

POLITECNICO DI MILANO

Facoltà di Ingegneria Industriale

Corso di Laurea in
Ingegneria Meccanica



Progettazione e realizzazione di un impianto per la misura
della potenza termica nei corpi scaldanti

Relatore: Prof. Fabio INZOLI

Co-relatore: Ing. Claudio RIZZO

Tesi di Laurea di:

Stefano CAFORIO Matr.:725270

Anno Accademico 2009 - 2010

*A Lucia,
per essere stata capace di tirare fuori il meglio di me*

Indice generale

ABSTRACT	9
-----------------------	----------

CAPITOLO 1

UTILIZZO DI RADIATORI IN IMPIANTI A BASSA TEMPERATURA.....	11
---	-----------

1.1	Introduzione	11
1.2	Valutazione delle prestazioni di radiatori in impianti a bassa temperatura.....	11
1.3	Il dimensionamento dei radiatori	14

CAPITOLO 2

ANALISI SULLO SCAMBIO TERMICO DEI RADIATORI	15
--	-----------

2.1	Considerazioni fluidodinamiche	15
2.2	Analisi sulle fasi di scambio termico	18
2.1.1	Fase 1: convezione forzata.....	19
2.1.2	Fase 2: conduzione.....	19
2.1.3	Fase 3: convezione naturale ed irraggiamento.....	20
2.2	Potenza termica scambiata da un radiatore	21
2.2.1	Calcolo mediante coefficiente di scambio globale	21
2.2.2	Convezione forzata	23
2.2.3	Convezione naturale	24
2.2.4	Calcolo mediante bilancio energetico del sistema	25

CAPITOLO 3

NORMA EUROPEA EN 442.....	27
----------------------------------	-----------

3.1	L'impianto di prova	27
3.2	Determinazione della potenza termica	30
3.2.1	Metodo ponderale	30
3.2.2	Metodo elettrico.....	31
3.2.3	Fattori correttivi	32

3.3	Equazione caratteristica del radiatore	33
-----	--	----

CAPITOLO 4

PROGETTAZIONE DELL'IMPIANTO 36

4.1	Caratteristiche dell'impianto del Politecnico di Milano	37
4.2	Caratteristiche dell' impianto	39
4.3	Circuito di alimentazione	40
4.3.1	Schema generale del circuito	40
4.3.2	Predimensionamento del ramo di andata e scelta del tipo di pompa	41
4.3.3	Dimensionamento del serbatoio superiore	49
4.3.4	Dimensionamento del tratto in ingresso e in uscita del radiatore e del tubo di scarico del troppo pieno	51
4.3.5	Dimensionamento serbatoio intermedio	53
4.3.6	Dimensionamento della caldaia	55
4.3.7	Scelta della resistenza elettrica e calcolo delle dissipazioni termiche	56
4.4	Camera di prova	71
4.5	Strumentazione di misura e sistema di acquisizione dati	72
4.5.1	Sistema di acquisizione dati	72
4.5.2	Sensori di misura	75
4.5.3	Sistema di misurazione della portata	76
4.5	Sistema di regolazione e controllo	77
4.5.1	Regolazione della temperatura	77
4.5.2	Controllo del sistema di pesata	79

CAPITOLO 5

RISULTATI SPERIMENTALI 80

5.1	Funzionamento dell'impianto di prova	80
5.2	Risultati sperimentali	81
5.2.1	Criteri di prova	81
5.2.2	Modelli provati	83
5.2.3	Risultati prove sperimentali	85

CAPITOLO 6

CONCLUSIONI 95

BIBLIOGRAFIA 98

RINGRAZIAMENTI 99

Elenco delle figure

Figura 1.1. Variazione della temperatura ambiente all'interno di un locale riscaldato a diversi valori di temperatura media dell'acqua	12
Figura 1.2. Alcuni esempi tipici di radiatori disponibili in commercio.....	13
Figura 2.1. Schematizzazione di un radiatore mediante un fascio di condotti	15
Figura 2.2. Sviluppo dello strato limite di velocità in un condotto	16
Figura 2.3. Profilo di velocità nella regione idrodinamicamente sviluppata	17
Figura 2.4. Sviluppo dello strato limite di temperatura in un condotto.....	17
Figura 2.5. Fasi di scambio termico attraverso la parete di un radiatore.....	18
Figura 2.6. Conduzione termica attraverso una lastra piana in condizioni stazionarie.....	20
Figura 2.7. Volume di controllo applicato al radiatore	25
Figura 3.1. Camera di prova con la predisposizione degli attacchi laterali	28
Figura 3.2. Pannello composito (a destra) e foglio ondulato (a destra).....	29
Figura 3.3. Camera di prova assemblata con pannelli compositi	29
Figura 3.4. Impianto di misura con metodo ponderale.....	31
Figura 3.5. Impianto di misura con metodo elettrico	32
Figura 3.6. Curva caratteristica di un radiatore	35
Figura 4.1. Foto dell'impianto presente presso il Politecnico di Milano.	36
Figura 4.2. Schema impiantistico del circuito di alimentazione.....	37
Figura 4.3. Disposizione delle sonde montate all'interno della camera di prova.....	38
Figura 4.4. Datalogger, quadro comandi e PC utilizzato per l'acquisizione dei dati.	39
Figura 4.5. Schema impiantistico del circuito di alimentazione.....	40
Figura 4.6. Predimensionamento del tratto di andata con posizionamento serbatoio.....	42
Figura 4.7. Differenza di dislivello tra i peli liberi dei due serbatoi nell'ipotesi formulata.	43
Figura 4.8. Abaco di Moody da cui calcolare il fattore di attrito	45
Figura 4.9. Circolatore scelto per l'impianto	47
Figura 4.10. Punti di funzionamento dell'impianto al variare della velocità del circolatore.....	48
Figura 4.11. Schema per il dimensionamento del serbatoio superiore	50
Figura 4.12. Serbatoio superiore. Vista dal basso (sinistra) e vista laterale (destra)	51
Figura 4.13. Schema del tratto di alimentazione	52
Figura 4.14. Valvola di regolazione e tipo di elettrovalvole utilizzate.....	53
Figura 4.15. Serbatoio intermedio. Vista dal basso (sinistra) e vista laterale (destra).....	54
Figura 4.16. Schema della caldaia.....	55
Figura 4.17. Valvola di sicurezza (sinistra) e valvola di ritegno (destra).....	56
Figura 4.18. Schema impianto	58
Figura 4.19. Serbatoio intermedio	60
Figura 4.24. Parete sottostante al serbatoio	63
Figura 4.25. Fasi di scambio termico attraverso la parete del tubo	64
Figura 4.26. Calcolo numerico della potenza dissipata dal ramo 1-2 con l'isolante.....	66
Figura 4.27. Calcolo numerico della potenza dissipata dal ramo 3-4 con l'isolante.....	67
Figura 4.28. Calcolo numerico della potenza dissipata dal ramo 5-8 con l'isolante.....	67
Figura 4.29. Calcolo numerico della potenza dissipata dal ramo 9-10 con l'isolante.....	68
Figura 4.30. Calcolo numerico della potenza dissipata dalla caldaia con l'isolante	68
Figura 4.31. Calcolo numerico della potenza dissipata dalla superficie laterale del serbatoio superiore.....	69
Figura 4.32. Calcolo numerico della potenza dissipata dalla superficie inferiore del serbatoio superiore.....	69
Figura 4.33. Calcolo numerico della potenza dissipata dalla superficie laterale del serbatoio intermedio.	70

Figura 4.32. Calcolo numerico della potenza dissipata dalla superficie inferiore del serbatoio intermedio.	70
Figura 4.33. Resistenza elettrica principale.....	71
Figura 4.34. Resistenza elettrica secondaria	71
Figura 4.35. Schema dell'ambiente di prova.....	72
Figura 4.36. Datalogger e scheda di acquisizione utilizzata.....	72
Figura 4.37. Impostazione degli ingressi nel software	73
Figura 4.38. Prima schermata per monitorare l'andamento globale delle temperature	74
Figura 4.39. Seconda schermata inerente alle sole temperature in ingresso ed uscita	75
Figura 4.40. Termoresistenze utilizzate	76
Figura 4.41. Bilancia digitale impiegata nell'impianto	77
Figura 4.42. Termostato digitale	77
Figura 4.43. Relè temporizzatore	78
Figura 4.44. Relè temporizzatore	78
Figura 4.45. Relè temporizzatore	79
Figura 4.46. Ciclo di lavoro del relè.....	79
Figura 5.1 Andamento della temperatura in ingresso nelle condizioni di regime	82
Figura 5.2 Andamento della temperatura in uscita nelle condizioni di regime	82
Figura 5.3 Andamento della temperatura ambiente nelle condizioni di regime	83
Figura 5.4 Caratteristiche tecniche Basic 1200x450	83
Figura 5.5 Caratteristiche tecniche Basic 1200x1000	84
Figura 5.6 Caratteristiche tecniche Hego23 1800x500	84
Figura 5.7 Caratteristiche tecniche Hego23 770x450	85
Figura 5.8 Dati sperimentali ricavati dalla prima prova Basic 1200 x 450	85
Figura 5.9 Dati sperimentali ricavati dalla seconda prova Basic 1200 x 450.....	86
Figura 5.10 Dati sperimentali ricavati dalla terza prova Basic 1200 x 450.....	86
Figura 5.11 Dati sperimentali ricavati della prima prova Basic 1200 x 1000.....	87
Figura 5.12 Dati sperimentali ricavati della seconda prova Basic 1200 x 1000.....	87
Figura 5.13 Dati sperimentali ricavati della terza prova Basic 1200 x 1000.....	88
Figura 5.14 Dati sperimentali ricavati della prima prova Hego23 1800x500	88
Figura 5.15 Dati sperimentali ricavati della seconda prova Hego 23 1800 x 500	89
Figura 5.16 Dati sperimentali ricavati della terza prova Hego23 1800x500	89
Figura 5.17 Dati sperimentali ricavati dalla prima prova Hego23 770x450.	90
Figura 5.18 Dati sperimentali ricavati dalla seconda prova Hego23 770x450.....	90
Figura 5.19 Dati sperimentali ricavati dalla terza prova Hego23 770x450.....	91
Figura 5.20 Curva di regressione dei dati sperimentali radiatore Basic 1200x450	91
Figura 5.21 Curva di regressione dei dati sperimentali radiatore Basic 1200x1000	92
Figura 5.22 Curva di regressione dei dati sperimentali radiatore Hego23 1800x500	92
Figura 5.23 Curva di regressione dei dati sperimentali radiatore Hego23 770x450	92
Figura 6.1. Curve caratteristiche radiatore Basic 1200x450	95
Figura 6.2. Curve caratteristiche radiatore Basic 1200x1000	96
Figura 6.3. Curve caratteristiche radiatore Hego23 1800x 500.....	96
Figura 6.4. Curve caratteristiche radiatore Hego23 770x450.....	96

Elenco delle Tabelle

Tabella 3.1. Fattori correttivi Sk ed np in base al tipo di radiatore	33
Tabella 4.1. Caratteristiche geometriche dei tubi dei rami A-B e C-D	44
Tabella 4.2. Valori di ζ in relazione alle tipologie di ostacoli nel circuito	46
Tabella 4.3. Coefficienti dell'equazione caratteristica del circolatore	48
Tabella 4.4. Proprietà fisiche dell'acqua a 90°C, dell'aria a 10°C e del materiale dei tubi	57
Tabella 4.5. Lunghezza e portata volumetrica in ciascun ramo dell'impianto	57
Tabella 4.6. Diametri e sezioni delle tubazioni utilizzate.....	57
Tabella 5.1 Dati sperimentali ricavati dalla prima prova Basic 1200 x 450.....	85
Tabella 5.2 Dati sperimentali ricavati dalla seconda prova Basic 1200 x 450.	86
Tabella 5.3 Dati sperimentali ricavati dalla terza prova Basic 1200 x 450.	86
Tabella 5.4 Dati sperimentali ricavati della prima prova Basic 1200 x 1000.....	87
Tabella 5.5 Dati sperimentali ricavati della prima prova Basic 1200 x 1000.....	87
Tabella 5.6 Dati sperimentali ricavati della terza prova Basic 1200 x 1000.	88
Tabella 5.7 Dati sperimentali ricavati della prima prova Hego23 1800x500.....	88
Tabella 5.8 Dati sperimentali ricavati della prima prova Hego23 1800x500.....	89
Tabella 5.9 Dati sperimentali ricavati della prima prova Hego23 1800x500.....	89
Tabella 5.10 Dati sperimentali ricavati dalla prima prova Hego23 770x450.	90
Tabella 5.11 Dati sperimentali ricavati dalla seconda prova Hego23 770x450.	90
Tabella 5.12 Dati sperimentali ricavati dalla terza prova Hego23 770x450	91
Tabella 5.13 Valutazione dell'errore relativo sulle misure del radiatore Basic 1200x450.....	93
Tabella 5.14 Valutazione dell'errore relativo sulle misure del radiatore Basic 1200x1000.....	93
Tabella 5.15 Valutazione dell'errore relativo sulle misure del radiatore Hego23 1800x500	93
Tabella 5.16 Valutazione dell'errore relativo sulle misure del radiatore Hego23 770x450.....	94

Abstract

L'obiettivo di questo lavoro di Tesi riguarda la progettazione e la realizzazione di un impianto che consenta di effettuare in modo sufficientemente rapido, valutazioni tecniche e verifiche funzionali su corpi scaldanti, intesi come radiatori o scaldasalviette di tipo idraulico. Questo lavoro è stato svolto durante il periodo di uno Stage presso l'azienda lecchese Deltacalor s.r.l. che si occupa appunto della loro produzione. Partendo dalla normativa vigente, la EN 442, e dall'esperienza avuta presso il laboratorio MRT del Politecnico di Milano, ente accreditato per la valutazione delle prestazioni dei corpi scaldanti, si sono apprese le basi necessarie per poter iniziare questo lavoro; il cui scopo non è quello di sostituire l'attuale centro di certificazione, ma di fornire un valido supporto nell'attività aziendale in fase di progettazione: sia per lo sviluppo di nuovi prototipi e sia per la revisione degli attuali progetti; ricercando nuovi materiali o geometrie per migliorare lo scambio termico con l'ambiente anche qualora venissero alimentati a bassa temperatura: forma di riscaldamento utilizzata nelle moderne abitazioni. Il criterio di base che influenzerà la progettazione dell'impianto sarà quello che si presterà ad offrire un'elevata semplicità costruttiva; traducendosi a sua volta in un basso investimento da parte dell'Azienda finanziatrice del progetto. Pertanto non ci aspetteremo di raggiungere l'accuratezza che compete ai laboratori accreditati ma, eseguendo prove comparative su radiatori già testati dagli stessi, si avrà la possibilità di valutare l'errore relativo commesso; nonché la possibilità di prevedere l'applicazione di un coefficiente correttivo da applicare in futuro nelle varie prove per minimizzare lo scostamento tra i risultati ottenuti con quelli dei laboratori accreditati.

Nel primo Capitolo verranno illustrate le prestazioni dei radiatori a bassa temperatura partendo da una breve introduzione in cui verrà spiegato come la quantità di energia termica richiesta per mantenere caldo un locale, dipenda esclusivamente dalle sue caratteristiche costruttive di isolamento e non dal sistema di emissione utilizzato. A conclusione del Capitolo verrà definita l'importanza dell'equazione caratteristica di un radiatore per il progettista ai fini del dimensionamento.

Il secondo Capitolo è destinato a descrivere le fasi di scambio termico dei radiatori allo scopo di valutarne la potenza termica da essi dissipata. Affrontando il problema secondo questa logica, ci si accorgerà che verranno introdotte semplificazioni non del tutto irrilevanti sul fenomeno; pertanto verrà presentato il metodo sperimentale per la misura della potenza termica.

Il terzo Capitolo sarà dedicato ad illustrare la norma EN 442, definendo le tipologie di impianto ed i metodi di prova adottati dai centri di certificazione europei; nonché i calcoli e le procedure per determinare l'equazione caratteristica di un radiatore.

Nel quarto Capitolo sarà trattata l'intera progettazione dell'impianto di prova partendo da una descrizione dell'impianto presente al Politecnico di Milano. La progettazione coinvolgerà numerosi aspetti tra cui quelli di idraulica, di scambio termico, automatica ed acquisizione dati.

Il quinto Capitolo sarà dedicato alla definizione dei criteri di prova, alla presentazione dei modelli di radiatori su cui verranno eseguite le prove, alla presentazione dei risultati sperimentali ed alla valutazione dell'errore relativo tra le misure del nuovo impianto e quelle ottenute dal Politecnico di Milano.

Infine, nel sesto Capitolo, verrà trattata un'analisi complessiva sui risultati ottenuti definendo un coefficiente di correzione da apportare nelle prove future unitamente ai pregi ed alle limitazioni riscontrate nell'impianto, proponendo una serie di modifiche che potrebbero essere applicate in futuro.

Capitolo 1

Utilizzo di radiatori in impianti a bassa temperatura

1.1 Introduzione

La quantità di energia termica richiesta per riscaldare un locale dipende esclusivamente dalle sue caratteristiche costruttive, cioè dal suo grado di isolamento rispetto all'esterno o ai locali ad esso confinanti; tale quantità di energia è la stessa qualunque sistema di emissione si decida di installare. Il loro compito è quello di trasmettere all'ambiente la potenza termica di cui necessita e la differenza tra un sistema di emissione ed un altro si limita solamente alle modalità ed ai tempi con cui questa viene fornita. Un sistema è tanto più adatto agli scopi, tanto più sono ridotti gli sprechi e tanto più le condizioni dell'ambiente sono mantenute attorno ai valori impostati dall'utente. Una volta scelto il sistema di generazione del calore e fissate le temperature di progetto per il migliore funzionamento dell'impianto, anche la scelta del sistema di emissione deve trovare motivazioni tecniche valide in termini di efficienza complessiva, di costi di gestione e impiantistici.

1.2 Valutazione delle prestazioni di radiatori in impianti a bassa temperatura

Nell'ipotesi che si sia adottato un sistema a bassa temperatura, ad esempio mediante l'impiego di una caldaia a condensazione, vediamo perché e come un impianto a radiatori è perfettamente compatibile con questa scelta. Per prima cosa va fatta una distinzione tra impianti esistenti e nuovi impianti. Nell'esistente la quasi totalità degli impianti è a radiatori e la conversione verso la bassa temperatura richiede un adeguamento del radiatore con un incremento delle sue dimensioni in modo tale da supplire al calo di potenza derivante dall'adozione di acqua meno calda. In questi casi è bene verificare se, e quanto i radiatori installati siano già sovradimensionati rispetto alle reali esigenze, in modo da non eccedere inutilmente nella loro maggiorazione. E' anche possibile impiegare caldaie a condensazione senza dover modificare le dimensioni dei radiatori, ad esempio riducendo la portata e favorendo un maggior salto termico all'interno dei corpi scaldanti in modo da ottenere temperature di ritorno in caldaia sufficientemente basse da garantire la condensazione (sotto i 50°C). Si ricorda che è proprio la temperatura di ritorno che è fondamentale per la

condensazione, la temperatura di mandata può essere anche elevata. Se negli edifici esistenti la scelta è vincolata, nei nuovi edifici è il progettista a consigliare nel miglior modo l'utente per orientarlo tra le varie alternative proposte dal mercato. Non esiste infatti un unico sistema che rappresenti sempre la miglior soluzione, come diverse sono le motivazioni che portano all'adozione di un determinato impianto; motivazioni che possono essere di carattere tecnico, estetico o semplicemente di tendenza. Entriamo ora nel dettaglio analizzando il comportamento dei radiatori nel funzionamento a bassa temperatura. Gli aspetti da analizzare sono la distribuzione spaziale delle temperature del locale riscaldato, il comfort, l'economia di esercizio, l'aspetto economico dell'installazione, l'impatto ambientale e la flessibilità d'impiego. Quando si parla di bassa temperatura si fa riferimento a valori medi dell'acqua attorno ai 50 °C; nel caso di caldaie a condensazione il valore medio può anche essere più elevato, purché la temperatura di ritorno sia tale da consentire la condensazione. Ciò significa che i radiatori lavorano a $\Delta t_{R-A} = 30^\circ\text{C}$, dove per Δt_{R-A} si intende la differenza tra temperatura media del radiatore e temperatura ambiente, solitamente assunta pari a 20 °C. Al diminuire della temperatura dell'acqua all'interno dei radiatori si osserva una variazione della distribuzione delle temperature nel locale, con un netto calo della stratificazione, il gradiente di temperature si riduce e la temperatura all'altezza degli occupanti è pressoché costante. Il grafico che segue illustra come si modifica la temperatura ambiente all'interno di un locale riscaldato a diversi valori di temperatura media dell'acqua, fissato a 20 °C il valore impostato per la temperatura ambiente.

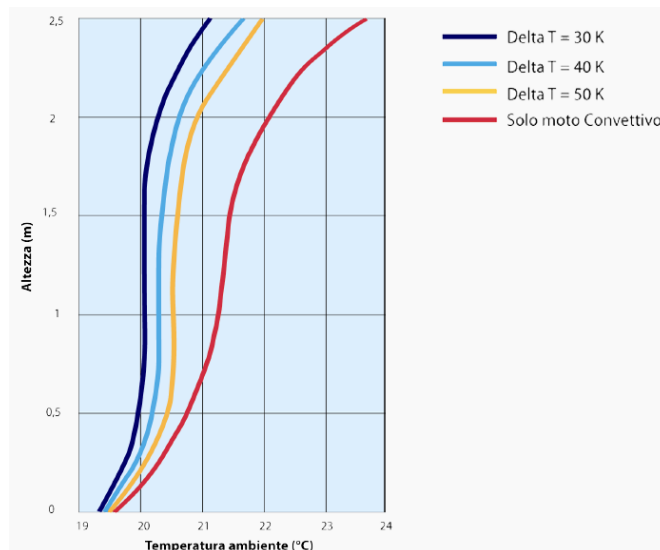


Figura 1.1. Variazione della temperatura ambiente all'interno di un locale riscaldato a diversi valori di temperatura media dell'acqua

Nel grafico è riportata anche la distribuzione delle temperature relativa ad un sistema di emissione puramente convettivo, molto distante dal comportamento di un radiatore, la cui percentuale convettiva è del 70–75 % e non oltre, essendo per il 25–30 % l'emissione di un radiatore di tipo radiante. Nei radiatori funzionanti a bassa temperatura il gradiente termico è assai limitato, non si discosta di molto dalle distribuzioni tipiche di altri sistemi di emissione, contrariamente a quanto spesso viene riportato da più parti. Passando da una temperatura media dell'acqua di 70°C ($\Delta t_{R-A} = 50^\circ\text{C}$) a una temperatura media di 50 °C ($\Delta t_{R-A} = 30^\circ\text{C}$) il gradiente termico si riduce di 0,5°C; ciò significa ridurre la temperatura media del locale a parità di temperatura percepita dall'occupante. La temperatura si mantiene molto prossima al valore che l'utente richiede. La riduzione del gradiente termico e le basse temperature dell'acqua comportano una riduzione dei moti convettivi; il trascinarsi delle polveri presenti in ambiente non è diverso da quello che si ha negli impianti pavimento, non si ha formazione di baffi neri alle pareti, baffi la cui origine era diretta conseguenza della carbonizzazione delle polveri che venivano in contatto con corpi ad alta temperatura. Tutto ciò si traduce in un termine molto comune, che è quello del comfort, che si ripete non è legato al tipo di sistema impiegato. Alla possibilità di funzionare perfettamente a bassa temperatura i radiatori uniscono anche un grado di flessibilità nell'utilizzo che non trova riscontro in altri sistemi: in particolare i radiatori possono essere regolati, accesi o spenti in modo molto rapido, adattandosi ad ogni condizione climatica, anche a variazioni repentine della temperatura esterna, tipiche di alcuni periodi dell'anno quali l'autunno e la primavera o legate al mutare delle condizioni nell'arco della stessa giornata. Tecnicamente questo è tradotto con il termine tecnico di “inerzia termica”. Una bassa inerzia termica, come quella che caratterizza un sistema a radiatori, permette un rapido adattamento alle richieste di potenza termica, evitando sprechi di combustibile e quindi inutili consumi, ma anche evitando sgradite variazioni interne di temperatura.



Figura 1.2. Alcuni esempi tipici di radiatori disponibili in commercio

1.3 Il dimensionamento dei radiatori

Determinato il fabbisogno energetico dell'edificio, la temperatura di progetto, la posizione di installazione ed il modello di radiatore, è estremamente semplice dimensionare il radiatore da installare: basta individuare quello la cui potenza si avvicina maggiormente a quella richiesta. In generale il progettista dispone della curva caratteristica del radiatore, fornita dall'Azienda costruttrice, espressa nella seguente forma:

$$\dot{Q} = K_m \Delta t_{R-A}^n \quad (1.1)$$

Dove K_m ed n sono costanti che caratterizzano il corpo scaldante, \dot{Q} è la potenza termica dissipata mentre Δt_{R-A} è la differenza fra la temperatura media dell'acqua che scorre all'interno del corpo e la temperatura dell'ambiente in cui viene posto. Grazie a tale relazione il progettista è in grado di ottenere le prestazioni del radiatore al variare del Δt_{R-A} , in relazione al tipo di sistema di generazione scelto. Come visto nel paragrafo precedente l'opportunità di utilizzare corpi scaldanti a bassa temperatura è assolutamente attuale. I produttori di corpi scaldanti ricorrono a test di verifica presso laboratori certificati in grado di fornire con accuratezza, conformemente ai metodi di prova indicati all'interno della norma di riferimento EN 442, le performance dei radiatori, valutando i coefficienti K_m ed n dell'equazione caratteristica. Si ritiene oggi, ancor più che in passato, vista la tendenza all'utilizzo di temperature di esercizio inferiori che una necessità propria di chi opera nel settore della progettazione e realizzazione di corpi scaldanti è quella di disporre in fase di progettazione di un apparato sperimentale che consenta di valutare le prestazioni dei propri radiatori in modo sufficientemente rapido ed il più possibile vicino a quelle ottenibili attraverso i centri accreditati. Partendo da questa necessità si è deciso di sviluppare all'interno di questo lavoro di tesi il progetto legato alla definizione e realizzazione di un impianto di prova in grado di assolvere ai requisiti sopra citati.

Capitolo 2

Analisi sullo scambio termico dei radiatori

Un radiatore può essere considerato come un semplice scambiatore di calore tra l'acqua calda circolante nell'impianto e l'ambiente circostante con lo scopo di cedere energia termica all'ambiente da riscaldare. Esso trasmette energia prevalentemente per convezione, grazie a particolari configurazioni costruttive esterne adatte alla sua attivazione e per irraggiamento grazie alle ampie superfici esterne. Per comprendere le fasi di scambio termico di un radiatore è opportuno studiarne la fluidodinamica interna, in quanto l'origine dello scambio termico deriva dal fluido caldo che scorre internamente.

2.1 Considerazioni fluidodinamiche

In genere un radiatore può schematizzato attraverso una serie di condotti collegati tra di loro allo scopo di distribuire l'acqua proveniente dall'impianto rallentandone il suo moto. Tali condotti sono in genere caratterizzati da sezioni particolari, presentando variazioni continue lungo tutto il percorso del fluido. Pertanto effettuare uno studio inerente al moto del fluido interno risulterebbe complicato se non venissero introdotte opportune semplificazioni geometriche. Quindi, al fine di introdurre i principali aspetti fluidodinamici che condizionano lo scambio termico, un radiatore verrà schematizzato attraverso un fascio di condotti circolari a sezione costante.



Figura 2.1. Schematizzazione di un radiatore mediante un fascio di condotti

Essendo i normali radiatori alimentati con portate che oscillano tra $0,02 \div 0,04$ Kg/s che si distribuiscono nei vari condotti, ed essendo questi caratterizzati da sezioni di passaggio comprese tra $400 \div 600$ mm², è possibile definire che le condizioni di moto interne sono strettamente di tipo laminare. Ciò lo si può verificare andando a calcolare facilmente il numero di Reynolds attraverso la seguente relazione:

Capitolo 2

Analisi sullo scambio termico dei radiatori

$$Re = \frac{\rho_{H_2O} \dot{Q} d_i}{\mu_{H_2O} A n} \quad (2.1)$$

In cui d_i ed A sono rispettivamente il diametro equivalente e la sezione interna del singolo condotto, ρ_{H_2O} e μ_{H_2O} sono rispettivamente la densità e la viscosità dinamica dell'acqua, \dot{Q} è la portata volumetrica ed n è il fascio di tubi che compete al radiatore. Considerando quindi i valori di portata e di sezione citati precedentemente che tendono a massimizzare il numero di Reynolds, supponendo la temperatura dell'acqua pari ad 85°C e che il radiatore sia costituito da almeno dieci condotti; si riesce a dimostrare semplicemente come il numero di Reynolds sia:

$$Re \ll 2100 \div 2300 \quad (2.2)$$

Si consideri ora il fluido che entra in uno di questi condotti con velocità uniforme. Per via della condizione di aderenza, le particelle di fluido a contatto con la parete interna del condotto si arrestano completamente. Tale strato di fluido provoca anche un rallentamento degli altri strati adiacenti a causa dell'attrito. Per rendere possibile questa riduzione di velocità il fluido nella zona centrale del condotto deve accelerare per conservare costante la portata di massa di fluido nel condotto stesso. Ne consegue che lungo il tubo si sviluppa un gradiente di velocità. La regione di flusso in cui si risentono gli effetti delle forze di taglio d'attrito, causate dalla viscosità del fluido, è detta strato limite di velocità. L'ipotetica superficie dello strato limite divide il flusso in un condotto in due regioni: la regione dello strato limite, in cui sono significativi gli effetti viscosi e le variazioni di velocità, e la regione di flusso (centrale) irrotazionale, in cui gli effetti dell'attrito sono trascurabili e la velocità resta essenzialmente costante nella direzione radiale. Lo spessore di questo strato limite aumenta nella direzione del flusso fino a quando raggiunge l'asse del tubo e quindi riempie tutta la sezione del tubo stesso come indicato nella figura sottostante.

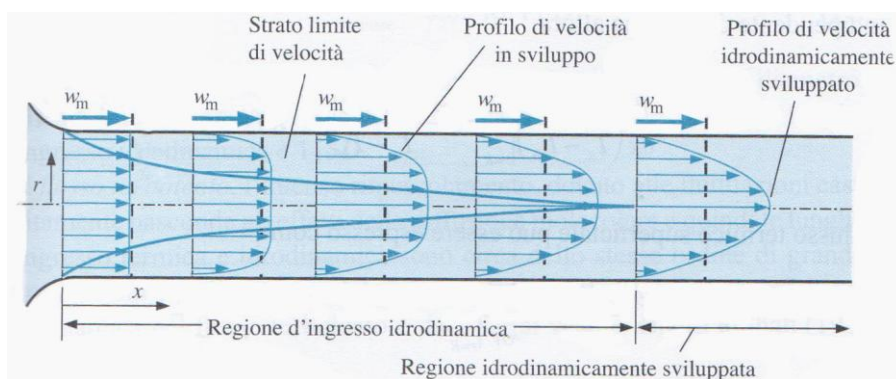


Figura 2.2. Sviluppo dello strato limite di velocità in un condotto

La regione compresa tra la sezione di ingresso nel condotto e la sezione dove lo strato limite raggiunge l'asse del condotto è detta regione di ingresso idrodinamica e la sua lunghezza viene detta lunghezza d'ingresso idrodinamica L_I . La regione oltre quella d'ingresso idrodinamica, nella quale il profilo di velocità risulta completamente sviluppato e resta costante, viene detta regione idrodinamicamente completamente sviluppata. Pertanto il profilo di velocità in quest'ultima regione risulta essere, nel caso considerato, parabolico.

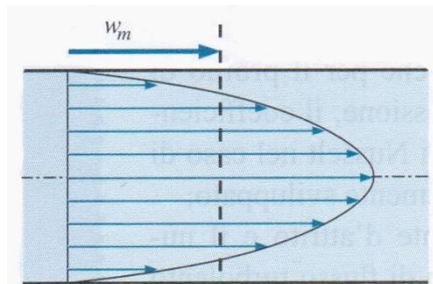


Figura 2.3. Profilo di velocità nella regione idrodinamicamente sviluppata

Si consideri ora il fluido a temperatura costante che entra in uno di questi condotti che si trovano a temperatura differente. In questo caso le particelle di fluido a contatto con la superficie del tubo assumeranno la stessa temperatura della superficie con il conseguente inizio della trasmissione di calore per convezione nel tubo e dello sviluppo di uno strato limite di temperatura lungo il tubo. Lo spessore di questo strato limite aumenterà nella direzione del flusso finché non raggiungerà il centro del condotto occupando l'intera sezione trasversale, come mostrato nella figura sottostante.

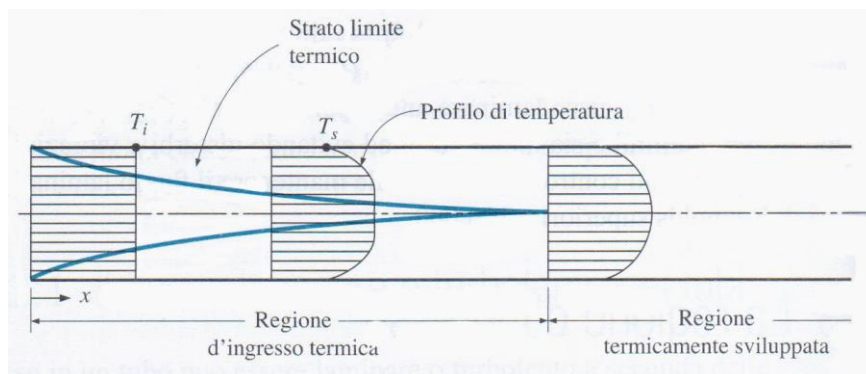


Figura 2.4. Sviluppo dello strato limite di temperatura in un condotto

La regione nella quale lo strato limite termico si sviluppa fino a raggiungere il centro del tubo è detta regione d'ingresso termica e la lunghezza di tale regione viene detta lunghezza d'ingresso termica L_T . La lunghezza d'ingresso

idrodinamica è solitamente assunta come la distanza dall'entrata del condotto a cui lo sforzo di taglio sulla parete raggiunge il 2% del valore completamente sviluppato. Le lunghezze d'ingresso termica e idrodinamica nel flusso laminare sono approssimativamente date dalle relazioni:

$$L_I \approx 0,05 \, dRe \quad (2.3)$$

$$L_T \approx 0,05 \, dRePr \quad (2.4)$$

2.2 Analisi sulle fasi di scambio termico

Tale studio verrà affrontato supponendo di trattare il problema in condizioni stazionarie e monodimensionali, considerando sempre l'ipotesi iniziale, inerente alla schematizzazione del radiatore mediante una serie di condotti tubolari, unitamente all'ipotesi di approssimare la superficie interna e quella esterna del condotto con una superficie media di raggio r_m , cosa lecita essendo lo spessore di parete dei comuni radiatori trascurabile rispetto alle dimensioni dei tubi. Pertanto è possibile scrivere $r_i \cong r_e = r_m$. Osservando la figura è possibile definire tre diverse modalità di scambio termico che caratterizzano tre zone diverse dello scambiatore.

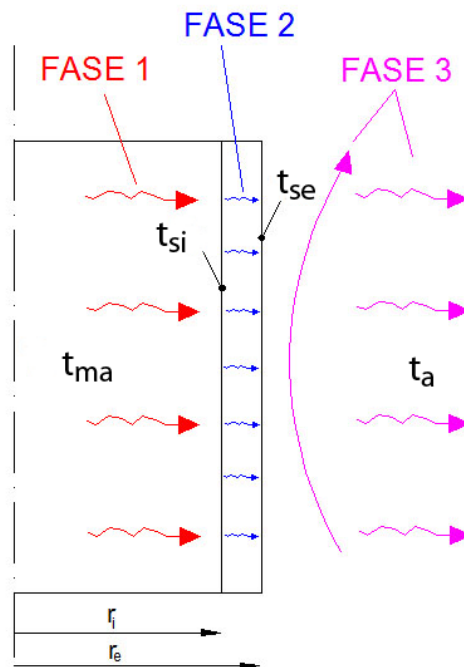


Figura 2.5. Fasi di scambio termico attraverso la parete di un radiatore

- Zona 1 (lato interno): trasmissione del calore dall'acqua alla superficie interna del radiatore per convezione forzata;
- Zona 2 (parete del radiatore): trasmissione del calore attraverso la parete costituente il radiatore per conduzione;
- Zona 3 (lato esterno): trasmissione del calore dalla superficie esterna del radiatore verso l'ambiente circostante per convezione naturale ed irraggiamento.

2.1.1 Fase 1: convezione forzata

In questa prima fase la trasmissione del calore avviene per convezione forzata fra l'acqua calda che scorre all'interno del radiatore e la sua superficie interna. Supponendo di essere in regime stazionario, di non avere scambi di lavoro e di trattare un fluido incomprimibile l'equazione che consente di ricavare la potenza termica scambiata dal fluido caldo in movimento ad una superficie è espressa dalla legge di Newton:

$$\dot{Q}_{cf} = \int_A h_i (t_{ma} - t_{si}) dA \quad (2.5)$$

dove t_{si} è la temperatura della superficie interna del condotto, t_{ma} è la temperatura di miscelamento adiabatico, h_i è il coefficiente di scambio convettivo interno, A è l'area della superficie di scambio termico, pari a $2\pi r_m L$, e \dot{Q}_{cf} è la potenza termica scambiata. La temperatura di miscelamento adiabatico è definita come quel valore di temperatura ottenuto tramite la media delle capacità termiche di flusso locali sulla sezione di passaggio; in particolare:

$$t_{ma} = \frac{\int_A \rho c_p t(w) dA}{\int_A \rho c_p (w) dA} \quad (2.6)$$

in dove ρ , c_p , t e w sono rispettivamente la densità, la capacità termica, t la temperatura e la velocità del fluido che scorre sulla superficie A . Il coefficiente di scambio convettivo h_i è il parametro fondamentale che definisce questa fase, il quale dipende dalla velocità con cui scorre il fluido, dalle caratteristiche superficiali della parete con cui è a contatto e dalle proprietà termofisiche del fluido.

2.1.2 Fase 2: conduzione

La seconda fase di trasmissione del calore avviene per conduzione termica dalla superficie interna del radiatore verso la superficie esterna. In questo caso è

possibile esprimere la potenza termica scambiata attraverso la legge di Fourier, considerando il fenomeno in condizioni stazionarie e monodimensionali.

$$\dot{Q}_{ct} = \frac{kA}{s}(t_{si} - t_{se}) \quad (2.7)$$

Dove t_{se} e t_{si} sono rispettivamente le temperatura della superficie esterna ed interna, A rappresenta la superficie di scambio pari a $2\pi r_m L$, s è lo spessore della parete mentre k è la conducibilità termica media del materiale costituente la parete.

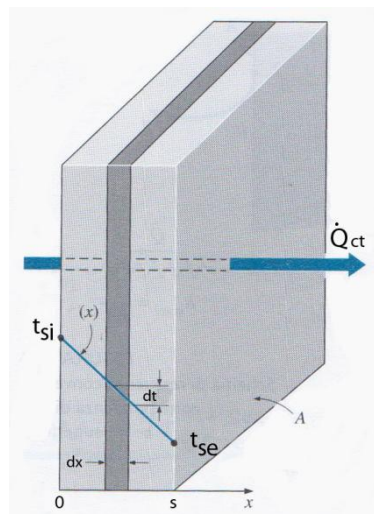


Figura 2.6. Conduzione termica attraverso una lastra piana in condizioni stazionarie

2.1.3 Fase 3: convezione naturale ed irraggiamento

L'ultima fase di trasmissione del calore, avviene in parte per convezione naturale (ossia per effetto dei moti convettivi determinati dalla differenza di densità dell'aria) ed in parte per irraggiamento. La trasmissione per convezione avviene su tutta la superficie esterna, mentre la trasmissione per irraggiamento interessa solo quelle superfici che "vedono" l'ambiente. Lo scambio termico per convezione naturale può venir espresso sempre attraverso la Legge di Newton:

$$\dot{Q}_{cn} = h_e A(t_{se} - t_a) \quad (2.8)$$

dove t_a è la temperatura ambiente, t_{se} è la temperatura della superficie esterna del condotto, A è l'area della superficie esterna del condotto pari a $2\pi r_m L$, h_e è il coefficiente di scambio convettivo esterno e \dot{Q}_{cn} è la potenza termica

scambiata per convezione naturale. La potenza termica trasmessa per irraggiamento può essere espressa attraverso la legge di Stefan – Boltzmann:

$$Q_{\text{irr}} = \sigma_0 \varepsilon A [(t_{\text{se}} + 273,15)^4 - (t_a + 273,15)^4] \quad (2.9)$$

dove t_a e t_{se} sono rispettivamente la temperatura ambiente e la temperatura della superficie esterna del condotto, A è l'area della superficie esterna del condotto pari a $2\pi r_e L$, ε è l'emissività della superficie esterna e σ_0 è la costante di Boltzmann rispettivamente pari a $5,67 \cdot 10^{-8} \text{ W}/(\text{m}^2\text{K}^4)$. Pertanto si ha che:

$$\dot{Q}_{\text{irr}} = h_{\text{irr}} A (t_{\text{se}} - t_a) \quad (2.10)$$

E' possibile dimostrare con semplici passaggi che:

$$h_{\text{irr}} = \sigma_0 \varepsilon A [(t_{\text{se}} + 273,15)^2 + (t_a + 273,15)^2] [(t_{\text{se}} + 273,15) + (t_a + 273,15)] \quad (2.11)$$

La potenza termica globalmente scambiata sarà quindi:

$$\dot{Q}_{\text{cn+irr}} = \dot{Q}_{\text{cn}} + \dot{Q}_{\text{irr}} \quad (2.12)$$

Sostituendo a \dot{Q}_{cn} ed a \dot{Q}_{irr} le espressioni precedentemente scritte si ottiene:

$$\dot{Q}_{\text{cn+irr}} = h_e A (t_{\text{se}} - t_a) + h_{\text{irr}} A (t_{\text{se}} - t_a) \quad (2.13)$$

Raccogliendo i termini comuni si ottiene la seguente relazione:

$$\dot{Q}_{\text{cn+irr}} = (h_e + h_i) A (t_{\text{se}} - t_a) = h_{\text{e+irr}} A (t_{\text{se}} - t_a) \quad (2.14)$$

in cui il coefficiente di scambio $h_{\text{e+irr}}$ tiene conto sia della convezione naturale e sia dell'irraggiamento.

2.2 Potenza termica scambiata da un radiatore

2.2.1 Calcolo mediante coefficiente di scambio globale

Le relazioni trovate per le tre fasi in cui è stato suddiviso il processo di trasmissione del calore sono dunque:

$$\dot{Q}_{\text{cf}} = h_i A (t_{\text{ma}} - t_{\text{si}}) \quad (2.15)$$

Capitolo 2

Analisi sullo scambio termico dei radiatori

$$\dot{Q}_{ct} = \frac{kA}{s} (t_{si} - t_{se}) \quad (2.16)$$

$$\dot{Q}_{cn+irr} = h_{e+irr} A (t_{se} - t_a) \quad (2.17)$$

Essendo, a regime, $\dot{Q}_{cf} = \dot{Q}_{ct} = \dot{Q}_{cn+irr} = \dot{Q}$, approssimando il raggio interno ed esterno con il raggio medio, dato lo spessore trascurabile della parete, estrapolando da ogni espressione la differenza di temperatura e sommando membro a membro i termini si ottiene:

$$\frac{\dot{Q}_{cf}}{2\pi r_m L h_i} - \frac{\dot{Q}_{ct} s}{2\pi r_m L k} + \frac{\dot{Q}_{cn+irr}}{2\pi r_m L h_{e+irr}} = (t_{ma} - t_{si}) + (t_{si} - t_{se}) + (t_{se} - t_a) \quad (2.18)$$

Dopo alcune semplificazioni e raccoglimenti si arriva alla relazione:

$$\left(\frac{1}{h_i} + \frac{s}{k} + \frac{1}{h_{e+irr}} \right) \frac{\dot{Q}}{2\pi r_m L} = t_{ma} - t_a \quad (2.19)$$

Ponendo il termine $\left(\frac{1}{h_i} + \frac{s}{k} + \frac{1}{h_{e+irr}} \right)$ pari ad un coefficiente $\frac{1}{K}$, il termine $2\pi r_m L$ pari alla superficie di scambio A , si può arrivare alla seguente forma finale che esprime la potenza termica trasmessa dal fluido all'ambiente attraverso la parete del radiatore in funzione di un coefficiente di scambio termico globale K .

$$\dot{Q} = KA(t_{ma} - t_a) \quad (2.20)$$

Il calcolo del coefficiente globale di scambio termico K apparirebbe molto semplice se non fosse per la difficoltà del calcolo dei coefficienti h_i ed h_{e+irr} . Essi risultano essere infatti funzioni di molteplici grandezze fisiche. In particolare h_i risulta essere funzione di una grandezza geometrica caratteristica L e dalle seguenti proprietà termofisiche del fluido; ossia dell'acqua. Esse sono:

- w_{ACQUA} = Velocità media
- ρ_{ACQUA} = Densità;
- μ_{ACQUA} = Viscosità dinamica;
- $c_p ACQUA$ = Capacità termica;
- k_{ACQUA} = Conducibilità termica;

Mentre h_{e+irr} risulta essere sempre funzione di una grandezza geometrica caratteristica L ma dipende, in questo caso, dalle proprietà termofisiche dell'aria:

- ρ_{ARIA} = Densità dell'aria;
- μ_{ARIA} = Viscosità dinamica ;
- $c_{p \text{ ARIA}}$ = Capacità termica;
- k_{ARIA} = Conducibilità termica;
- β_{ARIA} = Coefficiente di comprimibilità.

Le grandezze fisiche appena citate, possono essere raggruppate per formare numeri adimensionali rappresentanti caratteristiche importanti del fenomeno. Questi numeri adimensionali sono:

- Numero di Reynolds: $\rightarrow \text{Re} = \frac{\rho w d}{\mu}$ (2.21)

Rapporto tra forze di inerzia e forze di attrito;

- Numero di Prandtl: $\rightarrow \text{Pr} = \frac{c_p \mu}{\lambda_f}$ (2.22)

Rapporto tra la disponibilità del fluido a trasportare quantità di moto e la sua disponibilità a trasportare calore, dipende dalle proprietà termofisiche del fluido;

- Numero di Grashof: $\rightarrow \text{Gr} = \frac{g \beta (T_s - T_\infty) L^3}{\nu^2}$ (2.23)

Rapporto tra il prodotto delle forze d'inerzia e di galleggiamento ed il prodotto delle forze di attrito;

- Numero di Nusselt: $\rightarrow \text{Nu} = L \frac{h}{\lambda_f}$ (2.24)

Fattore che rappresenta l'incidenza dei meccanismi convettivi nello scambio termico realizzato.

Attraverso quest'ultima relazione è possibile valutare il coefficiente di scambio convettivo h , avendo ricavato precedentemente il numero di Nusselt attraverso correlazioni sperimentali disponibili in letteratura.

2.2.2 Convezione forzata

Nel caso di convezione forzata per una data geometria è possibile esprimere il numero di Nusselt funzione di soli due parametri:

$$\text{Nu} = f(\text{Re}, \text{Pr}) \quad (2.25)$$

Sono cioè importanti le forze di inerzia e le forze viscosi, mentre si trascurano quelle di galleggiamento. In definitiva, per una data geometria, il numero di

Nusselt Nu deve essere funzione di Re e Pr e, nota tale funzione dall'indagine sperimentale anche per diversi fluidi con diversi valori di w ed L , è possibile determinare dal valore di Nusselt quello di h e quindi il flusso termico scambiato localmente per convezione. Ovviamente il tipo di funzione per lo stesso sistema sarà diverso a seconda che ci si trovi in condizioni di moto laminare o moto turbolento; condizioni individuabili valutando il numero di Reynolds.

2.2.3 Convezione naturale

Nella convezione naturale, il moto del fluido è dovuto alla presenza di forze di galleggiamento, cioè alla contemporanea presenza di un campo di forze di volume e al gradiente di densità del fluido. Le forze di inerzia e quelle viscosse restano importanti, ma un ruolo più importante è giocato dalle forze di galleggiamento. Anche per la convezione naturale, può essere determinato il numero di Nusselt Nu mediante la seguente relazione:

$$Nu = A Gr^\alpha Pr^\beta \quad (2.26)$$

Poiché nella maggior parte dei casi di convezione naturale, $\alpha \equiv \beta$, ne consegue che è possibile esprimere il Numero di Nusselt in funzione del numero di Rayleigh Ra . Pertanto:

$$Nu = A Ra^\alpha \quad (2.28)$$

Anche per la convezione naturale il tipo di funzione sarà diverso a seconda che ci si trovi in condizioni di moto laminare o di moto turbolento; condizioni individuabili valutando, in questo caso, il numero di Rayleigh. Si noti inoltre che il rapporto Gr/Re^2 indica l'importanza che assumono le forze di galleggiamento rispetto a quelle di inerzia (effetto convezione forzata):

$$\frac{g\beta(T_s - T_\infty)L}{u_0^2} = \frac{Gr}{Re_L^2} \quad (2.29)$$

- Se $Gr \ll Re^2$ gli effetti della convezione naturale possono essere trascurati;
- Se $Gr \gg Re^2$ gli effetti della convezione forzata sono trascurabili rispetto all'importanza delle forze di galleggiamento.

2.2.4 Calcolo mediante bilancio energetico del sistema

Data la difficoltà nel valutare analiticamente il coefficiente di scambio termico globale, attraverso correlazioni valide peraltro in condizioni del tutto ideali, potrebbe portare a risultati del tutto approssimativi nel calcolo della potenza di un radiatore; pertanto occorre volgersi verso altri metodi, quali ad esempio quelli numerici o sperimentali. Questi forniscono una stima molto più accurata evitando eventuali approssimazioni grossolane nella modellizzazione del fenomeno: quali la geometria, il regime di moto interno del fluido, i flussi termici, ecc. Volendo calcolare sperimentalmente la potenza termica dissipata, si deve partire da un bilancio energetico considerando come volume di controllo il radiatore stesso.

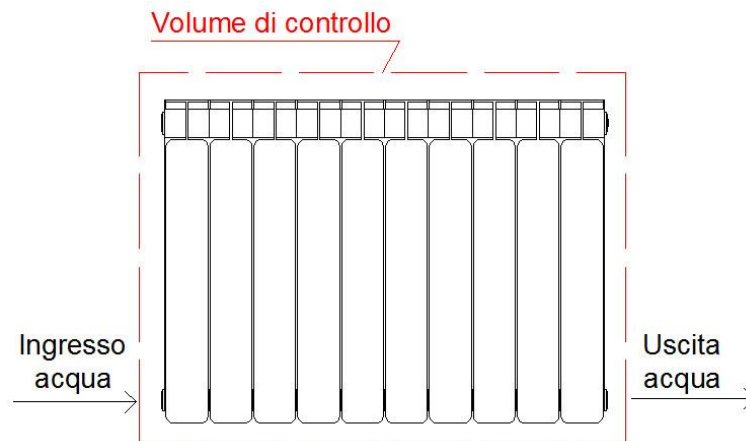


Figura 2.7. Volume di controllo applicato al radiatore

In condizioni stazionarie si può scrivere:

$$\dot{E}_{IN} - \dot{E}_{OUT} = \frac{dE_{SIST}}{dt} \xrightarrow{\text{cond.staz.}} = 0 \quad (2.30)$$

in cui il primo membro indica la potenza netta scambiata sotto forma di calore, lavoro e flusso di massa, mentre il secondo termine indica la variazione delle energie interna, cinetica e potenziale riferita all'unità di tempo. In condizioni stazionarie, non essendoci alcun accumulo di energia nel sistema, il secondo membro è pari a zero; per cui è possibile scrivere che:

$$\dot{E}_{IN} = \dot{E}_{OUT} \quad (2.31)$$

Capitolo 2

Analisi sullo scambio termico dei radiatori

Tenendo presente che l'energia può essere scambiata soltanto sotto forma di calore, lavoro e flusso di massa, si può sviluppare la precedente scrittura nel seguente modo:

$$\dot{Q}_{IN} + \dot{L}_{IN} + \dot{m}_{IN}\theta_{IN} = \dot{Q}_{OUT} + \dot{L}_{OUT} + \dot{m}_{OUT}\theta_{OUT} \quad (2.32)$$

in cui θ rappresenta l'energia totale del fluido, intesa come la somma di un termine entalpico, cinetico e potenziale, riferita all'unità di massa. Sviluppando l'equazione si ottiene quindi:

$$\dot{Q}_{IN} + \dot{L}_{IN} + \dot{m}_{IN} \left(h_{IN} + \frac{w_{IN}^2}{2} + gz_{IN} \right) = \dot{Q}_{OUT} + \dot{L}_{OUT} + \dot{m}_{OUT} \left(h_{OUT} + \frac{w_{OUT}^2}{2} + gz_{OUT} \right) \quad (2.33)$$

Un radiatore, non svolgendo ed assorbendo alcun lavoro si ha che $\dot{L}_{IN} = \dot{L}_{OUT} = 0$, avendo la portata massica in ingresso uguale a quella in uscita $\dot{m}_{IN} = \dot{m}_{OUT} = \dot{m}$ ed indicando con \dot{Q} la potenza termica dissipata dal radiatore data come differenza $\dot{Q}_{IN} - \dot{Q}_{OUT}$, è possibile scrivere:

$$\dot{Q} = \dot{m} \left[(h_{IN} - h_{OUT}) + \left(\frac{w_{IN}^2 - w_{OUT}^2}{2} \right) + g(z_{IN} - z_{OUT}) \right] \quad (2.34)$$

Considerando che la velocità del fluido nella sezione di uscita sia approssimabile alla velocità nella sezione di ingresso; ossia $w_{IN} \cong w_{OUT}$ e supponendo che entrambe le sezioni si trovino alla stessa quota $z_{IN} \cong z_{OUT}$, l'espressione della potenza termica si esprimerà sotto forma di una differenza di entalpia.

$$\dot{Q} = \dot{m}(h_{IN} - h_{OUT}) = \dot{m}\Delta h \quad (2.35)$$

Considerando l'acqua come un fluido ideale incomprimibile è possibile esprimere questa differenza di entalpia mediante:

$$\Delta h = c_{L\text{ medio}}(t_{IN} - t_{OUT}) + v(p_{IN} - p_{OUT}) \quad (2.36)$$

e, trascurando le perdite di carico, ne viene che:

$$\dot{Q} = \dot{m}c_{L\text{ medio}}(t_{IN} - t_{OUT}) \quad (2.37)$$

E' un metodo molto semplice, in quanto basta conoscere la portata massica e le temperature di ingresso e di uscita del radiatore per determinare la potenza termica scambiata.

Capitolo 3

Norma Europea EN 442

La normativa EN 442, entrata in vigore il 1° Luglio 1997, definisce gli standard a livello europeo da adottare per la determinazione della potenza termica dei corpi scaldanti alimentati con acqua a temperature inferiori di 120 °C.

L'entrata in vigore di una norma comune in tutta Europa ha permesso importanti passi avanti nello sviluppo dei corpi scaldanti, garantendo una migliore armonizzazione degli impianti ed una sana concorrenza a livello europeo.

La normativa EN 442 è composta da tre parti:

- Parte 1 (EN 442-1): Definisce le specifiche tecniche ed i requisiti che devono possedere i radiatori per poter essere installati in impianti di riscaldamento civili e tutti i dati tecnici che il costruttore deve fornire all'atto della commercializzazione del prodotto per assicurarne una corretta installazione;
- Parte 2 (EN 442-2): Descrive i procedimenti di prova specificando i dispositivi utilizzati in laboratorio, le tolleranze ammissibili ed i criteri per la selezione dei campioni di radiatore da sottoporre a prova;
- Parte 3 (EN 442-3): Definisce procedimenti per valutare e per il mantenimento della conformità dei radiatori.

Essendo questo lavoro di Tesi rivolto alla progettazione di un impianto per la misura della potenza termica, si provvederà a descrivere successivamente soltanto le parti fondamentali relative alla costituzione dell'impianto di prova e le procedure di calcolo.

3.1 L'impianto di prova

La misura della potenza termica di un radiatore si effettua in un impianto molto complesso e costoso, le cui caratteristiche vengono imposte rigidamente dalla normativa. Esso è composto da:

- Una camera chiusa priva di ventilazione che delimita lo spazio di prova entro il quale deve essere installato il corpo scaldante, realizzata con pareti raffreddate ad acqua allo scopo di mantenere condizioni termiche specifiche indipendenti da quelle dell'ambiente esterno;
- Un apparato per raffreddare l'acqua circolante nelle pareti della camera chiusa;

- Un circuito primario di riscaldamento dell'acqua, per alimentare il radiatore in prova.

La camera di prova ha dimensioni prestabilite e le sue pareti sono costruite con appositi pannelli composti raffreddati ad acqua. Essa è accessibile da un'entrata laterale e sono presenti delle aperture per l'inserimento degli attacchi idraulici della strumentazione di misura.

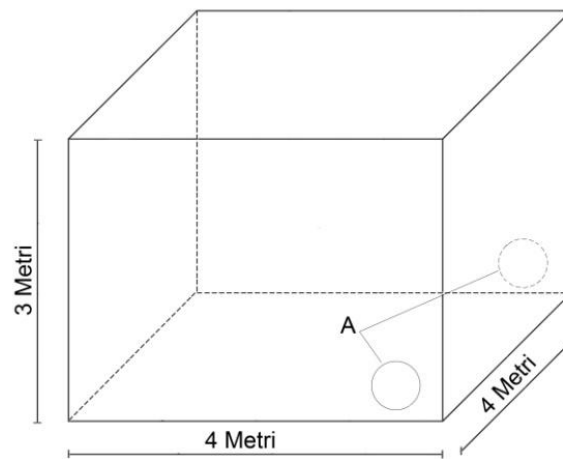


Figura 3.1. Camera di prova con la predisposizione degli attacchi laterali

Ogni pannello composto è costituito da tre diversi strati. Lo strato del pannello che si affaccia sulla parte interna della camera è costituito da un foglio di lamiera piana con uno spessore di 2 mm sopra il quale è saldato un secondo foglio di lamiera ondulata di spessore 1 mm, in modo tale da formare canali di circolazione aventi una sezione trasversale di circa 150 mm². Nella parte intermedia del pannello è inserito uno strato di 80mm di schiuma isolante, in modo tale da ridurre lo scambio termico tra l'interno della camera e l'ambiente esterno. Lo strato esterno è infine costituito da semplici lamiere piane di spessore 0,6 mm. La normativa impone infine, che la parete deve essere in grado di offrire una resistenza termica minima pari a 2,5 m²°C /W e che tutte le superfici interne devono essere dipinte con una vernice opaca avente un'emissività di almeno 0,9.

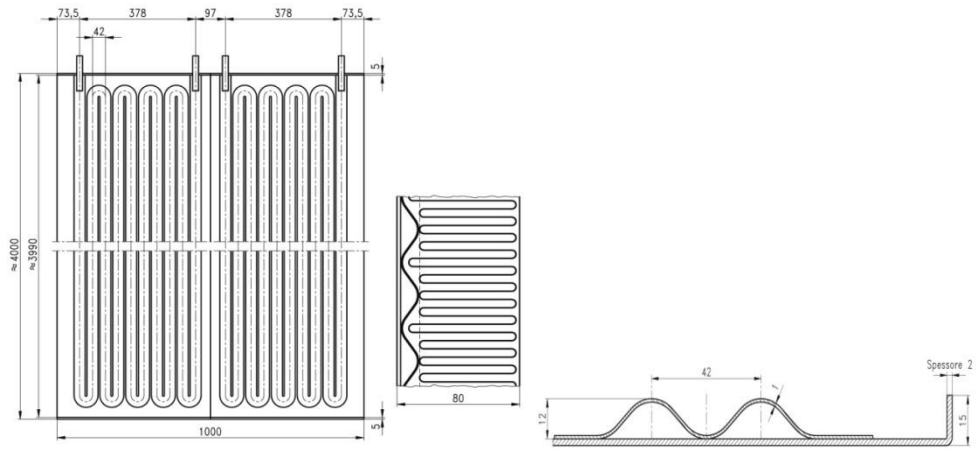


Figura 3.2. Pannello composito (a destra) e foglio ondulato (a destra)

I pannelli devono essere successivamente assemblati in modo tale da creare una struttura autoportante ed in modo tale che non si vada a creare alcun ponte termico.

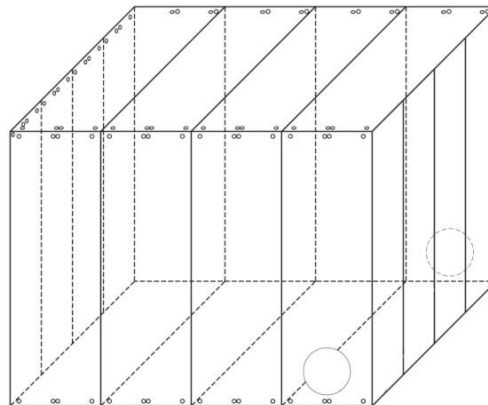


Figura 3.3. Camera di prova assemblata con pannelli compositi

Il sistema di raffreddamento dell'acqua deve assicurare che la massima differenza di temperatura rilevabile sulle superfici interne della camera di prova non sia maggiore di $\pm 0,5$ °C, rispetto alla temperatura media delle superfici raffreddate alla massima potenza di prova ammessa. Per garantire tale condizione, occorre che ogni pannello sia alimentato con una portata di almeno $80 \text{ Kg}/(\text{h m}^2)$. Durante la prova, la temperatura media della superficie interna raffreddata deve essere regolata in modo che la temperatura di riferimento dell'aria sia compresa in un intervallo di $20 \pm 0,5$ °C e si mantenga in condizioni di equilibrio.

Per determinare la temperatura dell'aria, la normativa prevede l'utilizzo di sonde opportunamente schermate (per evitare l'irraggiamento del corpo scaldante) posizionate in particolari punti della camera. Tali punti sono posti sull'asse verticale al centro della camera disposti rispettivamente 0,05 m ed a 0,75 m dal pavimento ed infine a 0,05 m dal soffitto.

3.2 Determinazione della potenza termica

La potenza termica può essere determinata in due modi:

- Misurando la portata d'acqua e la differenza di temperatura del fluido che attraversa il corpo scaldante, determinando così la differenza di entalpia tra ingresso ed uscita dell'acqua (metodo ponderale);
- Misurando l'energia immessa nel circuito dell'acqua (metodo elettrico).

3.2.1 Metodo ponderale

Il metodo ponderale prevede di far fluire l'acqua da un serbatoio di accumulo inferiore ad un altro serbatoio, posizionato superiormente ad esso per mezzo di una pompa, passando attraverso una caldaia di riscaldamento. Per garantire un miglior miscelamento nel serbatoio superiore tra acqua calda in arrivo e l'acqua già preesistente è previsto l'inserimento di un miscelatore sul fondo di questo. In tale serbatoio il livello dell'acqua viene mantenuto costante grazie ad un tubo di scarico di troppo pieno che invia in eccesso al serbatoio di accumulo sottostante. Dal serbatoio superiore si dirama il tubo che alimenta il radiatore in prova e successivamente fino al serbatoio di accumulo inferiore. In quest'ultimo ramo sono collocate due valvole: una destinata alla regolazione della portata, mentre l'altra ha la funzione di deviare il flusso d'acqua verso un recipiente per la misura della portata. In questo caso la potenza termica ϕ viene determinata misurando tale portata e la differenza di entalpia tra le sezioni di ingresso ed uscita del radiatore attraverso la misura delle rispettive temperature. Nella figura che segue è riportato lo schema impiantistico, secondo il metodo ponderale, definito dalla normativa.

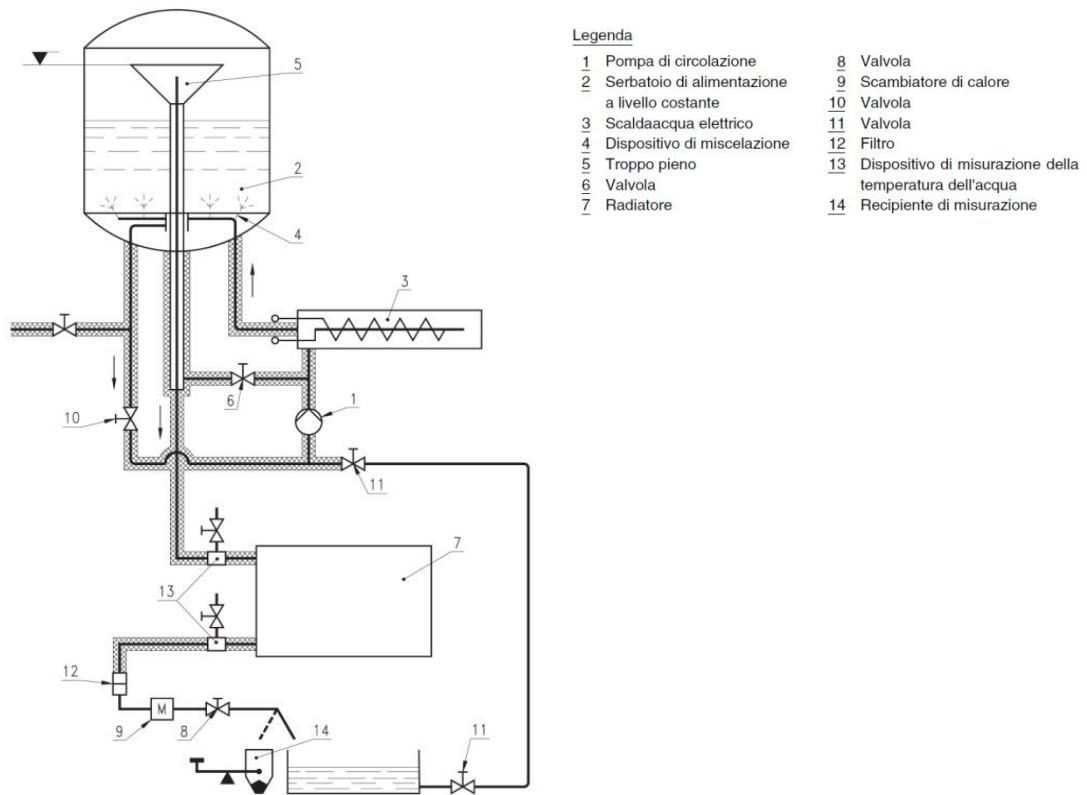


Figura 3.4. Impianto di misura con metodo ponderale

In particolare:

$$\dot{Q} = \dot{m}(h_{IN} - h_{OUT}) \quad (3.1)$$

Dove \dot{Q} è la potenza termica dissipata dal radiatore in prova, \dot{m} è la portata massica di alimentazione, h_{IN} è l'entalpia in ingresso ed h_{OUT} è l'entalpia in uscita.

3.2.2 Metodo elettrico

Il metodo elettrico consiste nel ricavare la potenza termica fornita al radiatore come risultato della differenza tra la potenza termica fornita dalla caldaia diminuita di tutte le dispersioni termiche del circuito. In quest'ultimo metodo la potenza termica ϕ viene calcolata come differenza tra la potenza elettrica P_{el} fornita alla caldaia diminuita delle dispersioni termiche ϕ_d dell'impianto. In tale calcolo occorre considerare anche la potenza assorbita dalla pompa.

$$\dot{Q} = \dot{Q}_{el} - \dot{Q}_d \quad (3.2)$$

In cui \dot{Q} è sempre la potenza dissipata dal radiatore in prova, \dot{Q}_{el} è la potenza elettrica fornita dalla caldaia e \dot{Q}_d è la potenza termica dispersa nell'ambiente. La portata massica d'acqua è calcolata utilizzando la potenza termica e la differenza tra le entalpie di ingresso e di uscita.

$$\dot{m} = \frac{\dot{Q}}{(h_{IN} - h_{OUT})} \quad (3.3)$$

Dove \dot{m} è la portata massica di alimentazione, h_{IN} è l'entalpia in ingresso ed h_{OUT} è l'entalpia in uscita.

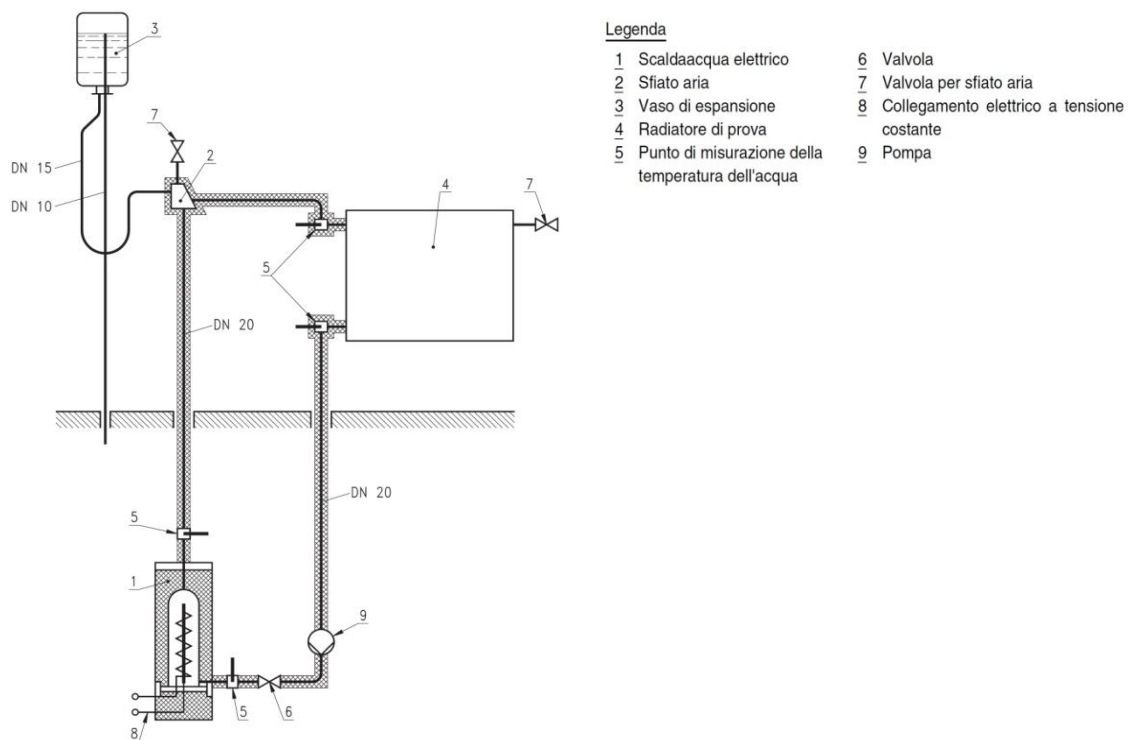


Figura 3.5. Impianto di misura con metodo elettrico

3.2.3 Fattori correttivi

La norma impone un fattore di correzione sulla misura della potenza termica funzione dello scostamento tra condizioni normali di riferimento e le reali condizioni dell'ambiente di prova. Considerando che la pressione di riferimento

Capitolo 3

Norma Europea EN 442

sia assunta pari a 101,325 kPa, la potenza termica \dot{Q}_m misurata deve essere corretta attraverso la seguente relazione:

$$\dot{Q} = \dot{Q}_m [S_k + (1 - S_k)f_p] \quad (3.4)$$

In cui \dot{Q}_m è la potenza termica misurata dalla prova, S_k e f_p sono dei fattori correttivi che tengono conto rispettivamente delle caratteristiche radianti del sistema in prova e della differenza tra pressione ambientale e di riferimento. In particolare f_p può essere calcolato in base al seguente rapporto:

$$f_p = \left(\frac{p_0}{101,325}\right)^{n_p} \quad (3.5)$$

dove p_0 [kPa] è la pressione misurata nel corso della prova, mentre n_p è un esponente che tiene conto dell'altezza del radiatore. Nella tabella sottostante vengono riportati i valori dei coefficienti f_p ed n_p .

Tipo di radiatore	Fattore di irraggiamento S_k	Esponente n_p altezza del radiatore	
		< 400 mm	≥ 400 mm
Radiatore ad elementi verticali			
Profondità $b \leq 110$ mm	0,30	0,40	0,50
Profondità $b > 110$ mm	0,25	0,45	0,65
Radiatore ad elementi orizzontali			
Profondità $b \leq 110$ mm	0,27	0,36	0,40
Profondità $b > 110$ mm	0,25	0,40	0,45
Radiatore ad elementi verticali chiusi frontalmente	0,25	0,55	0,65
Piastre radianti	0,25	0,55	0,70
Radiatore a tubi alettati	0,20	0,65	0,75
Piastra radiante senza alettatura	0,50	0,40	0,50

Tabella 3.1. Fattori correttivi S_k ed n_p in base al tipo di radiatore

3.3 Equazione caratteristica del radiatore

Lo scopo di ogni prova per ogni corpo scaldante è di trovare la curva caratteristica che consente di definire la potenza termica al variare della differenza di temperatura tra la temperatura media dell'acqua all'interno

dell'elemento e la temperatura dell'aria ambiente. L'equazione caratteristica è una funzione esponenziale del tipo:

$$\dot{Q} = K_m \Delta t_{R-A}^n \quad (3.6)$$

Dove K_m ed n sono costanti che caratterizzano il corpo scaldante, \dot{Q} è la potenza termica dissipata mentre Δt_{R-A} è la differenza fra la temperatura media dell'acqua che scorre all'interno del corpo e la temperatura dell'ambiente in cui viene posto. Per poter determinare l'equazione caratteristica del radiatore, occorre calcolare la potenza termica emessa in almeno tre differenti condizioni di prova che si distinguono per i salti termici tra la temperatura media dell'acqua e la temperatura dell'aria a portata d'acqua costante. I tre salti termici previsti dalla normativa sono rispettivamente:

$$\begin{aligned} \Delta t_{R-A} &= 30 \pm 2,5 \text{ }^\circ\text{C} \rightarrow \text{Punto 3} \\ \Delta t_{R-A} &= 50 \pm 2,5 \text{ }^\circ\text{C} \rightarrow \text{Punto 2} \\ \Delta t_{R-A} &= 60 \pm 2,5 \text{ }^\circ\text{C} \rightarrow \text{Punto 1} \end{aligned}$$

Le operazioni di misura di potenza termica si eseguono in condizioni di regime. Tale condizione, si ritiene che sia raggiunta soltanto quando le varianze di tutte le misure registrate negli ultimi 30 min, è minore od uguale alla metà dei campi di variazione specificati dalla norma:

- Temperatura dell'aria e dell'acqua $\pm 0,1 \text{ }^\circ\text{C}$;
- Portata d'acqua $\pm 1 \text{ } \%$.

Durante la prova la norma impone i seguenti vincoli:

- La temperatura di riferimento dell'aria non deve variare di oltre $1 \text{ }^\circ\text{C}$ da un punto all'altro; della camera;
- Durante l'intera prova la portata d'acqua non deve fluttuare o variare di oltre $\pm 0,5 \text{ } \%$ rispetto al valore impostato durante la prova;

Determinate le potenze termiche in base ai tre salti termici, è possibile trovare i coefficienti K_m ed n applicando il metodo della regressione dei minimi quadrati alla relazione:

$$\log K_m = \frac{\sum(\log Q) \sum[(\log \Delta T)^2] - \sum(\log \Delta T \log Q) \times \sum(\log \Delta T)}{N \sum[(\log \Delta T)^2] - \sum(\log \Delta T)^2} \quad (3.7)$$

$$n = \frac{N \sum(\log \Delta T \log Q) - \sum(\log \Delta T) \sum(\log Q)}{N \sum[(\log \Delta T)^2] - \sum(\log \Delta T)^2} \quad (3.8)$$

in cui N è il numero dei punti di prova. Una volta ricavati i coefficienti dell'equazione è possibile definire la curva esponenziale che lega la potenza termica dissipata del modello in funzione del salto termico. Nella figura sottostante è possibile osservare la curva caratteristica di un radiatore al variare del Δt_{R-A} fra radiatore ed ambiente.

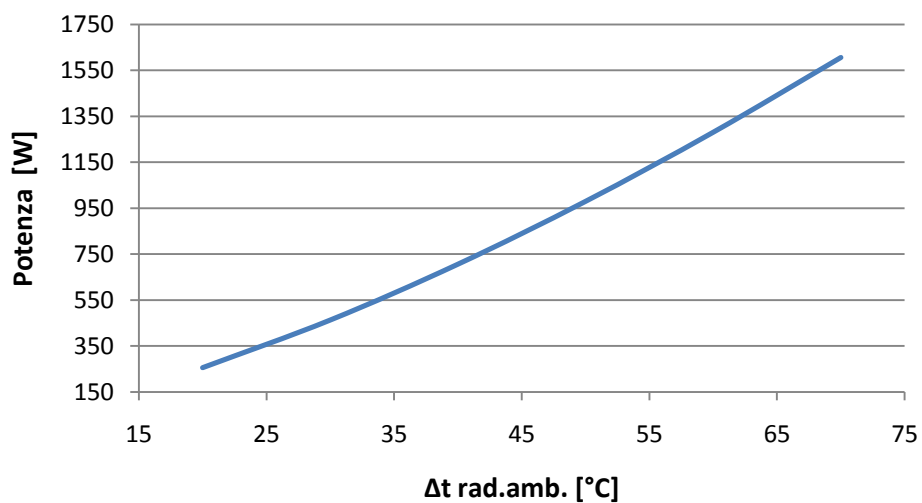


Figura 3.6. Curva caratteristica di un radiatore

Capitolo 4

Progettazione dell'impianto

Prima di iniziare con la progettazione dell'impianto di prova occorre, in primo luogo fissare l'attenzione sulla sua finalità: dovrà essere semplice ed in grado di poter misurare la potenza termica dei radiatori con una buona approssimazione che giudicheremo essere soddisfacente se l'errore massimo misurabile non superi il $\pm 10\%$ del valore misurato presso un laboratorio accreditato. Un'ulteriore finalità sarà quella di poter effettuare verifiche tecnico-funzionali in maniera rapida sia sui nuovi prototipi oppure dai prodotti resi dal mercato per eventuali mal funzionamenti. Si suppone di voler improntare questo impianto secondo quanto prevede la Normativa, apportandone una serie di modifiche per garantire semplicità e compattezza nelle dimensioni. La tipologia di impianto scelta è quella che prevede il calcolo della potenza termica mediante il metodo ponderale; lo stesso metodo adottato dal centro di Certificazione del Politecnico di Milano. Partendo da una breve descrizione dell'impianto del Politecnico di Milano verrà presentato di seguito il nuovo apparato sperimentale, attraverso una descrizione dei suoi componenti principali e la strumentazione di misura utilizzata. Nella figura 4.1 si può osservare l'impianto del Politecnico di Milano (http://www.mrt.polimi.it/immagini/foto/foto_camera_04.jpg).



Figura 4.1. Foto dell'impianto presente presso il Politecnico di Milano.

4.1 Caratteristiche dell'impianto del Politecnico di Milano

L'impianto di misura presente al Politecnico di Milano, presso il Dipartimento di Energia, è costituito da tre parti:

- Un circuito di alimentazione;
- Un ambiente di prova termoregolato di dimensioni 4m x 4m x 3m, accessibile tramite un'entrata laterale a tenuta stagna: la camera termostatica;
- Un sistema di controllo automatizzato per l'esecuzione dell'intera prova e per l'acquisizione dei dati.

Il circuito di alimentazione, come si può vedere nel grafico sottostante è abbastanza complesso; è costituito da 5 rami: quello di colore rosso, rappresenta il tratto di mandata ed è costituito un serbatoio di accumulo (1), dal quale un circolatore (2) invia l'acqua verso una caldaia (3) e successivamente ad un serbatoio superiore (4). Da quest'ultimo si diramano due tubi: uno relativo allo scarico di troppo pieno, necessario per mantenere il livello di acqua costante nel serbatoio ed un altro che collega il serbatoio al radiatore in prova.

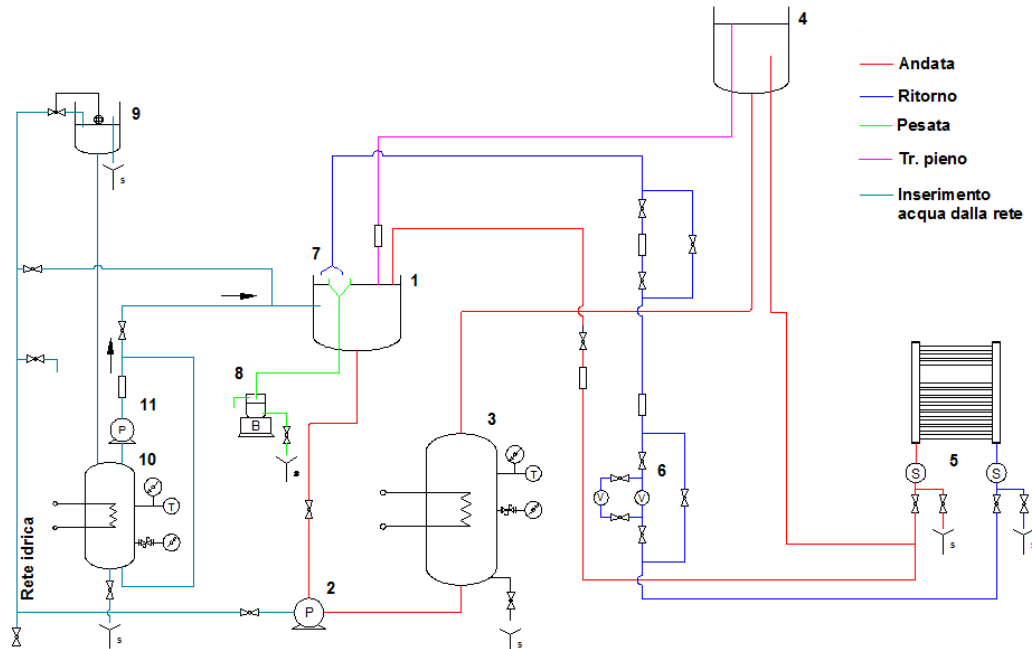


Figura 4.2. Schema impiantistico del circuito di alimentazione.

In prossimità delle sezioni di ingresso e di uscita del radiatore in prova, sono presenti due raccordi idraulici (5) opportunamente lavorati per alloggiare tre termoresistenze collegate mediante uno schema di collegamento a quattro fili. Nel tratto di ritorno (colore blu) è presente il sistema di regolazione della portata mediante due elettrovalvole proporzionali (6) unite ad una serie di flussimetri per verificare che vi sia circolazione d'acqua. Questa parte del circuito termina in corrispondenza del tratto di misura (colore verde) in cui, attraverso l'attivazione di una valvola (7), viene deviato il flusso in direzione di una bilancia per eseguire la misurazione della portata massica (8). La stessa quantità d'acqua calda che viene fatta uscire dal circuito durante questa operazione, viene reintrodotta grazie ad un circuito secondario collegato alla rete idrica (colore turchese). Quest'ultimo è costituito da un serbatoio superiore contenente acqua, mantenuta ad un livello costante grazie ad un galleggiante che apre e chiude la valvola di ingresso dell'acqua. In questo circuito secondario, per mezzo di un secondo circolatore, viene inviata l'acqua in una seconda caldaia più piccola (10), per poi venir immessa nel serbatoio di accumulo quando avverrà l'operazione di pesata. L'ambiente di prova, la camera termostatica, è costituita come descritto nella normativa EN 442; possiede 5 delle 6 pareti raffreddate ad acqua per consentire la regolazione della temperatura interna, mentre la 6^a parete, retrostante il corpo in prova, è completamente priva di raffreddamento. All'interno della camera sono montate diverse sonde di temperatura (RTD) a differenti altezze per consentire un monitoraggio completo dell'ambiente di prova. Nella figura 4.3 è riportato lo schema delle sonde presenti all'interno della camera. (http://www.mrt.polimi.it/immagini/c_simbol.gif).

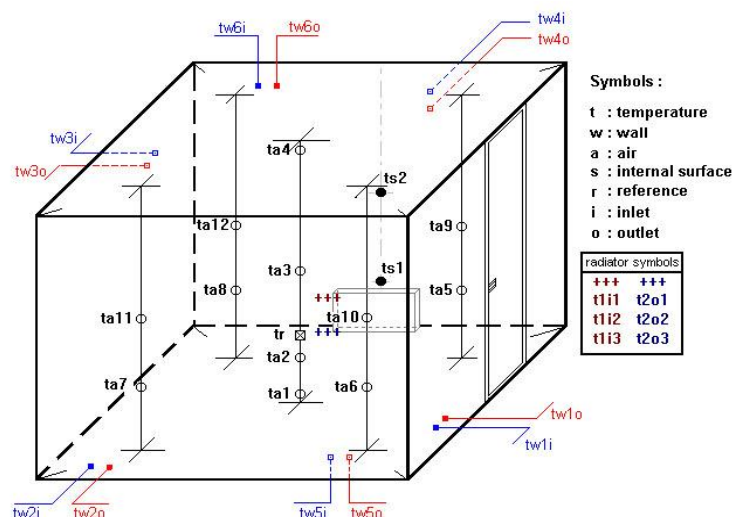


Figura 4.3. Disposizione delle sonde montate all'interno della camera di prova.

Il funzionamento dell'impianto è completamente automatizzato e controllato attraverso un PC; mentre l'acquisizione dei dati viene effettuato attraverso un

datalogger sempre ad esso collegato. Nella foto sottostante, figura 4.4 è possibile osservare il datalogger, il quadro dei comandi e il pc che controlla l'intero processo. (http://www.mrt.polimi.it/immagini/foto/foto_camera_01.jpg).



Figura 4.4. Datalogger, quadro comandi e PC utilizzato per l'acquisizione dei dati.

4.2 Caratteristiche dell' impianto

Rispetto all'impianto del Politecnico di Milano, verranno effettuate alcune semplificazioni inerenti a:

1. Circuito di alimentazione.

Composto unicamente dagli elementi essenziali per il funzionamento: tubazioni, serbatoi, caldaia, circolatore e valvole per intercettare o regolare il flusso dell'acqua;

2. Camera di prova.

Di dimensioni pari a 3 m x 2,5 m x 2,5 m, aperta sul lato frontale e su quello superiore; tale camera non sarà inoltre costituita da pareti termoregolate;

3. Strumentazione di controllo e di misura.

Composto unicamente dalla strumentazione necessaria per poter condurre la prova: un termostato per regolare la temperatura della caldaia, un sistema per effettuare la misura della portata massica e da un sistema per l'acquisizione dati

opportunamente interfacciato con un pc. Tali semplificazioni ridurranno significativamente il grado di automazione dell'impianto originale; pertanto sarà necessario l'intervento di un operatore per condurre la prova.

4.3 Circuito di alimentazione

4.3.1 Schema generale del circuito

Come si può notare nella figura sottostante, avendo mantenuto solamente i rami necessari al normale funzionamento, il circuito di alimentazione possiede un'elevata semplicità costruttiva.

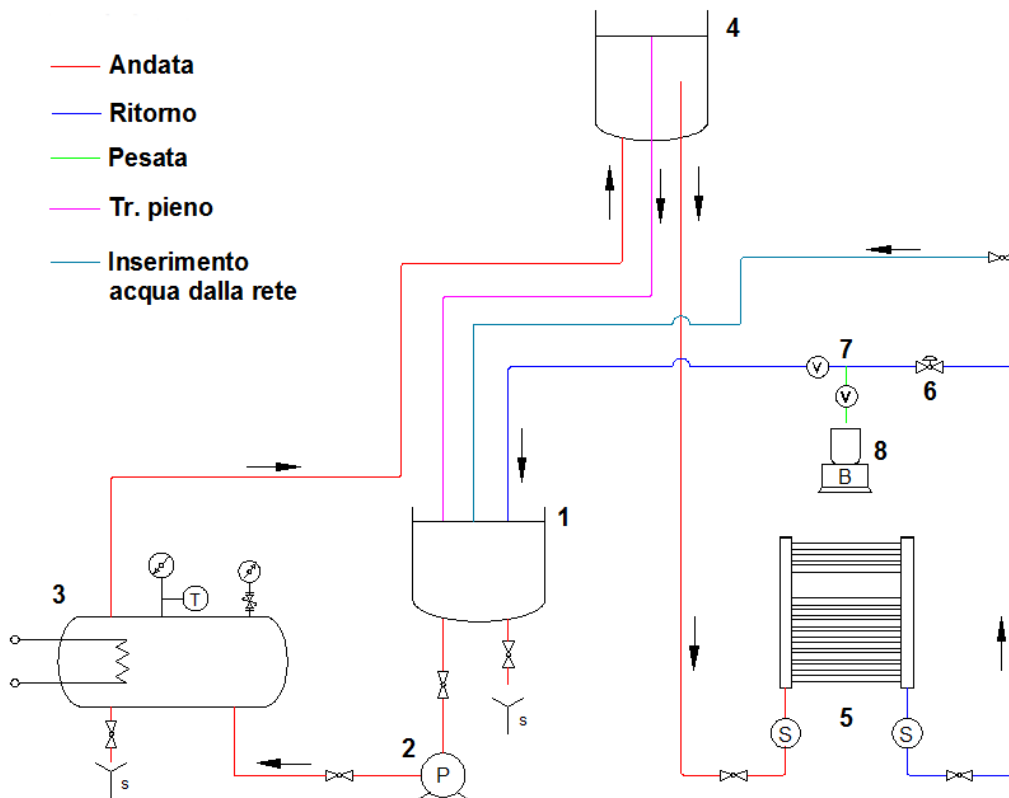


Figura 4.5. Schema impiantistico del circuito di alimentazione.

Il ramo di colore rosso, che rappresenta il circuito di mandata, è costituito da un serbatoio di accumulo (1), dal quale un circolatore (2) invia l'acqua verso la caldaia (3) e successivamente nel serbatoio superiore (4). Da quest'ultimo si diramano due tubi: uno inerente al tubo di scarico del troppo pieno, necessario per mantenere il livello di acqua sempre costante, ed un tubo che invia l'acqua al radiatore. Il ramo del tubo di scarico viene indicato nel grafico con il colore

rosa, mentre il successivo tratto di alimentazione ancora di colore rosso. In prossimità delle sezioni di ingresso e di uscita del corpo in prova sono presenti dei raccordi idraulici che permettono di inserire in ciascuna sezione una termoresistenza (5). Il tratto di ritorno, è stato modificato introducendo una valvola a saracinesca (6) per controllarne la portata. Su tale tratto sono presenti due elettrovalvole (7), una normalmente aperta ed una normalmente chiusa che aprono e chiudono il circuito, attivando il tratto dedicato alla pesata (colore verde). Il tratto di ritorno termina ancora una volta nel serbatoio intermedio chiudendo il circuito.

4.3.2 Predimensionamento del ramo di andata e scelta del tipo di pompa

Per definire la pompa da impiegare nell'impianto occorre valutare le grandezze in gioco; è pertanto necessario eseguire un predimensionamento del ramo di andata considerando le condizioni di funzionamento conservative. Prima di iniziare con ciò, occorre prima definire l'esatta posizione dei serbatoi e della caldaia per fornire una stima della lunghezza e tipologia dei tubi di collegamento. Si suppone di:

- Posizionare il serbatoio superiore ad un'altezza pari a 5,5 m dal suolo per garantire una pressione assoluta di alimentazione del radiatore nell'ordine dei 1,5 bar, tipica pressione di funzionamento degli impianti domestici. Tale serbatoio dovrà inoltre garantire che il tubo di alimentazione del radiatore scenda perpendicolarmente al suolo allo scopo di ridurre in questo tratto le perdite di carico, permettendo così che il radiatore venga alimentato con la massima pressione disponibile;
- Posizionare il serbatoio intermedio ad un'altezza pari a 1 m, tale per avere la possibilità di disporre di uno spazio sottostante sufficiente per posizionare la pompa sottobattente, evitando così problemi di cavitazione durante il funzionamento anche ad alte temperature;
- Affiancare al serbatoio intermedio la caldaia, riducendo gli ingombri dell'impianto e posizionarla sottostante ad esso, per assicurare che la resistenza elettrica interna sia sempre "bagnata" dall'acqua.

Definito il posizionamento di questi componenti è possibile procedere con la scelta del diametro e la lunghezza dei tubi. Supponendo di:

- Realizzare il tratto di circuito tra il serbatoio intermedio la caldaia con un tubo da 1"1/2 al fine di garantire una buona portata in aspirazione ed in mandata ed in quanto le principali pompe disponibili in commercio utilizzano dei bocchettoni di collegamento a partire da questo diametro. Si stima inoltre che questo tratto abbia una lunghezza complessiva di 1,5 m;

- Realizzare il restante tratto con un tubo da 3/4"; costituito da un tubo verticale in uscita dalla caldaia, uno inclinato di 45° che lo porta in corrispondenza della verticale dell'attacco del serbatoio superiore ed infine un verticale che si collega a quest'ultimo. Si stima una lunghezza di questo tratto massima pari a 7m.

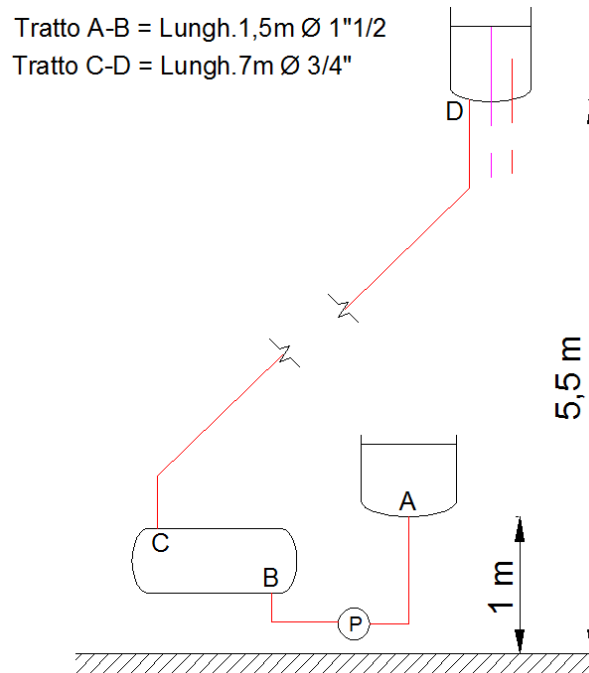


Figura 4.6. Predimensionamento del tratto di andata con posizionamento serbatoi.

Queste lunghezze relative ai tratti di tubo del circuito sono state sovradimensionate al fine di calcolare la prevalenza richiesta nelle condizioni conservative, permettendo di scegliere così una pompa adatta a lavorare anche in condizioni più sfavorevoli rispetto a quelle reali. Supponendo di considerare infinitesimo il livello d'acqua nei due serbatoi, è possibile considerare le quote di posizionamento dei serbatoi come le altezze dei rispettivi peli liberi.

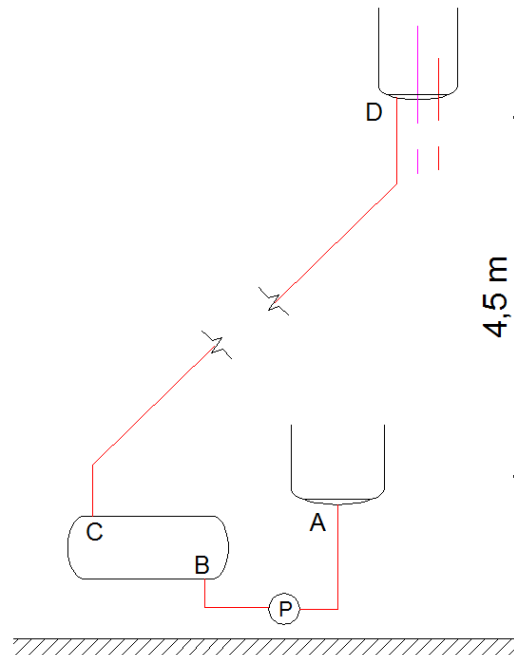


Figura 4.7. Differenza di dislivello tra i peli liberi dei due serbatoi nell'ipotesi formulata.

Pertanto è possibile determinare la prevalenza richiesta dall'impianto, per sollevare l'acqua fino al serbatoio superiore, applicando l'equazione di Bernoulli tra le due sezioni A e B.

$$z_A + \frac{p_A}{\rho g} + \frac{V_A^2}{2g} + H = z_D + \frac{p_D}{\rho g} + \frac{V_D^2}{2g} + Y \quad (4.1)$$

In cui z_A e z_D rappresentano rispettivamente le quote dei serbatoi, p_A e p_D le pressioni ai rispettivi peli liberi, V_A e V_D le velocità in corrispondenza dei due peli liberi, H la prevalenza richiesta dalla pompa ed Y le perdite di carico totali. Considerando che i termini:

- $p_A \approx p_B$ sono pari alla pressione atmosferica;
- $V_A^2 = V_B^2$ sono pari a zero in quanto si assume che al pelo libero le velocità siano nulle.

L'equazione di partenza si semplifica divenendo:

$$z_A + H = z_D + Y \quad (4.2)$$

Da cui si ricava:

Capitolo 4

Progettazione dell'impianto

$$H = (z_D - z_A) + Y = 4,5 + Y \quad (4.3)$$

E' possibile esprimere le perdite di carico totali come sommatoria di tutte le perdite di carico distribuite e concentrate del tratto da A a D. In particolare:

$$Y = \sum_A^D y_{\text{conc.}} + \sum_A^D y_{\text{distr.}} \quad (4.4)$$

Le perdite distribuite vengono determinate utilizzando l'equazione di Darcy Weisbach che, espressa in funzione della portata volumetrica, è così definita:

$$y_{\text{distr.}} = \lambda \frac{l}{d} \frac{\dot{V}^2}{2gA^2} \quad (4.5)$$

Dove λ è il fattore d'attrito, l e d sono rispettivamente la lunghezza ed il diametro del tubo, \dot{V} è la portata volumetrica ed A la sezione di passaggio. Supponendo che il moto interno sia di tipo turbolento, condizione che verrà poi verificata, è possibile definire univocamente il fattore di attrito attraverso l'abaco di Moody. Nella tabella sottostante vengono riportate le caratteristiche dei due rami di tubo necessarie per i calcoli.

Ramo	l [m]	\emptyset	d_i [m]	A_i [m ²]
A-B	1,5	3/4"	0,0217	0,00037
C-D	7	1" 1/2	0,042	0,001385

Tabella 4.1. Caratteristiche geometriche dei tubi dei rami A-B e C-D

Nella zona di moto assolutamente turbolento il fattore di attrito λ è funzione della sola della scabrezza relativa ϵ_r , definita dalla seguente relazione:

$$\epsilon_r = \frac{\epsilon}{d} \quad (4.6)$$

in cui ϵ rappresenta la rugosità s della superficie e d il diametro della tubazione. Considerando sempre le condizioni di funzionamento conservative, lavorando con dei tubi incrostati a cui compete un fattore pari a 0,8, è possibile determinare la scabrezza relativa.

$$\begin{aligned} - \text{Tubo da } 1''1/2 &\rightarrow d_1 = 42 \text{ mm} \rightarrow \epsilon_{r1} = \frac{0,8}{42} = 0,019 \\ - \text{Tubo da } 3/4'' &\rightarrow d_2 = 21,7 \text{ mm} \rightarrow \epsilon_{r2} = \frac{0,8}{21,7} = 0,036 \end{aligned}$$

Entrando con tali valori nell'abaco di Moody nella zona di assoluta turbolenza, è possibile determinare univocamente il fattore di attrito λ .

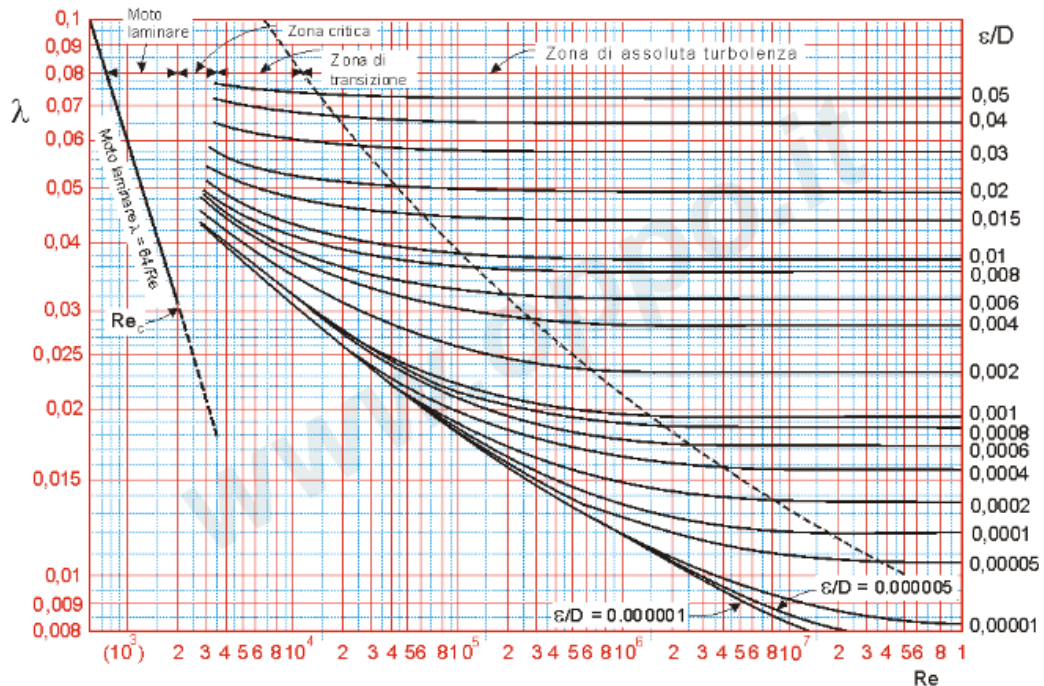


Figura 4.8. Abaco di Moody da cui calcolare il fattore di attrito

I valori di λ ricavati dall'abaco risultano essere:

- Tubo da 1"1/2 $\rightarrow \lambda_1 = 0,047$
- Tubo da 3/4" $\rightarrow \lambda_2 = 0,0623$

A questo punto è possibile determinare le perdite di carico distribuite nei due tratti di circuito in funzione della portata volumetrica espressa in m^3/s :

$$Y_{\text{distribuite A} \rightarrow \text{B}} = \lambda_1 \frac{l_1}{d_1} \frac{\dot{V}^2}{2gA_1^2} = 44600 \dot{V}^2 \quad (4.7)$$

$$Y_{\text{distribuite C} \rightarrow \text{D}} = \lambda_2 \frac{l_2}{d_2} \frac{\dot{V}^2}{2gA_2^2} = 7,482 \cdot 10^6 \dot{V}^2 \quad (4.8)$$

Le perdite distribuite totali risultano pertanto essere pari a:

$$Y_{\text{distribuite}} = 7,526 \cdot 10^6 \dot{V}^2 \quad (4.9)$$

Le perdite di carico concentrate derivano invece da un qualsiasi mezzo che influenza o modifica il normale moto del fluido all'interno delle tubazioni; ad esempio raccordi, imbocchi o sbocchi nei serbatoi, ecc. Queste vengono

espresse sempre in funzione della portata volumetrica e di un coefficiente di perdita concentrato ζ , caratteristico del tipo di ostacolo del flusso. Pertanto:

$$y_{\text{concentrate}} = \zeta \frac{\dot{V}^2}{2gA^2} \quad (4.10)$$

Nel tratto A-B le perdite di carico concentrate saranno dovute a:

- Imbocco nella tubazione e sbocco nella caldaia;
- Due raccordi di 90°;
- Due valvole a sfera per interrompere il flusso nelle operazioni di manutenzione della pompa.

Nel tratto C-D le perdite di carico concentrate saranno invece dovute a:

- Sbocco dalla caldaia ed imbocco nel serbatoio superiore;
- Sei raccordi a 45°: due per portare la tubazione sul muro, due per collegare il tubo inclinato e gli altri due per riportare la tubazione ad una distanza tale da permettere di attaccarsi al serbatoio superiore;
- Una valvola di ritegno per evitare il ritorno del flusso qualora venisse spento l'impianto.

TIPO DI OSTACOLO	ζ
Raccordo 90°	1,5
Raccordo 45°	0,5
Valvola a sfera 1"1/2	0,2
Valvola di ritegno 3/4"	2
Imbocco nel serbatoio e caldaia	0,5
Sbocco dal serbatoio e caldaia	1

Tabella 4.2. Valori di ζ in relazione alle tipologie di ostacoli nel circuito

In relazione a questi valori si possono calcolare le perdite di carico concentrate nei due rami di tubo, sempre in funzione della portata volumetrica espressa in m³/s.

$$y_{\text{conc A} \rightarrow \text{B}} = (2\zeta_{\text{racc.90}^\circ} + \zeta_{\text{valv.sf.}} + \zeta_{\text{imb.}} + \zeta_{\text{sboc}}) \frac{1}{2gA_1^2} \dot{V}^2 = 124882 \dot{V}^2 \quad (4.11)$$

$$y_{\text{conc C} \rightarrow \text{D}} = (6\zeta_{\text{racc.45}^\circ} + \zeta_{\text{rit.}} + \zeta_{\text{sboc}} + \zeta_{\text{imb.}}) \frac{1}{2gA_2^2} \dot{V}^2 = 2,419 \cdot 10^6 \dot{V}^2 \quad (4.12)$$

Le perdite distribuite totali risultano pertanto essere pari a:

$$y_{\text{concentrate}} = 2,543 \cdot 10^6 \dot{V}^2 \quad (4.13)$$

Unendo le due tipologie di perdite è possibile determinare le perdite di carico globali che competono a questi due rami:

$$Y = 1,007 \cdot 10^7 \dot{V}^2 \quad (4.14)$$

Ritornando all'equazione di partenza si ha che l'equazione caratteristica dell'impianto è pari a:

$$H = 4,5 + 1,007 \cdot 10^7 \dot{V}^2 \quad (4.15)$$

Da cui è possibile ricavare la perdita di carico complessiva, supponendo di lavorare con una portata di un comune impianto domestico, pari a 0,5 l/s; ovvero pari a 0,0005 m³/s. La prevalenza richiesta dalla pompa è quindi pari a:

$$H = 7,017 \text{ m} \quad (4.16)$$

Per soddisfare tale richiesta si è scelto il circolatore della DAB modello A 50/180 M. Vengono riportate di seguito le principali caratteristiche tecniche di questo circolatore.

- Campo di funzionamento: da 1 a 7,2 m³/h;
- Prevalenza massima: 6,9 m;
- Campo di temperatura ammissibile del liquido pompato: da 10 °C a 90 °C;
- Motore: monofase 256 W- 220 V, IP 44 regolabile manualmente a tre velocità;
- Bocche di aspirazione e mandata da 1" 1/2.



Figura 4.9. Circolatore scelto per l'impianto

Ora è possibile determinare esattamente la portata nell'intero circuito definendo il punto di funzionamento dell'impianto; ottenuto mettendo a sistema l'equazione caratteristica del circolatore con l'equazione dell'impianto, precedentemente calcolata:

$$H = 4,5 + 1,007 \cdot 10^7 \dot{V}^2 \quad (4.17)$$

Avendo la possibilità di regolare il circolatore con tre velocità, si avranno tre punti di funzionamento, di conseguenza tre equazioni caratteristiche. L'equazione del circolatore alle varie velocità è possibile esprimerla attraverso un'equazione del tipo:

$$y = a\dot{V}^2 + b\dot{V} + c \quad (4.18)$$

In cui y è la prevalenza fornita dalla pompa, \dot{V} è la portata volumetrica espressa in m^3/s e le lettere a , b e c sono dei coefficienti ricavabili dalla tabella:

Marcia	Velocità giri/min	COEFFICIENTI EQ. CIRCOLATORE		
		A	b	c
1	1688	-28188,7	-893,623	6,5
2	2374	-50000	-550	7,6
3	2683	-46011,3	-295,3	8,3

Tabella 4.3. Coefficienti dell'equazione caratteristica del circolatore

Nel grafico sottostante si possono notare i punti di funzionamento dell'impianto al variare della velocità del circolatore.

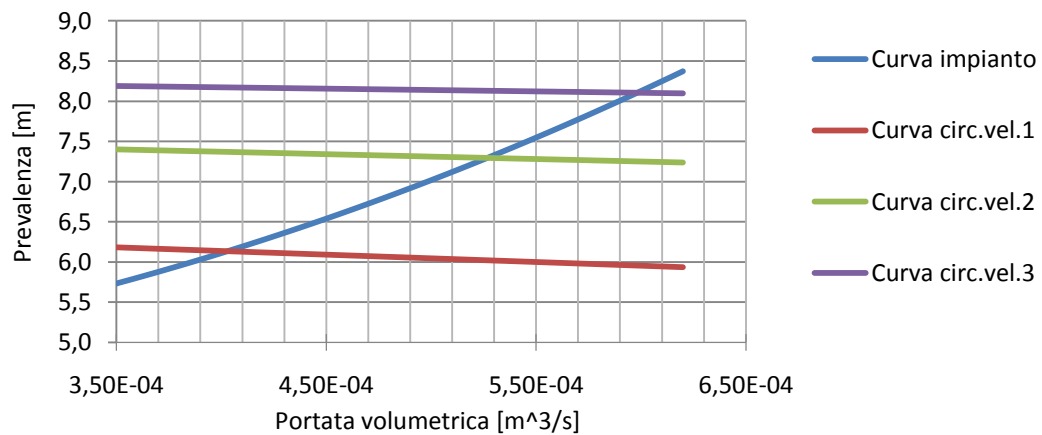


Figura 4.10. Punti di funzionamento dell'impianto al variare della velocità del circolatore

Le portate volumetriche ricavate dall'intersezione tra le curve sono pertanto pari a:

$$- \dot{V} = 0,000403 \text{ m}^3/\text{s} \rightarrow \text{Velocità 1;}$$

- $\dot{V} = 0,000527 \text{ m}^3/\text{s} \rightarrow$ Velocità 2;
- $\dot{V} = 0,000598 \text{ m}^3/\text{s} \rightarrow$ Velocità 3.

Ricavate le portate occorre verificare le condizioni di moto ipotizzate inizialmente nel calcolo del fattore di attrito λ . Queste sono definite calcolando il numero di Reynolds alla minima velocità di funzionamento della pompa in relazione al tubo di 3/4". Il numero di Reynolds è pertanto pari a:

$$Re = \frac{\dot{V}d_2}{A_2\nu} = 23635 > 2300 \rightarrow \text{Moto turbolento} \quad (4.19)$$

avendo ipotizzato una viscosità cinematica dell'acqua pari $10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$. L'ipotesi iniziale è stata pertanto verificata.

4.3.3 Dimensionamento del serbatoio superiore

Il serbatoio superiore ha la funzione di ricevere in ingresso l'acqua dalla caldaia, scaricare l'acqua in eccesso nel serbatoio intermedio ed inviare l'acqua al radiatore. Durante il funzionamento dell'impianto dovrà instaurarsi una condizione di equilibrio, garantendo la costanza del livello di acqua interno; evitando che questa ne fuoriesca dalla parte superiore. Il serbatoio è costituito nella parte inferiore da tre boccole filettate; due da 3/4" ed una da 1 1/2" che consentono di attaccare tubi sia esternamente e sia internamente. Per facilitare lo scarico dell'acqua, si è scelto di aumentare opportunamente le dimensioni del rispettivo ramo. Gli attacchi esterni da 3/4" consentono di attaccare il tubo proveniente dalla caldaia e quello che alimenta il radiatore; sull'altro attacco sarà invece attaccata la tubazione di scarico verso il serbatoio intermedio. L'interno di questo serbatoio è costituito da due tubi di altezze differenziate. Il tubo più alto è quello dello scarico che assicura la costanza del livello dell'acqua nel serbatoio in qualsiasi momento nell'impianto. Per garantire ciò, è necessario dimensionare questa altezza per garantire che la stessa portata d'acqua in ingresso sia la stessa in uscita. Supponendo di chiudere completamente il ramo di alimentazione del radiatore; affinché si verifichi che il livello dell'acqua rimanga costante, è necessario che:

$$\dot{V}_{IN} = \dot{V}_{OUT} \quad (4.20)$$

Questo vuol dire che la stessa portata d'acqua in ingresso dal tubo proveniente dalla caldaia, dovrà fuoriuscire dal tubo di scarico.

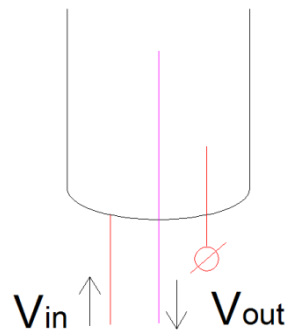


Figura 4.11. Schema per il dimensionamento del serbatoio superiore

La portata scaricata in uscita si può esprimere attraverso la formula dell'efflusso, ipotizzando che sia influenzata soltanto dalla forza di gravità. Pertanto:

$$\dot{V}_{OUT} = \eta A_2 \sqrt{(2gh_c)} \quad (4.21)$$

Dove η è il coefficiente di efflusso pari a 0,6, A è la sezione del tubo ed h è il carico, ossia l'altezza del livello dell'acqua a partire da tubo di scarico. All'aumentare del carico h , aumenta la portata scaricata; all'inizio del fenomeno di efflusso la portata in uscita sarà pertanto piccola rispetto a quella in ingresso e quindi il serbatoio continuerà a riempirsi (con velocità decrescente nel tempo) fino ad un certo valore di h tale per cui le due portate di uguaglieranno. Questa sarà la condizione di equilibrio. Considerando le condizioni di funzionamento conservative, supponendo di utilizzare la terza velocità della pompa, si può ricavare il valore di h necessario per smaltire l'acqua e da tale valore dimensionare il serbatoio.

$$h_c = \frac{\dot{V}_{OUT}^2}{2g\eta^2 A_2^2} = 0,026 \text{ m} \quad (4.22)$$

Osservando tale valore si nota che basta un carico molto piccolo per riuscire a scaricare l'intera portata d'acqua in ingresso. Ricavato questo valore è possibile determinare le dimensioni del serbatoio superiore e dei suoi tubi interni. Supponendo di disporre del tubo di scarico al centro del serbatoio all'altezza di 150 mm, si è deciso di posizionare il tubo di alimentazione ad un'altezza inferiore pari a 75 mm rispetto al fondo del serbatoio. Definite le dimensioni interne dei tubi si è scelto, per ragioni di sicurezza, di sovradimensionare l'altezza del serbatoio per evitare che eventuali ostruzioni sulla sezione di scarico facciano fuoriuscire l'acqua. Garantendo infatti la possibilità di aver maggior carico sopra la sezione del tubo, si riuscirà a scaricare maggior portata garantendone sempre le condizioni di equilibrio. Il serbatoio è stato realizzato

mediante una lamiera di spessore 1,5 mm zincata per resistere alla corrosione le cui dimensioni sono riportate nel disegno sottostante.

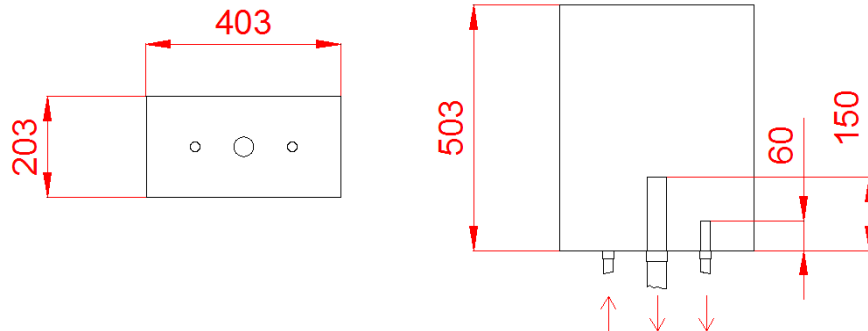


Figura 4.12. Serbatoio superiore. Vista dal basso (sinistra) e vista laterale (destra)

Supponendo di lavorare in condizioni di regime è possibile definire la quantità d'acqua che è contenuta in questo serbatoio. Trascurando il volume dei tubi interni, la quantità d'acqua sarà definita dal volume del parallelepipedo di lati 200 mm e 400 mm per un'altezza di 150 mm. Pertanto l'acqua contenuta al suo interno è pari a 12 l. Si è scelto di utilizzare il metodo di alimentazione per gravità per evitare che eventuali "bolle d'aria" finiscano nel radiatore influenzando i dati di prova; inoltre con tale metodo verrà garantita una pressione di alimentazione costante.

4.3.4 Dimensionamento del tratto in ingresso e in uscita del radiatore e del tubo di scarico del troppo pieno

Come anticipato precedentemente, il tratto di tubo di alimentazione scende perpendicolarmente al suolo dal serbatoio superiore per una lunghezza di 5,5 m. Tale tubo termina con un raccordo di 90° a cui è attaccato un altro tubo che termina con una valvola a sfera. La lunghezza stimata di quest'ultimo tubo è pari ad 1m. Nella valvola a sfera è infine inserito un portagomma nel quale è inserita una tubazione flessibile che, per mezzo di opportuni raccordi idraulici, si attaccherà alla sezione di ingresso del radiatore. Supponendo di alimentare il radiatore con una portata che normalmente alimenta i radiatori negli impianti domestici, pari a 150 l/h (0,000042 m³/s); è possibile determinare la pressione di alimentazione del radiatore, applicando Bernoulli tra il pelo libero del tubo di scarico e la sezione di ingresso.

$$z_E + \frac{p_E}{\rho g} + \frac{V_E^2}{2g} = z_F + \frac{p_F}{\rho g} + \frac{V_F^2}{2g} + Y \quad (4.23)$$

Dove z_E rappresenta l'altezza del tubo di alimentazione, z_F l'altezza del suolo che, nel nostro caso avendolo preso come riferimento, è pari a zero, p_E è la pressione soprastante al tubo di alimentazione data dal carico di acqua soprastante, p_F è la pressione in ingresso del radiatore, V_E è la velocità nel punto E pari a zero, V_F è la velocità in corrispondenza del punto F ed Y sono le perdite di carico totali nel ramo EF.

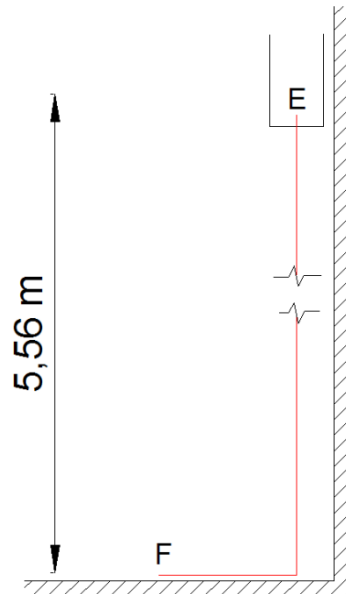


Figura 4.13. Schema del tratto di alimentazione

Le perdite distribuite e concentrate espresse in m per tale ramo sono pari a:

$$Y_{\text{distribuite E} \rightarrow \text{F}} = \lambda_2 \frac{l_{\text{E-F}}}{d_2} \frac{\dot{V}^2}{2gA_2^2} = 0,012 \text{ m} \quad (4.24)$$

$$Y_{\text{conc E} \rightarrow \text{F}} = (\zeta_{\text{sboe}} + \zeta_{\text{racc.90}^\circ} + \zeta_{\text{valv.sf.}} + \zeta_{\text{imb.}}) \frac{1}{2gA_2^2} \dot{V}^2 = 0,002 \text{ m} \quad (4.25)$$

Le perdite di carico globali son pertanto pari a:

$$Y_{\text{E-F}} = 0,014 \text{ m} \quad (4.26)$$

La pressione assoluta in E è determinata dalla pressione atmosferica e dal carico di liquido soprastante il tubo di alimentazione; pertanto è possibile determinarla attraverso la seguente formula:

$$p_E = p_{\text{ATM}} + (0,09 + h_c) \rho g = 102463 \text{ Pa} \quad (4.27)$$

Dove p_{ATM} è la pressione atmosferica pari a 101325 Pa, ρ è la densità dell'acqua e 0,09 è la differenza in altezza espressa in m tra i due tubi posti all'interno del serbatoio.

$$p_F = \left[(z_E - z_F) + \frac{p_E}{\rho g} - \frac{V^2}{2gA_2^2} - Y \right] \rho g = 156776 \text{ Pa} \quad (4.28)$$

Questo valore corrisponde a quello che comunemente è presente negli impianti domestici delle nostre abitazioni. Il tratto di tubo in uscita dal radiatore è sostanzialmente identico a quello in ingresso, con la differenza che il ramo di risalita avrà una altezza sufficiente da riversare l'acqua nel serbatoio intermedio. Quest'altezza viene stimata a 1,5 m. Dopo il tratto di risalita è presente un tratto di tubo orizzontale dove sono presenti la valvola per il controllo della portata e due elettrovalvole che deviano l'acqua nel tratto di circuito dedicato alla pesata attraverso l'attivazione di un comando elettrico.



Figura 4.14. Valvola di regolazione e tipo di elettrovalvole utilizzate

La lunghezza di questo tratto orizzontale destinato a riversare l'acqua nel serbatoio intermedio è stimato attorno a 2 m.

4.3.5 Dimensionamento serbatoio intermedio

Avendo definito il diametro dei tubi con le rispettive lunghezze ed avendo dimensionato il serbatoio superiore, è possibile determinare la capacità massima del serbatoio intermedio che dovrà inizialmente raccogliere tutta l'acqua del circuito per l'avviamento dell'impianto. Ciò sarà possibile ipotizzando precedentemente la capacità della caldaia e il massimo quantitativo di litri che competerà ai radiatori provati. Da tale stima sarà possibile determinare le dimensioni del serbatoio.

- 1 m di tubo da 1"1/2 → Capacità 1,38 l/m
- 1 m di tubo da 3/4" → Capacità 0,37 l/m

Avendo stimato precedentemente le lunghezze dei tratti di tubo, è possibile calcolare la quantità massima presente nelle sole tubazioni.

- Tubo da 1"1/2 → Lunghezza complessiva 7,5 m → 10,4 l
- Tubo da 3/4 " → Lunghezza complessiva 18 m → 6,7 l

La quantità d'acqua presente nel serbatoio superiore in condizioni di equilibrio, è stata calcolata precedentemente pari a 12 l. Supponendo che la caldaia sia in grado di contenere 60 l ed ipotizzando di voler testare sull'impianto radiatori con capienza massima di 50 l, è possibile calcolare la massima quantità di acqua espressa in l che sarà raccolta nel serbatoio intermedio per l'avviamento dell'impianto.

$$V_{\text{SERB.INT.}} = V_{\text{TUB.1"1/2}} + V_{\text{TUB.3/4"}} + V_{\text{SERB.SUP.}} + V_{\text{CALD.}} + V_{\text{RAD.}} \cong 140 \text{ l} \quad (4.29)$$

In base a tale quantitativo di acqua verrà dimensionato il serbatoio intermedio cercando di omogeneizzare le dimensioni. Di seguito vengono riportate le dimensioni di tale serbatoio.

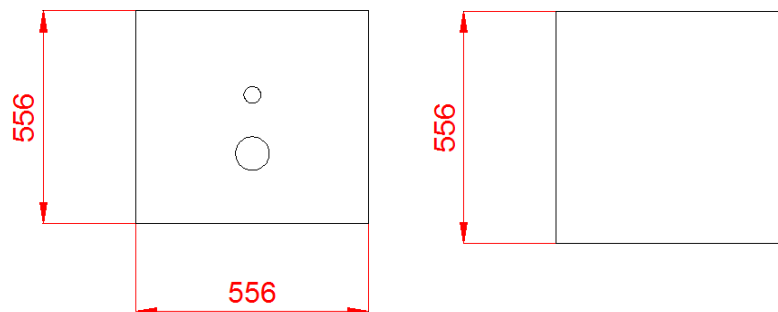


Figura 4.15. Serbatoio intermedio. Vista dal basso (sinistra) e vista laterale (destra)

Il serbatoio è stato realizzato mediante una lamiera di acciaio zincato per resistere dalla corrosione dello spessore di 1,5 mm. Si possono inoltre notare nella parte sottostante due fori, uno nel quale sarà collegato il tubo di aspirazione del circolatore; l'altro una valvola a sfera per scaricare l'acqua nelle operazioni di manutenzione.

4.3.6 Dimensionamento della caldaia

Nel paragrafo precedente è stata ipotizzata una capienza massima della caldaia di 60 l, al cui interno si inserirà la resistenza elettrica per riscaldare l'acqua opportunamente dimensionata; per questo motivo non sono state omogeneizzate le dimensioni come nel caso precedente. Si suppone di realizzare la caldaia mediante un collettore cilindrico di lunghezza 800 mm e spessore 5 mm a cui son saldati lateralmente due fondelli. Il diametro di questo serbatoio è stato calcolato in maniera tale da avvicinarsi il più possibile al valore di capacità ipotizzato precedentemente. E' possibile determinare tale valore attraverso la seguente relazione:

$$d_{CALD.} = \sqrt{\frac{4V_{CALD.}}{\pi L_{CALD.}}} \cong 0,3 \text{ m} \quad (4.30)$$

Di seguito viene riportato lo schema della caldaia:

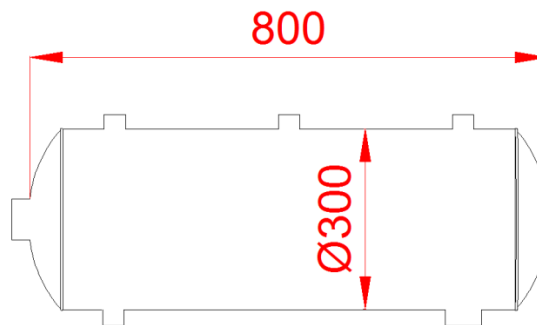


Figura 4.16. Schema della caldaia

Oltre all'attacco laterale predisposto per la resistenza elettrica, la caldaia è dotata di attacchi superiori ed inferiori. In particolare gli attacchi superiori sono dedicati per:

- Il tubo che andrà al serbatoio superiore unito ad una valvola di ritegno;
- Una valvola di sicurezza;
- La sonde di temperatura.

Invece gli attacchi inferiori sono predisposti per:

- Il tubo proveniente dal circolatore;
- Lo scarico della caldaia nelle operazioni di manutenzione.

La valvola di sicurezza è stata inserita al fine di evitare che vengano raggiunte pressioni interne elevate, mentre la valvola di ritegno per evitare che l'acqua ricada dal serbatoio superiore qualora venisse spento il circolatore; evitando così eventuali danneggiamenti per il circolatore. Nella figura sottostante è possibile osservare la valvola di sicurezza posizionata sulla caldaia e la valvola di ritegno.



Figura 4.17. Valvola di sicurezza (sinistra) e valvola di ritegno (destra)

4.3.7 Scelta della resistenza elettrica e calcolo delle dissipazioni termiche

Supponendo di voler realizzare l'impianto per poter stimare la potenza termica dei radiatori fino a 5 kW, si dovrà scegliere una resistenza elettrica che fornisca una potenza superiore per sopperire alle varie dissipazioni termiche dell'impianto. La potenza fornita dovrà pertanto essere:

$$Q_{RES.ELETTTR} > 5000 + Q_{DISS.} \quad (4.31)$$

A tal fine verrà calcolata la potenza termica dissipata $Q_{DISS.}$ facendo riferimento alle condizioni conservative di scambio termico tra impianto e l'ambiente esterno. Supponendo di:

- 1) Alimentare il circuito con la massima velocità del circolatore; aumentando la velocità dell'acqua interna migliorerà il coefficiente di scambio;
- 2) Alimentare il radiatore con una portata tipica della maggior parte dei radiatori domestici pari a pari a 150 l/h (0,000042 m³/s);
- 3) Considerare la temperatura dell'acqua interna alle tubazioni, alla caldaia e ed ai serbatoi uniforme e costante pari a 85 °C e considerando l'ambiente alla temperatura di 18 °C;
- 4) Considerare la temperatura della parete esterna dei tubi, della caldaia e dei serbatoi pari alla temperatura dell'acqua interna, considerando trascurabile il gradiente di temperatura attraverso la parete. Condizione che sarà verificata man mano nei calcoli.

Capitolo 4

Progettazione dell'impianto

Utilizzando salti termici così estremi, le perdite saranno maggiorate; ma ciò garantirà la possibilità di utilizzare l'impianto anche nelle condizioni di maggior dissipazione termica. Prima di iniziare con tale calcolo della $Q_{DISS.}$, verranno definite:

- Le proprietà termofisiche dell'acqua ad 85°C, dell'aria a 18°C e del materiale dei tubi e serbatoi;
- Le sezioni dei tubi nei vari tratti e le rispettive lunghezze;
- La portata d'acqua che transita in ciascun tratto del circuito.

ACQUA 85°C	ARIA 18°C	ACCIAIO TUBI
$\rho_{H_2O} = 967,118 \text{ Kg/m}^3$	$\rho_{ARIA} = 0,86103 \text{ Kg/m}^3$	$k_{ACCIAIO} = 60 \text{ W/(mK)}$
$C_{p_{H_2O}} = 4203 \text{ J/(KgK)}$	$C_{p_{ARIA}} = 1,007 \text{ J/(KgK)}$	
$\mu_{H_2O} = 324 \cdot 10^{-6} \text{ Ns/m}^2$	$\mu_{ARIA} = 184 \cdot 10^{-7} \text{ Ns/m}^2$	
$k_{H_2O} = 674 \cdot 10^{-3} \text{ W/(mK)}$	$k_{ARIA} = 26,3 \cdot 10^{-3} \text{ W/(mK)}$	
$\beta_{H_2O} = 697,9 \cdot 10^{-6} \text{ 1/K}$	$\beta_{ARIA} = 3,67 \cdot 10^{-3} \text{ 1/K}$	
$Pr_{H_2O} = 2,02$	$Pr_{ARIA} = 0,707$	

Tabella 4.4. Proprietà fisiche dell'acqua a 90°C, dell'aria a 10°C e del materiale dei tubi

RAMO	ϕ	Lunghezza [m]	\dot{V} [m ³ /s]
1-2	3/4"	7	0,000598
3-4	1" 1/2	5	0,000556
5-6	3/4"	6,5	0,000042
7-8	3/4"	4,5	0,000042
9-10	1" 1/2	1,5	0,000598

Tabella 4.5. Lunghezza e portata volumetrica in ciascun ramo dell'impianto

ϕ	d_i [m]	A_i [m ²]	d_e [m]	A_e [m ²]	s_{tubo} [m]
3/4"	0,0217	0,00037	0,0264	0,000547	0,00235
1" 1/2	0,042	0,001385	0,0478	0,001795	0,0029

Tabella 4.6. Diametri e sezioni delle tubazioni utilizzate

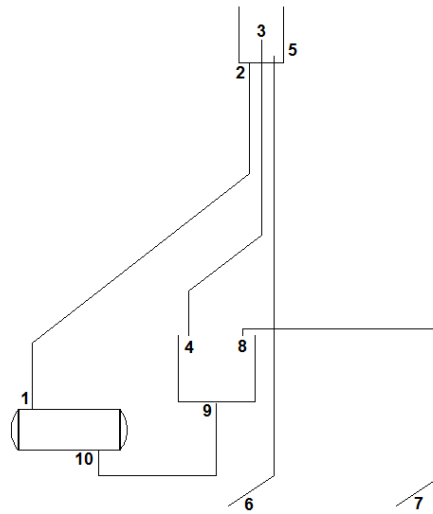


Figura 4.18. Schema impianto

Ora è possibile definire la potenza termica dissipata nell'impianto.

1) Potenza termica dissipata ramo 1-2

- Velocità media acqua: $w_m = \frac{V_{1-2}}{A_i} = 1,616 \frac{m}{s}$ (4.32)

- Reynolds: $Re = \frac{\rho_{H_2O} w_m d_i}{\mu_{H_2O}} = 104673 \rightarrow$ moto turbolento (4.33)

- Nusselt (Dittus Boelter): $Nu = 0,023 Re^{0,8} Pr_{H_2O}^{0,3} = 294,57$ (4.34)

- Coeff. scambio convettivo interno: $h_i = \frac{Nu k_{H_2O}}{d_i} = 9149,59 \frac{W}{m^2K}$ (4.35)

- Grashoff: $Gr = \frac{g \beta_{ARIA} (t_{pe} - t_e) \rho_{ARIA}^2 d_e^3}{\mu_{ARIA}^2} = 97190,2$ (4.36)

- Raleyght: $Ra = Gr Pr_{ARIA} = 68713,2 \ll 10^9 \rightarrow$ moto laminare (4.37)

- Nusselt (Mc Adams): $Nu = 0,53 Gr^{0,25} Pr_{ARIA}^{0,25} = 8,58$ (4.38)

- Coeff. scambio convettivo esterno: $h_e = \frac{Nu k_{ARIA}}{d_e} = 8,54 \frac{W}{m^2K}$ (4.39)

- Coeff. scambio globale: $\frac{1}{K} = \left(\frac{1}{h_i} + \frac{s_{tubo}}{k_{ACCIAIO}} + \frac{1}{h_e} \right) = 0,11 \frac{m^2K}{W}$ (4.40)

- Potenza dissipata: $\dot{Q}_{1-2} = K \pi d_m L (t_i - t_e) = 302,26 W$ (4.41)

- Temp. parete esterna tubo: $t_{p.e.} = t_i - \frac{\dot{Q}_{1-2}}{L} \left[\frac{1}{2\pi k} \ln \left(\frac{d_e}{d_i} \right) \right] = 84,977 \text{ } ^\circ C \rightarrow$ Verifica ipotesi (4.42)

2) Potenza termica dissipata ramo 3-4

- Velocità media acqua: $w_m = \frac{V_{3-4}}{A_i} = 0,401 \frac{m}{s}$ (4.43)

- Reynolds: $Re = \frac{\rho_{H_2O} w_m d_i}{\mu_{H_2O}} = 50327,9 \rightarrow$ moto turbolento (4.44)

- Nusselt (Dittus Boelter): $Nu = 0,023 Re^{0,8} Pr_{H_2O}^{0,3} = 163,97$ (4.45)

Capitolo 4

Progettazione dell'impianto

$$\text{- Coeff. scambio convettivo interno: } h_i = \frac{Nu_{kH_2O}}{d_i} = 2631,33 \frac{W}{m^2K} \quad (4.46)$$

$$\text{- Grashoff: } Gr = \frac{g\beta_{ARIA}(t_{pe}-t_e)\rho_{ARIA}^2 d_e^3}{\mu_{ARIA}^2} = 576892 \quad (4.47)$$

$$\text{- Raleyght: } Ra = GrPr_{ARIA} = 407863 \ll 10^9 \rightarrow \text{moto laminare} \quad (4.48)$$

$$\text{- Nusselt (Mc Adams): } Nu = 0,53Gr^{0,25}Pr_{ARIA}^{0,25} = 13,39 \quad (4.49)$$

$$\text{- Coeff. scambio convettivo esterno: } h_e = \frac{Nu_{kARIA}}{d_e} = 7,36 \frac{W}{m^2K} \quad (4.50)$$

$$\text{- Coeff. scambio globale: } \frac{1}{K} = \left(\frac{1}{h_i} + \frac{s_{tubo}}{k_{ACCIAIO}} + \frac{1}{h_e} \right) = 0,13 \frac{m^2K}{W} \quad (4.51)$$

$$\text{- Potenza dissipata: } \dot{Q}_{3-4} = K\pi d_m L(t_i - t_e) = 347,14 \text{ W} \quad (4.52)$$

$$\text{- Temp. parete esterna tubo: } t_{p.e.} = t_i - \frac{\dot{Q}_{3-4}}{L} \left[\frac{1}{2\pi k} \ln \left(\frac{d_e}{d_i} \right) \right] = 84,976 \text{ }^\circ\text{C} \rightarrow \text{Verifica ipotesi 4} \quad (4.53)$$

3) Potenza termica dissipata ramo 5-6 e 7-8

Nel calcolo si uniscono i tratti 5-6 e 7-8 perché hanno la stessa sezione e sono attraversati dalla stessa portata d'acqua.

$$\text{- Velocità media acqua: } w_m = \frac{V_{5-8}}{A_i} = 0,113 \frac{m}{s} \quad (4.54)$$

$$\text{- Reynolds: } Re = \frac{\rho_{H_2O} w_m d_i}{\mu_{H_2O}} = 7352,6 \rightarrow \text{moto turbolento} \quad (4.55)$$

$$\text{- Nusselt (Dittus-Boelter): } Nu = 0,023Re^{0,8}Pr_{H_2O}^{0,3} = 35,19 \quad (4.56)$$

$$\text{- Coeff. scambio convettivo interno: } h_i = \frac{Nu_{kH_2O}}{d_i} = 1093,17 \frac{W}{m^2K} \quad (4.57)$$

$$\text{- Grashoff: } Gr = \frac{g\beta_{ARIA}(t_{pe}-t_e)\rho_{ARIA}^2 d_e^3}{\mu_{ARIA}^2} = 97190,2 \quad (4.58)$$

$$\text{- Raleyght: } Ra = GrPr_{ARIA} = 68713,2 \ll 10^9 \rightarrow \text{moto laminare} \quad (4.59)$$

$$\text{- Nusselt (Mc Adams): } Nu = 0,53Gr^{0,25}Pr_{ARIA}^{0,25} = 8,58 \quad (4.60)$$

$$\text{- Coeff. scambio convettivo esterno: } h_e = \frac{Nu_{kARIA}}{d_e} = 8,54 \frac{W}{m^2K} \quad (4.61)$$

$$\text{- Coefficiente scambio globale: } \frac{1}{K} = \left(\frac{1}{h_i} + \frac{s_{tubo}}{k_{ACCIAIO}} + \frac{1}{h_e} \right) = 0,12 \frac{m^2K}{W} \quad (4.62)$$

$$\text{- Potenza dissipata: } \dot{Q}_{5-8} = K\pi d_m L(t_i - t_e) = 471,7 \text{ W} \quad (4.63)$$

$$\text{- Temp. parete esterna tubo: } t_{p.e.} = t_i - \frac{\dot{Q}_{5-8}}{L} \left[\frac{1}{2\pi k} \ln \left(\frac{d_e}{d_i} \right) \right] = 84,977 \text{ }^\circ\text{C} \rightarrow \text{Verifica ipotesi} \quad (4.64)$$

4) Potenza termica dissipata ramo 9-10

$$\text{- Velocità media acqua: } w_m = \frac{V_{9-10}}{A_i} = 0,431 \frac{m}{s} \quad (4.65)$$

$$\text{- Reynolds: } Re = \frac{\rho_{H_2O} w_m d_i}{\mu_{H_2O}} = 54129,6 \rightarrow \text{moto turbolento} \quad (4.66)$$

$$\text{- Nusselt (Dittus-Boelter): } Nu = 0,023Re^{0,8}Pr_{H_2O}^{0,3} = 173,81 \quad (4.67)$$

$$\text{- Coeff. scambio convettivo interno: } h_i = \frac{Nu_{kH_2O}}{d_i} = 2789,28 \frac{W}{m^2K} \quad (4.68)$$

Capitolo 4

Progettazione dell'impianto

$$\text{- Grashoff: } Gr = \frac{g\beta_{ARIA}(t_{pe}-t_e)\rho_{ARIA}^2 d_e^3}{\mu_{ARIA}^2} = 576892 \quad (4.69)$$

$$\text{- Raleyght: } Ra = GrPr_{ARIA} = 407863 \ll 10^9 \rightarrow \text{moto laminare} \quad (4.70)$$

$$\text{- Nusselt (rel. Mc Adams): } Nu = 0,53Gr^{0,25}Pr_{ARIA}^{0,25} = 13,39 \quad (4.71)$$

$$\text{- Coeff. scambio convettivo esterno: } h_e = \frac{Nuk_{ARIA}}{d_e} = 7,37 \frac{W}{m^2K} \quad (4.72)$$

$$\text{- Coeff. scambio globale: } \frac{1}{K} = \left(\frac{1}{h_i} + \frac{s_{tubo}}{k_{ACCIAIO}} + \frac{1}{h_e} \right) = 0,14 \frac{m^2K}{W} \quad (4.73)$$

$$\text{- Potenza dissipata: } \dot{Q}_{9-10} = K\pi d_m L(t_i - t_e) = 104,15 W \quad (4.74)$$

$$\text{- Temp. parete esterna tubo: } t_{p.e.} = t_i - \frac{\dot{Q}_{9-10}}{L} \left[\frac{1}{2\pi k} \ln \left(\frac{d_e}{d_i} \right) \right] = 84,976 \text{ } ^\circ\text{C} \rightarrow \text{Verifica ipotesi} \quad (4.75)$$

5) Potenza termica dissipata dalla caldaia

Si supponga che l'acqua all'interno della caldaia abbia velocità nulla.

$$\text{- Grashoff: } Gr = \frac{g\beta_{ARIA}(t_{pe}-t_e)\rho_{ARIA}^2 d_e^3}{\mu_{ARIA}^2} = 1,288 \cdot 10^8 \quad (4.76)$$

$$\text{- Raleyght: } Ra = GrPr_{ARIA} = 9,108 \cdot 10^7 \ll 10^9 \rightarrow \text{moto laminare} \quad (4.77)$$

$$\text{- Nusselt (Churchill e Chu): } Nu = \left\{ 0,6 + \frac{0,387Ra^{1/6}}{\left[1 + \left(\frac{0,559}{Pr_{ARIA}} \right)^{9/27} \right]^{8/27}} \right\}^2 = 54,94 \quad (4.78)$$

$$\text{- Coeff. scambio convettivo esterno: } h_e = \frac{Nuk_{ARIA}}{d_e} = 4,81 \frac{W}{m^2K} \quad (4.79)$$

$$\text{- Coeff. scambio globale: } \frac{1}{K} = \left(\frac{s_{caldaia}}{k_{ACCIAIO}} + \frac{1}{h_e} \right) = 0,207 \frac{m^2K}{W} \quad (4.80)$$

$$\text{- Potenza dissipata: } \dot{Q}_{cald} = K\pi d_e L(t_i - t_e) = 242,88 W \quad (4.81)$$

$$\text{- Temp. parete esterna tubo: } t_{p.e.} = t_i - \frac{\dot{Q}_{cald}}{L} \left[\frac{1}{2\pi k} \ln \left(\frac{d_e}{d_i} \right) \right] = 84,976 \text{ } ^\circ\text{C} \rightarrow \text{Verifica ipotesi} \quad (4.82)$$

6) Potenza termica dissipata dal serbatoio superiore

Si supponga che l'acqua all'interno del serbatoio abbia un livello costante. Studio lo scambio termico in due modalità:

- Superficie laterale a contatto con l'acqua;
- Superficie sottostante a contatto con l'acqua.

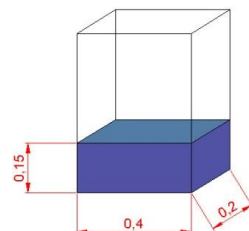


Figura 4.19. Serbatoio intermedio

Capitolo 4

Progettazione dell'impianto

a) Si consideri la superficie laterale del serbatoio e si supponga di studiarla come una lastra piana verticale.

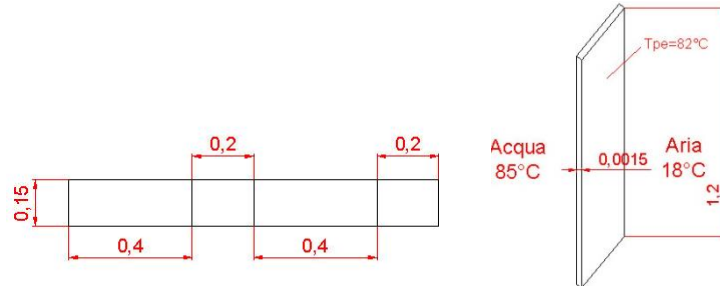


Figura 4.20. Studio del problema come lastra piana verticale

$$\text{- Grashoff: } Gr = \frac{g\beta_{ARIA}(t_{pe}-t_e)\rho_{ARIA}^2 h^3}{\mu_{ARIA}^2} = 1,060 \cdot 10^9 \quad (4.83)$$

$$\text{- Raleyght: } Ra = GrPr_{ARIA} = 7,494 \cdot 10^9 \cong 10^9 \rightarrow \text{moto turbolento} \quad (4.84)$$

$$\text{- Nusselt (Churchill e Chu): } Nu = \left\{ 0,825 + \frac{0,387Ra^{1/6}}{\left[1 + \left(\frac{0,492}{Pr_{ARIA}} \right)^{9/16} \right]^{8/27}} \right\}^2 = 225,98 \quad (4.85)$$

$$\text{- Coeff. scambio convettivo esterno: } h_e = \frac{Nuk_{ARIA}}{h} = 4,95 \frac{W}{m^2K} \quad (4.86)$$

$$\text{- Coeff. scambio globale: } \frac{1}{K} = \left(\frac{s_{serbatoio}}{k_{ACCIAIO}} + \frac{1}{h_e} \right) = 0,201 \frac{m^2K}{W} \quad (4.87)$$

$$\text{- Potenza dissipata: } \dot{Q}_{sup.lat.} = KA_{laterale}(t_i - t_e) = 59,72 \text{ W} \quad (4.88)$$

$$\text{- Temp. parete esterna laterale: } t_{p.e.} = t_i - \frac{\dot{Q}_{sup.lat.S}}{Ak} = 84,991^\circ\text{C} \rightarrow \text{Verifica ipotesi 4} \quad (4.89)$$

b) Si consideri la superficie sottostante e si supponga di studiarla come una lastra piana orizzontale.

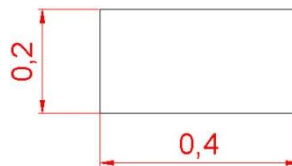


Figura 4.21. Parete sottostante al serbatoio

$$\text{- Grashoff: } Gr = \frac{g\beta_{ARIA}(t_{pe}-t_e)\rho_{ARIA}^2 \left(\frac{\Delta}{p}\right)^3}{\mu_{ARIA}^2} = 1,565 \cdot 10^6 \quad (4.90)$$

$$\text{- Raleyght: } Ra = GrPr_{ARIA} = 1,106 \cdot 10^6 \rightarrow \text{moto laminare} \quad (4.91)$$

$$\text{- Nusselt (Churchill e Chu): } Nu = 0,54Ra^{1/4} = 17,51 \quad (4.92)$$

$$\text{- Coeff. scambio convettivo esterno: } h_e = \frac{Nuk_{ARIA}}{\frac{\Delta}{p}} = 6,909 \frac{W}{m^2K} \quad (4.93)$$

Capitolo 4

Progettazione dell'impianto

$$\text{- Coeff. scambio globale: } \frac{1}{K} = \left(\frac{s_{\text{serbatoio}}}{k_{\text{ACCIAIO}}} + \frac{1}{h_e} \right) = 0,14 \frac{\text{m}^2\text{K}}{\text{W}} \quad (4.94)$$

$$\text{- Potenza dissipata: } \dot{Q}_{\text{sup.sott.}} = KA_{\text{sottostante}}(t_i - t_e) = 37,02 \text{ W} \quad (4.95)$$

$$\text{- Temp. parete esterna sott.: } t_{p.e.} = t_i - \frac{\dot{Q}_{\text{sup.sott.}} s}{Ak} = 84,988^\circ\text{C} \rightarrow \text{Verifica ipotesi 4} \quad (4.96)$$

7) Potenza termica dissipata dal serbatoio intermedio

Si supponga che l'acqua all'interno del serbatoio abbia un livello costante. Studio lo scambio termico in due modalità:

- Superficie laterale a contatto con l'acqua;
- Superficie sottostante a contatto con l'acqua.

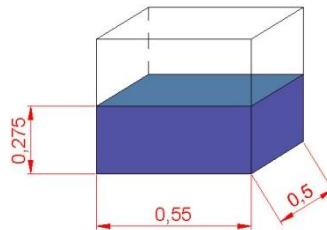


Figura 4.22. Serbatoio intermedio

a) Si consideri la superficie laterale del serbatoio e si supponga di studiarla come una lastra piana verticale.

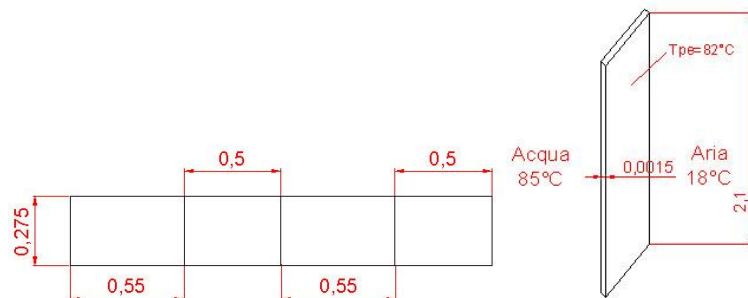


Figura 4.23. Studio del problema come lastra piana verticale

$$\text{- Grashoff: } Gr = \frac{g\beta_{\text{ARIA}}(t_{pe}-t_e)\rho_{\text{ARIA}}^2 h^3}{\mu_{\text{ARIA}}^2} = 4,891 \cdot 10^{10} \quad (4.97)$$

$$\text{- Raleyght: } Ra = GrPr_{\text{ARIA}} = 3,458 \cdot 10^{10} < 10^9 \rightarrow \text{moto laminare} \quad (4.98)$$

$$\text{- Nusselt (Churchill e Chu): } Nu = \left\{ 0,825 + \frac{0,387Ra^{1/6}}{\left[1 + \left(\frac{0,492}{Pr_{\text{ARIA}}} \right)^{9/16} \right]^{8/27}} \right\}^2 = 367,00 \quad (4.99)$$

$$\text{- Coeff. scambio convettivo esterno: } h_e = \frac{Nu_{\text{ARIA}}}{h} = 4,59 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}} \quad (4.100)$$

Capitolo 4

Progettazione dell'impianto

$$\text{- Coeff. scambio globale: } \frac{1}{K} = \left(\frac{s_{\text{serbatoio}}}{k_{\text{ACCIAIO}}} + \frac{1}{h_e} \right) = 0,217 \frac{\text{m}^2\text{K}}{\text{W}} \quad (4.101)$$

$$\text{- Potenza dissipata: } \dot{Q}_{\text{sup.lat}} = KA_{\text{laterale}}(t_i - t_e) = 177,82 \text{ W} \quad (4.102)$$

$$\text{- Temp. parete esterna laterale: } t_{p.e.} = t_i - \frac{\dot{Q}_{\text{sup.lat}} s}{Ak} = 84,992^\circ\text{C} \rightarrow \text{Verifica ipotesi 4} \quad (4.103)$$

b) Si consideri la superficie sottostante e si supponga di studiarla come una lastra piana orizzontale.

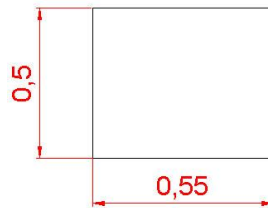


Figura 4.24. Parete sottostante al serbatoio

$$\text{- Grashoff: } Gr = \frac{g\beta_{\text{ARIA}}(t_{pe}-t_e)\rho_{\text{ARIA}}^2\left(\frac{A}{p}\right)^3}{\mu_{\text{ARIA}}^2} = 1,186 \cdot 10^7 \quad (4.104)$$

$$\text{- Rayleigh: } Ra = GrPr_{\text{ARIA}} = 8,386 \cdot 10^6 \rightarrow \text{moto laminare} \quad (4.105)$$

$$\text{- Nusselt (Churchill e Chu): } Nu = 0,54Ra^{1/4} = 29,06 \quad (4.106)$$

$$\text{- Coeff. scambio convettivo esterno: } h_e = \frac{Nuk_{\text{ARIA}}}{p} = 5,84 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}} \quad (4.108)$$

$$\text{- Coeff. scambio globale: } \frac{1}{K} = \left(\frac{s_{\text{serbatoio}}}{k_{\text{ACCIAIO}}} + \frac{1}{h_e} \right) = 0,171 \frac{\text{m}^2\text{K}}{\text{W}} \quad (4.109)$$

$$\text{- Potenza dissipata: } \dot{Q}_{\text{sup.sott.}} = KA_{\text{sottostante}}(t_i - t_e) = 107,51 \text{ W} \quad (4.110)$$

$$\text{- Temp. parete esterna sott.: } t_{p.e.} = t_i - \frac{\dot{Q}_{\text{sup.sott.}} s}{Ak} = 84,990^\circ\text{C} \rightarrow \text{Verifica ipotesi 4} \quad (4.111)$$

Le perdite di potenza del circuito in condizioni conservative sono pertanto pari a circa 1850 W. Pertanto, per poter stimare potenze di radiatori fino a 5 kW, occorrerebbe una resistenza elettrica con una potenza di circa 7 kW. Al fine di ridurre la potenza della resistenza elettrica utilizzata è necessario diminuire le tali perdite di potenza dell'impianto coibentando le tubazioni, i serbatoi e la caldaia con un isolante termico. Si è dunque scelto di utilizzare un coibente realizzato con elastomero espanso dell'Armacel con le seguenti caratteristiche:

$$\text{- Conducibilità termica pari } k_{\text{isol.}} = 0,038 \frac{\text{W}}{\text{m K}} ;$$

- Spessore 0,015 m.

Di seguito verranno calcolate le perdite di potenza in ogni ramo dell'impianto coibentato, attraverso la scrittura di sistemi di equazioni che definiscono lo

scambio termico. La risoluzione di tali equazioni verrà affrontata per via iterativa attraverso il software di calcolo Matlab, in quanto compariranno in tali sistemi equazioni di tipo non lineare. Verranno di seguito mostrate le modalità di calcolo inerenti alle varie geometrie dell'impianto: tubi, serbatoi e caldaia. Nella figura sottostante è possibile osservare un tubo con le sezioni e le temperature di interesse per definire completamente il fenomeno di scambio.

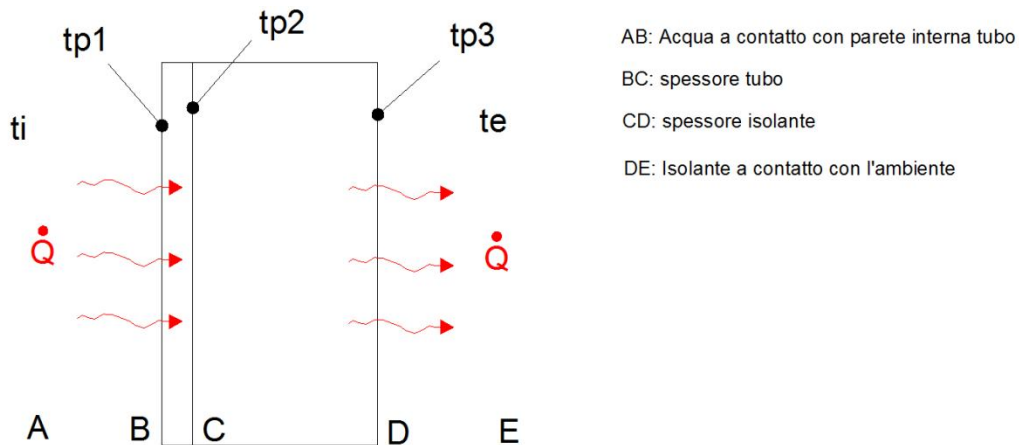


Figura 4.25. Fasi di scambio termico attraverso la parete del tubo

Le equazione da inserire nel sistema sono pertanto le seguenti:

$$- \dot{Q}_{CD} = \frac{A_{m.iso} k_{iso}}{s_{iso}} (t_{p2} - t_{p3}) \rightarrow \text{Conduzione} \quad (4.112)$$

$$- \dot{Q}_{ED} = h_e A_{e.iso} (t_{p3} - t_e) \rightarrow \text{Convezione naturale} \quad (4.113)$$

Dove $A_{m.iso}$ è l'area della superficie laterale media tra il diametro esterno del tubo ed il diametro esterno dell'isolante, $A_{e.iso}$ è l'area della superficie esterna dell'isolante ed h_e è il coefficiente di convezione naturale esterno. Quest'ultimo è possibile esprimere in funzione del numero di Nusselt, definito a sua volta dal numero di Grashof funzione della temperatura t_{p3} . Conoscendo le caratteristiche geometriche e fisiche delle superficie di scambio, conoscendo le temperature t_e e t_{p2} (stimata precedentemente attorno 85°C), le incognite del problema sono:

- La potenza termica scambiata $\dot{Q} = \dot{Q}_{CD} = \dot{Q}_{ED}$;
- La temperatura sulla parete esterna dell'isolante t_{p3} .

Capitolo 4

Progettazione dell'impianto

Il termine h_e non è un'incognita in quanto derivando dal numero di Nusselt, definito a sua volta dal numero di Grashof, dipenderà ancora della temperatura t_{p3} . In particolare:

$$\text{- Grashoff: } Gr = \frac{g\beta_{ARIA}\rho_{ARIA}^2 d_e^3}{\mu_{ARIA}^2} (t_{p3} - t_e) \quad (4.114)$$

$$\text{- Nusselt (Mc Adams): } Nu = 0,53 \left[\frac{g\beta_{ARIA}\rho_{ARIA}^2 d_e^3}{\mu_{ARIA}^2} (t_{p3} - t_e) \right]^{0,25} Pr_{ARIA}^{0,25} \quad (4.115)$$

$$\text{- Coeff. scambio convettivo esterno: } h_e = \frac{k_{ARIA}}{d_e} 0,53 \left[\frac{g\beta_{ARIA}\rho_{ARIA}^2 d_e^3}{\mu_{ARIA}^2} Pr_{ARIA} \right]^{0,25} (t_{p3} - t_e)^{0,25} \quad (4.116)$$

Avendo esplicitato tutti i termini, la seconda equazione che esprime la potenza termica diventa:

$$\dot{Q}_{ED} = \left\{ \frac{k_{ARIA}}{d_e} 0,53 \left[\frac{g\beta_{ARIA}\rho_{ARIA}^2 d_e^3}{\mu_{ARIA}^2} Pr_{ARIA} \right]^{0,25} (t_{p3} - t_e)^{0,25} \right\} A_{e.iso} (t_{p3} - t_e) \quad (4.117)$$

Pertanto il sistema da risolvere sarà il seguente:

$$\begin{cases} \dot{Q}_{CD} = \frac{A_{m.iso} k_{iso}}{s_{iso}} (t_{p2} - t_{p3}) \\ \dot{Q}_{ED} = \left\{ \frac{k_{ARIA}}{d_e} 0,53 \left[\frac{g\beta_{ARIA}\rho_{ARIA}^2 d_e^3}{\mu_{ARIA}^2} Pr_{ARIA} \right]^{0,25} (t_{pe_i} - t_e)^{0,25} \right\} A_{e.iso} (t_{p2} - t_{p3}) \end{cases} \quad (4.118)$$

Data la complessità nella risoluzione analitica si è scelto di adottare come metodo risolutivo quello numerico attraverso Matlab. Pertanto è stato necessario riscrivere il sistema iniziale andando ad esplicitare nella prima t_{p3} , mentre nella seconda \dot{Q}_{ED} .

$$\begin{cases} t_{p3} = t_{p2} - \frac{\dot{Q}_{CD} s_{iso}}{A_{m.iso} k_{iso}} \\ \dot{Q}_{ED} = \left\{ \frac{k_{ARIA}}{d_e} 0,53 \left[\frac{g\beta_{ARIA}\rho_{ARIA}^2 d_e^3}{\mu_{ARIA}^2} Pr_{ARIA} \right]^{0,25} (t_{pe_i} - t_e)^{0,25} \right\} A_{e.iso} (t_{p2} - t_{p3}) \end{cases} \quad (4.119)$$

La risoluzione avverrà per via iterativa definendo un vettore $\underline{\dot{Q}_{CD}}$ che, sostituito nella prima equazione permetterà di ricavare il vettore $\underline{t_{p3}}$. Sostituendo quest'ultimo nella seconda equazione si potrà calcolare $\underline{\dot{Q}_{ED}}$. La soluzione sarà determinata qualora le due potenze si uguaglieranno; ovvero $\underline{\dot{Q}_{CD}} = \underline{\dot{Q}_{ED}}$. Il valore della temperatura a in cui si verifica ciò sarà t_{p3} : ossia la temperatura sulla parete esterna dell'isolante. Seguendo sempre la stessa logica sarà possibile definire gli altri sistemi in relazione alle varie geometrie dell'impianto considerando che varierà la definizione del numero di Nusselt. Di seguito sono riportati i sistemi di

equazioni che dovranno essere inseriti in Matlab per ricavare la potenza termica dissipata negli altri componenti del circuito:

- Caldaia:

$$\begin{cases} \underline{t_{p3}} = t_{p2} - \frac{\underline{Q_{CD}^{Siso}}}{A_{p.laterare} k_{iso}} \\ \underline{Q_{ED}} = \frac{k_{ARIA}}{d_e} \left\{ 0,6 + \frac{0,387 \left[\frac{g \beta_{ARIA} \rho_{ARIA}^2 d_e^3}{\mu_{ARIA}^2} Pr_{ARIA} (t_{p3} - t_e) \right]^{1/6}}{\left[1 + \left(\frac{0,559}{Pr_{ARIA}} \right)^{9/16} \right]^{8/27}} \right\}^2 A_{p.laterare} (t_{p3} - t_e) \end{cases} \quad (4.120)$$

- Parete laterale serbatoi:

$$\begin{cases} \underline{t_{p3}} = t_{p2} - \frac{\underline{Q_{CD}^{Siso}}}{A_{p.laterare} k_{iso}} \\ \underline{Q_{ED}} = \frac{k_{ARIA}}{d_e} \left\{ 0,825 + \frac{0,387 \left[\frac{g \beta_{ARIA} \rho_{ARIA}^2 h^3}{\mu_{ARIA}^2} Pr_{ARIA} (t_{p3} - t_e) \right]^{1/6}}{\left[1 + \left(\frac{0,492}{Pr_{ARIA}} \right)^{9/16} \right]^{8/27}} \right\}^2 A_{p.laterare} (t_{p3} - t_e) \end{cases} \quad (4.121)$$

- Parete sottostante serbatoi:

$$\begin{cases} \underline{t_{p3}} = t_{p2} - \frac{\underline{Q_{CD}^{Siso}}}{A_{p.sottostane} k_{iso}} \\ \underline{Q_{ED}} = \frac{k_{ARIA}}{\left(\frac{A}{p} \right)} 0,54 \left[\frac{g \beta_{ARIA} \rho_{ARIA}^2 \left(\frac{A}{p} \right)^3}{\mu_{ARIA}^2} Pr_{ARIA} (t_{p3} - t_e) \right]^{1/4} A_{p.sottostane} (t_{p3} - t_e) \end{cases} \quad (4.122)$$

1) Potenza termica dissipata ramo 1-2 con isolante

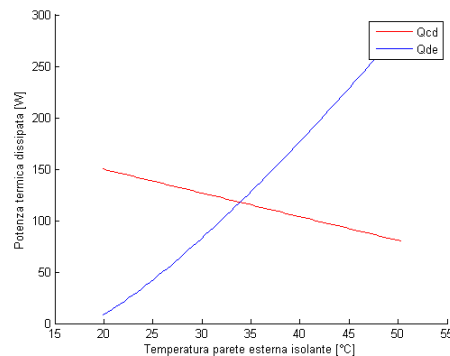


Figura 4.26. Calcolo numerico della potenza dissipata dal ramo 1-2 con l'isolante

- Potenza dissipata: $\underline{Q_{1-2}} = 117,85 \text{ W}$;
- Temp. parete esterna isolante: $t_{p.e.is.} = 33,87 \text{ °C}$.

2) Potenza termica dissipata ramo 3-4 utilizzando l'isolante

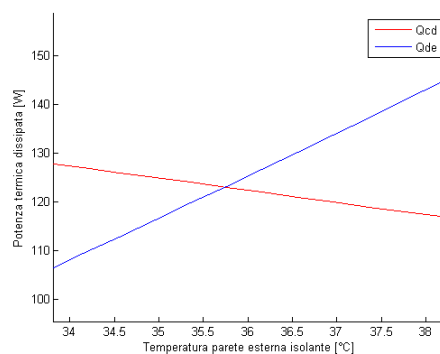


Figura 4.27. Calcolo numerico della potenza dissipata dal ramo 3-4 con l'isolante

- Potenza dissipata $\dot{Q}_{3-4} = 123,05 \text{ W}$;
- Temp. parete esterna isolante: $t_{p.e.is.} = 35,73 \text{ °C}$

3) Potenza termica dissipata ramo 5-6 e 7-8 utilizzando l'isolante

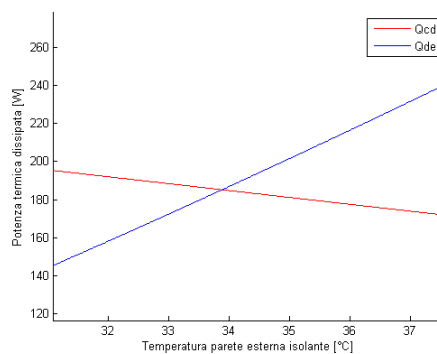


Figura 4.28. Calcolo numerico della potenza dissipata dal ramo 5-8 con l'isolante

- Potenza dissipata: $\dot{Q}_{5-8} = 185,19 \text{ W}$
- Temp. parete esterna isolante: $t_{p.e.is.} = 33,87 \text{ °C}$

4) Potenza termica dissipata ramo 9-10 utilizzando l'isolante

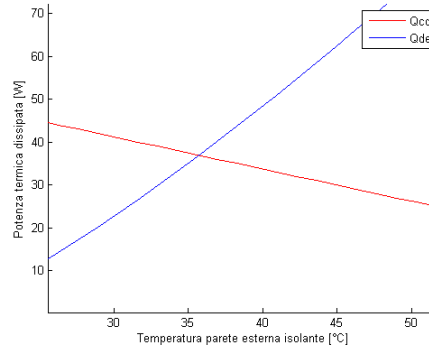


Figura 4.29. Calcolo numerico della potenza dissipata dal ramo 9-10 con l'isolante

- Potenza dissipata: $\dot{Q}_{9-10} = 36,91 \text{ W}$;
- Temp. parete esterna isolante: $t_{p.e.is.} = 35,73 \text{ °C}$

5) Potenza termica dissipata dalla caldaia utilizzando l'isolante

Si supponga che l'acqua all'interno della caldaia abbia velocità nulla.

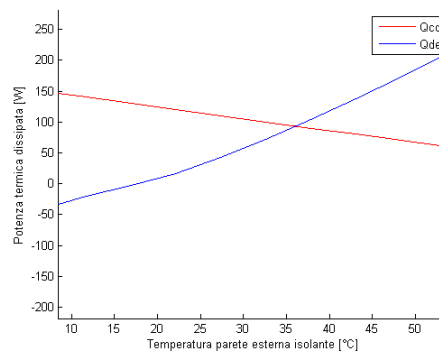


Figura 4.30. Calcolo numerico della potenza dissipata dalla caldaia con l'isolante

- Potenza dissipata: $\dot{Q}_{cald.} = 93,20 \text{ W}$
- Temp. parete esterna isolante: $t_{p.e.is.} = 36,17 \text{ °C}$

6) Potenza termica dissipata dal serbatoio superiore utilizzando l'isolante

Si supponga che l'acqua all'interno del serbatoio abbia un livello costante. Studio lo scambio termico in due modalità:

- a) Superficie laterale a contatto con l'acqua;
- b) Superficie sottostante a contatto con l'acqua.

a)

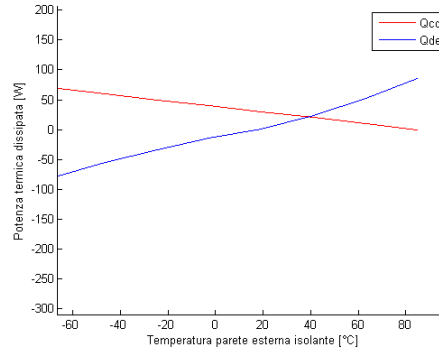


Figura 4.31. Calcolo numerico della potenza dissipata dalla superficie laterale del serbatoio superiore.

- Potenza dissipata: $\dot{Q}_{\text{sup.lat}} = 20,94 \text{ W}$
- Temp. parete esterna isolante: $t_{\text{p.e.is.}} = 39.0719^\circ\text{C}$

b)

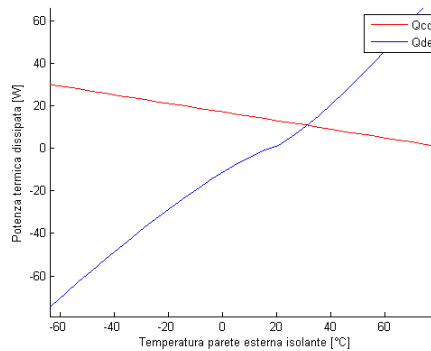


Figura 4.32. Calcolo numerico della potenza dissipata dalla superficie inferiore del serbatoio superiore.

- Potenza dissipata: $\dot{Q}_{\text{sup.sott}} = 10,89 \text{ W}$
- Temp. parete esterna isolante: $t_{\text{p.e.is.}} = 31.2508^\circ\text{C}$

6) Potenza termica dissipata dal serbatoio intermedio utilizzando l'isolante

Si supponga che l'acqua all'interno del serbatoio abbia un livello costante. Studio lo scambio termico in due modalità:

- a) Superficie laterale a contatto con l'acqua;
- b) Superficie sottostante a contatto con l'acqua.

a)

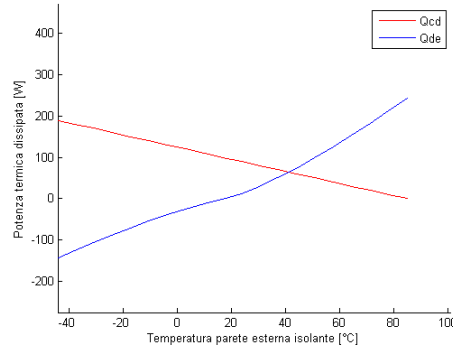


Figura 4.33. Calcolo numerico della potenza dissipata dalla superficie laterale del serbatoio intermedio.

- Potenza dissipata: $\dot{Q}_{\text{sup.lat}} = 64,07 \text{ W}$
- Temp. parete esterna isolante: $t_{\text{p.e.is.}} = 41,20^\circ\text{C}$

b)

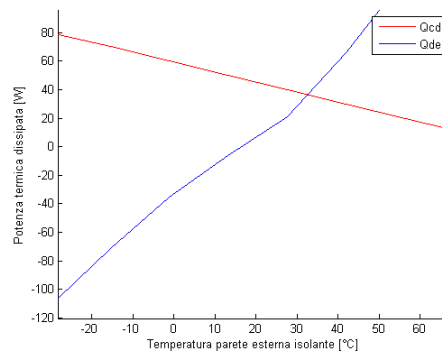


Figura 4.32. Calcolo numerico della potenza dissipata dalla superficie inferiore del serbatoio intermedio.

- Potenza dissipata: $\dot{Q}_{\text{sup.sott}} = 36,55 \text{ W}$
- Temp. parete esterna isolante: $t_{\text{p.e.is.}} = 32,5224^\circ\text{C}$

Le perdite di potenza totali dell'impianto coibentato risultano pertanto essere pari a 688,65 W. Scegliendo una resistenza elettrica principale con potenza pari a 5 kW, si è scelto di inserire ulteriori resistenze elettriche secondarie per sopperire a tali perdite e per aumentare la velocità di riscaldamento dell'acqua. Queste ultime si è stato scelto di posizionarle a lato del serbatoio intermedio. La resistenza principale utilizzata, è il modello CM53505 della HT a cui competono le seguenti caratteristiche:

- Attacco in ottone da 2";
- Potenza 5000 W;
- Tensione funzionamento 380 V - trifase con connessione a triangolo - IP 54.

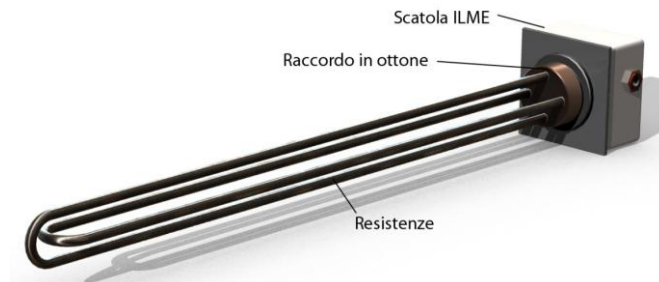


Figura 4.33. Resistenza elettrica principale

Le resistenze elettriche secondarie, inserite a lato del serbatoio intermedio sono del tipo a cartuccia modello LT90600, sempre della HT, a cui competono le seguenti caratteristiche:

- Attacco in acciaio da 1/2"
- Potenza 600 W
- Tensione funzionamento 230 V - IP64



Figura 4.34. Resistenza elettrica secondaria

4.4 Camera di prova

E' costituita da una struttura portante, realizzata attraverso semplici profilati modulari in alluminio, collegati per mezzo di opportuni accessori di fissaggio disponibili in commercio: viti, dadi scanalati, staffe angolari e basamenti. A differenza di quanto impone la normativa, è stato introdotto un sistema di afferraggio tramite verricelli e rinvii che permette di sollevare il radiatore in maniera facile, veloce e senza alcun sforzo da parte dell'operatore.

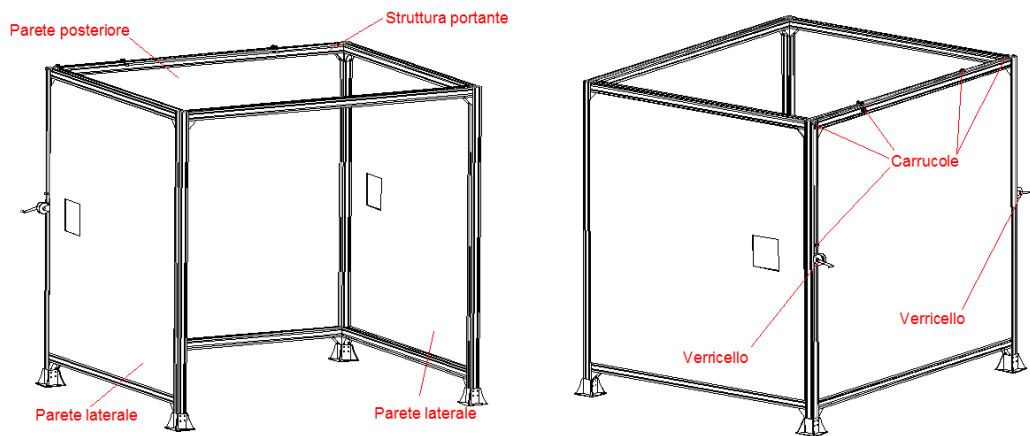


Figura 4.35. Schema dell'ambiente di prova

Per rilevare la temperatura media dell'ambiente di prova sono state introdotte tre termoresistenze posizionate ad altezze differenti al centro della camera per mezzo di alcuni piedistalli mobili. Per proteggere tali sensori dall'irraggiamento del corpo in prova o da eventuali altri fattori ambientali (ad esempio correnti d'aria), è stato previsto di installare attorno ad essi opportuni schermi protettivi.

4.5 Strumentazione di misura e sistema di acquisizione dati

4.5.1 Sistema di acquisizione dati

Per monitorare ed acquisire i dati delle prove si è scelto di utilizzare il datalogger dell'Agilent modello 34970A, con la propria scheda di acquisizione modello 34901A. Il tutto è stato interfacciato ad un PC sul quale è stato installato il software Benchlink datalogger v.1.0 fornito dalla casa stessa. Nella figura sottostante è possibile osservare il datalogger utilizzato con la propria scheda di acquisizione.



Figura 4.36. Datalogger e scheda di acquisizione utilizzata

Attraverso il software Benchlink sono stati configurati tutti gli ingressi dei sensori avendo fissato un intervallo di scansione pari a 5 s.

Channel			
ID	Sca	Name	Function
101	<input checked="" type="checkbox"/>	Temperatura caldaia	Temp 4w RTD
102	<input checked="" type="checkbox"/>	Temperatura ingresso	Temp 4w RTD
103	<input checked="" type="checkbox"/>	Temperatura uscita	Temp 4w RTD
104	<input checked="" type="checkbox"/>	Temperatura amb.1	Temp 4w RTD
105	<input checked="" type="checkbox"/>	Temperatura amb.2	Temp 4w RTD
106	<input checked="" type="checkbox"/>	Temperatura amb.3	Temp 4w RTD
107	<input type="checkbox"/>		DC volts
108	<input type="checkbox"/>		DC volts
109	<input type="checkbox"/>		DC volts
110	<input type="checkbox"/>		DC volts
111	<input type="checkbox"/>		Temp 4w RTD
112	<input type="checkbox"/>		Temp 4w RTD
113	<input type="checkbox"/>		Temp 4w RTD
114	<input type="checkbox"/>		Temp 4w RTD
115	<input type="checkbox"/>		Temp 4w RTD
116	<input type="checkbox"/>		Temp 4w RTD

Figura 4.37. Impostazione degli ingressi nel software

Successivamente sono state create due interfacce grafiche allo scopo di monitorare le temperature dell'intera prova. La prima permette di osservare l'andamento globale di tutte le temperature dell'impianto attraverso quattro grafici:

- Uno per la temperatura della caldaia (in alto a sinistra);
- Uno per le tre temperature dell'ambiente (in alto a destra);
- Uno per la temperatura in ingresso del radiatore (in basso a sinistra);
- Uno per la temperatura in uscita dal radiatore (in basso a destra).

E' possibile osservare tale schermata nella figura sottostante.

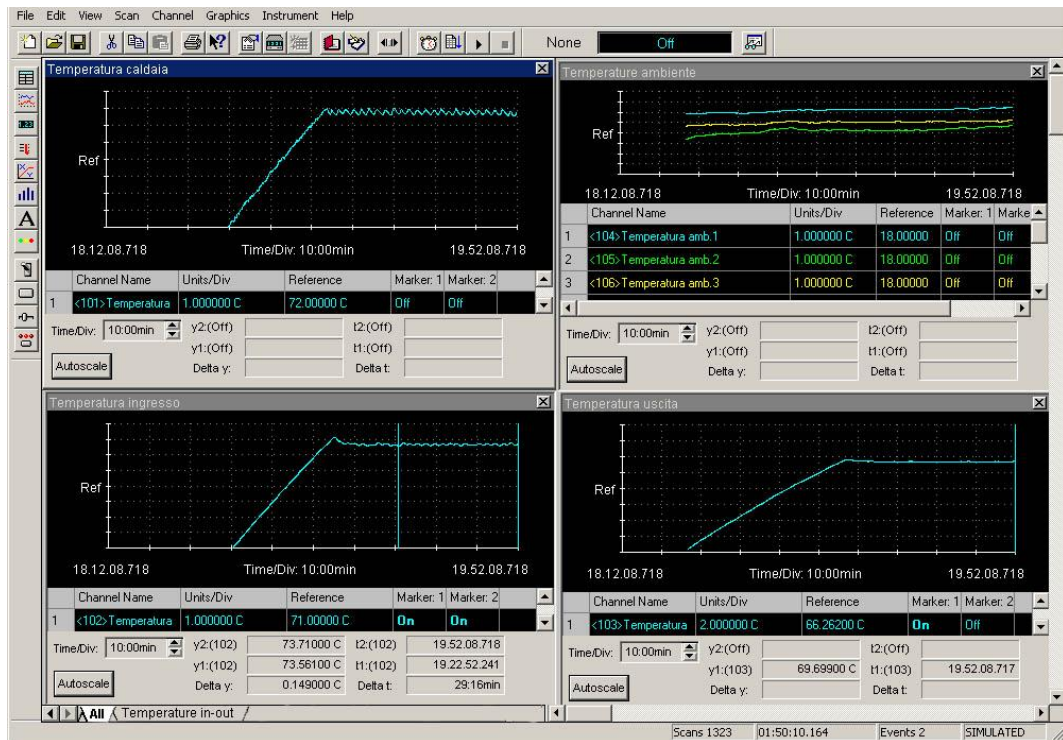


Figura 4.38. Prima schermata per monitorare l'andamento globale delle temperature

Attraverso la seconda schermata è possibile invece ottenere una visione più chiara delle sole temperature in ingresso ed uscita allo scopo di definire meglio qualora in sistema andasse a regime ed iniziare così l'acquisizione dei dati. Pertanto quest'ultima è costituita solamente da due grafici:

- Uno per la temperatura in ingresso del radiatore (in alto);
- Uno per la temperatura in uscita dal radiatore (in basso).

