

Giuliano Cammarata

# IMPIANTI DI CONDIZIONAMENTO PER USI CIVILI



Legge 104

© Copyright Legislazione Tecnica 2024

La riproduzione, l'adattamento totale o parziale, la riproduzione con qualsiasi mezzo, nonché la memorizzazione elettronica, sono riservati per tutti i paesi.

---

Finito di stampare nel mese di febbraio 2024 da  
LOGO SRL  
Via Marco Polo, 8 - 35010 - Borgoricco (PD)

---

**Legislazione Tecnica S.r.L.**  
00144 Roma, Via dell'Architettura 16

*Servizio Clienti*  
Tel. 06/5921743 - Fax 06/5921068  
servizio.clienti@legislazionetecnica.it

*Portale informativo:* [www.legislazionetecnica.it](http://www.legislazionetecnica.it)  
*Shop:* [Itshop.legislazionetecnica.it](http://Itshop.legislazionetecnica.it)

I contenuti e le soluzioni tecniche proposte sono espressioni dell'esperienza maturata nel corso degli anni dagli Autori. Esse possono, quindi, soltanto essere fatte proprie dal lettore, o semplicemente rigettate, ed hanno l'intento di indirizzare e supportare il tecnico nella scelta della soluzione che maggiormente si adatta alla situazione oggetto di analisi. Rimane, pertanto, a carico del tecnico la selezione della soluzione da adottare. Il lettore utilizza il contenuto del testo a proprio rischio, ritenendo indenne l'Editore e gli Autori da qualsiasi pretesa risarcitoria.

# INDICE

---

<b>INTRODUZIONE .....</b>	<b>15</b>
1. Cenni storici .....	15
2. La tipologia degli impianti meccanici .....	17
3. Le problematiche del condizionamento dell'aria.....	19
4. Nozioni necessarie .....	20
4.1 Termodinamica e trasmissione del calore .....	20
4.2 Aria umida.....	20
4.3 Comfort termo-igrometrico .....	21
4.4 Calcolo dei carichi termici estivi.....	21
5. Gli elementi caratteristici del condizionamento dell'aria .....	22
5.1 I refrigeratori d'acqua.....	22
5.2 Le torri di raffreddamento .....	22
5.3 Le Unità di trattamento aria (UTA) .....	23
5.4 Le reti aerauliche e idroniche.....	23
5.5 I terminali aeraulici e idronici .....	24
6. I problemi della rumorosità degli impianti .....	24
7. Finalità del libro.....	25
7.1 Riferimento ai componenti di impianto reali.....	26
7.1.1 Le scelte dei componenti commerciali con i CAD di progettazione .....	26
7.1.2 Progetto di appalto e progetto di cantiere .....	27
7.2 Suddivisione del libro in parti .....	27

## PARTE PRIMA

### CAPITOLO 1 - SISTEMI TERMODINAMICI E TRASMISSIONE DEL CALORE

1.1 Le grandezze fisiche fondamentali .....	29
1.1.1 Energia .....	29
1.1.2 Potenza .....	29
1.1.3 Densità .....	30
1.1.4 Pressione.....	30
1.1.5 Viscosità dinamica .....	31
1.1.6 Viscosità cinematica .....	31
1.1.7 Temperatura .....	32
1.1.8 Energia interna di un corpo .....	32
1.1.9 Calore specifico .....	32
1.1.10 Capacità termica .....	33
1.2 Il sistema termodinamico dell'edificio.....	34
1.2.1 Premessa .....	35
1.2.2 Grandezze specifiche .....	36
1.2.3 Forme di energia fondamentali.....	36
1.2.3.1 Energia cinetica .....	37
1.2.3.2 Energia potenziale.....	37

1.2.3.3	Energia termica .....	37
1.2.3.4	Lavoro termodinamico .....	37
1.2.3.5	Energia elettrica.....	38
1.2.3.6	Energia chimica .....	38
1.2.3.7	Energia di flusso .....	38
1.2.4	Equazione di bilancio per un sistema aperto .....	39
1.2.5	Equazione dell'energia per i sistemi aperti .....	41
1.3	Le grandezze per la trasmissione del calore.....	42
1.3.1	Conducibilità termica .....	42
1.3.2	Convenzione termica.....	43
1.3.3	Resistenza e trasmittanza termica .....	44
1.3.4	Scambi termici radiativi .....	46

## CAPITOLO 2 - PSICROMETRIA

2.1	L'aria umida.....	49
2.1.1	Diagramma psicrometrico.....	54
2.1.2	Miscela di due correnti d'aria .....	57
2.1.3	Riscaldamento di un flusso di aria umida .....	58
2.1.4	Raffreddamento di un flusso d'aria .....	59
2.2	Deumidificatori a batterie alettate a saturazione .....	61
2.2.1	Saturazione adiabatica con acqua fredda .....	63
2.2.2	Saturazione adiabatica con vapore .....	66
2.2.3	Misura dell'umidità relativa .....	67

## CAPITOLO 3 - IL COMFORT TERMO-IGROMETRICO

3.1	Interazione edificio-uomo .....	70
3.2	Le condizioni di comfort termico.....	70
3.2.1	L'equazione del benessere di Fanger .....	71
3.2.2	Le condizioni per il benessere termico .....	75
3.2.2.1	Osservazioni sulla temperatura di comfort .....	78
3.2.2.2	Temperatura operativa .....	78
3.2.3	Nuovo diagramma del benessere ASHRAE .....	78
3.2.4	Dati climatici e condizioni di benessere .....	81
3.3	Equazione di bilancio energetico in regime transitorio .....	83
3.3.1	La regolazione della temperatura corporea .....	84
3.4	Normativa per il comfort termo-igrometrico.....	86
3.4.1	Riferimenti normativi .....	87
3.4.2	La UNI EN ISO 7730 .....	87
3.4.3	Condizioni di benessere in ambienti speciali .....	90
3.4.3.1	Riscaldamento con raggi infrarossi .....	91

## CAPITOLO 4 - QUALITÀ DELL'ARIA IN AMBIENTI CONFINATI (IAQ)

4.1	Il benessere olfattivo .....	93
4.2	Le sostanze inquinanti .....	94
4.3	Indicatori della qualità dell'aria .....	94
4.3.1	$\text{CO}_2$ e bioeffluenti.....	95
4.3.2	Prodotti di combustione: $\text{SO}_x$ , $\text{NO}_x$ , CO .....	95
4.3.3	Composti organici volatili (VOC) .....	95

4.3.4	Il radon.....	96
4.3.5	Contaminati biologici .....	96
4.4	Il controllo dell'inquinamento indoor.....	97
4.5	Il metodo decipol.....	98
4.5.1	Calcolo della portata di ventilazione .....	98
4.5.2	Calcolo della portata in condizioni tipiche.....	99
4.5.3	Portata di aria esterna per la diluizione della CO <sub>2</sub> .....	100
4.5.4	Implicazioni energetiche della ventilazione .....	101
4.6	Gli standard per le portate di ventilazione.....	102
4.6.1	Standard ASHRAE 62/89 .....	102
4.6.2	Norma UNI 10399.....	103
4.7	Ventilazione e percentuale di insoddisfatti (PPD) .....	104
4.8	Nuovo standard ASHRAE 62/89 R .....	106
4.9	Il decipol e l'olf.....	106
4.10	Le correlazioni sperimentali PPD - decipol .....	107
4.10.1	Inquinamento causato dalle persone e dai materiali .....	109
4.11	Diffusione dell'aria ed efficienza della ventilazione.....	110
4.12	Portata di ventilazione col metodo di Fanger .....	111
4.12.1	Esempio di calcolo secondo il metodo di Fanger .....	112
4.12.2	Note critiche al metodo di Fanger.....	113
4.13	Qualità dell'aria secondo la UNI EN 16788-1:2019 .....	114
4.14	Sistemi attivi per la protezione dal contagio virale .....	115
4.14.1	Il contagio a breve distanza .....	117
4.14.2	Il contagio a grande distanza.....	118
4.14.3	Misure di riduzione del contagio di tipo fisico e biologico .....	120
4.14.4	Le correzioni di Fisk e Nazaroff .....	120
4.14.5	Il problema della qualità dell'aria (IAQ) per la CO <sub>2</sub> .....	121
4.14.6	Sistemi attivi di sanificazione per le UTA.....	123
4.14.7	Filtri ad alta efficienza .....	123
4.14.8	Lampade UV-C e a scarica nei gas .....	125
4.14.9	Batterie di scambio .....	128
4.14.10	Ventilatore .....	129
4.14.11	Canali d'aria.....	129
4.14.12	Criteri di riduzione del contagio per il progetto degli impianti di condizionamento .....	130

## **CAPITOLO 5 - ENERGETICA DEGLI EDIFICI**

5.1	Il comportamento termico degli edifici.....	131
5.2	Il regime stazionario degli edifici .....	131
5.3	Il transitorio termico degli edifici .....	133
5.4	Parametri per il carico termico degli edifici.....	133
5.4.1	La temperatura aria-sole .....	134
5.4.2	Qualità termofisiche delle finiture superficiali.....	136
5.4.3	Pareti interne .....	137
5.4.4	Effetto serra negli edifici .....	137
5.5	Sistema edificio-impianto e bilanci energetici .....	139
5.5.1	Accumulo termico ed effetti sul transitorio termico .....	140

## CAPITOLO 6 - CRITERI PROGETTO PER IL CONDIZIONAMENTO DELL'ARIA

6.1	L'evoluzione degli impianti meccanici .....	141
6.2	Le fasi progettuali degli impianti meccanici.....	141
6.3	Scelta della tipologia impiantistica .....	142
6.4	Le sezioni di un impianto di condizionamento .....	143
6.5	Schematizzazione della soluzione impiantistica .....	144
6.5.1	Impianti che utilizzano solo acqua .....	144
6.5.2	Impianti che utilizzano aria .....	144
6.5.3	Unità di trattamento aria (UTA) .....	147
6.5.4	Impianti misti aria-acqua.....	149
6.6	La selezione dei componenti di impianto .....	149
6.6.1	Gli esecutivi di progetto .....	150
6.6.2	Gli esecutivi di cantiere per i componenti di impianto.....	151

## PARTE SECONDA

### CAPITOLO 7 - CALCOLO DEI CARICHI TERMICI

7.1	Le problematiche degli impianti di climatizzazione estivi .....	152
7.2	Metodi di calcolo dei carichi termici di raffreddamento e condizioni di progetto .....	153
7.2.1	Componenti del carico termico estivo.....	156
7.2.2	Metodi di calcolo esatti dei carichi termici estivi .....	157
7.2.3	Condizioni di transitorio termico per gli ambienti .....	158
7.3	Metodi di calcolo dei carichi termici estivi .....	161
7.3.1	Impostazioni metodologiche dei metodi di calcolo .....	162
7.4	Modelli di calcolo TFM, HBM e Carrier .....	164
7.5	Metodo delle funzioni di trasferimento (TFM) .....	165
7.5.1	La metodologia di base .....	167
7.5.2	Riferimenti teorici sul metodo delle funzioni di trasferimento ....	168
7.5.2.1	Il bilancio termico per un ambiente.....	168
7.5.2.2	Trasmissione per conduzione.....	170
7.5.2.3	Fattori di risposta .....	171
7.5.3	Bilancio globale di un ambiente mediante i fattori di risposta....	175
7.5.4	Esempio di applicazione del metodo TFM.....	178
7.6	Heat balance method (HBM) .....	179
7.6.1	Applicazione del metodo HB .....	181
7.7	Metodo Carrier per il carico termico estivo.....	183
7.7.1	Il sistema ambiente con impianto a tutt'aria .....	184
7.7.2	Calcolo dei disperdimenti attraverso le pareti.....	186
7.7.3	Calcolo del carico termico in condizioni reali - Metodo semplificato.....	187
7.7.4	Calcolo analitico della differenza di temperatura equivalente ...	189
7.7.4.1	Metodologia di calcolo della differenza di temperatura equivalente.....	190
7.7.5	Calcolo dei disperdimenti attraverso le finestre .....	192
7.7.5.1	Trasmissione termica attraverso i vetri.....	192
7.7.5.2	Radiazione solare.....	193

7.7.6	Carichi termici interni .....	194
7.7.7	Carico sensibile per ventilazione e infiltrazioni .....	195
7.7.8	Calore latente .....	195
7.7.9	Carico termico totale dell'edificio .....	196
7.7.10	Esempio di calcolo con il metodo Carrier .....	197
7.8	Calcolo dinamico degli edifici - UNI EN 52016.....	199
7.8.1	Modello dinamico secondo la UNI EN ISO 52016 e la UNI EN ISO 52017 .....	200
7.8.2	Bilanci energetici delle pareti.....	201
7.8.3	Tipologie di pareti .....	202
7.8.4	Risoluzione delle equazioni per le pareti .....	203
7.8.5	Esempi di modello dinamico .....	204
7.8.5.1	Esempio di modello dinamico - Software MC4Suite™ .	204
7.8.5.2	Esempio di modello dinamico - Software TERMOLOG™	209
7.8.6	Osservazioni sull'analisi dinamica .....	216

## **CAPITOLO 8 - CONDIZIONAMENTO ESTIVO CON IMPIANTI A TUTT'ARIA E RETTA AMBIENTE**

8.1	Caratteristiche del condizionamento dell'aria.....	217
8.2	Il funzionamento del condizionamento a tutt'aria .....	217
8.3	Impianti a tutt'aria con ricircolo parziale .....	221
8.3.1	Impianti a ricircolo parziale con elevati carichi latenti .....	224
8.4	Condizionamento invernale a tutt'aria.....	227
8.4.1	Condizionamento invernale senza ricircolo .....	228
8.4.2	Ricircolo parziale nel condizionamento invernale.....	229
8.4.3	Riscaldamento invernale con impianti ad aria .....	232
8.4.3.1	Trattamento semplificato per la termoventilazione invernale con saturazione ad acqua .....	234
8.4.3.2	Trattamento semplificato per la termoventilazione invernale con saturazione a vapore .....	235
8.5	Le batterie alettate .....	235
8.5.1	Pendenza di una trasformazione e fattore termico .....	238
8.5.2	Batterie per riscaldamento e raffreddamento sensibile .....	239
8.5.3	Batterie per l'umidificazione .....	241
8.5.3.1	L'efficienza di saturazione .....	245
8.5.4	Batterie alettate per la deumidificazione.....	245
8.5.4.1	Deumidificatore ad assorbimento igroscopico .....	246
8.5.4.2	Fattore di by pass della batteria .....	246
8.5.5	Potenzialità delle batterie di scambio .....	249
8.6	Sistemi di condizionamento estivi .....	250
8.6.1	Sistemi a tutt'aria con ricircolo totale e post riscaldamento .....	250
8.7	Controllo del punto di immissione per più ambienti.....	253
8.8	Impianti multizona .....	256
8.9	Impianti a doppio condotto - <i>Dual conduit</i> .....	256
8.10	Processi di riscaldamento e deumidificazioni.....	259

## **CAPITOLO 9 - IMPIANTI DI CONDIZIONAMENTO AD ACQUA**

9.1	Impianti di condizionamento parziali ad acqua .....	261
-----	---	-----

9.2	Selezione dei fan coil .....	262
9.2.1	Impianto a due tubi .....	263
9.2.2	Impianti a quattro tubi .....	265
9.2.3	Fan coil con motori EC <i>brushless</i> .....	267
9.2.4	Il motore .....	267
9.2.5	Il microprocessore .....	268
9.2.6	La scheda di controllo .....	268
9.2.7	Vantaggi dei motori ECM .....	268
9.3	Impianti misti ad aria primaria .....	268
9.3.1	Regime estivo dei fan coil .....	269
9.3.2	Regime invernale dei fan coil .....	270
9.3.3	Selezione e caratteristiche dei fan coil per impianti misti .....	271
9.3.3.1	Condizioni estive .....	271
9.3.3.2	Condizioni invernali - Metodo semplificato .....	274
9.4	Considerazioni progettuali per gli impianti misti .....	276
9.4.1	Unità di trattamento dell'aria primaria .....	276
9.4.1.1	Condizioni estive .....	277
9.4.1.2	Condizioni invernali - Metodo semplificato .....	278
9.4.2	Regolazione negli impianti misti .....	279
9.4.3	Controllo della portata dei fan coil .....	280

## PARTE TERZA

### **CAPITOLO 10 - REFRIGERATORI D'ACQUA**

10.1	Importanza dei refrigeratori d'acqua .....	282
10.2	Termodinamica dei refrigeratori d'acqua .....	282
10.2.1	Cicli frigoriferi in cascata .....	285
10.2.2	Sistemi innovativi per migliorare l'efficienza dei refrigeratori d'acqua .....	286
10.3	Efficienza media stagionale e classificazione europea .....	287
10.3.1	Regimi variabili .....	288
10.3.2	Le zone climatiche europee e la definizione delle temperature bivalenti .....	289
10.4	Fluidi frigorigeni .....	290
10.4.1	Il problema dell'ozono .....	291
10.4.2	Refrigeranti compositi ( <i>blend</i> ) .....	292
10.5	Compatibilità ambientale dei refrigeranti .....	293
10.6	Classificazione dei refrigeranti per tossicità e infiammabilità .....	294
10.6.1	Infiammabilità A2L .....	294
10.6.2	Caratteristiche e differenze fra i refrigeranti .....	295
10.6.3	Diagrammi (h, p) per alcuni fluidi frigorigeni .....	296
10.6.4	Nuovi fluidi frigorigeni oggi ammessi .....	302
10.6.4.1	Il gas R32 .....	302
10.6.5	COP al variare dei fluidi frigorigeni .....	303
10.7	Tipologia di compressori frigoriferi .....	304
10.7.1	Compressori alternativi .....	304
10.7.2	Compressori centrifughi .....	305
10.7.2.1	Pompaggio nei compressori centrifughi .....	306

10.7.2.2	Compressori centrifughi con inverter .....	308
10.7.3	Compressori Turbocor® .....	312
10.7.3.1	Osservazione sull'utilizzo dei refrigeratori con compressori centrifughi .....	316
10.7.4	Compressori a vite .....	317
10.7.4.1	Collegamenti circuituali .....	318
10.7.4.2	Compressori a vite con inverter .....	319
10.7.5	Compressori a spirale orbitante - Scroll .....	322
10.7.6	Intervalli di temperature operative dei compressori scroll e a vite .....	325
10.7.7	Compressori con inverter .....	325
10.8	Refrigeratori ad assorbimento .....	326
10.8.1	Funzionamento della macchina ad assorbimento .....	327
10.8.2	Refrigeratori commerciali .....	329
10.8.3	COP e IPLV .....	331
10.8.4	Considerazioni ambientali .....	332
10.8.5	Importanza dei generatori ad assorbimento per la trigenerazione ..	332
10.9	Accumulo inerziale negli impianti di refrigerazione .....	332
10.9.1	Relazioni semplificate per compressori di piccola taglia .....	334
10.10	Componenti fondamentali del ciclo frigorifero .....	336
10.10.1	Vasi di espansione per centrali frigorifere .....	336
10.10.2	Condensatori .....	336
10.10.2.1	Condensatori raffreddati ad acqua .....	336
10.10.2.2	Condensatori raffreddati ad aria .....	338
10.10.3	Torri di raffreddamento .....	339
10.10.3.1	Metodo analitico semplificato .....	340
10.10.3.2	Schemi di collegamenti idronici .....	343
10.10.3.3	Torre di raffreddamento assiale .....	346
10.10.3.4	Torre di raffreddamento centrifughe .....	347
10.10.3.5	Selezione di una torre evaporativa .....	348
10.10.3.6	Problemi di rumorosità delle torri evaporative .....	352
10.10.4	Evaporatori .....	353
10.10.4.1	Batterie ad espansione diretta .....	355
10.10.4.2	Evaporatore annegato .....	355
10.10.4.3	Evaporatori a piastra .....	356
10.10.5	Osservazioni sui componenti dei refrigeratori d'acqua .....	357
10.11	Selezione dei gruppi di refrigerazione .....	357
10.11.1	Esempio di selezione di refrigeratore Aermec™ .....	358
10.11.2	Esempio di selezione di refrigeratore Carrier™ .....	361
10.11.3	Osservazioni sulla selezione dei refrigeratori .....	363
10.11.4	Esempio di selezione di una torre evaporativa modello TRA di Aermec™ .....	365

## **CAPITOLO 11 - PRESTAZIONI DI UNA POMPA DI CALORE**

11.1	Gruppi frigoriferi con funzione di pompe di calore .....	370
11.2	Funzionamento di una pompa di calore .....	370
11.3	Le pompe di calore idroniche .....	372
11.3.1	Punto di equilibrio o temperatura bivalente .....	372
11.3.2	Sbrinamento delle pompe di calore .....	374

11.3.3	Decadimento del COP delle pompe di calore .....	375
11.3.4	Metodi per incrementare le prestazioni delle pompe di calore	376
11.3.5	Utilizzo delle pompe di calore al variare delle zone climatiche....	376
11.3.6	Convenienza delle pompe di calore rispetto alle caldaie .....	377
11.3.7	Problematiche nell'utilizzo delle pompe di calore .....	377
11.3.8	Unità con modulo idronico incorporato .....	379
11.3.9	Funzionamento in free cooling.....	379
11.3.10	La selezione della pompa di calore.....	380
11.3.10.1	Dimensionamento della pompa di calore per l'ACS	383
11.3.11	Criteri di progetto degli impianti con pompe di calore idroniche	383
11.3.12	La classificazione delle pompe di calore.....	384
11.3.13	La regolazione delle pompe di calore idroniche.....	385
11.3.14	Influenza dell'accumulo termico per le pompe di calore idroniche	385
11.3.15	Applicazioni della pompa di calore idronica .....	386
11.3.16	Utilizzo delle pompe di calore con integrazione solare .....	387
11.3.17	Funzionamento per il riscaldamento di ambienti - I sistemi misti	388
11.3.17.1	Utilizzo di generatori supplementari .....	388
11.3.17.2	Utilizzo dell'energia geotermica .....	389
11.4	Le pompe di calore ad alta temperatura - Booster .....	390
11.4.1	Unità booster in cascata ai gruppi polivalenti.....	391
11.4.2	Booster in accoppiamento con torre evaporativa.....	392

