committente

ACCADEMIA DI BELLE ARTI DI NAPOLI

Ex convento Gesù delle Monache

Nuova sede dell'Accademia delle Belle Arti di Napoli
Via L. Settembrini, 10_Comune di Napoli

PROGETTO DI FATTIBILITÀ TECNICO ECONOMICA

Codice di elaborato

IMP REL 02b

Titolo elaborato

RELAZIONE TECNICA IMPIANTO DI CLIMATIZZAZIONE

Scala

N.A.

PROGETTISTI INCARICATI IN RTP

Capogruppo - aspetti architettonici e paesaggistici

Od'A Officina d'architettura srl
via Paolo Emilio Imbriani 33, 80132, Napoli
tel/fax 081.661430 - 081.5512020
info@oda.na.it
www.oda.na.it

direttore tecnico
arch. **A**lessandra **F**asanaro

coordinatore sicurezza in fase di progettazione
arch. **G**iovanni **A**urino

gruppo di progetto
arch. **V**incenzo **F**iorillo
arch. **F**rancesca **T**ufano
arch. **F**rancesco **S**cuotto

strutture
Vitruvius Engineering S.a.s.
ing. **G**iancarmine **L**epore
viale M. Cristina di Savoia 18/a, 80122, Napoli
tel/fax 081 19560300
vitruviusengineeringsas@gmail.com

impianti
ing. **G**. **C**acciapuoti
via Bologna 114, 80010, Villaricca (NA)
tel 335 6419875
stgcing@gmail.com

geologia
dott. geo. **G**. **F**alzarano
piazza Tribunali 20, 82011, Airola (BN)
tel 347 5102977
geologofalzarano@gmail.com

	data	redatto	verificato	approvato	revisione
a	07-2023	P.C.	G.C.	G.A.	prima emissione
b	05-2025	P.C.	G.C.	G.A.	post note verifiche

"La proprietà intellettuale e i relativi diritti d'autore del prodotto dell'attività progettuale e di tutto quanto contenuto nel presente Progetto sono riservati ai Progettisti - soprattutto nel rispetto del diritto di paternità e di integrità dell'opera - a norma degli articoli 2575, 2576, 2577, 2578 del Codice Civile e della Legge 633/41 e s.m.i."

committente

ACCADEMIA DI BELLE ARTI DI NAPOLI

Ex convento Gesù delle Monache

Nuova sede dell'Accademia delle Belle Arti di Napoli

Via L. Settembrini, 10_Comune di Napoli

IMP REL 2b - rev. 26.05.2025

RELAZIONE TECNICA IMPIANTO DI CLIMATIZZAZIONE

SOMMARIO

Premessa **2**

1. SCOPO **2**

2. NORME, LEGGI E DECRETI **3**

2.1. Leggi e decreti 3

2.2. Norme impianti termici 3

2.3. Norme UNI EN 4

3. ARCHITETTURA DELL'IMPIANTO **6**

3.1. SISTEMA VRF 7

3.2. IMPIANTO IDRONICO GIPSOTECA 12

4. CONDIZIONI TERMOIGROMETRICHE **14**

4.1. CONDIZIONI AL CONTORNO 14

5. VALUTAZIONE DEL FABBISOGNO TERMICO INVERNALE **16**

6. CARATTERICHE TECNICHE DELL'IMPIANTO DI DISTRIBUZIONE E ESTRAZIONE ARIA **18**

6.1. DIMENSIONAMENTO CANALI DI VENTILAZIONE 20

7. METODOLOGIA DI CALCOLO PER IL DIMENSIONAMENTO DEI CANALI **24**

7.1. CALCOLO DELLE PERDITE DI CARICO 24

- **PERDITE DI CARICO LINEARI O UNIFORMEMENTE DISTRIBUITE** **24**
- **PERDITE DI CARICO LOCALIZZATE O ACCIDENTALI** **25**

7.1.1. PERDITE DI CARICO DISTRIBUITE 25

7.1.2. PERDITE DI CARICO LOCALIZZATE O ACCIDENTALI 26

8. VALUTAZIONE DEL FABBISOGNO TERMICO ESTIVO **29**

9. ALLEGATI DI CALCOLO TERMICO PRELIMINARE **30**

RELAZIONE TECNICA IMPIANTO DI CLIMATIZZAZIONE

PREMESSA

Il finanziamento riguarda la rigenerazione urbana del complesso monastico dell'ex Gesù delle Monache, nel Centro antico di Napoli, per funzioni didattiche dell'Accademia di Belle Arti di Napoli.
Il presente progetto, da un punto di vista dell'impianto di climatizzazione, prevede interventi di ristrutturazione e di efficientamento energetico del piano terra, interrato, del piano primo, piano secondo, piano terzo e copertura, quest'ultimo dedicato all'installazione delle macchine di climatizzazione con la totale realizzazione di nuovi impianti come di seguito descritto.

1. SCOPO

La presente relazione è stata redatta secondo le indicazioni dell'art. 26, comma 1 lettera g) del D.P.R. n. 207/2010 e pertanto individua le soluzioni, la definizione delle specifiche, le opere ed i materiali necessari alla realizzazione dell'**IMPIANTO DI CLIMATIZZAZIONE** del complesso denominato "**EX CONVENTO GESÙ DELLE MONACHE**" del Comune di Napoli, nell'ambito della riqualificazione e rigenerazione culturale, in conformità al DM 37/2008, alle Norme UNI e Norme CEI applicabili.

Per gli Impianti Elettrici di cui all'*Art. 5 Comma 2 lettera f)* del DM n. 37 del 22 gennaio 2008, in caso impianti di dotati di canne fumarie collettive ramificate, nonché **impianti di climatizzazione per tutte le utilizzazioni aventi una potenzialità frigorifera pari o superiore a 40.000 frigorie/ora**, il DM dispone l'obbligatorietà del progetto.

Essendo previsto la presenza di lavoratori subordinati o ad essi equiparati**,** per le caratteristiche dell'ambiente e l'attività che si eseguono in esso, con particolare riguardo all'impianto elettrico essendo in presenza di lavoratori subordinati o ad essi equiparati, si applica il **DPR 27_04_1955, n.547** ("*Norme per la prevenzione degli infortuni sul lavoro* "), con tutte le eccezioni dovuta all'evoluzione tecnica e riportate nelle Norme CEI e D.L. n.

81 del 9 aprile 2008: *"Attuazione dell'art. 1 della Legge 3 agosto, n. 123 in materia di tutela della salute e della sicurezza nei luoghi di lavoro (GU n. 101 del 30.04.2008 – Supplemento Ordinario n. 108".*

La consistenza degli impianti e delle relative opere di progetto è riportata nelle tavole grafiche del progetto di cui la presente relazione tecnica è parte integrante.

2. NORME, LEGGI E DECRETI

Tutta la legislazione attualmente in vigore, le prescrizioni dell'Ente Erogatore, le norme UNI; in particolare, per quanto riguarda il dimensionamento e l'esecuzione degli impianti, devono essere rispettate rigorosamente le seguenti norme:

2.1.Leggi e decreti

- Decreto Ministeriale n. 37 del 22 gennaio 2008: "Regolamento concernente l'attuazione dell'articolo 11-quaterdecies, comma 13 lettera a) della legge n. 248 del 02/12/2005, recante riordino delle disposizioni in materia di attività di installazione degli impianti all'interno di edifici"
- D.L. n. 81 del 9 aprile 2008: "Attuazione dell'art. 1 della Legge 3 agosto, n. 123 in materia di tutela della salute e della sicurezza nei luoghi di lavoro (GU n. 101 del 30.04.2008 – Supplemento Ordinario n. 108"
- D.Lgs. 3 Agosto 2009, n° 106 "Disposizioni integrative e correttive del decreto legislativo 9 aprile 2008, n. 81, in materia di tutela della salute e della sicurezza nei luoghi di lavoro (Gazzetta Ufficiale 5 agosto 2009 N.142/L)"

2.2. Norme impianti termici

- Legge n. 10 del 9 gennaio 1991 – Norme per l'attuazione del nuovo Piano energetico nazionale in materia di uso razionale dell'energia, di risparmio energetico e di sviluppo delle fonti rinnovabili di energia
- D.P.C.M. del 1 marzo 1991 – Limiti massimi di esposizione al rumore negli ambienti abitativi e nell'ambiente esterno