E' possibile osservare quest' ultima schermata nella figura riportata a pagina seguente in cui è mostrato il tipico andamento delle temperature nelle sezioni di ingresso ed uscita del radiatore nelle condizioni di regime.

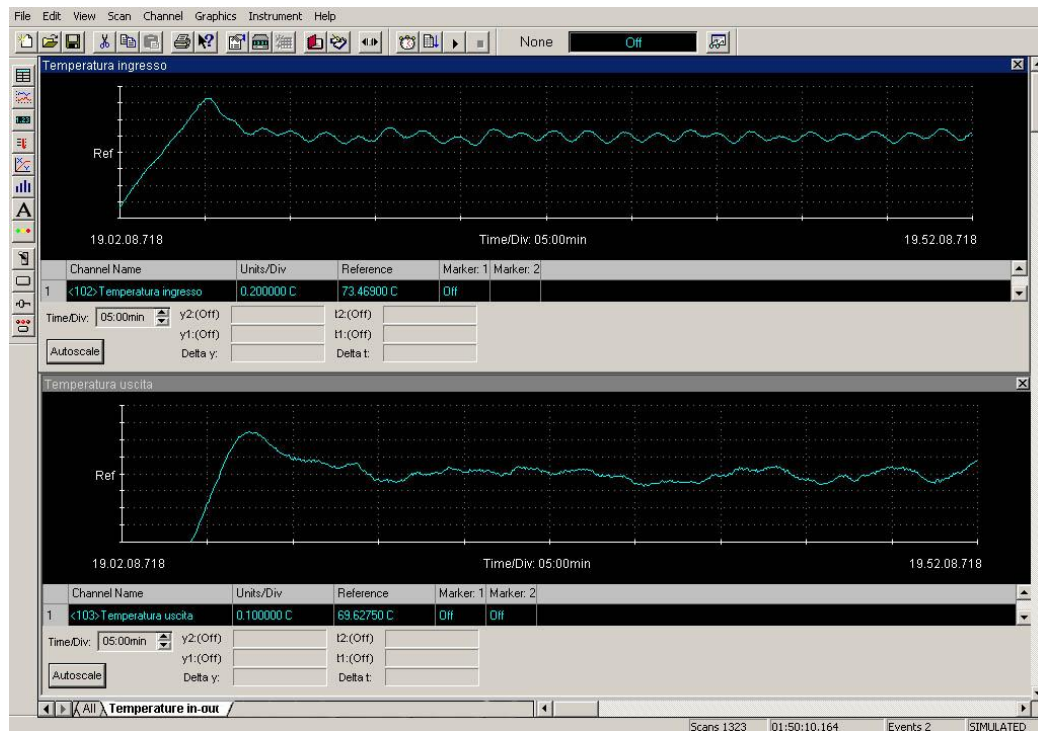


Figura 4.39. Seconda schermata inerente alle sole temperature in ingresso ed uscita

Una volta raggiunto il regime sarà possibile acquisire i dati necessari al calcolo della potenza termica. Tali dati verranno poi esportati secondo un file di testo (txt), per poi essere importati in Excel dove verranno eseguiti i calcoli necessari.

4.5.2 Sensori di misura

I sensori di temperatura utilizzati sono delle comuni termoresistenze Pt100 classe A collegate alla scheda di acquisizione mediante uno schema di collegamento a quattro fili. Tale scelta è dovuta al fatto che, volendo disporre di un banco esterno alla camera, sul quale verrà posizionato il datalogger ed il pc, necessiterà di circa quattro metri di cavo per il loro collegamenti. Per tale motivo, essendo la resistenza dei cavi delle termoresistenze non trascurabile, si potrebbero generare errori sulla misura; pertanto utilizzando un collegamento a quattro fili verrà eliminata questa resistenza, misurando l'esatta tensione a cavallo del sensore evitando così imprecisioni nella misura. La classe A di una termoresistenza fornisce una accuratezza sulla misura ricavabile dalla seguente relazione:

$$\text{Classe A} = 0,15 + 0,002 | t | \quad (4.123)$$

Dove t è la temperatura espressa in °C, con un coefficiente α pari a 0,000385 ed un range di misura compreso tra -100 e 500°C. La scelta di questa tipologia di sensore è dovuta anche dal fatto che offrono un segnale stabile e lineare nel tempo. L'unico svantaggio è che presentano dei tempi di risposta molto lunghi. Nella figura sottostante è possibile osservare il disegno costruttivo delle termoresistenze utilizzate.

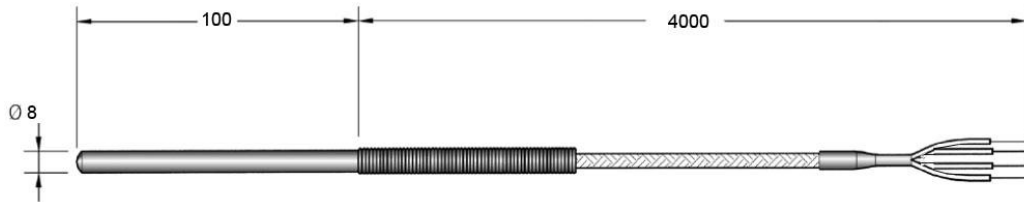


Figura 4.40. Termoresistenze utilizzate

L'elemento resistivo è racchiuso in una guaina in acciaio inox; che termina con una molla di protezione anch'essa in acciaio inox. Infine si può notare un cavo lungo circa 4m che termina con i quattro fili per il collegamento. Tre di queste vengono inserite nella caldaia e nelle sezioni di ingresso e di uscita del radiatore per mezzo di appositi raccordi a compressione; mentre altre tre vengono impiegate per misurare la temperatura dell'ambiente.

4.5.3 Sistema di misurazione della portata

La portata di alimentazione del radiatore viene misurata attraverso il metodo di pesata. Attraverso l'invio di un comando elettrico verrà deviato per un certo periodo di tempo il flusso d'acqua in un recipiente per poi essere pesato. La portata è dunque calcolata utilizzando la seguente relazione:

$$q_m = \frac{P}{t} \quad (4.124)$$

In cui q_m è la portata massica espressa in Kg/s, P è il peso dell'acqua espresso in Kg mentre t è il tempo di pesata espresso in s dettato dal temporizzatore. L'operazione di pesata viene eseguita attraverso una bilancia digitale di precisione della Orma modello BC1800 di cui vengono riportate le principali caratteristiche:

- Campo di pesata fino 2200 g
- Divisione di lettura 0,01 g
- Riproducibilità 0,005 g
- Linearità $\pm 0,02$ g

Nella figura sottostante è possibile osservare la bilancia utilizzata.



Figura 4.41. Bilancia digitale impiegata nell'impianto

Per ottenere comunque stime migliori sulla portata è necessario utilizzare tempi di pesata attorno al minuto, riducendo così gli errori dovuti al ritardo di apertura o chiusura delle elettrovalvole.

4.5 Sistema di regolazione e controllo

4.5.1 Regolazione della temperatura

La regolazione della temperatura della caldaia è stata affidata ad un termostato collegato alla resistenza principale che attraverso una sonda rileva la temperatura dell'acqua al suo interno. Il termostato utilizzato è quello della Fantini Cosmi, modello L04BM1, mentre la sonda è il modello LS120, sempre della stessa casa. Quest'ultima è una semplice PTC1000 a 2 fili. Il funzionamento del termostato è di tipo "ON-OFF", di conseguenza la resistenza verrà alimentata quando la temperatura della caldaia sarà inferiore al valore impostato e, non verrà alimentata nel caso contrario. Nella figura sottostante viene riportata la foto del termostato utilizzato con sue caratteristiche principali di funzionamento.



Figura 4.42. Termostato digitale

- Campo misura sonda: -30 °C a 105 °C
- Risoluzione: 1°C
- Precisione sonda a 25 °C: $\pm 1,5^{\circ}\text{C}$
- Precisione strumento: $\pm 0,75^{\circ}\text{C}$
- Alimentazione 230 Vac – IP40

Il funzionamento "ON-OFF" fornirà un andamento oscillatorio alla temperatura dell'acqua dell'intero impianto. Tuttavia tale oscillazione non andrà oltre qualche decimo di grado. In particolare nella caldaia si è stimato che questo valore oscilla attorno ai $\pm 0,3$ °C. Quando si imposta una determinata temperatura sul termostato è possibile osservare ben due fasi:

- Una fase di transitorio, caratterizzata dal raggiungimento della temperatura impostata (temperatura crescente);
- Una fase stazionaria ed oscillatoria, caratterizzata dal funzionamento "On-OFF" della resistenza elettrica principale.

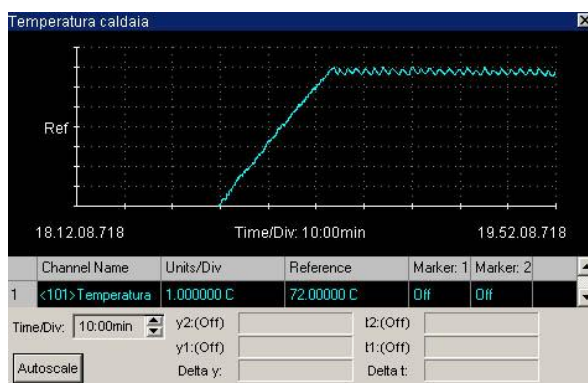


Figura 4.43. Relè temporizzatore

Nella figura sottostante viene riportato un ingrandimento della zona stazionaria con l'indicazione dei tipici valori di cresta e di fondo della temperatura della caldaia.

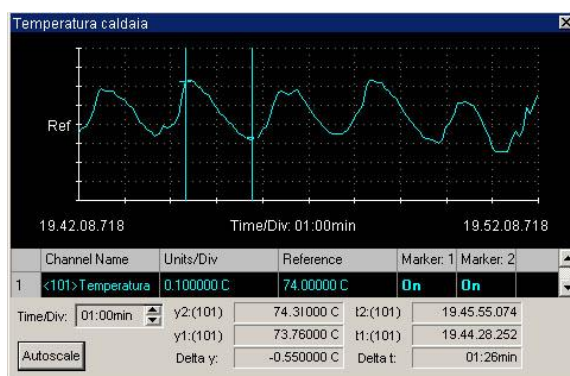


Figura 4.44. Relè temporizzatore

L'andamento oscillatorio della temperatura della caldaia si ripercuoterà sull'intero impianto; quindi anche sulle temperature di ingresso ed di uscita.

Pertanto a seguito dell'inerzia termica del tratto di circuito tra la caldaia e l'ingresso del radiatore, tale oscillazione si riduce a $\pm 0,2$ °C per poi essere smorzata ulteriormente all'uscita fino a $\pm 0,1$ °C a seguito dell'inerzia termica del radiatore. Le resistenze elettriche secondarie non saranno invece gestite da alcun sistema di regolazione ma solamente da un interruttore, in quanto svolgeranno solamente la funzione di sopperire alle dissipazioni termiche dell'impianto.

4.5.2 Controllo del sistema di pesata

Per definire la durata dell'eccitazione delle bobine delle due elettrovalvole si è impiegato un relè temporizzato, che attivato attraverso un comando di start, commuta le due elettrovalvole per un determinato tempo preimpostato. E' stato utilizzato il relè temporizzato della Finder, modello 80.4 a cui competono le seguenti caratteristiche:

- Regolazione temporizzazione: (0,1...2)s, (0,1....2)min, (1..20)min
- Ripetibilità: ± 1 %
- Tempo riassetto = 50 ms
- Tensione di alimentazione: 24 -240 V- Pot.: 1,3W - IP 20



Figura 4.45. Relè temporizzatore

E' possibile osservare lo schema di lavoro impostato nella figura sottostante; in cui la lettera U identifica l'alimentazione, S il comando di start, mentre il contatto indica l'apertura del terminale 15.

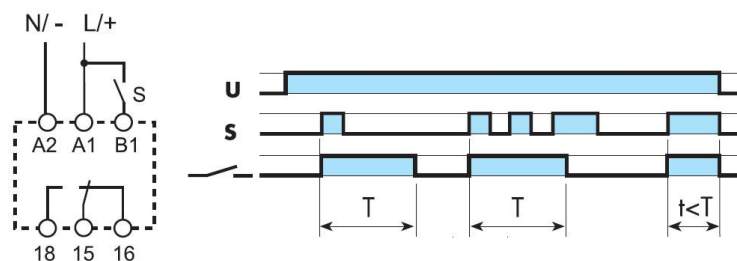


Figura 4.46. Ciclo di lavoro del relè

Capitolo 5

Risultati sperimentali

Il seguente capitolo è destinato alla verifica sperimentale delle prestazioni di alcuni corpi scaldanti disponibili presso Deltacalor. Il criterio con cui sono stati scelti si è basato sulla disponibilità dei report di prova redatti presso il laboratorio MRT del Politecnico di Milano e tali da consentire un confronto tra i risultati sperimentali ottenuti.

5.1 Funzionamento dell'impianto di prova

La normativa impone che per determinare i coefficienti K_m ed n dell'equazione caratteristica occorre misurare la potenza termica del radiatore sotto tre particolari salti termici tra la temperatura media dell'acqua e la temperatura dell'ambiente esterno:

$$\Delta t_{R-A} = 30 \pm 2,5 \text{ } ^\circ\text{C} \rightarrow \text{Punto 3}$$

$$\Delta t_{R-A} = 50 \pm 2,5 \text{ } ^\circ\text{C} \rightarrow \text{Punto 2}$$

$$\Delta t_{R-A} = 60 \pm 2,5 \text{ } ^\circ\text{C} \rightarrow \text{Punto 1}$$

Tale salto termico, Δt_{R-A} è possibile esprimerlo attraverso la seguente relazione:

$$\Delta t_{R-A} = t_M - t_A \quad (5.1)$$

In cui t_A è la temperatura dell'ambiente, mentre t_M è la temperatura media dell'acqua definita nel modo seguente:

$$t_M = \frac{(t_{IN} + t_{OUT})}{2} \quad (5.2)$$

dove t_{IN} e t_{OUT} sono rispettivamente le temperatura in ingresso ed in uscita dal radiatore. La temperatura t_A è fissa, in quanto è la temperatura dell'ambiente di prova, mentre è possibile variare la temperatura t_M in quanto è funzione della temperatura in ingresso e di quella in uscita. In particolare, la temperatura in ingresso, t_{IN} dipende esclusivamente dalla temperatura della impostata in caldaia; mentre la temperatura in uscita, t_{OUT} è dipendente sia dalla temperatura in ingresso che dalla portata di alimentazione. Prima di iniziare con le misurazioni occorre definire la portata di alimentazione per la prova. La normativa non fornisce alcuna informazione su come debba essere definita la portata di alimentazione ma stabilisce solamente che, una volta scelta, occorre

che rimanga costante nel corso dell'intera prova. Per esempio al Politecnico di Milano si è scelto di determinare la portata in modo che si abbiano 10 °C di Δt_{IN-OUT} durante la prova a $\Delta t_{R-A} = 50$ °C. Nel caso dell'impianto di prova realizzato si visto che tale valore potesse essere compreso tra 5 e 10 °C a $\Delta t_{R-A} = 50$ °C . In particolare, avendo fissato la temperatura in ingresso, aumentando la portata aumenterà la t_{OUT} e quindi la t_M ; invece, diminuendo la portata diminuirà la t_{OUT} e si avrà dunque una diminuzione di t_M . Prima di decidere se modificare di nuovo la portata è necessario che vengano raggiunte le condizioni di regime definite dalla normativa; ovvero quando la varianza di tutte le misurazioni negli ultimi 30 minuti, è minore od uguale alla metà delle seguenti variazioni:

- Temperatura dell'acqua e dell'aria $\pm 0,1$ °C
- Portata d'acqua ± 1 %

Una volta determinata la potenza è possibile procedere con la misura della potenza termica in quel punto. Successivamente l'acqua dell'impianto viene raffreddata per garantire la misurazione della potenza termica in corrispondenza del punto di misura pari a $\Delta t_{R-A} = 30$ °C e, sempre con le stesse modalità si aspetta il raggiungimento della condizione di regime per poi misurare la potenza termica del radiatore. Infine si riscalda l'acqua dell'impianto fino a garantire un $\Delta t_{R-A} = 60$ °C in cui, dopo aver aspettato ancora la condizione di regime, si effettua l'ultima misurazione di potenza.

5.2 Risultati sperimentali

Le misure sono state effettuate valutando due gamme differenti di radiatori (Basic ed Hego23 della Deltacolor s.r.l.). Potendo realizzare un numero finito di prove in questo lavoro di tesi, si è scelto di valutare la potenza termica per ciascuno dei modelli provati replicando almeno tre volte ciascun test.

5.2.1 Criteri di prova

Si è scelto per monitorare le temperature un tempo di scansione pari a 5 s per determinare in modo completo le oscillazioni delle temperature nel corso della prova. Prima di effettuare le misurazioni occorre pertanto attendere che siano raggiunte le condizioni di regime. Queste si ritiene che vengano raggiunte quando, per un tempo pari a 20 minuti, si verificano contemporaneamente le seguenti condizioni:

- L'oscillazione della temperatura in ingresso sia compresa entro il $\pm 0,2$ °C;
- L'oscillazione della temperatura in uscita sia compresa entro il $\pm 0,1$ °C;

Capitolo 5

Risultati sperimentali

- L'oscillazione della temperatura ambiente media sia compresa entro il $\pm 0,5^{\circ}\text{C}$.

Verificate queste condizioni è possibile eseguire la misura di potenza termica, acquisendo le temperature per un tempo pari a 20 minuti (240 scansioni) verificando sempre che siano soddisfatte le condizioni soprastanti. La figura sottostante riporta la temperatura in ingresso nelle condizioni di regime. Si può notare come l'oscillazione rispetto al valore medio sia inferiore ai $\pm 0,2^{\circ}\text{C}$.

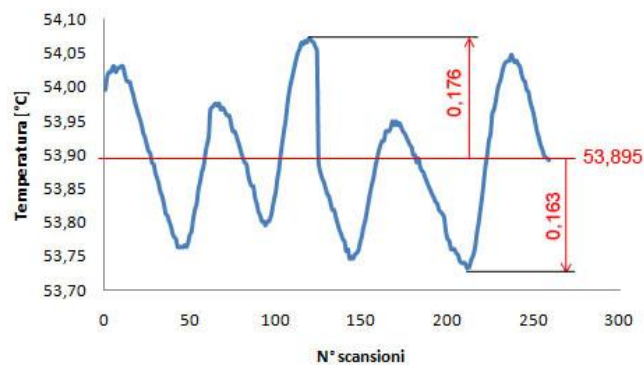


Figura 5.1 Andamento della temperatura in ingresso nelle condizioni di regime

Nella figura sottostante viene invece riportata la temperatura in uscita nelle condizioni di regime, acquisita contemporaneamente alla precedente. Si può notare anche in questo caso come l'oscillazione rientri nella tolleranza definita precedentemente di $\pm 0,1^{\circ}\text{C}$.

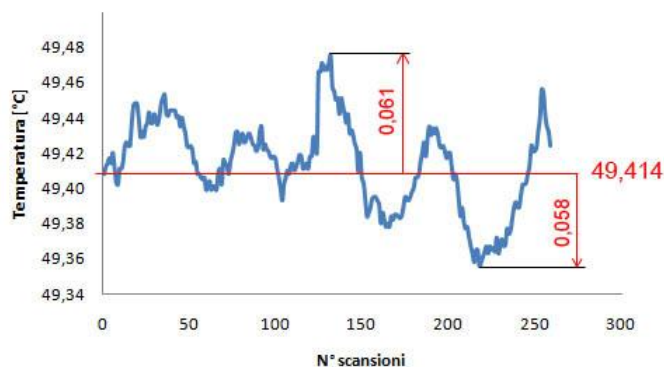


Figura 5.2 Andamento della temperatura in uscita nelle condizioni di regime

Nel grafico sottostante è riportata la temperatura dell'ambiente e, come si può notare rimane anch'essa entro il campo di tolleranza definito precedentemente.

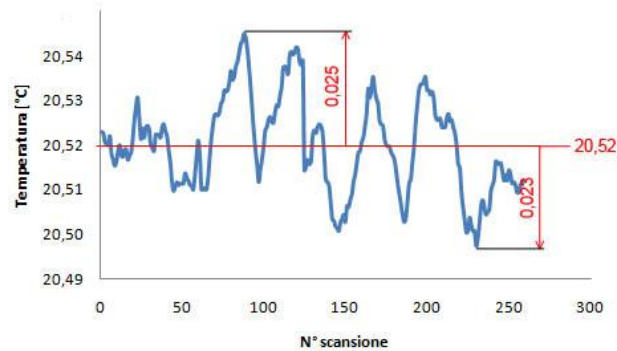


Figura 5.3 Andamento della temperatura ambiente nelle condizioni di regime

Esportando così i dati acquisiti in Excel si potrà calcolare la potenza termica, dopo aver calcolato la portata di alimentazioni su una media di 5 misurazioni.

5.2.2 Modelli provati

I modelli di radiatori provati sull'impianto sperimentale sono i seguenti:

- Basic 1200x450;
- Basic 1200x1000;
- Hego23 1800x500.
- Hego23 770x450;

Di seguito sono riportate le principali caratteristiche tecniche di questi radiatori.

- *Basic 1200x450*

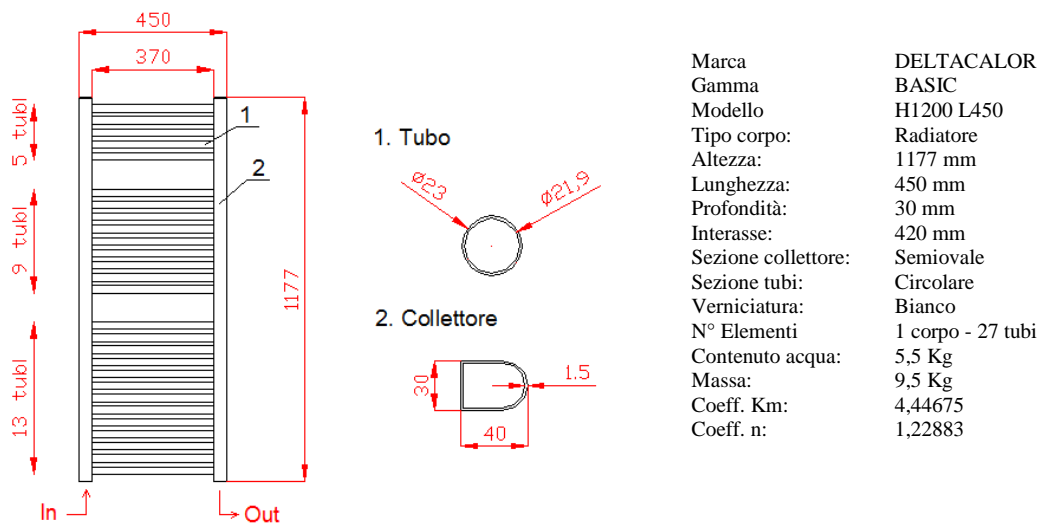


Figura 5.4 Caratteristiche tecniche Basic 1200x450

- Basic 1200x1000

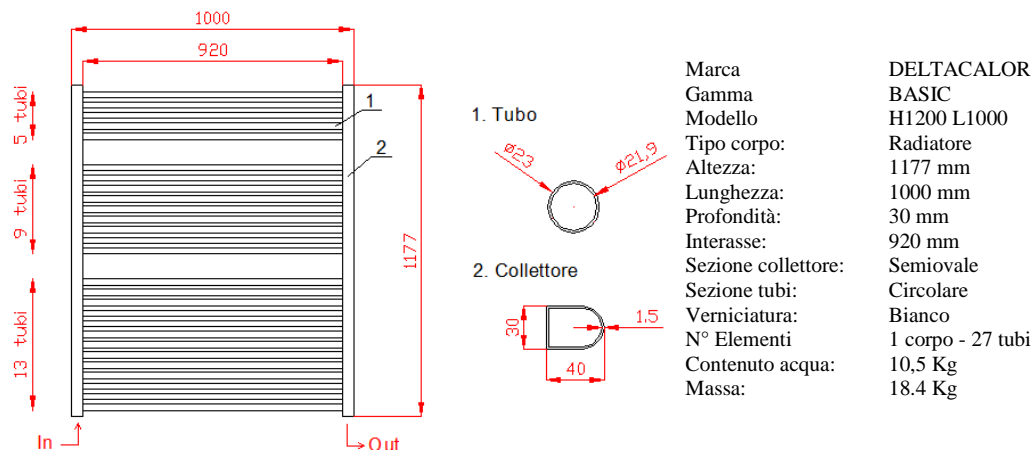


Figura 5.5 Caratteristiche tecniche Basic 1200x1000

- Hego23 1800x500

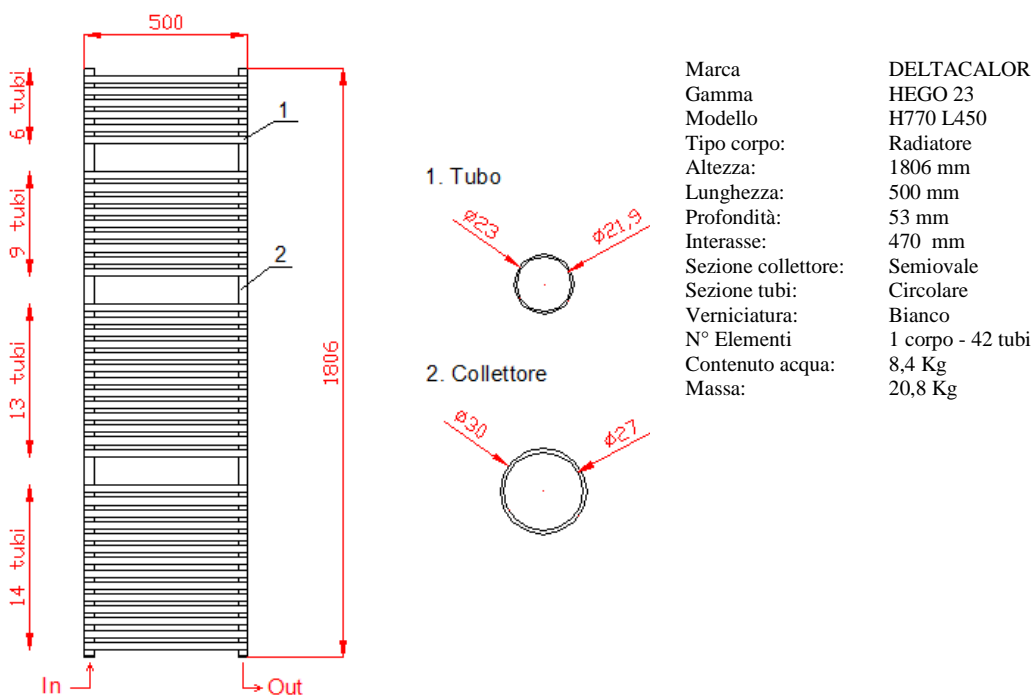


Figura 5.6 Caratteristiche tecniche Hego23 1800x500

- Hego23 770450

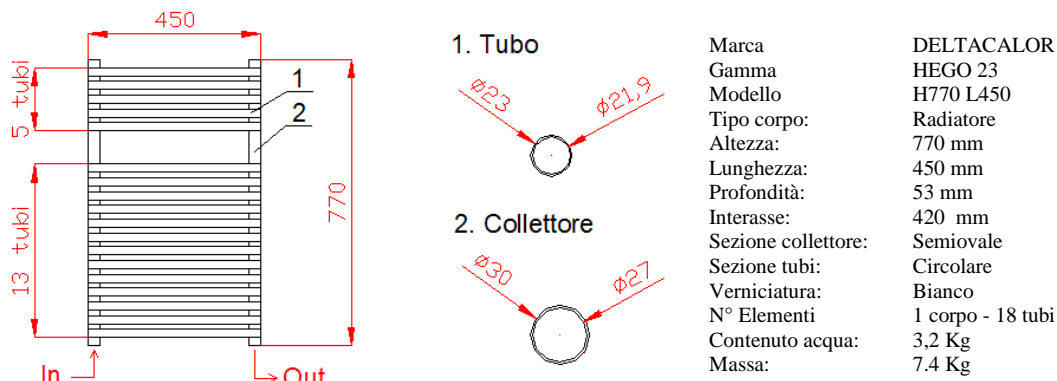


Figura 5.7 Caratteristiche tecniche Hego23 770x450

5.2.3 Risultati prove sperimentali

In questo paragrafo verranno mostrati i risultati delle singole prove condotte sui radiatori evidenziando su un grafico lo scostamento tra ogni punto di misura e la curva caratteristica ricavata dal Politecnico di Milano.

- Basic 1200x450

Coefficienti dell'equazione caratteristica (Politecnico Milano): $\begin{cases} Km = 4,44675 \\ n = 1,22883 \end{cases}$

-1° Prova:

Portata media	Δt_{IN-OUT}	Δt_{R-A}	Potenza
[Kg/s]	[°C]	[°C]	[W]
0,0196	3,2	32,50	262,54
0,0194	6,0	49,04	487,25
0,0193	8,3	60,54	670,55

Tabella 5.1 Dati sperimentali ricavati dalla prima prova Basic 1200 x 450

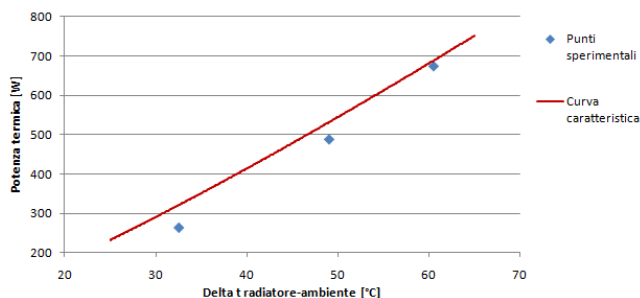


Figura 5.8 Dati sperimentali ricavati dalla prima prova Basic 1200 x 450

Capitolo 5

Risultati sperimentali

-2° Prova:

Portata media	Δt_{IN-OUT}	Δt_{R-A}	Potenza
[Kg/s]	[°C]	[°C]	[W]
0,0194	3,7	31,91	300,47
0,0191	7,2	52,07	575,66
0,0182	8,7	60,91	662,81

Tabella 5.2 Dati sperimentali ricavati dalla seconda prova Basic 1200 x 450.

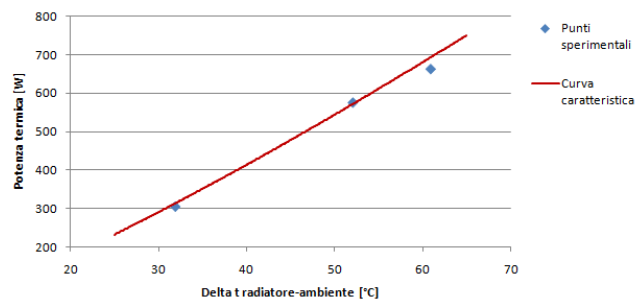


Figura 5.9 Dati sperimentali ricavati dalla seconda prova Basic 1200 x 450.

-3° Prova:

Portata media	Δt_{IN-OUT}	Δt_{R-A}	Potenza
[Kg/s]	[°C]	[°C]	[W]
0,01839	4,2	33,00	323,31
0,01798	7,2	52,29	541,90
0,01743	8,6	60,39	627,47

Tabella 5.3 Dati sperimentali ricavati dalla terza prova Basic 1200 x 450.

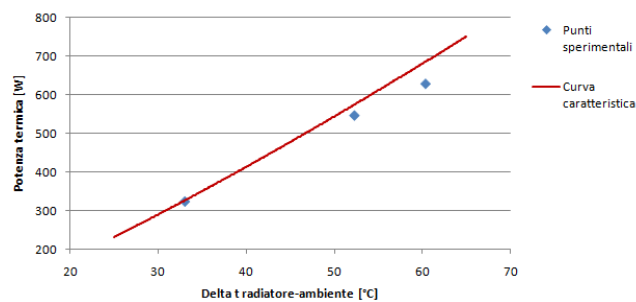


Figura 5.10 Dati sperimentali ricavati dalla terza prova Basic 1200 x 450.

Capitolo 5

Risultati sperimentali

- Basic 1200x1000

Coefficienti dell'equazione caratteristica (Politecnico Milano): $\begin{cases} Km = 11,2136 \\ n = 1,18323 \end{cases}$

-1° Prova:

Portata media	Δt_{IN-OUT}	Δt_{R-A}	Potenza
[Kg/s]	[°C]	[°C]	[W]
0,03092	4,5	31,14	582,44
0,03013	8,8	51,71	1109,89
0,02950	10,8	61,90	1333,66

Tabella 5.4 Dati sperimentali ricavati della prima prova Basic 1200 x 1000.

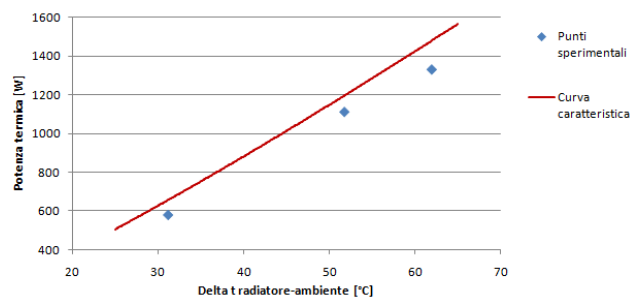


Figura 5.11 Dati sperimentali ricavati della prima prova Basic 1200 x 1000.

-2° Prova:

Portata media	Δt_{IN-OUT}	Δt_{R-A}	Potenza
[Kg/s]	[°C]	[°C]	[W]
0,03259	4,8	33,07	654,82
0,03372	8,1	52,04	1143,33
0,03347	9,8	61,54	1373,03

Tabella 5.5 Dati sperimentali ricavati della prima prova Basic 1200 x 1000.

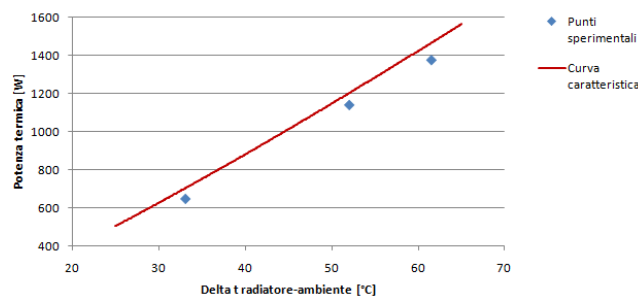


Figura 5.12 Dati sperimentali ricavati della seconda prova Basic 1200 x 1000.

Capitolo 5

Risultati sperimentali

-3° Prova:

Portata media	Δt_{IN-OUT}	Δt_{R-A}	Potenza
[Kg/s]	[°C]	[°C]	[W]
0,03484	4,7	34,47	685,45
0,03462	7,3	49,29	1057,91
0,03438	9,2	59,68	1321,02

Tabella 5.6 Dati sperimentali ricavati della terza prova Basic 1200 x 1000.

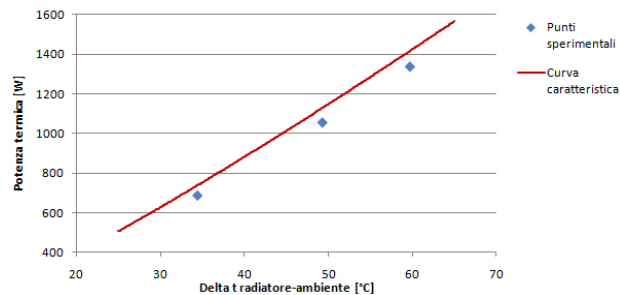


Figura 5.13 Dati sperimentali ricavati della terza prova Basic 1200 x 1000.

- Hego23 1800x500

Coefficienti dell'equazione caratteristica (Politecnico Milano): $\begin{cases} K_m = 8,05841 \\ n = 1,22053 \end{cases}$

-1° Prova:

Portata media	Δt_{IN-OUT}	Δt_{R-A}	Potenza
[Kg/s]	[°C]	[°C]	[W]
0,02935	4,0	30,17	491,43
0,02960	7,7	50,87	954,07
0,02962	9,4	60,12	1165,5

Tabella 5.7 Dati sperimentali ricavati della prima prova Hego23 1800x500

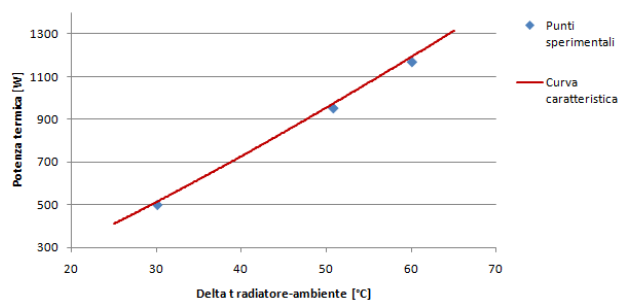


Figura 5.14 Dati sperimentali ricavati della prima prova Hego23 1800x500

Capitolo 5

Risultati sperimentali

-2° Prova:

Portata media	Δt_{IN-OUT}	Δt_{R-A}	Potenza
[Kg/s]	[°C]	[°C]	[W]
0,03012	3,8	30,5	479,11
0,02984	7,5	52,13	936,827
0,02977	9,0	60,15	1121,55

Tabella 5.8 Dati sperimentali ricavati della prima prova Hego23 1800x500

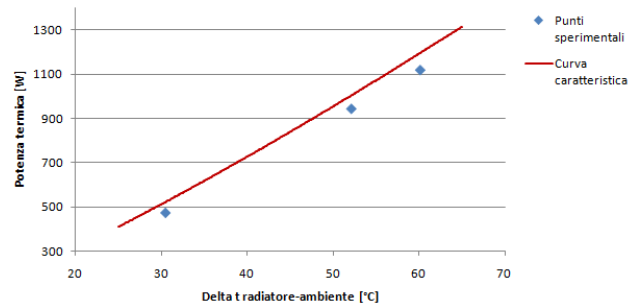


Figura 5.15 Dati sperimentali ricavati della seconda prova Hego 23 1800 x 500

-3° Prova:

Portata media	Δt_{IN-OUT}	Δt_{R-A}	Potenza
[Kg/s]	[°C]	[°C]	[W]
0,02865	4,1	31,03	491,71
0,02808	8,0	51,4	940,34
0,02803	9,3	61,45	1091,2

Tabella 5.9 Dati sperimentali ricavati della prima prova Hego23 1800x500

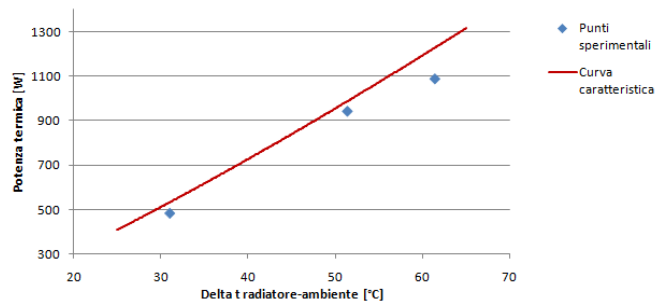


Figura 5.16 Dati sperimentali ricavati della terza prova Hego23 1800x500

Capitolo 5

Risultati sperimentali

- Hego23 770x450

Coefficienti dell'equazione caratteristica (Politecnico Milano): $\begin{cases} Km = 3,73938 \\ n = 1,1963 \end{cases}$

-1° Prova:

Portata media	Δt_{IN-OUT}	Δt_{R-A}	Potenza
[Kg/s]	[°C]	[°C]	[W]
0,02273	2,1	33,73	199,81
0,02148	4,2	52,63	377,64
0,02107	5,2	60,23	458,63

Tabella 5.10 Dati sperimentali ricavati dalla prima prova Hego23 770x450.

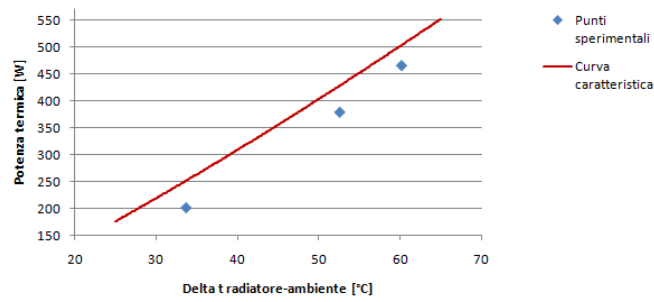


Figura 5.17 Dati sperimentali ricavati dalla prima prova Hego23 770x450.

-2° Prova:

Portata media	Δt_{IN-OUT}	Δt_{R-A}	Potenza
[Kg/s]	[°C]	[°C]	[W]
0,02320	2,2	35,38	213,65
0,02189	4,1	51,06	375,69
0,02236	4,7	58,58	439,92

Tabella 5.11 Dati sperimentali ricavati dalla seconda prova Hego23 770x450.

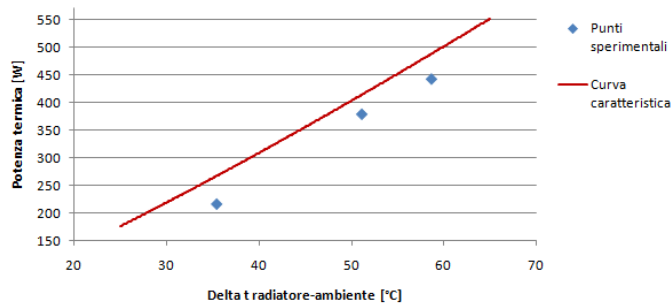


Figura 5.18 Dati sperimentali ricavati dalla seconda prova Hego23 770x450.

Capitolo 5

Risultati sperimentali

-3° Prova:

Portata media	Δt_{IN-OUT}	Δt_{R-A}	Potenza
[Kg/s]	[°C]	[°C]	[W]
0,02130	2,0	31,58	178,32
0,02103	4,0	50,87	352,13
0,02010	5,35	61,35	450,12

Tabella 5.12 Dati sperimentali ricavati dalla terza prova Hego23 770x450

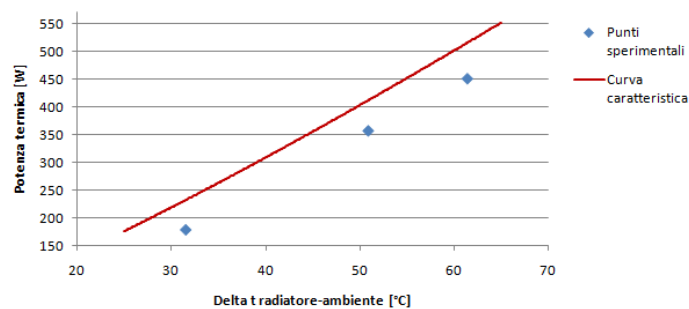


Figura 5.19 Dati sperimentali ricavati dalla terza prova Hego23 770x450

A questo punto è opportuno andare ad indicare su un unico grafico i valori di potenza e di Δt_{R-A} ottenuti dalle tre prove di ciascun radiatore, allo scopo di ricavare i coefficienti della la curva di regressione ai minimi quadrati, scritta nella forma:

$$y = Ax^B$$

- Basic 1200x450

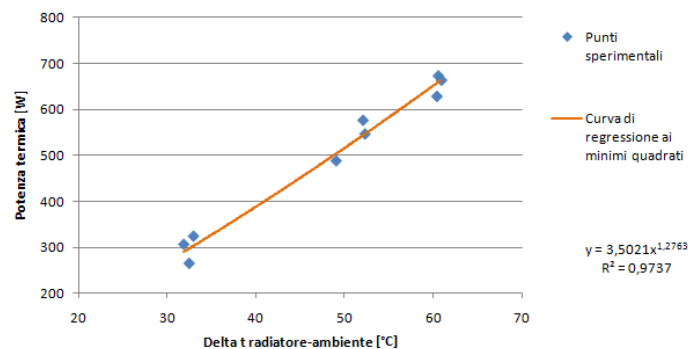


Figura 5.20 Curva di regressione dei dati sperimentali radiatore Basic 1200x450

Capitolo 5

Risultati sperimentali

- Basic 1200x1000

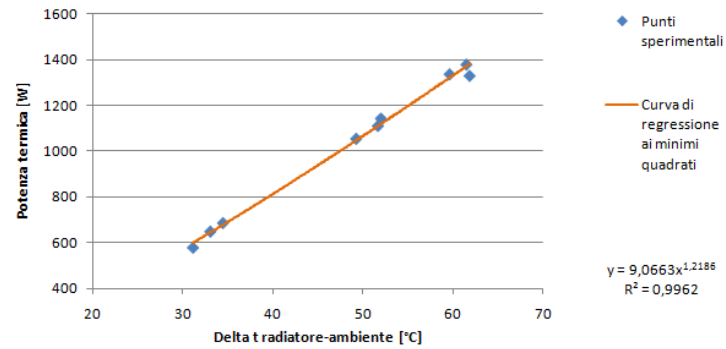


Figura 5.21 Curva di regressione dei dati sperimentali radiatore Basic 1200x1000

- Hego23 1800x500

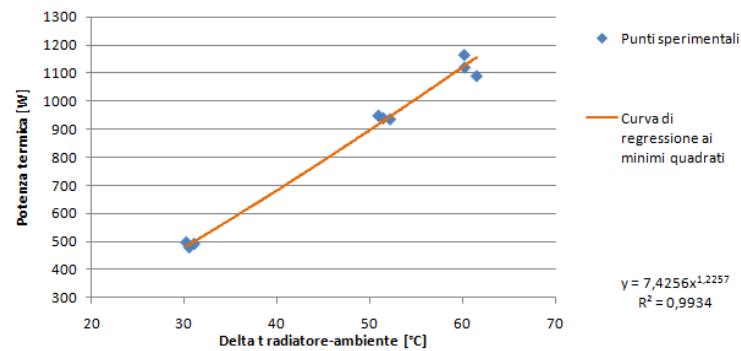


Figura 5.22 Curva di regressione dei dati sperimentali radiatore Hego23 1800x500

- Hego23 770x450

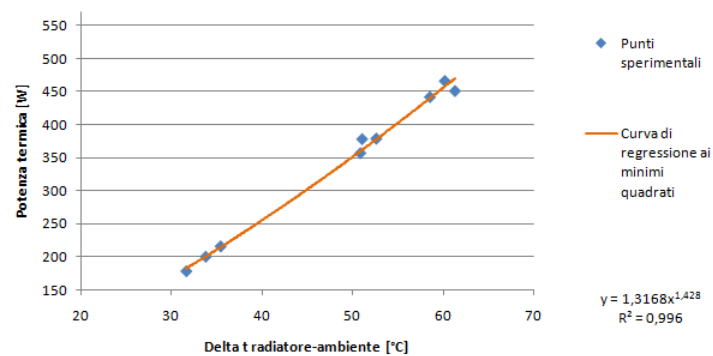


Figura 5.23 Curva di regressione dei dati sperimentali radiatore Hego23 770x450

Capitolo 5

Risultati sperimentali

L'analisi proposta consentirà di valutare l'errore relativo commesso confrontato con i report del Politecnico di Milano nei tre salti termici di riferimento normativo:

- *Basic 1200x450*

Δt_{R-A}	Potenza	Potenza (Politecnico)	Errore %
[°C]	[W]	[W]	
30	268,89	290,52	7,4
50	516,09	544,24	5,2
60	651,30	680,91	4,3

Tabella 5.13 Valutazione dell'errore relativo sulle misure del radiatore **Basic 1200x450**

- *Basic 1200x1000*

Δt_{R-A}	Potenza	Potenza (Politecnico)	Errore %
[°C]	[W]	[W]	
30	572,07	627,36	8,8
50	1066,09	1148,20	7,2
60	1331,33	1424,65	6,6

Tabella 5.14 Valutazione dell'errore relativo sulle misure del radiatore **Basic 1200x1000**

- *Hego23 1800x500*

Δt_{R-A}	Potenza	Potenza (Politecnico)	Errore %
[°C]	[W]	[W]	
30	480,00	511,82	6,2
50	897,76	954,76	6,0
60	1122,57	1192,71	5,9

Tabella 5.15 Valutazione dell'errore relativo sulle misure del radiatore **Hego23 1800x500**

- Hego23 770x450

Δt_{R-A}	Potenza	Potenza (Politecnico)	Errore %
[°C]	[W]	[W]	
30	169,37	218,72	22,6
50	351,28	402,97	12,8
60	455,74	501,19	9,1

Tabella 5.16 Valutazione dell'errore relativo sulle misure del radiatore Hego23 770x450

Per ciascuno dei modelli considerati è possibile notare come le potenze siano generalmente sottostimate rispetto ai valori di riferimento; inoltre si può osservare come l'errore relativo diminuisca all'aumentare del Δt_{R-A} . Dalle prove effettuate si evidenzia che il radiatore di minor dimensioni (Hego 23 770 x 450), risulta fornire il risultato peggiore con uno scostamento massimo pari al 22% al Δt_{R-A} pari a 30°C, per poi rientrare ad un più ragionevole scarto per i Δt_{R-A} pari a 50°C e 60°C. Negli altri casi considerati si nota invece come le prove effettuate consentano di stimare la potenza termica del radiatore entro un valore massimo dell' 8,8%.

Capitolo 6

Conclusioni

In questo lavoro di tesi ci si è occupati della progettazione e realizzazione di un impianto di prova per radiatori partendo dalla normativa vigente (EN 442) e dall'esperienza avuta presso il laboratorio MRT del Politecnico di Milano. I risultati ottenuti sono stati sostanzialmente in linea con quelle che erano le aspettative iniziali che definivano le basi per la realizzazione di questo lavoro, ossia sapendo che l'impianto non avrebbe potuto raggiungere le caratteristiche di accuratezza nella misura, proposte da sistemi ben più evoluti. Nonostante ciò i pregi di questo lavoro sono stati quelli di riuscire a realizzare tale impianto, nei tempi di un lavoro di tesi, a cui competono le seguenti caratteristiche:

- Elevata semplicità costruttiva, offrendo così un basso investimento;
- Elevata semplicità nell'esecuzione delle prove;
- Elevata semplicità e rapidità nell'allestire le prove;
- Dimensioni ridotte rispetto all'impianto definito dalla normativa.

Si può notare sostanzialmente che le curve di regressione ricavate tendono a sottostimare le curve caratteristiche definite dal Politecnico di Milano entro una fascia dell'ordine del 10%. Pertanto si osserva, nei grafici sottostanti, come le curve sperimentali (colore blu), ricavate per i radiatori Basic 1200x450, Basic 1200x1000 ed Hego23 1800x500, rientrino nella fascia compresa tra la curva del Politecnico di Milano (colore rosso) e la stessa traslata inferiormente di un valore pari al 10% (colore verde).

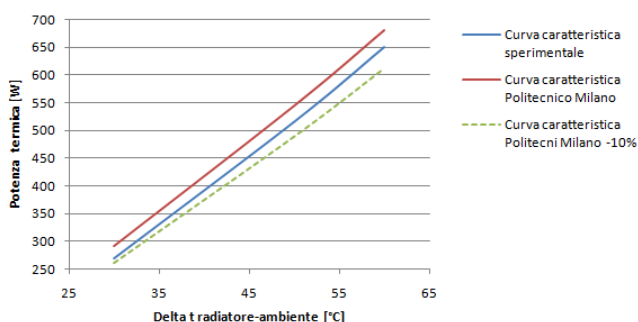


Figura 6.1. Curve caratteristiche radiatore Basic 1200x450

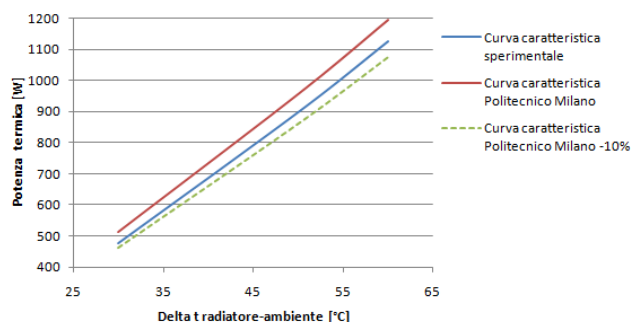


Figura 6.2. Curve caratteristiche radiatore Basic 1200x1000

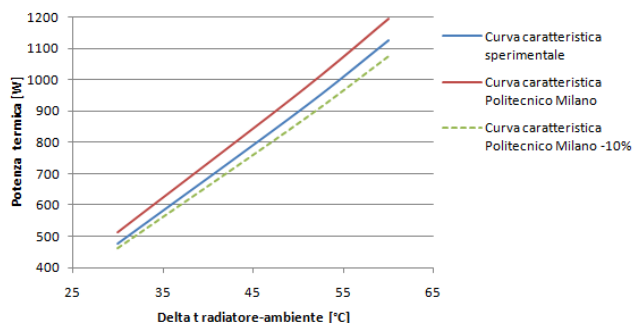


Figura 6.3. Curve caratteristiche radiatore Hego23 1800x 500

Cosa differente invece, per il radiatore Hego23 770x450; in quanto si può osservare nel grafico sottostante che la curva sperimentale sottostima ben oltre il 10% la curva caratteristica del Politecnico di Milano. Tuttavia all'aumentare del Δt_{R-A} si nota che tale scostamento diminuisca, rientrando nella fascia di sottostima del 10%.

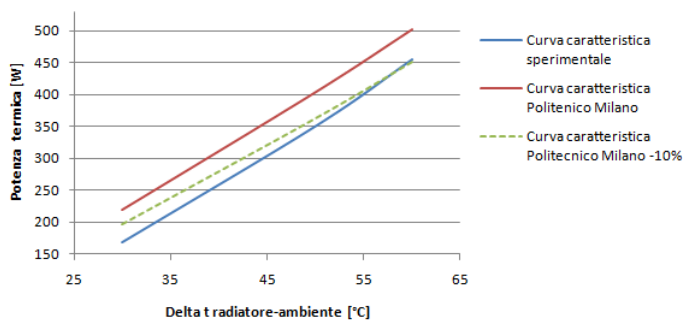


Figura 6.4. Curve caratteristiche radiatore Hego23 770x450

In seguito a ciò si può definire che i radiatori a bassa inerzia e di bassa potenza termica risultano essere notevolmente penalizzati, in termini di prestazioni, se testati sull'impianto realizzato, in quanto questi:

- Risentono maggiormente delle condizioni ambientali; con la conseguente difficoltà di identificare un vero e proprio regime stazionario della prova;
- Necessitano di portate molto basse per garantire un Δt_{IN-OUT} del radiatore per rientrare nell'intervallo definito nelle modalità di esecuzione della prova (vedi paragrafo 5.1). Infatti si può notare nelle tabelle delle singole prove (vedi paragrafo 5.2.3), come tale condizione non è stata soddisfatta.

In generale si può quindi definire che eseguendo almeno tre prove per ogni radiatore, secondo le modalità descritte nel paragrafo 5.1, ed interpolando i risultati finali ottenuti mediante una curva di regressione ai minimi quadrati si ha la possibilità di sottostimare la potenza termica dell'ordine del 10%. Pertanto si può pensare di applicare alla curva di regressione ai minimi quadrati un coefficiente correttivo che aumenti la potenza termica del 10%. Però, al fine di conferire generalità alla taratura dell'impianto, sarebbe opportuno valutare ulteriori radiatori: sia della stessa gamma che altre a cui competono geometrie differenti, affrontando il problema in termini statistici; cosa che potrà essere programmata in futuro. Dal punto di vista impiantistico, alla luce dei problemi riscontrati e dei limiti dell'impianto è possibile definire una serie di modifiche che potranno essere implementate in futuro per migliorare i risultati delle prove. Queste possono essere:

- Cercare di stabilizzare la temperatura in ingresso, aumentando l'inerzia termica del serbatoio superiore aumentando l'altezza del tubo di scarico;
- Eseguire delle modifiche sul tratto di uscita dell'acqua dal radiatore allo scopo di riuscire ad alimentare il radiatore con portate anche molto basse in modo da dilatare il Δt_{IN-OUT} anche su radiatori di bassa inerzia termica e bassa potenza termica. Una possibile soluzione potrebbe essere quella di diminuire il diametro della tubazione da 3/4" a 1/2", inserendo dunque una valvola di regolazione di dimensioni inferiori che riesca a gestire meglio le basse portate;
- Migliorare il sistema di acquisizione dei dati, prevedendo l'utilizzo di particolari raccordi idraulici in grado di alloggiare al loro interno più di una singola termoresistenza, allo scopo di definire una temperatura media sulle tre temperature rilevate;
- Automatizzare il sistema di acquisizione dei dati sviluppando un particolare software che riesca a definire quando la prova abbia raggiunto le condizioni di regime ed acquisisca automaticamente le temperature per i successivi 20 minuti calcolandone la potenza termica.

Bibliografia

- [1] Incropera Frank P., Dewitt David P., “*Fundamentals of heat and mass transfer – 5. Ed.*”, J. Wiley, New York, 2002;
- [2] Çengel. Yunus A., Cirillo E., “*Termodinamica e trasmissione del calore – 3. Ed.*”, McGraw-Hill libri Italia, Milano, 2008;
- [3] Inzoli F., Colombo E., “*Termodinamica e trasmissione del calore : guida all'impostazione e alla risoluzione di problemi di fisica tecnica*”, Schönenfeld & Ziegler, Milano, 2004;
- [4] Citrini D., Nosedà G., “*Idraulica*”, Casa editrice ambrosiana, Milano, 2004;
- [5] Colle A., “*I radiatori negli impianti di riscaldamento*”, Ideal-Standard S.p.A, Milano, 1973;
- [6] Vio M., “*Efficienza energetica e benessere ambientale: confronto ragionato tra il pavimento radiante e radiatori nel riscaldamento residenziale*”, Editoriale Delfino, Milano, 2009;
- [7] Norma UNI EN 442-1, Milano, 2004;
- [8] Norma UNI EN 442-2, Milano, 2004;
- [9] Fondital S.p.A, “*Dai sistemi tradizionali all'impiego a bassa temperatura*” tratto dal sito: <http://www.fondital.it/it/componentcontent/article/135-un-sistema-di-riscaldamento-moderno-efficiente-economico-e-confortevole-il-riscaldamento-a-radiatori.html>;
- [10] Laboratorio M.R.T., “*Caratteristiche tecniche della camera termostatica*” tratto dal sito: <http://www.mrt.polimi.it/>.

Ringraziamenti

Al termine di questo lavoro vorrei ringraziare alcune persone perché senza di loro tutto questo non sarebbe stato possibile.

In primo luogo voglio ringraziare il mio tutor aziendale Claudio Rizzo per avermi insegnato molto durante il mio tirocinio presso la Deltacolor ed il Prof. Fabio Inzoli per avermi guidato e consigliato durante la stesura di questo lavoro.

Un ringraziamento speciale va ai miei genitori, che credendo nelle mie potenzialità hanno deciso di sponsorizzare i miei studi con il loro supporto economico e con il loro affetto costante.

Un Grazie anche a mio zio Carlo e a tutta la mia famiglia che durante questi anni universitari hanno creduto nelle mie capacità, sapendomi supportare ed ascoltare.

Un grazie a Lucia sia per aver combattuto insieme a me, senza mai sentire la stanchezza, sia per avermi regalato momenti di vera felicità e amore profondo.

Ultimi, ma non ultimi voglio ricordare i compagni di viaggio di questi anni. Gli anni universitari sono tra i più belli della vita di un uomo e a rendere magico questo periodo della vita sono gli amici e i colleghi di corso; compagni di serate indimenticabili, di risate, di duri allenamenti in palestra e di estenuanti gruppi studio.

Grazie di cuore a tutti voi per aver percorso questo tratto di strada con me.