## **CAPITOLO 12 - GRUPPI POLIVALENTI - MULTITUBE**

12.1	Refrigeratori polivalenti idronici .....	396
12.1.1	Caso A: Funzionamento per sola refrigerazione.....	399
12.1.2	Caso B: Funzionamento per sola pompa di calore .....	399
12.1.3	Caso C: Refrigeratore con cessione del calore di desurriscaldamento.....	400
12.1.4	Caso D: Refrigeratore con cessione di tutto il calore del condensatore .....	400
12.1.5	Osservazioni sul funzionamento delle unità polivalenti.....	401
12.2	Parametri energetici delle unità polivalenti idroniche .....	402
12.2.1	Indice TEP .....	402
12.2.2	Indice TER .....	402
12.3	Unità polivalenti idroniche commerciali .....	403
12.3.1	Unità EasyPACK Rhoss™ .....	403
12.3.1.1	Nuovi indici di efficienza stagionale secondo la EN 14825: SCOP e SEER.....	405
12.3.1.2	Collegamento in parallelo di più unità polivalenti....	405
12.3.2	Unità POKER THAETY 234 H.T. idronica Rhoss™ .....	406
12.3.2.1	Modo 1: Produzione di acqua calda o fredda per la climatizzazione più ACS .....	408
12.3.2.2	Modo 2: Produzione dedicata di ACS con recuperatore di calore più produzione disgiunta di ACS e acqua calda/fredda per la climatizzazione ..	409
12.3.2.3	Modo 3: Produzione disgiunta di ACS e acqua calda/fredda per la climatizzazione.....	409
12.3.2.4	Modo 4: Recupero termico mediante desurriscaldatore	410

12.3.2.5	Osservazioni sull'unità POKER THAETY 234 H.T. Rhoss™ .....	410
12.3.3	Unità idronica NRP Aermec™ .....	411
	12.3.3.1 Modello CPS a 6 tubi Aermec™ .....	413
12.4	La scelta delle unità polifunzionali idroniche .....	415
12.5	Unità polivalenti ad espansione diretta.....	415
12.5.1	Impianti ad espansione diretta del tipo VRV e VRF .....	420
12.5.2	Riscaldamento e raffrescamento con sistemi ad espansione diretta .....	422
12.5.3	Produzione di ACS con sistemi ad espansione diretta .....	422
12.5.4	Possibilità di alimentare una rete idronica con sistemi a ED ..	423
12.5.5	Scelta delle unità ad espansione diretta .....	424
12.5.6	La funzione polivalente nei sistemi ad espansione diretta.....	424

## CAPITOLO 13 - TERMINALI IDRONICI E AD ESPANSIONE DIRETTA

13.1	Terminali idronici ad alte prestazioni .....	427
13.2	Termoconvettori .....	427
13.3	Termoventilconvettori - Fan coil .....	428
	13.3.1 Tipologia di fan coil .....	429
	13.3.2 La scelta dei termoventilconvettori.....	430
	13.3.3 Rumorosità dei termoventilconvettori.....	432
13.4	La scelta dei fan coil per impianti ad aria primaria .....	434
13.4.1	La scelta dei fan coil per le potenze sensibili e latenti effettive ..	434
13.4.2	Reti idroniche per i fan coil.....	438
	13.4.2.1 Impianti a due tubi .....	439
	13.4.2.2 Impianti a quattro tubi .....	439
	13.4.2.3 Potenza totale di impianto .....	439
	13.4.2.4 Fan coil ad inverter .....	441
	13.4.3 Termoventilconvettori a cassetta .....	441
	13.4.4 Unità a fan coil canalizzate .....	443
13.5	Travi fredde .....	445
13.5.1	Vantaggi e svantaggi nell'utilizzo delle travi fredde .....	447
13.5.2	Travi fredde attive .....	448
13.5.3	Software per la selezione delle travi fredde .....	452
13.6	Terminali ibridi .....	455
13.7	Terminali ad espansione diretta .....	456
13.8	Altre tipologie di terminali .....	458

## CAPITOLO 14 - TERMINALI AERAULICI - BOCCHETTE E DIFFUSORI

14.1	Terminali per reti aerauliche .....	460
14.2	Bocchette di mandata.....	460
14.2.1	La diffusione dell'aria negli ambienti .....	462
14.2.2	La scelta delle bocchette di mandata.....	462
14.3	Diffusori dell'aria.....	465
14.3.1	La scelta dei diffusori .....	466
14.3.2	Diffusori per grandi portate .....	467
14.3.3	Diffusori elicoidali .....	471
14.3.4	Diffusori a dislocamento.....	472

14.3.5	Diffusori a dislocamento per grandi portate .....	473
14.3.6	Programmi di selezione dei diffusori .....	476
14.3.6.1	Il programma SCHAKOLuft .....	476
14.3.6.2	Il programma CAD TROX Easy Product Finder .....	477

## **CAPITOLO 15 - UNITÀ DI TRATTAMENTO ARIA (UTA)**

15.1	Unità di trattamento aria per grandi impianti .....	480
15.2	Conformità al Regolamento europeo n. 1253/2014 .....	480
15.3	Composizione di un'unità di trattamento aria .....	483
15.4	La scelta dell'UTA .....	484
15.5	I componenti interni all'UTA .....	493
15.5.1	I filtri .....	493
15.5.1.1	I meccanismi di filtrazione .....	494
15.5.1.2	Le tipologie di filtri .....	494
15.5.1.3	Classificazione dei filtri secondo la UNI EN 779:2012 .....	495
15.5.1.4	Classificazione dei filtri secondo la ISO 16890 .....	496
15.5.2	Le batterie alettate per raffreddamento e riscaldamento .....	499
15.5.3	I ventilatori .....	500
15.5.3.1	I motori ECM nelle UTA .....	502
15.5.4	Gli umidificatori .....	504
15.6	Unità di condizionamento compatte .....	505
15.7	Unità roof top .....	508
15.8	Unità di trattamento aria di precisione .....	511
15.9	Unità di trattamento aria da soffitto .....	513
15.10	Progettazione e selezione delle UTA .....	514
15.10.1	Progettazione analitica semplificata .....	515
15.10.1.1	Impianti a tutt'aria - Ipotesi di assenza di ricircolo .....	515
15.10.1.2	Impianti a tutt'aria - Ipotesi di presenza di ricircolo .....	516
15.10.1.3	Dimensionamento dell'UTA per una sala ristorante .....	519

## PARTE QUARTA

## **CAPITOLO 16 - LE RETI TECNOLOGICHE DI DISTRIBUZIONE**

16.1	Circuiti idronici e aeraulici .....	528
16.1.1	Pompa di circolazione e soffianti .....	529
16.1.1.1	La scelta della pompa di circolazione .....	530
16.1.2	I collettori idronici di centrale .....	531
16.1.3	I separatori idraulici .....	532
16.2	La regolazione di zona nei circuiti idronici .....	534
16.2.1	Valvole di regolazione .....	537
16.2.1.1	Inserimento di una valvola di regolazione a due vie .....	537
16.2.1.2	Inserimento di una valvola miscelatrice a tre vie .....	538
16.2.1.3	Inserimento di una valvola miscelatrice a tre vie con portata costante sul carico .....	538
16.3	Metodi analitici di progetto delle reti idroniche .....	539
16.3.1	Le portate dei rami terminali .....	539
16.3.2	Le metodologie di progetto delle reti idroniche .....	541
16.3.3	Le equazioni disponibili .....	541

16.3.4	Metodo a perdita specifica di pressione costante .....	543
16.3.5	L'algoritmo di calcolo a $\psi = \text{cost}$ .....	545
16.3.6	Strumenti di progettazione delle reti idroniche.....	547
16.4	Metodi analitici di progetto delle reti aerauliche .....	548
16.4.1	I rami delle reti aerauliche .....	549
16.4.2	I circuiti .....	550
16.4.3	Le equazioni disponibili.....	551
16.4.4	Metodo a perdita specifica di pressione costante .....	554
16.4.5	Algoritmo di calcolo a $\psi = \text{cost}$ .....	557
16.4.6	Strumenti di progettazione automatizzata.....	559
16.4.7	Considerazioni sulla rumorosità delle reti aerauliche.....	560
16.5	Perdite di pressione nell'unità di trattamento aria .....	561
16.5.1	Tipologie di canali .....	562

## **CAPITOLO 17 - I CIRCUITI DELLE CENTRALI TERMO-FRIGORIFERE**

17.1	I circuiti di centrale.....	564
17.1.1	Circuito primario chiuso .....	564
17.1.2	Circuito primario aperto.....	565
17.1.3	Circuiti secondari a temperatura diversa da quella di mandata del generatore .....	566
17.1.4	Generatori in parallelo.....	567
17.1.5	Circuiti primari a portata variabile .....	569
17.1.6	Reti complesse .....	572

## **CAPITOLO 18 - IMPIANTI DI VENTILAZIONE E VMC AVANZATE**

18.1	La qualità dell'aria .....	573
18.1.1	La classe di permeabilità dei serramenti.....	574
18.2	La ventilazione degli ambienti chiusi .....	574
18.3	La ventilazione naturale .....	574
18.3.1	Il calcolo della portata d'aria di ventilazione naturale.....	576
18.4	La ventilazione meccanica .....	576
18.5	Regole pratiche per la distribuzione dell'aria.....	578
18.6	I recuperatori di calore.....	579
18.6.1	Recuperatori con scambiatori rigenerativi.....	580
18.7	Il preriscaldamento dell'aria di rinnovo .....	582
18.8	Integrazione della VMC con altri impianti .....	583
18.8.1	Controllo dell'umidità interna mediante VMC .....	583
18.8.1.1	Evitare la formazione delle muffe con la VMC .....	585
18.8.1.2	Formazione di muffe con pannelli radianti per raffrescamento .....	585
18.8.2	Integrazione dei pavimenti radianti con le VMC .....	587
18.9	Evoluzione delle VMC verso soluzioni integrate .....	588
18.9.1	VMC non centralizzata .....	588
18.10	Impianti a fan coil integrati con VMC .....	590
18.10.1	Impianti ad aria con VMC integrate .....	592
18.11	Sistemi VMC avanzati .....	593
18.11.1	Moduli a ricircolo parziale .....	596
18.12	Criteri di selezione delle VMC avanzate.....	596

18.12.1	VMC compatte di tipo HRSW.....	596
18.12.2	VMC di tipo puntuale.....	598
18.12.3	VMC da appartamento.....	600
<b>CAPITOLO 19 - GLI USI CIVILI DEGLI IMPIANTI DI CLIMATIZZAZIONE</b>		
19.1	Le applicazioni degli impianti di condizionamento.....	602
19.2	Edifici residenziali.....	602
19.3	Scuole .....	604
19.4	Sale teatrali .....	606
19.5	Ospedali .....	608
19.5.1	Considerazioni sui reparti sensibili.....	608
19.5.1.1	I reparti sensibili trattati.....	609
19.5.1.2	Aspetti impiantistici di un reparto sensibile .....	609
19.5.2	La diffusione dell'aria .....	610
19.5.3	Le reti aerauliche .....	614
19.5.4	Unità di trattamento aria per uso ospedaliero .....	615
19.6	Impianti di condizionamento per il settore terziario .....	616
19.6.1	Edifici di vendita al dettaglio.....	617
19.6.1.1	Negozi di piccole dimensioni .....	617
19.6.1.2	Supermercati .....	618
19.6.1.3	Centri commerciali .....	620
19.6.2	Edifici commerciali e pubblici .....	621
19.6.2.1	Ristoranti e bar .....	622
19.6.2.2	Uffici .....	622
19.6.2.3	Centri di comunicazione .....	624
19.6.2.4	Edifici del settore trasporti .....	625
19.6.2.5	Magazzini di stoccaggio.....	626
19.6.3	Edifici ad alto affollamento .....	626
19.6.3.1	Luoghi di culto.....	627
19.6.3.2	Cinema e teatri .....	627
19.6.3.3	Arene e stadi.....	628
19.6.3.4	Centri fieristici e congressuali .....	629
19.6.3.5	Piscine .....	629
19.6.4	Carichi termici per il settore terziario.....	631
19.6.4.1	Principi di calcolo del carico di raffreddamento .....	632
19.7	Altre tipologie di edifici per usi civili .....	638
<b>BIBLIOGRAFIA .....</b>		639



**Pagine non disponibili  
in anteprima**



# 6

## CRITERI PROGETTO PER IL CONDIZIONAMENTO DELL'ARIA

### 6.1 L'EVOLUZIONE DEGLI IMPIANTI MECCANICI

L'evoluzione delle tecniche costruttive, con edifici sempre più leggeri e con scarsa capacità termica, ha provocato uno scompenso funzionale che ha amplificato le variazioni delle temperature interne degli edifici stessi avvicinandole sempre più a quelle esterne. Le condizioni climatiche variano moltissimo da regione a regione e anche nella stessa regione.

Non sempre si è nelle condizioni, assolutamente privilegiate, di poter fare a meno di integrazioni energetiche nel periodo invernale. Quasi sempre occorre fare in modo che le condizioni ambientali interne di comfort siano raggiunte con l'ausilio di opportuni impianti che chiameremo, per il periodo invernale, di riscaldamento. Si osservi tuttavia che una corretta climatizzazione deve controllare le tre variabili fisiche  $T$ ,  $\varphi$  e  $v$ .

La velocità,  $v$ , è controllabile mediante il sistema di distribuzione del calore all'interno degli ambienti, ad esempio con radiatori, con termoventilconvettori, con pannelli radiantì, con bocchette di immissione dell'aria calda, ecc., mentre la temperatura  $T$  e l'umidità relativa  $\varphi$  sono controllate dagli impianti di climatizzazione.

### 6.2 LE FASI PROGETTUALI DEGLI IMPIANTI MECCANICI

Le procedure di calcolo per la progettazione degli impianti meccanici possono così essere schematizzate come indicato nella seguente Tabella 6.1.

**Tabella 6.1 - Le fasi progettuali per la progettazione termotecnica**

Fase	Azione
1	Individuazione delle specifiche di progetto (cioè dei dati progettuali quali la temperatura interna, esterna, umidità relativa ambiente, velocità dell'aria ambiente, qualità dell'aria, ecc.)
2	Verifica energetica ai sensi del D.M. 26/06/2015 dell'edificio nuovo o con interventi importanti, se applicabile o contemporanea al condizionamento
3	Calcolo dei carichi termici estivi della struttura in funzione delle condizioni ambientali esterne ed interne (microclima da realizzare)

*segue*

4	Scelta della tipologia impiantistica da realizzare per raggiungere le specifiche di progetto
5	Dimensionamento dei componenti di impianto, generatori termici e UTA
6	Schematizzazione della soluzione impiantistica (layout degli impianti)
7	Dimensionamento delle reti di distribuzione dei fluidi di lavoro
8	Disegno esecutivo degli impianti

Per una corretta progettazione impiantistica è necessaria una conoscenza di tutte le problematiche prima esposte e che può essere raggiunta solo con l'esperienza giornaliera in questo settore. Le fasi progettuali sopra elencate saranno esaminate più in dettaglio nei prossimi capitoli.

Si presentano, di seguito, alcuni criteri di progetto che, però, non debbono ritenersi esaustivi della complessa problematica progettuale. Occorre avere piena conoscenza degli argomenti correlati alle varie fasi progettuali e non è pensabile che si possa predisporre un progetto per sola emulazione di progetti fatti senza un'approfondita conoscenza teorica e pratica di tutte le problematiche progettuali.

Si farà riferimento a componenti di impianto che saranno esaminati nei capitoli successivi in maggior dettaglio. Per di più alcuni componenti di impianto, quali le UTA, i refrigeratori reversibili a pompa di calore, i terminali e le reti tecnologiche, sono comuni anche agli impianti di riscaldamento.

Le regole qui esposte sono da intendersi come linee guida per la progettazione. Ciascun progettista potrà sperimentare di persona le problematiche progettuali consultando manuali tecnici specializzati e materiali divulgativi spesso resi disponibili dalle industrie del settore.

Nei paragrafi che seguono, si presentano i componenti di impianto e si evidenzieranno le loro caratteristiche ai fini impiantistici.

### 6.3 SCELTA DELLA TIPOLOGIA IMPIANTISTICA

Se il calcolo dei carichi termici viene effettuato con metodi matematici, e spesso con l'ausilio di programmi di calcolo appositamente predisposti, la scelta della tipologia impiantistica è la fase più delicata ed impegnativa di tutto l'iter progettuale. È proprio in questa fase che il progettista interagisce con il progetto perché deve decidere come realizzare l'impianto.

Qualche esempio può chiarire quanto si vuole evidenziare.

Un impianto di condizionamento si può realizzare in più modi, ad esempio:

- impianto a tutt'aria, senza o con ricircolo;
- impianto ad acqua, con termoventilconvettori;
- impianto misto con aria primaria, con distribuzione dell'aria mediante canali e bocchette di mandata più un impianto ad acqua con fan coil;
- pavimento radiante con integrazione termica per il raffrescamento;
- con sistemi ad espansione diretta.

È chiaro, dunque, che questa fase è la più delicata ed impegnativa e che dipende fortemente dall'esperienza del progettista. Inoltre, la scelta impiantistica è spesso dipendente anche dall'architettura dell'edificio e dai vincoli posti dal committente. Questi condizionamenti rendono difficile la progettazione degli impianti e la vita degli impiantisti.

## 6.4 LE SEZIONI DI UN IMPIANTO DI CONDIZIONAMENTO

Gli impianti di climatizzazione possono essere di tipo diverso a seconda della destinazione d'uso degli edifici, del fluido termovettore utilizzato, dal costo e quindi dalla qualità che si desidera avere.

Ogni impianto è composto di tre sezioni fondamentali (qui si trascura la sezione di controllo che sarà affrontata successivamente):

Sezione di produzione dell'energia  $\Rightarrow$  Sezione di trasporto dell'energia  $\Rightarrow$   
Sezione di scambio

Ciascuna di esse ha caratteristiche costruttive e progettuali proprie. In ogni caso è da tenere presente che l'obiettivo finale di riscaldare o raffrescare gli ambienti si raggiunge solamente se tutte e tre le sezioni sono congruenti e correttamente progettate.

Seguiranno alcune brevi note descrittive, soprattutto di tipo qualitativo, sulle tipologie impiantistiche, sulle problematiche d'uso, di gestione e di installazione e i criteri progettuali saranno di seguito brevemente discussi.

In sede progettuale si selezionano i componenti di impianto dai cataloghi commerciali dei vari costruttori. Questa scelta è spesso impegnativa per la progettazione in quanto vincolata al componente selezionato. Così, ad esempio, la potenzialità dei fan coil selezionati dipende dalla serie commerciale considerata, diversa da costruttore a costruttore. Allo stesso modo, le caratteristiche di una pompa di circolazione dipendono dal catalogo commerciale selezionato.

Oggi la scelta dei componenti di impianto è resa molto più agevole dalla disponibilità di cataloghi commerciali in rete, evitando, così, il ricorso a binder tecnici voluminosi ed ingombranti. Inoltre, i cataloghi in rete sono sempre aggiornati dai costruttori.

Va considerata anche la possibilità di utilizzare strumenti di selezione, solitamente software opportunamente predisposti, che i vari costruttori mettono a disposizione per i loro prodotti più rilevanti quali i refrigeratori, le pompe di calore, le UTA, le travi fredde, ecc.

Si ricordi che questo metodo vincola la selezione dei prodotti commerciali e questo può non essere possibile per le offerte pubbliche, come sopra indicato. Lo sviluppo dell'impiantistica in questi ultimi anni è stato notevole anche per l'introduzione di nuovi componenti e nuove tipologie di impianti.



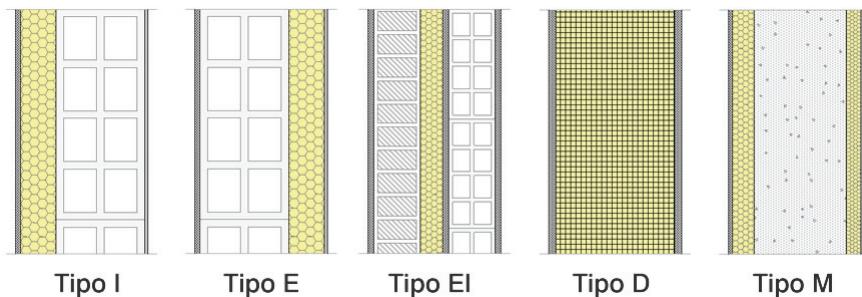
**Pagine non disponibili  
in anteprima**



caratterizza per una descrizione a parametri distribuiti trasversalmente alle sezioni delle pareti e delle finestre.

### 7.8.3 Tipologie di pareti

La norma UNI EN 52016 prevede 5 tipologie di pareti, come indicato in Figura 7.20.



**Figura 7.20 - Tipologia delle pareti tipo per l'analisi dinamica**

Le tipologie delle pareti sono le seguenti:

#### *Tipo I*

La massa termica è sul lato interno della parete (es. parete a cappotto); in questo caso tutta la capacità termica è attribuita al nodo interno 5:

$$k_{eli;5} = C_{eli;m} \quad k_{eli;1} = k_{eli;2} = k_{eli;3} = k_{eli;4} = 0$$

#### *Tipo E*

La massa termica è sul lato esterno della parete (es. parete isolata internamente); in questo caso tutta la capacità termica è attribuita al nodo esterno 1:

$$k_{eli;1} = C_{eli;m} \quad k_{eli;2} = k_{eli;3} = k_{eli;4} = k_{eli;5} = 0$$

#### *Tipo EI*

La massa termica è in parte sul lato interno in parte sul lato esterno della parete (es. parete isolata in intercapedine); in questo caso tutta la capacità termica complessiva è suddivisa tra i nodi interno ed esterno 1 e 5:

$$k_{eli;1} = k_{eli;2} = C_{eli;m/2} \quad k_{eli;3} = k_{eli;4} = k_{eli;5} = 0$$

#### *Tipo D*

La massa termica è distribuita su tutto lo spessore della parete (es. parete in

laterizio termoisolante); in questo caso la capacità termica complessiva è suddivisa fra tutti gli strati in questo modo:

$$k_{eli;2} = k_{eli;3} = k_{eli;4} = C_{eli;m/4} \quad k_{eli;1} = k_{eli;5} = C_{eli;m/8}$$

### Tipo M

La massa termica è concentrata al centro della parete (es. parete isolata sia internamente che esternamente); in questo caso tutta la capacità termica complessiva è attribuita al nodo centrale:

$$k_{eli;3} = C_{eli;m} \quad k_{eli;1} = k_{eli;2} = k_{eli;4} = k_4 = 0$$

Questa metodologia consente di applicare il metodo dinamico senza che siano necessarie più informazioni rispetto a quelle utilizzate per il calcolo in regime stazionario.

#### 7.8.4 Risoluzione delle equazioni per le pareti

I parametri per il calcolo dinamico vengono ricavati dalla resistenza termica di conduzione complessiva della struttura e dalla capacità termica areica. Le equazioni RC per tutti gli elementi disperdenti portano ad un complesso sistema di equazioni (decine per ogni parete) alle derivate parziali che fornisce le temperature dei nodi del modello RC dalle quali è possibile calcolare i bilanci energetici.

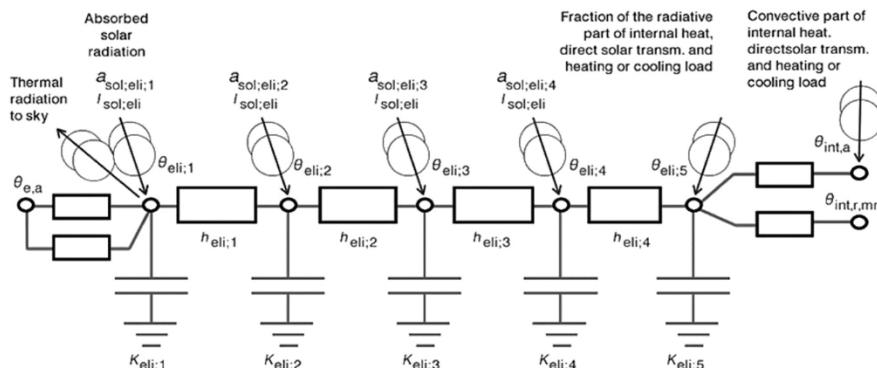


Figura 7.21 - Modello RC per una parete

La dipendenza dal tempo delle equazioni differenziali impone che siano fornite le condizioni al contorno. In pratica occorre fornire i profili d'uso sia dei generatori termici (orari di accensione, di spegnimento) che delle sorgenti interne (lampade, carichi interni, ecc.) che degli occupanti, presenza oraria e giornaliera a seconda del tipo di edificio.



**Pagine non disponibili  
in anteprima**



Con l'introduzione dei diagrammi ASHRAE si preferisce utilizzare non il coefficiente direttivo  $\beta$  definito dalla (150) bensì il fattore termico  $R$  definito dal rapporto:

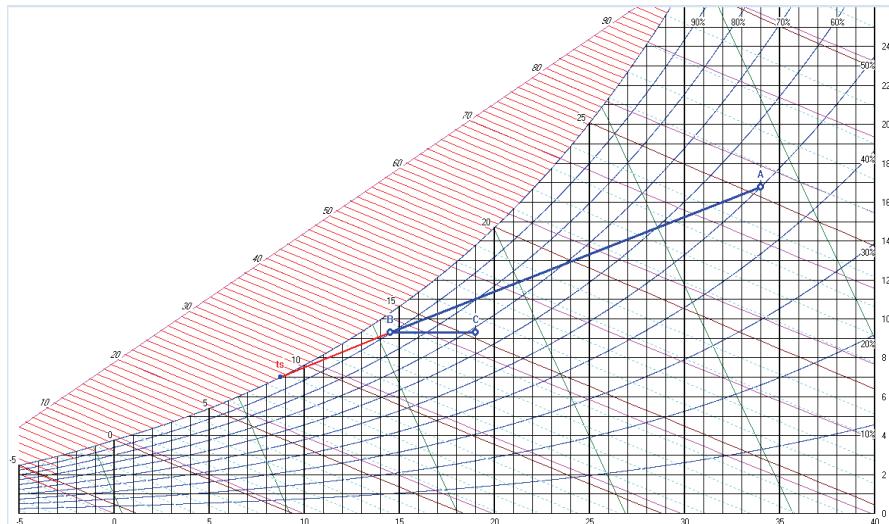
$$R = \frac{Q_{S_{\text{sensibile}}}}{Q_{T_{\text{totale}}}} = \frac{Q_T - Q_L}{Q_T} = 1 - \frac{Q_L}{Q_T} \quad (152)$$

ove si è indicato con:

$Q_S$  il carico termico sensibile dell'edificio, W;

$Q_L$  il carico termico latente dell'edificio, W;

$Q_T = Q_S + Q_L$  il carico totale dell'edificio, W.



**Figura 8.3 - Trasformazioni per impianto a tutt'aria nel diagramma ASHRAE**

Il fattore  $R$  si può calcolare immediatamente noti i carichi sensibili e latenti definiti dalla (133) e dalla (134). Si può anche trovare una relazione che lega  $R$  a  $\beta$ . Infatti dal bilancio (149) e per la stessa definizione di  $\beta$  data dalla (150) risulta:

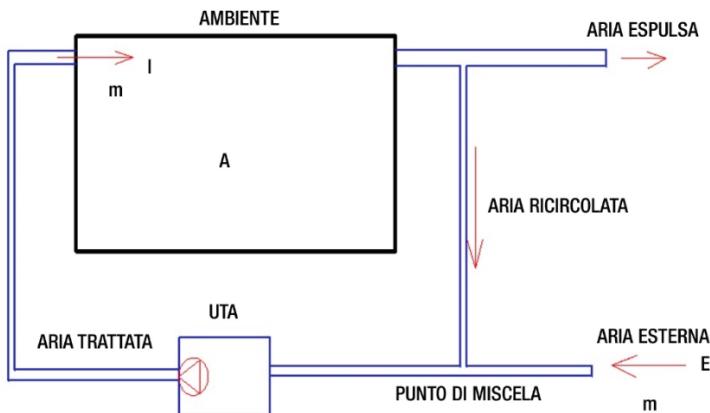
$$R = 1 - \frac{r}{\beta} \quad (153)$$

ove  $r$  è il calore latente di vaporizzazione dell'acqua ( $r = 2501 \text{ kJ/kg}$ ). Pertanto, noto  $\beta$  si può calcolare  $R$  e viceversa. Avuto  $R$  si può ottenere la direzione della retta ambiente. tracciamento della *retta ambiente*. Per tracciare la retta ambiente

sul diagramma psicrometrico vi sono diversi metodi a seconda, anche, del tipo di diagramma utilizzato. Nell'abaco di Mollier si ha, di solito, una sorta di regolo graduato sul bordo dell'abaco con l'indicazione del valore di  $\beta$ . Si congiunge il valore desiderato con il punto zero (punto dato da  $0\text{ }^{\circ}\text{C}$  e  $0\text{ g/kg}_{\text{as}}$ ) e si ottiene una retta direttrice. Si trasla questa retta fino a farla passare per il punto ambiente ottenendo la retta ambiente desiderata. L'utilizzo di programmi elettronici per il diagramma psicrometrico aiuta molto a tracciare le trasformazioni desiderate noti punti di inizio, di fine e le potenze da scambiare, in combinazione opportuna a seconda della trasformazione desiderata.

### 8.3 IMPIANTI A TUTT'ARIA CON RICIRCOLO PARZIALE

Spesso si può recuperare in parte l'aria che viene espulsa all'esterno mediante un ricircolo parziale in funzione del ricambio fisiologico necessario per gli occupanti all'interno dell'ambiente. La situazione è quella di Figura 8.4: parte della portata d'aria viene espulsa (quantità pari alla portata fisiologica che poi si richiama come aria fresca dall'esterno). La portata rimanente (detta “di ricircolo”) viene mandata al condizionatore dove si miscela con l'aria fresca richiamata dall'esterno (punto  $M$ ). L'aria esterna fresca deve essere in quantità sufficiente a garantire il ricambio fisiologico degli occupanti e quindi a garantire le migliori condizioni ambientali all'interno. Oggi sono disponibili numerose norme internazionali (ISO ed EN<sup>2</sup>) che fissano le condizioni di diluizione degli odori emessi da persone o da cose all'interno degli ambienti. Di solito si fa riferimento alla teoria di Fanger sugli odori. Nella Tabella 4.2 e nella Tabella 4.3 (vedi capitolo 4) si hanno i valori consigliati per varie destinazioni d'uso dei locali.



**Figura 8.4 - Schema di impianto a tutt'aria con ricircolo**

<sup>2</sup> L'*Indoor air quality* (IAQ) è la scienza che studia la qualità dell'aria interna agli ambienti. Si è già discusso ampiamente di quest'argomento nei capitoli relativi alle condizioni ambientali di benessere e la qualità dell'aria.

Nel capitolo 4 sull'*Indoor air quality* si è mostrata la curva derivata dalla teoria di Fanger che lega la percentuale di insoddisfatti all'interno di un locale con la portata d'aria di ricambio fisiologico. Si osserva che più elevata è la portata di ricambio, minore è la percentuale di individui insoddisfatti. Una portata di 25 m<sup>3</sup>/h, pari a 25.000/3.600 = 6,94 L/s, di aria esterna fresca comporta una percentuale di insoddisfatti di circa il 27%. Qualora si desideri ridurre tale percentuale al 10% occorre attuare un ricambio che si può calcolare mediante la relazione:

$$PD = 395 \exp (-1.83 q^{0.25}) \quad (154)$$

e che fornisce un valore di portata pari a 15 L/s ( $15 \times 3.600 / 1.000 = 54 \text{ m}^3/\text{h}$ ), cioè più del doppio rispetto al valore oggi indicato dalle norme italiane per locali con fumatori. Nella Tabella 4.2 e nella Tabella 4.3 sulla qualità dell'aria sono riportati i valori delle portate di ricambio suggerite dall'ASHRAE 62/89 e dalla UNI-CTI 10399. Nota la portata di ricambio fisiologico si calcola quella di ricircolo e quindi si determina il punto di miscelazione *C* di Figura 8.16, mediante la relazione:

$$t_M = \frac{t_E \dot{m}_E + t_A \dot{m}_R}{\dot{m}_R + \dot{m}_E} \quad (155)$$

ove si sono indicati con:

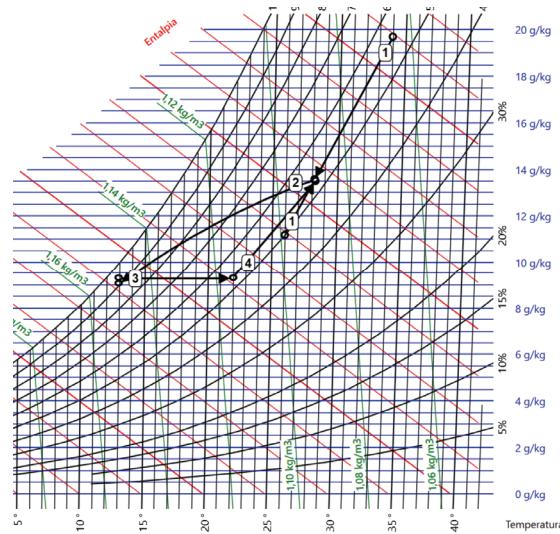
$t_E$  la temperatura esterna, °C;

$t_A$  la temperatura dell'aria di ricircolo, eguale a quella ambiente, °C;

$\dot{m}_E$  la portata di aria esterna di rinnovo fisiologico, kg/s;

$m_R$  la portata di aria di ricircolo pari alla differenza fra la portata totale  $\dot{m}$  e quella di rinnovo, kg/s.

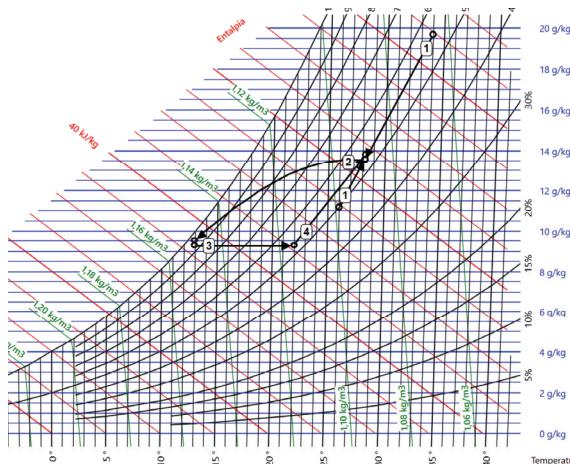
In questo caso le equazioni di bilancio sull'ambiente non cambiano ma nel condizionatore le trasformazioni da attuare sono diverse. Il ricircolo parziale dell'aria proveniente dall'ambiente *A* consente notevoli economie di gestione (Figura 8.5). Infatti, la batteria fredda deve portare l'aria dalle condizioni del punto 2, punto di miscelazione, al punto 3, fine raffreddamento, e non dal punto 1 (ben distante da 2 in funzione del rapporto di ricircolo) come nel caso precedente. Il ricircolo non si può attuare per ambienti nei quali c'è pericolo di inquinamento o di scoppio. Laddove è possibile attuarlo, il ricircolo parziale è sempre consigliato. Si osservi, sempre in Figura 8.5, come dal punto di fine raffreddamento, 3, si sia riscaldata l'aria fino al punto 4, corrispondente a 18 °C.



**Figura 8.5 - Condizionamento dell'aria con ricircolo con passo alette grande**

In questo modo si evitano getti di aria fredda e umida che possono portare a condizioni di discomfort nell'ambiente. In figura è anche tracciata la retta *b* che va dal punto 4 al punto ambiente 2. La curva di raffreddamento 2-3 non è disegnata come semplice retta ma come una curva funzione passo delle alette pari a 5-10 mm. Per un passo alette di 1-2 mm si hanno i risultati di Figura 8.6. I bilanci restano sempre gli stessi a parità di punti finali.

La centrale di trattamento dell'aria deve essere opportunamente modificata per consentire sia la presa di aria esterna che l'entrata dell'aria di ricircolo. Di solito si hanno serrande di taratura e filtri per purificare l'aria ricircolata.



**Figura 8.6 - Condizionamento dell'aria con ricircolo con passo alette basso**



**Pagine non disponibili  
in anteprima**



centralina elettronica (“*commutatore*”) - per generare l’opposto campo magnetico. Il motore funziona sia a 110 volt che a 220 volt, a seconda di come viene configurata la spina di alimentazione a 5 pin.

### 9.2.5 Il microprocessore

Il modulo o microprocessore ECM controlla completamente il motore. Riceve le informazioni di programmazione dalla scheda tramite un cablaggio a 16 pin e le interpreta in modo che il motore ottenga il controllo della variabile desiderata (ad esempio, portata d’aria).

Si monta all’estremità del motore oppure può essere posizionato in remoto. Questo modulo memorizza la relazione tra velocità, coppia, e variabile da regolare.

### 9.2.6 La scheda di controllo

Nella scheda di controllo viene impostata la variabile desiderata per ciascuna applicazione, collegata al modulo con un cablaggio a 16 pin.

### 9.2.7 Vantaggi dei motori ECM

I motori ECM possiedono numerosi vantaggi rispetto ai motori asincroni. Certamente il più evidente è quello dell’efficienza: sono mediamente il 50% più efficienti dei motori a induzione di analoga potenza/dimensione. Poiché il funzionamento del motore è controllato dal microprocessore, questo offre significativi vantaggi su tutta la gamma operativa e sulla precisione del motore. Proprio per questo, un motore ECM è in grado di misurare e regolare la sua velocità e potenza senza l’uso di sensori o controllori esterni. Il microprocessore controlla con precisione tutti i parametri di funzionamento dei motori ECM in modo ottimale.

## 9.3 IMPIANTI MISTI AD ARIA PRIMARIA

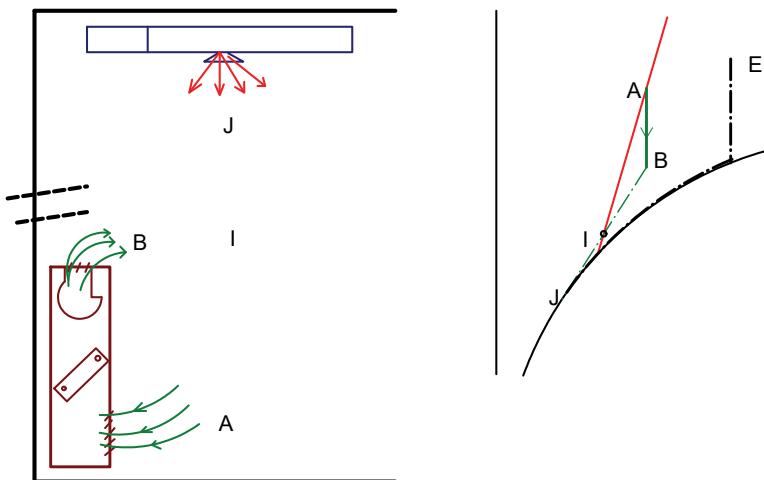
Si tratta di impianti ad aria e ad acqua. L’aria di rinnovo fisiologico viene distribuita mediante una rete di canali e nelle condizioni psicrometriche vicine alla saturazione (per un miglior controllo dell’umidità ambiente).

In questo modo i canali possono essere di dimensioni ridotte sia per la minore portata da trasportare che per una maggior velocità possibile, compatibilmente con la rumorosità accettabile. Il resto del carico termico dei singoli ambienti viene soddisfatto mediante rete ad acqua fredda (o anche calda per il caso invernale) con elementi terminali costituiti da fan coil o da mobiletti ad induzione. Questi ultimi sono oggi poco utilizzati perché richiedono l’immissione dell’aria ad alta velocità (e quindi anche ad alta rumorosità) per garantire un adeguato effetto di induzione. I fan coil non hanno, di solito, una presa di aria esterna sia per maggiore semplicità costruttiva del dispositivo sia per possibili difficoltà di installazione, poiché si richiede la vicinanza di una parete esterna sulla quale praticare un foro di aerazione protetto da rete antintrusione per i topi. Se è presente la presa di

aria esterna si ha spesso difficoltà a controllare l'umidità interna perché l'umidità esterna non è sempre costante ed anzi è variabile in modo casuale. Per i fan coil senza presa di aria esterna il controllo dell'umidità interna è affidato all'aria primaria ed è, pertanto, migliore rispetto al caso di impianti a sola acqua. Il costo di questa tipologia di impianto è maggiore del caso di impianti ad acqua poiché si aggiunge la rete per l'aria.

### 9.3.1 Regime estivo dei fan coil

In Figura 9.4 si ha lo schema di installazione e di funzionamento di un fan coil con aria primaria in regime estivo. L'aria ambiente, A, viene richiamata all'interno del mobiletto da una ventola che la costringe a passare attraverso una batteria di acqua fredda dove subisce la trasformazione AB.



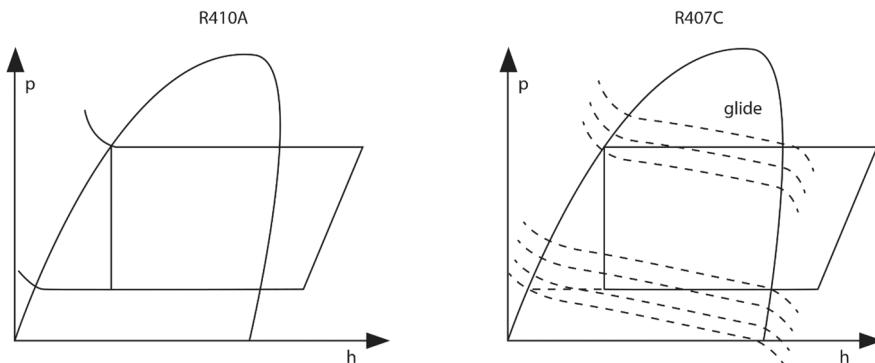
**Figura 9.4** - Schema di funzionamento di un fan coil in regime estivo

L'aria primaria viene immessa nelle condizioni di saturazione massima,  $J$ , e miscelandosi con l'aria  $B$  uscente dal fan coil porta alla miscelazione finale (in funzione delle portate d'aria primaria e di aria circolata dalla ventola), che corrisponde al punto di immissione nell'ambiente. L'aria primaria può anche subire un post riscaldamento sia per effetto dell'attrito nei canali di distribuzione sia mediante una batteria di post riscaldamento elettrica in uscita dal diffusore. Questo riscaldamento, vedi Figura 9.5, fa variare il punto  $I$  lungo la  $KB$ . La condizione limite per i fan coil è determinata da una retta  $\beta$  coincidente con la retta  $AJ$ .



**Pagine non disponibili  
in anteprima**





**Figura 10.10 - Effetto glide per le miscele zeotropiche di refrigeranti (Schneider™)**

Per questo motivo i compressori che usano miscele zeotropiche sono già precaricati con liquido refrigerante in modo da evitare spostamenti di concentrazioni.

Inoltre, è spesso utilizzato un componente infiammabile nella miscela e quindi è necessario evitare ogni contatto con l'aria.

Questa considerazione ha portato ad avere locali tecnologici per i refrigeratori separati dagli altri locali e soprattutto dalle centrali termiche con caldaie all'interno.

## 10.5 COMPATIBILITÀ AMBIENTALE DEI REFRIGERANTI

Sono definiti alcuni indici di compatibilità ambientale per i refrigeranti oggi in commercio. Fra i più utilizzati si ricordano i seguenti:

- *Ozone Depletion Potential* (ODP): il potenziale di degradazione dello strato di ozono, ODP, è la misura di quanto una singola molecola di gas contribuisca negativamente all'assottigliamento dello strato di Ozono. I refrigeranti più dannosi, della categoria CFC e HCFC, sono stati banditi dal mercato negli anni scorsi e attualmente tutti i refrigeranti ammessi presentano valore di ODP pari a 0;
- *Global Warming Potential* (GWP): il potenziale di riscaldamento globale, GWP, è la misura di quanto una singola molecola di gas contribuisca negativamente all'aumento dell'effetto serra, ed è parametrata relativamente alla CO<sub>2</sub>, a cui è stato attribuito valore 1. Pertanto, maggiore sarà il GWP di un refrigerante maggiori saranno i danni da esso potenzialmente prodotti sul riscaldamento globale.

### Confronto per i refrigeranti più utilizzati

Si riportano in Tabella 10.2 gli indici GWP definiti secondo gli standard:

- GWP 100AR4 = Potenziale di riscaldamento globale calcolato in un intervallo di tempo di 100 anni secondo il 4° Assessment Report (2007) dell'Istituto IPCC.

- GWP 100AR5 = Potenziale di riscaldamento globale calcolato in un intervallo di tempo di 100 anni secondo il 5° Assessment Report (2014) dell'Istituto IPCC.

**Tabella 10.2 - Confronto dei GWP per alcuni refrigeranti**

		HFC IdrofloroCarburi			Miscela di HFC e HFO			HFO IdroFluoroOlefine	
Refrigerante	CO <sub>2</sub>	R410A	R134a	R32	R452B	R454B	R513A	R1234ze	R1234yf
GWP_100AR4	1	2,088	1430	675	698	467	631	7	4
GWP_100AR5	1	1,924	1300	677	676	467	647	<1	<1

Malgrado gli elevati valori del GWP per l'R410A e l'R134a, ad oggi non è pianificata un'imminente messa al bando di questi refrigeranti nel settore del condizionamento sopra i 12 kW (> 3 kg di refrigerante per unità) ma sono altamente prevedibili un innalzamento del prezzo, una sensibile riduzione del loro utilizzo, e una più difficile reperibilità nel medio-lungo termine. L'R134a è utilizzato per avere alte temperature dell'acqua calda, ad esempio nei booster (vedi paragrafo 11.4).

## 10.6 CLASSIFICAZIONE DEI REFRIGERANTI PER TOSSICITÀ E INFIAMMABILITÀ

Secondo l'ASHRAE e la norma ISO 817:2014 i refrigeranti vengono classificati in base a due fondamentali parametri di sicurezza quali tossicità e infiammabilità. Nella Tabella 10.3 si riporta un confronto dell'infiammabilità e tossicità dei refrigeranti di nuova produzione. Questa conoscenza è fondamentale sia per la scelta dei refrigeratori che per il progetto delle centrali frigorifere.

**Tabella 10.3 - Classificazione dei refrigeranti per infiammabilità e tossicità - ISO 817:2014**

TOSSICITÀ'	INFIAMMABILITÀ'			ESEMPI
<b>A NON TOSSICO</b>	<b>A1</b>	NON INFIAMMABILE	Nessuna propagazione di fiamme nell'aria	R134a, R410A, R513A
	<b>A2L</b>	BASSA INFIAMMABILITÀ'	Infiammabile a velocità di combustione inferiore a 10 cm/s	R452B, R454B, HFO-R1234ze, R32
	<b>A2L</b>	MODERATA INFIAMMABILITÀ'	Infiammabile a velocità di combustione superiore a 10 cm/s	R152
	<b>A3</b>	ALTA INFIAMMABILITÀ'	Esplosivo	R441A, R433A, R290 (Propano)
<b>B TOSSICO</b>	<b>B1</b>	NON INFIAMMABILE	Nessuna propagazione di fiamme nell'aria	R245fa, R514A
	<b>B2L</b>	BASSA INFIAMMABILITÀ'	Infiammabile a velocità di combustione inferiore a 10 cm/s	NH <sub>3</sub> (Ammoniaca)
	<b>B2L</b>	MODERATA INFIAMMABILITÀ'	Infiammabile a velocità di combustione superiore a 10 cm/s	
	<b>B3</b>	ALTA INFIAMMABILITÀ'	Esplosivo	

### 10.6.1 Infiammabilità A2L

È bene conoscere quali siano le implicazioni di sicurezza antincendio per la Classe A2L per la progettazione delle centrali frigorifere o per gli aggiornamenti necessari in applicazione delle nuove norme. Alla classe A2L appartiene il refrigerante



**Pagine non disponibili  
in anteprima**



In Tabella 12.4 sono riportati i dati caratteristici per funzionamento a 2 tubi e in Tabella 12.5 i dati caratteristici per funzionamento a 4 tubi. In Tabella 12.6 sono riportati i dati energetici.

**Tabella 12.4 - Dati caratteristici per funzionamento a 2 tubi per NRP Aermec™**

**NRP - 2 TUBI - versione E**

Taglia	0200	0240	0280	0300	0330	0350	0500	0550	0600	0650	0700	0750
<b>Raffreddamento lato impianto 2 tubi (1)</b>												
Potenza frigorifera	kW	42,9	49,9	55,9	63,9	67,9	79,8	94,8	98,8	115,8	130,7	152,7
Potenza assorbita	kW	13,9	16,5	18,9	20,8	23,2	27,0	35,2	38,9	48,3	55,5	61,9
Corrente assorbita totale a freddo	A	28,0	33,0	38,0	41,0	45,0	52,0	60,0	64,0	79,0	91,0	99,0
EER	W/W	3,08	3,02	2,97	3,07	2,93	2,96	2,70	2,54	2,40	2,35	2,47
Portata acqua utenza	l/h	7388	8591	9621	10996	11683	13745	16322	17009	19930	22507	26287
Perdita di carico lato utenza	kPa	26	37	22	29	22	31	34	35	32	41	51
<b>Riscaldamento lato impianto 2 tubi (2)</b>												
Potenza termica	kW	46,1	53,2	60,1	75,2	80,2	84,2	106,3	112,3	137,3	152,3	173,3
Potenza assorbita	kW	13,2	15,6	17,7	22,4	23,9	25,6	32,6	35,1	41,3	45,7	53,8
Corrente assorbita totale a caldo	A	28,0	33,0	38,0	41,0	45,0	52,0	60,0	64,0	79,0	91,0	99,0
COP	W/W	3,47	3,42	3,40	3,36	3,36	3,28	3,26	3,20	3,33	3,32	3,27
Portata acqua utenza	l/h	7995	9211	10428	13035	13904	14599	18423	19466	23812	26417	30067
Perdita di carico lato utenza	kPa	30	43	26	41	31	35	43	46	56	67	85
<b>Riscaldamento lato sanitario 2 tubi (3)</b>												
Potenza termica	kW	46,1	53,1	60,1	75,2	80,2	84,1	106,2	112,2	137,3	152,3	173,4
Potenza assorbita	kW	13,2	15,4	17,7	22,3	24,0	25,5	32,5	34,9	41,3	45,7	53,5
Corrente assorbita totale a caldo	A	28,0	33,0	38,0	41,0	45,0	52,0	60,0	64,0	79,0	91,0	99,0
COP	W/W	3,49	3,44	3,40	3,37	3,35	3,30	3,27	3,21	3,32	3,34	3,24
Portata acqua lato sanitario	l/h	7995	9211	10428	13035	13904	14599	18423	19466	23810	26417	30067
Perdita di carico lato sanitario	kPa	13	17	21	33	38	19	30	34	51	48	35
<b>Funzionamento contemporaneo (caldo + freddo) 2 tubi (4)</b>												
Potenza frigorifera	kW	45,6	52,4	58,3	68,9	74,0	87,1	103,3	111,4	133,9	148,5	169,2
Potenza termica recuperata	kW	58,1	67,1	75,1	88,2	95,2	111,1	132,2	142,2	174,3	193,3	218,4
Potenza assorbita	kW	13,2	15,5	17,8	20,5	22,5	25,5	30,7	32,8	43,1	47,9	52,5
Portata acqua utenza	l/h	7388	8591	9621	10996	11683	13745	16322	17009	19930	22507	26287
Perdita di carico lato utenza	kPa	26	37	22	29	22	31	34	35	32	41	51
Portata acqua lato sanitario	l/h	7995	9211	10428	13035	13904	14599	18423	19466	23810	26417	30067
Perdita di carico lato sanitario	kPa	13	17	21	33	38	19	30	34	51	48	35

(1) Dati 14511/2018; Acqua scambiatore lato utenza 12 °C / 7 °C; Aria esterna 35 °C

(2) Dati 14511/2018; Acqua scambiatore lato utenza 40 °C / 45 °C; Aria esterna 7 °C b.s. / 6 °C b.u.

(3) Acqua scambiatore lato recupero totale 40 °C / 45 °C

(4) Acqua scambiatore lato recupero totale \* / 45 °C; Acqua scambiatore lato utenza \* / 7 °C;

**Tabella 12.5 - Dati caratteristici per funzionamento a 4 tubi per NRP Aermec™**

**NRP - 4 TUBI - versione E**

Taglia	0200	0240	0280	0300	0330	0350	0500	0550	0600	0650	0700	0750
<b>Raffreddamento lato impianto 4 tubi (1)</b>												
Potenza frigorifera	kW	42,9	49,9	55,9	63,9	67,9	79,8	94,8	98,8	115,8	130,7	152,7
Potenza assorbita	kW	13,9	16,5	18,9	20,8	23,2	27,0	35,2	38,9	48,3	55,5	61,9
Corrente assorbita totale a freddo	A	28,0	33,0	38,0	41,0	45,0	52,0	60,0	64,0	79,0	91,0	99,0
EER	W/W	3,08	3,02	2,97	3,07	2,93	2,96	2,70	2,54	2,40	2,35	2,47
Portata acqua utenza	l/h	7388	8591	9621	10996	11683	13745	16322	17009	19930	22507	26287
Perdita di carico lato utenza	kPa	26	37	22	29	22	31	34	35	32	41	51
<b>Riscaldamento lato impianto 4 tubi (2)</b>												
Potenza termica	kW	46,1	53,1	60,1	75,2	80,2	84,1	106,2	112,2	137,3	152,3	173,4
Potenza assorbita	kW	13,2	15,4	17,7	22,3	24,0	25,5	32,5	34,9	41,3	45,7	53,5
Corrente assorbita totale a caldo	A	28,0	33,0	38,0	41,0	45,0	52,0	60,0	64,0	79,0	91,0	99,0
COP	W/W	3,47	3,42	3,40	3,37	3,35	3,30	3,27	3,21	3,32	3,34	3,24
Portata acqua lato sanitario	l/h	7995	9211	10428	13035	13904	14599	18423	19466	23810	26417	30067
Perdita di carico lato sanitario	kPa	13	17	21	33	38	19	30	34	51	48	35
<b>Funzionamento contemporaneo (caldo + freddo) 4 tubi (3)</b>												
Potenza frigorifera	kW	45,6	52,4	58,3	68,9	74,0	87,1	103,3	111,4	133,9	148,5	169,2
Potenza termica recuperata	kW	58,1	67,1	75,1	88,2	95,2	111,1	132,2	142,2	174,3	193,3	218,4
Potenza assorbita	kW	13,2	15,5	17,8	20,5	22,5	25,5	30,7	32,8	43,1	47,9	52,5
Portata acqua lato freddo	l/h	7388	8591	9621	10996	11683	13745	16322	17009	19930	22507	26287
Perdita di carico lato freddo	kPa	26	37	22	29	22	31	34	35	32	41	51
Portata acqua lato caldo	l/h	7995	9211	10428	13035	13904	14599	18423	19466	23810	26417	30067
Perdita di carico lato caldo	kPa	13	17	21	33	38	19	30	34	51	48	35

(1) Dati 14511/2018; Acqua scambiatore lato utenza 12 °C / 7 °C; Aria esterna 35 °C

(2) Dati 14511/2018; Acqua scambiatore lato utenza 40 °C / 45 °C; Aria esterna 7 °C b.s. / 6 °C b.u.

(3) Acqua scambiatore lato recupero totale \* / 45 °C; Acqua scambiatore lato utenza \* / 7 °C;

**Tabella 12.6** - Dati energetici per funzionamento a 4 tubi per NRP Aermec™**DATI ENERGETICI**

Taglia		0200	0240	0280	0300	0330	0350	0500	0550	0600	0650	0700	0750
<b>Prestazioni a freddo per basse temperature (UE n° 2016/2281)</b>													
SEER	A	W/W	-	-	-	-	-	3,62	3,34	3,78	3,83	3,86	3,92
	E	W/W	3,78	3,74	3,77	3,70	3,74	4,00	3,53	3,29	3,67	3,72	3,75
$\eta_{SC}$	A	%	-	-	-	-	-	141,60	130,60	148,00	150,10	151,30	153,70
	E	%	148,20	146,50	147,70	145,00	146,50	157,10	138,10	128,50	143,60	145,70	146,90
<b>UE 813/2013 prestazioni in condizioni climatiche medie (average) - 35 °C - Pdesignh ≤ 400 kW (1)</b>													
Pdesignh	A	kW	-	-	-	-	-	90,00	95,00	116,00	129,00	147,00	174,00
	E	kW	39,00	45,00	51,00	64,00	68,00	71,00	90,00	95,00	116,00	129,00	147,00
SCOP	A	-	-	-	-	-	-	3,53	3,50	3,60	3,68	3,55	3,60
	E	-	3,60	3,53	3,55	3,50	3,50	3,43	3,53	3,50	3,70	3,68	3,55
$\eta_{sh}$	A	%	-	-	-	-	-	138,00	137,00	145,00	144,00	139,00	141,00
	E	%	141,00	138,00	139,00	137,00	137,00	134,00	138,00	137,00	145,00	144,00	139,00

(1) Efficienze in applicazioni per bassa temperatura (35°C)

**12.3.3.1 Modello CPS a 6 tubi Aermec™**

Per gruppi polivalenti a 6 tubi è disponibile il nuovo gruppo CPS Aermec™ rappresentato in Figura 12.20. I dati prestazionali sono riepilogati in Tabella 12.7 e in Tabella 12.8 si hanno i dati energetici.

**Figura 12.20** - Unità polivalente a 6 tubi CPS Aermec™

Dalla Tabella 12.7 si può osservare come l'indice TER varia, anche in modo significativo, a seconda dei servizi erogati, passando, per il modello più piccolo, da TER = 7,66 W/W per il funzionamento freddo e caldo a media temperatura (modo 4) a TER = 3,54 W/W per freddo e caldo ad alta temperatura (modo 5) e ancora TER = 2,64 W/W per funzionamento caldo a media e caldo ad alta temperatura - ACS (modo 6).



**Pagine non disponibili  
in anteprima**



La mancanza di una corretta ventilazione di aria esterna provoca disturbi fisiologici per le persone, per effetto dell'elevata concentrazione di CO<sub>2</sub> che ne deriva, e formazione di muffe sulle pareti per provocata condensa dell'umidità interna.

### 18.1.1 La classe di permeabilità dei serramenti

La classificazione dei serramenti in base alla tenuta all'aria è regolata dalla norma UNI EN 12207:2017 che prevede quattro classi di serramenti in base ai metri cubi di aria che passano in un'ora per metro quadro:

- classe 1: 50 m<sup>3</sup> /h m<sup>2</sup> resistenza max pressione 150 Pa;
- classe 2: 27 m<sup>3</sup>/h m<sup>2</sup> max pressione 300 Pa;
- classe 3: 9 m<sup>3</sup> /h m<sup>2</sup> max pressione 600 Pa;
- classe 4: 3 m<sup>3</sup> /h m<sup>2</sup> max pressione 600 Pa.

Quindi per un infisso ad elevata tenuta occorre scegliere serramenti di classe 3 o classe 4 *certificati*. Passare da una portata d'aria infiltrata di 50 m<sup>3</sup>/h·m<sup>2</sup> a 9 m<sup>3</sup>/h·m<sup>2</sup> o a 3 m<sup>3</sup>/h·m<sup>2</sup> significa avere una portata di aria di ricambio di circa 10-20 volte inferiore a quella ottenuta con i vecchi infissi di classe 1. Per questo motivo occorre prevedere, in mancanza di sistemi adatti, anche un impianto di ventilazione meccanica che assicuri i corretti ricambi d'aria fisiologici per tutti gli edifici ad uso civile.

## 18.2 LA VENTILAZIONE DEGLI AMBIENTI CHIUSI

La ventilazione dell'aria di ricambio fisiologico può essere:

- ventilazione *naturale*: regolata dalle condizioni climatiche (temperatura e velocità del vento) all'esterno e dalla temperatura interna dell'ambiente, non è facilmente controllabile a causa della sua aleatorietà;
- ventilazione *meccanica*: regolata dalla portata d'aria trattata da un ventilatore asservito ad un impianto di climatizzazione (HVAC) o di ventilazione meccanica (VMC), obbedisce a regole di progetto relative alla climatizzazione (invernale e/o estiva) o alla qualità dell'aria per ricambi fisiologici imposti (tipicamente 10 L/s per persona);
- ventilazione *mista*: è la somma delle due tipologie di ventilazione precedenti e si verifica quando si aprono porte e/o finestre pur avendo impianti meccanici in funzione.

## 18.3 LA VENTILAZIONE NATURALE

Il movimento dell'aria esterna può essere determinato da una o più delle seguenti condizioni:

- una differenza di pressione fra l'esterno e l'interno dell'edificio;
- una differenza di temperatura fra zone diverse dell'edificio o fra una zona interna e l'esterno dell'edificio.

Quando si hanno uno o più *gradienti di potenziale* (pressione e/o temperatura) si

può innescare un movimento convettivo. Questi gradienti, singoli o combinati, sono sempre necessari. Tuttavia, il valore assunto da ciascuno di essi varia in modo aleatorio in funzione del sito, della stagione, delle condizioni metereologiche, della superficie delle aperture e dalle condizioni termiche dell'ambiente interno. Per questi motivi la portata di ventilazione naturale non è quasi mai costante né facilmente prevedibile. Non possiamo conoscere in anticipo la velocità del vento né la temperatura esterna ma dobbiamo gestire questi dati così come si presentano nell'arco del giorno e dell'anno con un andamento statistico caratteristico del sito.

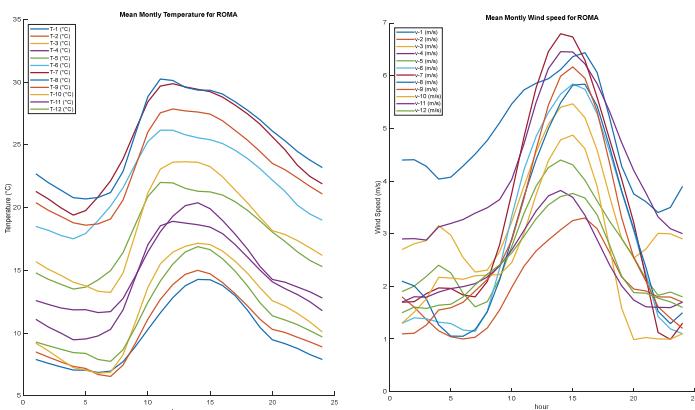
La ventilazione naturale non è controllabile proprio perché legata agli andamenti statistici delle variabili ambientali esterne (clima), contrariamente a quanto avviene per la ventilazione meccanica nella quale il movimento dell'aria è imposto da un dispositivo meccanico (ventilatore) perfettamente controllabile e indipendente dalla variabilità climatica esterna.

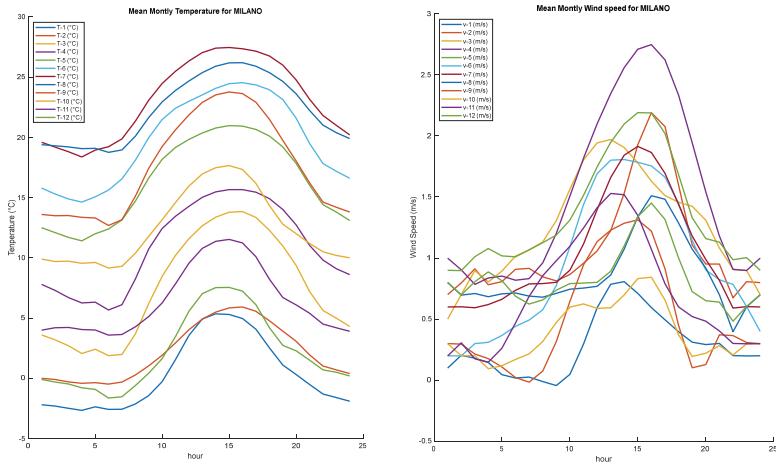
Le condizioni climatiche favorevoli in alcuni mesi rendono possibili le aperture delle finestre per attivare la ventilazione naturale, specialmente fino ad inizio inverno e dopo l'inizio della primavera. In inverno si è soliti, ove è possibile, aprire le finestre per brevi intervalli per garantire un minimo di ricambio fisiologico.

Il problema del calcolo dei ricambi d'aria per ventilazione naturale deriva dalla rimarcata aleatorietà delle condizioni climatiche esterne.

La temperatura esterna dipende dal sito, dalla stagione, dal giorno e dall'ora considerata. La variabilità della temperatura esterna è grande con oscillazioni termiche che dipendono dalla zona climatica e dalla stagione.

Utilizzando le tabelle dei dati statistici medi orari giornalieri mensili dell'Italian climate data collection Gianni De Giorgio-IDGC (vedi la Figura 18.2 per Roma e la Figura 18.3 per Milano) si possono calcolare i valori medi orari giornalieri mensili di  $T$  e  $v$ , interpolati, ad esempio, mediante un algoritmo polinomiale, per i vari mesi dell'anno.





**Figura 18.3** - Valori medi giornalieri mensili di  $T$  e  $v$  per Milano (fonte: IDGC)

Si osservi come utilizzando i valori medi giornalieri mensili, nel caso sopra indicato i valori del data base IDGC, si possono trasformare dati aleatori ( $T$  e  $v$ ) in dati *epistemici*, cioè valori medi statistici noti *a priori*.

### 18.3.1 Il calcolo della portata d'aria di ventilazione naturale

Le portate d'aria per ventilazione naturale posso essere calcolate con la EN 15242, utilizzando temperature e velocità del vento note (cioè i valori medi orari precalcolati), mediante la relazione:

$$Q = 3600 \cdot A_F (0.01 + 0.001v_v^2 + 0.0035H_F \cdot |T_I - T_E|)^{0.5} \quad (250)$$

In alternativa, per periodi invernali in zone non molto ventose si può utilizzare la EN 16798 parte 7<sup>a</sup> che richiede la sola temperatura esterna:

$$Q = 3600 \cdot A_F \cdot 1.204 \cdot v_E \cdot (0.035H_F \cdot |T_I - T_E|)^{0.5} \quad (251)$$

Si sono utilizzate entrambe le relazioni calcolando, oltre alla portata di ventilazione  $Q$ , anche il valore medio equivalente di  $N_r$  e la sua variabilità data dalla semi differenza dei valori iniziali e finali nel periodo di calcolo. La superficie della finestra, o della somma delle superfici di più finestre,  $A_F$ , può essere totale (finestra aperta) o parziale (finestra semiaperta).

## 18.4 LA VENTILAZIONE MECCANICA

A differenza della ventilazione naturale e delle difficoltà di controllarla architettonicamente senza creare problemi di *thermal comfort* negli ambienti, la