k}$  è l'energia termica recuperata [kWh]

Che cosa significa la perdita di distribuzione? Ci sono tubi, canali che attraversano ambienti più caldi e c'è del calore che entra perché questi non sono a tenuta stagna. Gli split non hanno il sottosistema di distribuzione.

Perdite di emissione: potrei avere delle zone con temperature più basse di quella di set-point e questo può provocare o una minore dispersione o l'ingresso di energia dall'esterno che rappresenta un carico maggiore di raffrescamento per l'impianto.

Perdite di accumulo: per quanto posso isolare bene il serbatoio ci sarà sempre del calore che entra.

Per ciascun sottosistema la perdita si ricava con l'**approccio semplificato**: il valore di  $\eta$  si ricava dalle tabelle.

**EMISSIONE:**

$$Q_{l,e,k} = Q_{c,nd,k} \cdot \frac{1 - \eta_e}{\eta_e} \quad [kWh]$$

Terminale di erogazione	Rendimento di emissione
Ventilconvettori idronici	0,98
Terminali ad espansione diretta, unità interne, sistemi split, ecc.	0,97
Armadi autonomi, ventilconvettori industriali posti in ambiente, travi fredde	0,97
Bocchette in sistemi ad aria canalizzata, anemostati, diffusori lineari a soffitto, terminali sistemi a dislocamento	0,97
Pannelli isolati annegati a pavimento	0,97
Pannelli isolati annegati a soffitto	0,98

Le perdite di distribuzione si possono dividere in **perdite di distribuzione lato aria e lato acqua**, le perdite di distribuzione dell'aria sono divise in due cioè perdite per trasmissione di calore e perdite di massa

$$Q_{l,d,k} = \sum_i Q_{l,da,k} + \sum_i Q_{l,dw,k} \qquad Q_{l,da,k} = Q_{l,da,tr,k} + Q_{l,da,m,k} \quad [\text{kWh}]$$

- $Q_{l,da,k}$  sono le perdite di distribuzione nelle canalizzazioni di aria trattata [kWh] (trafilaggio, che non calcoliamo).
- $Q_{l,dw,k}$  sono le perdite di distribuzione nelle tubazioni di acqua refrigerata [kWh]
- $Q_{l,da,tr,k}$  sono le perdite di energia termica per trasmissione del calore [kWh]
- $Q_{l,da,m,k}$  sono le perdite di energia termica dovute a perdite di massa (trafilaggio di aria dalle canalizzazioni), calcolate secondo la UNI EN 15242 [kWh]

**PERDITE NELLE CANALIZZAZIONI:** la norma non fornisce rendimenti pre-calcolati ma chiede di calcolare l'energia dispersa attraverso le pareti dei canali, che entra ed infatti si usa la differenza di temperatura esterno-interno) utilizzando la trasmittanza termica lineare e non quella normale.

Si ipotizza che quando l'impianto lavora a pieno regime la temperatura interna sia più bassa ( $\theta_{int,d,des}$ ) quando invece il fattore di carico tende a zero, cioè non c'è più bisogno di raffrescare, la temperatura tende a quella di set-point.

**PERDITE NELLE TUBAZIONI:** l'approccio è più semplice, si ricavano in funzione di un rendimento tabellato.

Rendimenti di distribuzione

Numero di piani	Rendimento di distribuzione di una rete ad anello nel piano terreno e montanti verticali	Rendimento di distribuzione di una rete a distribuzione orizzontale di piano
1	0,975	0,98
2	0,98	0,98
3	0,985	0,98
4	0,99	0,99
5	0,99	0,99
>5	0,99	0,99

**PERDITE DI ACCUMULO:** la trasmittanza termica delle pareti di accumulo viene approssimata attraverso il termine ( $\lambda/D_s$ ), cioè viene fatta coincidere con la conduttanza dello spessore di isolante termico. La parete di accumulo di solito è fatto da un doppio strato di lamiera con in mezzo l'isolante. Il tutto viene poi moltiplicato per l'area disperdente, la differenza della temperatura dell'acqua nell'accumulo e la temperatura esterna: **ERRORE DEVE ESSERE ( $\theta_e - \theta_s$ )**.

Esiste una formula semplificata in cui le ore di accumulo del mese vengono moltiplicate per una potenza in kW che si ricava da tabelle a seconda del volume.

$$Q_{l,d,s,k} = \frac{A_s}{D_s} \times (\theta_s - \theta_e) \times h_k \times \lambda_s \times \frac{1}{1000} \quad [\text{kWh}]$$

- $A_s$  = superficie esterna dell'accumulo [m<sup>2</sup>]
- $D_s$  = spessore dello strato isolante [m]
- $h_k$  = numero di ore del mese [h]
- $\lambda_s$  = conduttività dello strato isolante [W/m°C]
- $\theta_s$  = temperatura dell'accumulo [°C]
- $\theta_e$  = temperatura del locale [°C]

Volume di accumulo [l]	$\Phi_{l,d,s}$ [kW]
10-50	0,03
51-200	0,06
201-1 500	0,12
1 500-10 000	0,5
Oltre 10 000	0,9