- D.P.R. n. 412 del 26 agosto 1993 – Regolamento recante norme per la progettazione, l'installazione, l'esercizio e la manutenzione degli impianti termici degli edifici ai fini del mantenimento dei consumi di energia, in attuazione dall'art. 4, comma 4, della Legge 09 gennaio 1991, n.10
- Decreto legislativo 9 aprile 2008, n. 81 "Attuazione dell'articolo 1 della legge 3 agosto 2007, n. 123, in materia di tutela della salute e della sicurezza nei luoghi di lavoro"
- D.M. del 12 aprile 1996 - Approvazione della regola tecnica di prevenzione incendi per la progettazione, la costruzione e l'esercizio degli impianti termici alimentati da combustibili gassosi
- D.P.C.M. 14 novembre 1997 – Determinazione dei valori limite delle sorgenti sonore
- D.P.C.M. 5 dicembre 1997 – Determinazione dei requisiti acustici degli edifici
- D.Lgs n. 192 del 19 agosto 2005 – Attuazione della direttiva 2002/91/CE relativa al rendimento energetico dell'edilizia
- D.Lgs. n. 311 del 29 dicembre 2006 – Disposizioni correttive ed integrative al decreto legislativo 19 agosto 2005, n. 192, recante attuazione della direttiva 2002/91/CE, relativa al rendimento energetico dell'edilizia
- Decreto Ministeriale 22 gennaio 2008: Regolamento concernente l'attuazione dell'articolo 11-quaterdecies, comma 13, lettera a) della legge n. 248 del 2005, recante riordino delle disposizioni in materia di attività di installazione degli impianti all'interno degli edifici
- D.P.R. n. 59 del 02.04.2009 – "Regolamento di attuazione (…) del D.Lgs. 19.08.2005 (…) sul rendimento energetico in edilizia"
- Disposizioni e regolamenti emanati dagli Enti locali in materia di risparmio energetico ed in particolare D.G.R. Lombardia n. 8745 del 22.12.2008 – "(…) disposizioni per l'efficienza energetica in edilizia (…)"
- Dlgs n. 28 del 03.03.2011 – "(…) promozione dell'uso dell'energia da fonti rinnovabili (…)"

2.3. Norme UNI EN

- Norma UNI 7357 – Calcolo del fabbisogno termico per riscaldamento di edifici

- Norma UNI 8011 – Impianti frigoriferi. Prescrizione di sicurezza
- Norma UNI 8062 – Gruppi di termoventilazione. Caratteristiche e metodo di prova
- Norma UNI 8199 – Acustica - Collaudo acustico degli impianti di climatizzazione e ventilazione
- Norma UNI 8065 – Trattamento dell'acqua negli impianti termici ad uso civile
- Norma UNI 10339 – Impianti aeraulici al fini di benessere. Generalità, classificazione e requisiti. Regole per la richiesta d'offerta, l'offerta, l'ordine e la fornitura.
- Norma UNI EN 13779 – Ventilazione degli edifici non residenziali. Requisiti di prestazione per i sistemi di ventilazione e di condizionamento
- UNI/TS 11300-1:2008 - Prestazioni energetiche degli edifici - Parte 1: Determinazione del fabbisogno di energia termica dell'edificio per la climatizzazione estiva ed invernale
- UNI/TS 11300-2:2008 - Prestazioni energetiche degli edifici - Parte 2: Determinazione del fabbisogno di energia primaria e dei rendimenti per la climatizzazione invernale e per la produzione di acqua calda sanitaria
- UNI/TS 11300-3:2010 - Prestazioni energetiche degli edifici - Parte 3: Determinazione del fabbisogno di energia primaria e dei rendimenti per la climatizzazione estiva
- UNI/TS 11300-4:2012 - Prestazioni energetiche degli edifici - Parte 4: Utilizzo di energie rinnovabili e di altri metodi di generazione per la climatizzazione invernale e per la produzione di acqua calda sanitaria
- Norma UNI 5364:1976 - "Impianti di riscaldamento ad acqua calda: norme per l'ordinazione, l'offerta ed il collaudo".
- Norma UNI EN 12237:2004 (sostituisce la UNI 10381-1 e la UNI 10381-2) relativa alla classificazione, progettazione, dimensionamento, posa e caratteristiche costruttive di condotte e componenti relative agli impianti aeraulici.

Questo elenco riporta solo le principali norme relative agli impianti di riscaldamento e di condizionamento e non deve assolutamente intendersi come esaustivo. È onere dell'Appaltatore rispettare integralmente la normativa vigente al momento della realizzazione degli impianti, nonché le eventuali prescrizioni degli Enti territorialmente

competenti. Tutte le apparecchiature installate devono essere omologate in base alla normativa italiana.

3. ARCHITETTURA DELL'IMPIANTO

Il progetto degli impianti di riscaldamento/climatizzazione prevede la realizzazione di n°1 centrale termofrigo idoneamente dimensionata, realizzata su quota parte del terrazzo al piano copertura (livello terzo – lato sud), al fine di disporre le sorgenti di produzione dell'energia termica e frigorifera il più vicino possibile agli ambienti da climatizzare ma anche per rendere il meno invasivo possibile la collocazione delle pompe di calore sia da un punto di vista degli spazi che dell'emissione acustica da parte delle sorgenti sonore.

La tipologia impiantistica adottata sarà, del tipo a espansione diretta, a Volume di Refrigerante Variabile per l'intero complesso *ad eccezione della Gipsoteca, per la quale è stata adottata una soluzione con pompa di calore idronica e fancoil filo-pavimento cercando di rispettare i vincoli architettonici ed estetici del sito, in connubio con i requisiti minimi di benessere, comfort ed impiantistici*.

Altresì saranno installati sulla copertura del piano terzo lato nord quattro mono-split per il piano interrato, sempre per disporre le unità esterne il più possibile vicino alle relative unità interne (la scelta dei monosplit è giustificata dalla presenza di locali tecnici che devono funzionare in regime estivo tutte le stagioni.

La suddivisione e le potenze termiche delle pompe di calore della centrale sarà così distribuita:

- Piano interrato ≅ 14 kW Termici/16 kW Frigoriferi – n. 4 monosplit cadauno da 3,5kW/4,0kW
- Piano terra (uffici/aule) ≅ 40,0 kW Termici/45,0 kW Frigoriferi - VRF
- Piano terra (gipsoteca) ≅ 68 kW Termici/61 kW Frigoriferi – IDRONICO
- Piano primo ≅ 50 kW Termici/56 kW Frigoriferi - VRF
- Piano secondo (zona nord - nord/est) ≅ 63 kW Termici/56 kW Frigoriferi - VRF
- Piano secondo (zona sud) ≅ 73,5 kW Termici/82,5 kW Frigoriferi - VRF
- Piano terzo ≅ 50 kW Termici/45 kW Frigoriferi – VRF.

3.1. SISTEMA VRF

La scelta del VRF è stata adottata al fine di garantire continuità di funzionamento e modularità nella parzializzazione dei carichi termici/frigoriferi.



Fig. 1 Motocondensanti Impianto VRF/VRV

La tipologia di terminali di impianto utilizzati, sarà varia e dipendente dall'ambiente servito, in particolare, si utilizzeranno cassette a 4 vie per tutti gli ambienti controsoffittati sui vari livelli, mentre in tutti gli ambienti con volte dove non è previsto il controsoffitto, sui vari livelli, saranno utilizzati ventilconvettori a pavimento (cfr. grafici di progetto); tali terminali avranno il compito di fornire/sottrarre agli ambienti la potenza termica.



Fig. 2 Unità interne

Nel dimensionamento delle macchine sono stati adottati opportuni coefficienti di contemporaneità, in grado di garantire la giusta copertura delle rientranze/dispersioni termiche del plesso.

La tipologia di distribuzione per il fluido termovettore utilizzato, è del tipo **a giunto ad Y**.

Ai fini del **contenimento dei consumi energetici**, per garantire gli opportuni ricambi di aria nei locali, saranno installate delle unità di rinnovo aria a tutt'aria esterna in pompa di calore reversibile con **recupero termodinamico attivo**. Saranno realizzate reti aerauliche di distribuzione al fine di estrarre e convogliare l'aria di rinnovo da/per gli ambienti (cfr. grafici di progetto di pertinenza).

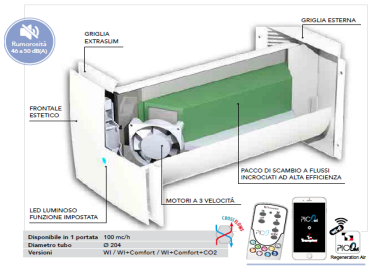
I recuperatori di calore termodinamici (**RCT**) sono una evoluzione dei più tradizionali recuperatori di calore entalpici (**RCE**), rispetto ai quali sono dotati di un **gruppo frigorifero interno a pompa di calore** sulle cui batterie di scambio termico viene fatta passare l'aria di espulsione dei locali nei quali si attua il ricambio/rinnovo igienico. Il gruppo frigo interno al RCT sfruttando l'energia contenuta nell'aria di espulsione (nel periodo invernale è a 20 °C) raggiunge valori di prestazione energetica (COP) normalmente di 5 o anche superiori a seconda del modello e della casa costruttrice. **Pertanto il valore energetico recuperato è maggiore di quello ottenibile attraverso il recuperatore di calore entalpico**.

Un secondo ed importante vantaggio dei recuperatori termodinamici è quello di essere completamente svincolati dalla fonte energetica primaria, sia essa la caldaia o il gruppo frigo; tale vantaggio è ancora più evidente nelle "**mezze stagioni**" ovvero nei periodi in cui la centrale termica è ferma ed il gruppo frigorigeno è ancora spento. Nello specifico se in tale periodo si manifesta una condizione climatica avversa dovuta a temperature troppo basse o troppo alte (il secondo caso si manifesta statisticamente sempre più insistentemente) è possibile utilizzare l'apporto di riscaldamento oppure di raffreddamento garantito dal recuperatore di calore termodinamico (RCT) commutando e regolando semplicemente dal filocomando del RCT.

I recuperatori di calore termodinamici superano anche il problema del freecooling e del by-pass, ovvero se il recuperatore di calore entalpico in una ipotetica giornata del mese di maggio con temperatura dell'aria esterna di 26 °C ed interna agli uffici (nel nostro caso) di 28 °C immette aria in tali uffici ad un valore "medio" di 27 °C contribuendo ad un ulteriore riscaldamento con conseguente disagio di comfort a meno che non si installi una serranda di by-pass; comunque in questo esempio i RCE non sono in grado di immettere l'aria in ambiente ad un valore inferiore a quello esterno.

Al contrario **i recuperatori termodinamici possono raffreddare (o riscaldare in situazioni climatiche opposte)** l'aria captata all'esterno ed immetterla ad un valore tale da garantire un condizionamento degli ambienti confinati oggetto del ricambio d'aria.
Infine saranno utilizzati dei recuperatori locali a parete per il ricambio d'aria in tutti quegli ambienti dove non è possibile installare la rete aeraulica (si rimanda ai grafici di progetto per maggiore chiarezza).





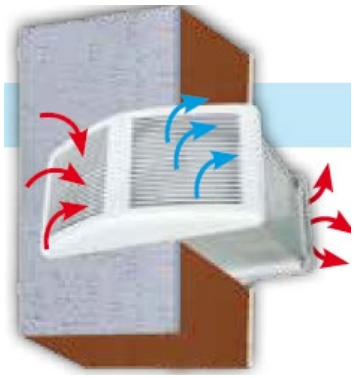


Fig. 3 Unità di rinnovo aria termodinamica

Fig. 4 Unità di rinnovo aria a parete

Per ciascuno impianto di climatizzazione progettato, data la flessibilità del sistema VRF, il sistema permette il collegamento, ad un unico sistema di circuito frigorifero, di più unità interne di differente tipologia e capacità. La capacità totale delle singole unità interne sarà compresa tra i valori limite, minimo e massimo, della potenzialità nominale della sezione esterna, in modo da consentire l'esercizio dell'impianto sfruttando la non contemporaneità del fabbisogno termofrigorifero.
Il dimensionamento degli impianti ha definito potenze, necessarie a soddisfare i fabbisogni, superiori a quelle fornibili da una singola unità esterna. Si è quindi prevista la suddivisione

della potenzialità richiesta su più unità esterne, ciascuna delle quali dedicata ad una specifica zona dell'edificio.

In condizioni di bassa capacità (funzionamento di una sola unità interna) il sistema permette di intervenire controllando il funzionamento dello scambiatore di calore e dei ventilatori.

Il funzionamento dell'intero impianto dovrà essere assicurato anche in condizioni climatiche estreme.

Il contenimento dei consumi energetici è garantito dal funzionamento dell'inverter che adegua la potenza assorbita alle reali esigenze impiantistiche.

Il fluido refrigerante utilizzato è lo R-410A. Si tratta di una miscela quasi azeotropica di due refrigeranti idrofluorocarburi, pertanto esenti da cloro. I due refrigeranti che compongono la miscela sono R32 e R125 chimicamente stabili.

La regolazione locale delle condizioni di temperatura per ciascun ambiente, sarà possibile tramite filocomandi, dotati di display LCD, posati in prossimità delle porte di accesso ai singoli locali climatizzati.

Grazie all'avanzata tecnologia dell'elettronica contenuta nei sistemi VRF, è possibile variare la portata di refrigerante di ogni circuito in modo lineare e direttamente proporzionale al carico termico (sia di raffreddamento che di riscaldamento) variando la velocità di rotazione del compressore. Ne consegue un sensibile risparmio energetico, poiché la potenza assorbita diminuisce drasticamente con la diminuzione del carico termico dell'ambiente.

Considerando che gli impianti sono dimensionati per il carico massimo, ma funzionano per la maggior parte del tempo a carico parziale, questa caratteristica è di notevole importanza e influisce positivamente sui risparmi energetici e sui costi di gestione. Allo scopo di accentuare questo vantaggio la potenza frigorifera delle motocondensanti è frazionata su più compressori anziché su uno soltanto. I risultati ottenibili si possono verificare dal confronto dei COP, dato dal rapporto tra Potenza Resa e Potenza Elettrica Assorbita.

Il sistema a flusso di refrigerante variabile, mantiene la temperatura ambiente su livelli pressoché costanti ed ottimali per ciò che riguarda il comfort. In ogni sezione interna la valvola di espansione controlla l'afflusso di refrigerante rispondendo alle variazioni del carico ambiente.

Tutte le unità interne sono dotate di un dispositivo di comando locale, con il quale sarà possibile l'accensione o lo spegnimento delle unità interne, le funzioni di timer nonché l'impostazione dei parametri di benessere (temperatura e velocità dell'aria) desiderati.

L'impianto si compone di sistemi modulari che consentono di produrre energia in funzione delle reali esigenze delle utenze. I sistemi ad inverter consentono di variare la potenza assorbita in funzione delle richieste termiche, ottimizzando quindi i consumi energetici.

Il sistema viene montato in tempi molto contenuti riducendo in questo modo in maniera significativa i costi di manodopera. I diametri delle tubazioni di rame utilizzate dai sistemi VRF proposti per il sito oggetto di questa relazione tengono conto delle pressioni di esercizio dell' R-410 A .
L'impianto ad espansione diretta comporta l'installazione di due sole tipologie di apparecchiature: le unità esterne e le unità interne (fan coil).
Le operazioni di manutenzione, nel caso di sistemi VRF sono limitate ai soli interventi di pulizia degli scambiatori delle unità esterne, di pulizia dei filtri anti-povere delle unità interne e a periodiche verifiche di funzionamento. Inoltre, il sistema di diagnostica interna, mediante l'ausilio di un apposito software in dotazione ai tecnici di sistemi consente una rapida valutazione dello stato di funzionamento, riducendo così i tempi d'intervento da parte dell'operatore ed i relativi costi di manutenzione.

Le principali caratteristiche dell'impianto proposto possono così riassumersi:

- Possibilità di scelta, dei modi di funzionamento (riscaldamento o raffrescamento) di ogni singolo sistema, in funzione delle esigenze termiche dei locali;
- Possibilità di alimentazione in contemporanea di un elevato numero di unità di vario tipo;
- Possibilità di collegamenti estremamente elastici, nel senso che è possibile realizzare tubazioni con lunghezze fino a **165 m** e dislivelli fino a **90 m**; ciò consente l'installazione delle sezioni esterne in posizione ottimale per la loro manutenzione;
- Ridotto impatto visivo, in quanto il limitato ingombro delle apparecchiature permette di posizionare le macchine in modo tale da mascherarle sufficientemente alla vista;

- Semplicità di collegamenti, in quanto tutta la distribuzione avviene attraverso tubi in rame;
- Massima silenziosità delle unità esterne ed interne;
- Possibilità di facili interventi successivi di modifica della distribuzione (eliminazione, spostamento e/o aggiunta di unità interne, anche di diverso tipo) entro i limiti della potenzialità delle singole unità esterne;
- Notevole risparmio energetico, grazie, non solo all'adozione delle pompe di calore ad elevato COP, ma anche alla regolazione automatica in continuo della potenza assorbita dalle unità esterne in funzione dell'effettiva richiesta istantanea.

3.2. IMPIANTO IDRONICO GIPSOTECA

Il progetto degli impianti di riscaldamento/climatizzazione, prevede la realizzazione di n°1 centrale termofrigo, che sarà installata sempre in copertura vicino alle altre unità esterne VRF. La tipologia impiantistica adottata prevederà le seguenti soluzioni:

- Impianto di climatizzazione: fancoil a pavimento;
- Impianto di ricambio aria: Termoventilanti esterne con canalizzazioni a pavimento.

La scelta di tali soluzioni è dettata dalle caratteristiche costruttive dei volumi del plesso, sfruttando tra l'altro la condizione di ristrutturazione della pavimentazione ciò consente di utilizzare per gli impianti la zona sottopavimento.

In particolare i terminali idronici saranno del tipo a pavimento, con griglia in alluminio e saranno sistemati perimetralmente alla gipsoteca. Tali terminali consentono di riscaldare l'ambiente senza che siano visibili rovinando l'estetica dello stesso. È visibile esclusivamente la griglia a pavimento. Dai collettori a parete partiranno le tubazioni multistrato a pavimento fino ad ogni singolo terminale. Tali terminali con motore elettronico a bassi consumi, avranno una lunghezza di 2000 mm e profondità del canale di 130 mm. La potenzialità di ogni singolo terminale, alla media velocità, sarà minimo 2000 W.

Altresì per il giusto rinnovo d'aria e per l'integrazione alla climatizzazione invernale, verrà realizzata una rete aeraulica, collocandola sotto pavimento con uno sviluppo riportato nel grafico di pertinenza, saranno, infatti, installate anche delle bocchette di diffusione del tipo calpestabile nel pavimento (in accordo alle specifiche architettoniche dei luoghi), che avranno

la funzione di diffondere in ambiente l'aria climatizzata. La stessa rete aeraulica sarà alimentata da n°2 unità termoventilanti di fig1. a tutt'aria esterna, con batterie idroniche di potenzialità pari a circa 10 kW frigoriferi cadauna.

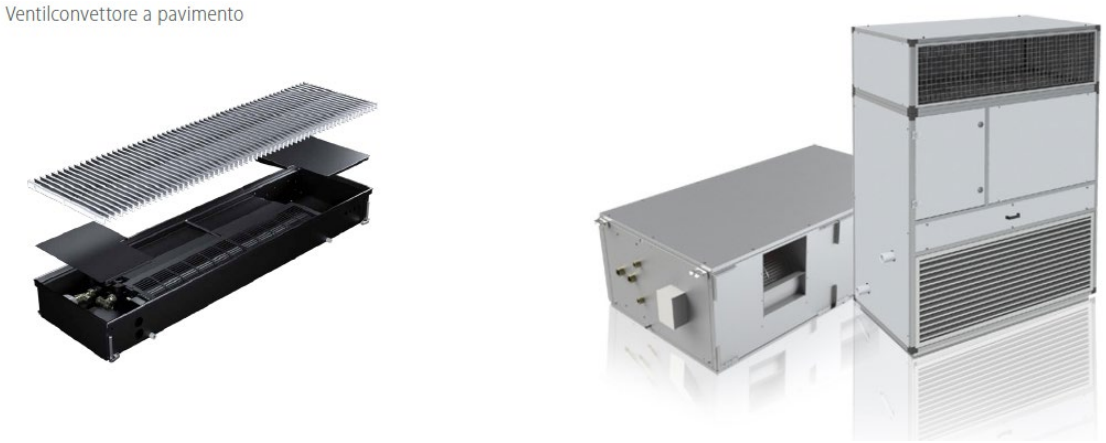


Fig. 1 Ventilconvettori a pavimento e termoventilanti

La produzione dei fluidi termovettori alle giuste temperature, sia in regime invernale sia in regime estivo, saranno prodotti mediante, una pompa di calore reversibile ad inverter, con ciclo a compressione di vapore. La potenza impiegata pari a circa 60 kW termici. La distribuzione verso i terminali di impianto (fancoil/termo ventilanti), sarà realizzata mediante una rete di distribuzione fluido termovettore in PPR, nei diametri opportuni al fine di garantire le giuste portate ai terminali di impianto.



Fig. 2 Pompa di calore gipspteca

La tipologia di distribuzione dalla centrale in copertura per il fluido termovettore utilizzato, è del tipo a collettori. Tali collettori saranno ubicati all'interno dell'edificio, al fine di poter collegare opportunamente i terminali di impianto (anche due ventilconvettori per i locali accessori), con le montanti di distribuzione dei circuiti frigoriferi.



Fig. 3 bocchette pedonabili rete aeraulica

4.CONDIZIONI TERMOIGROMETRICHE

Nella presente relazione si affronterà l'analisi termoigrometrica, finalizzata alla progettazione di un impianto di climatizzazione con terminali ad espansione diretta sia per il riscaldamento ambientale invernale sia per la climatizzazione estiva di alcuni ambienti.
Il complesso oggetto della progettazione è ubicato in Napoli, il presente progetto analizza i carichi termici sia invernali che estivi interessanti i locali costituenti il complesso.
Si sono assunti i dati di riferimento e di funzionamento riportati nei paragrafi che seguono.

4.1.CONDIZIONI AL CONTORNO

Le condizioni al contorno per il dimensionamento dell'impianto di riscaldamento e climatizzazione delle varie zone in cui è suddiviso il complesso, sono:

condizioni esterne di riferimento

	ESTATE	PARAMETRO	VALORE
	Temperatura Esterna di riferimento	**T_{EE} [°C]**	**32**
	Umidità Relativa Esterna	**$U_{.R.}$ [%]**	**55**

	INVERNO	PARAMETRO	VALORE
	Temperatura Esterna di riferimento	**T_{EI} [°C]**	**2**
	Umidità Relativa Esterna	**$U_{.R.}$ [%]**	**65**

condizioni interne di riferimento:

	ESTATE	PARAMETRO	VALORE
	Temperatura **Interne** di riferimento	**T_{EE} [°C]**	**25±1**
	Umidità Relativa **Interne**	**$U_{.R.}$ [%]**	**50±5**

	INVERNO	PARAMETRO	VALORE
	Temperatura **Interne** di riferimento	**T_{EI} [°C]**	**20±1**
	Umidità Relativa **Interne**	**$U_{.R.}$ [%]**	**30÷60**

Gradi giorno: 1044

Zona climatica: C

L'aria deve essere immessa in ambiente ad una temperatura

- **T_{ARIA}** ≥ 20°C in inverno
- **T_{ARIA}** ≤ 20°C in estate

Velocità media annuale v del vento e direzione prevalente nei capoluoghi di regione

Località	Velocità m/s	Direzione
Napoli	4,0	NW

Nota: Valori estratti dalla norma UNI

Dati Tecnici

Affinché l'uomo si trovi a proprio agio negli ambienti in cui vive, è necessario che questi

abbiano requisiti che permettano di garantire il benessere visivo, acustico e termico. I principali parametri che influenzano il benessere termico delle persone sono:

- **T_a [°C]** : temperatura di bulbo asciutto dell'aria in ambiente;
- **U**.R. [%]: umidità relativa dell'ambiente;
- **W_a [m/s]:** veloctà dell'aria nella zona occupata dalle persone;
- **T_r [°C]:** temperatura media radiante.

Il controllo dei parametri sopra indicati, che caratterizzano il "microclima ambientale", è affrontato in modo passivo, attraverso la realizzazione di adeguati elementi di confine dell'involucro edilizio, ed in maniera attiva, mediante opportuni impianti di climatizzazione.

Il fabbisogno termico, anche detto carico termico, rappresenta la potenza termica che l'impianto di climatizzazione deve scambiare con gli ambienti dell'edificio per assicurare le condizioni interne di progetto. Le potenze termiche da valutare nel calcolo del fabbisogno termico estivo ed invernale riguardano:

- Scambi termici tra ambiente interno ed esterno attraverso le superfici di confine opache e trasparenti;
- Scambi termici tra ambienti interni ed ambienti a temperatura diversa;
- Scambi termici conduttivi con il terreno;
- Infiltrazioni di aria esterna attraverso l'involucro edilizio;
- Apporti energetici, in termini di sensibile e latente, dovuta a persone, macchine, luci.

La valutazione del fabbisogno termico invernale è effettuata calcolando, in condizioni di regime stazionario, le potenze termiche in ingresso ad in uscita dall'involucro edilizio, una volta fissate le condizioni di progetto. Fissate tali condizioni di progetto interne di benessere termoigrometrico e quelle esterne, in regime stazionario deve risultare:

$$Q_{entrante} = Q_{uscente}$$

5. VALUTAZIONE DEL FABBISOGNO TERMICO INVERNALE

Il fabbisogno termico di un edificio viene calcolato effettuando un bilancio di energia termica nelle condizioni di progetto per i vari ambienti che costituiscono l'edificio. Le condizioni di progetto fondamentali sono:

1) *Temperatura interna ti [°C]: DPR 412 art.4 comma 1; risulta ti= 20°C con 2°C di tolleranza per tutti gli ambienti degli edifici, con esclusione di quelli adibiti ad attività industriali o artigianali;*
2) *Temperatura esterna te [°C]: DPR 1052/77, all.1.*

Il fabbisogno termico invernale rappresenta la potenza termica che l'impianto deve cedere agli ambienti dell'edificio per assicurare le condizioni interne di progetto. In condizioni di progetto vale la relazione:

$$Q_{entrante} = Q_{uscente}$$

In cui:

$Q_{uscente}$ *: rappresenta la potenza termica uscente dagli ambienti;*

$Q_{entrante}$ *: rappresenta la potenza termica entrante, ossia che l'impianto deve cedere agli ambienti per bilanciare la potenza termica uscente.*

La potenza termica uscente risulta costituita dai seguenti termini:

$$Q_u = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4$$

In cui:

Q_1 *[Watt] = è la potenza termica in uscita per trasmissione attraverso le varie superfici che delimitano dall'esterno le aree riscaldate dell'involucro edilizio;*

Q_2 *[Watt] = è la potenza termica in uscita per trasmissione attraverso le varie superfici che separano gli ambienti riscaldati dagli ambienti non riscaldati;*

Q_3 *[Watt] = è la potenza termica in uscita per trasmissione attraverso i ponti termici;*

Q_4 *[Watt] = è la potenza termica dispersa per ventilazione.*

Si noti che la normativa UNI 7357 e le successive norme non considerano, nel calcolo del fabbisogno termico degli ambienti, termini sottrattivi dovuti ad apporti energetici gratuiti, in quanto tali apporti non sono costantemente presenti.

Al fine quindi di valutare tali aliquote di potenza entriamo nel dettaglio e valutiamole

singolarmente.

6.CARATTERICHE TECNICHE DELL'IMPIANTO DI DISTRIBUZIONE E ESTRAZIONE ARIA

La distribuzione dell'aria è realizzata mediante:

1. canali in acciaio per le sale espositive (gipsoteca) del piano terra e bocchette in acciaio filo pavimento
2. canali a sezione rettangolare che corrono nel controsoffitto degli ambienti e la distribuzione ai singoli locali realizzata con flessibili coibentati di adeguato diametro allo scopo di assicurare una velocità idonea, inferiore ai valori specificati riportati nel paragrafo che seguono, per tutti i livelli.

I canali di diffusione/ripresa dell'aria sono realizzati in pannelli in sandwich eco-compatibili (eccetto per la gipsoteca che saranno in acciaio) con le seguenti caratteristiche:

- Spessore pannello: **20,5 mm** (tratti esterni, se esistenti, **30,5mm**);
- Alluminio esterno: spessore 0,08 mm goffrato protetto con lacca poliestere;
- Alluminio interno: spessore 0,08 mm goffrato protetto con lacca poliestere;
- Conduttività termica iniziale: 0,022 W/(m °C) a 10 °C;
- Componente isolante: poliuretano espanso mediante il solo impiego di acqua senza uso di gas serra (CFC, HCFC, HFC) e idrocarburi (HC);
- Densità isolante: 50-54 kg/m^3 (tratti esterni 48-52 kg/m^3);
- Espandente dell'isolante: ODP (ozone depletion potential) = 0 e GWP (global warming potential) = 0;
- Eco-sostenibilità: studio LCA (Life Cycle Assessment);
- % celle chiuse: > 95% secondo ISO 4590;
- Classe di rigidezza: R 200.000 secondo UNI EN 13403;
- Reazione al fuoco: classe 0-1 secondo D.M. 26/06/84 e s.m.i.;
- Tossicità ed opacità dei fumi di combustione: classe F1 secondo NF F 16-101;
- Tossicità dei fumi di combustione: FED e FEC < 0,3 secondo prEN 50399-2-1/1.

I canali rispondono alle caratteristiche di comportamento al fuoco previste dal D.M. 31-03-03 e dalla norma ISO 9705 (Room corner test). I canali saranno costruiti in conformità alla norma UNI EN 13403.

La distribuzione dell'aria primaria all'interno dei locali sarà effettuata mediante:

- diffusori quadrati di dimensioni standard per tutti i locali 600x600 mm (vedi grafici di progetto) installati nel controsoffitto, complete di serranda di regolazione; il collegamento del diffusore al canale di distribuzione principale avviene mediante tubo flessibile coibentato di diametro differenziato a seconda della portata di lunghezza < 1 m

La ripresa dell'aria primaria all'interno dei locali sarà effettuata mediante:

- griglia di ripresa/estrazione a maglia quadre di dimensioni standard per tutti i locali (vedi grafici di progetto), complete di serranda di regolazione e plenum. Le griglie di ripresa, quando è possibile, saranno posizionate nella parte bassa della parete ad una distanza sufficiente dal dispositivo di diffusore dell'aria primaria del locale.

L'estrazione dell'aria dai bagni al servizio sarà effettuata mediante:

- valvola di ventilazione complete di disco centrale per la regolazione di dimensioni differenziate in funzione delle portate richieste:
    - ∅100mm ➔ per portata d'aria fino a circa 100 m^3/h (NR ≅30, ΔP≅60 Pa)
    - il collegamento al canale principale di estrazione avviene mediante tubo flessibile

***NR**: indice di rumorosità (Norme ISO, riferito a 10^{-12} W) non considerando l'attenuazione del locale*

***ΔP**: perdita di carico*

La ripresa dell'aria dall'ambiente avviene mediante canale dedicato che corre nel controsoffitto dei locali, è realizzata anche esso con pannelli sandwich come sopra specificato.

L'induzione è il fenomeno in base al quale l'aria immessa tende a trascinare una parte dell'aria primaria già presente in ambiente. L'aria ambiente, miscelandosi, tende a ridurre la velocità e la temperatura dell'aria immessa determinando ed influenzando quindi la gittata. Un'induzione maggiore genera una miscelazione più rapida tra l'aria immessa e aria

ambiente. Questa permette di eliminare il rischio di cadute d'aria fredda o di stratificazione dell'aria calda. Tutto con il risultato di un maggiore comfort ambientale.

Il rapporto di induzione e così espresso:

$$R = \frac{T_m - T_i}{T_a - T_m}$$

$R[]$: Rapporto di induzione

$T_m[°C]$: Temperatura media dell'aria miscelata in un punto di riferimento

$T_i[°C]$: Temperatura dell'aria immessa

$T_a[°C]$: Temperatura media dell'aria ambiente nella zona occupata

La sezione effettiva di passaggio dell'aria (**A_k**) attraverso una bocchetta o un diffusore è la sezione realmente utilizzata dal flusso d'aria per la sua uscita. Questa sezione è influenzata dal livello di concentrazione dei filetti fluidi e risulta minore della sezione geometrica netta, a meno di un coefficiente k detto fattore di contrazione, secondo la seguente regola:

$$A_K = A_G \cdot K$$

$A_K[m^2]$: Passaggio effettivo dell'aria

$A_G[m^2]$: Sezione geometrica dell'elemento

$k[]$: Fattore di contrazione

La velocità effettiva (V_K) dell'aria in uscita dal diffusore si determina pertanto con

6.1.DIMENSIONAMENTO CANALI DI VENTILAZIONE

Il dimensionamento del canale di mandata e ripresa dell'aria è determinato dalla velocità dell'aria che non deve essere oltrepassata, al fine di limitare la rumorosità, anche in relazione alla particolare destinazione dell'ambiente:

VELOCITÀ RACCOMANDATE / MASSIME		
APPLICAZIONE	CANALI PRINCIPALI	CANALI SECONDARI
CANALI DI MANDATA E RIPRESA	3,0 / 4,0 [m/s]	--- [m/s]
CANALIZZAZIONE ARIA ESTERNA/ESPULSIONE	4,5 / 6,5 [m/s]	--- [m/s]
VELOCITA' RESIDUA NELLE ZONE OCCUPATE *	0,15 [m/s]	

* valore misurato ad 1,5m dal livello del pavimento

In considerazione della velocità massima si determinano le caratteristiche geometriche del canale di mandata /ripresa.

DEFINIZIONI:

- Tutte le dimensioni sono espresse in [mm]
- Per i canali a sezione circolare il diametro nominale ***d*** è quello interno del condotto
- Per i canali a sezione rettangolari le dimensioni interne nominale del condotto:
  - il lato maggiore ***a*** [mm]
  - il lato minore ***b*** [mm]
- La lunghezza ***L*** è espressa in [mm]
- Area della sezione trasversale $\mathbf{A_c}$ [m^2]
  - Condotto circolare: $Ac = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot 10^{-6}$
  - Condotto rettangolari: $Ac = a \cdot b \cdot 10^{-6}$
- Area della superficie laterale $\mathbf{A_i}$ [m^2/m]
  - Condotto circolare: $A_i = \pi \cdot d \cdot 10^{-3}$
  - Condotto rettangolari: $Ai = 2 \cdot (a \cdot b) \cdot 10^{-3}$
- Rapporto di forma, che per un condotto rettangolare è dato dal rapporto fra i lati *a* e *b*
  - $k = \frac{a}{b}$
- Diametro idraulico d_h [mm] di un canale è quello di un canale circolare che determina la stessa perdita per un'identica velocità dell'aria e a parità di coefficiente di resistenza al moto dell'aria:
  - Condotto circolare: $d_h = d[mm]$
  - Condotto rettangolari: $d_h = \frac{2 \cdot (a \cdot b)}{(a+b)} [mm]$
- Diametro equivalente d_e [mm] è quello di un canale circolare avente la stessa perdita di carico a parità di portata d'aria e uguale di coefficiente di attrito:
  - Condotto circolare: $d_e = d[mm]$

- Condotto rettangolari con k≤4: $d_e = 1{,}30 \cdot \frac{(a \cdot b)^{0{,}625}}{(a+b)^{0{,}250}} [mm]$

Le perdite per attiro possono essere valutate con la formula di Darcy-Weisbach, ovvero:

$$\Delta p_f = F_a \cdot \frac{1}{D} \cdot \rho \cdot \frac{w^2}{2}$$

dove

Δp_f [Pa/m]	*Perdita di carico unitario*
F_a[ ]	*Fattore di attrito*
D [m]	*Diametro interno della*
ρ [kg/m^3]	*Massa volumica del fluido*
w[m/s]	*Velocità media del fluido*

Dove la ρ [kg/m^3] calcolabile tramite la relazione:

$$\rho = 1{,}293 \cdot \frac{P_b}{1{,}013} \cdot \frac{273}{273+T}$$

$$P_b = -0{,}1125 \cdot H + 1.011{,}5$$

$$\upsilon = \frac{1{,}53}{\rho} \cdot 10^{-6} \cdot \frac{(273+T)^{1{,}5}}{413+T}$$

dove

ρ [kg/m^3]	*Massa volumica del fluido*
T[°C]	*Temperatura dell'aria*
P_b[mbar]	*Pressione barometrica*
H[m]	*Altitudine*
υ[m^2/s]	*Viscosità cinematica*

Nel caso di flusso laminare totalmente sviluppato (R_e< 2.000)

$$F_a = \frac{64}{R_e} = \frac{64 \cdot \nu}{w \cdot D}$$

R_e : numero di Reynolds

$\nu[m^2 s]$: viscosità cinematica

Nel caso di flusso laminare totalmente sviluppato (R_e≥ 2.000)

$$F_a^* = 0{,}11 \cdot \left(\frac{\varepsilon}{D} + \frac{68}{R_e} \right)^{0{,}25}$$

R_e : numero di Reynolds

$\varepsilon[mm]$: rugosità assoluta

Dove il calcolo del fattore di attrito, vale

$F_a = F_a^*$ se $F_a^* \geq 0{,}018$

$F_a = F_a^* \cdot 0{,}85 + 0{,}0028$ se $F_a^* < 0{,}018$

Nel moto turbolento le perdite dipendono, oltre che da R_e, anche dalla natura della superficie del condotto e dalla sua rugosità.

La perdita di carico, per il condotto circolare, viene ricavata dai diagrammi messi a punto dall'ASHRAE nel 1984 e adottata anche dalla SMACNA del 1990; nel diagramma sulle ascisse sono riportate le portate volumetriche (L/s), sulle ordinate le perdite per attrito (Pa/m), mentre i due fasci di rette parallele e fra loro ortogonali, hanno come parametro la velocità dell'aria (m/s) ed il diametro del condotto di acciaio zincato, avente una rugosità assoluta ε=0,09mm e giunzioni circa ogni 1,20m; il diagramma è tracciato considerando i diametri normalizzati di cui alla norma UNI 10381-2 (pag. 339).

Variazioni di pressione, temperatura e umidità hanno effetto sulla massa volumica dell'aria, sulla viscosità e sul numero di Reynold; tuttavia è possibile non prendere in considerazione queste variazioni nel caso in cui:

- il materiale con il quale verrà realizzato il canale abbia una rugosità che rientri nella classifica mediamente liscio
- la temperatura dell'aria sia compresa fra +5°C ÷ +35°C
- la quota sul livello del mare non sia superiore ai 500m
- la pressione nel condotto sia compresa –5kPa ÷+5kPa rispetto alla pressione ambiente

Nei condotti che convogliano aria, le perdite di carico localizzate possono essere determinate con il metodo diretto, che consente di calcolare le perdite di carico con la formula

$$z = \xi \cdot \rho \cdot \frac{w^2}{2}$$

$z[Pa]$: perdita di carico
$\xi[\ ]$: coefficiente di perdita localizzato adimensionale
$\rho[kg/m^3]$: massa volumica dell'aria
$w[m/s]$: velocità media dell'aria

Poiché le prove dei ventilatori vengono eseguite con un condotto rettilineo a valle, è necessario, per ridurre il *fan system effect*, prevedere un condotto immediatamente a valle di lunghezza tale da consentire il recupero totale della pressione.

Tale lunghezza deve essere:

$$L_e = \frac{w \cdot A^{0,5}}{4500} \text{ per } w > 13{,}0 \frac{m}{s}$$

$$L_e = \frac{A^{0,5}}{350} \text{ per } w \leq 13{,}0 \frac{m}{s}$$

dove
$w[m/s]$: velocità dell'aria nel condotto
$A[mm^2]$: sezione del condotto
$L_e[m]$: Lunghezza effettiva del condotto

7.METODOLOGIA DI CALCOLO PER IL DIMENSIONAMENTO DEI CANALI

Nel paragrafo che segue sono riportate le caratteristiche principali e i principali modelli matematici utilizzati per il calcolo della sezione dei canali i cui risultati sono riportati nei grafici di progetto.

7.1.CALCOLO DELLE PERDITE DI CARICO

La conoscenza dell'entità delle perdite di carico è fondamentale per chi deve progettare apparecchiature o reti con fluido in movimento, in quanto si tratta di energia che viene irreversibilmente degradata all'interno del sistema.
I due possibili tipi di perdita sono le

- PERDITE DI CARICO LINEARI O UNIFORMEMENTE DISTRIBUITE

- PERDITE DI CARICO LOCALIZZATE O ACCIDENTALI.

7.1.1.PERDITE DI CARICO DISTRIBUITE

Le perdite di carico lineari di un fluido, che scorre all'interno di un condotto, sono dovute sia agli attriti generati dalla viscosità del fluido (moto laminare) sia dal movimento delle particelle nel moto turbolento.

Il calcolo delle perdite di carico lineari può essere effettuato mediante l'equazione di Darcy:

$$\Delta p_{fr} = f\left(\frac{L}{D_h}\right) p_d$$

dove:
Δp_{fr} = perdita di carico per attrito [Pa]
f = coefficiente di attrito, adimensionale
L = lunghezza del canale [m]
D_h = diametro idraulico [m]
p_d = pressione dinamica [Pa]

Il diametro idraulico di un canale di forma non circolare si può definire mediante la seguente relazione:

$$D_h = \frac{4A}{p}$$

dove:
A area della sezione trasversale al flusso [m²]
p perimetro della sezione trasversale (perimetro bagnato) [m]

Il coefficiente di attriro "f" può essere ricavato, in funzione del numero di Reynolds e della scabrezza relativa, con la formula di Colebrook e White:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log\left(\frac{\varepsilon}{3{,}7\, D_h} + \frac{2{,}51}{Re\sqrt{f}}\right)$$

Una formula semplificata per il calcolo del coefficiente di attrito "f" è la seguente:

$$f_1 = 0{,}11\left(\frac{\varepsilon}{D_h} + \frac{68}{Re}\right)^{0{,}25}$$

nel caso in cui $f_1 > 0{,}018$ allora $f = f_1$
nel caso in cui $f_1 < 0{,}018$ allora $f = 0{,}85 f_1 + 0{,}0028$

nelle formule sono indicate con:

Re = numero di Reynolds, adimensionale
ε = fattore di rugosità assoluta del materiale [mm] (vedi tabella 3.5).

Il numero di Reynolds può essere calcolato con la formula:

$$Re = D_h \frac{v}{\upsilon}$$

dove:
υ = viscosità cinematica [m²/s]
D_h =diametro idraulico, [m]
v = velocità [m/s].

Per l'aria, in condizioni standard, il numero di Reynolds si può calcolare con la seguente

$$Re = 66400\ D_h\ v$$

Materiale	ε [mm]
Acciaio al carbonio non rivestito, pulito Tubazione PVC Alluminio	0,03
Acciaio zincato, agraffatura longitudinale, flangiatura ogni 1200 mm Acciaio zincato, agraffatura a spirale con 1, 2 o 3 coste, flangiatura ogni 3600 mm	0,09
Canali in alluminio preisolati P3ductal	0,12
Acciaio zincato, agraffatura longitudinale, flangiatura ogni 750 mm	0,15
Canali in fibra di vetro, rigidi	0,9
Canali con rivestimento interno in fibra di vetro Tubo flessibile metallico (quando esteso completamente) Tubo flessibile (tutti i tipi) Calcestruzzo	3,0

Tabella 3.5

7.1.2.PERDITE DI CARICO LOCALIZZATE O ACCIDENTALI

Quando nelle condotte esistono dei tratti in cui il flusso cambia direzione, oppure si manifestano delle variazioni di sezione, riunioni o separazioni di correnti, ecc., si hanno delle perdite di carico accidentali che vanno sommate a quelle uniformemente distribuite.

Grande importanza assume la forma del tronco di un condotto, mentre risulta modesta l'influenza del numero di Reynolds perché, in una accidentalità, il moto è sempre altamente turbolento e solo nel caso che Re risulti inferiore a 150.000, si provvede ad introdurre un coefficiente correttivo.

Si esamini, ad esempio, il comportamento di un fluido in corrispondenza di una curva: il profilo di velocità delle particelle, per effetto del cambiamento di direzione, tende a modificarsi come indicato in figura 3.7. L'effetto, che si ottiene, può essere assimilato ad un restringimento di sezione e di conseguenza la perdita di carico è superiore di una quantità "Δp1" rispetto a quella che si avrebbe con un tratto rettilineo di lunghezza "L" pari a quello dell'asse della curva.

Immediatamente dopo la curva, i filetti fluidi tendono ad assumere la distribuzione caratteristica dei tratti rettilinei e di conseguenza si verificano di nuovo degli urti di masse veloci con altre più lente, che introducono una nuova perdita di pressione "Δp2".

In caso di due pezzi speciali molto vicini tra loro (meno di 6 volte il diametro idraulico), le caratteristiche del flusso, utilizzate come riferimento per il primo pezzo, non sono valide per il secondo pezzo. Dati attendibili per questi casi non sono disponibili.

Nelle sezioni trasversali possono insorgere dei vortici, a causa della forza centrifuga che tende a spostare le particelle della zona centrale verso le superfici laterali e di conseguenza ne nasce una ulteriore perdita di carico "Δp3".

Va inoltre osservato che l'esistenza di forze, la cui azione è contrastata dalla presenza di altre particelle, determinano, nel piano di una sezione trasversale della curva, una distribuzione del vettore velocità completamente diversa da quella che si ha in un tratto rettilineo del canale in zona non disturbata.

Concludendo, fra due sezioni estreme di una curva, le perdite di carico possono essere espresse dalla relazione:

$$\Delta pt = \Delta pfr + \Delta p1 + \Delta p2 + \Delta p3$$

Normalmente le perdite di carico accidentali (o concentrate) non possono essere ricavate teoricamente, facendo ricorso alle equazioni fondamentali della fluidodinamica,ma è necessario ricorrere a prove sperimentali.

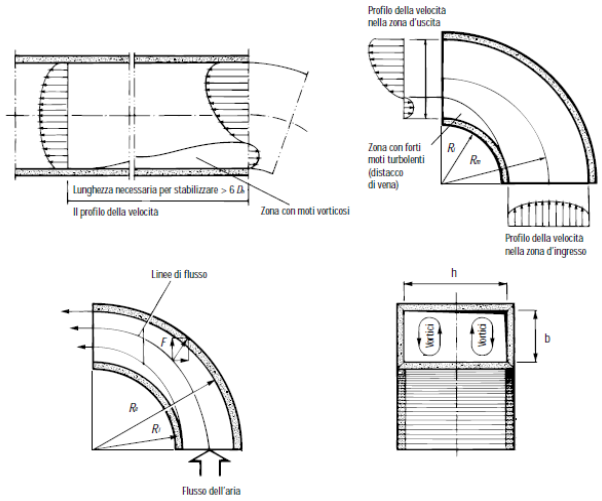
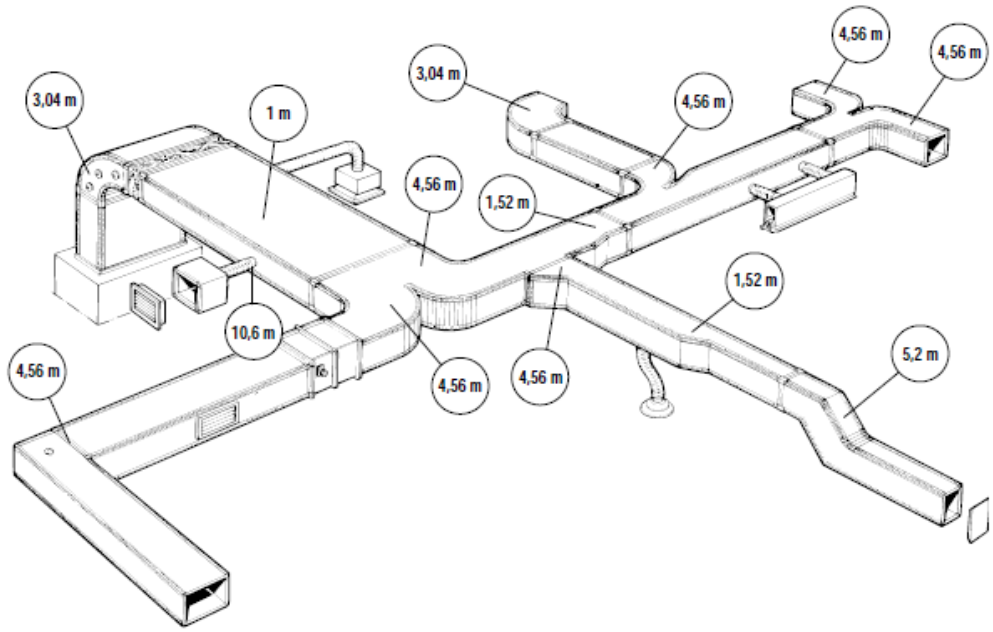


Fig. 3.7 - Fenomeni inerenti alle perdite di carico localizzate

Un metodo veloce per determinare le perdite localizzate negli impianti di condizionamento e termoventilazione, è quello della "lunghezza equivalente". Come dice il nome, esso fa corrispondere ad ogni curva, diramazione o altro pezzo speciale, che comporti una variazione di direzione o di grandezza della velocità dell'aria, una lunghezza equivalente espressa in metri lineari che, se moltiplicata per la caduta di pressione per metro lineare propria del canale, fornisce il valore della perdita localizzata che si verifica nel pezzo speciale.

La figura seguente, riporta i valori di lunghezza equivalente in metri lineari, relativi ai componenti di un impianto aeraulico che comportano delle perdite di carico localizzate.



8. VALUTAZIONE DEL FABBISOGNO TERMICO ESTIVO

Il fabbisogno estivo è stato calcolato tenendo conto delle strutture perimetrali esistenti attraverso il metodo CARRIER PIZZETTI. Per il dimensionamento dell'impianto sono state assunte le seguenti condizioni termoigrometriche:

- all'interno: T = +26°C b.s. - UR% 55%

- all'esterno: T = +35°C b.s. - UR% =50%

Per le varie zone, la portata d'aria esterna di rinnovo è stata determinata assumendo un ricambio indicato in tabella della norma UNI 10339.

Il valore della potenza elettrica assorbita dalle lampade, indicato dalla destinazione d'uso tipica dell'ambiente, risulta pari a 10 W/m2 Il fabbisogno estivo è dato dalla somma delle seguenti quantità: - apporto contemporaneo massimo di calore sensibile attraverso le strutture perimetrali, - apporto di calore sensibile relativo alle persone presenti, - apporto di calore sensibile dei carichi elettrici di illuminazione, - calore sensibile per il raffreddamento dell'aria esterna di ricambio, - apporto di calore latente relativo alle persone presenti, - calore latente per la deumidificazione dell'aria esterna di ricambio.

9. ALLEGATI DI CALCOLO TERMICO PRELIMINARE

.

PIANO TERRA

Loc.	S	h	Per exp.	finestre	pers		Q1 rad+trasm	Q2 infiltrazioni	Q3 irrag	Appar**** Q4 illum+appar	Q5 persone		Q s TOT	Phyd		Pair pers	Pair loc	Qa ricambi aria	Qa ricambi aria	Phyd	Vol/h		Q TOT	
u.m.			m	mq	n		W	W	W	W	W		W	l/h		mc/h	mc/h*	W	W	l/h			W	
1	227	6,6	60	23,52	69,0		9026	16261	6987	1100	8970		**42344**	7301		2732	2996	**13608**	**12959**	2234	1,82		**55952**	GIPSOTECA PT
2	31,5	6,6	20	8,8	4,0		1975	2257	847	220	520		**5818**	1003		158	1040	**789**	**1199**	207	0,76		**6607**	DISIMPEGNO GIPSO PT
3	35,75	6,6	26	3,92	4,0		2183	2561	377	220	520		**5861**	1010		158	1180	**789**	**2041**	352	0,67		**6650**	LOCALE ACCESS. GIPSO PT
4	18,54	3	17	3,36	10,0		916	604	349	165	1300		**3334**	575		396	278	**1972**	**481**	83	7,12		**5306**	AULA 1 EST PT
5	19,2	3	15	4,2	10,0		919	625	437	165	1300		**3446**	594		396	288	**1972**	**498**	86	6,88		**5418**	AULA 2 EST PT
6	16	3	10	4,6	2,0		752	521	443	165	260		**2141**	369		50	240	**394**	**415**	72	1,05		**2535**	DISIMPEGNO WC PT
7	16	3	15	2,5	8,0		783	521	241	220	1040		**2805**	484		317	96	**1578**	**415**	72	6,60		**4382**	LOCALE COMUNE TECNICO PT
8	32	3	20	20,15	8,0		1882	1042	2096	220	1040		**6280**	1083		202	480	**1578**	**277**	48	2,10		**7857**	LOCALE CON SCALA PT
9	31	3	20	20,15	7,0		1858	1009	1938	220	910		**5936**	1023		277	186	**1381**	**536**	92	2,98		**7316**	RECEPTION NORD PT
10	19	3	17	0	2,0		811	619	0	165	260		**1854**	320		79	285	**394**	**329**	57	1,39		**2249**	UFFICIO LATO NORD PT
11	28	3	0	16,8	3,0		1256	912	1616	220	390		**4394**	758		76	420	**592**	**484**	84	0,90		**4985**	SCALA - INGRESSO NORD PT

PIANO PRIMO

Loc.	S	h	Per exp.	finestre	pers		Q1 rad+trasm	Q2 infiltrazioni	Q3 irrag	Appar**** Q4 illum+appar	Q5 persone		Q s TOT	Phyd		Pair pers	Pair loc	Qa ricambi aria	Qa ricambi aria	Phyd	Vol/h		Q TOT	
u.m.			m	mq	n		W	W	W	W	W		W	l/h		mc/h	mc/h*	W	W	l/h			W	
1	6	3	8	3,55	1,0		433	195	369	110	130		**1238**	213		40	36	**187**	**156**	27	2,20		**1424**	CORRIDOIO 1 EST WC P1
2	9	3	12	4,6	1,0		624	293	478	110	130		**1636**	282		40	135	**187**	**156**	27	1,47		**1823**	CORRIDOIO 2 EST P1
3	8,3	3	12	4,6	1,0		608	270	443	110	130		**1560**	269		40	125	**187**	**215**	37	1,59		**1747**	CORRIDOIO 3 EST P1
4	34	3,5	20	12,19	14,0		1725	1292	1173	165	1820		**6174**	1064		554	238	**2616**	**1029**	177	4,66		**8790**	AREA COMUNE NORD P1
5	33	3	20	7,752	14,0		1478	1075	746	330	1820		**5449**	939		554	495	**2616**	**856**	148	5,60		**8064**	AULA TECNICA 1 NORD P1
6	43	3	25	8,7	18,0		1856	1400	837	330	2340		**6763**	1166		713	645	**3363**	**1116**	192	5,53		**10126**	AULA TECNICA 2 NORD P1
7	34	3,5	10	20,15	14,0		1758	1292	2096	330	1820		**7295**	1258		353	595	**2616**	**1029**	177	2,96		**9911**	AULA TECNICA 3 NORD P1
8	15	3,5	10	10,075	2,0		951	570	1048	220	260		**3049**	526		58	263	**374**	**303**	52	1,10		**3423**	CONNETTIVO ASCENSORE P1
9	25	3,7	15	14,3	3,0		1480	1004	1487	264	390		**4625**	797		108	185	**561**	**800**	138	1,17		**5186**	INGRESSO SCALA NORD P1
10																								
11																								
12																								
13																								
14																								
15																								
16																								
17																								
18																								
19																								
20																								
21																								
22																								
23																								
24																								
25																								
26																								
27																								
28																								
29																								
30																								
31																								
32																								
33																								
34																								
35																								
36																								
37																								

PIANO SECONDO

										Appar****												
Loc.	**S**	**h**	**Per exp.**	**finestre**	**pers**		**Q1** $_{rad+trasm}$	**Q2**$_{infiltrazioni}$	**Q3** $_{irrag}$	**Q4** $_{illum+appar}$	**Q5** $_{persone}$		**Q** s_{TOT}	**Phyd**		**P**$_{air\ pers}$	**P**$_{air\ loc}$	**Qa** $_{ricambi\ aria}$	**Qa** $_{ricambi\ aria}$	**Phyd**	**Vol/h**		**Q** $_{TOT}$	
u.m.			m	mq	n		W	W	W	W	W		W	l/h		mc/h	mc/h*	W	W	l/h			W	
1	88	3,2	25	12,25	58,0		3100	3056	3639	825	7540		**18160**	3131		2297	563	**13245**	**2436**	420	8,16		**31405**	AULA 2.9 P2
2	78	3,2	10	3	51,0		2208	2709	891	660	6630		**13098**	2258		2020	1248	**11646**	**2879**	496	8,09		**24745**	AULA 2.8 P2
3	76	3,2	10	6	50,0		2263	2640	1782	660	6500		**13845**	2387		1980	1216	**11418**	**6311**	1088	8,14		**25263**	AULA 2.7 P2
4	70	3,2	20	2,115	46,0		2205	2431	628	165	5980		**11410**	1967		1822	448	**10505**	**7750**	1336	8,13		**21914**	AULA 2.6 P2
5	7,6	2,4	8	3,55	1,0		438	198	369	110	130		**1246**	215		40	36	**228**	**1052**	181	2,17		**1474**	CONNETTIVO 1 EST P2
6	10,8	2,4	12	4,6	1,0		618	281	478	110	130		**1618**	279		40	130	**228**	**1794**	309	1,53		**1846**	CONNETTIVO 2 EST P2
7	8,8	2,4	12	4,6	1,0		570	229	443	110	130		**1482**	255		40	106	**228**	**1705**	294	1,88		**1710**	CONNETTIVO 3 EST P2
8	33	2,7	20	3,525	22,0		1291	967	339	220	2860		**5677**	979		871	178	**5024**	**7308**	1260	9,78		**10701**	AULA 2.5 P2
9	53	2,7	14	3	22,0		1644	1553	891	660	2860		**7609**	1312		871	716	**5024**	**13203**	2276	6,09		**12633**	AULA 2.4 P2
10	44	2,7	20	3,525	29,0		1557	1289	339	440	3770		**7395**	1275		1148	238	**6622**	**4060**	700	9,67		**14018**	AULA 2.2 P2
11	30	2,7	18	6	12,0		1267	879	1782	550	1560		**6038**	1041		475	405	**2740**	**6090**	1050	5,87		**8779**	AULA 2.3 P2
12	16	2,7	10	10,075	2,0		920	469	1107	220	260		**2976**	513		58	216	**457**	**3543**	611	1,33		**3433**	CONNETTIVO 2 NORD P2
13	35	2,7	18	6	23,0		1388	1026	577	440	2990		**6420**	1107		911	473	**5252**	**8396**	1448	9,64		**11673**	AULA 2.1 P2
14	18	2,7	10	10,075	2,0		969	528	1107	220	260		**3083**	532		58	243	**457**	**4650**	802	1,19		**3540**	CONNETTIVO 2 NORD P2
15																								
16																								
17																								
18																								
19																								
20																								
21																								
22																								
23																								
24																								
25																								
26																								
27																								
28																								
29																								
30																								
31																								
32																								
33																								
34																								
35																								
36																								
37																								

PIANO TERZO

Loc.	S	h	Per exp.	finestre	pers		Q1 rad+trasm	Q2 infiltrazioni	Q3 irrag	Appar**** Q4 illum+appar	Q5 persone		Q s TOT	Phyd		Pair pers	Pair loc	Qa ricambi aria	Qa ricambi aria	Phyd	Vol/h		Q TOT	
u.m.			m	mq	n		W	W	W	W	W		W	l/h		mc/h	mc/h*	W	W	l/h			W	
1	21	2,7	8	3,75	3,0		786	615	361	165	390		**2317**	399		119	113	**685**	**490**	85	2,10		**3002**	CONNETTIVO 1 NORD P3
2	40	2,7	20	6	26,0		1546	1172	1782	330	3380		**8210**	1416		1030	540	**5937**	**1246**	215	9,53		**14147**	AULA 3.1 P3
3	77	2,7	30	6	51,0		2625	2257	1439	660	6630		**13611**	2347		2020	1040	**11646**	**5395**	930	9,71		**25257**	AULA 3.2 P3
4	40	2,7	20	3,525	26,0		1460	1172	1047	330	3380		**7390**	1274		1030	216	**5937**	**3737**	644	9,53		**13327**	AULA 3.3 P3
5	17	2,7	8	3,55	2,0		682	498	369	110	260		**1919**	331		79	92	**457**	**1985**	342	1,73		**2376**	CONNETTIVO ASCEN. P3
6	33	2,7	20	7	22,0		1411	967	728	110	2860		**6076**	1048		871	446	**5024**	**4624**	797	9,78		**11100**	AULA 3.4P3
7	17	2,7	15	7	2,0		932	498	673	110	260		**2473**	426		79	230	**457**	**2779**	479	1,73		**2930**	CONNETTIVO 3 EST P2
16																								
17																								
18																								
19																								
20																								
21																								
22																								
23																								
24																								
25																								
26																								
27																								
28																								
29																								
30																								
31																								
32																								
33																								
34																								
35																								
36																								
37																								