- Formula semolificata:

$$Q_{l,d,s,k} = h_k \times \Phi_{l,d,s} \quad [\text{kWh}]$$

$$Q_{aux,d,k} = Q_{aux,PO,k} + Q_{aux,vn,k} \quad [kWh]$$

- $Q_{aux,PO,k}$  sono i fabbisogni elettrici di pompe a servizio di tubazioni d'acqua per il mese k-esimo (determinati secondo UNI/TS 11300-2)
- $Q_{aux,vn,k}$  sono i fabbisogni elettrici di ventilatori a servizio di reti di distribuzione d'aria

$$Q_{aux,vn,k} = F_k \times \Phi_{\Sigma vn} \times h_k \quad [kWh]$$

- $F_k$  è il fattore medio di carico della macchina frigorifera per il mese k-esimo
- $\Phi_{\Sigma vn}$  è la potenza nominale della somma dei ventilatori [kW];
- $h_k$  è il numero di ore del mese k-esimo [h].

$$Q_{aux,gn,k} = F_k \times \Phi_{\Sigma aux,gn,n} \times h_k \quad [kWh]$$

- $F_k$  è il fattore medio di carico della macchina frigorifera per il mese k-esimo
- $\Phi_{\Sigma aux,gn,n}$  è la potenza nominale della somma degli ausiliari esterni [kW]
- $h_k$  è il numero di ore del mese k-esimo [h]

Ausiliari considerati:

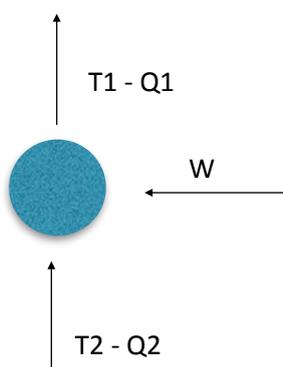
- in unità di produzione con condensazione ad aria  $\Rightarrow$  elettroventilatore del condensatore
- in sistemi con condensazione ad acqua di falda od acqua superficiale  $\Rightarrow$  pompa di circolazione dell'acqua nel condensatore
- in sistemi di condensazione evaporativi  $\Rightarrow$  ventilatore ed elettropompa di circolazione

Il fattore di carico  $F_k$  è sempre definito come la potenza frigorifera media generata in un mese su quella massima. In qualche modo è quindi legata alla taglia dell'impianto.

L'ultimo termine da esplicitare è **EER =  $\eta_{mm}$  = EFFICIENZA MEDIA MENSILE DELLA MACCHINA FRIGORIFERA: rapporto fra energia frigorifera prodotta ed energia elettrica consumata mese per mese.**

Il parametro che viene fornito nei cataloghi dei ciller è **EER = ENERGY EFFICIENCY REPORT**. Invece per le pompe di calore la sigla è **COP = COEFFICIENT OF PERFORMANCE**.

**MACCHINA FRIGORIFERA A CICLO INVERSO:** è una macchina che assorbe energia elettrica, salvo casi particolari, sottrae una potenza termica ad una sorgente termica che ha una temperatura più bassa  $T_2$  e fornisce una potenza termica ad un pozzo caldo che ha una temperatura più alta  $T_1$ .



Le pompe di calore e le macchine frigorifere funzionano con lo stesso principio: in inverno l'effetto utile è produrre energia termica  $Q_1$ , la spesa è sempre  $W$ ,  $COP=Q_1/W$ ; in estate l'effetto utile è  $Q_2$  mentre il termine  $Q_1$  rappresenta il calore che butto fuori all'esterno che è più caldo, l'efficienza quindi diventa  $EER=Q_2/W$ .

I costruttori di macchine frigorifere forniscono EER al 100% di potenza, ma le norme richiedono di fornire questo valore anche a valori di carico più bassi: in particolare sarebbe bene avere a disposizione EER al 75%, 50%, 25%.

Dopo di che questi valori cambiano a seconda della temperatura  $T_1$  e  $T_2$  delle due sorgenti di riferimento che possono essere tutte e due aria o acqua così che abbiamo diverse combinazioni:

Tipologia	Aria-aria		Acqua-aria		Aria-acqua		Acqua-acqua		
	Fattore di carico (F)	T aria esterna bulbo secco (°C)	T aria interna bulbo secco / bulbo umido (°C)	T acqua di condensazione in ingresso / in uscita della torre evaporativa (°C)	T aria interna bulbo secco / bulbo umido (°C)	T aria esterna bulbo secco (°C)	T acqua refrigerata a in ingresso / in uscita dei ventilcon vettori (°C)	T acqua di condensazione in ingresso / in uscita della torre evaporativa (°C)	T acqua refrigerata a in ingresso / in uscita dei ventilcon vettori (°C)
1	100%	35	27/19	30/35	27/19	35	12/7	30/35	12/7
2	75%	30	27/19	26/*	27/19	30	*/7	26/*	*/7
3	50%	25	27/19	22/*	27/19	25	*/7	22/*	*/7
4	25%	20	27/19	18/*	27/19	20	*/7	18/*	*/7

\* temperatura determinata dalla portata d'acqua a pieno carico

Questa tabella fornisce le condizioni al contorno che devono essere utilizzate per fornire i valori di EER: i produttori devono fare delle misurazioni in queste condizioni al contorno.

Il problema per il calcolo energetico è che, anche avendo tutti gli EER richiesti, nel mese di luglio si può verificare di avere una potenza di carico intermedia, per esempio dell'85%: la norma dice che

tra il 25% e il 100% si possono fare delle interpolazioni lineari, invece se abbiamo un fattore di carico inferiore al 25% il rendimento tende a 0.

Il valore  $\eta_{mm}$  viene calcolato quindi con la seguente formula:

